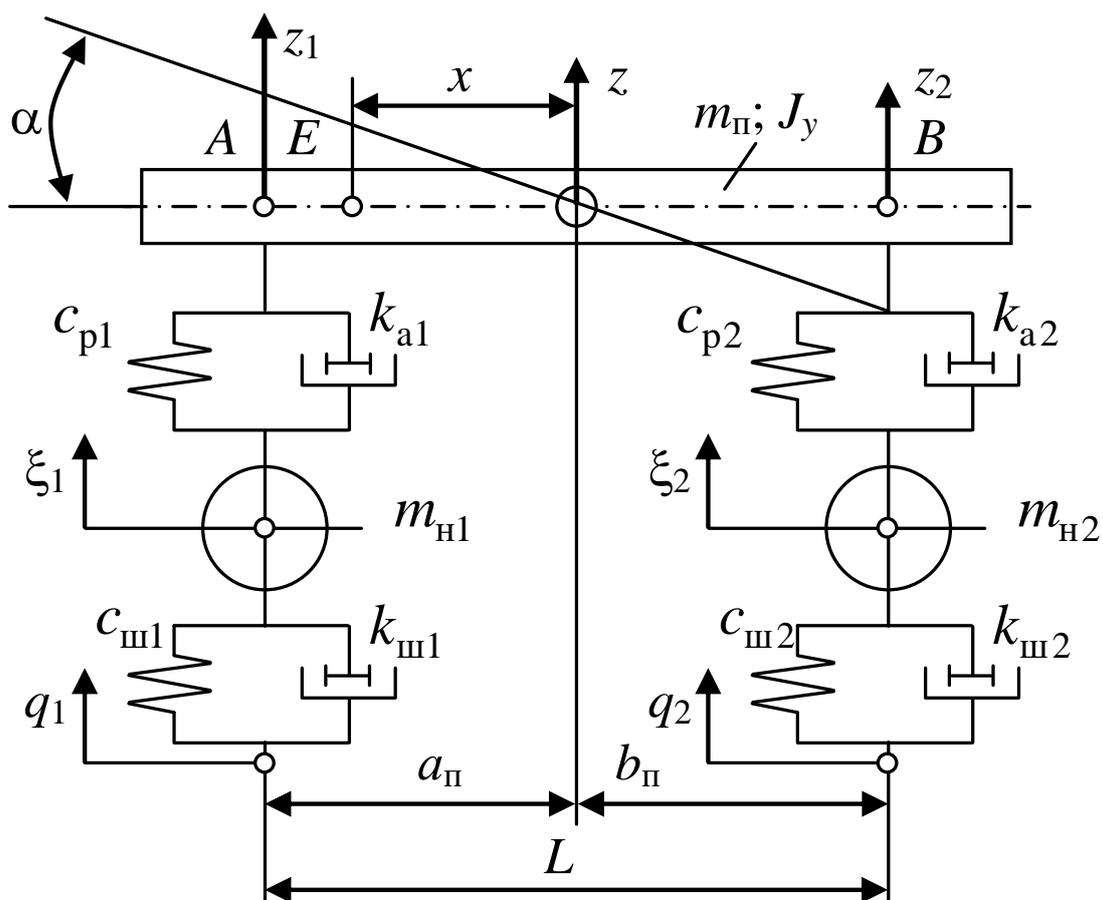


ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМ. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА»

**В.Н. Кравец**

## **ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ**

*Издание второе, переработанное*

*Допущено Учебно-методическим объединением вузов Российской Федерации по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов в качестве учебника для студентов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение»*

Нижний Новгород 2013

**УДК 629.113 (075.8)**  
**ББК 39.33-01 я 73**  
**К 771**

*Рецензенты:*

доктор технических наук, профессор С.В. Бахмутов;  
кандидат технических наук, профессор В.В. Серебряков

**Кравец, В.Н.**

**К 771** Теория автомобиля: учебник / В.Н. Кравец; Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева. – 2-е изд., переработ. – Нижний Новгород, 2013. – 413 с.

**ISBN 978-5-502-00192-2**

Рассмотрены физические явления, протекающие при взаимодействии автомобиля с опорной поверхностью и окружающей средой, на основании которых выявлены основные закономерности его движения. Изложены методы выбора и анализа параметров автомобиля, обеспечивающие заданные показатели эксплуатационных свойств. Приведены методики расчёта оценочных параметров и характеристик эксплуатационных свойств, реализуемых при движении автомобиля.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение», а также для конструкторов и исследователей автомобилей.

Рис. 208. Табл. 7. Библиогр. 42 назв.

**УДК 629.113 (075.8)**  
**ББК 39.33-01 я 73**

**ISBN 978-5-502-00192-2**

© Кравец В.Н., 2013  
© НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2013

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	6
<b>ГЛАВА 1. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ</b> ..	9
1.1. Определения .....	9
1.2. Влияние тягово-скоростных свойств автомобиля на его основные технико-экономические показатели .....	9
1.3. Взаимодействие колеса с опорной поверхностью .....	10
1.4. Тяговая сила на ведущих колёсах автомобиля .....	30
1.5. Силы сопротивления движению автомобиля .....	38
1.6. Силы и моменты, действующие на автомобиль при прямо- линейном движении .....	46
1.7. Характеристики тягово-скоростных свойств автомобиля ....	60
1.8. Тягово-скоростные свойства автомобиля с гидромеханиче- ской трансмиссией .....	80
Вопросы для самоконтроля .....	94
<b>ГЛАВА 2. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ</b> .....	97
2.1. Определения .....	97
2.2. Значение топливной экономичности автомобиля .....	97
2.3. Оценочные показатели топливной экономичности .....	98
2.4. Уравнение расхода топлива .....	99
2.5. Топливно-экономическая характеристика автомобиля .....	101
2.6. Расход топлива на заданных маршрутах и режимах ездовых циклов .....	108
2.7. Аналитический метод расчёта расхода топлива .....	113
2.8. Топливно-экономическая характеристика автомобиля с гид- ромеханической трансмиссией .....	117
2.9. Нормы расхода топлива .....	120
Вопросы для самоконтроля .....	121
<b>ГЛАВА 3. ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ АВТОМОБИЛЯ</b> .....	122
3.1. Цель и исходные данные для выполнения расчёта .....	122
3.2. Последовательность выполнения тягового расчёта .....	128
3.3. Подбор внешней скоростной характеристики двигателя ....	130
3.4. Выбор передаточных чисел агрегатов трансмиссии .....	132
3.5. Особенности тягового расчёта автомобиля с гидромеханиче- ской трансмиссией .....	142
Вопросы для самоконтроля .....	146
<b>ГЛАВА 4. ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ</b> .....	147
4.1. Определения .....	147
4.2. Значение тормозных свойств .....	148

4.3. Уравнение движения автомобиля при торможении . . . . .	149
4.4. Торможение с неполным использованием сил сцепления . . .	154
4.5. Торможение с полным использованием сил сцепления . . . . .	160
4.6. Оптимальное распределение тормозных сил . . . . .	170
4.7. Эффективность запасной, стояночной и вспомогательной тормозных систем автомобиля . . . . .	184
4.8. Особенности торможения автопоезда . . . . .	188
Вопросы для самоконтроля . . . . .	190
<b>ГЛАВА 5. УПРАВЛЯЕМОСТЬ И МАНЁВРЕННОСТЬ АВТОМОБИЛЯ</b>	<b>191</b>
5.1. Определения . . . . .	191
5.2. Значение управляемости автомобиля . . . . .	192
5.3. Способы поворота и условия управляемости . . . . .	193
5.4. Боковой увод автомобильного колеса . . . . .	198
5.5. Кинематика поворота автомобиля . . . . .	205
5.6. Силы и моменты, действующие на автомобиль при повороте	210
5.7. Поворачиваемость автомобиля . . . . .	219
5.8. Колебания управляемых колёс относительно шкворней и стабилизация управляемых колёс . . . . .	222
5.9. Манёвренность автомобиля . . . . .	242
Вопросы для самоконтроля . . . . .	247
<b>ГЛАВА 6. УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ</b>	<b>248</b>
6.1. Определения . . . . .	248
6.2. Значение устойчивости автомобиля . . . . .	250
6.3. Поперечная устойчивость автомобиля . . . . .	250
6.4. Устойчивость автомобиля против заноса . . . . .	258
6.5. Устойчивость автомобиля при крене поддрессоренной массы	265
6.6. Продольная устойчивость автомобиля . . . . .	274
6.7. Курсовая устойчивость автомобиля . . . . .	281
6.8. Аэродинамическая устойчивость автомобиля . . . . .	286
Вопросы для самоконтроля . . . . .	290
<b>ГЛАВА 7. ПЛАВНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ</b>	<b>292</b>
7.1. Определения . . . . .	292
7.2. Значение плавности движения . . . . .	293
7.3. Оценочные показатели и нормы плавности движения . . . . .	293
7.4. Геометрические характеристики опорной поверхности движения . . . . .	300
7.5. Автомобиль как колебательная система . . . . .	309
7.6. Свободные колебания поддрессоренной массы автомобиля без учёта сил сопротивления . . . . .	317

7.7. Свободные колебания поддресоренных и неподдресоренных масс автомобиля без учёта сил сопротивления . . . . .	330
7.8. Свободные колебания автомобиля с учётом сил сопротивления .	334
7.9. Вынужденные колебания автомобиля . . . . .	342
7.10. Случайные колебания автомобиля . . . . .	348
Вопросы для самоконтроля . . . . .	354
<b>ГЛАВА 8. ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ . . . . .</b>	<b>355</b>
8.1. Определения . . . . .	355
8.2. Значение проходимости автомобиля . . . . .	357
8.3. Профильная проходимость . . . . .	358
8.4. Опорная проходимость . . . . .	368
8.5. Рабочие процессы в трансмиссии автомобиля . . . . .	372
8.6. Движение автомобиля по деформируемой опорной поверхности . . . . .	379
8.7. Обобщённые показатели проходимости . . . . .	393
Вопросы для самоконтроля . . . . .	394
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ . . . . .</b>	<b>396</b>
<b>ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ . . . . .</b>	<b>399</b>

## ВВЕДЕНИЕ

**Предмет дисциплины «Теория автомобиля».** Теория автомобиля – наука о физических явлениях, протекающих при взаимодействии автомобиля с опорной поверхностью и окружающей средой. Дисциплина даёт знания о закономерностях движения автомобиля, определяющих показатели его эксплуатационных свойств.

**Цель изучения дисциплины** – формирование знаний, умений и навыков по выявлению закономерностей движения автомобиля, выбору и анализу его параметров, обеспечивающих реализацию заданных показателей эксплуатационных свойств.

**Задачи изучения дисциплины.** В результате изучения дисциплины студенты *должны знать*:

- теорию, методы расчёта, анализа и оценки показателей эксплуатационных свойств автомобиля;

*уметь*:

- выполнять расчёты показателей и характеристик тягово-скоростных свойств, топливной экономичности, тормозных свойств, управляемости, манёвренности, устойчивости, плавности движения и проходимости автомобиля;
- анализировать и определять пути улучшения показателей и характеристик эксплуатационных свойств автомобиля;
- использовать для выполнения расчётов и анализа показателей и характеристик эксплуатационных свойств автомобиля современные методы с применением компьютерной техники.

**Структурно-логические связи «Теории автомобиля» с другими дисциплинами учебного плана подготовки специалистов.** При изучении дисциплины «Теория автомобиля» необходимо знание материала, излагаемого в учебных дисциплинах «Математика», «Физика», «Теоретическая механика», «Теория колебаний», «Теория механизмов и машин», «Гидравлика и пневмопривод», «Энергетические установки», «Конструкция автомобиля и трактора».

Знание «Теории автомобиля» необходимо при изучении цикла профессиональных дисциплин, включающего «Эксплуатацию автомобиля», «Конструирование и расчёт автомобиля», «Автоматические системы автомобиля», «Испытания автомобиля», «Проектирование автомобиля», «Строительную механику автомобиля», а также при выполнении выпускной работы бакалавра, курсового проекта по специальности, дипломного проекта.

**Роль «Теории автомобиля» в решении проблем совершенствования автомобилей.** Знания, полученные при изучении дисциплины, служат теоретической основой проектирования, конструирования, расчёта и испытаний автомобиля в целом, а также его агрегатов, узлов и систем, что является предметом изучения цикла профессиональных дисциплин, формирующих знания и умения современного выпускника вуза в области автомобилестроения.

Вопросы теории автомобиля включены как обязательная составная часть в государственный экзамен, который студенты сдают перед защитой выпускной работы бакалавра. Теоретические расчёты показателей эксплуатационных свойств предусмотрены также при выполнении выпускной бакалаврской работы, дипломного проекта, публичная защита которых позволяет получить соответствующую квалификацию бакалавра, дипломированного специалиста.

Изучаемые в теории автомобиля эксплуатационные свойства характеризуют возможность его эффективного использования в определённых условиях и позволяют оценить, в какой мере его конструкция отвечает этим условиям. Знание теории автомобиля необходимо при проектировании новых моделей, а также при выборе типов автомобилей в соответствии с различными условиями эксплуатации. Реализация достижений теории на практике даёт возможность повысить производительность автомобиля и снизить себестоимость перевозок. Для этого следует увеличить среднюю скорость движения и уменьшить расход топлива при одновременном сохранении безопасности движения и обеспечении комфортабельности для водителя и пассажиров, а также сохранности перевозимых грузов.

**Эксплуатационные свойства, изучаемые в «Теории автомобиля».** Под эксплуатационными свойствами понимают группу свойств, определяющих степень приспособленности автомобиля к эксплуатации в определённых условиях. В теории автомобиля рассматривают эксплуатационные свойства, непосредственно связанные с движением автомобиля. К ним относят:

- 1) тягово-скоростные свойства;
- 2) топливную экономичность;
- 3) тормозные свойства;
- 4) управляемость, манёвренность и устойчивость;
- 5) плавность движения;
- 6) проходимость.

Остальные эксплуатационные свойства (вместимость, материалоемкость, надёжность и др.) рассматривают в других профессиональных учебных дисциплинах.

**Развитие теории автомобиля как науки в нашей стране и за рубежом.** Теория автомобиля формировалась и развивалась в результате деятельности научных организаций и учёных многих стран. Отдельные вопросы теории стали развиваться сразу же после создания первых автомобилей. Ещё в начале XX в. в США начал выходить специальный автомобильный журнал, в котором печатались статьи по отдельным вопросам теории движения автомобилей. Специалисты в области теории автомобиля появились в странах с интенсивно развивающейся автомобильной промышленностью (США, Германии, Франции) в 20-х годах прошлого столетия.

В России одним из первых обратил внимание на вопросы, связанные с законами движения автомобиля, профессор Н.Е. Жуковский. В начале XX в. им опубликованы статьи, посвящённые исследованию дополнительных нагрузок в трансмиссии автомобиля с жёстким приводом ко всем ведущим колёсам, коле-

баний экипажа на рессорах, устойчивости движения автомобиля на повороте переменного радиуса.

Оформление теории автомобиля как науки в нашей стране осуществил академик Е.А. Чудаков. В 1918 г. в системе Высшего совета народного хозяйства России была создана Научная автомобильная лаборатория, которая в 1921 г. была преобразована в Научный автотехнический институт (НАМИ), который стал научным центром автомобильной промышленности нашей страны. Основателем НАМИ был Е.А. Чудаков. С 1923 г. он серией работ положил начало теории автомобиля. В 1935 г. Е.А. Чудаков опубликовал первый в мире учебник «Теория автомобиля». Учебник выдержал три издания и до настоящего времени является основополагающей работой, по которой студенты вузов, инженеры и научные работники изучают теорию автомобиля.

В 30-х годах XX в. результаты исследований по теории автомобиля опубликованы в учебных пособиях В.Ю. Гиттиса и Н.А. Яковлева. В 40–60-х годах теория автомобиля получила развитие в монографиях и учебных пособиях Г.В. Зимелёва, Б.С. Фалькевича, Н.А. Яковлева и Н.В. Дивакова, Д.П. Великанова, В.А. Иларионова.

80-е годы отмечены выходом в свет учебников по теории автомобиля А.И. Гришкевича, А.С. Литвинова и Я.Е. Фаробина.

В начале XXI века изданы учебники В.П. Тарасика, В.Н. Кравца и В.В. Селифонова.

Названные работы относятся в основном к теории движения автомобилей общетранспортного назначения. Издано несколько работ по теории движения автопоездов и специализированного подвижного состава Я.Х. Закиным, Я.Е. Фаробиним, М.С. Высоцким, Б.Н. Белоусовым, Г.И. Гладовым и др. Вопросы теории движения армейских полноприводных автомобилей нашли отражение в книгах Г.А. Смирнова, Д.А. Антонова, А.С. Антонова, П.В. Аксёнова, В.Ф. Платонова, Н.Ф. Кошарного, Я.С. Агейкина, Ю.В. Пирковского, Н.Ф. Бочарова, А.А. Полунгяна, С.Б. Шухмана, В.В. Ларина и др.

Издание учебно-научной литературы по теории автомобиля за рубежом не получило широкого распространения. Среди обобщающих работ, приближающихся к тематике отечественных книг по теории автомобиля, можно назвать изданные в 50-х годах прошлого века работы по механике автомобиля А. Янте, Я. Таборека и по теории наземных транспортных средств Дж. Вонга (1982 г.).

«Теория автомобиля» – относительно молодая наука, многие её разделы нуждаются в дальнейшей разработке и уточнении. Современный этап развития теории автомобиля характеризуется углублённым изучением отдельных эксплуатационных свойств, оценкой их в комплексе и оптимизацией показателей эксплуатационных свойств и технических параметров автомобиля. Применение современных методов моделирования и оптимизации позволяет на стадии проектирования создавать наиболее рациональные конструкции автомобиля.

## Глава 1. Тягово-скоростные свойства автомобиля

### 1.1. Определения

*Тягово-скоростными свойствами* называют совокупность свойств, определяющих возможные по характеристикам двигателя или сцепления ведущих колёс с опорной поверхностью диапазоны изменения скоростей движения и максимальные ускорения разгона автомобиля при его работе в тяговом режиме в различных дорожных условиях.

*Тяговым* считают режим, при котором от двигателя к ведущим колёсам подводится мощность, достаточная для преодоления сопротивления движению.

Методы оценки тягово-скоростных свойств могут быть использованы для решения задач анализа и синтеза. *Анализ* тягово-скоростных свойств автомобиля с заданными конструктивными параметрами позволяет определить скорости, ускорения и возможность буксирования прицепа заданной массы в конкретных дорожных условиях и выявить предельные дорожные условия, в которых ещё возможно его движение. При *синтезе* определяют конструктивные параметры автомобиля, которые могут обеспечить заданные скорости движения и ускорения разгона в конкретных дорожных условиях, преодоление заданных подъёмов и буксирование прицепов заданной массы, а также найти предельные дорожные условия, в которых возможно его движение. Решение первой задачи называют определением показателей тягово-скоростных свойств или поверочным тяговым расчётом, а второй – проектировочным или проектным тяговым расчётом.

### 1.2. Влияние тягово-скоростных свойств автомобиля на его основные технико-экономические показатели

*Тягово-скоростные свойства* характеризуют способность автомобиля доставлять грузы или пассажиров с минимальными затратами времени за счёт движения с высокой *средней скоростью*. Чем выше тягово-скоростные свойства автомобиля, тем быстрее он перевозит грузы и пассажиров и, следовательно, меньше тратит времени на передвижение, тем выше его средняя скорость.

Тягово-скоростные свойства имеют первостепенное значение для повышения его *производительности* и *снижения затрат на перевозки*. С увеличением средней скорости движения возрастает среднегодовой пробег и среднегодовая производительность автомобиля. Чем больше годовая производительность автомобиля при тех же годовых затратах, тем меньше затраты на единицу транспортной работы и эффективнее его использование.

Условия движения автомобиля в процессе эксплуатации непрерывно меняются, что приводит к изменению скорости движения. Для *безопасности* движения необходимо, чтобы скорость в любой момент времени точно соответствовала дорожным условиям и психофизиологическим возможностям водителя. При увеличении скорости возрастает вероятность дорожно-транспортных происшествий и тяжесть их последствий.

Таким образом, для дорожного движения характерно наличие двух тенденций. С одной стороны, желательно увеличивать скорость для повышения производительности автомобилей, с другой – следует ограничивать верхний предел скорости с целью снижения опасности возникновения дорожно-транспортных происшествий. Повышение скорости автомобилей возможно лишь при одновременном обеспечении безопасности их движения, то есть повышение показателей тягово-скоростных свойств должно сопровождаться повышением его конструктивной безопасности, улучшением дорожных условий и организации движения.

Следует иметь в виду, что на среднюю скорость движения оказывают влияние другие эксплуатационные свойства – *плавность движения, управляемость и устойчивость, тормозные свойства, проходимость, условия работы водителя* и т.д. Однако для упрощения задачи при рассмотрении тягово-скоростных свойств не учитывают ограничения, накладываемые на них другими свойствами автомобиля, и считают, что возможности автомобиля ограничены лишь мощностью двигателя и сцеплением шин с опорной поверхностью. При этом рассматривают лишь *прямолинейное движение автомобиля*. Криволинейное движение анализируют при рассмотрении устойчивости, управляемости и манёвренности автомобиля.

### 1.3. Взаимодействие колеса с опорной поверхностью

**Виды движения колеса.** Колесо с пневматической шиной является двигателем автомобиля. *Двигатель* – это рабочий механизм, который взаимодействует с опорной поверхностью дороги и обеспечивает передвижение автомобиля. Двигателем автомобиля является система колёс с эластичными пневматическими шинами.

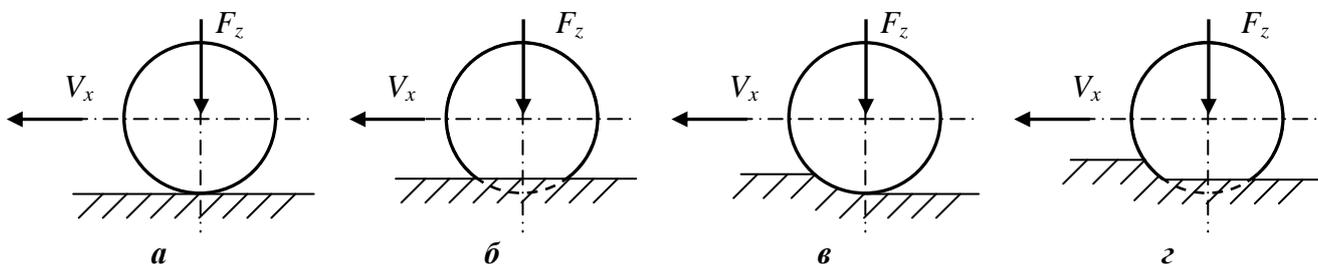
Качение колеса рассматривают в продольной плоскости, которая перпендикулярна опорной поверхности; при этом плоскость вращения колеса параллельна продольной плоскости автомобиля.

В зависимости от соотношения жёсткости колеса в направлении, перпендикулярном опорной поверхности, называемой *нормальной жёсткостью*, и *жёсткости опорной поверхности* может быть различное соотношение деформаций колеса и опорной поверхности. В соответствии с этим можно условно рассматривать четыре вида взаимодействия колеса с опорной поверхностью (рис. 1.1).

1. *Движение жёсткого колеса по жёсткой* (практически недеформируемой) *поверхности* (рис. 1.1, а). Такое взаимодействие происходит при качении стального колеса трамвая или поезда по рельсовому пути. Его реализуют у автомобилей с комбинированным двигателем, состоящим из колёс с пневматическими шинами и жёстких стальных колёс, которые предназначены для движения на местности и по рельсовому пути железных дорог соответственно.

2. *Движение колеса с эластичной шиной*, деформируемой под действием нормальной нагрузки  $F_z$ , *по твёрдой опорной поверхности*, деформация кото-

рой мала в сравнении с нормальной деформацией шины, и ею можно пренебречь (рис. 1.1, б). Примером может служить движение автомобильного колеса по твёрдой поверхности дороги с асфальтовым, асфальтобетонным, бетонным покрытиями, а также по брусчатке.



**Рис. 1.1. Виды взаимодействия колеса с опорной поверхностью:**

*а* – жёсткого колеса с жёсткой опорной поверхностью; *б* – деформируемого колеса с жёсткой опорной поверхностью; *в* – жёсткого колеса с деформируемой опорной поверхностью; *г* – деформируемого колеса с деформируемой опорной поверхностью

3. *Движение жёсткого колеса по деформируемой поверхности*, когда нормальная деформации колеса мала в сравнении с деформацией опорной поверхности (рис. 1.1, в). Это происходит при движении грузового автомобиля с относительно жёсткими шинами или сельскохозяйственного колёсного трактора по снежной целине, песчаным и другим рыхлым грунтам.

4. *Движение деформируемого колеса по деформируемой поверхности*, когда деформации колеса и опорной поверхности соизмеримы (рис. 1.1, г). Такой характер взаимодействия наблюдают при движении автомобиля с малым давлением воздуха в шинах по снегу, песку, пашне, заболоченным участкам местности и т.д.

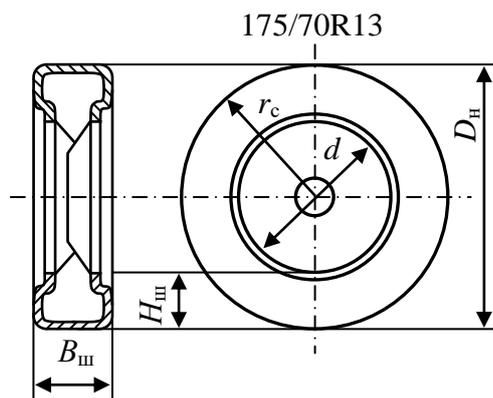
У автомобилей общетранспортного назначения наиболее характерным является вид качения деформируемых колёс по твёрдой опорной поверхности.

**Радиусы колеса.** Для описания движения колеса необходимо ввести понятие о радиусе колеса. *Радиусами эластичного колеса* называют параметры, входящие в формулы для определения кинематических и динамических величин, характеризующих процесс его качения, и имеющие размерность длины. В отличие от жёсткого колеса, имеющего один радиус, у эластичного колеса различают четыре радиуса – свободный, статический, динамический и кинематический (радиус качения).

1. *Свободный радиус*  $r_c$  (рис. 1.2) равен половине наружного диаметра  $D_H$ :

$$r_c = 0,5D_H. \quad (1.1)$$

*Наружный диаметр* – диаметр наибольшего окружного сечения беговой дорожки колеса, не нагруженного внешними силами, плоскостью, перпендикулярной оси его вращения, при отсутствии контакта колеса с опорной поверхностью. Точку, принадлежащую названному сечению и оси вращения, называют *центром колеса*.



**Рис. 1.2. Параметры и маркировка шины автомобильного колеса**

По выражению (1.2) наружный диаметр может быть рассчитан, если  $d$  и  $B_{ш}$  заданы в метрической форме (м или мм). Если названные размеры заданы в дюймах, то  $D_H$  (м) находят по выражению (1.2):

$$D_H = 0,0254(d'' + 2\Delta_{ш}B_{ш}''). \quad (1.3)$$

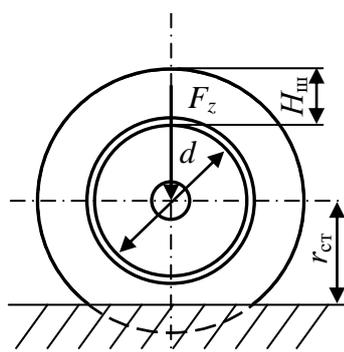
Параметры  $d$ ,  $\Delta_{ш}$  и  $B_{ш}$  заданы в маркировке шины. Например, маркировка 175/70R13 (рис. 1.2) указывает на то, что:

$$d = 13'' = 0,0254 \cdot 13 = 0,33 \text{ м}; \quad B_{ш} = 175 \text{ мм} = 0,175 \text{ м};$$

$$\Delta_{ш} = 70\% = 0,7; \quad H_{ш} = B_{ш}\Delta_{ш} = 0,175 \cdot 0,7 = 0,1225 \text{ м};$$

$$D_H = d + 2H_{ш} = 0,33 + 2 \cdot 0,1225 = 0,575 \text{ м}.$$

Согласно выражению (1.2), свободный радиус зависит от размеров колеса – диаметра обода и высоты профиля шины, которая изменяется в зависимости от давления воздуха в шине. С увеличением давления воздуха наружный диаметр колеса возрастает. Значения наружного диаметра колеса при номинальном давлении воздуха в шине указывают в ГОСТ или каталогах.



**Рис. 1.3. Статический радиус колеса**

2. *Статический радиус*  $r_{ст}$  – расстояние от центра неподвижного колеса при действии на него нормальной нагрузки  $F_z$  до опорной поверхности (рис. 1.3):

$$r_{ст} = 0,5d + \lambda_z H_{ш} = 0,5d + \lambda_z \Delta_{ш} B_{ш}, \quad (1.4)$$

где  $\lambda_z$  – коэффициент нормальной (вертикальной) деформации шины;  $\lambda_z = 0,8 \dots 0,85$  – для радиальных шин легковых автомобилей, широкопрофильных и арочных шин грузовых автомобилей;  $\lambda_z = 0,85 \dots 0,9$  – для диагональных шин легковых автомобилей, тороидных шин грузовых автомобилей и автобусов, шин с регулируемым давлением.

Статический радиус зависит от *нормальной (вертикальной) нагрузки  $F_z$  и давления воздуха в шине*. Он уменьшается при увеличении нормальной нагрузки и снижении давления воздуха в шине. Статический радиус при номинальных нагрузке и давлении воздуха в шине указан в ГОСТ.

3. *Динамический радиус  $r_d$*  (рис. 1.4) – расстояние от центра катящегося колеса до опорной поверхности.

При качении колесо нагружено не только нормальной (вертикальной) нагрузкой  $F_z$ , но также центробежной силой  $F_a$  и крутящим моментом  $T_k$ .

С повышением *угловой скорости  $\omega_k$*  колеса центробежные силы, действующие на колесо, возрастают, что приводит к увеличению его динамического радиуса.

При увеличении *крутящего момента* или *тангенциальной силы*, приложенных к колесу в любом направлении, расстояние от опорной поверхности до оси колеса уменьшается за счёт искривления радиальных сечений шины. Если у колеса, не нагруженного крутящим моментом или тангенциальной силой, радиальные сечения были  $Aa$  и  $Bb$ , то при нагружении они занимают положения  $A'a$  и  $B'b$ . Так как эти сечения существенно удлиняться не могут, точки  $A'$  и  $B'$  опустятся, а с ними опустится ось колеса.

Противоположное влияние  $\omega_k$  и  $T_k$  на изменение  $r_d$  приводит к тому, что динамический радиус мало отличается от статического, поэтому при движении по дорогам с твёрдым покрытием принимают  $r_d \approx r_{ст}$ .

4. *Радиус качения (кинематический радиус)  $r_k$*  – отношение продольной составляющей поступательной скорости колеса  $V_x$  к его угловой скорости  $\omega_k$ :

$$r_k = \frac{V_x}{\omega_k}. \quad (1.5)$$

Экспериментально радиус качения находят по соотношению:

$$r_k = \frac{S}{2\pi N_k}, \quad (1.6)$$

где  $S$  – путь, пройденный колесом, м;  $N_k$  – число оборотов колеса на пройденном пути;  $S = V_x t$ ;  $\varphi = \omega_k t = 2\pi N_k$ .

Радиус качения колеса не является постоянной величиной. Радиус качения ведомого колеса (колеса, не нагруженного крутящим моментом)  $r_{к.в}$  меньше свободного радиуса  $r_c$  и зависит от *нормальной нагрузки  $F_z$* , уменьшаясь при её

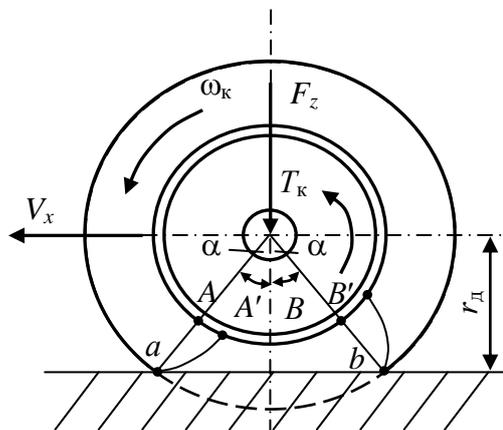


Рис. 1.4. Динамический радиус колеса

возрастании. При номинальных значениях нормальной нагрузки и давления воздуха в шине радиус качения в ведомом режиме меньше свободного  $r_c$  и больше статического  $r_{ст}$  радиусов:

$$r_{к.в} = (0,95 \dots 0,97)r_c; \quad (1.7)$$

$$r_{к.в} = (1,02 \dots 1,04)r_{ст}. \quad (1.8)$$

$r_{к.в} = 1,02r_{ст}$  – для шин диагональной конструкции;  $r_{к.в} = 1,04r_{ст}$  – для шин радиальной конструкции.

Радиус качения в ведомом режиме можно приближённо рассчитать по соотношению:

$$r_{к.в} = \frac{r_d \operatorname{tg} \alpha}{\alpha}, \quad (1.9)$$

где  $\alpha$  – половина угла, образованного свободными радиусами, проведёнными к концам контактной площадки (рис. 1.4).

Если известен радиус качения колеса  $r_{к.в}$  в ведомом режиме, то при действии на колесо *крутящего момента*  $T_k$  радиус качения может быть подсчитан по соотношению

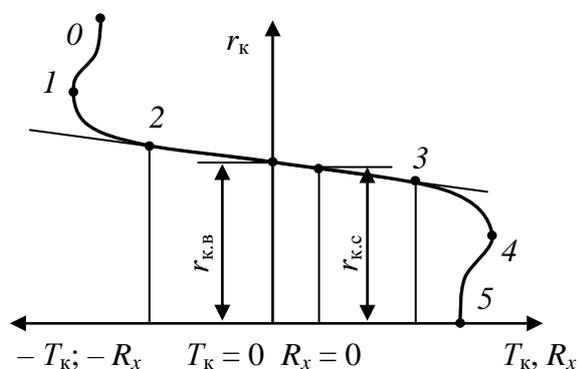
$$r_k = r_{к.в} - \lambda_T T_k. \quad (1.10)$$

При действии на колесо *продольной реакции*  $R_x$  радиус качения рассчитывают по аналогичному соотношению при известной величине радиуса качения колеса  $r_{к.с}$  в свободном режиме (при  $R_x = 0$ ):

$$r_k = r_{к.с} - \lambda_F R_x. \quad (1.11)$$

В формулах (1.10) и (1.11)  $\lambda_T$ , м / Н · м и  $\lambda_F$ , м / Н – *коэффициенты тангенциальной эластичности шины по моменту и по силе* соответственно, определяемые опытным путём. В формуле (1.10) момент  $T_k$  считают положительным, если его направление совпадает с вектором угловой скорости  $\omega_k$ , а в формуле (1.11) продольная реакция  $R_x$  имеет положительное значение, если направление её действия совпадает с вектором скорости  $V_x$ .

Характер зависимости радиуса качения  $r_k$  от момента  $T_k$  и продольной реакции  $R_x$  показан на рис. 1.5. На участке 2–3 радиус качения пропорционален моменту  $T_k$  или реакции  $R_x$ , а его изменение обусловлено окружной деформацией шины при отсутствии её скольжения по опорной поверхности. Линейная за-



**Рис. 1.5.** Зависимость радиуса качения от крутящего момента и продольной реакции колеса

зависимость  $r_k = f(T_k)$  и  $r_k = f(R_x)$  соблюдается в пределах  $\pm 0,6 T_{k \max}$ , где  $T_{k \max}$  – максимальный по сцеплению колеса с дорогой момент, подводимый к колесу. На участках 1–2 и 3–4 происходят проскальзывание и пробуксовывание колеса соответственно, а в точках 0 и 5 – юз и буксование колеса. В точке 0 происходит блокировка колеса при экстренном торможении, при этом  $\omega_k = 0$ , а  $V_x \neq 0$ , поэтому при юзе  $r_k = \infty$ . В точке 5 происходит полное буксование колеса на месте, при этом  $V_x = 0$ , а  $\omega_k \neq 0$ , поэтому  $r_k = 0$ . Следовательно, радиус качения может изменяться в диапазоне  $0 \leq r_k \leq \infty$ .

**Кинематика автомобильного колеса.** Зная радиус качения колеса  $r_k$ , можно рассчитать кинематические параметры движения автомобиля: скорость и ускорение.

*Скорость автомобиля (м / с):*

$$V = V_x = \omega_k r_k = \frac{\omega_e r_k}{u_{\text{тр}}}, \quad (1.12)$$

где  $\omega_e$  – угловая скорость вращения вала двигателя, рад / с;  $u_{\text{тр}}$  – передаточное число трансмиссии.

Если известна частота вращения вала двигателя  $n_e$  (об / мин), то:

$$\omega_e = \frac{\pi n_e}{30} = 0,105 n_e \text{ и скорость автомобиля (м / с): } V = \frac{0,105 n_e r_k}{u_{\text{тр}}}. \quad (1.13)$$

*Скорость автомобиля (км / ч):*

$$V_a = 3,6V = 3,6 \frac{\omega_e r_k}{u_{\text{тр}}}; \quad (1.14)$$

$$V_a = 3,6 \cdot 0,105 \frac{n_e r_k}{u_{\text{тр}}} = 0,378 \frac{n_e r_k}{u_{\text{тр}}}. \quad (1.15)$$

*Ускорение разгона автомобиля (м / с<sup>2</sup>):*

$$a_a = \frac{dV}{dt} = \frac{d\omega_e}{dt} \frac{r_k}{u_{\text{тр}}} = \frac{\varepsilon_e r_k}{u_{\text{тр}}}, \quad (1.16)$$

где  $\varepsilon_e = d\omega_e / dt$  – угловое ускорение вала двигателя (рад / с<sup>2</sup>).

**Динамика автомобильного колеса.** В общем случае (рис. 1.6) со стороны автомобиля на колесо действуют нормальная нагрузка  $F_z$ , продольная сила  $F_x$  и крутящий момент  $T_k$ . Нормальная нагрузка направлена вниз перпендикулярно поверхности дороги. Продольная сила  $F_x$  параллельна поверхности дороги и в зависимости от режима качения колеса может иметь направление, совпа-

дающее с направлением движения (вектором скорости  $V_x$ ), быть противоположным ему или  $F_x = 0$ .

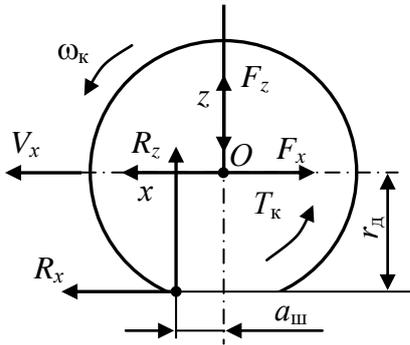


Рис. 1.6. Общий случай действия сил и моментов на катящееся колесо

колеса на поверхность дороги. Продольная реакция  $R_x$  расположена в плоскости дороги и может быть направлена в сторону движения или против него. Положительным считают направление, совпадающее с вектором скорости  $V_x$ .

Уравнения движения колеса.

Сумма проекций сил на продольную ось  $x$   $\Sigma X = 0$ ;  $m_k a_x = R_x - F_x$ , откуда:

$$F_x = R_x - m_k a_x, \quad (1.17)$$

где  $m_k$  – масса колеса;  $a_x$  – ускорение поступательного движения.

Сумма проекций сил на вертикальную ось  $z$   $\Sigma Z = 0$ ;  $m_k a_z = R_z - F_z$ . При движении по гладкой дороге условно считают, что перемещения колеса по оси  $z$  отсутствуют,  $a_z = 0$  и  $R_z = F_z$ .

Сумма моментов относительно центра колеса  $O$   $\Sigma T_O = 0$ ;  $J_k \varepsilon_k = T_k - R_x r_d - R_z a_{ш}$ , откуда:

$$R_x = \frac{T_k}{r_d} - \frac{R_z a_{ш}}{r_d} - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d}, \quad (1.18)$$

где  $J_k$  – момент инерции колеса относительно оси его вращения;  $\varepsilon_k$  – угловое ускорение вращения колеса.

Колесо преобразует вращательное движение в поступательное, при этом, как при всяком преобразовании, происходят потери мощности. Они равны разности между мощностью  $P_k$ , подводимой к колесу, и мощностью  $P_x$ , передаваемой от колеса к автомобилю:

$$P_k = T_k \omega_k; \quad (1.19)$$

$$P_x = F_x V_x. \quad (1.20)$$

Если рассмотреть режим качения колеса с постоянной скоростью ( $V_x = \text{const}$ ;  $\omega_k = \text{const}$ ), то  $a_a = dV/dt = 0$  и  $\varepsilon_k = d\omega_k/dt = 0$ . При этом из выражения (1.17):

$$F_x = R_x; \quad (1.21)$$

из выражения (1.18):

$$R_x = \frac{T_k}{r_d} - \frac{R_z a_{ш}}{r_d} \quad (1.22)$$

и по формуле (1.12) –  $V_x = \omega_k r_k$ .

С учётом выражений (1.12), (1.21) и (1.22) мощность  $P_x$  по формуле (1.20):

$$P_x = \left( \frac{T_k}{r_d} - \frac{R_z a_{ш}}{r_d} \right) \omega_k r_k. \quad (1.23)$$

*Мощность сопротивления качению колеса  $P_f$ :*

$$P_f = P_k - P_x = T_k \omega_k - \left( \frac{T_k}{r_d} - \frac{R_z a_{ш}}{r_d} \right) \omega_k r_k = \left[ \frac{R_z a_{ш} r_k}{r_d} + \frac{T_k (r_d - r_k)}{r_d} \right] \omega_k. \quad (1.24)$$

Отношение  $P_f / \omega_k = T_f$  называют *моментом сопротивления качению колеса*, а отношение  $P_f / V = F_f$  – *силой сопротивления качению колеса*:

$$T_f = \frac{P_f}{\omega_k} = \frac{R_z a_{ш} r_k}{r_d} + \frac{T_k (r_d - r_k)}{r_d}. \quad (1.25)$$

$$F_f = \frac{P_f}{\omega_k r_k} = \frac{R_z a_{ш}}{r_d} + \frac{T_k (r_d - r_k)}{r_d r_k}. \quad (1.26)$$

Условную количественную характеристику, равную отношению силы сопротивления качению колеса к нормальной реакции опорной поверхности  $f = F_f / R_z$  называют *коэффициентом сопротивления качению колеса*:

$$f = \frac{F_f}{R_z} = \frac{a_{ш}}{r_d} + \frac{T_k (r_d - r_k)}{R_z r_d r_k}. \quad (1.27)$$

Коэффициент сопротивления качению можно представить в виде двух составляющих:

$$f = f_c + f_k, \quad (1.28)$$

где  $f_c = a_{ш} / r_d$  – составляющая коэффициента сопротивления качению, характеризующая *силовые потери*, обусловленные смещением нормальной реакции  $R_z$  вперёд и возникновением момента, противодействующего качению колеса;  $f_k = T_k (r_d - r_k) / (R_z r_d r_k)$  – составляющая коэффициента сопротивления качению, характеризующая *кинематические потери*, вызванные уменьшением радиуса качения при передаче тягового момента  $T_k$ .

Если выразить  $a_{ш} / r_d$  из выражения (1.27) и подставить его в равенство (1.18), то можно получить выражение для  $a_{ш} / r_d$  и  $R_x$ :

$$\frac{a_{ш}}{r_d} = f - \frac{T_k}{R_z r_k} + \frac{T_k}{R_z r_d}; \quad (1.29)$$

$$R_x = \frac{T_k}{r_d} - fR_z + \frac{T_k}{r_k} - \frac{T_k}{r_d} - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d} = \frac{T_k}{r_k} - fR_z - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d}. \quad (1.30)$$

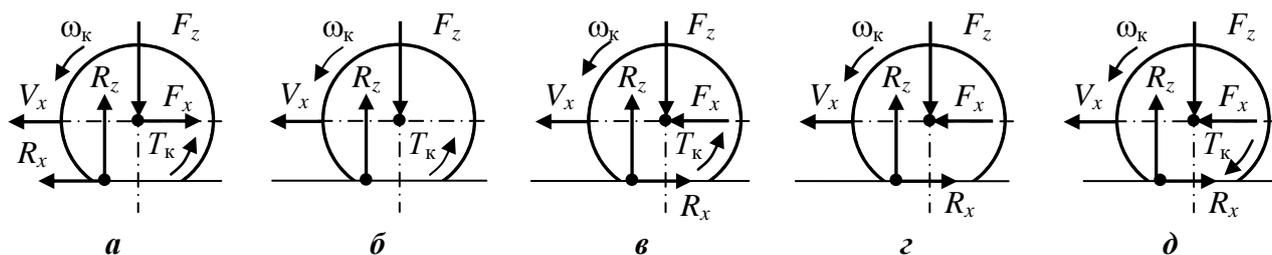
Уравнение (1.30) называют *энергетическим балансом колеса*,  $f$  – *энергетическим коэффициентом сопротивления качению*,  $T_k/r_k = F_{k0}$  – *полной окружной силой колеса*, равной продольной силе, действующей со стороны колеса на автомобиль, при отсутствии энергетических потерь на качение колеса ( $f = 0$ ) и изменения его кинетической энергии во вращательном движении ( $\varepsilon_k = 0$ ).

Имея в виду, что  $a_{ш}/r_d = f_c$ , уравнение (1.18) можно записать следующим образом:

$$R_x = \frac{T_k}{r_d} - f_c R_z - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d}. \quad (1.31)$$

Уравнение (1.31) называют *силовым балансом колеса*,  $T_k/r_d = F_{T0}$  – *полной тяговой силой (силой тяги) колеса*, равной продольной силе, действующей со стороны колеса на автомобиль, при отсутствии силовых потерь на качение колеса ( $f_c = 0$ ) и изменения его кинетической энергии при вращательном движении ( $\varepsilon_k = 0$ ).

**Режимы качения колеса.** Величины и направление сил и моментов, действующих в плоскости вращения колеса, определяют *режимы качения колеса*. Различают ведущий, свободный, нейтральный, ведомый и тормозной режимы качения колеса.



**Рис. 1.7. Режимы качения колеса:**

*a* – ведущий; *б* – свободный; *в* – нейтральный; *г* – ведомый; *д* – тормозной

*Ведущим* называют *режим* (рис. 1.7, *a*), когда колесо приводится во вращение крутящим моментом  $T_k$ , вектор которого совпадает с вектором угловой скорости  $\omega_k$ , и нагружено продольной силой  $F_x$ , противоположной по направлению скорости  $V_x$  продольного перемещения колеса. Момент, действующий на колесо, обозначают  $T_T$  и называют *тяговым моментом*, продольную силу  $F_x$  – *силой тяги колеса*. Колесо, работающее в таком режиме, называют *ведущим*. На рис. 1.8 ведущий режим изображён отрезком 1. Режим возможен при  $R_x > 0$  и, как следует из уравнения (1.31):

$$T_{\tau} = T_{\kappa} > f_c R_z r_d + J_{\kappa} \varepsilon_{\kappa} > 0. \quad (1.32)$$

*Свободным* называют режим (рис. 1.7, б), при котором колесо приводится во вращение крутящим моментом  $T_{\kappa}$ , а продольная сила  $F_x = 0$ . Колесо, работающее в таком режиме, называют *свободным*. Свободный режим на рис. 1.8 изображён точкой 2. Режим возможен при  $R_x = 0$ :

$$T_{\kappa} = f_c R_z r_d + J_{\kappa} \varepsilon_{\kappa}. \quad (1.33)$$

*Нейтральным* называют режим (рис. 1.7, в), при котором колесо приводится во вращение одновременно крутящим моментом  $T_{\kappa}$  и толкающей силой  $F_x$ . Колесо, работающее в таком режиме, называют *нейтральным*. На рис. 1.8 нейтральный режим изображён отрезком 3. В данном режиме  $R_x < 0$ , а  $T_{\kappa} > 0$ , поэтому условие его реализации из уравнения (1.31) имеет вид:

$$0 < T_{\kappa} < f_c R_z r_d + J_{\kappa} \varepsilon_{\kappa}. \quad (1.34)$$

*Ведомым* называют режим качения колеса (рис. 1.7, г), при котором оно приводится во вращение продольной силой  $F_x$ , приложенной к оси колеса и совпадающей по направлению со скоростью  $V_x$  его продольного перемещения. Продольную силу  $F_x$  называют *толкающей*. Колесо, работающее в данном режиме, называют *ведомым*. Режим на рис. 1.8 изображён точкой 4. Условие возможности работы колеса в ведомом режиме при  $T_{\kappa} = 0$  и  $R_x < 0$ :

$$R_x = - \left( f_c R_z + \frac{J_{\kappa} \varepsilon_{\kappa}}{r_d} \right). \quad (1.35)$$

*Тормозным* называют режим (рис. 1.7, д), при котором колесо приводится во вращение продольной силой  $F_x$  и нагружено крутящим моментом  $T_{\kappa}$ , вектор которого противоположен вектору угловой скорости  $\omega_{\kappa}$ . Продольную силу  $F_x$  называют *толкающей*, крутящий момент – *тормозным* и обозначают его  $T_{\tau}$ . Колесо, работающее в названном режиме, называют *тормозящим*. Тормозной режим на рис. 1.8 изображён отрезком 5. Уравнение силового баланса (1.31) при  $R_x < 0$ ,  $T_{\kappa} = -T_{\tau}$  и  $\varepsilon_{\kappa} < 0$  позволяет получить условие реализации тормозного режима:

$$R_x = - \left( \frac{T_{\tau}}{r_d} + f_c R_z - \frac{J_{\kappa} \varepsilon_{\kappa}}{r_d} \right),$$

откуда

$$T_{\tau} > J_{\kappa} \varepsilon_{\kappa} - f_c R_z r_d. \quad (1.36)$$

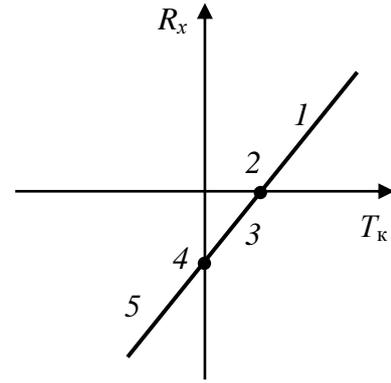


Рис. 1.8. Зависимость продольной реакции от момента

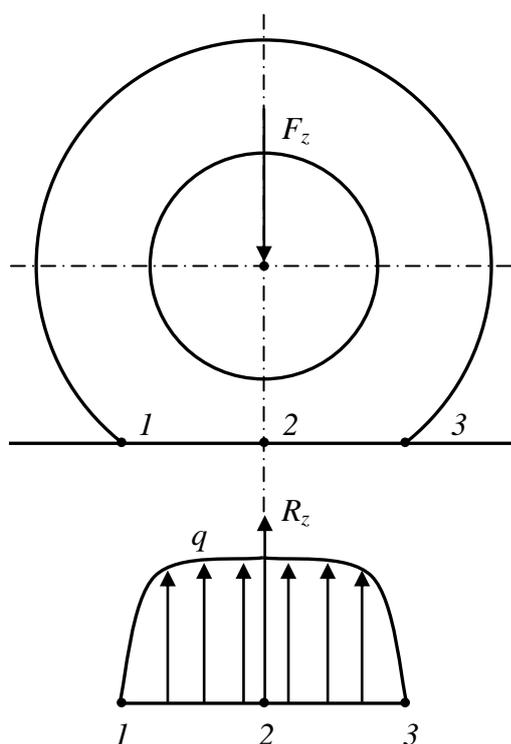
Наиболее распространёнными являются ведущий, ведомый и тормозной режимы. При установившемся движении свободный и нейтральный режимы возможны у многоосных полноприводных автомобилей. На дорогах с уклонами свободный и нейтральный режимы могут быть у неполноприводных автомобилей.

**Сопротивление качению колеса.** Рассматривают физические процессы, обуславливающие силовые и кинематические потери при качении колеса с пневматической шиной по твёрдой (недеформируемой) опорной поверхности.

1. *Силовые потери.*

Силовые потери обусловлены сносом нормальной реакции  $R_z$  на величину  $a_{ш}$  по направлению движения колеса.

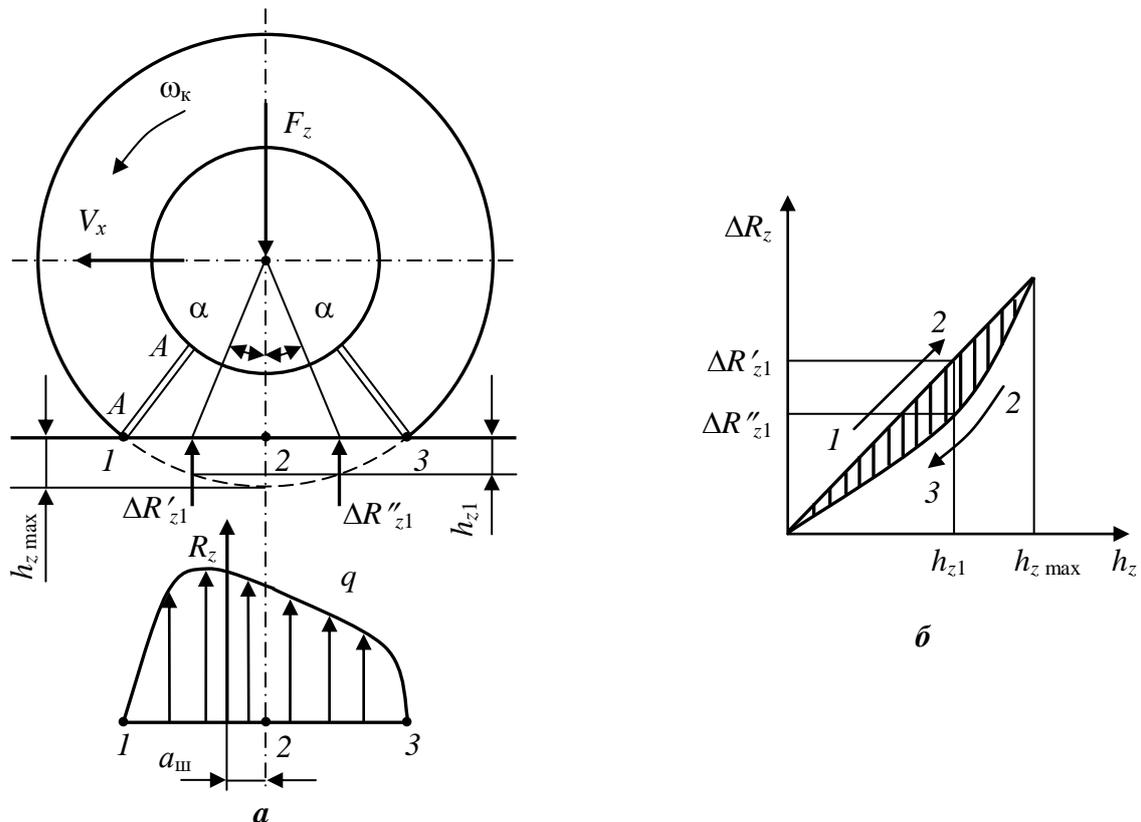
Под действием нормальной нагрузки  $F_z$  (рис. 1.9) шина деформируется. У шины неподвижного колеса распределение давлений по площади контакта неравномерное и примерно пропорционально нормальной деформации шины. Характерная эпюра давлений под неподвижной шиной показана на рис. 1.9. Распределение давлений в набегающей 1–2 и сбегающей 2–3 областях имеет одинаковый характер, поэтому реакция  $R_z$ , представляющая равнодействующую давлений по контактной поверхности, приложена в точка 2 – середине контактной линии (отрезок 1–2 равен отрезку 2–3).



**Рис. 1.9.** Эпюра давлений в контакте шины неподвижного колеса с опорной поверхностью

При движении колеса за один оборот каждый элемент профиля шины ( $A-A$ , рис. 1.10,  $a$ ) подвергается полному циклу нагружения и разгрузки. В набегающей области он сжимается, а в сбегающей восстанавливает свою форму. В каждой точке контактной поверхности на элемент действует нормальная реакция  $\Delta R_z$ . Зависимость  $\Delta R_z$  от нормальной деформации  $h_z$  показана на рис. 1.10,  $b$ . Как видно из рисунка, линия нагрузки 1–2 проходит выше линии разгрузки 2–3, что обусловлено гистерезисными потерями в шине. Заштрихованная площадь образует петлю гистерезиса, которая характеризует потери энергии на деформацию шины за

один оборот колеса. Эта энергия затрачивается на нагрев покрышки шины. При длительном движении температура покрышки шины может достигать 100...120°C.



**Рис. 1.10. Взаимодействие катящегося колеса с опорной поверхностью:**  
 а – эпюра давлений в контакте; б – упругая характеристика шины

Вследствие гистерезисных потерь при одинаковом прогибе  $h_{z1}$  нормальная реакция  $\Delta R'_{z1}$  в набегающей области больше нормальной реакции  $\Delta R''_{z1}$  в сбегаящей области, вследствие чего давление  $q'_1 = \Delta R'_{z1} / \Delta A$  больше давления  $q''_1 = \Delta R''_{z1} / \Delta A$  (где  $\Delta A$  – площадь контактной поверхности, на которую действуют названные нормальные реакции). Таким образом, у катящегося колеса эпюра давлений несимметрична относительно середины контактной поверхности (точка 2), вследствие чего равнодействующая  $R_z$  нормальных давлений (рис. 1.10, а) смещается на величину  $a_{ш}$  от середины контактной поверхности в зоне бóльших давлений, расположенных в набегающей области 1–2.

## 2. Кинематические потери.

Кинематические потери связаны с неравенством радиусов  $r_d$  и  $r_k$ . При качении колеса в ведомом режиме ( $T_k = 0$ ), как показали многочисленные эксперименты, динамический радиус колеса  $r_d$  равен радиусу качения в ведомом режиме  $r_{к.в}$  и, следовательно, кинематические потери пропорциональны разности  $r_{к.в} - r_k$ . Эта разность, как следует из рис. 1.5, приобретает существенное значение при  $T_k \geq 0,6 T_{к\max}$ , когда происходит проскальзывание колеса по опорной поверхности. Таким образом, кинематические потери обусловлены *проскальзы-*

ванием колеса и потерей скорости поступательного движения при приложении к нему значительного по величине крутящего момента  $T_k$ .

С учётом сказанного, для приближённого расчёта коэффициента сопротивления качению, согласно формуле (1.27), можно использовать следующее выражение:

$$f = \frac{a_{ш.в}}{r_d} + \frac{T_T(r_{к.в} - r_k)}{R_z r_{к.в} r_k}, \quad (1.37)$$

где  $a_{ш.в}$  – снос реакции  $R_z$  в ведомом режиме.

На коэффициент сопротивления качению *влияют*: конструкция шины, размеры колеса, скорость движения, давление воздуха в шине, нормальная нагрузка на колесо, температура шины, приложенный к колесу момент, действующие на колесо боковые силы, тип и состояние опорной поверхности.

К *конструктивным факторам*, определяющим сопротивление качению, относят конструкцию каркаса (материал, расположение нитей, число слоёв корда) и толщину протектора. Натуральный каучук имеет меньшее межмолекулярное трение, чем синтетический. Совершенствование качества синтетического каучука позволило значительно снизить сопротивление качению и приблизить его свойства к свойствам натурального каучука.

Шины с радиальным расположением нитей корда позволяют снизить сопротивление качению до 20% по сравнению с шинами диагональной конструкции.

Уменьшение числа слоёв каркаса за счёт повышения прочности нитей корда, переход на металлокорд способствуют снижению межслойного трения и коэффициента сопротивления качению.

Увеличение толщины протектора повышает коэффициент сопротивления качению, особенно у диагональных шин. По этой причине при полностью изношенном протекторе сопротивление качению уменьшается по сравнению с неизношенным на 20...25% у шин с дорожным, на 25...30% и больше у шин с вездеходным рисунком протектора при движении по дорогам с твёрдым покрытием.

У шин, предназначенных для работы на дорогах с твёрдым покрытием, снижение коэффициента сопротивления качению обеспечивают увеличением диаметра колеса, отношения ширины обода к ширине профиля шины, уменьшением ширины колеса и отношения высоты профиля шины к его ширине.

При увеличении скорости движения коэффициент сопротивления качению возрастает. Объясняют это несколькими причинами.

Во-первых, при увеличении скорости движения центробежная сила  $F_a$  (рис. 1.11), действующая на протектор, возрастает, вследствие чего он растягивается в передней области контакта и плечо  $a_{ш}$  увеличивается до  $a'_{ш}$  в 2...3 раза.

Во-вторых, при высокой скорости движения участок протектора, входящий в контакт, сжимается, и сила инерции стремится удалить его от центра. При выходе из контакта протектор восстанавливает свою форму, но сила инерции препятствует этому, уменьшая давление протектора на опорную поверхность. Вследствие этого эпюра давлений имеет резко неравномерный характер, приводя к увеличению плеча смещения нормальной реакции  $a_{ш}$ .

В-третьих, при высокой угловой скорости вращения колеса упругое восстановление формы шины в области выхода из контакта задерживается. За счёт упругости шины рядом со смятой областью образуется выпуклость. Далее возникают волнообразные колебания протектора шины, амплитуда и частота которых растут с увеличением скорости движения. При этом потери энергии в шине существенно повышаются. Потерянная энергия превращается в теплоту и вызывает значительный нагрев шины. Сочетание больших деформаций с высокой температурой приводит к быстрому разрушению шины. Скорость, соответствующая началу появления заметных на глаз колебаний шины, называют *критической по волнообразованию скоростью*.

Как показывают эксперименты, значительный рост коэффициента сопротивления качению начинается при скоростях движения свыше 50...60 км / ч, а интенсивный – свыше 100 км / ч. Существуют различные эмпирические формулы, позволяющие приближённо рассчитать коэффициент сопротивления качению при различных скоростях движения.

В настоящее время зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости аппроксимируют выражениями:

– для шин легковых автомобилей

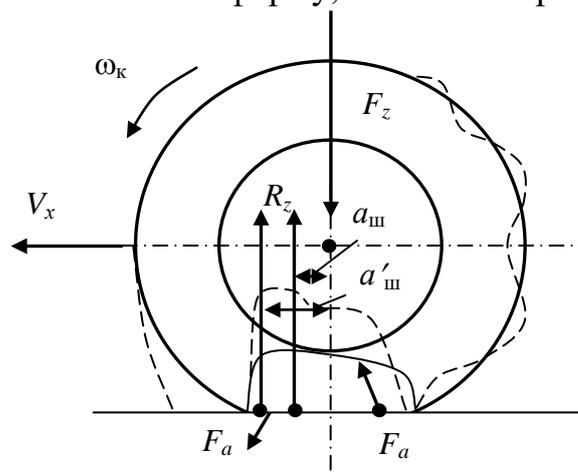
$$f = f_0 + k_f V^2; \quad (1.38)$$

– для шин грузовых автомобилей

$$f = f_0 + k_f V, \quad (1.39)$$

где  $f_0$  – коэффициент сопротивления качению при скорости, близкой к нулю;  $k_f$  – коэффициент, учитывающий влияние скорости.

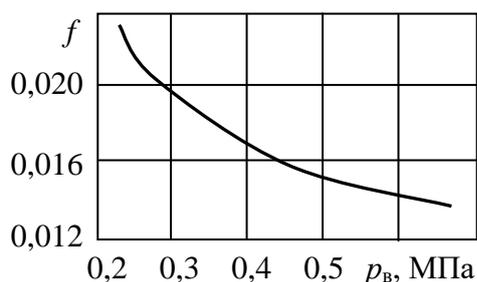
Существенное влияние на коэффициент сопротивления качению оказывает *давление воздуха в шине*. При движении по дорогам с твёрдым покрытием (рис. 1.12) снижение давления воздуха приводит к увеличению нормальной деформации шины и, как следствие, к возрастанию гистерезисных потерь, вызывающих повышение коэффициента сопротивления качению. Минимальное значение дан-



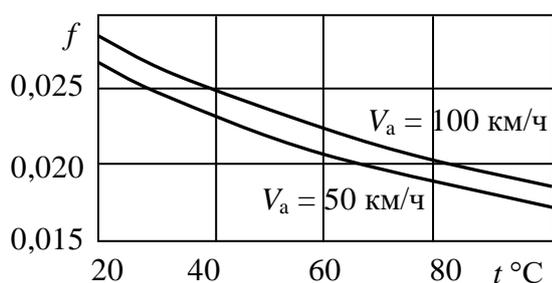
**Рис. 1.11. Качение колеса с высокой скоростью**

ного коэффициента обеспечивают давлением, близким к рекомендованному для данной шины.

Увеличение *нормальной нагрузки* на колесо при неизменном давлении

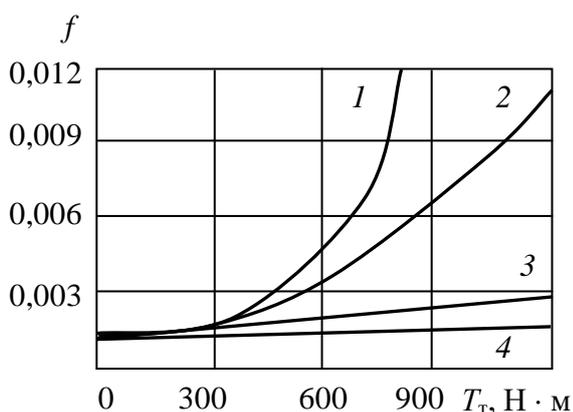


**Рис. 1.12. Зависимость коэффициента сопротивления качению от давления воздуха в шине**



**Рис. 1.13. Зависимость коэффициента сопротивления качению от температуры шины**

шина в этом случае деформируется не только в нормальном, но и в окружном



**Рис. 1.14. Зависимость коэффициента сопротивления качению от крутящего момента:**

1 и 3 – на мокром асфальте  $f$  и  $f_c$  соответственно; 2 –  $f$  на сухом асфальте; 4 – ведомого колеса

танию коэффициента примерно на 15%.

воздуха в шине приводит к возрастанию коэффициента сопротивления качению. На дорогах с твёрдым покрытием при изменении нагрузки в пределах 80...110% от номинальной увеличение коэффициента сопротивления качению несущественно. Перегрузка на 20% приводит к увеличению коэффициента примерно на 5%, а при дальнейшей перегрузке – к его более интенсивному росту.

С увеличением *температуры шины* сопротивление качению снижается (рис. 1.13) по двум причинам: за счёт уменьшения гистерезисных потерь в резине и в результате повышения внутреннего давления воздуха, обеспечивающего уменьшение нормальной деформации шины.

При передаче колесом крутящего момента коэффициент сопротивления качению возрастает (рис. 1.14), так как элементы протектора проскальзывают по дороге и на трение в контакте затрачивается дополнительная энергия.

При *боковых деформациях шины*, вызванных действием боковой силы, а также при качении колеса, наклонённого к поверхности дороги, коэффициент сопротивления качению значительно увеличивается из-за боковых деформаций шины. При увеличении боковой силы до 40...50% от веса, приходящегося на колесо, данный коэффициент возрастает в 2...3 раза. Увеличение угла наклона колеса на  $1^\circ$  приводит к возрастанию

Большое влияние на величину потерь при качении оказывают *тип* и *состояние опорной поверхности*. Они определяют затраты энергии на деформацию опорной поверхности и компенсацию затрат энергии в шинах и подвесках при движении по неровностям дорожного покрытия. При движении по мягким и грязным дорогам дополнительную энергию затрачивают на выдавливание грязи и влаги, находящихся в зоне контакта колёс с дорогой.

Примерные значения коэффициентов сопротивления качению приведены в табл. 1.1. Они соответствуют движению прогретой шины при рекомендуемых предприятиями-изготовителями внутреннем давлении, нормальной нагрузке и средней скорости движения.

Таблица 1.1

Коэффициенты сопротивления качению

Опорная поверхность		Коэффициент сопротивления качению
тип	состояние	
Асфальтобетонная и цементобетонная дорога	хорошее	0,007 ... 0,015
	удовлетворительное	0,015 ... 0,020
Гравийная дорога	хорошее	0,020 ... 0,025
Бульжная дорога	хорошее	0,025 ... 0,030
Грунтовая дорога	сухая укатанная	0,025 ... 0,030
	после дождя	0,050 ... 0,150
	в период распутицы	0,100 ... 0,250
Песок	сухой	0,100 ... 0,300
	сырой	0,060 ... 0,150
Суглинистая и глинистая целина	сухая	0,040 ... 0,060
	в пластическом состоянии	0,100 ... 0,200
Снег	укатанный	0,030 ... 0,050
	целина	0,100 ... 0,300
Обледенелая дорога, лёд		0,015 ... 0,030

**Сцепление колеса с дорогой.** Установленную ранее зависимость радиуса качения колеса от передаваемого крутящего момента удобно представить не в абсолютных, а относительных показателях. Производят преобразование силового баланса колеса. Разделив все члены уравнения (1.31) на  $R_z$ , получают:

$$k_x = \gamma_T - f_c - \gamma_{ак}, \quad (1.40)$$

$k_x = R_x/R_z$  – коэффициент продольной силы колеса;  $\gamma_T = T_k/(R_z r_d)$  – удельная тяговая сила колеса;  $\gamma_{ак} = J_k \varepsilon_k/(R_z r_d)$  – удельная инерционная сила колеса. Для случая установившегося движения  $k_x = \gamma_T - f_c$ . При движении по дорогам с малым сопротивлением качению  $f_c \approx 0$  и  $k_x = \gamma_T$ .

Также выражают радиус качения колеса в относительных величинах, называемых коэффициентом буксования у ведущего колеса  $s_6$  и коэффициентом скольжения у тормозящего колеса  $s$ . Для расчёта названных коэффициентов необходимо знать теоретическую  $V_T$  и действительную  $V_d$  скорости колеса.

Теоретическая скорость колеса:

$$V_T = \omega_k r_{к.с}; \quad (1.41)$$

действительная скорость колеса:

$$V_D = \omega_k r_k, \quad (1.42)$$

где  $\omega_k$  – угловая скорость колеса;  $r_{к.с}$  – радиус качения колеса в свободном режиме;  $r_k$  – радиус качения колеса при заданной величине передаваемого момента.

Коэффициент буксования ведущего колеса:

$$s_{\bar{6}} = 100 \frac{V_T - V_D}{V_T} = 100 \left( 1 - \frac{r_k}{r_{к.с}} \right); \quad (1.43)$$

коэффициент скольжения тормозящего колеса:

$$s = 100 \frac{V_D - V_T}{V_D} = 100 \left( 1 - \frac{r_{к.с}}{r_k} \right). \quad (1.44)$$

Оба коэффициента изменяются от нуля до единицы. В ведущем и тормозном режимах при отсутствии скольжения  $r_k = r_{к.с}$  и  $s_{\bar{6}} = s = 0$ . В ведущем режиме при полном буксовании  $r_k = 0$ , в тормозном режиме при движении колеса юзом  $r_k = \infty$  и  $s_{\bar{6}} = s = 1$ .

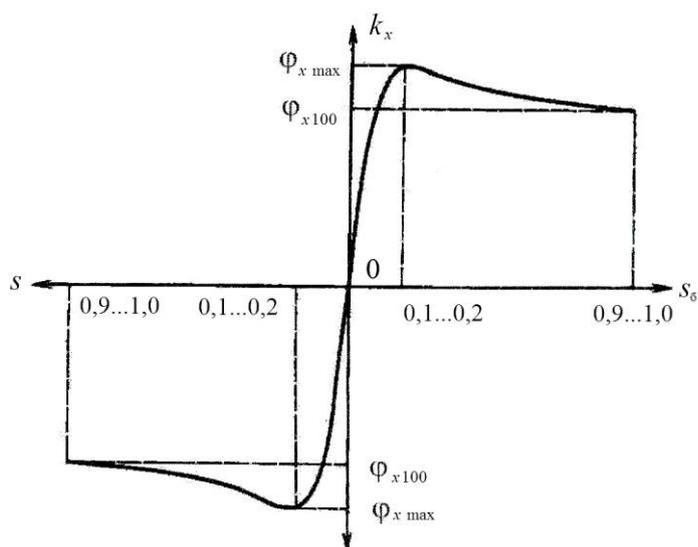


Рис. 1.15. Зависимость коэффициента продольной силы от коэффициента буксования (скольжения) колеса

С использованием полученных соотношений можно построить график зависимости коэффициента продольной силы колеса  $k_x$  от коэффициентов буксования  $s_{\bar{6}}$  и скольжения  $s$  (рис. 1.15). Значения  $s_{\bar{6}}$  и  $s$ , при которых  $k_x$  достигает максимальной величины, называют *оптимальными* ( $s_{\bar{6}.opt}$  и  $s_{opt}$ ):  $s_{\bar{6}.opt} = s_{opt} = 0,1 \dots 0,2$  (в среднем 0,15).

При  $s_{\bar{6}} < s_{\bar{6}.opt}$  и  $s < s_{opt}$  величина  $k_x$  возрастает при увеличении подводимого к колесу момента  $T_k$  по линейному закону. При этом относительного перемещения отпечатка шины по опорной поверхности не происходит, а возрастание  $s_{\bar{6}}$  ( $s$ )

идёт за счёт окружной деформации шины.

Когда  $s_6$  и  $s$  достигают оптимальных значений, величина  $k_x$  становится равной коэффициенту трения покоя и начинается проскальзывание отдельных точек контакта шины по опорной поверхности.

При  $s_6 > s_{6,опт}$  и  $s > s_{опт}$  начинают скользить сначала некоторые, а затем все точки контакта шины с опорной поверхностью. Так как коэффициент трения скольжения меньше коэффициента трения покоя и первый уменьшается с увеличением скорости скольжения, по мере увеличения  $s_6$  и  $s$  происходит уменьшение продольной реакции дороги  $R_x$  и коэффициента продольной силы колеса  $k_x$ .

Продольную реакцию  $R_x$  при  $s_6 \geq s_{6,опт}$  и  $s \geq s_{опт}$ , называют *продольной силой сцепления колеса*  $R_{xф}$ , а отношение продольной силы сцепления к нормальной реакции  $R_z$  – *коэффициентом продольного сцепления*:

$$\varphi_x = \frac{R_{xф}}{R_z}. \quad (1.45)$$

При  $s_6 = s_{6,опт}$  и  $s = s_{опт}$  продольная реакция достигает максимального значения  $R_{xмакс}$ , а её отношение к нормальной реакции называют *максимальным коэффициентом продольного сцепления*  $\varphi_{xмакс}$ . Коэффициент сцепления при  $s_6 = s = 1$  (100%) (при полном буксовании или полном юзе) обычно приводят в справочной литературе и в некоторых случаях с целью большей определённости обозначают  $\varphi_{x100}$ . На сухих твёрдых опорных поверхностях у стандартных шин коэффициент сцепления при полном буксовании (скольжении) на 20...25% меньше максимального.

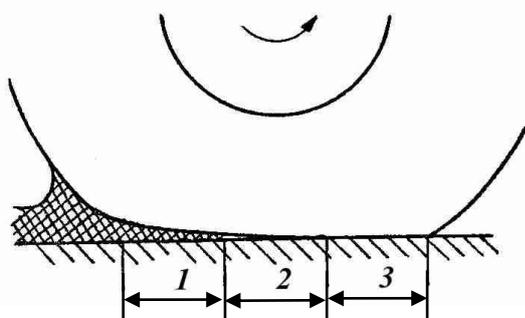
Значения  $\varphi_x$  и  $\varphi_{xмакс}$  зависят прежде всего от характера взаимодействия шины с опорной поверхностью и в меньшей мере от площади контакта.

Касательное взаимодействие шины с опорной поверхностью на твёрдых дорогах обусловлено *трением контактирующих тел*, на деформируемых опорных поверхностях – *сопротивлением сдвигу опорной поверхности* и *глубиной погружения колеса в опорную поверхность*.

На дорогах с сухим асфальтобетонным и цементобетонным покрытиями сила сцепления складывается из *молекулярной* и *деформационной составляющих*. Первая составляющая обусловлена межмолекулярным взаимодействием на границе шина – дорога, вторая – внедрением в тело протектора шины шероховатостей дороги, что препятствует скольжению шины по опорной поверхности.

На мокрых дорогах из-за наличия плёнки влаги или грязи молекулярная составляющая значительно снижается, и коэффициент сцепления во многом зависит от второй составляющей, обусловленной внедрением микровыступов дороги в тело протектора. Возможность выдавливания влаги или грязи из зоны контакта и осуществления взаимодействия протектора с микровыступами дорожной поверхности зависит от размеров зон трения 1, 2 и 3, показанных на рис. 1.16. В зоне 1, расположенной в передней части контактной поверхности, шина не успевает выдавливать влагу, в результате чего возникает гидродинамическое трение, при котором коэффициент трения близок к нулю. В зоне 2 из-

за бóльшего времени выдавливания слой влаги гораздо меньше, поэтому возникает режим смешанного трения, при котором имеют место гидродинамическое и граничное трения. В зоне 3 вся влага оказывается выдавленной и все выступы протектора находятся в условиях граничного трения с опорной поверхностью, то есть непосредственно взаимодействуют с ней.



**Рис. 1.16.** Схема взаимодействия колеса с мокрой дорогой с видами трения: 1 – гидродинамическим; 2 – смешанным; 3 – граничным

Коэффициент сцепления зависит от площади контакта, так как с увеличением площади отпечатка шины возрастает число микровыступов, охватываемых отпечатком, поэтому в большинстве случаев с увеличением его площади растёт коэффициент сцепления.

Коэффициент сцепления *зависит* от типа и состояния опорной поверхности, конструкции и состояния шины, скорости движения, давления воздуха в шине, нормальной нагрузки на колесо, температуры в контакте.

Наибольшие значения коэффициента сцепления характерны для дорог с сухим твёрдым асфальто- и цементобетонным покрытиями. По мере изнашивания покрытия его сцепные качества ухудшаются. На мокрых поверхностях коэффициент сцепления меньше, чем на сухих. Исключение составляет мокрый песок, который при воздействии шины уплотняется и обеспечивает передачу бóльших продольных сил в контакте. Наименьший коэффициент сцепления характерен для обледенелых и заснеженных дорожных покрытий.

Из конструктивных параметров на коэффициент сцепления оказывают влияние *размеры колеса и рисунок протектора*. На дорогах с твёрдым покрытием увеличение диаметра и ширины беговой дорожки приводит к небольшому росту коэффициента сцепления вследствие увеличения площади контакта.

Существенное значение имеет рисунок протектора. Шины с гладким протектором на асфальтовых мокрых, заснеженных и обледенелых дорогах имеют минимальное сцепление. На дорогах с твёрдым сухим покрытием наибольший коэффициент сцепления обеспечивают шины с мелким расчленённым рисунком в форме шашек и продольных рёбер. На мокрых дорогах с твёрдым покрытием коэффициент сцепления тем выше, чем лучше рисунок протектора обеспечивает удаление влаги и грязи из зоны контакта. Этому условию удовлетворяет рисунок в форме продольных рёбер, расчленённых надрезами различной формы под углом 45°. Для повышения сцепления шин со скользким покрытием протектор изготавливают из *резины специальных составов* и устанавливают *шины противоскольжения*, позволяющие в 1,5...2 раза повышать коэффициент сцепления. На автомобилях, работающих на деформируемых опорных поверхностях, устанавливают шины с высокими грунтозацепами, расположенными в виде косо́й ёлки, и сильно расчленённым рисунком протектора. Конструкция про-

тектора, помимо высоких значений коэффициента сцепления, должна обеспечивать его самоочищение от влажного грунта и снега.

На величину коэффициента сцепления оказывает значительное влияние *скорость движения* автомобиля. На дорогах с твёрдой сухой опорной поверхностью при возрастании скорости движения коэффициент сцепления уменьшается (рис. 1.17), так как при движении с большой скоростью резина протектора не успевает внедряться во впадины микронеровностей, колесо движется по их вершинам, что приводит к некоторому снижению коэффициента сцепления.

На мокрых дорогах при увеличении скорости движения размеры зоны *l* возрастают (рис. 1.16). Кроме того, с увеличением скорости возрастает динамическая прочность жидкостной плёнки, что затрудняет её разрыв и удаление с контактирующих поверхностей. При определённой скорости движения под действием подъёмной гидродинамической силы шина всплывает на поверхность плёнки. Это явление называют *аквапланированием* или *глизсированием шины*. При аквапланировании шина теряет контакт с твёрдой поверхностью дороги и скользит по воде, в результате чего коэффициент сцепления резко снижается. Скорость, при которой возникает описанное явление, называют *скоростью аквапланирования шины*.

При динамических расчётах автомобиля в ряде случаев возникает необходимость учитывать изменение коэффициента сцепления в зависимости от скорости движения. Как следует из рис. 1.17, коэффициент сцепления зависит от скорости движения по линейному закону:

$$\varphi_{xV} = \varphi_{x0} (1 - AV), \quad (1.46)$$

где  $\varphi_{xV}$  и  $\varphi_{x0}$  – коэффициенты продольного сцепления при заданной скорости  $V$ , м / с, и малой скорости соответственно;  $A$  – коэффициент, зависящий от конструкции шины, вязкости жидкости и дорожных условий, с/м. Для асфальтобетонных покрытий  $A = 0,015 \dots 0,03$  с / м.

Некоторое влияние на коэффициент сцепления оказывают *давление воздуха в шине* и *нормальная нагрузка на колесо*. На сухих чистых дорогах с твёрдым покрытием увеличение давления воздуха приводит к снижению коэффициента сцепления из-за уменьшения площади контакта шины с опорной поверхностью. На мокрых и грязных дорогах с твёрдым покрытием при возрастании

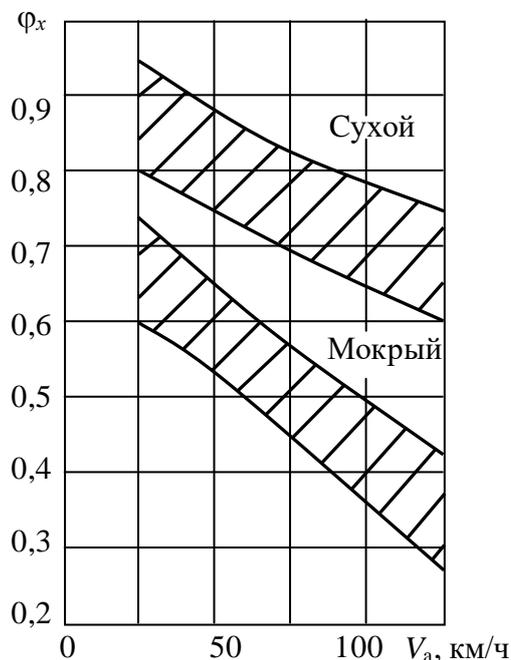


Рис. 1.17. Изменение коэффициента сцепления в зависимости от скорости на бетонном покрытии

давления воздуха происходит более интенсивное выдавливание влаги или грязи в области контакта, что приводит в некоторых пределах к увеличению коэффициента сцепления.

С увеличением нормальной нагрузки на колесо на твёрдых сухих покрытиях происходит снижение коэффициента сцепления, так как коэффициент трения резины уменьшается с ростом давления. На обледенелой и заснеженной дорогах относительное изменение коэффициента сцепления при увеличении нагрузки больше, чем на дорогах с асфальтобетонным покрытием. На мокрых и грязных дорогах возрастание нормальной нагрузки обеспечивает увеличение коэффициента сцепления.

*Температура шины* в контакте существенно влияет на коэффициент сцепления только на твёрдых дорогах с асфальтовым покрытием. При возрастании нагревания, вызванного, например, экстренным торможением, коэффициент сцепления увеличивается, так как резина становится более мягкой и лучше охватывает микронеровности покрытия.

В табл. 1.2 приведены средние значения коэффициентов продольного сцепления автомобильных шин для некоторых типичных дорожных условий при номинальных значениях нормальной нагрузки и давления воздуха, малой скорости движения на режиме полного скольжения колеса. Меньшие значения относятся к шинам высокого, а большие – к шинам низкого давления.

**Таблица 1.2**

**Коэффициенты сцепления**

Опорная поверхность		Коэффициент продольного сцепления
тип	состояние	
Асфальтобетон	сухой	0,70 ... 0,80
	мокрый	0,45 ... 0,55
Щебёнчатое покрытие	сухое	0,50 ... 0,70
	мокрое	0,30 ... 0,50
Гравий	сухой	0,50 ... 0,60
Бульжник	сухой	0,40 ... 0,55
Грунтовая дорога	сухая	0,40 ... 0,60
	мокрая	0,30 ... 0,45
	в период распутицы	0,15 ... 0,25
Песок	сухой	0,20 ... 0,40
	мокрый	0,35 ... 0,50
Снег	укатанный	0,15 ... 0,25
	сыпучий	0,10 ... 0,20
Гладкий лёд		0,07 ... 0,20

**1.4. Тяговая сила на ведущих колёсах автомобиля**

Для расчёта тяговой силы на ведущих колёсах должны быть известны параметры скоростной характеристики автомобильного двигателя, а также потери мощности и крутящего момента в двигателе и трансмиссии.

**Скоростная характеристика автомобильного двигателя.** В настоящее время на автомобилях в основном применяют поршневые двигатели внутреннего сгорания. При расчётах тягово-скоростных свойств автомобиля используют *скоростную характеристику*, представляющую зависимость эффективной мощности  $P_e$  и эффективного крутящего момента  $T_e$  на валу при установившемся режиме работы от степени подачи топлива и частоты  $n_e$  вращения вала двигателя. Скоростную характеристику, полученную при полной подаче топлива, называют *внешней скоростной характеристикой*, а характеристики, полученные при неполной его подаче, – *частичными*. С уменьшением подачи топлива мощность и крутящий момент уменьшаются.

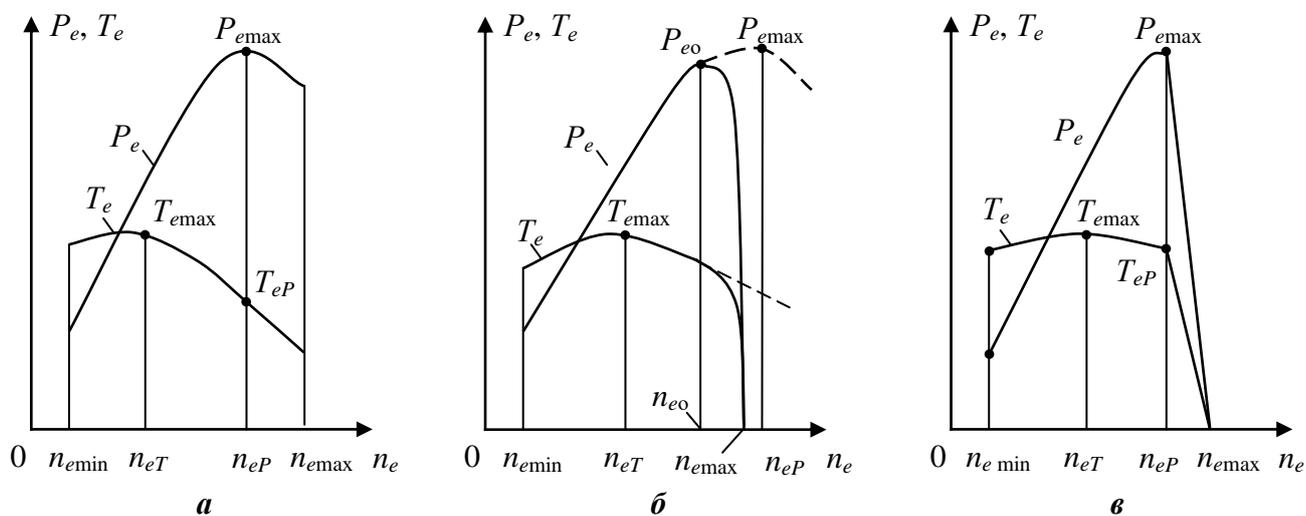
Скоростные характеристики определяют на специальных тормозных стендах. При этом обычно непосредственно находят зависимости эффективного момента двигателя от установившихся частот его вращения  $T_e = f(n_e)$ , а мощность (кВт) определяют расчётом:

$$P_e^c = \frac{T_e^c \omega_e}{1000}; \quad (1.47)$$

$$P_e^c = \frac{T_e^c \pi n_e}{30 \cdot 1000} = \frac{T_e^c n_e}{9550}, \quad (1.48)$$

где  $T_e^c$  – эффективный стендовый крутящий момент, Н · м;  $\omega_e$  – угловая скорость вращения вала двигателя, рад / с;  $n_e$  – частота вращения вала двигателя, об / мин или мин<sup>-1</sup>).

Затем строят зависимости  $T_e = f(n_e)$  и  $P_e = f(n_e)$ . На рис. 1.18 показаны типовые внешние скоростные характеристики карбюраторного и дизельного двигателей. Частичные характеристики получают при различных положениях органа, регулирующего подачу топлива. У карбюраторных двигателей таким органом является дроссельная заслонка, у дизельных – пружина регулятора.



**Рис. 1.18. Внешние скоростные характеристики двигателей:**

$a$  – карбюраторного без ограничителя;  $b$  – карбюраторного с ограничителем;  $c$  – дизельного

*Важнейшими параметрами* внешней скоростной характеристики двигателя являются:  $P_{e\max}$  – максимальная эффективная мощность и соответствующая ей частота вращения  $n_{eP}$ ;  $T_{e\max}$  – максимальный эффективный крутящий момент и соответствующая ему частота вращения вала  $n_{eT}$ ;  $T_{eP}$  – эффективный крутящий момент при максимальной мощности;  $n_{e\min}$  – минимальная устойчивая частота вращения вала двигателя;  $n_{e\max}$  – максимальная частота вращения вала двигателя;  $k_T$  – коэффициент приспособляемости двигателя по моменту:

$$k_T = \frac{T_{e\max}}{T_{eP}}; \quad (1.49)$$

*коэффициент приспособляемости по угловой скорости (частоте вращения):*

$$k_\omega = \frac{\omega_{eP}}{\omega_{eT}} = \frac{n_{eP}}{n_{eT}}. \quad (1.50)$$

У карбюраторных двигателей, не имеющих ограничителя частоты вращения (рис. 1.18, а), максимальная частота вращения  $n_{e\max}$  при движении с максимальной скоростью превышает частоту  $n_{eP}$  при максимальной мощности двигателя не более чем на 10...20 %.

Карбюраторные двигатели, устанавливаемые на грузовых автомобилях, с целью повышения долговечности часто снабжают ограничителями (рис. 1.18, б). Они включаются в работу при  $n_{e0} = (0,8...1,0) n_{eP}$ , когда мощность по внешней скоростной характеристике практически не возрастает с увеличением частоты вращения вала. Мощность, соответствующую началу работы ограничителя, обозначают  $P_{e0}$ . Максимальная частота в этом случае на 5...15 % выше  $n_{e0}$  и будет иметь место при работе двигателя без нагрузки.

У дизельного двигателя (рис. 1.18, в) максимальное значение мощности  $P_{e\max}$  соответствует началу работы регулятора, а  $n_{e\max} = (1,05...1,15) n_{eP}$ .

При поверочном тяговом расчёте следует использовать скоростные характеристики реальных двигателей, устанавливаемых на автомобили. Часто при проектировании автомобиля характеристика его двигателя неизвестна, и тогда расчёт ведут по приближённым скоростным характеристикам.

При построении приближённых скоростных характеристик используют зависимость, предложенную С.Р. Лейдерманом:

$$P_e = P_{e\max} \left[ a \left( \frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right) + b \left( \frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right)^2 - c \left( \frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right)^3 \right], \quad (1.51)$$

где  $P_e$  и  $\omega_e$  – текущие значения мощности и угловой скорости;  $P_{e\max}$  и  $\omega_{eP}$  – максимальная мощность и угловая скорость при максимальной мощности;  $a, b, c$  – коэффициенты, зависящие от типа и конструкции двигателя.

Коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $c$  находят из системы трёх уравнений, получаемых из следующих соображений:

1. При  $\omega_e = \omega_{eP}$ ,  $P_e = P_{e\max}$  и  $a + b - c = 1$ . (1.52)

2. Если в правой части уравнения (1.51) вынести за скобки  $\omega_e / \omega_{eP}$ , разделить обе части уравнения на  $\omega_e$  и приняв во внимание, что  $P_{e\max} / \omega_{eP} = T_{eP}$ , можно получить зависимость  $T_e = f(\omega_e)$ :

$$T_e = T_{eP} \left[ a + b \left( \frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right) - c \left( \frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right)^2 \right]. \quad (1.53)$$

Приняв в уравнении (1.53)  $\omega_e = \omega_{eT}$  и  $T_e = T_{e\max}$ , поделив обе части уравнения на  $T_{eP}$ , с учётом (1.49) и (1.50) получают:

$$k_T = a + \frac{b}{k_\omega} - \frac{c}{k_\omega^2}. \quad (1.54)$$

3. Функция (1.53) достигает максимума при  $\omega_e = \omega_{eT}$ .

При нахождении экстремума данной функции первую производную приравнивают нулю:

$$\frac{dT_e}{d\omega_e} = T_{eP} \left( \frac{b}{\omega_{eP}} - \frac{2c\omega_{eT}}{\omega_{eP}\omega_{eP}} \right) = \frac{T_{eP}}{\omega_{eP}} \left( b - \frac{2c}{k_\omega} \right) = 0,$$

откуда

$$b - \frac{2c}{k_\omega} = 0. \quad (1.55)$$

Решение системы уравнений (1.52), (1.54) и (1.55) даёт выражения для коэффициентов  $a$ ,  $b$  и  $c$ :

$$a = \frac{k_T k_\omega (2 - k_\omega) - 1}{k_\omega (2 - k_\omega) - 1}; \quad b = -\frac{2k_\omega (k_T - 1)}{k_\omega (2 - k_\omega) - 1}; \quad c = -\frac{k_\omega^2 (k_T - 1)}{k_\omega (2 - k_\omega) - 1}. \quad (1.56)$$

В характеристиках двигателя обязательно приводят значения  $P_{e\max}$  и  $n_{eP}$ ,  $T_{e\max}$  и  $n_{eT}$ , что позволяет по формулам (1.51), (1.53) и (1.56) построить внешнюю скоростную характеристику двигателя.

Ориентировочно значения коэффициентов приспособляемости могут быть приняты для двигателей с искровым зажиганием  $k_T = 1,25 \dots 1,35$ ;  $k_\omega = 1,33 \dots 1,54$ ; для дизельных  $k_T = 1,1 \dots 1,4$ ;  $k_\omega = 1,11 \dots 2,50$ .

При стендовых испытаниях в процессе измерения параметров внешней скоростной характеристики отключают часть агрегатов, обслуживающих двигатель, шасси и кузов (глушитель, вентилятор, компрессор и др.), а полученную при испытаниях мощность двигателя приводят к нормальным условиям использования: атмосферному давлению 750 мм рт. ст. и температуре 25°C.

Условия работы двигателя, установленного на автомобиле, отличаются от стендовых:

- 1) двигатель работает с другими впускными и выпускными системами;
- 2) часть его мощности затрачивают на привод механизмов и агрегатов, которые были отключены при стендовых испытаниях;
- 3) двигатель работает на неустановившихся температурном и скоростном режимах.

По этим причинам мощность и крутящий момент двигателя, установленного на автомобиле, несколько меньше полученных при стендовых испытаниях.

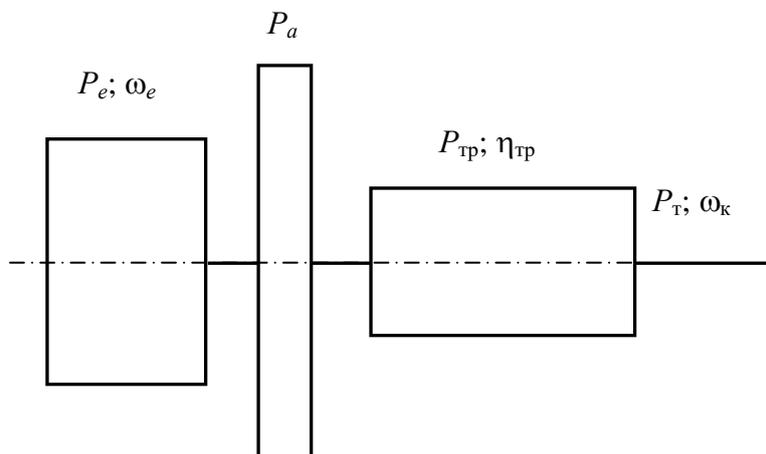
При расчётах тягово-скоростных свойств автомобиля с использованием стендовой внешней скоростной характеристики значения мощности и крутящего момента необходимо умножить на *коэффициент коррекции*  $k_c$ , меньший единицы:

$$P_e = k_c P_e^c; T_e = k_c T_e^c. \quad (1.57)$$

В выражениях (1.57) параметры с индексом «с» относят к полученным при стендовых испытаниях. По ГОСТ 14846 – 81  $k_c = 0,95 \dots 0,96$ ; для двигателей, испытанных по ГОСТ 14846 – 69,  $k_c = 0,85 \dots 0,90$ .

**Потери мощности в трансмиссии автомобиля.** Расчёт потерь мощности в трансмиссии автомобиля производят с использованием схемы, показанной на рис. 1.19. Уравнение мощностного баланса системы:

$$P_e = P_a + P_{тр} + P_T. \quad (1.58)$$



**Рис. 1.19. Схема системы двигатель – трансмиссия – ведущие колёса:**

$P_e$  – мощность на валу двигателя при работе в установившемся режиме;  
 $P_a$  – мощность, затрачиваемая на разгон вращающихся частей двигателя и трансмиссии, приведённая к маховику двигателя;  $P_{тр}$  – мощность, теряемая в трансмиссии;  $P_T$  – тяговая мощность на ведущих колёсах

Потери мощности в трансмиссии оценивают *коэффициентом полезного действия трансмиссии* (КПД трансмиссии):

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{т}}}{P_e - P_a} = \frac{P_{\text{т}}}{P_{\text{тр}} + P_{\text{т}}}, \quad (1.59)$$

где  $P_{\text{т}}$  – мощность, отводимая от трансмиссии к ведущим колёсам;  $P_e - P_a$  – мощность, подводимая от двигателя к трансмиссии.

Как видно из выражения (1.59), КПД трансмиссии зависит от *мощности*  $P_{\text{тр}}$ , *теряемой в трансмиссии*. Эта мощность может быть рассчитана по выражению:

$$P_{\text{тр}} = P_e(1 - \eta_{\text{н}}) + \frac{F_{\text{тр}0}V + k_{\text{тр}}V^2}{1000}, \quad (1.60)$$

где  $\eta_{\text{н}}$  – коэффициент влияния нагрузки;  $F_{\text{тр}0}$  – сила сопротивления в трансмиссии при скорости, близкой к нулю;  $V$  – скорость автомобиля;  $k_{\text{тр}}$  – коэффициент, учитывающий скоростные потери в трансмиссии.

Как следует из уравнения (1.60), мощность, теряемая в трансмиссии, состоит из трёх слагаемых. Первое из них характеризует потери, обусловленные наличием трения в узлах и агрегатах, передающих нагрузку (в зубчатых зацеплениях, карданных шарнирах, подшипниках); второе слагаемое, пропорциональное скорости  $V$ , характеризует трение в сальниках и подшипниках, имеющих предварительный натяг; третье слагаемое, пропорциональное  $V^2$ , характеризует потери, вызванные разбрызгиванием масла, залитого в картеры механизмов трансмиссии (гидравлические потери).

*Момент сопротивления трансмиссии*, приведённый к ведущим колёсам, может быть получен делением каждого члена уравнения (1.60) на угловую скорость колёс  $\omega_{\text{к}}$ . Имея в виду, что  $\omega_e = \omega_{\text{к}} u_{\text{тр}}$  и  $V = \omega_{\text{к}} r_{\text{к}}$  (1.12), получают:

$$T_{\text{тр}} = T_e u_{\text{тр}}(1 - \eta_{\text{н}}) + F_{\text{тр}0} r_{\text{к}} + k_{\text{тр}} \omega_{\text{к}} r_{\text{к}}^2. \quad (1.61)$$

При выбеге, когда рычаг коробки передач устанавливают в нейтральное положение и мощность на ведущих колёсах  $P_{\text{т}} = 0$ , уравнение (1.59) теряет смысл, и потери в трансмиссии удобно определять *силой сопротивления трансмиссии*  $F_{\text{тр}}$ , приведённой к ведущим колёсам:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{тр}0} + k_{\text{тр}} V. \quad (1.62)$$

Эту силу определяют методом выбега при вывешенных колёсах автомобиля.

*Коэффициент влияния нагрузки*  $\eta_{\text{н}}$  подсчитывают по выражению:

$$\eta_{\text{н}} = 0,98^k 0,97^l 0,995^m, \quad (1.63)$$

где 0,98 – КПД цилиндрической зубчатой пары; 0,97 – КПД конической зубчатой пары; 0,995 – КПД карданного шарнира;  $k$ ,  $l$  и  $m$  – число цилиндрических и конических зубчатых пар, карданных шарниров в механизмах трансмиссии соответственно.

В частном случае, когда  $P_a = 0$ :

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{т}}}{P_e} = \frac{P_e - P_{\text{тр}}}{P_e} = 1 - \frac{P_{\text{тр}}}{P_e}. \quad (1.64)$$

Подставив в формулу (1.64) выражение  $P_{\text{тр}}$  из (1.60), получают:

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{н}} - \frac{F_{\text{тр}0}V + k_{\text{тр}}V^2}{1000P_e}. \quad (1.65)$$

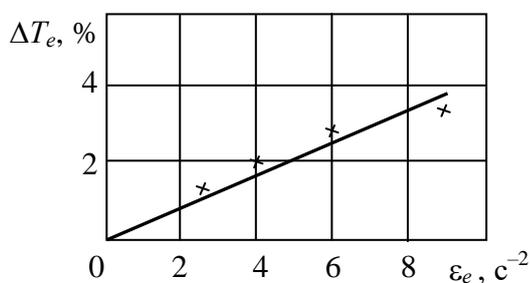
Силу  $F_{\text{тр}0}$  и коэффициент  $k_{\text{тр}}$  определяют экспериментально, коэффициент  $\eta_{\text{н}}$  рассчитывают по формуле (1.63).

Потери на трение зависят от величины передаваемого через трансмиссию момента, гидравлические потери определяются скоростью вращения валов, вязкостью и объёмом масла в картерах. При увеличении передаваемого через трансмиссию момента КПД возрастает, а при увеличении частоты вращения валов – уменьшается. КПД редукторов трансмиссии возрастает при уменьшении вязкости и уровня масла в картере и повышении его температуры до пределов, при которых оно не теряет своих смазочных свойств. Наибольшие значения КПД характерны для редукторов с сухим картером и принудительной подачей масла к рабочим поверхностям.

Для проектных расчётов рекомендуют следующие значения КПД отдельных механизмов трансмиссии: коробки передач – 0,96...0,98; раздаточной коробки – 0,93...0,97; главной передачи – 0,93...0,97; колёсного редуктора – 0,96...0,98; карданного шарнира – 0,995. Полный КПД механической трансмиссии, равный произведению КПД агрегатов, составляет 0,8...0,95. Меньшие значения относят к многоосным грузовым автомобилям, бóльшие – к легковым полноприводным.

Коэффициенты полезного действия гидродинамической, гидрообъёмной и электрической трансмиссий изменяются в зависимости от передаточного отношения в широком диапазоне – от нуля до максимальной величины, которая несколько ниже, чем у механической трансмиссии.

**Тяговая сила не ведущих колёсах автомобиля.** При работе на неустановившемся режиме мощность, подводимая от двигателя к трансмиссии, меньше мощности на установившемся режиме. Это обусловлено динамикой наполнения цилиндров воздухом и парами топлива и тепловой инерцией двигателя.



**Рис. 1.20.** Изменение крутящего момента двигателя в зависимости от ускорения вращения вала

Из экспериментального графика, приведённого на рис. 1.20, видно, что при работе на неустановившихся режимах уменьшение момента двигателя линейно зависит от ускорения вращения вала  $\epsilon_e$ :

$$\Delta T_e = T_e \gamma_e \varepsilon_e, \quad (1.66)$$

где  $\gamma_e$  – коэффициент, учитывающий ускорение вращения вала двигателя,  $\text{с}^2 / \text{рад}$ ;  $\gamma_e = 0,001 \dots 0,002 \text{ с}^2 / \text{рад}$ .

При разгоне автомобиля часть момента двигателя затрачивают на разгон маховика двигателя и связанных с ним вращающихся деталей:

$$T_{ae} = -J_e \varepsilon_e, \quad (1.67)$$

где  $J_e$  – момент инерции вращающихся частей двигателя и связанных с ним деталей;  $\varepsilon_e$  – угловое ускорение вала двигателя.

*Тяговый момент на ведущих колёсах:*

$$T_T = (k_c T_e^c - \Delta T_e - T_{ae}) u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} = k_c T_e^c \left( 1 - \gamma_e \varepsilon_e - \frac{J_e \varepsilon_e}{k_c T_e^c} \right) u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}, \quad (1.68)$$

где  $u_{\text{тр}}$  – передаточное число трансмиссии;  $\eta_{\text{тр}}$  – КПД трансмиссии.

*Тяговая мощность на ведущих колёсах* равна произведению тягового момента  $T_T$  на их угловую скорость  $\omega_k$ , причём  $\omega_k = \omega_e / u_{\text{тр}}$  (1.12):

$$P_T = \left[ k_c P_e^c - \frac{(\gamma_e T_e + J_e) \varepsilon_e \omega_e}{1000} \right] \eta_{\text{тр}}. \quad (1.69)$$

*Тяговая сила на ведущих колёсах:*

$$F_T = \frac{T_T}{r_d} = \frac{k_c T_e^c u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_d} - \frac{(\gamma_e T_e + J_e) \varepsilon_e u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_d}. \quad (1.70)$$

При установившемся движении с постоянной скоростью  $\omega_e = \text{const}$ ,  $\varepsilon_e = d\omega_e / dt = 0$  и:

$$F_T = \frac{k_c T_e^c u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_d}. \quad (1.71)$$

Если двигатель работает при полной подаче топлива (по внешней скоростной характеристике), а движение установившееся, тяговая сила на ведущих колёсах оказывается наибольшей для данного режима движения. Такую силу называют *полной тяговой силой*  $F_{T0}$  и рассчитывают по формуле (1.71).

В ряде случаев тяговая сила на ведущих колёсах ограничивается сцеплением их с дорогой. Составляют уравнение силового баланса ведущих колёс по сцеплению с дорогой. В уравнении (1.31) максимальная продольная реакция  $R_{x\text{max}}$  по сцеплению ведущих колёс с дорогой:

$$R_{x\text{max}} = \varphi_x \Sigma R_{z\text{вщ}}. \quad (1.72)$$

В выражении (1.72)  $\Sigma R_{z\text{вщ}}$  – суммарная нормальная реакция на все ведущие колёса автомобиля;  $\varphi_x$  – коэффициент продольного сцепления ведущих ко-

лѣс с опорной поверхностью. При расчѣтах предполагают, что коэффициент сцепления колѣс ведущих мостов одинаковый.

Максимальный тяговый момент на ведущих колѣсах по сцеплению с дорогой обозначают  $T_{\text{тmax}} = T_{\text{тф}}$ . Уравнение силового баланса с учѣтом принятых

обозначений приобретает вид:

$$\varphi_x \Sigma R_{z\text{вщ}} = \frac{T_{\text{тф}}}{r_d} - f_c \Sigma R_{z\text{вщ}} - \frac{\Sigma J_{\text{к.вщ}} \varepsilon_k}{r_d}, \quad (1.73)$$

где  $\Sigma J_{\text{к.вщ}}$  – суммарный момент инерции всех ведущих колёс.

Из уравнения (1.73) *максимальный тяговой момент по сцеплению ведущих колёс с дорогой:*

$$T_{\text{тф}} = (\varphi_x + f_c) \Sigma R_{z\text{вщ}} r_d + \Sigma J_{\text{к.вщ}} \varepsilon_k. \quad (1.74)$$

*Тяговая сила по сцеплению ведущих колёс:*

$$F_{\text{тф}} = \frac{T_{\text{тф}}}{r_d} = (\varphi_x + f_c) \Sigma R_{z\text{вщ}} + \frac{\Sigma J_{\text{к.вщ}} \varepsilon_k}{r_d}. \quad (1.75)$$

*Частные случаи*

1. При установившемся движении  $V = \text{const}$ ,  $\omega_k = \text{const}$ ,  $\varepsilon_k = d\omega_k / dt = 0$ :

$$F_{\text{тф}} = (\varphi_x + f_c) \Sigma R_{z\text{вщ}}. \quad (1.76)$$

2. При установившемся движении по дорогам с высоким коэффициентом сцепления и малым коэффициентом сопротивления качению  $\varepsilon_k = 0$  и  $f_c \ll \varphi_x$ ,  $f_c \approx 0$ :

$$F_{\text{тф}} = \varphi_x \Sigma R_{z\text{вщ}}. \quad (1.77)$$

## 1.5. Силы сопротивления движению автомобиля

**Сила сопротивления качению.** *Сила сопротивления качению автомобиля* равна сумме сил сопротивления качению всех его колёс:

$$F_f = \sum_{i=1}^n F_{fi} = \sum_{i=1}^n f_i R_{zi} = f_{\text{ср}} \sum_{i=1}^n R_{zi} = f_{\text{ср}} G_H = f_{\text{ср}} G_a \cos \alpha, \quad (1.78)$$

где  $F_{fi}$  – сила сопротивления качению  $i$ -го колеса;  $n$  – число колёс;  $f_i$  – коэффициент сопротивления качению  $i$ -го колеса;  $R_{zi}$  – нормальная реакция, действующая на  $i$ -е колесо;  $f_{\text{ср}}$  – осреднённый коэффициент сопротивления качению;

$G_a$  – сила тяжести (вес) автомобиля;  $G_H$  – нормальная составляющая силы тяжести (веса) автомобиля;  $\alpha$  – угол продольного уклона дороги (рис. 1.21).

Коэффициенты сопротивления качению каждого из колёс различны из-за разной нагрузки, передаваемого момента, состояния опорной поверхности. Так как невозмож-

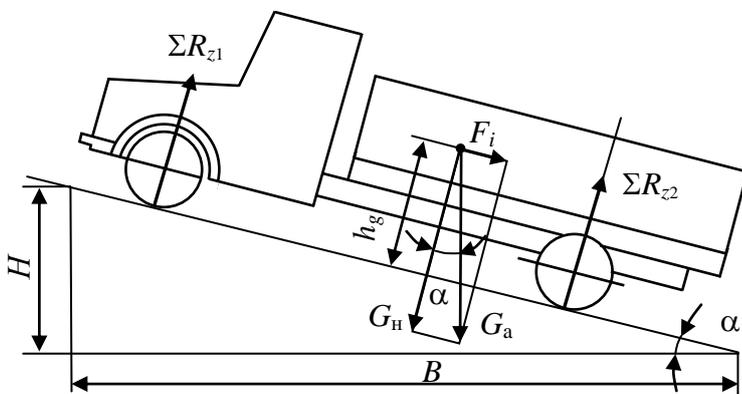


Рис. 1.21. Схема сил, действующих на автомобиль на уклоне

но учесть особенности работы каждого колеса, при расчётах используют *осреднённое значение коэффициента сопротивления качению*, считая его одинаковым для всех колёс.

Осреднённый коэффициент сопротивления качению находят экспериментально для определённых дорожных условий и шин. При движении по твёрдой опорной поверхности общие потери на качение обусловлены следующими причинами: 1) внутренним трением в шинах (гистерезисными потерями); 2) проскальзыванием элементов шин по опорной поверхности; 3) присасыванием шин к опорной поверхности; 4) аэродинамическим сопротивлением; 5) потерями энергии при колебаниях колёс относительно кузова в результате их взаимодействия с неровностями опорной поверхности; 6) потерями от скольжения колёс, установленных со сходом и нагруженных боковыми силами.

При движении по мягким или грязным опорным поверхностям затрачивают дополнительную работу на деформирование материала опорной поверхности или выдавливание грязи и влаги, находящихся в контакте с колёсами.

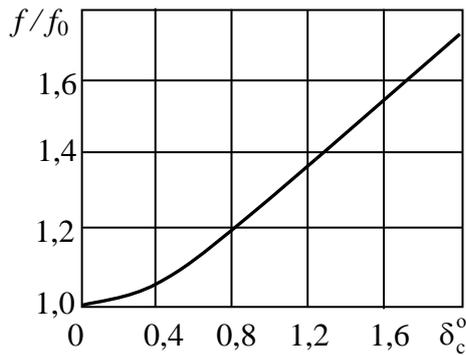
*Внутреннее трение* в шинах обусловлено межмолекулярным трением в резине и механическим трением между покрышками и камерами, покрышками и ободьями колёс, а также между резиной и кордом. Это трение является результатом всех видов деформаций шин, вызванных в основном нормальной нагрузкой. В ведомом режиме на гладкой твёрдой дороге потери на трение у шин составляют 90...95 % всех потерь на качение.

*Проскальзывание элементов протектора шин* по опорной поверхности является следствием деформации шин в тангенциальном направлении в плоскости контакта. У ведомых колёс потери на трение при проскальзывании составляют 5...10 %. При полном скольжении или буксовании потери на трение скольжения достигают максимальной величины и являются основными.

*Потери на присасывание шин* к опорной поверхности объясняют тем, что в момент соприкосновения протектора с опорной поверхностью образуются замкнутые контуры рисунка, из которых выжимается воздух. При выходе этих контуров рисунка из контакта с опорной поверхностью на отрыв шин от дороги требуется затрата дополнительной энергии. Наличие влаги и грязи на опорной поверхности, герметизирующих присасываемые участки, ведёт к росту потерь из-за присасывания.

*Аэродинамическое сопротивление* обусловлено вентиляционными потерями, вызванными затратами энергии на перемешивание частиц воздуха, которые увлекаются вращающимися колёсами. Вентиляционные потери возрастают при высоких скоростях движения автомобиля.

*Движение автомобиля по неровным дорогам* сопровождается непрерывными ударами колёс об опорную поверхность и колебаниями осей и кузова, в результате чего происходит дополнительное рассеивание энергии в шинах, амортизаторах и упругих элементах подвесок. В результате действия этих факторов коэффициент сопротивления качению возрастает при движении на изношенном асфальтовом шоссе на 5...10 %, на ровном бульваре – на 30...50 %, на ровной грунтовой дороге – на 10...30 %.



**Рис. 1.22.** Зависимость относительного увеличения сопротивления качению управляемых колёс от угла их схождения

При действии на колёса боковых сил возникают дополнительные деформации шин, приводящие к увеличению гистерезисных потерь. При прямолинейном движении автомобиля и отсутствии внешних боковых сил дополнительные силы сопротивления качению могут быть обусловлены схождением управляемых колёс. Как следует из рис. 1.22, относительное увеличение коэффициента сопротивления качению управляемых колёс  $f/f_0$  примерно пропорционально квадрату угла их схождения  $\delta_c$ .

Мощность (кВт), затрачиваемая на преодоление сопротивления качению:

$$P_f = F_f V = \frac{F_f V_a}{3,6} = \frac{f_{cp} G_a \cos \alpha V}{1000} = \frac{f_{cp} G_a \cos \alpha V_a}{3600}, \quad (1.79)$$

где  $V$  и  $V_a$  – скорость автомобиля, м / с и км / ч соответственно.

**Сила сопротивления подъёму.** При движении на уклонах (подъёмах и спусках) силу тяжести (вес) автомобиля  $G_a$  можно разложить на две составляющие:  $G_n$  и  $F_i$  (рис. 1.21). Составляющую силы тяжести  $F_i$  называют *силой сопротивления подъёму*. При малых радиусах кривизны вертикального профиля дороги сила сопротивления подъёму является проекцией силы тяжести на направление вектора скорости центра масс автомобиля. Радиусы кривизны вертикального профиля дороги, как правило, обычно во много раз больше базы автомобиля, поэтому отрезки дороги, на которых в каждый данный момент времени находится автомобиль, можно заменить прямолинейными участками, имеющими продольный наклон  $\alpha$  к горизонтальной поверхности. В этом случае сила сопротивления подъёму – составляющая силы тяжести, параллельная опорной поверхности дороги и приложенная в центре масс автомобиля на высоте  $h_g$ :

$$F_i = G_a \sin \alpha, \quad (1.80)$$

где  $\alpha$  – угол продольного уклона, град или рад.

В дорожной технике *продольные уклоны* задают не в градусах или радианах, а величиной  $i$ , равной:

$$i = \frac{H}{B}, \quad (1.81)$$

где  $H$  – превышение дороги;  $B$  – заложение дороги (рис. 1.21).

Как следует из выражения (1.81), уклон численно равен тангенсу угла  $\alpha$ . Его задают в безразмерных величинах, процентах (%) и промилле (‰). Например, уклон одной и той же крутизны может быть обозначен:  $i = 0,03$ ;  $i = 3 \%$ ;  $i = 30 \text{ ‰}$ .

Согласно требованиям Строительных норм и правил (СНиП), продольные уклоны дорог составляют  $0,03 \dots 0,07$ . В особо трудных условиях разрешают увеличение продольного уклона не более чем на  $0,02$ . Если учесть, что  $0,01$  уклона соответствует  $35'$ , то максимальный продольный уклон  $0,07 \dots 0,09$  соответствует  $4,2 \dots 5,5^\circ$ . При столь малых значениях угла уклона можно считать, что  $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i$ , и выражение (1.80) приобретает вид:

$$F_i = G_a i. \quad (1.82)$$

Сила  $F_i$  при движении на подъёме является силой сопротивления подъёму и считается положительной, на спуске – движущей силой и считается отрицательной.

Мощность, затрачиваемую на преодоление сопротивления подъёму (кВт), рассчитывают по формуле:

$$P_i = F_i V = \frac{F_i V_a}{3,6} = \frac{G_a \sin \alpha V}{1000} = \frac{G_a \sin \alpha V_a}{3600}. \quad (1.83)$$

**Сила сопротивления дороги.** При движении на негоризонтальных участках дороги на автомобиль одновременно действуют сила сопротивления качению и сила сопротивления подъёму. По этой причине при расчётах тягово-скоростных свойств автомобиля целесообразно рассматривать действие этих сил совместно. Сумму сил сопротивления качению и подъёму называют *силой сопротивления дороги*. Пользуясь формулами (1.78), (1.80) и (1.82), находят:

$$F_\psi = F_f \pm F_i = G_a (f_{\text{ср}} \cos \alpha \pm \sin \alpha) \approx G_a (f_{\text{ср}} \pm i) = \psi G_a. \quad (1.84)$$

В формуле (1.84)

$$\psi = f_{\text{ср}} \cos \alpha \pm \sin \alpha \approx f_{\text{ср}} \pm i \quad (1.85)$$

называют *коэффициентом сопротивления дороги*.

Значение коэффициента сопротивления дороги, при котором должны быть обеспечены требуемые тягово-скоростные свойства автомобиля, задают в техническом задании на его проектирование.

*Частные случаи*

1. Движение по горизонтальной дороге:  $\alpha = 0$ ,  $\cos \alpha = 1$ ,  $\sin \alpha = 0$  и  $\psi = f_{\text{ср}}$ .

2. Движение на подъёме:  $\psi = f_{\text{ср}} \cos \alpha + \sin \alpha$ , то есть  $\psi > f_{\text{ср}}$ .

3. Движение на спуске:  $\psi = f_{\text{ср}} \cos \alpha - \sin \alpha$ , то есть  $\psi < f_{\text{ср}}$ .

При  $f_{\text{ср}} \cos \alpha > \sin \alpha$   $\psi > 0$ ; при  $f_{\text{ср}} \cos \alpha = \sin \alpha$   $\psi = 0$ ; при  $f_{\text{ср}} \cos \alpha < \sin \alpha$   $\psi < 0$ .

*Мощность (кВт), затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги:*

$$P_{\psi} = F_{\psi} V = \frac{F_{\psi} V_a}{3,6} = \frac{\psi G_a V}{1000} = \frac{\psi G_a V_a}{3600}. \quad (1.86)$$

**Аэродинамика автомобиля.** Аэродинамические силы, действующие на автомобиль при взаимодействии с воздушной средой, могут возникать:

- 1) при движении автомобиля в неподвижной воздушной среде;
- 2) при обтекании неподвижного автомобиля потоком движущегося воздуха (ветром);
- 3) при движении автомобиля в движущемся потоке воздуха, то есть при наличии ветра.

Элементарные аэродинамические силы, действующие в каждой точке поверхности автомобиля, различны по величине и направлению. Совокупность названных элементарных сил может быть заменена силой  $F_w$  и моментом  $T_w$ , которые называют *полной аэродинамической силой* и *полным аэродинамическим моментом*:

$$F_w = c_w q A_B; \quad (1.87)$$

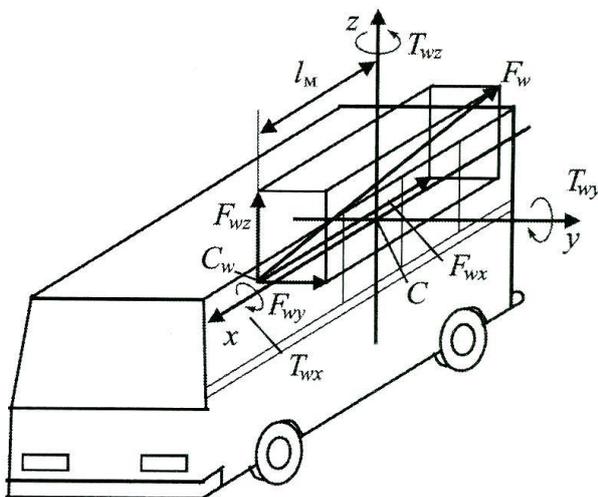
$$T_w = m_w q A_B b. \quad (1.88)$$

В формулах (1.87) и (1.88)  $c_w$  и  $m_w$  – безразмерные коэффициенты полной аэродинамической силы и полного аэродинамического момента соответственно;  $q$  – скоростной напор, кг / (м · с<sup>2</sup>);  $A_B$  – площадь миделя, м<sup>2</sup>;  $b$  – характерный линейный размер, м.

*Скоростной напор* равен кинетической энергии кубического метра воздуха плотностью  $\rho_B$ , движущегося со скоростью  $V_w$ , равной скорости движения автомобиля относительно воздушной среды:

$$q = 0,5 \rho_B V_w^2. \quad (1.89)$$

*Площадь миделя* для автомобиля или каждого из звеньев автопоезда равна их *лобовой площади* – площади проекции на плоскость, перпендикулярную продольной оси.



**Рис. 1.23. Схема аэродинамического воздействия на автомобиль**

С учётом выражения (1.89) формулы (1.87) и (1.88) приобретают вид:

$$F_w = 0,5c_w \rho_B A_B V_w^2; \quad (1.90)$$

$$T_w = 0,5m_w \rho_B A_B b V_w^2. \quad (1.91)$$

На рис. 1.23 показана схема аэродинамического воздействия на автомобиль. Полная аэродинамическая сила  $F_w$  приложена к автомобилю в точке  $C_w$ , называемой *центром парусности автомобиля*. Её можно разложить на три составляющие, представляющие проекции на оси координат  $Cx$ ,  $Cy$  и  $Cz$ .

Проекцию силы  $F_w$  на ось  $Cx$  называют *силой сопротивления воздуха (силой лобового сопротивления)*:

$$F_B = F_{wx} = 0,5c_x \rho_B A_B V_w^2, \quad (1.92)$$

где  $c_x$  – коэффициент лобового сопротивления автомобиля.

Проекцию силы  $F_w$  на ось  $Cy$   $F_{wy}$  называют *боковой аэродинамической силой*:

$$F_{wy} = 0,5c_y \rho_B A_B V_w^2, \quad (1.93)$$

где  $c_y$  – коэффициент боковой аэродинамической силы.

Проекцию силы  $F_w$  на ось  $Cz$   $F_{wz}$  называют *подъёмной аэродинамической силой*:

$$F_{wz} = 0,5c_z \rho_B A_B V_w^2, \quad (1.94)$$

где  $c_z$  – коэффициент подъёмной аэродинамической силы.

Полная аэродинамическая  $F_w$  действует на автомобиль на расстоянии  $l_M$  от его центра масс  $C$ , создавая полный аэродинамический момент  $T_w$ , который может быть представлен в виде 3-х составляющих: момента относительно оси  $Cx$   $T_{wx}$  – *аэродинамического момента крена*; момента относительно  $Cy$   $T_{wy}$  – *аэродинамического опрокидывающего момента* и момента относительно  $Cz$   $T_{wz}$  – *аэродинамического поворачивающего момента*.

Названные моменты рассчитывают по формулам:

$$T_{wx} = 0,5m_x \rho_B A_B B V_w^2; \quad (1.95)$$

$$T_{wy} = 0,5m_y \rho_B A_B L V_w^2; \quad (1.96)$$

$$T_{wz} = 0,5m_z \rho_B A_B B V_w^2, \quad (1.97)$$

где  $m_x$ ,  $m_y$  и  $m_z$  – коэффициенты момента крена, опрокидывающего и поворачивающего моментов соответственно;  $B$  – колея автомобиля;  $L$  – база автомобиля.

Коэффициенты  $c_x$ ,  $c_y$ ,  $c_z$ ,  $m_x$ ,  $m_y$ ,  $m_z$  определяют экспериментальным путём при продувке моделей автомобилей (реже автомобилей в натуральную величину) в аэродинамических трубах.

На тягово-скоростные свойства оказывают влияние силы  $F_B$ ,  $F_{wz}$  и момент  $T_{wy}$ . Сила сопротивления воздуха  $F_B$  может быть представлена несколькими составляющими:

- *сопротивление формы, или лобовое сопротивление*, составляет 50...60%  $F_B$ .

Оно обусловлено разностью давлений воздуха спереди и сзади движущегося автомобиля, так как впереди создаётся зона повышенного давления, сзади – зона разрежения, вызванного завихрениями воздуха (рис. 1.24);

- *внутреннее сопротивление* (10...15%  $F_B$ ), создаваемое потоками воздуха, проходящими внутри автомобиля для охлаждения двигателя, вентиляции и обогрева кузова;
- *сопротивление поверхностного трения* (5...10 %  $F_B$ ), вызываемое силами вязкости пограничного слоя воздуха, движущегося у поверхности автомобиля, и зависящее от размера и шероховатости этой поверхности;
- *дополнительное сопротивление* (10...15%  $F_B$ ), создаваемое различными выступающими частями: фарами, указателями поворота, зеркалами заднего вида, щётками стеклоочистителя, ручками, регистрационными знаками, антеннами и др.;
- *индуктивное сопротивление* (5...10%  $F_B$ ), вызываемое взаимодействием составляющих полной аэродинамической силы.

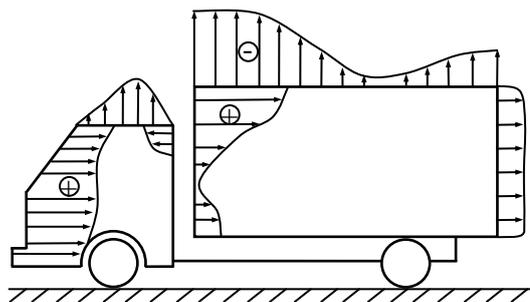
При расчёте силы сопротивления воздуха коэффициент лобового сопротивления принимают в следующих пределах:

- легковые автомобили 0,26...0,38;
- автобусы:
  - ◇ капотной компоновки 0,75...0,9;
  - ◇ вагонной компоновки городские 0,7...0,8;
  - ◇ вагонной компоновки междугородные 0,5...0,6;
- грузовые автомобили:
  - ◇ бортовые 0,7...0,95;
  - ◇ с кузовом фургон 0,45...0,65;
- автопоезда 1,4...1,55.

Плотность воздуха по ГОСТ 4401 – 81 на уровне моря  $\rho_v = 1,225 \text{ кг / м}^3$ .

Площадь миделя («миделева сечения») определяют из технической документации, а при её отсутствии рассчитывают по приближённым формулам:

- для всех видов автомобилей  $A_B = \alpha B_T H_T$ ;
- для грузовых автомобилей  $A_B = B H_T$ ,



**Рис. 1.24. Распределение давления воздуха по поверхности движущегося грузового автомобиля:**  
+ избыточное давление;  
– разрежение

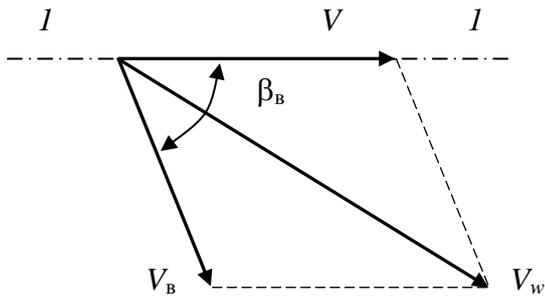


Рис. 1.25. Схема определения скорости  $V_w$

где  $\alpha$  – коэффициент полноты сечения (для легковых – 0,75...0,8; для грузовых с бортовой платформой – 0,7...0,8; для грузовых с кузовом фургон и автобусов – 0,8...0,95);  $B_T$  – габаритная ширина;  $H_T$  – габаритная высота;  $B$  – колея.

При наличии ветра скорость  $V_w$  равна геометрической сумме скоростей автомобиля  $V$  и ветра  $V_B$  (рис. 1.25):

$$V_w = \sqrt{V^2 + V_B^2 + 2VV_B \cos\beta_B}, \quad (1.98)$$

где  $\beta_B$  – угол между направлением ветра и продольной осью  $I-I$  автомобиля. При встречном ветре  $\beta_B = 0$  и  $V_w = V + V_B$ , при попутном  $\beta_B = 180^\circ$  и  $V_w = V - V_B$ .

В расчётах тягово-скоростных свойств автомобиля довольно часто используют не коэффициент лобового сопротивления  $c_x$ , а коэффициент сопротивления воздуха  $k_B = 0,5 c_x \rho_B = 0,61 c_x$  ( $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ ). Соответственно выражение для силы сопротивления воздуха приобретает вид:

$$F_B = k_B A_B V_w^2. \quad (1.99)$$

Для удобства сравнительной оценки аэродинамических качеств различных автомобилей часто используют фактор обтекаемости ( $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$ )  $W = k_B A_B = 0,5 c_x \rho_B A_B$ . Тогда

$$F_B = WV_w^2. \quad (1.100)$$

У автопоездов коэффициент сопротивления воздуха на 15...30% больше, чем у одиночных грузовых автомобилей. Это объясняют мощными завихрениями воздуха в промежутках между звеньями и дополнительной площадью избыточного лобового давления воздуха на передние стенки прицепных звеньев. Снижения мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления воздуха автопоездов, достигают за счёт уменьшения длины сцепной зоны между тягачом и прицепными звеньями, а также применения дополнительных устройств, организующих оптимальное прохождение воздушных потоков (обтекателей на крыше тягача, гибких оболочек между тягачом и прицепным звеном).

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха (кВт):

$$P_B = \frac{c_x \rho_B A_B V_w^3}{2000} = \frac{k_B A_B V_w^3}{1000} = \frac{WV_w^3}{1000}, \quad (1.101)$$

где  $V_w$ , м / с.

**Сила сопротивления поступательному разгону.** Сила сопротивления разгону при поступательном движении автомобиля численно равна силе его

инерции. Она является результатом противодействия массы автомобиля изменению скорости его движения:

$$F_{ax} = -m_a \frac{dV}{dt} = -m_a a_a, \quad (1.102)$$

где  $m_a$  – масса автомобиля;  $V$  – скорость его поступательного движения;  $a_a = dV / dt$  – ускорение поступательного движения автомобиля.

**Сила взаимодействия в сцепном устройстве.** Для различных звеньев автопоезда *силы взаимодействия* могут иметь различное направление и значение. Для тягача сила  $F_c$  является силой сопротивления движению, для прицепа или полуприцепа – движущей силой. Если за прицепом или полуприцепом располагается ещё одно прицепное звено, то сила взаимодействия в сцепном устройстве для первого прицепа или полуприцепа будет силой сопротивления движению, для заднего – движущей силой.

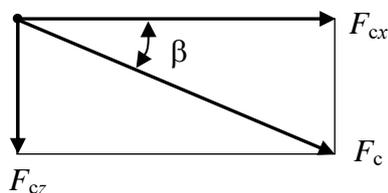


Рис. 1.26. Схема сил в сцепном устройстве

В общем случае сцепное устройство (дышло прицепа) установлено не горизонтально, а под углом  $\beta$  (рис. 1.26) к плоскости дороги. Сила  $F_c$  в сцепном устройстве может быть представлена в виде *продольной*  $F_{cx}$  и *нормальной*  $F_{cz}$  составляющих:

$$F_{cx} = F_c \cos\beta; \quad F_{cz} = F_c \sin\beta. \quad (1.103)$$

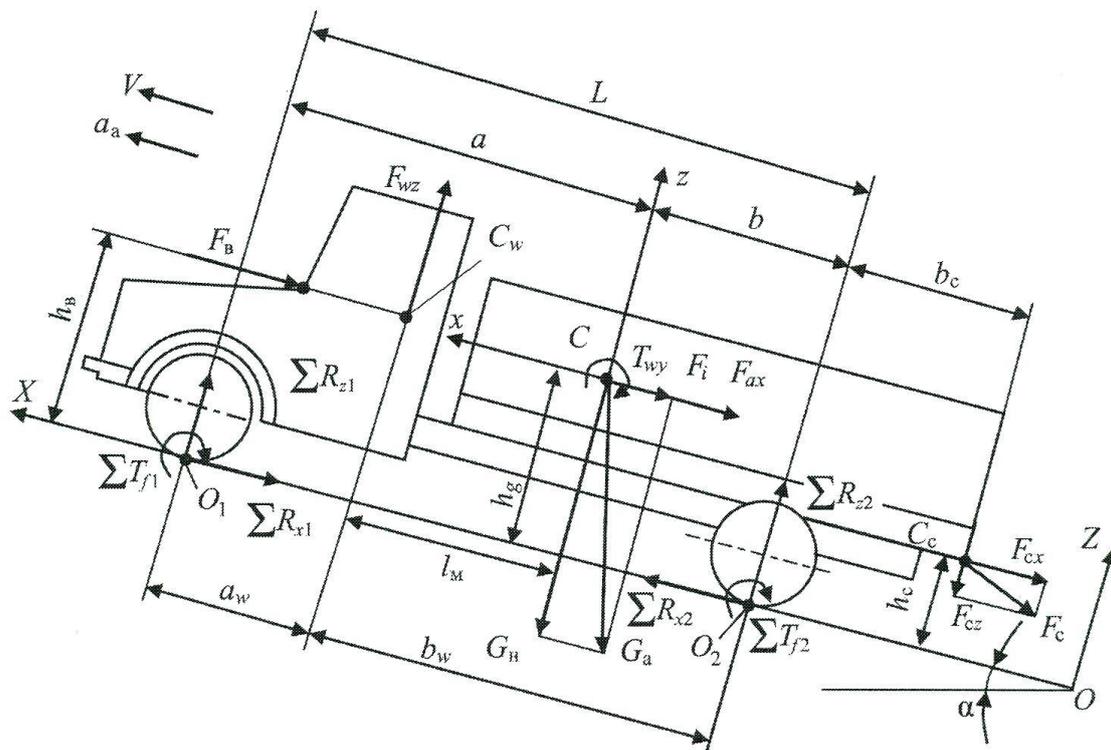
Продольную составляющую силы взаимодействия в сцепном устройстве  $F_{cx}$  называют *силой сопротивления прицепа*. Она равна сумме сил сопротивления: качению прицепа; подъёму прицепа; воздуха, действующего на прицеп; разгону поступательно движущихся и вращающихся частей прицепа. Названные силы рассчитывают по тем же формулам, что и соответствующие силы сопротивления автомобиля-тягача, только вместо силы тяжести  $G_a$  следует подставлять силу тяжести прицепа  $G_{пр}$ , а вместо массы  $m_a$  – массу  $m_{пр}$  прицепа, вместо коэффициента сопротивления воздуха  $k_b$  – коэффициент сопротивления воздуха прицепа  $k_{в.пр} = (0,15...0,3) k_b$ . Таким образом:

$$F_{cx} = f_{ср} G_{пр} \cos\alpha \pm G_{пр} \sin\alpha + k_{в.пр} A_{в.пр} V_w^2 + m_{пр} a_{пр} + \frac{\sum J_{к.пр} \varepsilon_{к.пр}}{r_{д.пр}}, \quad (1.104)$$

где для колёс прицепа:  $\sum J_{к.пр}$  – суммарный момент инерции;  $\varepsilon_{к.пр}$  – угловое ускорение;  $r_{д.пр}$  – динамический радиус.

## 1.6. Силы и моменты, действующие на автомобиль при прямолинейном движении

Под *общим случаем движения* понимают разгон сочленённого автотранспортного средства (автопоезда) на уклоне (подъёме или спуске). При разгоне необходимо учесть инерционные силы и моменты, действующие на поступательно движущиеся и вращающиеся составные части автомобиля. При расчёте уравнений движения тягача и прицепа (полуприцепа) следует учитывать силы взаимодействия в сцепном устройстве. Движение на уклонах предполагает учёт действия составляющих сил тяжести, направленных перпендикулярно и параллельно опорной поверхности дороги. Схему сил и моментов составляют отдельно для тягача и прицепных звеньев (прицепов или полуприцепов). При этом принимают допущение, что автопоезд симметричен относительно продольной плоскости, а дорожное покрытие одинаковое под всеми колёсами. Эти предположения позволяют вместо пространственной схемы использовать плоскую.



**Рис. 1.27.** Силы и моменты, действующие на автомобиль в общем случае движения:  $\Sigma T_{f1}$ ,  $\Sigma T_{f2}$  – моменты сопротивления качению передних и задних колёс соответственно

Схема сил и моментов, действующих на автомобиль-тягач с задними ведущими и передними ведомыми колёсами, показана на рис. 1.27. Все силовые факторы, действующие на автомобиль, можно разделить на три группы:

- *движущие* автомобиль;
- *создающие сопротивление движению*;

- *нормальные* к направлению движения.

**Уравнение движения автомобиля.** При составлении уравнения движения рассматривают соотношения между движущими силами и силами сопротивления движению.

Движущей силой является суммарная продольная реакция на задние ведущие колёса  $\Sigma R_{x2}$ , вычисляемая по формуле (1.31). Подставив в формулу (1.31) выражение (1.68) для тягового момента, получают:

$$\Sigma R_{x2} = \frac{k_c T_e^c u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{д}}} - \frac{(\gamma_e T_e + J_e) u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} \varepsilon_e}{r_{\text{д}}} - f_{c2} \Sigma R_{z2} - \frac{\Sigma J_{k2} \varepsilon_k}{r_{\text{д}}}, \quad (1.105)$$

где  $\Sigma R_{z2}$  – суммарная нормальная реакция на задние ведущие колёса автомобиля;  $\Sigma J_{k2}$  – суммарный момент инерции задних колёс автомобиля.

Группу сил сопротивления движению составляют: суммарная продольная реакция на передние ведомые колёса  $\Sigma R_{x1}$ ; сила сопротивления подъёму  $F_i$ ; сила сопротивления воздуха  $F_{\text{в}}$ ; сила сопротивления поступательному разгону автомобиля  $F_{ax}$ ; продольная сила в сцепном устройстве  $F_{cx}$ .

Суммарная продольная реакция на передние ведомые колёса:

$$\Sigma R_{x1} = f_{c1} \Sigma R_{z1} + \frac{\Sigma J_{k1} \varepsilon_k}{r_{\text{д}}}, \quad (1.106)$$

где  $\Sigma R_{z1}$  – суммарная нормальная реакция на передние ведомые колёса автомобиля;  $\Sigma J_{k1}$  – суммарный момент инерции передних колёс автомобиля.

Силы  $F_i$ ,  $F_{\text{в}}$  и  $F_{ax}$  вычисляют по формулам (1.80), (1.92) и (1.102) соответственно. Сумма всех сил, направленных по оси  $Cx$ , параллельной опорной поверхности дороги, должна удовлетворять условию  $\Sigma X = 0$ , то есть:

$$\Sigma R_{x2} - \Sigma R_{x1} - F_i - F_{\text{в}} - F_{ax} - F_{cx} = 0. \quad (1.107)$$

После подстановки в уравнение (1.107) выражений для входящих в него сил и реакций, получают:

$$\begin{aligned} & \frac{k_c T_e^c u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{д}}} - \frac{(\gamma_e T_e + J_e) u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} \varepsilon_e}{r_{\text{д}}} - f_{c2} \Sigma R_{z2} - \frac{\Sigma J_{k2} \varepsilon_k}{r_{\text{д}}} - \\ & - f_{c1} \Sigma R_{z1} - \frac{\Sigma J_{k1} \varepsilon_k}{r_{\text{д}}} - F_i - F_{\text{в}} - m_a a_a - F_{cx} = 0. \end{aligned} \quad (1.108)$$

Выполняют следующие преобразования:

$$\begin{aligned} f_{c1} \Sigma R_{z1} + f_{c2} \Sigma R_{z2} &= f_{\text{ср}} (\Sigma R_{z1} + \Sigma R_{z2}) = \\ &= f_{\text{ср}} (G_{\text{н}} - F_{wz} + F_{cz}) \approx f_{\text{ср}} G_a \cos \alpha = F_f. \end{aligned} \quad (1.109)$$

В уравнении (1.109)  $F_f$  – сила сопротивления качению автомобиля. Влиянием подъёмной аэродинамической силы  $F_{wz}$  и нормальной составляющей силы в сцепном устройстве  $F_{cz}$  в виду их малости пренебрегают.

Находят сумму:

$$\frac{\Sigma J_{к1} \varepsilon_{к}}{r_{д}} + \frac{\Sigma J_{к2} \varepsilon_{к}}{r_{д}} = \frac{\Sigma J_{к} \varepsilon_{к}}{r_{д}}, \quad (1.110)$$

где  $\Sigma J_{к} = \Sigma J_{к1} + \Sigma J_{к2}$  – суммарный момент инерции всех колёс автомобиля.

Суммируют все силы, вызванные неустановившимся движением автомобиля:

$$m_a a_a + \frac{(\gamma_e T_e + J_e) u_{тр} \eta_{тр} \varepsilon_e}{r_{д}} + \frac{\Sigma J_{к} \varepsilon_{к}}{r_{д}}. \quad (1.111)$$

Выражают угловые ускорения  $\varepsilon_e$  и  $\varepsilon_{к}$  через ускорение поступательного разгона  $a_a$  по формулам (1.12) и (1.16) и подставляют в уравнение (1.111). Получают:

$$m_a a_a \left[ 1 + \frac{(\gamma_e T_e + J_e) u_{тр}^2 \eta_{тр}}{m_a r_{д} r_{к}} + \frac{\Sigma J_{к}}{m_a r_{д} r_{к}} \right] = \delta m_a a_a = F_a. \quad (1.112)$$

В формуле (1.112)  $F_a$  – сила сопротивления разгону,  $\delta$  – коэффициент учёта вращающихся масс, рассчитываемый по формуле:

$$\delta = 1 + \frac{(\gamma_e T_e + J_e) u_{тр}^2 \eta_{тр}}{m_a r_{д} r_{к}} + \frac{\Sigma J_{к}}{m_a r_{д} r_{к}}. \quad (1.113)$$

Вводят обозначения:

$$\sigma_1 = \frac{(\gamma_e T_e + J_e) u_0^2 \eta_{тр}}{m_a r_{д} r_{к}}; \quad (1.114)$$

$$\sigma_2 = \frac{\Sigma J_{к}}{m_a r_{д} r_{к}}, \quad (1.115)$$

имея в виду, что  $u_{тр} = u_{к} u_{д} u_0$ . Получают:

$$\delta = 1 + \sigma_1 u_{к}^2 u_{д}^2 + \sigma_2. \quad (1.116)$$

Как показали исследования, для большинства автомобилей  $\sigma_1 = 0,03 \dots 0,05$ ;  $\sigma_2 = 0,04 \dots 0,06$ . Этими данными следует пользоваться при расчётах тягово-скоростных свойств вновь создаваемых автомобилей.

Согласно уравнению (1.71),  $k_c T_e^c u_{тр} \eta_{тр} / r_{д} = F_{т0}$  – полная тяговая сила на ведущих колёсах.

С учётом выполненных преобразований уравнение (1.108) приобретает вид:

$$F_{T0} - F_f - F_i - F_B - F_a - F_{cx} = F_{T0} - F_{\psi} - F_B - F_a - F_{cx} = 0. \quad (1.117)$$

Уравнение (1.117) называют *уравнением движения автомобиля*, а выражение

$$\begin{aligned} & \frac{k_c T_e^c u_{TP} \eta_{TP}}{r_d} - f_{cp} G_a \cos \alpha - G_a \sin \alpha - 0,5 c_x \rho_B A_B V_w^2 - \delta m_a a_a - F_{cx} = \\ & = \frac{k_c T_e^c u_{TP} \eta_{TP}}{r_d} - \psi G_a - k_B A_B V_w^2 - \delta m_a a_a - F_{cx} = 0 \end{aligned} \quad (1.118)$$

– *уравнением движения автомобиля в развёрнутом виде*.

Если силу сопротивления разгону перенести в левую часть уравнения

(1.117), можно получить дифференциальное уравнение движения автомобиля:

$$\delta m_a a_a = \delta m_a \frac{dV}{dt} = F_{T0} - F_{\psi} - F_B - F_{cx}, \quad (1.119)$$

и его выражение в развёрнутом виде:

$$\delta m_a a_a = \delta m_a \frac{dV}{dt} = \frac{k_c T_e^c u_{тр} \eta_{тр}}{r_d} - \psi G_a - WV_w^2 - F_{cx}. \quad (1.120)$$

**Условия возможности движения автомобиля.** Из выражений (1.118) и (1.120) видно, что предельным состоянием автомобиля-тягача, когда его движение ещё продолжается с постоянной скоростью, является равенство нулю ускорения разгона  $a_a$  ( $a_a = dV / dt = 0$ ).

Первое условие состоит в том, чтобы полная тяговая сила на ведущих колёсах была больше суммы сил сопротивления движению. Его называют *условием движения по преодолению сил сопротивления*:

$$\frac{k_c T_e^c u_{тр} \eta_{тр}}{r_d} \geq \psi G_a + WV_w^2 + F_{cx}. \quad (1.121)$$

Второе условие заключается в том, чтобы полная тяговая сила на ведущих колёсах могла быть реализована без их буксования. Оно носит название *условия движения по сцеплению ведущих колёс с дорогой*. Согласно уравнению (1.77), сила сцепления задних ведущих колёс с дорогой  $F_{тр} = \varphi_x \Sigma R_{z2}$  и

$$\frac{k_c T_e^c u_{тр} \eta_{тр}}{r_d} \leq \varphi_x \Sigma R_{z2}. \quad (1.122)$$

Оба условия имеют вид двойного неравенства:

$$\psi G_a + WV_w^2 + F_{cx} \leq \frac{k_c T_e^c u_{тр} \eta_{тр}}{r_d} \leq \varphi_x \Sigma R_{z2}. \quad (1.123)$$

**Нормальные реакции опорной поверхности.** При расчёте нормальных

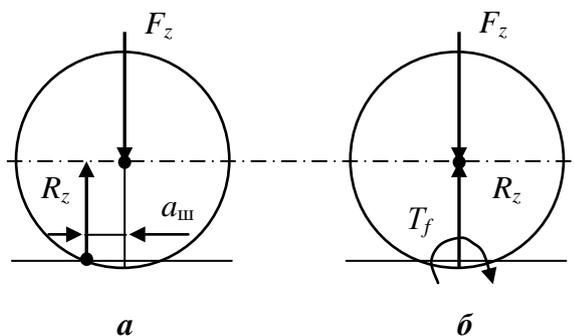


Рис. 1.28. Момент сопротивления качению, действующий на колесо

реакций, действующих на колёса автомобиля со стороны опорной поверхности дороги, учитывают действие нормальных сил: 1) нормальной составляющей силы тяжести  $G_H$ ; 2) подъёмной аэродинамической силы  $F_{wz}$ ; 3) нормальной составляющей в сцепном устройстве  $F_{cz}$ . Также на величины нормальных реакций оказывают влияние силы и моменты, приложенные в продольной плоскости.

Как ранее установлено, нормальная реакция приложена к колесу не под осью, а смещена от оси колеса на величину  $a_{\text{ш}}$  (рис. 1.28, а). Рассматривая действие на автомобиль всех внешних сил и моментов, удобнее считать, что нормальные реакции приложены непосредственно под осями колёс (рис. 1.28, б). Это положение можно принять, если параллельный перенос нормальных реакций уравновесить моментами:

$$T_f = a_{\text{ш}} R_z, \quad (1.124)$$

называемыми *моментами сопротивления качению колёс*.

Для нахождения нормальных реакций дороги на передние  $\Sigma R_{z1}$  и задние  $\Sigma R_{z2}$  колёса автомобиля составляют уравнения моментов относительно точек  $O_1$  и  $O_2$  (рис. 1.27), представляющих центры площадей контакта шин с опорной поверхностью передних и задних колёс:

$$\Sigma T_{O_2} = 0;$$

$$\begin{aligned} \Sigma R_{z1} L - G_{\text{H}} b + \Sigma T_{f1} + \Sigma T_{f2} + (F_i + F_{ax}) h_g + F_{\text{B}} h_{\text{B}} + \\ + F_{wz} b_w + T_{wy} + F_{cx} h_c + F_{cz} b_c = 0; \end{aligned} \quad (1.125)$$

$$\Sigma T_{O_1} = 0;$$

$$\begin{aligned} -\Sigma R_{z2} L + G_{\text{H}} a + \Sigma T_{f1} + \Sigma T_{f2} + (F_i + F_{ax}) h_g + F_{\text{B}} h_{\text{B}} - \\ - F_{wz} a_w + T_{wy} + F_{cx} h_c + F_{cz} (L + b_c) = 0. \end{aligned} \quad (1.126)$$

В уравнениях (1.125) и (1.126) складывают моменты сопротивления качению передних и задних колёс  $\Sigma T_{f1} + \Sigma T_{f2} = \Sigma T_f$  и получают *суммарный момент сопротивления качению всех колёс автомобиля*. Решают уравнение (1.125) относительно  $\Sigma R_{z1}$ , уравнение (1.126) относительно  $\Sigma R_{z2}$  и получают выражения *динамических нормальных реакций, действующих на колёса осей, при движении*:

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_{\text{H}} b - \Sigma T_f - (F_i + F_{ax}) h_g - F_{\text{B}} h_{\text{B}} - F_{wz} b_w - T_{wy} - F_{cx} h_c - F_{cz} b_c}{L}; \quad (1.127)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_{\text{H}} a + \Sigma T_f + (F_i + F_{ax}) h_g + F_{\text{B}} h_{\text{B}} - F_{wz} a_w + T_{wy} + F_{cx} h_c + F_{cz} (L + b_c)}{L}. \quad (1.128)$$

#### *Частные случаи*

1. Одиночный автомобиль движется на подъёме. В этом случае  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_{\text{H}} b - \Sigma T_f - (F_i + F_{ax}) h_g - F_{\text{B}} h_{\text{B}} - F_{wz} b_w - T_{wy}}{L}; \quad (1.129)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_{\text{H}} a + \Sigma T_f + (F_i + F_{ax}) h_g + F_{\text{B}} h_{\text{B}} - F_{wz} a_w + T_{wy}}{L}. \quad (1.130)$$

2. Одиночный автомобиль движется на подъёме с небольшой скоростью ( $V_a < 100$  км / ч). При этом  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$ ;  $F_{wz} = T_{wy} = 0$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_H b - \Sigma T_f - (F_i + F_{ax})h_g - F_B h_B}{L}; \quad (1.131)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_H a + \Sigma T_f + (F_i + F_{ax})h_g + F_B h_B}{L}. \quad (1.132)$$

3. Одиночный автомобиль движется на подъёме с постоянной и небольшой скоростью. В данном случае  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$ ;  $F_{wz} = T_{wy} = 0$ ;  $F_{ax} = m_a a_a = 0$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_H b - \Sigma T_f - F_i h_g - F_B h_B}{L}; \quad (1.133)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_H a + \Sigma T_f + F_i h_g + F_B h_B}{L}. \quad (1.134)$$

4. Одиночный автомобиль стоит неподвижно на горизонтальной поверхности. *Нормальные реакции в этом случае называют статическими:*

$$\Sigma R_{z1}^{ct} = G_{a1} = \frac{G_a b}{L}; \quad (1.135)$$

$$\Sigma R_{z2}^{ct} = G_{a2} = \frac{G_a a}{L}. \quad (1.136)$$

Отношения динамических нормальных реакций на колёса одной из осей к статическим (осевым нагрузкам  $G_{a1}$  и  $G_{a2}$ ) называют *коэффициентами изменения нормальных реакций*:

$$m_{R1} = \frac{\Sigma R_{z1}}{\Sigma R_{z1}^{ct}} = \frac{\Sigma R_{z1}}{G_{a1}}; \quad (1.137)$$

$$m_{R2} = \frac{\Sigma R_{z2}}{\Sigma R_{z2}^{ct}} = \frac{\Sigma R_{z2}}{G_{a2}}. \quad (1.138)$$

В табл. 1.3. приведены значения коэффициентов изменения нормальных реакций для различных условий движения автомобиля.

**Таблица 1.3**

**Значения коэффициентов изменения нормальных реакций**

Условия движения	Коэффициенты		
	$m_{R1}$	$m_{R2}$	
Разгон с максимальным ускорением	0,85 ... 0,9	1,05 ... 1,12	
Преодоление предельных подъёмов автомобилем:			
	легковым	0,75 ... 0,8	1,08 ... 1,12
	грузовым	0,85 ... 0,9	1,05 ... 1,1
повышенной проходимости	0,4 ... 0,6	1,18 ... 1,22	
Торможение с максимальной интенсивностью	1,2 ... 1,4	0,65 ... 0,75	
Торможение на спуске	1,4 ... 1,6	0,45 ... 0,55	

Расчёт нормальных реакций, действующих на передние и задние колёса двухосного автомобиля-тягача, когда тяговая сила на его ведущих колёсах ограничивается сцеплением с опорной поверхностью, выполняют для следующих компоновочных схем: 1) задние колёса ведущие, передние – ведомые; 2) передние колёса ведущие, задние – ведомые; 3) все колёса ведущие.

Для упрощения записей осреднённый коэффициент сопротивления качению в последующих расчётах приводят без индекса ( $f_{cp} = f$ ).

**Неполноприводный автомобиль 4 × 2 с задними ведущими колёсами**

Согласно уравнениям (1.107) и (1.72), с учётом выражения (1.16), продольные реакции:

- на передние колёса

$$\Sigma R_{x1} = f \Sigma R_{z1} + \frac{\Sigma J_{к1} \varepsilon_{к}}{r_{д}} = f \Sigma R_{z1} + \frac{\Sigma J_{к1} a_a}{r_{д} r_{к}};$$

- на задние колёса  $\Sigma R_{x2} = \varphi_x \Sigma R_{z2}$ .

Составляют два уравнения с двумя неизвестными  $\Sigma R_{z1}$  и  $\Sigma R_{z2}$ :

- сумму проекций всех сил на ось Cz

$$\Sigma Z = 0; \Sigma R_{z1} + \Sigma R_{z2} + F_{wz} - G_H - F_{cz} = 0, \quad (1.139)$$

откуда

$$\Sigma R_{z2} = G_H - F_{wz} + F_{cz} - \Sigma R_{z1}; \quad (1.140)$$

- сумму моментов всех сил относительно центра масс (точки C)  
 $\Sigma T_C = 0;$

$$\begin{aligned} & \Sigma R_{z1} a - \Sigma R_{x1} h_g + \Sigma T_{f1} - \Sigma R_{z2} b + \Sigma R_{x2} h_g + \Sigma T_{f2} + F_B (h_B - h_g) + \\ & + F_{wz} l_M + T_{wy} - F_{cx} (h_g - h_c) + F_{cz} (b + b_c) = 0. \end{aligned} \quad (1.141)$$

После подстановки в уравнение (1.141) приведённых выше выражений для  $\Sigma R_{x1}$ ,  $\Sigma R_{x2}$  и  $\Sigma R_{z2}$ , по формуле (1.140), получают:

$$\begin{aligned} & \Sigma R_{z1} a - f \Sigma R_{z1} h_g - \frac{\Sigma J_{к1} a_a h_g}{r_{д} r_{к}} + \Sigma T_{f1} - (G_H - F_{wz} + F_{cz}) b + \Sigma R_{z1} b + \\ & + \varphi_x (G_H - F_{wz} + F_{cz}) h_g - \varphi_x \Sigma R_{z1} h_g + \Sigma T_{f2} + F_B (h_B - h_g) + \\ & + F_{wz} l_M + T_{wy} - F_{cx} (h_g - h_c) + F_{cz} (b + b_c) = 0. \end{aligned} \quad (1.142)$$

В уравнении (1.142), согласно (1.124) и (1.139):

$$\Sigma T_{f1} + \Sigma T_{f2} = a_{ш} (\Sigma R_{z1} + \Sigma R_{z2}) = f (G_H - F_{wz} + F_{cz}) r_{д}. \quad (1.143)$$

С учётом (1.143) уравнение (1.142) приобретает вид:

$$\begin{aligned} & \Sigma R_{z1} a + \Sigma R_{z1} b - f \Sigma R_{z1} h_g - \varphi_x \Sigma R_{z1} h_g - (G_H - F_{wz} + F_{cz}) b + \\ & + f (G_H - F_{wz} + F_{cz}) r_{д} + \varphi_x (G_H - F_{wz} + F_{cz}) h_g - \frac{\Sigma J_{к1} a_a h_g}{r_{д} r_{к}} + \\ & + F_B (h_B - h_g) + F_{wz} l_M + T_{wy} - F_{cx} (h_g - h_c) + F_{cz} (b + b_c) = 0. \end{aligned} \quad (1.144)$$

Имея в виду, что  $\Sigma R_{z1}(a+b) = \Sigma R_{z1}L$ , получают:

$$\Sigma R_{z1}[L - (\varphi_x + f)h_g] = (G_H - F_{wz} + F_{cz})(b - \varphi_x h_g - fr_d) + \frac{\Sigma J_{к1} a_a h_g}{r_d r_k} - (1.145)$$

$$- F_B(h_B - h_g) - F_{wz} l_M - T_{wy} + F_{cx}(h_g - h_c) - F_{cz}(b + b_c),$$

откуда

$$\Sigma R_{z1} = \frac{(G_H - F_{wz} + F_{cz})(b - \varphi_x h_g - fr_d) + \frac{\Sigma J_{к1} a_a h_g}{r_d r_k} -}{L - (\varphi_x + f)h_g} (1.146)$$

$$\frac{- F_B(h_B - h_g) - F_{wz} l_M - T_{wy} + F_{cx}(h_g - h_c) - F_{cz}(b + b_c)}{L - (\varphi_x + f)h_g}.$$

После подстановки выражения  $\Sigma R_{z1}$ , по формуле (1.146), в уравнение (1.140) получают:

$$\Sigma R_{z2} = \frac{(G_H - F_{wz} + F_{cz})[a - f(h_g - r_d)] - \frac{\Sigma J_{к1} a_a h_g}{r_d r_k} +}{L - (\varphi_x + f)h_g} (1.147)$$

$$\frac{+ F_B(h_B - h_g) + F_{wz} l_M + T_{wy} - F_{cx}(h_g - h_c) + F_{cz}(b + b_c)}{L - (\varphi_x + f)h_g}.$$

*Частные случаи*

1. Одиночный автомобиль движется на подъёме. При этом  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{(G_H - F_{wz})(b - \varphi_x h_g - fr_d) + \frac{\Sigma J_{к1} a_a h_g}{r_d r_k} - F_B(h_B - h_g) - F_{wz} l_M - T_{wy}}{L - (\varphi_x + f)h_g}. (1.148)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{(G_H - F_{wz})[a - f(h_g - r_d)] - \frac{\Sigma J_{к1} a_a h_g}{r_d r_k} + F_B(h_B - h_g) - F_{wz} l_M + T_{wy}}{L - (\varphi_x + f)h_g}. (1.149)$$

2. Одиночный автомобиль движется на подъёме с малой скоростью. В этом случае  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$  и  $F_B = F_{wz} = T_{wy} \approx 0$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_H(b - \varphi_x h_g - fr_d) + \frac{\Sigma J_{к1} a_a h_g}{r_d r_k}}{L - (\varphi_x + f)h_g}; (1.150)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_H \left[ a - f(h_g - r_d) \right] - \frac{\Sigma J_{k1} a_a h_g}{r_d r_k}}{L - (\varphi_x + f)h_g}. \quad (1.151)$$

3. Одиночный автомобиль движется на подъёме с постоянной малой скоростью. В данной случае  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$ ;  $F_B = F_{wz} = T_{wy} \approx 0$  и  $a_a = 0$ , так как  $V = \text{const}$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_H (b - \varphi_x h_g - f r_d)}{L - (\varphi_x + f)h_g}; \quad (1.152)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_H \left[ a - f(h_g - r_d) \right]}{L - (\varphi_x + f)h_g}. \quad (1.153)$$

4. Одиночный автомобиль движется на подъёме с постоянной малой скоростью по дороге с твёрдой опорной поверхностью в хорошем состоянии. В этом случае  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$ ;  $F_B = F_{wz} = T_{wy} \approx 0$ ;  $a_a = 0$  и  $f \approx 0$ , так как  $f \ll \varphi_x$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_H (b - \varphi_x h_g)}{L - \varphi_x h_g}; \quad (1.154)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_H a}{L - \varphi_x h_g}. \quad (1.155)$$

5. Одиночный автомобиль движется на горизонтальной дороге с постоянной малой скоростью, причём опорная поверхность твёрдая и в хорошем состоянии. При этом  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$ ;  $\alpha = 0$  и  $G_H = G_a \cos \alpha = G_a$ ;  $F_B = F_{wz} = T_{wy} \approx 0$ ;  $a_a = 0$  и  $f \approx 0$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_a (b - \varphi_x h_g)}{L - \varphi_x h_g}; \quad (1.156)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_a a}{L - \varphi_x h_g}. \quad (1.157)$$

#### **Неполноприводный автомобиль 4 × 2 с передними ведущими колёсами**

Согласно уравнениям (1.107) и (1.72), с учётом выражения (1.16), продольные реакции на передние колёса  $\Sigma R_{x1} = \varphi_x \Sigma R_{z1}$ ; на задние колёса

$$\Sigma R_{x2} = f \Sigma R_{z2} + \frac{\Sigma J_{k2} a_a}{r_d r_k}, \text{ причём } \Sigma R_{x1} > 0, \Sigma R_{x2} < 0.$$

Сумму проекций всех сил на ось Cz записывают в виде уравнений (1.139) и (1.140).

Сумма моментов всех сил относительно центра масс (точки С):  
 $\Sigma T_C = 0$ ;

$$\begin{aligned} & \Sigma R_{z1}a + \Sigma R_{x1}h_g + \Sigma T_{f1} - \Sigma R_{z2}b - \Sigma R_{x2}h_g + \Sigma T_{f2} + F_B(h_B - h_g) + \\ & + F_{wz}l_M + T_{wy} - F_{cx}(h_g - h_c) + F_{cz}(b + b_c) = 0. \end{aligned} \quad (1.158)$$

Подставив в уравнение (1.158) приведённые выше выражения для  $\Sigma R_{x1}$  и  $\Sigma R_{x2}$ , а также  $\Sigma R_{z2}$ , по формуле (1.140), получают:

$$\begin{aligned} & \Sigma R_{z1}a + \varphi_x \Sigma R_{z1}h_g + \Sigma T_{f1} - (G_H - F_{wz} + F_{cz})b + \Sigma R_{z1}b - \\ & - f(G_H - F_{wz} + F_{cz})h_g + f \Sigma R_{z1}h_g - \frac{\Sigma J_{к2}a_a h_g}{r_d r_k} + \Sigma T_{f2} + \\ & + F_B(h_B - h_g) + F_{wz}l_M + T_{wy} - F_{cx}(h_g - h_c) + F_{cz}(b + b_c) = 0. \end{aligned} \quad (1.159)$$

После замены в уравнении (1.159)  $\Sigma T_{f1} + \Sigma T_{f2}$ , по формуле (1.143), и с учётом того, что  $a + b = L$ , получают:

$$\begin{aligned} & \Sigma R_{z1}L + \varphi_x \Sigma R_{z1}h_g + f \Sigma R_{z1}h_g + f(G_H - F_{wz} + F_{cz})r_d - \\ & - (G_H - F_{wz} + F_{cz})b - f(G_H - F_{wz} + F_{cz})h_g - \frac{\Sigma J_{к2}a_a h_g}{r_d r_k} + \\ & + F_B(h_B - h_g) + F_{wz}l_M + T_{wy} - F_{cx}(h_g - h_c) + F_{cz}(b + b_c) = 0. \end{aligned} \quad (1.160)$$

После некоторых преобразований уравнение (1.160) приобретает вид:

$$\begin{aligned} & \Sigma R_{z1}[L + (\varphi_x + f)h_g] = (G_H - F_{wz} + F_{cz})[b + f(h_g - r_d)] + \frac{\Sigma J_{к2}a_a h_g}{r_d r_k} - \\ & - F_B(h_B - h_g) - F_{wz}l_M - T_{wy} + F_{cx}(h_g - h_c) - F_{cz}(b + b_c), \end{aligned} \quad (1.161)$$

откуда

$$\begin{aligned} & \Sigma R_{z1} = \frac{(G_H - F_{wz} + F_{cz})[b + f(h_g - r_d)] + \frac{\Sigma J_{к2}a_a h_g}{r_d r_k} - \\ & - F_B(h_B - h_g) - F_{wz}l_M - T_{wy} + F_{cx}(h_g - h_c) - F_{cz}(b + b_c)}{L + (\varphi_x + f)h_g}. \end{aligned} \quad (1.162)$$

Подставив выражение (1.162) в формулу (1.140), получают:

$$\begin{aligned} & \Sigma R_{z2} = \frac{(G_H - F_{wz} + F_{cz})(a + \varphi_x h_g + f r_d) - \frac{\Sigma J_{к2}a_a h_g}{r_d r_k} + \\ & + F_B(h_B - h_g) + F_{wz}l_M + T_{wy} - F_{cx}(h_g - h_c) + F_{cz}(b + b_c)}{L + (\varphi_x + f)h_g}. \end{aligned} \quad (1.163)$$

*Частные случаи*

1. Одиночный автомобиль движется на подъёме. При этом  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{(G_H - F_{wz})[b + f(h_g - r_d)] + \frac{\Sigma J_{k2} a_a h_g}{r_d r_k} - F_B(h_B - h_g) - F_{wz} l_M - T_{wy}}{L + (\varphi_x + f)h_g}; \quad (1.164)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{(G_H - F_{wz})(a + \varphi_x h_g + f r_d) - \frac{\Sigma J_{k2} a_a h_g}{r_d r_k} + F_B(h_B - h_g) + F_{wz} l_M + T_{wy}}{L + (\varphi_x + f)h_g}. \quad (1.165)$$

2. Одиночный автомобиль движется на подъёме с малой скоростью. В этом случае  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$  и  $F_B = F_{wz} = T_{wy} \approx 0$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_H [b + f(h_g - r_d)] + \frac{\Sigma J_{k2} a_a h_g}{r_d r_k}}{L + (\varphi_x + f)h_g}; \quad (1.166)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_H (a + \varphi_x h_g + f r_d) - \frac{\Sigma J_{k2} a_a h_g}{r_d r_k}}{L + (\varphi_x + f)h_g}. \quad (1.167)$$

3. Одиночный автомобиль движется на подъёме с постоянной малой скоростью. В данном случае  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$ ;  $F_B = F_{wz} = T_{wy} \approx 0$  и  $a_a = 0$  при  $V = \text{const}$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_H [b + f(h_g - r_d)]}{L + (\varphi_x + f)h_g}; \quad (1.168)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_H (a + \varphi_x h_g + f r_d)}{L + (\varphi_x + f)h_g}. \quad (1.169)$$

4. Одиночный автомобиль движется на подъёме с постоянной малой скоростью по дороге с твёрдой опорной поверхностью в хорошем состоянии. В этом случае  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$ ;  $F_B = F_{wz} = T_{wy} \approx 0$ ;  $a_a = 0$  и  $f \approx 0$ , так как  $f \ll \varphi_x$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_H b}{L + \varphi_x h_g}; \quad (1.170)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_H (a + \varphi_x h_g)}{L + \varphi_x h_g}. \quad (1.171)$$

5. Одиночный автомобиль движется на горизонтальной дороге с постоянной малой скоростью, причём опорная поверхность твёрдая и в хорошем состо-

янии. При этом  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$ ;  $\alpha = 0$  и  $G_H = G_a \cos\alpha = G_a$ ;  $F_B = F_{wz} = T_{wy} \approx 0$ ;  $a_a = 0$  и  $f \approx 0$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_a b}{L + \varphi_x h_g}; \quad (1.172)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_a (a + \varphi_x h_g)}{L + \varphi_x h_g}. \quad (1.173)$$

#### **Двухосный полноприводный автомобиль 4 × 4**

Согласно уравнению (1.72), продольные реакции на передние и задние колёса  $\Sigma R_{x1} = \varphi_x \Sigma R_{z1}$  и  $\Sigma R_{x2} = \varphi_x \Sigma R_{z2}$ , причём  $\Sigma R_{x1} > 0$  и  $\Sigma R_{x2} > 0$ .

Сумма проекций всех сил на ось  $Cz$  выражена уравнениями (1.139) и (1.140).

Сумма моментов всех сил относительно точки  $C$ :

$$\Sigma T_C = 0;$$

$$\begin{aligned} & \Sigma R_{z1} a + \Sigma R_{x1} h_g + \Sigma T_{f1} - \Sigma R_{z2} b + \Sigma R_{x2} h_g + \Sigma T_{f2} + F_B (h_B - h_g) + \\ & + F_{wz} l_M + T_{wy} - F_{cx} (h_g - h_c) + F_{cz} (b + b_c) = 0. \end{aligned} \quad (1.174)$$

После подстановки в уравнение (1.174) выражений для  $\Sigma R_{x1}$ ;  $\Sigma R_{x2}$  и  $\Sigma R_{z2}$ , по формуле (1.140), получают следующее уравнение:

$$\begin{aligned} & \Sigma R_{z1} a + \varphi_x \Sigma R_{z1} h_g + \Sigma T_{f1} - (G_H - F_{wz} + F_{cz}) b + \Sigma R_{z1} b + \\ & + \varphi_x (G_H - F_{wz} + F_{cz}) h_g - \varphi_x \Sigma R_{z1} h_g + \Sigma T_{f2} + F_B (h_B - h_g) + \\ & + F_{wz} l_M + T_{wy} - F_{cx} (h_g - h_c) + F_{cz} (b + b_c) = 0. \end{aligned} \quad (1.175)$$

С учётом того, что  $a + b = L$  и  $\Sigma T_{f1} + \Sigma T_{f2} = f(G_H - F_{wz} + F_{cx}) r_d$ , по формуле (1.143), уравнение (1.175) приобретает вид:

$$\begin{aligned} & \Sigma R_{z1} L + f(G_H - F_{wz} + F_{cz}) r_d - (G_H - F_{wz} + F_{cz}) b + \\ & + \varphi_x (G_H - F_{wz} + F_{cz}) h_g + F_B (h_B - h_g) + F_{wz} l_M + T_{wy} - \\ & - F_{cx} (h_g - h_c) + F_{cz} (b + b_c) = 0. \end{aligned} \quad (1.176)$$

Тогда

$$\begin{aligned} & \Sigma R_{z1} L = (G_H - F_{wz} + F_{cz}) (b - \varphi_x h_g - f r_d) - F_B (h_B - h_g) - \\ & - F_{wz} l_M - T_{wy} + F_{cx} (h_g - h_c) - F_{cz} (b + b_c), \end{aligned} \quad (1.177)$$

откуда

$$\begin{aligned} & \Sigma R_{z1} = \frac{(G_H - F_{wz} + F_{cz}) (b - \varphi_x h_g - f r_d) - F_B (h_B - h_g) - \\ & - F_{wz} l_M - T_{wy} + F_{cx} (h_g - h_c) - F_{cz} (b + b_c)}{L}. \end{aligned} \quad (1.178)$$

После подстановки выражения  $\Sigma R_{z1}$ , по формуле (1.178), в уравнение (1.140) получают:

$$\Sigma R_{z2} = \frac{(G_H - F_{wz} + F_{cz})(a + \varphi_x h_g + fr_d) + F_B(h_B - h_g) + F_{wz}l_M + T_{wy} - F_{cx}(h_g - h_c) + F_{cz}(b + b_c)}{L} \quad (1.179)$$

*Частные случаи*

1. Одиночный автомобиль движется на подъёме. При этом  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{(G_H - F_{wz})(b - \varphi_x h_g - fr_d) - F_B(h_B - h_g) - F_{wz}l_M - T_{wy}}{L}; \quad (1.180)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{(G_H - F_{wz})(a + \varphi_x h_g + fr_d) + F_B(h_B - h_g) + F_{wz}l_M + T_{wy}}{L}. \quad (1.181)$$

2. Одиночный автомобиль движется на подъёме с малой скоростью. В этом случае  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$  и  $F_B = F_{wz} = T_{wy} \approx 0$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_H(b - \varphi_x h_g - fr_d)}{L}; \quad (1.182)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_H(a + \varphi_x h_g + fr_d)}{L}. \quad (1.183)$$

3. Одиночный автомобиль движется на подъёме с малой скоростью по дороге с твёрдой опорной поверхностью в хорошем состоянии. В этом случае  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$ ;  $F_B = F_{wz} = T_{wy} \approx 0$ ;  $f \approx 0$  при  $f \ll \varphi_x$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_H(b - \varphi_x h_g)}{L}; \quad (1.184)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_H(a + \varphi_x h_g)}{L}. \quad (1.185)$$

4. Одиночный автомобиль движется на горизонтальной дороге с малой скоростью, причём опорная поверхность твёрдая и в хорошем состоянии. При этом  $F_c = F_{cx} = F_{cz} = 0$ ;  $\alpha = 0$  и  $G_H = G_a \cos \alpha = G_a$ ;  $F_B = F_{wz} = T_{wy} \approx 0$  и  $f \approx 0$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_a(b - \varphi_x h_g)}{L}; \quad (1.186)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_a(a + \varphi_x h_g)}{L}. \quad (1.187)$$

## 1.7. Характеристики тягово-скоростных свойств автомобиля

Решение уравнения движения позволяет получить характеристики и параметры для оценки тягово-скоростных свойств автомобиля. К ним относят уравнения силового и мощностного балансов, динамическую характеристику, ускорения, время и путь разгона автомобиля. Названные характеристики могут быть рассчитаны графическим и аналитическим методами.

*Графические методы* позволяют использовать в качестве входных характеристик внешние скоростные характеристики реальных автомобильных двигателей, что обеспечивает высокую точность и достоверность результатов расчёта. Они также обладают хорошей наглядностью и приспособлены для проведения анализа влияния на тягово-скоростные свойства конструктивных параметров и условий движения. Недостатками графических методов являются громоздкость, а в отдельных случаях даже невозможность получения необходимых результатов.

Главный недостаток *аналитических методов* – в отсутствии точных аналитических описаний внешних скоростных характеристик двигателей, что неизбежно снижает достоверность результатов расчёта. Точная аппроксимация внешних скоростных характеристик приводит к необходимости использования сложных и громоздких расчётных формул, которые могут быть решены только с использованием современных электронных средств вычислительной техники.

В настоящее время в теории автомобиля используют оба метода решения уравнений движения.

**Силовой (тяговый) баланс автомобиля.** Уравнение (1.117) переписывают в следующем виде:

$$F_{T0} = F_{\psi} + F_{\text{в}} + F_a + F_{\text{сх}}. \quad (1.188)$$

Уравнение (1.188), показывающее, как распределяется полная тяговая сила на ведущих колёсах автомобиля по отдельным видам сопротивления движению, называют *силовым (тяговым) балансом автомобиля*.

Силовой баланс в развёрнутом виде имеет вид:

$$\frac{k_c T_e^c u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{д}}} = \psi G_a + W V_w^2 + \delta m_a a_a + F_{\text{сх}}. \quad (1.189)$$

Зависимость составляющих силового баланса от скорости движения автомобиля называют *графиком силового баланса* (рис. 1.29). Левую часть силового баланса, показывающую зависимость полной тяговой силы от скорости движения, называют *тяговой характеристикой*.

Передаточное число трансмиссии равно произведению передаточных чисел входящих в неё агрегатов – коробки передач  $u_k$ , дополнительной передачи  $u_{\text{д}}$ , главной передачи  $u_0$ . С учётом этого полную тяговую силу рассчитывают по

формуле:

$$F_{T0} = \frac{k_c T_e^c u_k u_d u_0 \eta_{TP}}{r_d}. \quad (1.190)$$

Значения момента двигателя  $T_e^c$  берут с внешней скоростной характеристики и умножают на коэффициент коррекции  $k_c$  (1.57). КПД трансмиссии берут из справочников или определяют расчётным путём как произведение КПД её агрегатов. Динамический радиус ведущих колёс  $r_d$  принимают равным статическому радиусу  $r_{ст}$ , численные значения которого приведены в соответствующих ГОСТах на автомобильные шины.

Согласно (1.12), скорость автомобиля рассчитывают при различных значениях угловой скорости вала двигателя по формуле:

$$V = \frac{\omega_e r_k}{u_k u_d u_0}. \quad (1.191)$$

Радиус качения  $r_k$  для шин диагональной и радиальной конструкции находят по выражениям (1.8).

Тяговую характеристику строят на всех передачах коробки передач и на высшей передаче дополнительной коробки передач, если она имеется в трансмиссии, а также при наибольшем общем передаточном числе трансмиссии, получаемом при включении I передачи коробки передач и низшей передачи дополнительной коробки.

Одному и тому же диапазону угловых скоростей вала двигателя  $\omega_{emin} \dots \omega_{emax}$  соответствуют разные длины отрезков на оси скоростей на различных передачах коробки передач, и они обратно пропорциональны передаточным числам коробки передач:  $V_I/V_{II} = u_{кII}/u_{кI}$ ,  $V_{II}/V_{III} = u_{кIII}/u_{кII}$  и т.д.

На этот же график наносят кривые зависимости сил сопротивления движению от скорости. Сила сопротивления воздуха  $F_B$  зависит от квадрата скорости  $V_w$  (1.92). При построении графика силового баланса считают, что воздушная среда неподвижна, то есть ветер отсутствует ( $V_B = 0$ ), поэтому  $V_w = V$  – скорости движения автомобиля.

Сила сопротивления дороги (1.84) может быть построена при различных коэффициентах сопротивления  $\psi$ . На рис. 1.29 силовой баланс построен при двух различных сопротивлениях дороги, причём  $\psi_2 > \psi_1$ . На график обязатель-

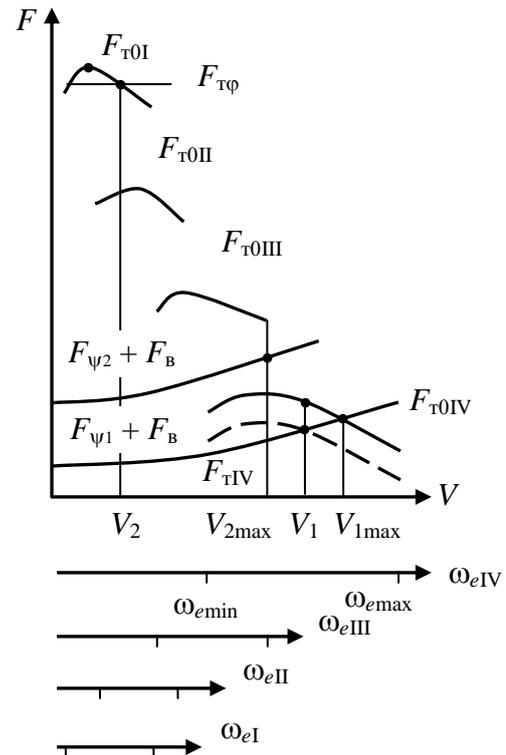


Рис. 1.29. Силовой баланс автомобиля

но наносят кривую  $F_\psi$  для случая движения по горизонтальной дороге, когда, согласно (1.85),  $\psi = f$ . Коэффициент сопротивления качению зависит от скорости движения: для шин легковых автомобилей – от квадрата скорости (1.38), для шин грузовых автомобилей – от скорости в первой степени (1.39).

На график силового баланса наносят сумму сил сопротивления дороги и воздуха  $F_\psi + F_B$ , остальные силы сопротивления могут быть определены графически. Ординаты кривой суммарного сопротивления движению определяют тяговую силу  $F_T$ , необходимую для равномерного движения в заданных нагрузочных и дорожных условиях. Эту силу обеспечивают соответствующим регулированием подачи топлива в двигатель или изменением передаточного числа трансмиссии.

Если  $F_{T0} > F_\psi + F_B$ , то для равномерного движения со скоростью  $V_1$  по дороге с коэффициентом сопротивления  $\psi_1$  на IV передаче подачу топлива нужно уменьшить настолько, чтобы пунктирная кривая  $F_{TIV}$ , снизившись, пересекла кривую  $F_{\psi_1} + F_B$  на ординате, соответствующей этой скорости.

При движении со скоростью  $V_1$  на IV передаче при полной подаче топлива в двигатель будет иметься *запас тяговой силы*:

$$F_3 = F_{T0} - (F_{\psi_1} + F_B), \quad (1.192)$$

который может быть использован для *преодоления повышенного сопротивления* дороги  $\psi'_1 > \psi_1$  ( $F'_{\psi_1} > F_{\psi_1}$ ), *буксирования прицепа* ( $F_{cx} > 0$ ) без снижения скорости или на *разгон автомобиля* ( $F_a > 0$ ).

По мере повышения скорости запас тяговой силы  $F_3$  уменьшается, и, когда  $F_{T0} - (F_B + F_{\psi_1}) = 0$ , *скорость достигает максимальной величины*  $V_{1max}$ , при этом  $a_a = 0$  и  $F_a = \delta m_a a_a = 0$ . Если кривая  $F_{T0}$  проходит ниже кривой  $F_{\psi_1} + F_B$ , то автомобиль движется *замедленно*, так как  $F_{T0} < (F_{\psi_1} + F_B)$ , при этом  $F_a < 0$  и  $a_a < 0$ , что означает замедление.

При движении по дороге с коэффициентом сопротивления  $\psi_2$  ( $F_{\psi_2} + F_B > F_{T0IV}$ ), поэтому необходимо включить III передачу с бóльшим передаточным числом. На III передаче автомобиль будет двигаться с максимальной скоростью  $V_{2max}$ .

Полная тяговая сила на ведущих колёсах может быть ограничена силой их сцепления. Уравнение силового баланса автомобиля по сцеплению ведущих колёс с опорной поверхностью рассчитывают для трёх компоновочных схем: 1) задние колёса ведущие, передние – ведомые; 2) передние колёса ведущие, задние – ведомые; 3) все колёса ведущие.

#### **Неполноприводный автомобиль 4 × 2 с задними ведущими колёсами**

Уравнение силового баланса имеет вид:

$$F_{Tф2} = F_{f1} \pm F_i + F_B + F_{ax}, \quad (1.193)$$

где  $F_{\text{тф}2}$  – тяговая сила на задних ведущих колёсах;  $F_{f1}$  – сила сопротивления качению передних ведомых колёс.

Согласно (1.77) и (1.78),  $F_{\text{тф}2} = \varphi_x \Sigma R_{z2}$ ;  $F_{f1} = f \Sigma R_{z1}$ , и уравнение (1.193) приобретает вид:

$$\varphi_x \Sigma R_{z2} = f \Sigma R_{z1} \pm F_i + F_B + F_{ax}. \quad (1.194)$$

Если пренебречь влиянием аэродинамических сил и момента на величины нормальных реакций, то входящие в уравнение (1.194) нормальные реакции  $\Sigma R_{z1}$  и  $\Sigma R_{z2}$  можно рассчитать по формулам (1.152) и (1.153), а силы  $F_i$ ,  $F_B$  и  $F_{ax}$  – по формулам (1.80), (1.100) и (1.102). Сделав подстановку названных реакций и сил в уравнение (1.194), получают уравнение силового баланса в развёрнутом виде:

$$\frac{\varphi_x G_H [a - f(h_g - r_d)]}{L - (\varphi_x + f)h_g} = \frac{fG_H (b - \varphi_x h_g - fr_d)}{L - (\varphi_x + f)h_g} \pm G_a \sin \alpha + WV_w^2 + m_a a_a. \quad (1.195)$$

**Неполноприводный автомобиль 4 × 2 с передними ведущими колёсами**  
Уравнение силового баланса:

$$F_{\text{тф}1} = F_{f2} \pm F_i + F_B + F_{ax}, \quad (1.196)$$

где  $F_{\text{тф}1}$  – тяговая сила на передних ведущих колёсах;  $F_{f2}$  – сила сопротивления качению задних ведомых колёс.

По формуле (1.77),  $F_{\text{тф}1} = \varphi_x \Sigma R_{z1}$ ; по формуле (1.78),  $F_{f2} = f \Sigma R_{z2}$ . Тогда

$$\varphi_x \Sigma R_{z1} = f \Sigma R_{z2} \pm F_i + F_B + F_{ax}. \quad (1.197)$$

Без учёта действия аэродинамических сил и момента нормальные реакции  $\Sigma R_{z1}$  и  $\Sigma R_{z2}$  рассчитывают для переднеприводного автомобиля по формулам (1.168) и (1.169), силы  $F_i$ ,  $F_B$  и  $F_{ax}$  – по формулам (1.80), (1.100) и (1.102). После их подстановки в уравнение (1.197) получают уравнение силового баланса в развёрнутом виде:

$$\frac{\varphi_x G_H [b + f(h_g - r_d)]}{L + (\varphi_x + f)h_g} = \frac{fG_H (a + \varphi_x h_g + fr_d)}{L + (\varphi_x + f)h_g} \pm G_a \sin \alpha + WV_w^2 + m_a a_a. \quad (1.198)$$

**Двухосный полноприводный автомобиль 4 × 4**  
Уравнение силового баланса:

$$F_{\text{тф}} = \pm F_i + F_B + F_{ax}, \quad (1.199)$$

где  $F_{\text{тф}}$  – тяговая сила по сцеплению всех колёс автомобиля.

По формуле (1.77):

$$F_{\text{тф}} = \varphi_x (\Sigma R_{z1} + \Sigma R_{z2}) = \varphi_x G_a \cos \alpha. \quad (1.200)$$

Формула (1.200) получена без учёта влияния подъёмной аэродинамической силы на нормальные реакции  $\Sigma R_{z1}$  и  $\Sigma R_{z2}$ . После подстановки в уравнение (1.199) значений входящих в неё сил, по формулам (1.200), (1.80), (1.100) и (1.102), получают уравнение силового баланса в развёрнутом виде:

$$\varphi_x G_a \cos \alpha = \pm G_a \sin \alpha + W V_w^2 + m_a a_a. \quad (1.201)$$

При расчёте силы сопротивления разгону коэффициент учёта вращающихся масс  $\delta \approx 1$ , так как влияние на него моментов инерции ведомых колёс  $\Sigma J_{к1}$  или  $\Sigma J_{к2}$  обычно не превышают 2...3 %.

При заданном значении  $\varphi_x$  рассчитывают тяговую силу по сцеплению ведущих колёс с дорогой и наносят её на график в виде прямой горизонтальной линии, условно считая, что  $\varphi_x$  не зависит от скорости. При  $V \geq V_2$   $F_{т0} \leq F_{тф}$  и движение автомобиля возможно, при  $V < V_2$   $F_{т0} > F_{тф}$  – движение невозможно из-за буксования ведущих колёс. Для обеспечения движения на I передаче со скоростями, меньшими  $V_2$ , необходимо уменьшить подачу топлива в двигатель таким образом, чтобы  $F_{т1} = F_{тф}$ . При точных расчётах следует учитывать изменение коэффициентов  $\varphi_x$  и  $f$  в зависимости от скорости движения по формулам (1.46), (1.38) и (1.39).

В уравнении силового баланса (1.188) все силы сопротивления движению имеют знак «+», что соответствует разгону на подъёме, когда силы  $F_i$  и  $F_a$  являются силами сопротивления движению. При движении на спуске ( $\alpha < 0$ ) и с замедлением ( $a_a < 0$ ) эти две силы становятся движущими и их следует брать со знаком «-».

**Мощностной баланс автомобиля.** В некоторых случаях для оценки тягово-скоростных свойств автомобиля используют уравнение мощностного баланса. Уравнение мощностного баланса показывает, как распределяется тяговая мощность на ведущих колёсах по преодолению различных видов сопротивления движению автомобиля.

Уравнение мощностного баланса получают умножением всех членов уравнения (1.188) на скорость движения  $V$ :

$$F_{т0} V = F_{\psi} V + F_B V + F_a V + F_{сх} V; \quad (1.202)$$

$$F_{т0} V = P_{\psi} + P_B + P_a + P_{сх}, \quad (1.203)$$

где мощность, затрачиваемая на преодоление:  $P_{\psi}$  – сопротивления дороги;  $P_B$  – сопротивления воздуха;  $P_a$  – сопротивления разгону;  $P_{сх}$  – на буксирование прицепа (полуприцепа).

$$F_{т0} V = \frac{k_c T_e^c u_{тп} \eta_{тп} \omega_e r_k}{r_d u_{тп}} = k_c P_e^c \eta_{тп} (1 - s_{\sigma}). \quad (1.204)$$

При  $r_d = r_{к0}$  и  $r_k / r_{к0} = 1 - s_{\sigma}$   $P_T = k_c P_e^c \eta_{тп} (1 - s_{\sigma})$  называют *тяговой мощностью автомобиля*.

Подставляют выражение (1.204) в левую часть уравнения (1.203) и получают уравнение:

$$P_T = P_\psi + P_B + P_a + P_{cx}, \quad (1.205)$$

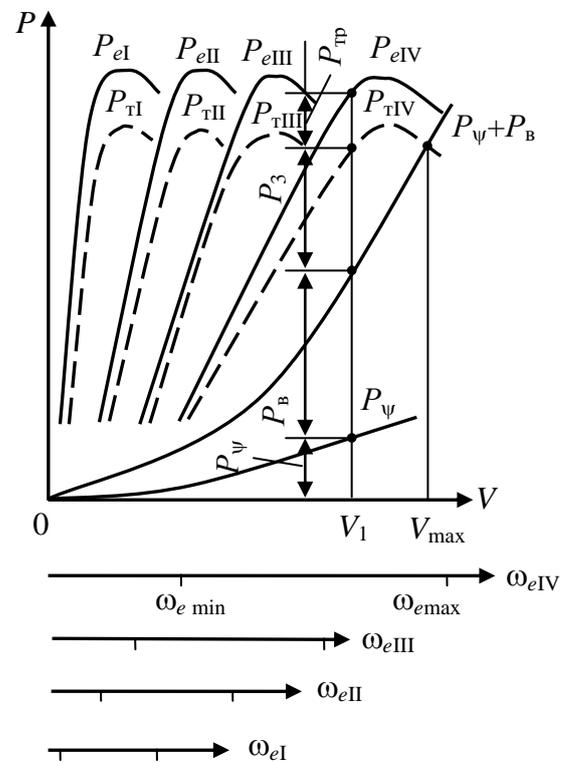
которое называют *уравнением мощностного баланса автомобиля*. С учётом выражений (1.86), (1.101), (1.102) и (1.204) получают *уравнение мощностного баланса в развёрнутом виде*:

$$P_T = k_c P_e^c \eta_{тр} (1 - s_6) = \frac{\psi G_a V + W V_w^3 + \delta m_a a_a V + F_{cx} V}{1000}. \quad (1.206)$$

Зависимость составляющих мощностного баланса от скорости автомобиля называют *графиком мощностного баланса* (рис. 1.30). Совокупность зависимостей  $P_e = f(V)$  и  $P_T = f(V)$  называют *мощностной характеристикой автомобиля*. Пользуясь внешней скоростной характеристикой двигателя и выражением (1.12) строят зависимость  $P_e = f(V)$ . На разных передачах при одном и том же значении угловой скорости  $\omega_e$  скорость  $V$  тем меньше, чем больше передаточное число трансмиссии, а мощность, соответствующая этой угловой скорости, не зависит от  $u_{тр}$ . По этой причине кривые  $P_e = f(V)$  для разных передач при скоростях, соответствующих одинаковым  $\omega_e$ , имеют одинаковые ординаты. При построении зависимости  $P_e = f(V)$  каждую ординату следует умножить на коэффициент  $k_c$ . Затем, умножая ординаты кривых  $P_e = f(V)$  на КПД трансмиссии  $\eta_{тр}$  получают зависимости  $P_T = f(V)$  на всех передачах.

Обычно при построении графика мощностного баланса считают  $s_6 = 0$ . Такое допущение справедливо при движении по дорогам с высоким коэффициентом сцепления. Если же график строят для случая движения по дорогам с малым коэффициентом сцепления и большим сопротивлением движению, когда происходит буксование ведущих колёс,  $s_6 \neq 0$ . Разница между  $r_d$  и  $r_k$  обусловлена буксованием ведущих колёс, поэтому сомножитель  $1 - s_6$  в левой части уравнения мощностного баланса характеризует *потери мощности на буксование ведущих колёс*.

Далее на график мощностного баланса наносят *графические зависимости мощностей сопротивления  $P_\psi$  и  $P_\psi + P_B$  от скорости движения  $V$* .



**Рис. 1.30. Мощностной баланс автомобиля**

Разность между тяговой мощностью  $P_T$  и мощностями сопротивления движению  $P_\psi + P_B$  называют *запасом мощности автомобиля*:

$$P_3 = P_T - (P_\psi + P_B). \quad (1.207)$$

Он может быть использован для преодоления повышенного сопротивления дороги  $\psi' > \psi$ , буксирования прицепа ( $P_{сх} > 0$ ) и на разгон на данной передаче ( $P_a > 0$ ). *Максимальную скорость*  $V_{\max}$  на данной передаче достигают при пересечении кривых  $P_T$  и  $P_\psi + P_B$ .

При движении со скоростью  $V_1$  мощность двигателя используют не полностью. Для оценки полноты её использования вводят параметр, называемый *степенью использования мощности двигателя*, которая является отношением мощности, необходимой для движения по дороге с заданным коэффициентом  $\psi$  при заданной скорости  $V_1$ , к мощности, которую двигатель может развивать при угловой скорости (частоте вращения), соответствующей заданной скорости, при полной подаче топлива:

$$И = \frac{P_\psi + P_B}{k_c P_e^c \eta_{тр}}. \quad (1.208)$$

**Динамическая характеристика автомобиля.** Графики силового и мощностного балансов недостаточно удобны для сравнительной оценки тягово-скоростных свойств автомобилей различной массы, так как при равенства  $F_T$  и  $P_T$  в одинаковых дорожных условиях эти автомобили будут иметь различные максимальные скорости, обладать неодинаковой динамикой разгона, преодолевать разные подъёмы и др. Кроме того, расчёты с использованием названных графиков связаны со значительными затратами времени, обусловленными тем, что для каждого сопротивления дороги надо строить свою кривую  $F_\psi + F_B$  и  $P_\psi + P_B$ . От указанных недостатков свободен метод, предложенный Е.А. Чудаковым. Им введены в теорию автомобиля понятия динамического фактора и динамической характеристики.

В уравнении силового баланса (1.188) силу сопротивления воздуха  $F_B$  переносят в левую часть. Разность тяговой силы  $F_{T0}$  и силы сопротивления воздуха  $F_B$  называют *свободной тяговой силой*:

$$F_{св} = F_{T0} - F_B = \frac{k_c T_e^c u_{тр} \eta_{тр}}{r_d} - WV^2. \quad (1.209)$$

При заданной скорости движения  $V$  свободная тяговая сила целиком определяется значениями конструктивных параметров автомобиля и не зависит от условий движения.

Отношение свободной тяговой силы к весу автомобиля  $G_a$  называют *динамическим фактором*:

$$D = \frac{F_{св}}{G_a} = \frac{F_{T0} - F_B}{G_a}. \quad (1.210)$$

Динамическим фактор – величина безразмерная.

Зависимость динамического фактора от скорости движения автомобиля называют *динамической характеристикой*. График динамической характеристики представлен на рис. 1.31. Чтобы связать динамический фактор с условиями движения, следует разделить правую часть силового баланса на  $G_a$ . Для упрощения анализа считают  $F_{сх} = 0$ , то есть рассматривают движение одиночного автомобиля. В результате получают:

$$D = \psi + \frac{\delta a_a}{g}. \quad (1.211)$$

Величины  $\psi$  наносят на график динамической характеристики в том же масштабе, что и  $D$ .

Для анализа тягово-скоростных свойств автомобиля используют следующие параметры динамической характеристики:

- 1) максимальную скорость  $V_{\max}$  и динамический фактор при максимальной скорости  $D_V$ ;
- 2) максимальный динамический фактор на высшей передаче  $D_{V_{\max}}$  и соответствующую ему скорость  $V_{\text{кр}}$  (критическую скорость по динамической характеристике);
- 3) максимальный динамический фактор на низшей передаче  $D_{\max}$  и соответствующую ему скорость  $V_D$ .

При движении с максимальной скоростью  $V_{\max}$   $a_a = 0$  и, согласно (1.211),  $D_V = \psi_V$ , то есть  $V_{\max}$  определяют пересечением кривых  $D$  и  $\psi$ . Обычно  $V_{\max}$  определяют при движении автомобиля по горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием:  $\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha$ , при  $\alpha = 0$   $\psi = f$ . В точке, соответствующей  $V_{\max}$ , согласно (1.38),  $\psi_V = f_V = f_0 + k_f V_{\max}^2$  – для легковых автомобилей и, согласно (1.39),  $\psi_V = f_V = f_0 + k_f V_{\max}$  – для грузовых.

Максимальный динамический фактор на высшей передаче  $D_{V_{\max}}$  определяет диапазон дорожных сопротивлений, преодолеваемых без перехода на низ-

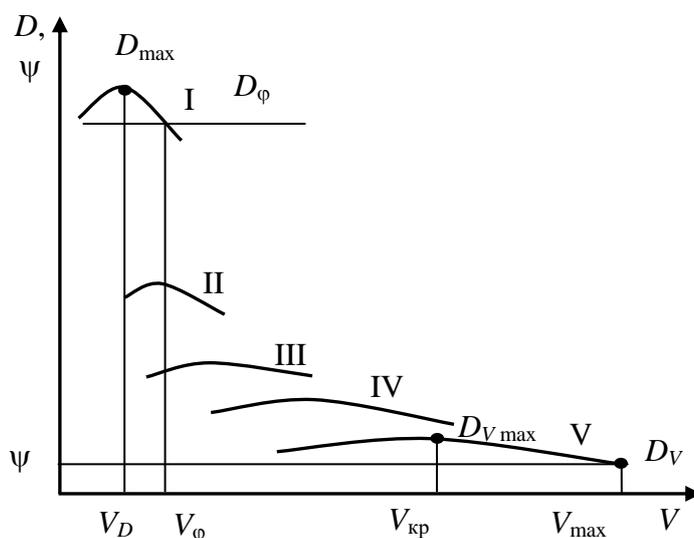


Рис. 1.31. Динамическая характеристика автомобиля

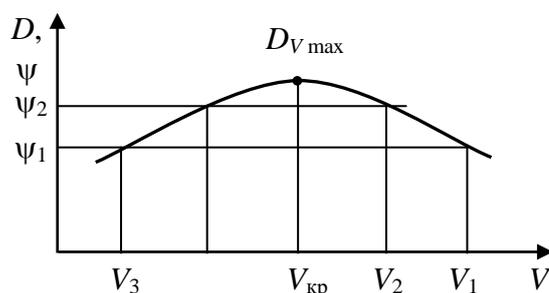


Рис. 1.32. Критическая скорость по динамическому фактору

шие передачи. Скорость движения, соответствующая  $D_{V_{\max}}$ , является критической  $V_{\text{кр}}$ . Она делит диапазон скоростей движения на данной передаче на зоны устойчивой и неустойчивой работы. Движение при  $V \geq V_{\text{кр}}$  будет устойчивым, при  $V < V_{\text{кр}}$  – неустойчивым. В зоне устойчивого движения (рис. 1.32) при коэффициенте сопротивления дороги  $\psi_1$  автомобиль движется со скоростью  $V_1$ . При повышении коэффициента сопротивления дороги до  $\psi_2$  скорость автомобиля уменьшается до  $V_2$ , а динамический фактор увеличивается до значения, равного  $\psi_2$ . При уменьшении  $\psi$  до значения  $\psi_1$  скорость автомобиля возрастёт, а динамический фактор уменьшится. Таким образом, при  $V \geq V_{\text{кр}}$  автоматически поддерживается устойчивый режим движения.

При движении со скоростью, меньшей  $V_{\text{кр}}$ , например  $V_3$ , при коэффициенте сопротивления дороги  $\psi_1$  его увеличение до  $\psi_2$  будет сопровождаться уменьшением скорости и динамического фактора. Так как  $D < \psi_2$ , движение автомобиля становится невозможным из-за того что двигатель перестаёт работать. Для того чтобы двигатель не заглох, следует своевременно включить более низкую передачу.

Максимальный динамический фактор на низшей передаче  $D_{\max}$  определяет максимальное дорожное сопротивление  $\psi_{\max}$ , которое может преодолеть автомобиль при движении с постоянной скоростью движения  $V_D$ . В этом случае:

$$D_{\max} = \psi_{\max} = f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max} = f \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_{\max}} + \sin \alpha_{\max}. \quad (1.212)$$

Решение уравнения (1.212) позволяет найти максимальный угол подъёма  $\alpha_{\max}$ , преодолеваемого автомобилем:

$$\sin \alpha_{\max} = \frac{D_{\max} - f \sqrt{1 - D_{\max}^2 + f^2}}{1 + f^2}. \quad (1.213)$$

При движении по дорогам с усовершенствованным покрытием, на которых подъёмы не превышают  $6^\circ$  (10 %), можно пользоваться упрощённой формулой (1.85):

$$D_{\max} = \psi_{\max} = f + i_{\max}, \quad (1.214)$$

откуда

$$i_{\max} = D_{\max} - f. \quad (1.215)$$

Если максимальная тяговая сила на ведущих колёсах  $F_{\tau 0 \max}$  не может быть полностью реализована из-за недостаточного сцепления ведущих колёс с дорогой, динамический фактор  $D_\varphi$  рассчитывают по условиям сцепления. В этом случае  $F_{\tau 0 \max} = F_{\tau \varphi} = \varphi_x \Sigma R_{\text{звщ}}$  (1.77). Поскольку буксование ведущих колёс обычно происходит на низших передачах, когда скорость мала и  $F_B = WV^2 \approx 0$ , динамический фактор по сцеплению:

$$D_\varphi = \frac{F_{\tau \varphi}}{G_a} = \frac{\varphi_x \Sigma R_{\text{звщ}}}{G_a}. \quad (1.216)$$

У двухосного неполноприводного автомобиля с задними ведущими колёсами

$$D_{\varphi 2} = \frac{F_{\text{т}\varphi 2}}{G_a}. \quad (1.217)$$

После подстановки в числитель выражения (1.217)  $F_{\text{т}\varphi 2}$ , по формуле (1.195), считая  $f(h_g - r_d) \approx 0$ , ввиду её малости, получают:

$$D_{\varphi 2} = \frac{\varphi_x a \cos \alpha}{L - (\varphi_x + f)h_g}. \quad (1.218)$$

У двухосного неполноприводного автомобиля с передними ведущими колёсами

$$D_{\varphi 1} = \frac{F_{\text{т}\varphi 1}}{G_a}. \quad (1.219)$$

После подстановки в числитель выражения (1.219)  $F_{\text{т}\varphi 1}$ , по формуле (1.198), при  $f(h_g - r_d) \approx 0$  получают:

$$D_{\varphi 1} = \frac{\varphi_x b \cos \alpha}{L + (\varphi_x + f)h_g}. \quad (1.220)$$

У полноприводного автомобиля

$$D_{\varphi} = \frac{F_{\text{т}\varphi}}{G_a}. \quad (1.221)$$

После подстановки  $F_{\text{т}\varphi}$  из уравнения (1.201) получают:

$$D_{\varphi} = \varphi_x \cos \alpha. \quad (1.222)$$

Отношение

$$\frac{\sum R_{z\text{вщ}}}{G_a} = k_{\text{сц}} \quad (1.223)$$

называют *коэффициентом сцепного веса*. Тогда

$$D_{\varphi} = \varphi_x k_{\text{сц}}. \quad (1.224)$$

Величину  $D_{\varphi}$ , подсчитанную по выражению (1.224), наносят на график динамической характеристики (рис. 1.31), и определяют диапазон скоростей движения  $V \geq V_{\varphi}$ , при которых возможно движение автомобиля без буксования ведущих колёс.

По графику динамической характеристики можно решать всё те же задачи, которые были решены по графикам силового и мощностного балансов.

**Ускорения автомобиля при разгоне.** Максимально возможные ускорения при разгоне автомобиля используют для оценки его *приёмистости* – спо-

способности быстро увеличивать скорость движения. Максимально возможные ускорения автомобиль развивает при полной подаче топлива в двигатель, при движении по дороге с минимальным сопротивлением качению и оптимальном переключении передач.

Из выражения (1.211) ускорение разгона автомобиля:

$$a_a = \frac{(D - \psi)g}{\delta}. \quad (1.225)$$

Как следует из формулы (1.225), для расчёта  $a_a$  необходимо знать величину динамического фактора  $D$ , значения коэффициентов сопротивления дороги  $\psi$  и учёта вращающихся масс  $\delta$ . Значения  $D$  берут с графика динамической характеристики. Коэффициент  $\psi = f$ , так как максимально возможные ускорения могут быть получены на горизонтальном участке дороги ( $i = 0$ ) с асфальтобетонным покрытием. Следует учесть увеличение  $f$  при возрастании скорости движения по формулам (1.38) и (1.39). Величины  $\delta$  на каждой передаче подсчитывают по точной (1.113) или приближённой (1.116) формулам. При расчёте  $\delta$ , по формуле (1.113), обычно пренебрегают потерями крутящего момента из-за ухудшения наполнения цилиндров при ускоренном вращении вала двигателя.

Для анализа приёмистости автомобиля используют *график зависимости ускорений разгона от скорости* на всех передачах коробки передач. График ускорений, характерный для легковых автомобилей, показан на рис. 1.33, а, для грузовых – на рис. 1.33, б.

Коэффициент учёта ускоренно вращающихся масс зависит от квадрата передаточного числа коробки передач. У грузовых автомобилей при движении по хорошей дороге на I передаче  $\delta_I = 2 \dots 2,5$ , поэтому ускорения разгона на I передаче могут оказаться меньше, чем на II (рис. 1.33, б). У легковых автомобилей ускорение на I передаче обычно больше, чем на II (рис. 1.33, а). По этой причине у легковых автомобилей разгон начинают с I передачи, у грузовых – со II, а I передачу грузовых автомобилей обычно используют для преодоления повышенных сопротивлений движению.

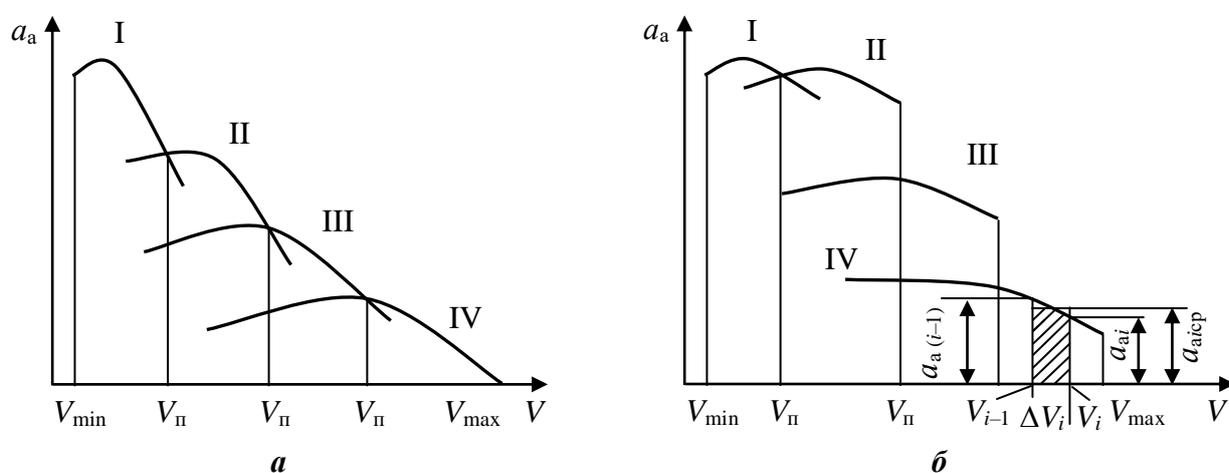


Рис. 1.33. Графики ускорений автомобилей:  
а – легкового; б – грузового

При теоретических расчётах считают, что разгон автомобиля начинается с минимальной устойчивой скорости  $V_{\min}$ , соответствующей минимальной устойчивой угловой скорости ( $\omega_{\min}$ ) или частоте ( $n_{\min}$ ) вращения вала двигателя. Максимально возможные ускорения могут быть получены в том случае, если переключение с одной передачи на другую происходит при скоростях  $V_{\Pi}$  в точках пересечения кривых ускорений, а при отсутствии точек пересечения – при скоростях  $V_{\Pi}$ , соответствующих максимальной угловой скорости ( $\omega_{\max}$ ) или частоте ( $n_{\max}$ ) вращения вала двигателя.

По графикам ускорений (рис. 1.33) можно определить максимальную скорость автомобиля  $V_{\max}$ . На рис. 1.33, а  $V_{\max}$  соответствует точке пересечения кривой ускорения разгона с осью абсцисс, так как при  $V_{\max}$   $a_a = 0$ . У грузовых автомобилей, двигатели которых оснащены ограничителями или регуляторами частоты вращения, максимальную скорость определяют как точку пересечения кривой ускорения на регуляторной ветви скоростной характеристики двигателя (рис. 1.18, б и в).

Максимальное ускорение, которое может развить автомобиль по условию сцепления ведущих колёс с дорогой, можно рассчитать по формуле (1.225), если в неё подставить  $D = D_{\varphi}$ ,  $\psi = (F_{f_{\text{ВМ}}} + F_i) / G_a = F_{f_{\text{ВМ}}} / G_a + \sin \alpha$ , где  $F_{f_{\text{ВМ}}}$  – сила сопротивления качению ведомых колёс, и принять  $\delta = 1$ :

$$a_{a\max} = \left( D_{\varphi} - \frac{F_{f_{\text{ВМ}}}}{G_a} - \sin \alpha \right) g. \quad (1.226)$$

У двухосного неполноприводного автомобиля с задними ведущими колёсами  $D = D_{\varphi_2}$  рассчитывают по формуле (1.218) и

$$\frac{F_{f_1}}{G_a} = \frac{f \cos \alpha (b - \varphi_x h_g)}{L - (\varphi_x + f) h_g}, \quad (1.227)$$

согласно формуле (1.195). У двухосного неполноприводного автомобиля с передними ведущими колёсами  $D_{\varphi} = D_{\varphi_1}$  рассчитывают по формуле (1.220) и

$$\frac{F_{f_2}}{G_a} = \frac{f \cos \alpha (a + \varphi_x h_g)}{L + (\varphi_x + f) h_g}, \quad (1.228)$$

согласно формуле (1.198). Выражения (1.227) и (1.228) получены при условии, что  $fr_d = 0$  ввиду малости этой величины. У полноприводного автомобиля  $D = D_{\varphi}$  рассчитывают по формуле (1.222), а  $F_{f_{\text{ВМ}}} = 0$ , так как все колёса ведущие.

**Время разгона автомобиля.** Время разгона от минимальной  $V_{\min}$  до максимальной  $V_{\max}$  скорости находят из следующих соотношений:

$$a_a = \frac{dV}{dt}; \quad dt = \frac{dV}{a_a}; \quad t = \int_{V_{\min}}^{V_{\max}} dt = \int_{V_{\min}}^{V_{\max}} \frac{dV}{a_a}. \quad (1.229)$$

Интегрирование выражения (1.229) производят численным методом. Предполагают, что в небольшом интервале скоростей  $\Delta V_i = V_i - V_{i-1}$  (рис. 1.33, б) движение автомобиля равноускоренное со средним ускорением  $a_{aicp}$ , равным полусумме ускорений в начале  $a_{a(i-1)}$  и в конце  $a_{ai}$  этого интервала:

$$a_{aicp} = \frac{a_{a(i-1)} + a_{ai}}{2}. \quad (1.230)$$

Время движения автомобиля  $\Delta t_i$ , в течение которого его скорость возрастает на  $\Delta V_i$ , определяют по закону равноускоренного движения:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta V_i}{a_{aicp}} = \frac{2(V_i - V_{i-1})}{a_{a(i-1)} + a_{ai}}. \quad (1.231)$$

В результате суммирования всех временных расчётных интервалов при движении на  $j$ -й передаче получают *время разгона на этой передаче*, то есть:

$$t_j = \sum_{i=1}^n \Delta t_i, \quad (1.232)$$

где  $n$  – количество временных интервалов при движении автомобиля на  $j$ -й передаче.

Для повышения точности расчёта интервалы скоростей берут равными 0,5...1 м / с – на I передаче, 1...3 м / с – на промежуточных и 3...4 м / с – на высшей.

*Общее время разгона* от минимальной  $V_{min}$  до максимальной  $V_{max}$  скорости вычисляют по формуле:

$$t = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n \Delta t_i + \sum_{j=1}^{m-1} t_{п}, \quad (1.233)$$

где  $m$  – число передач в коробке передач;  $t_{п}$  – время переключения с одной передачи на другую.

*Время переключения передач* зависит от квалификации водителя, конструкции коробки передач и типа двигателя. У легковых автомобилей  $t_{п} = 0,5...1$  с; у грузовых автомобилей с двигателями, имеющими искровое зажигание,  $t_{п} = 1...2$  с; у грузовых автомобилей, автобусов с дизельными двигателями  $t_{п} = 2...3$  с, так как у дизелей бóльший момент инерции маховика и деталей коробки передач.

При переключении передач подвод мощности к ведущим колёсам прекращается и автомобиль движется равнозамедленно под действием силы инерции  $F_a$  накатом. Определить *потерю скорости  $\Delta V_{п}$  за время переключения передач* можно из уравнения силового баланса:

$$F_a = F_{\psi} + F_{в} + F_{тр}, \quad (1.234)$$

где  $F_{\psi}$ ,  $F_{в}$ ,  $F_{тр}$  – силы сопротивления дороги, воздуха и сопротивления трансмиссии соответственно.

После подстановки в уравнение (1.234) выражений для расчёта входящих в него сил получают:

$$\delta_{\Pi} m_a a_a = \psi G_a + W V_w^2 + F_{\text{тр}}, \quad (1.235)$$

откуда

$$a_a = \frac{\psi G_a + W V_w^2 + F_{\text{тр}}}{\delta_{\Pi} m_a}. \quad (1.236)$$

Замедление при движении накатом:

$$a_a = \frac{\Delta V_{\Pi}}{t_{\Pi}}, \quad (1.237)$$

следовательно:

$$\Delta V_{\Pi} = a_a t_{\Pi} = \frac{(\psi G_a + W V_w^2 + F_{\text{тр}}) t_{\Pi}}{\delta_{\Pi} m_a}. \quad (1.238)$$

При небольших скоростях движения можно пренебречь силами сопротивления воздуха и сопротивления трансмиссии. Коэффициент учёта вращающихся масс при отсоединении двигателя от трансмиссии во время движения накатом  $\delta_{\Pi} = 1 + \sigma_2 = 1,05$ . При этих условиях:

$$\Delta V_{\Pi} = \frac{\psi g t_{\Pi}}{\delta_{\Pi}} \approx 9,34 \psi t_{\Pi}. \quad (1.239)$$

По значениям  $t$ , определённым для различных скоростей  $V$ , строят график времени разгона (рис. 1.34). Для того чтобы начать движение, водитель нажимает на педаль подачи топлива и включает в течение какого-то промежутка времени сцепление. Начинается процесс буксования сцепления.

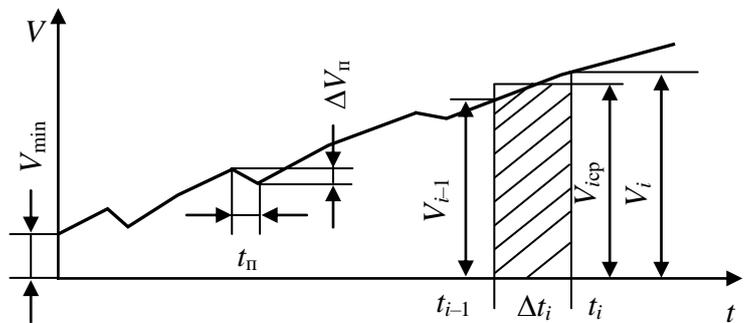


Рис. 1.34. График времени разгона автомобиля

После окончания буксования сцепления угловая скорость двигателя  $\omega_e$  становится равной угловой скорости вала трансмиссии  $\omega_{\text{тр}}$ . Поскольку степень подачи топлива и темп включения сцепления субъективно регулирует водитель, рассчитать время буксования сцепления довольно трудно. Условно считают, что разгон начинается со скорости  $V_{\min} \neq 0$ , соответствующей минимальной устойчивой угловой скорости вала двигателя  $\omega_{e\min}$  на низшей передаче трансмиссии.

Таким образом, на I передаче при  $V_{\min} t = 0$ ; при  $V_1 = V_{\min} + \Delta V_1$   $t_1 = \Delta t_1$ ; при  $V_2 = V_1 + \Delta V_2$   $t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_2$ ; при  $V_n = V_{n-1} + \Delta V_n$   $t_n = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$ .

При приближении к  $V_{\max}$  ускорение разгона  $a_a \rightarrow 0$ , соответственно,  $t \rightarrow \infty$ , поэтому построение графика времени разгона рекомендуют ограничить точкой, соответствующей  $(0,85 \dots 0,9) V_{\max}$ .

**Путь разгона автомобиля.** Путь разгона от момента трогания с места ( $t = 0$ ) до  $t_{\max}$ , соответствующего максимальной скорости  $V_{\max}$ , находят из соотношений:

$$V = \frac{dS}{dt}; dS = Vdt; S = \int_0^{t_{\max}} Vdt. \quad (1.240)$$

Этот интеграл также вычисляют численным методом. В достаточно малом интервале скоростей  $\Delta V_i = V_i - V_{(i-1)}$  (рис. 1.34) считают, что движение автомобиля равноускоренное со средней скоростью:

$$V_{\text{icp}} = \frac{V_{i-1} + V_i}{2}. \quad (1.241)$$

Путь, проходимый за время равноускоренного движения  $\Delta t_i = t_i - t_{i-1}$ :

$$\Delta S_i = V_{\text{icp}} \Delta t_i = \frac{(V_{i-1} + V_i)(t_i - t_{i-1})}{2}. \quad (1.242)$$

Путь, пройденный автомобилем при разгоне на  $j$ -й передаче:

$$S_j = \sum_{i=1}^n \Delta S_i, \quad (1.243)$$

где  $n$  – количество интервалов  $\Delta t_i$  при движении автомобиля на  $j$ -й передаче.

Общий путь разгона от минимальной  $V_{\min}$  до максимальной  $V_{\max}$  скорости за время от  $t = 0$  до  $t = t_{\max}$ :

$$S = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n \Delta S_i + \sum_{j=1}^{m-1} S_{\text{п}j}, \quad (1.244)$$

где  $m$  – число передач в коробке передач;  $S_{\text{п}j}$  – путь, пройденный автомобилем при переключении с  $j$ -й на  $(j + 1)$ -ю передачу:

$$S_{\text{п}j} = (V_{j\max} - 0,5 \Delta V_{\text{п}}) t_{\text{п}} = (V_{j\max} - 4,67 \psi t_{\text{п}}) t_{\text{п}}, \quad (1.245)$$

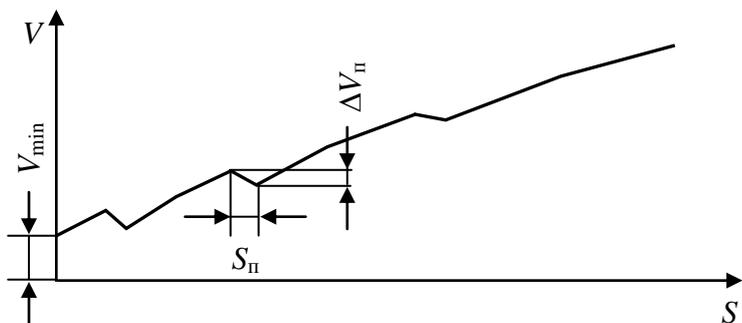


Рис. 1.35. График пути разгона автомобиля

где  $V_{j\max}$  – максимальная скорость при разгоне на  $j$ -й передаче. Формула (1.245) справедлива для равнозамедленного движения автомобиля при движении накатом во время переключения передач.

По значениям  $S$ , рассчитанным для различных скоро-

стей  $V$ , строят *график пути разгона* (рис. 1.35).

На I передаче при  $V_{\min} S = 0$ ; при  $V_1 = V_{\min} + \Delta V_1$   $S_1 = \Delta S_1$ ; при  $V_2 = V_1 + \Delta V_2$   $S_2 = \Delta S_1 + \Delta S_2$ ; ... при  $V_n = V_{n-1} + \Delta V_n$   $S_n = \Delta S_1 + \Delta S_2 \dots + \Delta S_n$ .

### **Аналитический метод решения уравнения движения автомобиля.**

*Крутящий момент двигателя* аппроксимируют аналитическим выражением (1.53):

$$T_e^c = T_{eP}^c \left[ a + b \left( \frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right) - c \left( \frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right)^2 \right].$$

Эту зависимость  $T_e^c = f(\omega_e)$  с достаточной для практики точностью аналитически описывают уравнением полинома второго порядка:

$$T_e^c = a_T \omega_e^2 + b_T \omega_e + c_T, \quad (1.246)$$

где, согласно формуле (1.53):

$$a_T = -\frac{c T_{eP}^c}{\omega_{eP}^2}; \quad b_T = \frac{b T_{eP}^c}{\omega_{eP}}; \quad c_T = a T_{eP}^c.$$

*Тяговую силу на ведущих колёсах* рассчитывают по формуле (1.71)  $F_{T0} = T_e^c k_c u_{TP} \eta_{TP} / r_d$ , а скорость движения – по формуле (1.12)  $V = \omega_e r_k / u_{TP}$ , откуда

$$\omega_e = \frac{V u_{TP}}{r_k}. \quad (1.247)$$

Подставив выражение  $\omega_e$ , по формуле (1.247), в уравнение (1.246), получают зависимость крутящего момента двигателя  $T_e^c$  от скорости движения  $V$ :

$$T_e^c = \frac{a_T u_{TP}^2 V^2}{r_k^2} + \frac{b_T u_{TP} V}{r_k} + c_T. \quad (1.248)$$

После подстановки в формулу (1.71)  $T_e^c$ , по уравнению (1.248), получают аналитическую зависимость тяговой силы на ведущих колёсах  $F_{T0}$  от скорости движения  $V$ :

$$F_{T0j} = A_j V^2 + B_j V + C_j, \quad (1.249)$$

где  $A_j = \frac{a_T k_c u_{TPj}^3 \eta_{TPj}}{r_d r_k^2}$ ;  $B_j = \frac{b_T k_c u_{TPj}^2 \eta_{TPj}}{r_d r_k}$ ;  $C_j = \frac{c_T k_c u_{TPj} \eta_{TPj}}{r_d}$ ;  $j$  – порядковый номер передачи (ступени) трансмиссии.

Согласно формуле (1.120), дифференциальное уравнение прямолинейного движения автомобиля без прицепа  $\delta m_a dV / dt = \delta m_a a_a = F_{T0} - F_f - F_i - F_B$ .

Входящие в правую часть уравнения силы рассчитывают по следующим формулам:  $F_{T0}$  – по формуле (1.249);  $F_f$  – по формуле (1.78),  $F_f = f m_a g \cos \alpha$ , где

$f = f_0 + k_f V$  (1.39) – для шин грузовых автомобилей и автобусов;  $f = f_0 + k_f V^2$  (1.38) – для шин легковых автомобилей;  $F_i$  – по формуле (1.80),  $F_i = m_a g \sin\alpha$ ;  $F_B$  – по формуле (1.100),  $F_B = W V^2$ .

Подставив выражения сил  $F_{T0}$ ,  $F_f$ ,  $F_i$  и  $F_B$  в правую часть уравнения (1.120), получают дифференциальное уравнение движения автомобиля при разгоне:

$$\delta m_a a_a = a_j V^2 + b_j V + c_j, \quad (1.250)$$

где  $a_j = A_j - W$ ;  $b_j = B_j - k_f m_a g \cos\alpha$ ;  $c_j = C_j - f_0 m_a g \cos\alpha - m_a g \sin\alpha$  при  $f = f_0 + k_f V$ ;  
 $a_j = A_j - W - k_f m_a g \cos\alpha$ ;  $b_j = B_j$ ;  $c_j = C_j - f_0 m_a g \cos\alpha - m_a g \sin\alpha$  при  $f = f_0 + k_f V^2$ .

Полученное уравнение позволяет рассчитать все показатели тягово-скоростных свойств, которые были определены ранее графическим методом.

### 1. Максимальная скорость

Максимальную скорость определяют на горизонтальном участке дороги. При движении с установившейся скоростью ( $V_{\max} = \text{const}$ )  $a_a = dV / dt = 0$ . На горизонтальной дороге ( $\alpha = 0$ )  $\sin\alpha = 0$  и  $\cos\alpha = 1$ . В этом случае уравнение (1.250) становится алгебраическим:

$$a'_j V_{\max}^2 + b'_j V_{\max} + c'_j = 0, \quad (1.251)$$

где  $a'_j = A_j - W$ ;  $b'_j = B_j - k_f m_a g$ ;  $c'_j = C_j - f_0 m_a g$  при  $f = f_0 + k_f V$ ;  
 $a'_j = A_j - W - k_f m_a g$ ;  $b'_j = B_j$ ;  $c'_j = C_j - f_0 m_a g$  при  $f = f_0 + k_f V^2$ .

Поскольку  $a'_j < 0$  и  $b'_j > 0$ , то максимальное значение из двух корней уравнения (1.251) имеет место, когда перед вторым членом числителя стоит минус:

$$V_{\max} = \frac{-b'_j - \sqrt{b_j'^2 - 4a'_j c'_j}}{2a'_j}. \quad (1.252)$$

Максимальную скорость рассчитывают на высшей ( $j = n$ ) и предшествующей ей ( $j = n - 1$ ) передачах, если высшая передача повышающая ( $u_n < 1$ ), и из двух значений выбирают наибольшее.

### 2. Максимальный преодолеваемый подъём

Максимальный подъём автомобиль преодолевает на низшей передаче трансмиссии с небольшой установившейся скоростью. При этих условиях  $a_a = 0$ ,  $F_B \approx 0$ ,  $f = f_0$ , и дифференциальное уравнение движения (1.120) становится алгебраическим:

$$F_{T0} - F_f - F_i = 0. \quad (1.253)$$

Подставив в уравнение (1.253) выражения сил (1.249), (1.78) и (1.80), получают:

$$A_j V^2 + B_j V + C_j - f_0 m_a g \cos\alpha - m_a g \sin\alpha = 0, \quad (1.254)$$

откуда

$$m_a g \sin\alpha = a_j V^2 + b_j V + c_j, \quad (1.255)$$

где  $a_j = A_j$ ;  $b_j = B_j$ ;  $c_j = C_j - f_0 m_a g \cos\alpha$ .

Для нахождения максимального значения угла преодолеваемого подъёма  $\alpha_{\max}$  следует найти первую производную функции  $\sin\alpha$  по скорости и приравнять ее нулю:

$$m_a g \frac{d \sin \alpha}{dV} = 2a_j V + b_j = 0, \quad (1.256)$$

откуда

$$V = -\frac{b_j}{2a_j}. \quad (1.257)$$

Подставив (1.257) в уравнение (1.255), получают:

$$m_a g \sin \alpha_{\max} = c_j - \frac{b_j^2}{4a_j} = C_j - \frac{B_j^2}{4A_j} - f_0 m_a g \cos \alpha_{\max}. \quad (1.258)$$

После подстановки в уравнение (1.258) выражений  $e = C_j - B_j^2 / (4A_j)$ ;  $h = m_a g$  и  $\cos \alpha_{\max} = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_{\max}}$  получают тригонометрическое уравнение:

$$h^2 (1 + f_0^2) \sin^2 \alpha_{\max} - 2eh \sin \alpha_{\max} + (e^2 - f_0^2 h^2) = 0. \quad (1.259)$$

Решение уравнения (1.259) имеет вид:

$$\alpha_{\max} = \arcsin \left[ \frac{e - f_0 \sqrt{h^2 (1 + f_0^2)^2 - e^2}}{h(1 + f_0^2)} \right]. \quad (1.260)$$

### 3. Сила сопротивления прицепа

Из уравнения движения (1.120) сила сопротивления в сцепном устройстве со стороны прицепа, часто называемая *силой тяги на крюке*:

$$F_{cx} = F_{T0} - F_f - F_i - F_B - F_a. \quad (1.261)$$

После подстановки в уравнение (1.261) сил сопротивления движению, получают

$$F_{cx} = a_j V^2 + b_j V + c_j - \delta m_a a_a. \quad (1.262)$$

Названную силу определяют при установившемся движении автомобиля ( $a_a = 0$ ) на горизонтальной дороге ( $\alpha = 0$ ). В этом случае:

$$F_{cx} = a'_j V^2 + b'_j V + c'_j, \quad (1.263)$$

где коэффициенты  $a'_j$ ,  $b'_j$ ,  $c'_j$  рассчитывают по формулам уравнения (1.251).

Максимальную силу  $F_{cx}$  находят из условия равенства нулю её первой производной по скорости движения:

$$\frac{dF_{cx}}{dV} = 2a'_j V + b'_j = 0, \quad (1.264)$$

и последующей подстановки скорости, рассчитанной по выражению (1.257), в

уравнение (1.263):

$$F_{\text{схmax } j} = c'_j - \frac{b_j'^2}{4a'_j}. \quad (1.265)$$

#### 4. Ускорения при разгоне

Из дифференциального уравнения движения (1.250) при разгоне на горизонтальной дороге ( $\alpha = 0$ ) ускорения на передачах трансмиссии рассчитывают по выражению:

$$a_{aj} = \frac{a'_j V^2 + b'_j V + c'_j}{\delta_j m_a}. \quad (1.266)$$

На каждой из передач трансмиссии определяют максимальное  $a_{\text{amax } j}$  и среднее  $a_{\text{a.cpj}}$  ускорения. Максимальное ускорение находят из условия равенства нулю первой производной ускорения по скорости:

$$\frac{da_{aj}}{dV} = \frac{2a'_j V + b'_j}{\delta_j m_a} = 0, \quad (1.267)$$

откуда скорость, при которой ускорение достигает максимального значения, согласно формуле (1.257),  $V = -b'_j / (2a'_j)$ . После подстановки этого выражения в уравнение (1.267) получают:

$$a_{\text{amax } j} = \frac{c'_j - \frac{b_j'^2}{4a'_j}}{\delta_j m_a}. \quad (1.268)$$

Среднее значение ускорения автомобиля при разгоне на  $j$ -й передаче:

$$a_{\text{a.cpj}} = \frac{\int_{V_{\text{Hj}}}^{V_{\text{Kj}}} (a'_j V^2 + b'_j V + c'_j) dV}{\delta_j m_a (V_{\text{Kj}} - V_{\text{Hj}})}, \quad (1.269)$$

где  $V_{\text{Hj}}$  и  $V_{\text{Kj}}$  – начальная и конечная скорости на  $j$ -й передаче соответственно.

После интегрирования:

$$a_{\text{a.cpj}} = \frac{\frac{a'_j (V_{\text{Hj}}^2 + V_{\text{Hj}} V_{\text{Kj}} + V_{\text{Kj}}^2)}{3} + \frac{b'_j (V_{\text{Hj}} + V_{\text{Kj}})}{2} + c'_j}{\delta_j m_a}. \quad (1.270)$$

#### 5. Время и путь разгона

Время и путь разгона определяют на горизонтальном участке дороги, когда  $\alpha = 0$ . Дифференциальное уравнение движения:

$$\delta_j m_a a_a = a'_j V^2 + b'_j V + c'_j, \quad (1.271)$$

в котором коэффициенты рассчитывают по формулам уравнения (1.251).

Имея в виду, что в левой части уравнения (1.271)  $a_a = dV / dt$ , после разделения переменных и интегрирования левой и правой частей уравнения (1.271) получают выражение для расчёта времени разгона:

$$t_j = \delta_j m_a \int_{V_{Hj}}^{V_{Kj}} \frac{dV}{a'_j V^2 + b'_j V + c'_j}. \quad (1.272)$$

Решение уравнения (1.272) зависит от знака дискриминанта  $\Delta = b'_j{}^2 - 4a'_j c'_j$ .

При  $\Delta < 0$

$$t_j = \frac{2\delta_j m_a}{\sqrt{-\Delta}} \operatorname{arctg} \left( \frac{2a'_j V + b'_j}{\sqrt{-\Delta}} \right) \Big|_{V_{Hj}}^{V_{Kj}}; \quad (1.273)$$

при  $\Delta > 0$

$$t_j = \frac{\delta_j m_a}{\sqrt{\Delta}} \ln \left| \frac{2a'_j V + b'_j - \sqrt{\Delta}}{2a'_j V + b'_j + \sqrt{\Delta}} \right| \Big|_{V_{Hj}}^{V_{Kj}} = \frac{\delta_j m_a}{a'_j (p - q)} \ln \left| \frac{V - p}{V - q} \right| \Big|_{V_{Hj}}^{V_{Kj}}, \quad (1.274)$$

где  $p$  и  $q$  – корни уравнения  $a'_j V^2 + b'_j V + c'_j = 0$ ;  $V_{Hj}$  и  $V_{Kj}$  – начальная и конечная скорости на  $j$ -й передаче.

При расчёте пути разгона левую часть уравнения (1.271) следует умножить и разделить на  $dS$ . Имея в виду, что  $V = dS / dt$ ,  $a_a = dV / dt = dVdS / dSdt = VdV / dS$ . Подставив данное выражение  $a_a$  в левую часть уравнения (1.271), разделив переменные, получают:

$$S_j = \delta_j m_a \int_{V_{Hj}}^{V_{Kj}} \frac{VdV}{a'_j V^2 + b'_j V + c'_j}. \quad (1.275)$$

Интегрируя, находят:

$$S_j = \delta_j m_a \left( \frac{1}{2a'_j} \ln |a'_j V^2 + b'_j V + c'_j| \Big|_{V_{Hj}}^{V_{Kj}} - \frac{b'_j}{2a'_j} \int_{V_{Hj}}^{V_{Kj}} \frac{dV}{a'_j V^2 + b'_j V + c'_j} \right). \quad (1.276)$$

Как видно из уравнения (1.272), интеграл в формуле (1.276), умноженный на  $\delta_j m_a$ , представляет формулу для расчёта времени разгона  $t_j$ , поэтому

$$S_j = \frac{\delta_j m_a \ln |a'_j V^2 + b'_j V + c'_j| \Big|_{V_{Hj}}^{V_{Kj}} - b'_j t_j}{2a'_j}. \quad (1.277)$$

На низшей передаче ( $j = 1$ ) начальную скорость разгона рассчитывают при минимальной устойчивой угловой скорости вала двигателя, составляющей  $\omega_{\min} = 100 \dots 150$  рад / с, где меньшее значение относят к двигателям грузовых автомобилей, большее – к двигателям легковых автомобилей. Конечную скорость разгона, равную скорости переключения передач  $V_{Hj}$  на всех передачах, кроме последней, определяют из двух условий:

1) равенство ускорений на  $j$ -й и последующей  $(j + 1)$ -й передачах ( $a_{aj} = a_{a(j+1)}$ ). Согласно уравнению (1.271):

$$\frac{a'_j V_{пj}^2 + b'_j V_{пj} + c'_j}{\delta_j} = \frac{a'_{j+1} V_{пj}^2 + b'_{j+1} V_{пj} + c'_{j+1}}{\delta_{j+1}}, \quad (1.278)$$

откуда

$$V_{пj} = \frac{-\Delta b'_j - \sqrt{(\Delta b'_j)^2 - 4\Delta a'_j \Delta c'_j}}{2\Delta a'_j}, \quad (1.279)$$

где  $\Delta a'_j = a'_j \delta_{j+1} - a'_{j+1} \delta_j$ ;  $\Delta b'_j = b'_j \delta_{j+1} - b'_{j+1} \delta_j$ ;  $\Delta c'_j = c'_j \delta_{j+1} - c'_{j+1} \delta_j$ .

2) переключение на последующую  $(j + 1)$ -ю передачу при достижении на  $j$ -й передаче максимальной кинематической скорости, определяемой по выражению:

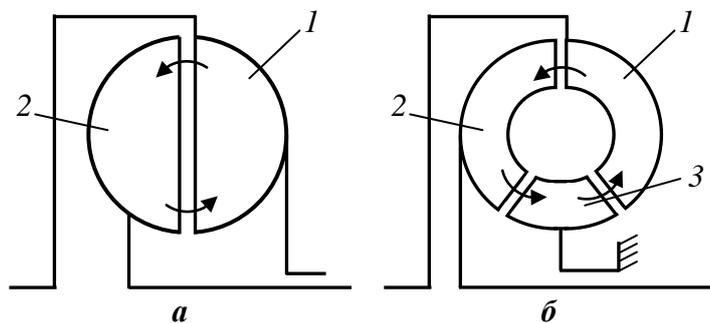
$$V_{пj} = \frac{\omega_{e\max} r_k}{u_{тpj}}, \quad (1.280)$$

где  $\omega_{e\max} = \omega_{e0}$  – при наличии ограничителя или регулятора угловой скорости (частоты вращения) вала двигателя;  $\omega_{e\max} = \omega_{eP}$  – при его отсутствии.

Из двух значений  $V_{пj}$ , рассчитанных по формулам (1.279) и (1.280), выбирают меньшее.

При вычислении времени и пути разгона по формулам (1.273) или (1.274) и (1.277) на  $j$ -й передаче принимают  $V_{пj} = V_{п(j-1)}$ ,  $V_{kj} = V_{пj}$ . Расчёт времени и пути разгона на высшей передаче трансмиссии ведут до скорости  $V_{кп}$ , вычисляемой по формуле (1.280).

## 1.8. Тягово-скоростные свойства автомобиля с гидромеханической трансмиссией



**Рис. 1.36. Схемы гидродинамических передач:**

*а* – гидромуфты; *б* – гидротрансформатора;  
1 – насос; 2 – турбина; 3 – реактор

Гидромеханическая автоматическая трансмиссия включает в себя гидродинамическую передачу – гидротрансформатор или гидромуфту и механическую коробку передач – вальный или планетарный редуктор с автоматизированным процессом переключения передач.

*Гидромуфта* (рис. 1.36, *а*) состоит из центробежного насоса 1 и турбины 2. Насос связан с двигателем, а турбина с первичным валом коробки передач непосредственно или через механическое фрикционное сцепление. Рабочее пространство гидро-

двигателем, а турбина с первичным валом коробки передач непосредственно или через механическое фрикционное сцепление. Рабочее пространство гидро-

муфты на 80...90% заполнено турбинным маслом, имеющим малое внутреннее трение и небольшие потери на перемешивание.

При вращении насосного колеса, приводимого во вращение от вала двигателя, создаётся циркуляция масла между его лопатками, направленная от оси вращения к периферии, где оно попадает с лопаток насоса на лопатки турбины. При этом:

$$T_n = T_m, \quad (1.281)$$

где  $T_n$  и  $T_m$  – крутящие моменты на насосе и турбине соответственно.

Из выражения (1.281) следует, что гидромуфта не преобразует крутящий момент, подводимый от двигателя, то есть она выполняет в трансмиссии роль гидравлического сцепления.

*Простой гидротрансформатор* (рис. 1.36, б) состоит из трёх рабочих колёс – насоса 1, турбины 2 и реактора 3. Насос связан с валом двигателя, турбина соединена с первичным валом коробки передач, а реактор неподвижно закреплён на картере гидродинамической передачи. Рабочее пространство гидротрансформатора заполнено турбинным маслом.

При вращении насоса масло с его лопаток попадает на лопатки турбины и передаёт ей крутящий момент  $T_m = T_n$ , как это происходит в гидромуфте. После выхода из турбины поток масла попадает на лопатки неподвижного реактора. Отталкиваясь от лопаток неподвижного реактора, масло оказывает дополнительное давление на лопатки турбины, создавая крутящий момент  $T_p = T_m$ . В результате совместного воздействия на турбину насоса и реактора к ней подводится момент:

$$T_m = T_n + T_p. \quad (1.282)$$

Наибольшая величина крутящего момента  $T_p$  подводится к турбине, находящейся в неподвижном состоянии ( $\omega_m = 0$ ), так как в этом случае поток масла с лопаток турбины попадает на лопатки реактора под прямым углом. По мере разгона турбины угол взаимодействия потока масла с лопатками реактора уменьшается, эффект отражения ослабевает, что приводит к уменьшению момента  $T_p$ . При некоторой угловой скорости турбины вектор скорости потока масла, попадающего на лопатки реактора, становится параллельным направлению лопаток, отражения жидкости от лопаток не происходит и  $T_p = 0$ . При дальнейшем увеличении угловой скорости турбины поток жидкости с её лопаток воздействует на задние поверхности лопаток неподвижного реактора, создавая тормозящее воздействие на турбину. На этом режиме  $T_m = T_n - T_p$ , то есть момент на турбине становится меньше момента на насосе.

**Безразмерная характеристика гидродинамической передачи.** Свойства гидродинамических передач оценивают *безразмерной характеристикой*, которая представляет зависимость коэффициента трансформации, КПД и коэффициента насоса (входного момента) от передаточного отношения.

*Передаточное отношение* – отношение угловой скорости  $\omega_m$  (частоты

вращения  $n_m$ ) турбины к угловой скорости  $\omega_H$  (частоте вращения  $n_H$ ) насоса:

$$i = \frac{\omega_m}{\omega_H} = \frac{n_m}{n_H}. \quad (1.283)$$

Передаточное отношение характеризует кинематические свойства гидродинамической передачи. Кроме того, для характеристики кинематических свойств используют *скольжение*, выраженное в процентах:

$$S = 100 \frac{\omega_H - \omega_m}{\omega_H} = 100(1 - i). \quad (1.284)$$

*Коэффициент трансформации* – отношение момента на валу турбины  $T_m$  к моменту на валу насоса  $T_H$ :

$$K = \frac{T_m}{T_H}. \quad (1.285)$$

Коэффициент трансформации характеризует силовые, или преобразующие, свойства гидродинамической передачи. У гидромукты  $T_m = T_H$  (1.281), поэтому  $K = 1$ . У гидротрансформатора при увеличении  $i$  коэффициент трансформации уменьшается от  $K_{\max} = 2 \dots 2,5$  у легковых автомобилей и  $K_{\max} = 2,2 \dots 4$  у грузовых автомобилей при  $i = 0$  до  $K = 0$  при  $i = 1$ .

*Коэффициент полезного действия* равен отношению мощности  $P_m$ , отводимой от турбины, к мощности  $P_H$ , подводимой к насосу:

$$\eta = \frac{P_m}{P_H} = \frac{T_m \omega_m}{T_H \omega_H} = Ki. \quad (1.286)$$

Коэффициент полезного действия характеризует энергетические свойства гидродинамической передачи. У гидромукты  $\eta = i$ . У гидротрансформатора  $\eta = 0$  при  $i = 0$  и при  $i = 1$ , так как в этом случае  $K = 0$ , и достигает максимального значения  $\eta_{\max} = 0,88 \dots 0,92$  при  $i = 0,7 \dots 0,8$ .

*Коэффициент момента насоса*:

$$\lambda_H = \frac{T_H}{\rho_{\text{ж}} D_a^5 \omega_H^2}, \quad (1.287)$$

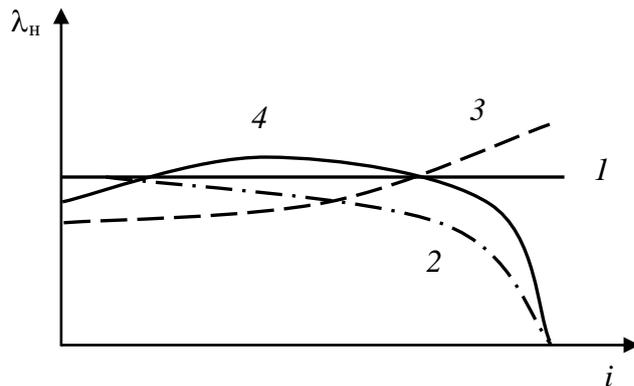
где  $T_H$  – момент, необходимый для вращения насоса;  $\rho_{\text{ж}}$  – плотность рабочей жидкости ( $\rho_{\text{ж}} = 830 \dots 890$  кг / м<sup>3</sup>);  $D_a$  – *активный диаметр*, то есть максимальный размер рабочей полости;  $\omega_H$  – угловая скорость насоса.

Характер зависимости  $\lambda_H$  от передаточного отношения  $i$  определяет прозрачность гидродинамической передачи. *Прозрачность* – это свойство гидродинамической передачи, характеризующее её способность нагружать двигатель в соответствии с изменением сопротивления движению автомобиля. Прозрачность оценивают коэффициентом прозрачности (рис. 1.38, б):

$$\Pi = \frac{\lambda_{Hi=0}}{\lambda_{HK=1}}, \quad (1.288)$$

где  $\lambda_{ni=0}$  – коэффициент момента насоса при неподвижной турбине, когда  $\omega_m = 0$  и  $i = 0$ ;  $\lambda_{nK=1}$  – коэффициент момента насоса при коэффициенте трансформации, равном единице.

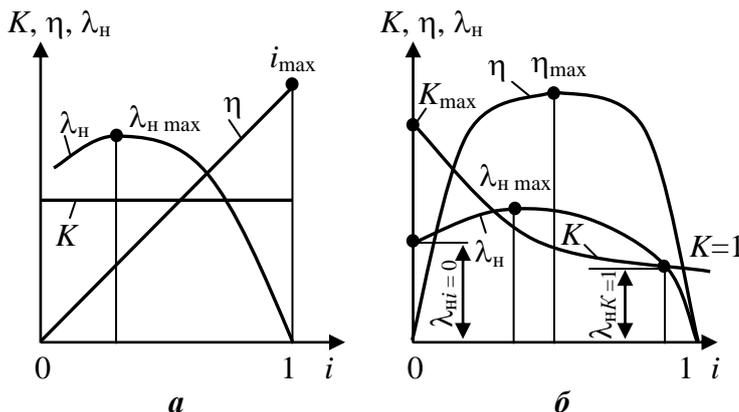
На рис. 1.37 при  $\lambda_n = \text{const}$  (прямая 1) П = 1 – гидротрансформатор непрозрачный, при П > 1 (кривая 2) – прозрачный, при П < 1 (кривая 3) – гидротрансформатор с обратной прозрачностью. Кривая 4 на рис. 1.37 характеризует гидротрансформатор со смешанной прозрачностью.



**Рис. 1.37. Изменение  $\lambda_n$  у гидродинамических передач с различной прозрачностью:**  
1 – гидротрансформатор непрозрачный;  
2 – прозрачный; 3 – с обратной прозрачностью;  
4 – со смешанной прозрачностью

Безразмерная характеристика гидромuffты приведена на рис. 1.38, а, простого гидротрансформатора – на рис. 1.38, б.

У гидромuffты  $K = 1 = \text{const}$ , поэтому зависимость  $K = f(i)$  изображена прямой, параллельной оси абсцисс; зависимость  $\eta = f(i)$  – прямой, проходящей через начало координат. Максимальные значения  $\eta$  и  $i$  при передаче максимальной мощности двигателя – 0,97...0,975 при скольжении 2,5...3%. При частичных нагрузках эти величины приближаются к единице.



**Рис. 1.38. Безразмерные характеристики гидродинамических передач:**  
а – гидромuffты; б – гидротрансформатора

У простого гидротрансформатора зависимость  $K = f(i)$  близка к гиперболической, зависимость  $\eta = f(i)$  выражается кривой, близкой к кубической параболе.

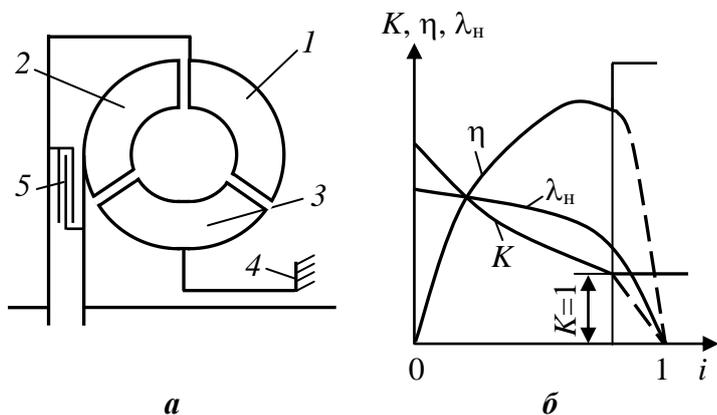
Основными режимами гидротрансформатора являются:

- 1) стоповый, или «стоп», при  $i = 0$   $K = K_{\text{max}}$ ,  $\eta = 0$ ,  $\lambda_n = \lambda_{ni=0}$ ;
- 2) холостого хода, или синхронного вращения, при  $i = 1$   $K = 0$ ,  $\eta = 0$ ,  $\lambda_n = 0$ ;
- 3) равенства моментов, при  $T_n = T_m$   $K = 1$ ,  $\lambda_n = \lambda_{nK=1}$ ;
- 4) наибольшего коэффициента насоса:  $\lambda_n = \lambda_{n \text{ max}}$ ;
- 5) максимального КПД:  $\eta = \eta_{\text{max}}$ .

Как следует из рис. 1.38, б, КПД гидротрансформатора изменяется от  $\eta = 0$  при  $i = 0$  и  $i = 1$  до  $\eta = \eta_{\text{max}} = 0,88...0,92$  при  $i = 0,7...0,8$ . Рабочим называют диапазон передаточных отношений гидротрансформатора, в котором  $\eta \geq 0,8$ . У простого гидротрансформатора рабочий диапазон передаточных отношений

составляет  $0,4 \dots 0,85$ . При  $i \geq 0,84 \dots 0,85$  работа гидродинамической передачи на режиме гидротрансформатора нецелесообразна, так как при высоких потерях мощности ухудшаются тягово-скоростные свойства и возрастает расход топлива автомобиля.

Для улучшения преобразующих и энергетических свойств гидротрансформаторов применяют блокируемые, комплексные и полимерические гидротрансформаторы.

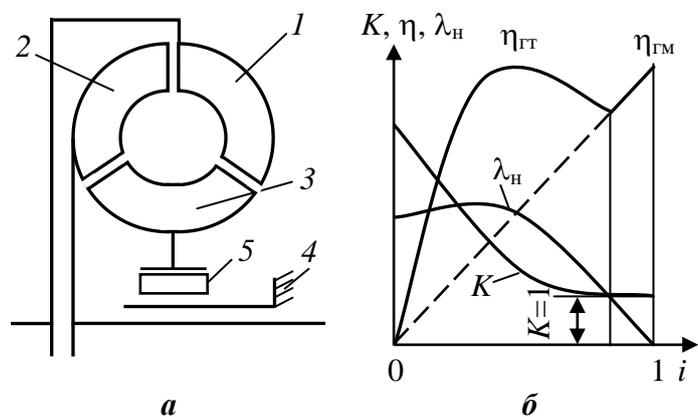


**Рис. 1.39.** Схема устройства и безразмерная характеристика блокируемого гидротрансформатора

В блокируемом гидротрансформаторе (рис. 1.39, а) между насосом 1 и турбиной 2 устанавливают фрикционную муфту блокировки 5, которая автоматически жёстко соединяет оба эти колеса при  $i = 0,75 \dots 0,8$ . При этом происходит скачкообразное увеличение КПД (рис. 1.39, б), так как потери в гидротрансформаторе исключаются и они обусловлены только трением в подшипниках гидротрансформатора. На режиме блокировки ко-

эффициент трансформации  $K = 1$ .

Комплексный гидротрансформатор работает на режимах гидротрансформатора и гидромуфты.



**Рис. 1.40.** Схема устройства и безразмерная характеристика комплексного гидротрансформатора

Для обеспечения его работы в двух режимах реактор 3 (рис. 1.40, а) соединён с корпусом 4 через муфту свободного хода 5. Если эта муфта заблокирована, то реактор неподвижен и передача работает в режиме гидротрансформатора. При перемене знака крутящего момента на реакторе он разблокируется и начинает свободно вращаться. Гидротрансформатор, лишённый внешней опоры, переходит на режим работы гидромуфты.

Переход на режим работы гидромуфты происходит автоматически при  $i = 0,7 \dots 0,8$  (рис. 1.40, б). При этом коэффициент трансформации  $K = 1$ , а КПД растёт с увеличением передаточного отношения. В результате этого расширяется зона работы гидротрансформатора с высоким КПД.

Полимерический гидротрансформатор имеет два и более реактора. На рис. 1.41, а показана схема полимерического гидротрансформатора, имеющего два реактора 3, каждый из которых установлен на муфте свободного хода 5. На

безразмерной характеристике (рис. 1.41, б) точка *A* характеризует момент отключения первого реактора, точка *B* – момент отключения второго реактора и переход гидротрансформатора на режим работы гидромуфты. В точке *B* происходит блокировка гидротрансформатора фрикционной муфтой б.

Применение такой конструкции позволяет расширить зону работы с высоким КПД по сравнению с гидротрансформатором, имеющим один реактор. У полимерического гидротрансформатора  $T_m = T_H + T_{P_1} + T_{P_2}$ , что приводит к увеличению максимального коэффициента трансформации при  $i = 0$  до 2,7...3,5, то есть возрастают его преобразующие свойства. Блокировка гидротрансформатора уменьшает расход топлива при работе на дорогах с твёрдым покрытием.

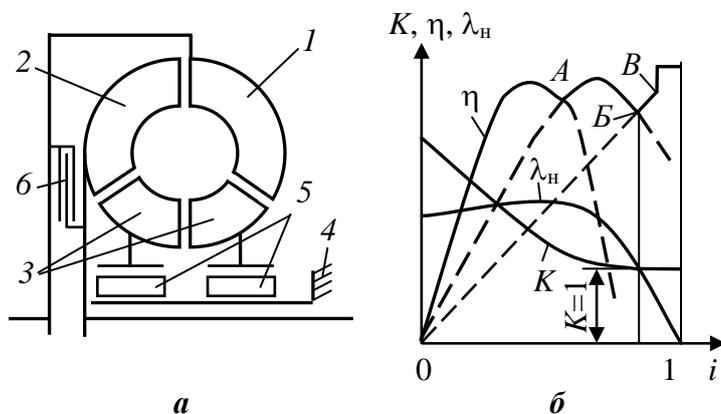


Рис. 1.41. Схема устройства и безразмерная характеристика полимерического гидротрансформатора

Применение на автомобилях гидромеханических трансмиссий имеет определённые достоинства и недостатки.

*Достоинства:*

- упрощается процесс управления автомобилем за счёт непрерывного и автоматического бесступенчатого изменения крутящего момента на ведущих колёсах в зависимости от сопротивления движению;
- исключается перегрузка двигателя, приводящая к прекращению его работы;
- повышаются проходимость и комфортабельность автомобиля вследствие плавного подведения крутящего момента к ведущим колёсам при трогании с места и при переключении передач без разрыва потока мощности;
- увеличивается срок службы двигателя и трансмиссии из-за снижения динамических нагрузок.

*Недостатки:*

- трансмиссия более сложная по устройству и обслуживанию, имеет повышенную материалоемкость и стоимость;
- более низкий КПД ухудшает характеристики разгона и повышает на 3...7 % расход топлива;
- недостаточный диапазон изменения крутящего момента за счёт преобразующих свойств гидротрансформатора делает необходимым установку механической коробки передач с автоматическим переключением передач в зависимости от скорости движения и нагрузки двигателя.

**Входная (нагрузочная) характеристика системы «двигатель – гидротрансформатор».** Входная характеристика системы «двигатель – гидротрансформатор» представляет зависимость момента двигателя, подводимого к насосу  $T_{ен}$ , и момента насосного колеса  $T_{н}$  от угловой скорости  $\omega_{н}$  (частоты вращения  $n_{н}$ ) насоса.

В общем случае между двигателем и насосом гидротрансформатора может быть установлен *согласующий редуктор* с передаточным числом  $u_p$  и КПД  $\eta_p$ . При этом угловую скорость (частоту вращения) насоса и момент, подводимый от двигателя к насосу, рассчитывают по формулам:

$$\omega_{н} = \frac{\omega_e}{u_p}; \quad n_{н} = \frac{n_e}{u_p}; \quad (1.289)$$

$$T_{ен} = k_c T_e^c u_p \eta_p. \quad (1.290)$$

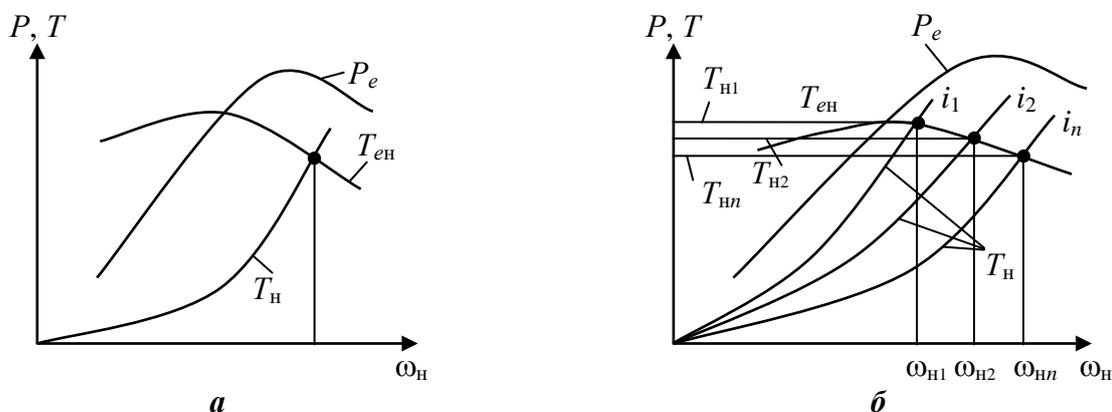
Значения  $\omega_e$  ( $n_e$ ) и  $T_e^c$  берут с внешней скоростной характеристики двигателя с учётом коэффициента корректировки  $k_c$ .

Если насосное колесо непосредственно соединяют с валом двигателя,  $\omega_{н} = \omega_e$  и  $T_{ен} = k_c T_e^c$ .

Согласно (1.287), момент насосного колеса:

$$T_{н} = \lambda_{н} \rho_{ж} D_a^5 \omega_{н}^2. \quad (1.291)$$

У непрозрачного гидротрансформатора  $\lambda_{н} = \text{const}$ , поэтому зависимость  $T_{н} = f(\omega_{н})$  изображают одной параболой (рис. 1.42, а). Точка пересечения кривой  $T_{н}$  с кривой  $T_{ен}$  определяет скоростной режим установившейся работы двигателя с гидротрансформатором. Её называют *точкой совместной работы* двигателя с гидротрансформатором. Этот режим остаётся неизменным при изменении условий движения автомобиля, пока остаётся неизменным положение органа, регулирующего подачу топлива в двигатель. Таким образом, при непрозрачном гидротрансформаторе изменение режима работы автомобиля не отражается на режиме работы двигателя.



**Рис. 1.42. Нагрузочная характеристика двигателя с гидротрансформатором:**  
а – непрозрачным; б – прозрачным

Нагрузочная характеристика системы «двигатель – прозрачный гидротрансформатор» (рис. 1.42, б) представляет семейство парабол, каждая из которых соответствует определённому значению  $\lambda_n$ .

При построении нагрузочной характеристики прозрачного гидротрансформатора в качестве независимой переменной выбирают передаточные отношения гидротрансформатора  $i_1, i_2, \dots, i_n$ . Затем по безразмерной характеристике находят значения  $\lambda_{n1}, \lambda_{n2}, \dots, \lambda_{nn}$ , соответствующие выбранным передаточным отношениям. После этого, задавшись несколькими значениями  $\omega_n$ , производят расчёт момента  $T_n$  для каждой величины  $\lambda_n = f(i)$ .

Пересечение парабол  $T_n = f(\omega_n)$  с кривой  $T_{ен} = f(\omega_n)$  происходит в нескольких точках. В частности, у гидротрансформатора с прямой прозрачностью по мере разгона автомобиля и увеличения  $i$  угловая скорость вала двигателя и насоса возрастают. Таким образом, прозрачный гидротрансформатор расширяет диапазон изменения скоростных режимов автомобиля. В частности, при трогании с места при  $i = 0$  целесообразно использовать максимальный крутящий момент двигателя  $T_{е\max}$ , а при движении с максимальной скоростью, когда  $i$  достигает максимального значения, – максимальную мощность  $P_{е\max}$ .

**Выходная характеристика системы «двигатель – гидротрансформатор».** Выходной характеристикой системы «двигатель – гидротрансформатор» называют зависимость крутящего момента  $T_m$  и мощности  $P_m$  турбины от угловой скорости  $\omega_m$  (частоты  $n_m$ ) её вращения.

Выходную характеристику строят с использованием входной (нагрузочной) характеристики системы «двигатель – гидротрансформатор» и безразмерной характеристики гидротрансформатора. По входной характеристике находят координаты точек совместной работы двигателя с гидротрансформатором, то есть точек пересечения кривых момента насоса  $T_n$  с кривой момента двигателя, приведённого к валу насоса  $T_{ен} = f(\omega_n)$ . Как видно из рис. 1.42, а, у непрозрачного гидротрансформатора при неизменном положении педали подачи топлива имеется только одна точка совместной работы. Это означает, что при неизменном положении педали управления подачей топлива в двигатель момент и угловая скорость двигателя за весь период разгона будут оставаться постоянными. Изменением положения педали подачи топлива можно достигнуть изменения и крутящего момента двигателя, и угловой скорости вращения его вала.

Прозрачный гидротрансформатор (рис. 1.42, б) имеет несколько точек совместной работы с двигателем с координатами  $T_{n1} - \omega_{n1}, T_{n2} - \omega_{n2}, \dots, T_{nn} - \omega_{nn}$ . По абсциссам точек совместной работы  $\omega_{n1}, \omega_{n2}, \dots, \omega_{nn}$  и соответствующим им значениям передаточных отношений  $i_1, i_2, \dots, i_n$ , используя выражение (1.283), подсчитывают угловые скорости турбины  $\omega_{m1} = \omega_{n1}i_1, \omega_{m2} = \omega_{n2}i_2, \dots, \omega_{mn} = \omega_{nn}i_n$ .

При известных по нагрузочной характеристике значениях передаточного отношения гидротрансформатора с графика безразмерной характеристики берут величины коэффициента трансформации:  $K_1$  при  $i_1$ ,  $K_2$  при  $i_2$ , ...,  $K_n$  при  $i_n$ . По ординатам точек совместной работы  $T_{н1}$ ,  $T_{н2}$ , ...,  $T_{нn}$  на графике нагрузочной характеристики и соответствующим им значениям коэффициента трансформации  $K_1$ ,  $K_2$ , ...,  $K_n$  по формуле (1.285) определяют моменты турбины:  $T_{m1} = T_{н1}K_1$ ,  $T_{m2} = T_{н2}K_2$ , ...,  $T_{mn} = T_{нn}K_n$ .

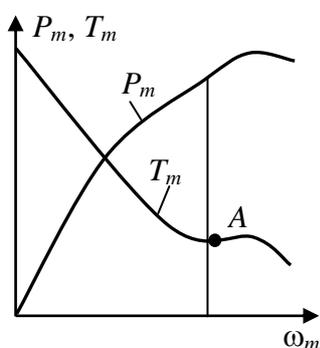
Мощность на турбине подсчитывают по формуле:

$$P_m = \frac{T_m \omega_m}{1000}. \quad (1.292)$$

$$P_{m1} = T_{m1} \omega_{m1} = 0; P_{m2} = T_{m2} \omega_{m2}; \dots, P_{mn} = T_{mn} \omega_{mn}.$$

По расчётным данным строят *график выходной характеристики*  $T_m = f(\omega_m)$

и  $P_m = f(\omega_m)$ . На рис. 1.43 показан график выходной характеристики системы «двигатель – прозрачный гидротрансформатор». В точке *A* происходит переход с режима работы гидротрансформатора на режим работы гидромуфты.



**Рис. 1.43. Выходная характеристика системы «двигатель – гидротрансформатор»**

является *выходная характеристика* системы «двигатель – гидротрансформатор» (рис. 1.43).

При построении всех графиков скорость автомобиля рассчитывают по формуле:

$$V = \frac{\omega_m r_k}{u_k u_d u_0}, \quad (1.293)$$

где  $\omega_m$  – угловая скорость турбины гидротрансформатора;  $r_k$  – радиус качения ведущих колёс;  $u_k$ ,  $u_d$ ,  $u_0$  – передаточные числа автоматической коробки передач, дополнительной и главной передач автомобиля соответственно.

При расчёте силового баланса *полную тяговую силу* на ведущих колёсах определяют по выражению:

$$F_{т0} = \frac{T_m u_k u_d u_0 \eta_{тр}}{r_d}, \quad (1.294)$$

где  $T_m$  – крутящий момент на турбине;  $\eta_{тр}$  – КПД механической части трансмиссии;  $r_d$  – динамический радиус ведущих колёс.

Расчёт сил сопротивления движению, входящих в правую часть уравнения силового баланса (1.188), производят по тем же формулам, как и у автомобиля с механической трансмиссией.

График силового баланса автомобиля с гидромеханической трансмиссией и трёхступенчатой автоматической коробкой передач показан на рис. 1.44.

Тяговую мощность на ведущих колёсах автомобиля с гидромеханической трансмиссией, необходимую для построения графика мощностного баланса, рассчитывают по формуле:

$$P_T = P_m \eta_{тр}, \quad (1.295)$$

где  $P_m$  – мощность на турбине гидротрансформатора;  $\eta_{тр}$  – КПД механической части трансмиссии.

Мощности, затрачиваемые на преодоление сил сопротивления движению, которые входят в правую часть уравнения мощностного баланса (1.205), рассчитывают по формулам уравнения (1.206).

На рис. 1.45 показан график мощностного баланса автомобиля с гидромеханической трансмиссией, имеющей трёхступенчатую автоматическую коробку передач.

При построении динамической характеристики динамический фактор на всех передачах механической коробки передач рассчитывают по формуле (1.210), скорость движения – по формуле (1.293).

График динамической характеристики автомобиля с гидротрансформатором и трёхступенчатой механической автоматической коробкой передач приведён на рис. 1.46.

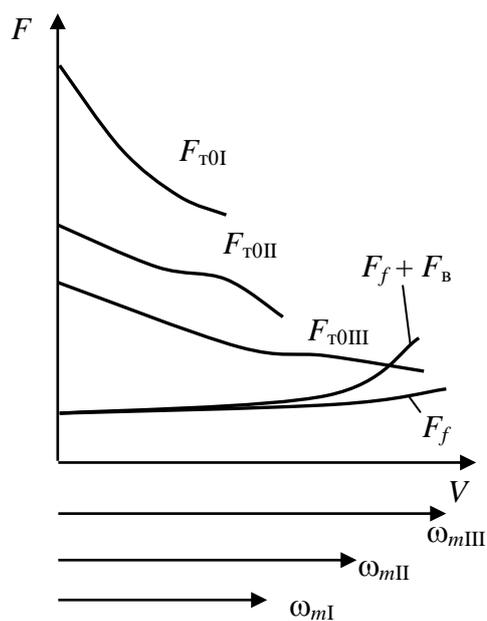


Рис. 1.44. Силовой баланс автомобиля с гидромеханической трансмиссией

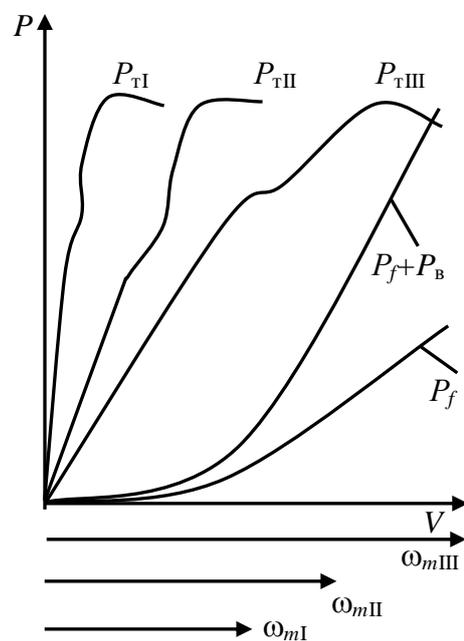


Рис. 1.45. Мощностной баланс автомобиля с гидромеханической трансмиссией

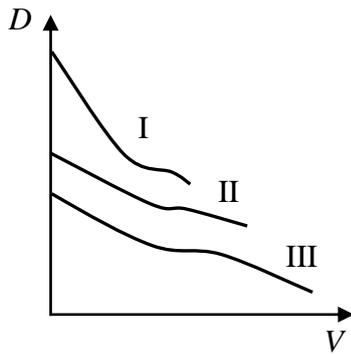


Рис. 1.46. Динамическая характеристика автомобиля с гидромеханической трансмиссией

**Приёмистость автомобиля с гидромеханической трансмиссией.** Оценку *приёмистости* автомобиля производят по графикам ускорений, времени и пути разгона.

Ускорения при разгоне рассчитывают по формуле (1.225). Входящий в эту формулу коэффициент учёта вращающихся масс определяют с использованием схемы инерционных моментов, действующих на вращающиеся части трансмиссии, показанной на рис. 1.47.

Сила инерции вращающихся частей трансмиссии:

$$F_{ав} = \frac{[(T_{ae}u_p\eta_p + T_{ap} + T_{ан})K + T_{ам}] u_k u_d u_0 \eta_{тр} + T_{атр} + \Sigma T_{ак}}{r_d}. \quad (1.296)$$

В формуле (1.296)  $T_{ae}$ ,  $T_{ap}$ ,  $T_{ан}$ ,  $T_{ам}$ ,  $T_{атр}$ ,  $\Sigma T_{ак}$  – инерционные моменты вращающихся частей двигателя, согласующего редуктора, насоса и турбины гидротрансформатора, трансмиссии, колёс автомобиля соответственно;  $u_p$ ,  $u_k$ ,  $u_d$ ,  $u_0$  – передаточные числа согласующего редуктора, автоматической коробки передач, дополнительной и главной передач соответственно;  $\eta_p$ ,  $\eta_{тр}$  – КПД согласующего редуктора и механической части гидромеханической трансмиссии;  $K$  – коэффициент трансформации гидротрансформатора;  $r_d$  – динамический радиус колёс.

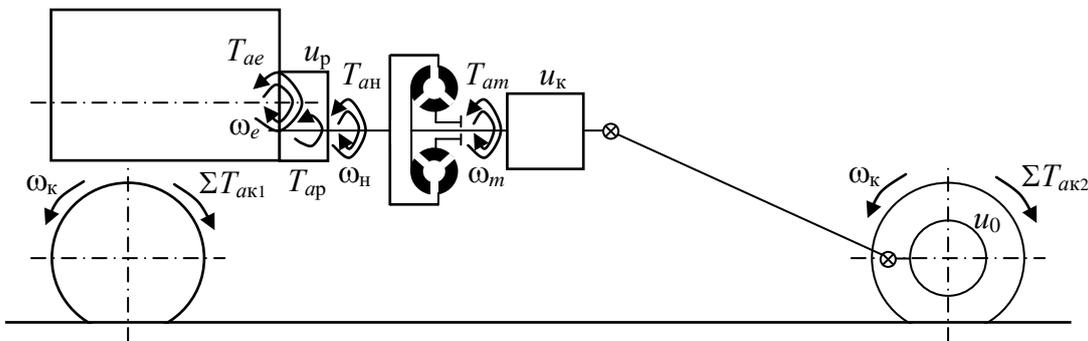


Рис. 1.47. Схема инерционных моментов, действующих на вращающиеся части автомобиля с ГМТ

Инерционные моменты рассчитывают как произведения моментов инерции на угловые ускорения соответствующих вращающихся частей автомобиля:

$$T_{ae} = (\gamma_e T_e + J_e) \frac{d\omega_e}{dt}; \quad (1.297)$$

$$T_{ap} + T_{ан} = (J_p + J_n) \frac{d\omega_n}{dt}; \quad (1.298)$$

$$T_{am} = J_m \frac{d\omega_m}{dt}; \quad (1.299)$$

$$T_{атр} + \Sigma T_{ак} = (J_{тр} + \Sigma J_k) \frac{d\omega_k}{dt}. \quad (1.300)$$

В формулах (1.297) ... (1.300)  $\gamma_e T_e + J_e; J_p; J_n; J_m; J_{тр}; \Sigma J_k$  – моменты инерции вращающихся частей двигателя, согласующего редуктора, насоса и турбины гидротрансформатора, трансмиссии, всех колёс автомобиля соответственно;  $d\omega_e / dt; d\omega_n / dt; d\omega_m / dt; d\omega_k / dt$  – угловые ускорения вращающихся частей двигателя, насоса и турбины гидротрансформатора, колёс автомобиля соответственно.

Пользуясь формулой (1.12)  $V = \omega_k r_k$ , вычисляют угловые ускорения вращающихся частей:

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{1}{r_k} \frac{dV}{dt}; \quad (1.301)$$

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{u_k u_d u_0}{r_k} \frac{dV}{dt}. \quad (1.302)$$

Угловое ускорение насосного колеса записывают в виде:

$$\frac{d\omega_n}{dt} = \frac{d\omega_n}{dV} \frac{dV}{dt}. \quad (1.303)$$

После подстановки в знаменатель первой дроби в формуле (1.303) выражения  $dV = \frac{r_k}{u_k u_d u_0} d\omega_m$ , полученного из формулы (1.302), находят:

$$\frac{d\omega_n}{dt} = \frac{u_k u_d u_0}{r_k} \frac{d\omega_n}{d\omega_m} \frac{dV}{dt}; \quad (1.304)$$

$$\frac{d\omega_e}{dt} = u_p \frac{d\omega_n}{dt} = \frac{u_p u_k u_d u_0}{r_k} \frac{d\omega_n}{d\omega_m} \frac{dV}{dt}. \quad (1.305)$$

Подставляют выражения угловых ускорений (1.301), (1.302), (1.304), (1.305) в формулы (1.297) ... (1.300) и находят инерционные моменты:

$$T_{ae} = (\gamma_e T_e + J_e) \frac{u_p u_k u_d u_0}{r_k} \frac{d\omega_n}{d\omega_m} \frac{dV}{dt}; \quad (1.306)$$

$$T_{ap} + T_{ан} = (J_p + J_n) \frac{u_k u_d u_0}{r_k} \frac{d\omega_n}{d\omega_m} \frac{dV}{dt}; \quad (1.307)$$

$$T_{am} = J_m \frac{u_k u_d u_0}{r_k} \frac{dV}{dt}; \quad (1.308)$$

$$T_{a\text{тр}} + \Sigma T_{a\text{к}} = (J_{\text{тр}} + \Sigma J_{\text{к}}) \frac{1}{r_{\text{к}}} \frac{dV}{dt}. \quad (1.309)$$

После подстановки инерционных моментов (1.306) ... (1.309) в исходную формулу (1.296) и некоторых преобразований получают:

$$F_{a\text{в}} = \left[ \frac{\left\{ [(\gamma_e T_e + J_e) u_p^2 \eta_p + J_p + J_H] K \frac{d\omega_H}{d\omega_m} + J_m \right\} u_k^2 u_d^2 u_0^2 \eta_{\text{тр}} + J_{\text{тр}} + \Sigma J_{\text{к}}}{r_d r_k} \right] \frac{dV}{dt}. \quad (1.310)$$

Сила сопротивления разгону равна сумме сил поступательно движущихся и вращающихся частей:

$$F_a = F_{a\text{x}} + F_{a\text{в}}. \quad (1.311)$$

Подставив в уравнение (1.311)  $F_{a\text{x}}$  и  $F_{a\text{в}}$  из (1.102) и (1.310) и вынеся за скобку  $m_a dV / dt$ , получают:

$$F_a = m_a \left[ 1 + \frac{\left\{ [(\gamma_e T_e + J_e) u_p^2 \eta_p + J_p + J_H] K \frac{d\omega_H}{d\omega_m} + J_m \right\} u_k^2 u_d^2 u_0^2 \eta_{\text{тр}} + J_{\text{тр}} + \Sigma J_{\text{к}}}{m_a r_d r_k} \right] \frac{dV}{dt} = \delta m_a a_a. \quad (1.312)$$

В формуле (1.312) коэффициент учёта вращающихся масс:

$$\delta = 1 + \frac{\left\{ [(\gamma_e T_e + J_e) u_p^2 \eta_p + J_p + J_H] K \frac{d\omega_H}{d\omega_m} + J_m \right\} u_k^2 u_d^2 u_0^2 \eta_{\text{тр}} + J_{\text{тр}} + \Sigma J_{\text{к}}}{m_a r_d r_k}. \quad (1.313)$$

Формула (1.313) справедлива для *прозрачного* гидротрансформатора. У *непрозрачного* гидротрансформатора  $\omega_H = \text{const}$ ,  $d\omega_H / d\omega_m = 0$  и коэффициент учёта вращающихся масс для него рассчитывают по формуле:

$$\delta = 1 + \frac{J_m u_k^2 u_d^2 u_0^2 \eta_{\text{тр}} + J_{\text{тр}} + \Sigma J_{\text{к}}}{m_a r_d r_k}. \quad (1.314)$$

Если гидротрансформатор *заблокирован*, то  $K = 1$ ,  $\omega_H = \omega_m$  и  $d\omega_H / d\omega_m = 1$ :

$$\delta = 1 + \frac{[(\gamma_e T_e + J_e) u_p^2 \eta_p + J_p + J_H + J_m] u_k^2 u_d^2 u_0^2 \eta_{\text{тр}} + J_{\text{тр}} + \Sigma J_{\text{к}}}{m_a r_d r_k}. \quad (1.315)$$

В случае перехода гидротрансформатора на *режим работы гидромолоты*  $K = 1$ , реактор вращается вместе с турбиной и следует учесть его момент инер-

ции  $J'_p$ . Формула для расчёта  $\delta$  приобретает следующий вид:

$$\delta = 1 + \frac{\left\{ \left[ (\gamma_e T_e + J_e) u_p^2 \eta_p + J_p + J_H \right] K \frac{d\omega_H}{d\omega_m} + J_m + J'_p \right\} u_k^2 u_d^2 u_0^2 \eta_{тр}}{m_a r_d r_k} + \frac{J_{тр} + \sum J_k}{m_a r_d r_k}. \quad (1.316)$$

При отсутствии необходимых данных можно принять: для легковых автомобилей –  $J_H = J_m = 0,1 \dots 0,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ; для грузовых автомобилей и автобусов –  $J_H = J_m = 0,6 \dots 3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ; для грузовых автомобилей особо большой грузоподъёмности –  $J_H = 4 \dots 6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $J_m = 7 \dots 8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . Большие значения относятся к гидродинамическим передачам, работающим с двигателями большой мощности. Следует иметь в виду, что приведённые значения моментов инерции рабочих колёс гидротрансформаторов учитывают моменты инерции находящегося в них турбинного масла.

Из формул (1.313) и (1.316) следует, что для расчёта коэффициента учёта вращающихся масс необходимо иметь численные значения  $K$  и  $d\omega_H / d\omega_m$ , которые меняются в процессе разгона в зависимости от скорости автомобиля.

Чтобы определить зависимость коэффициента  $\delta$  от скорости автомобиля, достаточно иметь зависимости коэффициента трансформации  $K$  и угловой скорости насоса  $\omega_H$  от угловой скорости турбины  $\omega_m$ , так как последняя пропорциональна скорости автомобиля  $V$  (1.293).

Величину  $d\omega_H / d\omega_m$  определяют *графическим дифференцированием функции*  $\omega_H = f(\omega_m)$ . Величины  $\omega_H$  берут с нагрузочной характеристики системы «двигатель – гидротрансформатор» (рис. 1.42, б) в точках совместной работы, а соответствующие им значения  $\omega_m$  рассчитывают по формуле (1.283). Построив график  $\omega_H = f(\omega_m)$  (рис. 1.48), следует провести касательные к кривой в точках  $\omega_{m1}, \omega_{m2}, \dots, \omega_{mn}$  соответствующих заданным передаточным отношениям  $i_1, i_2, \dots, i_n$ . Если величины  $\omega_H$  и  $\omega_m$  на графике построены в одинаковом масштабе, то величины  $d\omega_H / d\omega_m$  представляют тангенсы углов наклона  $\beta$  касательных к оси абсцисс. На рис. 1.48 касательные 1, 2, ..., n и соответствующие им углы  $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n$  построены при угловых скоростях турбины  $\omega_{m1}, \omega_{m2}, \dots, \omega_{mn}$ .

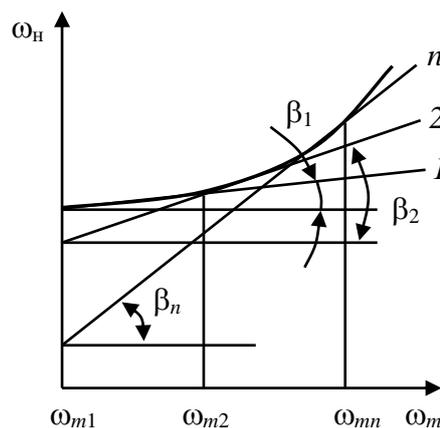


Рис. 1.48. Графический метод определения  $d\omega_H / d\omega_m$

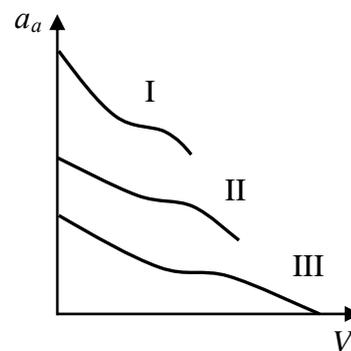


Рис. 1.49. График ускорений разгона автомобиля с гидромеханической трансмиссией

...,  $\omega_{min}$ .

Коэффициенты  $\delta$  и соответствующие им значения скорости  $V$  рассчитывают на всех передачах ступенчатой механической коробки передач.

График ускорений разгона автомобиля строят на всех передачах ступенчатой механической коробки передач (рис. 1.49).

Методики расчёта графиков времени и пути разгона автомобиля с механической трансмиссией пригодны и для автомобиля с гидромеханической трансмиссией. В гидромеханических трансмиссиях, как правило, устанавливают планетарные коробки передач и коробки передач с неподвижными осями валов с автоматическим или полуавтоматическим переключением передач. При этом время переключения передач составляют 0,2...0,4 с и процесс переключения происходит без разрыва потока мощности. За столь малое время переключения передач скорость автомобиля практически не снижается, поэтому при построении графиков времени и пути разгона временем переключения передач пренебрегают.

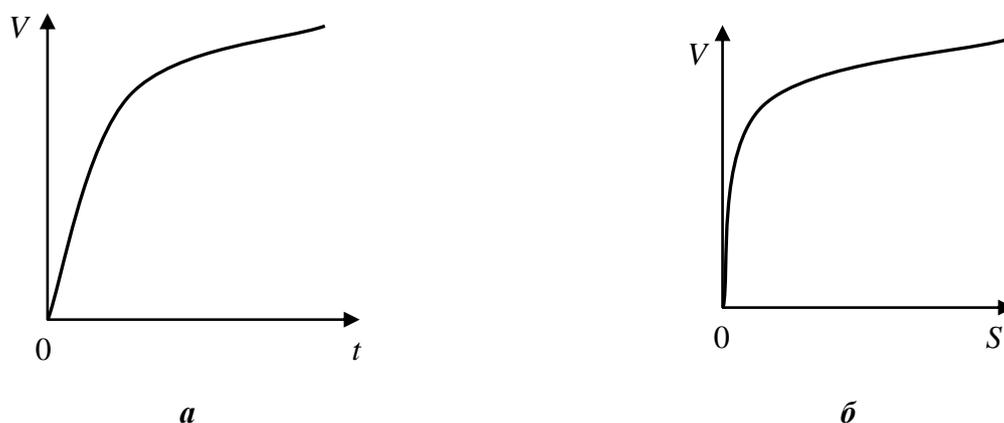


Рис. 1.50. Графики времени разгона (а) и пути разгона (б) автомобиля с гидромеханической трансмиссией

Графики времени и пути разгона автомобиля с гидромеханической трансмиссией показаны на рис. 1.50. Как видно на названных графиках, разгон автомобиля при наличии гидромеханической трансмиссии начинается при  $V_{min} = 0$ .

### Вопросы для самоконтроля

1. Дайте определение тягово-скоростных свойств автомобиля.
2. Какие виды взаимодействия автомобильного колеса с опорной поверхностью вы знаете?
3. Назовите и охарактеризуйте радиусы качения колеса.
4. От каких факторов зависят статический и динамический радиусы колеса?
5. Под действием каких факторов изменяется радиус качения колеса?
6. От каких параметров зависит скорость автомобиля?

7. Какие силы и моменты действуют на автомобильное колесо при прямолинейном движении?
8. Назовите и охарактеризуйте режимы качения колеса.
9. Напишите уравнения движения ведомого, ведущего и тормозящего колёс.
10. В чем отличие полной тяговой силы от полной окружной силы колеса?
11. Чем вызваны потери при качении колеса?
12. Какие конструктивные и эксплуатационные факторы влияют на коэффициент сопротивления качению колеса?
13. Почему возрастает коэффициент сопротивления качению при увеличении скорости движения автомобиля?
14. Дайте определения силы и коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью.
15. От каких факторов зависит коэффициент сцепления колеса?
16. Что понимают под скоростью аквапланирования шины?
17. Что называют скоростной характеристикой двигателя, и какие виды скоростных характеристик вы знаете?
18. От каких факторов зависит КПД трансмиссии?
19. Как рассчитать тяговый момент ведущих колёс?
20. Напишите формулу для расчёта силы сопротивления качению автомобиля.
21. Как определяют продольный уклон дороги?
22. Из каких слагаемых состоит сила и коэффициент сопротивления дороги?
23. Назовите и охарактеризуйте составляющие силы сопротивления воздуха.
24. Дайте определения коэффициента сопротивления воздуха и фактора обтекаемости автомобиля.
25. Как рассчитать силу, действующую на автомобиль-тягач со стороны прицепа?
26. Изобразите схему сил и моментов, действующих на двухосный автомобиль при прямолинейном движении.
27. Какие слагаемые входят в уравнение движения автомобиля?
28. Напишите формулу коэффициента учёта вращающихся масс.
29. Сформулируйте условия возможности движения автомобиля.
30. Что понимают под коэффициентами изменения нормальных реакций?
31. Как рассчитывают нормальные реакции по сцеплению ведущих колёс с опорной поверхностью?
32. Какие задачи решают с помощью графика силового баланса автомобиля?
33. Каким образом можно израсходовать запас мощности при равномерном движении автомобиля?

34. Что называют степенью использования мощности автомобильного двигателя?
35. От чего зависят величины динамических факторов, определяемых по моменту двигателя и по сцеплению ведущих колёс с опорной поверхностью?
36. Какие показатели тягово-скоростных свойств можно определить по графику динамической характеристики автомобиля?
37. Какие графики используют для определения показателей приёмистости автомобиля?
38. Каким уравнением аппроксимируют крутящий момент двигателя при аналитическом методе расчёта тягово-скоростных свойств автомобиля?
39. Как аналитически рассчитать максимальную и минимальную устойчивую скорости автомобиля?
40. В чем достоинства и недостатки гидромеханических трансмиссий по сравнению с механическими?
41. Назовите безразмерные параметры гидродинамической передачи и напишите формулы для их расчёта.
42. Дайте характеристику режимов работы гидродинамической передачи.
43. Изобразите безразмерные характеристики гидромуфты и простого гидротрансформатора.
44. Что понимают под прозрачностью гидротрансформатора?
45. Дайте определение и изобразите входную характеристику системы «двигатель – гидротрансформатор».
46. Что называют точкой совместной работы двигателя с гидродинамической передачей?
47. Какие зависимости изображают на графике выходной характеристики системы «двигатель – гидротрансформатор»?
48. В чём отличие графиков силового и мощностного балансов автомобилей с гидромеханической и механической трансмиссиями?
49. От каких параметров зависит коэффициент учёта вращающихся масс автомобиля с гидротрансформатором?

## ГЛАВА 2. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

### 2.1. Определения

*Топливная экономичность* – свойство, определяющее расходы топлива при выполнении автомобилем транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

Топливная экономичность должна быть выражена некоторым средним показателем в определённых условиях эксплуатации автомобиля. Она должна учитывать как расход топлива при движении на маршрутах, так и его затраты при маневрировании автомобиля, пуске и прогреве двигателя, работе на холостом ходу на стоянках и при остановках. Основную составляющую расхода топлива, которая служит для оценки топливной экономичности автомобиля, определяют *при движении* – когда он выполняет транспортную работу.

Расчётное определение расхода топлива в различных условиях эксплуатации весьма затруднительно. Обычно его устанавливают при длительных пробеговых испытаниях, а также путём тщательного учёта расхода топлива в реальных условиях работы большого количества автомобилей.

Методы теории автомобиля позволяют рассчитывать расход топлива лишь при некоторых *частных случаях движения*:

- 1) при работе на установившихся режимах;
- 2) при разгоне;
- 3) при циклическом движении.

Расход топлива зависит от многих *факторов*: конструкции и технического состояния автомобиля, дорожных и климатических условий, квалификации водителя, организации дорожного движения и транспортного процесса и др. В «Теории автомобиля» основное внимание уделяют влиянию конструкции автомобиля на расход топлива и путям совершенствования конструкции с целью повышения его топливной экономичности.

### 2.2. Значение топливной экономичности автомобиля

*Экономические показатели* работы автомобильного транспорта складываются из заработной платы работающих, стоимости топлива и эксплуатационных материалов, затрат на техническое обслуживание, ремонт и амортизацию подвижного состава и т.д.

В дисциплине «Теория автомобиля» рассматривают только топливную экономичность, то есть расход топлива в различных условиях движения автомобиля. В условиях плановой экономики в СССР стоимость топлива составляла 10...15% общей стоимости перевозок. В условиях неуправляемого рынка, складывающегося в России с 1991 г., цены на топливо во многом зависят от мировых цен на нефть и имеют тенденцию к постоянному росту. В 2005 г. стоимость 1 л бензина в России была в среднем в 5,7 раза выше, чем в развитых странах (США, Канада, Япония, Германия, Франция и др.), и в среднем в 1,3 раза выше,

чем в развивающихся странах (Китай, Бразилия, Чехия, Словакия, Словения и др.).

При работе автомобильного двигателя в атмосферу выбрасываются *вредные вещества*, отрицательно влияющие на людей, животный и растительный мир. На долю отработавших газов автомобилей приходится свыше 50% всех вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу, а в городах стран с большим автомобильным парком автомобили являются основными источниками загрязнения воздуха. За каждый километр пробега автомобиль выбрасывает в атмосферу около 100 г токсичных веществ.

Практически все мероприятия, направленные на повышение топливной экономичности, влияют как на количество выбрасываемых в атмосферу вредных веществ, так и на их состав.

*Вредными компонентами отработавших газов автомобильных двигателей* являются оксид углерода CO, углеводороды CH, оксиды азота NO<sub>x</sub>, твёрдые частицы и др. Большинство мероприятий, направленных на повышение топливной экономичности, приводит к снижению содержания в отработавших газах CO. Например, в отработавших газах дизелей содержание CO более чем в 10 раз ниже, чем в отработавших газах карбюраторных двигателей. К снижению CO приводят все мероприятия, улучшающие смесеобразование и сгорание топлива в цилиндрах. Меньшее количество CO содержится в отработавших газах двигателей, работающих на природном газе и бензоводородных смесях.

Однако некоторые мероприятия, направленные на снижение расхода топлива, приводят к увеличению содержания в отработавших газах других токсичных составляющих. В отработавших газах дизелей повышается содержание NO<sub>x</sub>, CH и особенно опасных ароматических углеводородов (бензопирен), а также сажи. Повышение степени сжатия, улучшающее топливную экономичность карбюраторных двигателей, сопровождается увеличением NO<sub>x</sub>.

### 2.3. Оценочные показатели топливной экономичности

Топливную экономичность автомобиля определяют по показателям топливной экономичности его двигателя. Для оценки *топливной экономичности автомобильного двигателя* используют часовой расход топлива  $G_T$  и удельный расход топлива  $g_e$ .

*Часовой расход топлива  $G_T$*  (кг/ч) – масса топлива в килограммах, расходуемого двигателем за один час непрерывной работы; *удельный, эффективный расход топлива  $g_e$*  [г/(кВт · ч)] – масса топлива в граммах, расходуемого двигателем за один час работы на получение одного киловатта мощности при полной подаче топлива:

$$g_e = 1000 \frac{G_T}{P_e}. \quad (2.1)$$

Обобщающими измерителями *топливной экономичности автомобиля* являются *путевой расход топлива  $Q_S$*  и *удельный расход топлива  $Q_W$* .

Основным измерителем топливной экономичности автомобиля в нашей стране и большинстве европейских стран принят *путевой расход топлива*  $Q_S$  (л/100 км) – расход топлива в литрах на 100 км пройденного пути. Этот показатель удобно использовать для оценки топливной экономичности близких по своим перевозочным характеристикам автомобилей. Для оценки эффективности использования топлива при выполнении транспортной работы автомобилями различной грузоподъёмности или пассажироместимости, а также одним и тем же автомобилем при разной массе перевозимого груза или при разном числе пассажиров более правильно пользоваться удельным расходом топлива.

*Удельный расход топлива*  $Q_W$  [л/(100 т · км)] [л/(100 пас. · км)] – расход топлива в литрах на единицу транспортной работы 100 тонно-километров (100 т · км) для *грузового* и 100 пассажиро-километров (100 пас. · км) для *пассажирского автомобиля*. Между путевым и удельным расходами топлива имеют место следующие соотношения:

$$Q_W = \frac{Q_S}{m_T} \text{ и } Q_W = \frac{Q_S}{n}, \quad (2.2)$$

где  $m_T$  – масса груза, перевезённого грузовым автомобилем, т;  $n$  – число пассажиров, перевезённых автобусом или легковым автомобилем, пас.

В некоторых странах (например, в США и Англии) для оценки топливной экономичности используют измеритель, показывающий, *какой путь пройдёт автомобиль при расходе единицы объёма топлива*. За единицу пути принимают милю, а за единицу объёма – галлон. 1 миля = 1,609 км; 1 галлон США = 3,785 л; 1 английский галлон = 4,546 л. Перевод расхода топлива из одной системы в другую выполняют по соотношениям:

$$Q_S = \frac{235}{mpg(US)}; Q_S = \frac{282}{mpg(Jmp)}, \quad (2.3)$$

где  $Q_S$  – путевой расход, л/100 км;  $mpg(US)$ ,  $mpg(Jmp)$  – путь в милях, проходимый автомобилем при расходе одного галлона топлива в США и Англии соответственно.

## 2.4. Уравнение расхода топлива

Согласно определению, путевой расход топлива (л/100 км):

$$Q_S = 100 \frac{Q}{S}, \quad (2.4)$$

где  $S$  – путь, пройденный автомобилем при выполнении транспортной работы, км;  $Q$  – объём израсходованного топлива при выполнении транспортной работы, л.

Объём израсходованного топлива (л):

$$Q = \frac{G_T t}{\rho_T}, \quad (2.5)$$

где  $G_T$  – часовой расход топлива, кг/ч;  $t$  – время движения автомобиля и, соответственно, работы его двигателя, ч;  $\rho_T$  – плотность топлива, кг/л;  $\rho_T = 0,75$  кг/л для бензина;  $\rho_T = 0,82$  кг/л для дизельного топлива.

Пройденный автомобилем путь (км):

$$S = V_a t = 3,6 V t, \quad (2.6)$$

где  $V_a$  и  $V$  – скорость автомобиля, км/ч и м/с соответственно.

Подставив соотношения (2.5) и (2.6) в формулу (2.4), получают:

$$Q_S = \frac{100G_T}{3,6V\rho_T}. \quad (2.7)$$

Из выражения (2.1) часовой расход топлива:

$$G_T = \frac{g_e P_e}{1000}. \quad (2.8)$$

Подставив выражение  $G_T$  (2.8) в формулу (2.7), получают:

$$Q_S = \frac{g_e P_e}{36V\rho_T}. \quad (2.9)$$

Из уравнений мощностного баланса (1.205), (1.206):

$$P_e = \frac{P_\psi + P_B + P_a}{k_c \eta_{TP}}. \quad (2.10)$$

После подстановки выражения (2.10) в формулу (2.9) получают *уравнение путевого расхода топлива*:

$$Q_S = \frac{g_e (P_\psi + P_B + P_a)}{36V\rho_T k_c \eta_{TP}} = \frac{g_e (F_\psi + F_B + F_a)}{36000\rho_T k_c \eta_{TP}}. \quad (2.11)$$

Для того чтобы получить *уравнение путевого расхода топлива в развёрнутом виде*, в формулу (2.11) необходимо подставить выражения входящих в неё сил  $F_\psi = \psi G_a = (f_{cp} \cos \alpha \pm \sin \alpha) G_a$  (1.84);  $F_B = 0,5 c_x \rho_B A_B V^2 = W V^2$  (1.92); (1.100);  $F_a = \delta m_a a_a$  (1.112). Тогда

$$Q_S = \frac{g_e (\psi G_a + W V^2 + \delta m_a a_a)}{36000\rho_T k_c \eta_{TP}}. \quad (2.12)$$

Если подставить выражение  $Q_S$  по формуле (2.12) в выражения (2.2), то можно получить *развёрнутые формулы для расчёта удельного расхода топлива*:

- для грузового автомобиля

$$Q_W = \frac{g_e (\psi G_a + W V^2 + \delta m_a a_a)}{36000m_T \rho_T k_c \eta_{TP}}, \quad (2.13)$$

- для пассажирского автомобиля

$$Q_W = \frac{g_e (\psi G_a + WV^2 + \delta m_a a_a)}{36000 n \rho_T k_c \eta_{TP}}. \quad (2.14)$$

Выражения (2.12)...(2.14) позволяют провести анализ влияния различных факторов на топливную экономичность автомобиля. Первую группу факторов составляют *конструктивные параметры автомобиля*: удельный расход топлива двигателя  $g_e$ ; масса (вес)  $m_a$  ( $G_a$ ); фактор обтекаемости  $W$ ; моменты инерции вращающихся частей  $J_e$ ,  $J_k$ , оказывающие влияние на величину  $\delta$ ; КПД трансмиссии  $\eta_{TP}$ ; грузоподъёмность грузового автомобиля  $m_T$  и вместимость пассажирского автомобиля  $n$ . Во вторую группу входят *эксплуатационные факторы*: коэффициент сопротивления дороги  $\psi$ ; скорость движения  $V$ ; ускорение при разгоне  $a_a$ .

## 2.5. Топливо-экономическая характеристика автомобиля

Для того чтобы в отдельности проанализировать влияние конструктивных параметров и условий движения на расход топлива академик Е.А. Чудаков ввёл в теорию автомобиля экономическую характеристику, которую в настоящее время называют топливно-экономической характеристикой.

**График топливно-экономической характеристики.** Топливо-экономическая характеристика представляет зависимость путевого расхода топлива  $Q_S$  от скорости установившегося движения ( $V = \text{const}$ ) на дорогах с различными значениями коэффициента сопротивления  $\psi$  (рис. 2.1). При установившемся движении  $a_a = 0$  и  $P_a = 0$ . При этом предполагают, что автомобиль движется без буксования ведущих колес ( $s_6 = 0$ ). В этом случае расчёт путевого расхода топлива производят по формуле:

$$Q_S = \frac{g_e (P_\psi + P_B)}{36V \rho_T k_c \eta_{TP}}. \quad (2.15)$$

Показанная на рис. 2.1 характеристика построена на одной из передач коробки передач автомобиля при  $\psi_1 < \psi_2 < \psi_3$ . Она может быть построена на всех передачах трансмиссии автомобиля.

Каждая из кривых топливно-экономической характеристики имеет минимум, причём скорости, при которых расход топлива минимальный  $Q_{S\text{min}}$ , тем меньше, чем больше  $\psi$ . Скорость, при которой расход топлива по топливно-экономической характеристике минимальный, называют

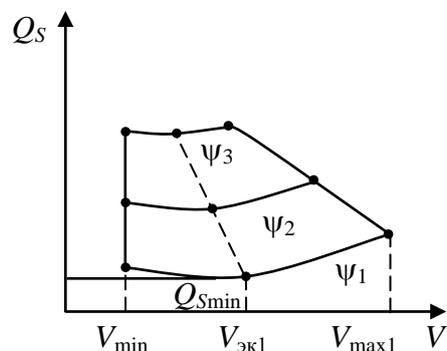


Рис. 2.1. Топливо-экономическая характеристика автомобиля

оптимальной или экономичной  $V_{эк}$ . Чтобы автомобиль был наиболее экономичным, необходима максимальная приближённая наиболее употребительной скорости его движения при работе в типичных условиях к той скорости, при которой расход топлива по топливно-экономической характеристике наименьший. Указываемый в технической характеристике автомобиля *контрольный расход топлива* практически мало отличается от минимального путевого расхода топлива.

Топливо-экономическая характеристика, на которой при каждом коэффициенте сопротивления дороги имеет место минимальный расход топлива, типична для автомобилей с карбюраторным двигателем. Иногда, особенно для автомобилей с дизелем,  $Q_S$  растёт во всем диапазоне увеличения скорости.

Слева семейство кривых  $Q_S = f(V)$  ограничено линией, соединяющей точки, соответствующие *минимальным устойчивым скоростям движения*. Эти скорости различны при разных  $\psi$ , однако при расчётах  $V_{min}$  условно считают одинаковой и при всех значениях  $\psi$  её подсчитывают по  $\omega_{emin} (n_{emin})$  (1.12) при полной подаче топлива. Справа и сверху топливно-экономическую характеристику ограничивают огибающей кривой, соответствующей *расходам топлива при полном использовании мощности двигателя*, когда автомобиль движется с максимальной скоростью  $V_{max}$ .

Приведённая на рис. 2.1 топливно-экономическая характеристика может быть использована для расчёта расхода топлива при разгоне автомобиля. Зависимость путевого расхода топлива от скорости автомобиля при движении с различными ускорениями по дороге с постоянным коэффициентом сопротивления называют *топливно-экономической характеристикой разгона автомобиля*.

Расход топлива при движении по дороге с коэффициентом сопротивления  $\psi_1$  на рис. 2.1 происходит при  $a_{a0} = 0$ .

Расход топлива при коэффициенте сопротивления дороги  $\psi_2$  будет соответствовать равноускоренному движению с силой сопротивления разгону

$$F_{a1} = \delta m_a a_{a1} = F_{\psi_2} - F_{\psi_1} \quad (2.16)$$

и постоянным ускорением

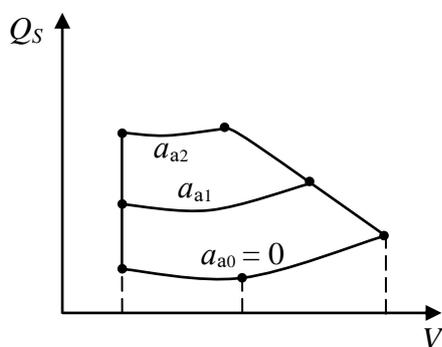


Рис. 2.2. Топливо-экономическая характеристика разгона автомобиля

$$a_{a1} = \frac{F_{a1}}{\delta m_a} = \frac{F_{\psi_2} - F_{\psi_1}}{\delta m_a} \quad (2.17)$$

Аналогично  $a_{a2} = \frac{F_{\psi_3} - F_{\psi_1}}{\delta m_a}, \dots,$

$$a_{a(n-1)} = \frac{F_{\psi n} - F_{\psi_1}}{\delta m_a}.$$

На рис. 2.2 приведена топливно-экономическая характеристика разгона автомобиля, построенная по описанной выше

методике. При её построении может внести некоторую погрешность неустановившийся режим работы двигателя при разгоне, но его влияние на расход топлива обычно незначительно.

**Методики расчёта и построения топливно-экономической характеристики автомобиля.** Топливо-экономическую характеристику установившегося движения автомобиля строят по результатам расчётов с использованием уравнения (2.15). Основная сложность при расчётах состоит в определении величины удельного эффективного расхода топлива двигателя  $g_e$ , которая является переменной и зависит от угловой скорости (частоты вращения) вала и степени нагрузки двигателя.

Удельный расход топлива двигателя может быть определён тремя способами.

Первый способ – по нагрузочной характеристике двигателя. *Нагрузочная характеристика* – зависимость часового расхода топлива  $G_T$  и удельного расхода топлива  $g_e$  от мощности нагрузки двигателя  $P_d$  при постоянных значениях частоты вращения  $n_e$  (угловой скорости  $\omega_e$ ) вала двигателя (рис. 2.3).

Нагрузочную характеристику строят по результатам стендовых испытаний двигателя на установившихся режимах работы при той же комплектации, которая была принята для испытаний по определению скоростной характеристики (см. рис. 1.18).

Второй способ – по *графику зависимости удельного расхода топлива  $g_e$  от степени использования мощности двигателя  $I$*  при постоянных частотах вращения  $n_e$  (угловых скоростях  $\omega_e$ ) его вала (рис. 2.4). Этот график может быть получен по нагрузочной и внешней скоростной характеристикам двигателя.

Третий способ – расчёт приближёнными аналитическими методами. *Первый из приближённых аналитических методов*, использующих результаты статистической обработки большого числа топливно-экономических характеристик различных двигателей на различных скоростных и нагрузочных режимах работы, имеет вид:

$$g_e = g_{eP} k_E k_{и}, \quad (2.18)$$

где  $g_{eP}$  – удельный эффективный расход топлива двигателя при максимальной мощности  $P_{\max}$ ;  $k_E$  – коэффициент, учитывающий степень использования угло-

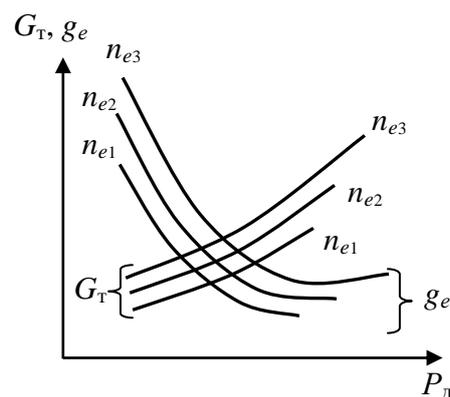


Рис. 2.3. Нагрузочная характеристика двигателя

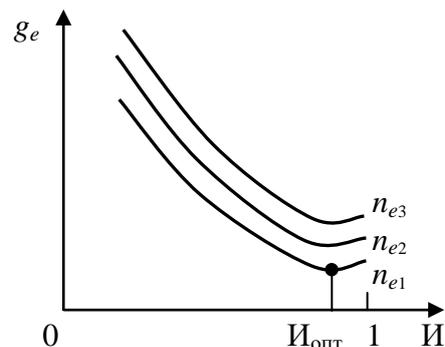
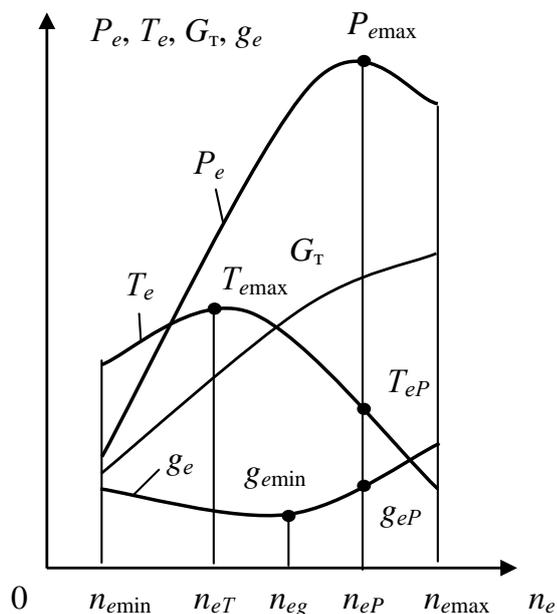


Рис. 2.4. Зависимость удельного эффективного расхода топлива от степени использования мощности двигателя

вой скорости (частоты вращения) вала двигателя;  $k_{И}$  – коэффициент, учитывающий степень использования мощности двигателя.



**Рис. 2.5. Внешняя скоростная характеристика двигателя**

вращения) вала двигателя  $E$ , коэффициента  $k_{И}$  – от степени использования мощности двигателя  $I$ :  $k_E = f(E)$ ;  $k_{И} = f(I)$ .

*Степень использования угловой скорости (частоты вращения) вала двигателя, характеризующая степень приближения угловой скорости на расчётном режиме к угловой скорости при максимальной мощности, представляет отношение:*

$$E = \frac{\omega_e}{\omega_{eP}} = \frac{n_e}{n_{eP}}, \quad (2.20)$$

где  $\omega_e$  ( $n_e$ ) – текущее значение угловой скорости (частоты вращения) вала двигателя, рад/с ( $\text{мин}^{-1}$ );  $\omega_{eP}$  ( $n_{eP}$ ) – угловая скорость (частота вращения) вала двигателя при максимальной мощности  $P_{\text{emax}}$ , рад / с ( $\text{мин}^{-1}$ ).

*Степень использования мощности двигателя:*

$$I = \frac{P_d}{P_e^c}, \quad (2.21)$$

где  $P_d$  – мощность нагрузки двигателя, затрачиваемая на преодоление сопротивлений движению, при заданной скорости, кВт;  $P_e^c$  – стендовая эффективная мощность двигателя по внешней скоростной характеристике при угловой скорости (частоте вращения), соответствующей заданной скорости движения, кВт.

*Мощность нагрузки двигателя из уравнения (2.10):*

$$P_d = \frac{P_{\psi} + P_B}{k_c \eta_{\text{тр}}}. \quad (2.22)$$

Величину  $g_{eP}$  определяют по внешней скоростной характеристике двигателя (рис. 2.5), а при её отсутствии рассчитывают по приближённому соотношению:

$$g_{eP} = (1,05 \dots 1,15) g_{\text{emin}}, \quad (2.19)$$

где  $g_{\text{emin}}$  – минимальный удельный эффективный расход топлива двигателя;  $g_{\text{emin}} = 260 \dots 310$  г/(кВт · ч) – для карбюраторных двигателей;  $g_{\text{emin}} = 195 \dots 230$  г/(кВт · ч) – для дизелей. Лучшие современные карбюраторные двигатели имеют  $g_{\text{emin}} = 240 \dots 250$  г/(кВт · ч), лучшие дизельные двигатели –  $g_{\text{emin}} = 180 \dots 195$  г/(кВт · ч).

Численные значения коэффициента  $k_E$  задают в зависимости от степени использования угловой скорости (частоты

Для расчётов  $E$  и  $I$  удобно применять график мощностного баланса (рис. 2.6). Степень использования угловой скорости (частоты вращения) вала двигателя определяют по отношению отрезков  $A$  и  $B$ :

$$E = \frac{A}{B} = \frac{V_i}{V_P}, \quad (2.23)$$

где  $V_i$  – скорость, соответствующая текущему значению угловой скорости (частоты вращения), м/с;  $V_P$  – скорость, соответствующая максимальной мощности двигателя, м/с.

Степень использования мощности двигателя:

$$I = \frac{C}{D}, \quad (2.24)$$

где  $C = P_d$ ,  $D = P_e^c$  при текущем значении скорости  $V_i$ .

При известных величинах  $E$  и  $I$  коэффициенты  $k_E$  и  $k_I$  рассчитывают по приближённым формулам для двигателей:

- *всех типов*

$$k_E = 1,25 - 0,99 E + 0,98 E^2 - 0,24 E^3; \quad (2.25)$$

- *карбюраторных*

$$k_I = 3,27 - 8,22 I + 9,13 I^2 - 3,18 I^3; \quad (2.26)$$

- *дизельных*

$$k_I = 1,2 + 0,14I - 1,8 I^2 + 1,46 I^3. \quad (2.27)$$

Зависимости  $k_E = f(E)$ ;  $k_I = f(I)$  могут быть также заданы в виде таблиц и графиков (рис. 2.7).

*Второй приближённый метод* основан на том, что часовой расход топлива при частичной нагрузке может быть рассчитан по формуле:

$$G_T = G_{T100} (a_I I^2 + b_I I + c_I), \quad (2.28)$$

где  $G_{T100}$  – часовой расход топлива при полной нагрузке и той же частоте вращения вала двигателя, что  $G_T$ ;  $a_I$ ,  $b_I$ ,  $c_I$  – коэффициенты, полученные в результате статистической обработки экспериментальных зависимостей.

После подстановки выражения (2.28) в формулу (2.7) получают уравнение для расчёта путевого расхода топлива:

$$Q_S = \frac{1000 G_{T100} (a_I I^2 + b_I I + c_I)}{36 V \rho_T}. \quad (2.29)$$

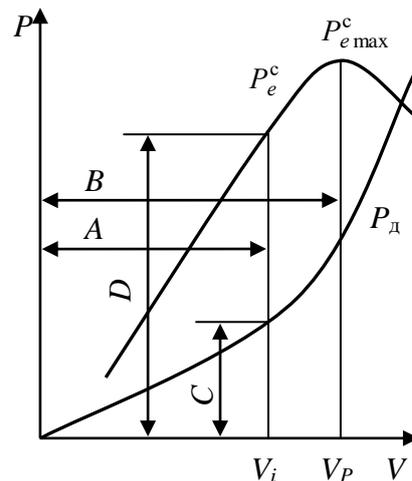
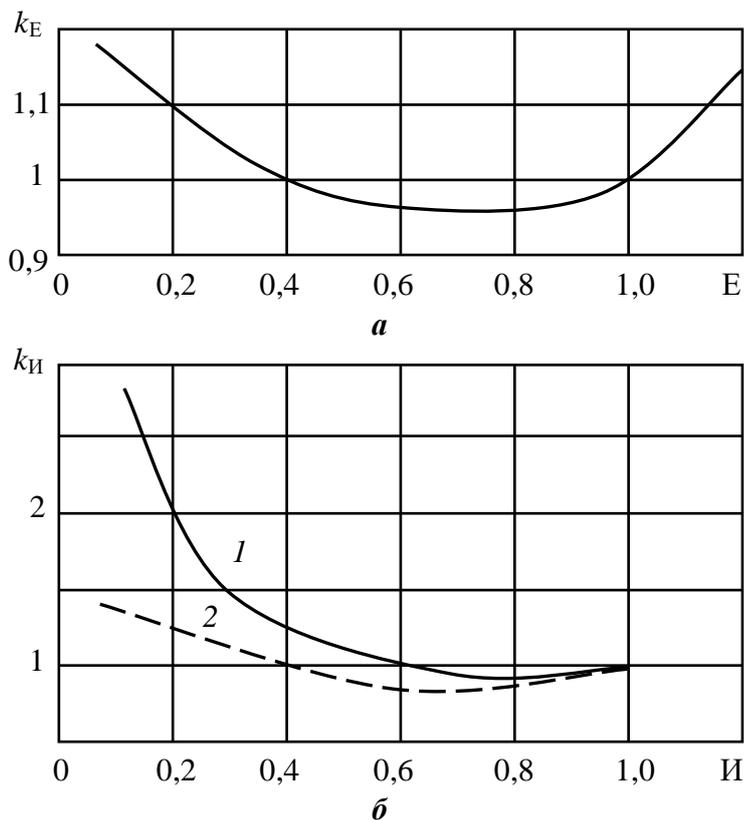


Рис. 2.6. Мощностной баланс автомобиля



**Рис. 2.7. Графики:**

$a - k_E = f(E)$ ;  $б - k_И = f(И)$ ; 1 – для карбюраторных двигателей; 2 – для дизелей

характеристику строят на передаче, обеспечивающей максимальную скорость движения. Если высшая передача в коробке передач прямая, то расчёт ведут на этой передаче, если высшая передача повышающая, то характеристику строят на передаче, предшествующей высшей.

2. Для построения первой кривой топливно-экономической характеристики задают минимально возможный коэффициент сопротивления дороги  $\psi_1$ . Минимальное сопротивление дороги характерно при движении автомобиля на горизонтальном участке асфальтобетонного или цементобетонного шоссе в хорошем состоянии. При этом  $\psi_1 = f_{\min} = 0,015$  (табл. 1.1).

3. На выбранной передаче задают несколько значений скорости движения автомобиля  $V_1, V_2, \dots, V_n$  ( $i = \overline{1, n}$ ).

4. При каждом значении скорости по формулам (1.86) и (1.101) подсчитывают мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивлений дороги и воздуха  $P_{\psi li} = \psi_1 G_a V_i / 1000$  и  $P_{vi} = W V_i^3 / 1000$  ( $i = \overline{1, n}$ ).

5. Пользуясь формулами (1.12) и (1.13), вычисляют соответствующие выбранным скоростям движения значения угловых скоростей (частот вращения) вала двигателя  $\omega_{ei} = V_i u_{\text{тр}} / r_k$  ( $n_{ei} = 9,55 V_i u_{\text{тр}} / r_k$ ) ( $i = \overline{1, n}$ ).

6. Вычисляют для каждого значения скорости мощность нагрузки двигателя  $P_{дi} = (P_{\psi li} + P_{vi}) / (k_c \eta_{\text{тр}})$ .

Зависимость  $G_{\text{т100}} = f(n_e)$  берут с внешней скоростной характеристики. Пользуясь равенством (1.13), получают зависимость  $G_{\text{т100}} = f(V)$  на данной передаче трансмиссии. При отсутствии данных по конкретному двигателю пользуются среднестатистическими значениями коэффициентов, входящих в уравнение (2.28). Например, для современных четырёхтактных дизелей  $a_{И} = 0,36$ ,  $b_{И} = 0,44$ ,  $c_{И} = 0,2$ .

Расчёт топливно-экономической характеристики рекомендуют выполнять в следующем порядке:

1. Выбирают передачу, на которой следует построить характеристику. Обычно топливно-экономическую характеристику строят на передаче, обеспечивающей максимальную скорость движения.

7. Последующие расчёты ведут в зависимости от того, как задан *удельный расход топлива двигателя*  $g_e$ .

7.1. Если имеется *нагрузочная характеристика двигателя* (рис. 2.3), то по ней определяют величины *удельного эффективного расхода топлива*  $g_{ei}$  при ранее рассчитанных значениях  $P_{ди}$  и  $\omega_{ei}$  ( $n_{ei}$ ).

7.2. Если имеется *графическая зависимость удельного расхода топлива от степени использования мощности двигателя*  $g_e = f(I, n_e)$  (рис. 2.4), то:

- находят по графику внешней скоростной характеристики  $P_e^c = f(n_e)$  для каждого значения  $n_{ei}$  ( $\omega_{ei}$ ) соответствующую ему величину мощности  $P_{ei}^c$ . Если график внешней скоростной характеристики отсутствует, то соответствующие величины мощности определяют по аналитической зависимости (1.51):

$$P_{ei}^c = P_{e\max}^c \left[ a \left( \frac{\omega_{ei}}{\omega_{eP}} \right) + b \left( \frac{\omega_{ei}}{\omega_{eP}} \right)^2 - c \left( \frac{\omega_{ei}}{\omega_{eP}} \right)^3 \right] =$$

$$= P_{e\max}^c \left[ a \left( \frac{n_{ei}}{n_{eP}} \right) + b \left( \frac{n_{ei}}{n_{eP}} \right)^2 - c \left( \frac{n_{ei}}{n_{eP}} \right)^3 \right] = P_{e\max}^c [aE_i + bE_i^2 - cE_i^3];$$

- вычисляют степень использования мощности  $I_i$  по формуле (2.21):

$$I_i = \frac{P_{ди}}{P_{ei}^c} = \frac{100(P_{\psi 1i} + P_{vi})}{P_{ei}^c k_c \eta_{тр}};$$

- определяют  $g_{ei}$  для каждого вычисленного значения  $I_i$  при соответствующей величине  $\omega_{ei}$  ( $n_{ei}$ ).

7.3. При отсутствии характеристик двигателя  $g_e$  *вычисляют приближённым аналитическим методом* по выражению (2.18)  $g_e = g_{eP} k_E k_{И}$ . Для этого:

- находят  $g_{eP}$  либо по внешней скоростной характеристике двигателя (рис.2.5), либо по приближённому выражению (2.19)  $g_{eP} = (1,05 \dots 1,15) g_{emin}$ ;
- вычисляют по выражению (2.20) степень использования угловой скорости (частоты вращения) вала двигателя  $E_i = \omega_{ei} / \omega_{eP} = n_{ei} / n_{eP}$ ;
- определяют по выражению (2.21) степень использования мощности двигателя  $I_i = 100P_{ди} / P_{ei}^c$ ;
- находят по формуле (2.24) или графику (рис. 2.7, а)  $k_{Ei} = f(E_i)$ ;
- определяют по формулам (2.26) или (2.27) либо по графику (рис. 2.7, б) (кривые 1 или 2)  $k_{Иi} = f(I_i)$ ;
- рассчитывают  $g_{ei}$  по формуле (2.18)  $g_{ei} = g_{eP} k_{Ei} k_{Иi}$  при каждом значении  $k_{Ei}$  и  $k_{Иi}$ .

8. Рассчитывают по формуле (2.15) *путевой расход топлива*  $Q_{Si} = g_{ei} (P_{\psi 1i} + P_{vi}) / (36 V_i \rho_T k_c \eta_{тр})$  при каждом значении скорости  $V_i$ .

9. *Строят зависимость*  $Q_{Si} = f(V_i)$  при выбранном значении *коэффициента сопротивления дороги*  $\psi_1$ .

10. Расчёт по пп. 3...8 повторяют при значениях  $\psi_2, \psi_3, \dots, \psi_m$ .

11. Строят зависимости  $Q_{Si} = f(V_i)$  при коэффициентах сопротивления дороги  $\psi_2, \psi_3, \dots, \psi_m$ .

12. При необходимости аналогичные вычисления проводят на всех остальных передачах коробки передач. Диапазон изменения коэффициентов сопротивления дороги на каждой из передач находят в пределах от  $\psi_1 = f_{\min}$  до  $\psi_m = D_{\max}$ , где  $D_{\max}$  – максимальное значение динамического фактора на каждой передаче коробки передач.

## 2.6. Расход топлива на заданных маршрутах и режимах ездовых циклов

**Расход топлива на заданных маршрутах.** *Топливо-экономическая характеристика* может быть использована для нормирования расхода топлива автомобилем при его эксплуатации на постоянном маршруте. С этой целью используют *динамическую характеристику* и *характеристику маршрута* – протяжённость участков дороги, имеющих на всей длине  $S$  неизменный коэффициент сопротивления  $\psi$ .

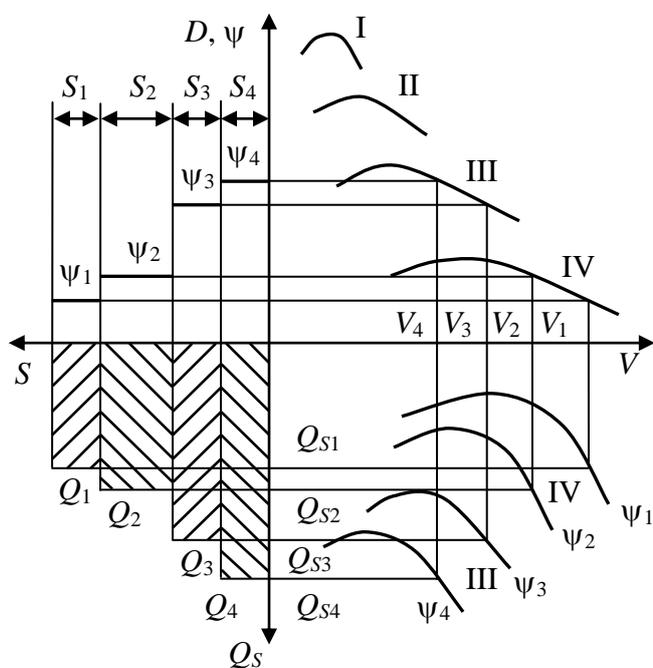


Рис. 2.8. Схема определения расхода топлива на заданном маршруте

На схеме (рис. 2.8) топливо-экономическую характеристику  $Q_S = f(V, \psi)$  располагают в правом нижнем квадранте, динамическую характеристику  $D = f(V)$  – в правом верхнем квадранте и характеристику маршрута  $\psi = f(S)$  – в левом верхнем квадранте. Величины  $D$  и  $\psi$  в верхних квадрантах наносят в одинаковом масштабе.

При каждой заданной величине коэффициента сопротивления дороги  $\psi_i$  по графику динамической характеристики определяют максимальную скорость  $V_{i\max}$ , и при этой скорости по графику топливо-экономической характеристики – путевой расход топлива  $Q_{Si}$ .

Площади в левом нижнем квадранте в соответствующем масштабе эквиваленты затратам топлива на каждом участке маршрута –  $Q_i = Q_{Si} S_i / 100$  (л), а их сумма  $Q = \sum_{i=1}^n Q_i$  – общему расходу топлива на всём маршруте при *максимально возможных скоростях движения*.

Уменьшение скорости по сравнению с максимально возможной на участке с определённым коэффициентом сопротивления дороги, вызванное, например, требованиями безопасности движения, снижает производительность автомобиля,

но сопровождается экономией топлива, если  $V_{\max}$  понижается до  $V_{\text{эк}}$  (рис. 2.1). Дальнейшее снижение скорости невыгодно как из-за уменьшения производительности, так и из-за перерасхода топлива.

**Расход топлива в ездовом цикле.** *Ездовой цикл* – это зависимость скорости движения автомобиля от пройденного пути. Расход топлива по ездовым циклам определяют на дороге в магистральном и городском ездовых циклах и на стенде в городском ездовом европейском цикле. Расход топлива в ездовых циклах на дороге представляет расход топлива, полученный на прямой горизонтальной дороге при регламентированных режимах движения, имитирующих магистральные или городские эксплуатационные режимы движения.

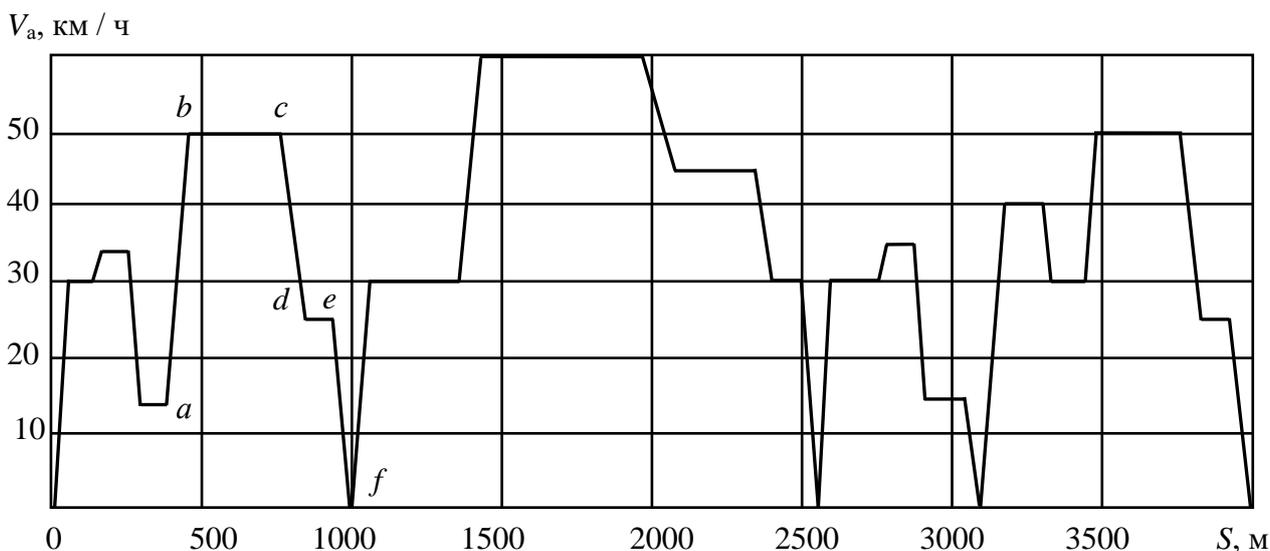


Рис. 2.9. Схема городского цикла на дороге для автомобиля полной массой свыше 3,5 т

Для расчёта расхода топлива должны быть заданы *операционная карта* или *схема ездового цикла*, которые представляют зависимость скорости движения автомобиля от пройденного пути  $V = f(S)$ . Для примера на рис. 2.9 показана схема одного из городских циклов на дороге. Цикл состоит из участков разгона  $a-b$ , движения с постоянными скоростями  $b-c$ ,  $d-e$ , торможения двигателем  $c-d$  и тормозными механизмами  $e-f$ , работы двигателя на холостом ходу  $f$  во время остановки автомобиля на определённое время.

1. При расчёте расхода топлива во время разгона автомобиля на участке  $a-b$  (рис. 2.10) путь разгона  $S$  разбивают на достаточно малые участки  $\Delta S_i$  и считают, что в

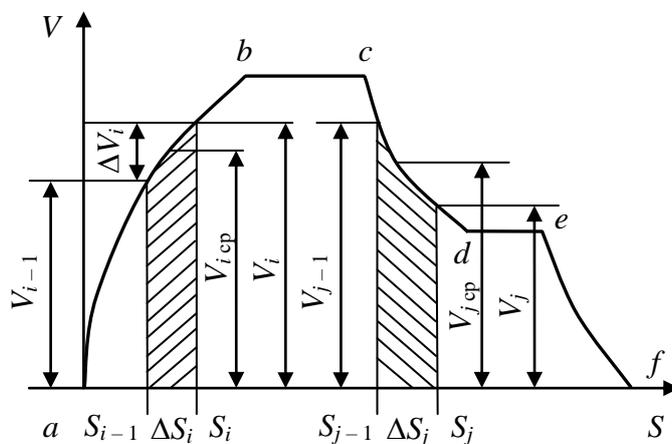


Рис. 2.10. Схема для расчёта параметров разгона и торможения автомобиля

пределах этих участков движение равноускоренное со средним ускорением  $a_{aicp}$ , а скорость равна средней скорости  $V_{icp}$ . При этих допущениях:

$$\Delta S_i = V_{icp} \Delta t_i; \quad (2.30)$$

$$\Delta t_i = \frac{\Delta V_i}{a_{aicp}}. \quad (2.31)$$

Подставляют выражение  $\Delta t_i$  из (2.31) в (2.30):

$$\Delta S_i = \frac{V_{icp} \Delta V_i}{a_{aicp}}, \quad (2.32)$$

откуда

$$a_{aicp} = \frac{V_{icp} \Delta V_i}{\Delta S_i}. \quad (2.33)$$

Из рис. 2.10 видно, что

$$V_{icp} = \frac{V_{i-1} + V_i}{2}; \quad (2.34)$$

$$\Delta V_i = V_i - V_{i-1}; \quad (2.35)$$

$$\Delta S_i = S_i - S_{i-1}. \quad (2.36)$$

После подстановки выражений (2.34) ... (2.36) в уравнение (2.33) получают формулу для расчёта  $a_{aicp}$  через параметры  $V$  и  $S$ :

$$a_{aicp} = \frac{V_i^2 - V_{i-1}^2}{2(S_i - S_{i-1})}. \quad (2.37)$$

Согласно выражению (2.11), путевой расход топлива при разгоне на участке  $\Delta S_i$  (л/100 км):

$$Q_{Si} = \frac{g_{ei}(P_{\psi i} + P_{vi} + P_{ai})}{36V_{icp}\rho_T k_c \eta_{TP}} = \frac{g_{ei}(\psi G_a + WV_{icp}^2 + \delta m_a a_{aicp})}{36 \cdot 10^3 \rho_T k_c \eta_{TP}}. \quad (2.38)$$

Количество топлива, которое автомобиль израсходует на участке  $\Delta S_i$  (л):

$$\Delta Q_i^p = \frac{Q_{Si} \Delta S_i}{100}. \quad (2.39)$$

Подставляют в выражение (2.39)  $Q_{Si}$  из (2.38) и  $\Delta S_i / 1000$  (км), и получают (л):

$$\begin{aligned} \Delta Q_i^p &= \frac{g_{ei}(\psi G_a + WV_{icp}^2 + \delta m_a a_{aicp}) \Delta S_i}{36 \cdot 10^3 \cdot 10^3 \cdot 10^2 \rho_T k_c \eta_{TP}} = \\ &= 2,8 \cdot 10^{-10} \frac{g_{ei}(\psi G_a + WV_{icp}^2 + \delta m_a a_{aicp}) \Delta S_i}{\rho_T k_c \eta_{TP}}. \end{aligned} \quad (2.40)$$

Количество топлива, израсходованного на всём участке  $a-b$  разгона (л):

$$Q^p = \sum_{i=1}^n \Delta Q_i^p, \quad (2.41)$$

а пройденный автомобилем путь (км):

$$S^p = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta S_i}{1000}. \quad (2.42)$$

Тогда средний путевой расход топлива при разгоне на участке  $a-b$  (л/100 км):

$$Q_{\text{ср}}^p = \frac{100Q^p}{S^p} = \frac{10^5 \sum_{i=1}^n \Delta Q_i^p}{\sum_{i=1}^n \Delta S_i}. \quad (2.43)$$

2. Расчёт расхода топлива *при установившихся режимах движения* на участках  $b-c$  и  $d-e$  (рис. 2.10) ездового цикла, когда скорости движения постоянны, производят по приведённым в § 2.5 методикам.

3. На участке  $c-d$  (рис. 2.10) ездового цикла производят *торможение автомобиля двигателем*. Участок разбивают на достаточно малые участки  $\Delta S_j$  и полагают, что на каждом из этих участков автомобиль движется равномерно со средней скоростью:

$$V_{j\text{ср}} = \frac{V_{j-1} + V_j}{2}. \quad (2.44)$$

При этом угловая скорость вращения вала двигателя, согласно формуле (1.12):

$$\omega_{ej} = \frac{V_{j\text{ср}} u_{\text{тр}}}{r_k}. \quad (2.45)$$

Мощность нагрузки двигателя:

$$P_{dj} = \frac{P_{\psi j} + P_{vj}}{k_c \eta_{\text{тр}}} + P_{\text{т.д}j}, \quad (2.46)$$

где  $P_{\psi j}$  и  $P_{vj}$  – мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивлений дороги и воздуха соответственно;  $k_c$  – коэффициент коррекции двигателя;  $\eta_{\text{тр}}$  – КПД трансмиссии;  $P_{\text{т.д}j}$  – мощность, теряемая на трение в двигателе.

Мощности  $P_{\psi j}$  и  $P_{vj}$  рассчитывают по формулам (1.86) и (1.101):  $P_{\psi j} = \psi G_a V_{j\text{ср}} / 1000$ ;  $P_{vj} = W V_{j\text{ср}}^3 / 1000$ .

Мощность, теряемая на трение в двигателе:

$$P_{\text{т.д}j} = \frac{(T_{\text{т.д}0} + b_{\text{т}} \omega_{ej}) \omega_{ej}}{1000}, \quad (2.47)$$

где  $T_{т.д0}$  – момент трения в двигателе при минимальной угловой скорости;  $\omega_{ej}$  – угловая скорость вала двигателя;  $b_{т}$  – коэффициент повышения момента трения от угловой скорости вала двигателя.

После подстановки  $\omega_{ej}$  по формуле (2.45) в (2.47) получают выражение для расчёта  $P_{т.дj}$ :

$$P_{т.дj} = \frac{(T_{т.д0} + b_{т}u_{тр}V_{jcp})u_{тр}V_{jcp}}{1000r_{к}^2}. \quad (2.48)$$

Путевой расход топлива при торможении двигателем на участке  $\Delta S_j$  (л/100 км):

$$Q_{sj} = \frac{g_{ej}P_{дj}}{36V_{jcp}\rho_{т}k_{с}\eta_{тр}} = \frac{\frac{g_{ej}(\psi G_a + WV_{jcp}^2)}{k_{с}\eta_{тр}} + \frac{(T_{т.д0}r_{к} + b_{т}u_{тр}V_{jcp})u_{тр}}{r_{к}^2}}{36000\rho_{т}}. \quad (2.49)$$

Количество топлива, израсходованного на участке  $\Delta S_j$  (л):

$$\Delta Q_j^т = \frac{Q_{sj}\Delta S_j}{100}. \quad (2.50)$$

С учётом выражения (2.49) на пути  $\Delta S_j/1000$  (км):

$$\begin{aligned} \Delta Q_j^т &= \frac{g_{ej}\Delta S_j \left[ \frac{(\psi G_a + WV_{jcp}^2)}{k_{с}\eta_{тр}} + \frac{(T_{т.д0}r_{к} + b_{т}u_{тр}V_{jcp})u_{тр}}{r_{к}^2} \right]}{36 \cdot 10^3 \cdot 10^3 \cdot 10^2 \rho_{т}} = \\ &= \frac{2,8 \cdot 10^{-10} g_{ej}\Delta S_j \left[ \frac{\psi G_a + WV_{jcp}^2}{k_{с}\eta_{тр}} + \frac{(T_{т.д0}r_{к} + b_{т}u_{тр}V_{jcp})u_{тр}}{r_{к}^2} \right]}{\rho_{т}}. \end{aligned} \quad (2.51)$$

Количество топлива, израсходованного на участке  $c-d$  (л):

$$Q^т = \sum_{j=1}^m \Delta Q_j^т; \quad (2.52)$$

путь, пройденный автомобилем при торможении двигателем (км):

$$S^т = \frac{\sum_{j=1}^m \Delta S_j}{1000}. \quad (2.53)$$

Средний путевой расход топлива при торможении двигателем (л/100км):

$$Q_{Scп}^т = \frac{100Q^т}{S^т} = 10^5 \frac{\sum_{j=1}^m \Delta Q_j^т}{\sum_{j=1}^m \Delta S_j}. \quad (2.54)$$

4. На участке  $e-f$  и в точке  $f$  ездового цикла автомобиль в течение  $t_{x,x}$  затормаживается и затем остаётся неподвижным *с работающим на режиме холостого хода двигателем*. Количество топлива, израсходованного автомобилем на данном режиме работы (л), согласно формулам (2.5) и (2.8):

$$Q^{x,x} = \frac{G_T t}{\rho_T} = \frac{g_e^{x,x} P_e^{x,x} t_{x,x}}{1000 \cdot 3600 \rho_T} = \frac{2,8 \cdot 10^{-7} g_e^{x,x} P_e^{x,x} t_{x,x}}{\rho_T}, \quad (2.55)$$

где  $g_e^{x,x}$  – удельный расход топлива на режиме холостого хода;  $P_e^{x,x}$  – мощность, теряемая в двигателе при работе на холостом ходу;  $t_{x,x}$  – время работы двигателя на холостом ходу, с.

На основе экспериментальных данных установлено, что  $P_e^{x,x} = 0,03 P_e^c$ .

5. По окончании расчётов на всех участках ездового цикла подсчитывают суммарные путь (м), время работы (с) и количество израсходованного топлива (л):

$$S_c = \sum_{\kappa=1}^p S_{\kappa}; \quad (2.56)$$

$$t_c = \sum_{\kappa=1}^p t_{\kappa}; \quad (2.57)$$

$$Q_c = \sum_{\kappa=1}^p Q_{\kappa}, \quad (2.58)$$

где  $\kappa$  – порядковый номер участка цикла;  $p$  – общее число участков цикла.

Средний путевой расход топлива по ездовому циклу (л/100км):

$$Q_{\text{Ср}} = \frac{10^5 Q_c}{S_c}. \quad (2.59)$$

## 2.7. Аналитический метод расчёта расхода топлива

В исходных данных к расчёту должна быть задана *зависимость эффективного удельного расхода топлива  $g_e$  от угловой скорости вращения вала двигателя  $\omega_e$ :  $g_e = f(\omega_e)$* . При её отсутствии она может быть рассчитана по выражению (2.18) при  $k_{II} = 1$ :

$$g_e = g_{eP} k_E.$$

Если величина  $g_{eP}$  неизвестна, то ее можно найти по приближённому соотношению (2.19). Численные значения коэффициента  $k_E$  определяют по формуле (2.25) в зависимости от степени использования угловой скорости вала двигателя  $E$ , рассчитываемой по соотношению (2.20):

$$E = \frac{\omega_e}{\omega_{eP}}.$$

Задаваясь значениями угловой скорости в интервале от  $\omega_{\min}$  до  $\omega_{\max}$ , рассчитывают степень использования угловой скорости  $E$ , затем находят  $k_E = f(E)$  и по соотношению (2.18) определяют  $g_e = f(\omega_e)$ .

После этого по формуле (2.8) рассчитывают часовой расход топлива (кг/ч) при полной подаче топлива в двигатель:

$$G_T = \frac{g_e P_e}{1000}.$$

Значения эффективной мощности двигателя в формуле (2.8) берут с внешней скоростной характеристики, а при отсутствии последней рассчитывают по формуле (1.51):

$$P_e = P_{e \max} \left[ a \left( \frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right) + b \left( \frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right)^2 - c \left( \frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right)^3 \right] = P_{e \max} [aE + bE^2 - cE^3].$$

При тех же значениях  $\omega_e$ , при которых найдены величины  $g_e$  и  $P_e$ , рассчитывают часовой расход топлива  $G_T$  и получают зависимость  $G_T = f(\omega_e)$ , которую аппроксимируют полиномом второго порядка:

$$G_T = a_Q \omega_e^2 + b_Q \omega_e + c_Q. \quad (2.60)$$

Часовой расход пересчитывают в *секундный расход*  $G_{T.c} = G_T / 3600$  (кг / с) и с использованием выражения (2.45) для  $j$ -ой передачи трансмиссии

$$\omega_{ej} = \frac{V u_{TPj}}{r_k}$$

выражают зависимость последнего от скорости  $V$ :

$$G_{T.c} = a_{Qc} V^2 + b_{Qc} V + c_{Qc}, \quad (2.61)$$

где  $a_{Qc} = a_Q u_{TPj}^2 / (3600 r_k^2)$ ;  $b_{Qc} = b_Q u_{TPj} / (3600 r_k)$ ;  $c_{Qc} = c_Q / 3600$ .

Секундный расход топлива позволяет рассчитать количество топлива, израсходованного автомобилем при различных режимах работы и степени использования мощности двигателя на некотором  $i$ -м участке дороги за время движения  $t_i$  (с).

При установившемся движении автомобиля ( $V = \text{const}$ ) и полном использовании мощности двигателя расход топлива (кг) подсчитывают по формуле:

$$Q_i = G_{T.c} t_i. \quad (2.62)$$

Расход топлива при установившемся движении и частичном (неполном) использовании мощности двигателя определяют по выражению:

$$Q_i^* = k_G G_{T.c} t_i. \quad (2.63)$$

Здесь  $k_G$  – коэффициент, устанавливающий связь между секундным расходом топлива при частичной  $G_{T.c}^*$  и полной  $G_{T.c}$  подачах топлива

( $k_G = G_{т.с}^* / G_{т.с}$ ). Этот коэффициент зависит от степени использования мощности двигателя, подсчитываемой по соотношению (2.21):

$$И = \frac{F_f + F_i + F_B}{F_{т0}}. \quad (2.64)$$

После подстановки в формулу (2.64) выражений (1.78), (1.80), (1.100) и (1.249) получают:

- при  $f = f_0 + k_f V$

$$И = \frac{m_a g (f_0 + k_f V) \cos \alpha + m_a g \sin \alpha + W V^2}{A_j V^2 + B_j V + C_j}; \quad (2.65)$$

- при  $f = f_0 + k_f V^2$

$$И = \frac{m_a g (f_0 + k_f V^2) \cos \alpha + m_a g \sin \alpha + W V^2}{A_j V^2 + B_j V + C_j}. \quad (2.66)$$

Функция  $k_G = f(И)$  может быть установлена по зависимостям  $T_e = f(\omega_e)$  и  $G_{т} = f(\omega_e)$  при различных подачах топлива в двигатель, а при отсутствии его частичных скоростных характеристик рассчитана по аналитическому выражению:

$$k_G = a_{И} И^2 + b_{И} И + c_{И}, \quad (2.67)$$

где  $a_{И} = 0,48$ ;  $b_{И} = 0,42$ ;  $c_{И} = 0,1$  – для карбюраторных двигателей;  $a_{И} = 0,36$ ;  $b_{И} = 0,44$ ;  $c_{И} = 0,2$  – для дизельных.

При неустановившемся режиме движения меняются не только скорость, но и часовой (секундный) расход топлива. В этом случае следует установить взаимосвязь между мгновенным расходом топлива  $dQ$  за время  $dt$  и изменением скорости  $dV$ .

При расчёте расхода топлива в процессе разгона с полным использованием мощности двигателя вводят понятие коэффициента расхода топлива:

$$q = \frac{dQ}{dV}, \quad (2.68)$$

где  $dQ$  – мгновенный расход топлива, кг, при изменении скорости  $dV$ , м / с.

Согласно (2.62):

$$dQ = G_{т.с} dt. \quad (2.69)$$

Подставив в выражение (2.68) мгновенный расход топлива по формуле (2.69), получают:

$$q = \frac{G_{т.с}}{a_a}, \quad (2.70)$$

где  $a_a = dV / dt$  – ускорение автомобиля при разгоне.

Решая совместно уравнения (2.68) и (2.70), получают дифференциальное

уравнение расхода топлива:

$$dQ = \frac{G_{\text{т.с}}}{a_a} dV, \quad (2.71)$$

в котором секундный расход топлива рассчитывают по формуле (2.61), ускорение – по формуле (1.266). После их подстановки в уравнение (2.71), разделения переменных и интегрирования получают:

$$Q_i = \delta_j m_a \int_{V_{\text{нji}}}^{V_{\text{кji}}} \frac{a_{Qc} V^2 + b_{Qc} V + c_{Qc}}{a'_j V^2 + b'_j V + c'_j} dV = \delta_j m_a \left[ a_{Qc} \int_{V_{\text{нji}}}^{V_{\text{кji}}} \frac{V^2 dV}{a'_j V^2 + b'_j V + c'_j} + \right. \\ \left. + b_{Qc} \int_{V_{\text{нji}}}^{V_{\text{кji}}} \frac{V dV}{a'_j V^2 + b'_j V + c'_j} + c_{Qc} \int_{V_{\text{нji}}}^{V_{\text{кji}}} \frac{dV}{a'_j V^2 + b'_j V + c'_j} \right]. \quad (2.72)$$

В формуле (2.72) произведение  $\delta_j m_a$  и второго интеграла, согласно выражению (1.276), – путь  $S_i$ , пройденный автомобилем при изменении скорости от  $V_{\text{нji}}$  до  $V_{\text{кji}}$ , а произведение  $\delta_j m_a$  и третьего интеграла, согласно выражению (1.272), – время разгона  $t_i$  в том же интервале скоростей. После подстановки выражений  $S_i$  и  $t_i$  в формулу (2.72) и преобразований получают *уравнение для расчёта расхода топлива на  $i$ -м участке длиной  $S_i$  при разгоне в течение времени  $t_i$  на  $j$ -й передаче:*

$$Q_i = a_{Qc} \delta_j m_a \left( \frac{V_{\text{кji}} - V_{\text{нji}}}{a'_j} - \frac{b'_j}{a_j'^2} \ln \left| \frac{a'_j V_{\text{кji}}^2 + b'_j V_{\text{кji}} + c'_j}{a'_j V_{\text{нji}}^2 + b'_j V_{\text{нji}} + c'_j} \right| \right) + \\ + t_i \left( c_{Qc} + a_{Qc} \frac{b_j'^2 - 2a_j' c_j'}{2a_j'^2} \right) + b_{Qc} S_i. \quad (2.73)$$

*Расход топлива за время выбега, торможения и остановки автомобиля:*

$$Q_i^{**} = G_{\text{т.с}}^{**} t_i = k_G G_{\text{т.с}} t_i, \quad (2.74)$$

где  $G_{\text{т.с}}^{**}$  – секундный расход топлива двигателя на холостом ходу, кг / с. В формуле (2.74) величину  $k_G$  подсчитывают по выражению (2.67) при  $\text{И} = 0,02 \dots 0,03$ .

Путевой расход топлива (л / 100 км):

$$Q_{Si} = \frac{100 Q_i}{S_i \rho_{\text{т}}}, \quad (2.75)$$

где  $Q_i$  – расход топлива, кг;  $S_i$  – пройденный путь, км;  $\rho_{\text{т}}$  – плотность топлива, кг / л.

## 2.8. Топливо-экономическая характеристика автомобиля с гидромеханической трансмиссией

Отсутствие жёсткой кинематической связи между угловыми скоростями (частотами вращения) вала двигателя и ведущих колёс и наличие дополнительных потерь в гидродинамической передаче обуславливают специфику методики расчёта расхода топлива и построения топливо-экономической характеристики автомобиля с гидромеханической трансмиссией.

Расчёт расхода топлива и построение топливо-экономической характеристики автомобиля с гидромеханической трансмиссией выполняют при установившемся движении, когда  $a_a = 0$  и  $P_a = \delta m_a a_a V / 1000 = 0$ , и без учёта потерь на буксование ведущих колёс ( $s_\delta = 0$ ).

Уравнение расхода топлива в данных условиях движения имеет вид:

$$Q_s = \frac{g_e(P_\psi + P_B)}{36V\rho_T k_c \eta_p \eta_{тр}} = \frac{g_e(F_\psi + F_B)}{36000\rho_T k_c \eta_p \eta_{тр}}, \quad (2.76)$$

где  $\eta_p$ ,  $\eta$  и  $\eta_{тр}$  – КПД согласующего редуктора, гидродинамической передачи и механической части трансмиссии (автоматической коробки передач, дополнительной, карданных и главных передач) соответственно.

Удельный расход топлива зависит от угловой скорости вала двигателя, которую рассчитывают с учётом выражений (1.12), (1.283), (1.289) и (1.293):

$$V = \frac{\omega_m r_k}{u_{тр}} = \frac{\omega_H i r_k}{u_{тр}} = \frac{\omega_e i r_k}{u_p u_{тр}}, \quad (2.77)$$

откуда

$$\omega_e = \frac{V u_p u_{тр}}{i r_k}, \quad (2.78)$$

где  $V$  – скорость автомобиля;  $u_p$  и  $u_{тр}$  – передаточные числа согласующего редуктора и механической части трансмиссии соответственно;  $i$  – передаточное отношение гидротрансформатора;  $r_k$  – радиус качения колёс.

Мощности, входящие в уравнение мощностного баланса (1.205)  $P_T = P_\psi + P_B$ , рассчитывают по следующим выражениям:  $P_T = F_{T0} V / 1000$  (1.204),  $P_\psi = \psi G_a V / 1000$  (1.86),  $P_B = W V^3 / 1000$  (1.101).

При расчёте тяговой мощности используют соотношения (1.283), (1.285), (1.291), (1.293), (1.294):

$$\begin{aligned} P_T &= \frac{F_{T0} V}{1000} = \frac{T_m u_{тр} \eta_{тр} V}{1000 r_d} = \frac{T_H K u_{тр} \eta_{тр} V}{1000 r_d} = \frac{\lambda_H \rho_{ж} D_a^5 \omega_H^2 K u_{тр} \eta_{тр} V}{1000 r_d} = \\ &= \frac{\lambda_H \rho_{ж} D_a^5 \omega_m^2 K u_{тр} \eta_{тр} V}{1000 i^2 r_d} = \frac{\lambda_H \rho_{ж} D_a^5 K V^3 u_{тр}^3 \eta_{тр}}{1000 i^2 r_d r_k^2}. \end{aligned} \quad (2.79)$$

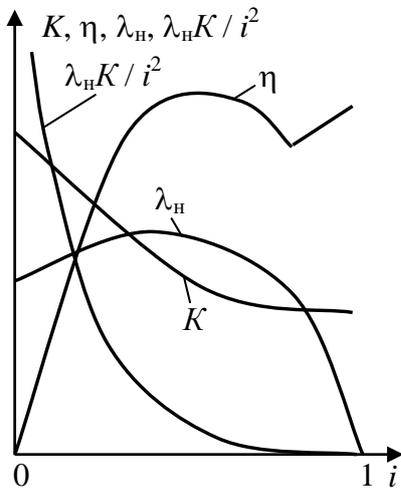
Подставляют полученное выражение в уравнение мощностного баланса (1.205):

$$\frac{\lambda_n \rho_{ж} D_a^5 K V^3 u_{тр}^3 \eta_{тр}}{1000 i^2 r_d r_k^2} = P_{\psi} + P_B. \quad (2.80)$$

Выражают из уравнения (2.80) соотношение безразмерных параметров гидротрансформатора:

$$\frac{\lambda_n K}{i^2} = \frac{1000(P_{\psi} + P_B) r_d r_k^2}{\rho_{ж} D_a^5 V^3 u_{тр}^3 \eta_{тр}} = \frac{(\psi G_a + W V^2) r_d r_k^2}{\rho_{ж} D_a^5 V^2 u_{тр}^3 \eta_{тр}}. \quad (2.81)$$

Уравнение (2.81) позволяет построить *топливно-экономическую характеристику автомобиля с гидромеханической трансмиссией*. Расчёты рекомендуют выполнять в следующем порядке:



**Рис. 2.11. Вспомогательный график для построения топливно-экономической характеристики автомобиля с ГМП**

1. Задают несколько значений *передаточного отношения гидротрансформатора*  $i_1, i_2, \dots, i_m$  ( $j = \overline{1, m}$ ). По безразмерной характеристике гидротрансформатора при каждом значении передаточного отношения  $i_j$  находят величины коэффициента момента насоса  $\lambda_{nj}$  и коэффициента трансформации  $K_j$ , вычисляют  $\lambda_{nj} K_j / i_j^2$ , и строят *вспомогательный график*  $\lambda_n K / i^2 = f(i)$  (рис. 2.11).

2. Выбирают *передачу*, на которой необходимо построить топливно-экономическую характеристику, и рассчитывают  $u_{тр} = u_k u_d u_0$ .

3. Задают *коэффициент сопротивления дороги*  $\psi_1$ .

4. На выбранной передаче задают несколько значений *скорости движения*  $V_1, V_2, \dots, V_n$  ( $i = \overline{1, n}$ ).

5. При каждом значении скорости по формулам (1.86) и (1.101) подсчитывают *мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивлений дороги и воздуха*  $P_{\psi i} = \psi_1 G_a V_i / 1000$  и  $P_{vi} = W V_i^3 / 1000$  ( $i = \overline{1, n}$ ).

6. При каждом значении скорости  $V_i$  рассчитывают *величину*  $1000(P_{\psi i} + P_{vi}) r_d r_k^2 / (\rho_{ж} D_a^5 V_i^3 u_{тр}^3 \eta_{тр})$  и находят равную ей *величину*  $\lambda_{ni} K_i / i_i^2$ .

7. По вспомогательному графику  $\lambda_n K / i^2 = f(i)$  для каждой величины  $\lambda_{ni} K_i / i_i^2$  находят *передаточное отношение*  $i_i$ .

8. По формуле (2.78) вычисляют *угловые скорости* (частоты вращения) вала двигателя  $\omega_{ei} = V_i u_p u_{тр} / (i_i r_k)$  ( $n_{ei} = 9,55 V_i u_p u_{тр} / (i_i r_k)$ ), причём  $V_i$  берут из п. 4,  $i_i$  — из п. 7.

9. Рассчитывают значения *мощности нагрузки двигателя*, необходимой для преодоления сопротивлений движению  $P_{ди} = (P_{\psi 1i} + P_{vi}) / (k_c \eta_p \eta_i \eta_{тр})$ . Величины  $\eta_i$  определяют по безразмерной характеристике гидротрансформатора при каждой величине  $i_i$ , найденной по п. 7.

10. Определяют *удельный расход топлива*  $g_{ei}$  одним из трёх способов. Для примера рассматривают определение  $g_{ei}$  аналитическим методом по соотношению  $g_e = g_{eP} k_E k_{Mi}$ :

- находят  $g_{eP}$  либо по внешней скоростной характеристике двигателя, либо по приближённому выражению (2.27)  $g_{eP} = (1,05 \dots 1,15) g_{e\min}$ ;
- вычисляют по выражению (2.20) *степень использования угловой скорости* (частоты вращения) вала двигателя  $E_i = \omega_{ei} / \omega_{eP} = n_{ei} / n_{eP}$ .  $\omega_{ei}$  ( $n_{ei}$ ) берут из п. 8,  $\omega_{eP}$  ( $n_{eP}$ ) – с внешней скоростной характеристики двигателя или из справочников;
- вычисляют по выражению (2.21) *степень использования мощности двигателя*  $I_i = 100 P_{ди} / P_{ei}^c \cdot P_{ди}$  берут из п. 9,  $P_{ei}^c$  – со стендовой внешней скоростной характеристики при каждом значении  $n_{ei}$  ( $\omega_{ei}$ ), подсчитанном в п. 8. При отсутствии графика внешней скоростной характеристики расчёт ведут по аналитической зависимости (1.51)  $P_{ei}^c = P_{e\max}^c [aE_i + bE_i^2 - cE_i^3]$ , причём  $P_{e\max}^c$  и  $n_{eP}$  ( $\omega_{eP}$ ) можно взять из справочников;
- определяют  $k_{Ei} = f(E_i)$  по формуле (2.25) или по графику рис. 2.7, а;
- определяют  $k_{Mi} = f(I_i)$  по формулам (2.26) или (2.27), либо по графику рис. 2.7, б;
- рассчитывают по формуле (2.18)  $g_{ei} = g_{eP} k_{Ei} k_{Mi}$ .

11. Рассчитывают по формуле (2.76) *путевой расход топлива* при каждом значении скорости  $V_i$ ;  $P_{\psi 1i}$  и  $P_{vi}$  берут из п. 5,  $g_{ei}$  – из п. 10.

12. Строят *зависимость*  $Q_{Si} = f(V_i)$  при выбранном значении коэффициента сопротивления дороги  $\psi_1$ .

13. Расчёты по пп. 4...11 повторяют при значениях *коэффициента сопротивления дороги*  $\psi_2, \psi_3, \dots, \psi_k$ .

14. Строят *зависимости*  $Q_S = f(V)$  при всех выбранных значениях *коэффициента сопротивления дороги*.

На рис. 2.12 показаны топливно-экономические характеристики автомобилей с гидромеханической и механической трансмиссиями. В большинстве случаев расходы топлива у автомобиля с гидромеханической трансмиссией на 3...7% выше,

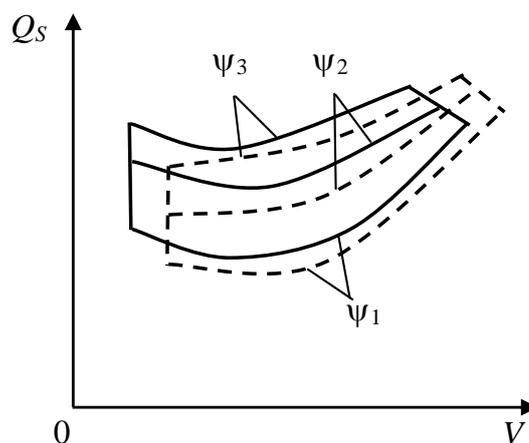


Рис. 2.12. Топливно-экономические характеристики автомобилей: — с ГМП; - - - с механической трансмиссией

чем у автомобиля с механической трансмиссией, и в бóльшей мере зависят от скорости. Это объясняют более низким КПД гидродинамической передачи и существенной его зависимостью от передаточного отношения  $i$ .

## 2.9. Нормы расхода топлива

В результате проведения теоретических и экспериментальных работ установлено, что расход топлива автомобилем можно рассматривать состоящим из трёх частей:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad (2.82)$$

где  $Q_1$  – расход топлива на передвижение автомобиля и компенсацию потерь энергии в двигателе;  $Q_2$  – расход топлива на выполнение транспортной работы (перемещение груза или перевозку пассажиров);  $Q_3$  – расход топлива при маневрировании и простое автомобиля.

$$Q_1 = \frac{k_{T1}S}{100}, \quad (2.83)$$

где  $k_{T1}$  – норма расхода топлива на передвижение автомобиля и внутренние потери в двигателе, л/100 км;  $S$  – путь, пройденный автомобилем, км.

$$Q_2 = \frac{k_{T2}W_{T.p}}{100}, \quad (2.84)$$

где  $k_{T2}$  – норма расхода топлива на единицу транспортной работы, л/(100 т · км) или л/(100 пас. · км);  $W_{T.p}$  – транспортная работа, т · км или пас. · км.

$$Q_3 = k_{T3}z, \quad (2.85)$$

где  $k_{T3}$  – норма дополнительного расхода топлива на каждую езду, л;  $z$  – число ездов.

Дополнительный расход топлива  $Q_3$  связан с пребыванием грузового автомобиля в пунктах погрузки и разгрузки, а автобуса на конечных остановках транспортного маршрута, где они маневрируют, часто двигаясь задним ходом, а также некоторое время простаивают. Маневрирование автомобиля связано с непосредственным расходом топлива, а при его простое двигатель, коробка передач, раздаточная коробка, ведущий мост остывают и на их разогрев также требуются дополнительные затраты топлива.

Нормы  $k_{T1} \dots k_{T3}$  зависят от типа автомобиля и условий его работы. Грузовые автомобили с бортовой платформой выполняют перевозки на большие расстояния, число ездов  $z$ , приходящееся на 100 км пробега, у них сравнительно невелико, поэтому  $k_{T3}$  обычно включают в норму расхода  $k_{T2}$ . Автомобили-самосвалы, как правило, работают на коротких расстояниях и перевозят груз только в одном направлении, что позволяет включать норму расхода топлива  $k_{T2}$  в норму расхода  $k_{T1}$ . У легковых автомобилей масса пассажиров невелика по сравнению с собственной массой, поэтому для них норму расхода  $k_{T2}$  включают в  $k_{T1}$  и относят к 100 км пробега.

Автопоезда обычно перевозят грузы на большие расстояния, поэтому расход топлива  $Q_3$  при расчётах не учитывают. Норму расхода  $k_{т1}$  для автопоезда увеличивают на каждую тонну собственной массы прицепа по сравнению с нормой для одиночного автомобиля в зависимости от типа двигателя: на 2,5 л для тягачей с карбюраторными двигателями и на 1,5 л с дизелями. При этом норма расхода  $k_{т2}$  на единицу транспортной работы остаётся такой же, как для одиночного автомобиля. Для самосвалов установлена надбавка на одну езду с грузом.

В зимнее время нормы расхода топлива увеличивают.

### **Вопросы для самоконтроля**

1. Дайте определение топливной экономичности автомобиля.
2. Какие параметры используют для оценки топливной экономичности двигателя и автомобиля?
3. Напишите уравнение расхода топлива.
4. От каких конструктивных и эксплуатационных факторов зависят путевой и удельный расходы топлива?
5. Какие характерные точки выделяют на графике топливно-экономической характеристики автомобиля?
6. Какими способами определяют удельный расход топлива двигателя при расчёте показателей топливной экономичности автомобиля?
7. Дайте определение нагрузочной характеристики автомобильного двигателя.
8. Что понимают под характеристикой маршрута движения?
9. Из каких участков состоит схема движения автомобиля по ездовым циклам?
10. Как рассчитать расход топлива при разгоне автомобиля?
11. Каким аналитическим выражением аппроксимируют секундный расход топлива двигателя?
12. Каковы особенности расчёта и построения топливно-экономической характеристики автомобиля с гидромеханической трансмиссией?

## ГЛАВА 3. ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ АВТОМОБИЛЯ

### 3.1. Цель и исходные данные для выполнения расчёта

**Цель расчёта.** *Проектировочный* или *проектный тяговый расчёт* автомобиля служит для определения основных параметров его двигателя, трансмиссии и конструкции, обеспечивающих требуемые показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности в заданных условиях движения. Тяговый расчёт выполняют при проектировании новой и модернизации выпускаемой модели автомобиля.

**Исходные данные для выполнения расчёта.** При выполнении тягового расчёта используют два вида исходных данных: задаваемые и выбираемые.

**1. Параметры, задаваемые техническими условиями**

В техническом задании на проектирование указывают:

- 1) тип автомобиля;
- 2) тип двигателя;
- 3) тип трансмиссии;
- 4) колёсную формулу автомобиля;
- 5) грузоподъёмность (массу груза)  $m_T$  для грузовых автомобилей и пассажироместимость (число мест)  $n$  для пассажирских автомобилей;
- 6) максимальную скорость  $V_{\max}$  движения автомобиля и соответствующую ей величину коэффициента сопротивления дороги  $\psi_V$ , а также критическую скорость  $V_{\text{кр}}$  на прямой передаче и максимальный коэффициент сопротивления дороги  $\psi_{V_{\max}}$ , преодолеваемый на этой передаче;
- 7) максимальный коэффициент сопротивления дороги  $\psi_{\max}$ , преодолеваемый автомобилем на низшей передаче трансмиссии.

*Тип автомобиля* определяют в соответствии с принятой классификацией:

- 1) по назначению: грузовой, пассажирский (автобус и легковой), грузопассажирский, специальный, которые в соответствии с международным и национальным нормативными документами подразделяют на категории  $M_1, M_2, M_3, N_1, N_2, N_3, O_1, O_2, O_3$  и  $O_4$ ;
- 2) по конструктивной схеме: одиночный и сочленённый (прицепной или седельный автопоезд);
- 3) по размерности: соответствие определённому классу по принятой классификации.

*Тип двигателя* определяют:

- 1) по принципу работы: поршневой с принудительным зажиганием (карбюраторный или бензиновый впрысковый), поршневой с воспламенением от сжатия (дизель), роторно-поршневой, газотурбинный, электрический, паровой, комбинированный (гибридный) и др.;
- 2) по конструктивным особенностям поршневого двигателя с прерывистым процессом горения: числу тактов (двух-, четырёхтактный), числу цилиндров, расположению цилиндров (рядный, V-образный, оппозитный) и др.

*Трансмиссии* классифицируют:

1) по способу преобразования крутящего момента: механические (зубчатые и фрикционные), гидравлические (гидродинамические и гидрообъемные), электрические, комбинированные (гидромеханические, электромеханические);

2) по способу изменения передаточного числа: ступенчатые, бесступенчатые, комбинированные.

*Колёсная формула* определяет категорию автомобиля по проходимости:

1) неполноприводные автомобили с колёсными формулами 4×2, 6×2, 6×4 обладают ограниченной проходимостью и предназначены для работы на дорогах с твёрдым покрытием;

2) полноприводные автомобили 4×4, 6×6 обладают повышенной проходимостью и предназначены для работы в ухудшенных дорожных условиях и на местности;

3) полноприводные многоосные автомобили с колёсными формулами 6×6, 8×8, 10×10 и бóльшим числом осей, оснащённые дополнительным оборудованием, имеют высокую проходимость и способны работать в условиях бездорожья, преодолевать естественные и искусственные препятствия и водные преграды.

В обозначении автомобилей повышенной проходимости буквы М и N могут сочетаться с буквой G, например, MG или NG.

*Вместимость* грузовых автомобилей оценивают номинальной грузоподъёмностью, пассажирских – номинальным числом пассажирских мест.

Грузовые неполноприводные автомобили общетранспортного назначения по номинальной грузоподъёмности подразделяют на классы: 1) особо малый до 1 т; 2) малый 1...3 т; 3) средний 3...8 т; 4) большой 8...15 т; 5) особо большой 15...26 т; 6) сверх особо большой свыше 26 т. По полной массе грузовые автомобили делят на три группы: 1) менее 3,5 т (категория N<sub>1</sub>); 2) 3,5...12 т (категория N<sub>2</sub>); 3) свыше 12 т (категория N<sub>3</sub>).

Пассажирские автомобили в зависимости от назначения, конструкции и вместимости делят на легковые и автобусы. К легковым относят автомобили вместимостью до 8 человек, включая место водителя. Номинальную вместимость автобусов определяют как сумму мест для сидящих и стоящих пассажиров, за исключением мест водителя и членов экипажа (кондуктора, экскурсовода, сменного водителя). Легковые автомобили и автобусы с количеством пассажирских мест до 8 относят к категории M<sub>1</sub>, автобусы с количеством пассажирских мест более 8 относят к категории M<sub>2</sub> при полной массе не более 5 т и к категории M<sub>3</sub> при полной массе более 5 т.

Автобусы по номинальной вместимости подразделяют на пять классов: 1) особо малый – 12...18 чел.; 2) малый – 25...50 чел. (20...25 мест для сидения); 3) средний – 60...100 чел. (20...30 мест для сидения); 4) большой – 115...120 чел. (30...40 мест для сидения); 5) особо большой – 170...190 чел. (40...50 мест для сидения).

Вместимость легковых автомобилей в зависимости от их класса приведена в табл. 3.1. В легковых автомобилях особо малого класса могут размещаться четыре взрослых человека или двое взрослых и два ребёнка. Удлиненные модификации легковых автомобилей большого класса и УПВ – универсалы повышенной вместимости рассчитаны на 7...9 чел.

Максимальная скорость большинства автомобилей регламентирована нормативными документами. Максимальная скорость одиночных грузовых автомобилей полной массой не более 3,5 т должна быть не менее 120 км/ч, полной массой 3,5 т и более – 110 км/ч; автопоездов – 90 км/ч, автопоездов, специально предназначенных для междугородных и международных перевозок, – 100 км/ч.

Таблица 3.1

**Классификация легковых автомобилей**

Класс по классификации		Рабочий объём двигателя, л	Вместимость, чел.	Максимальная скорость, км / ч
отечественной	международной			
Особо малый	Класс А	До 1,0	4	120 ... 140
Малый 1	Класс В	1,0 ... 1,3	5	140 ... 150
Малый 2	Класс С	1,3 ... 1,8	5	150 ... 170
Средний 1	Класс D	1,8 ... 2,3	5	160 ... 180
Средний 2	Класс E	2,3 ... 3,5	5 ... 6	180 ... 200
Большой	Класс F (S)	Более 3,5	5 ... 7	200 ... 250

Максимальная скорость автобусов составляет: особо малого класса – 110...125 км / ч; малого класса – 80...90 км / ч; среднего класса: городских – 85 км / ч, пригородных – 90 км / ч, междугородных – 110 км / ч; большого класса: городских – 70 км / ч, междугородных – 100 км / ч.

Максимальная скорость легковых автомобилей приведена в табл. 3.1.

Величину коэффициента сопротивления дороги при максимальной скорости движения принимают в зависимости от назначения автомобилей: для грузовых – 0,015...0,025; автопоездов – 0,01...0,015; автобусов – 0,018...0,03; легковых – 0,025...0,04; полноприводных повышенной и высокой проходимости – 0,015...0,05.

Грузовой автомобиль в составе автопоезда полной массой при движении по сухому твёрдому ровному покрытию с коэффициентом сопротивления качению 0,02 должен преодолевать подъем 3% с установившейся скоростью не менее 35км/ч в равнинной местности и 12% с установившейся скоростью не менее 20 км/ч в горной местности.

Максимальный коэффициент сопротивления дороги, преодолеваемый дорожными автомобилями на низшей передаче трансмиссии, принимают равным: для грузовых автомобилей с колёсной формулой 4×2 – 0,3...0,4, с колёсной формулой 6×4 – 0,4...0,55; автопоездов – 0,18...0,25; автобусов – 0,3...0,35; легковых автомобилей – 0,35...0,5. Для полноприводных автомобилей повышенной проходимости, работающих в тяжёлых дорожных условиях, максимальный коэффициент сопротивления дороги принимают равным 0,7...0,8.

## 2. Выбираемые параметры

К выбираемым параметрам относят:

- 1) собственную массу автомобиля в снаряжённом состоянии  $m_0$ ;
- 2) фактор обтекаемости  $W$  или коэффициент лобового сопротивления  $c_x$ ;
- 3) распределение собственной массы и полной массы автомобиля по осям:  $m_{01}$  и  $m_{02}$ ;  $m_{a1}$  и  $m_{a2}$ ;
- 4) частоту (угловую скорость) вращения вала двигателя  $n_{eP}$  ( $\omega_{eP}$ ) при максимальной мощности  $P_{e\max}$ ;
- 5) КПД трансмиссии.

Величины этих параметров выбирают на основании статистических и экспериментальных данных по выпускаемым моделям автомобилей, принятых в качестве прототипов проектируемого или модернизируемого автомобиля, с учётом тенденций развития их конструкций и опыта мирового автомобилестроения.

Собственную массу грузовых автомобилей ориентировочно определяют по соотношениям:

$$m_0 = \eta_m m_r; \quad m_0 = \frac{m_r}{\eta_y}, \quad (3.1)$$

где  $m_r$  – номинальная грузоподъёмность одиночного автомобиля или автопоезда;  $\eta_m$  – коэффициент снаряжённой массы;  $\eta_y$  – удельная грузоподъёмность.

Величины коэффициентов снаряжённой массы определяют по графикам, приведённым на рис. 3.1 и рис. 3.2, которые построены на основании данных по отечественным грузовым автомобилям и автопоездам.

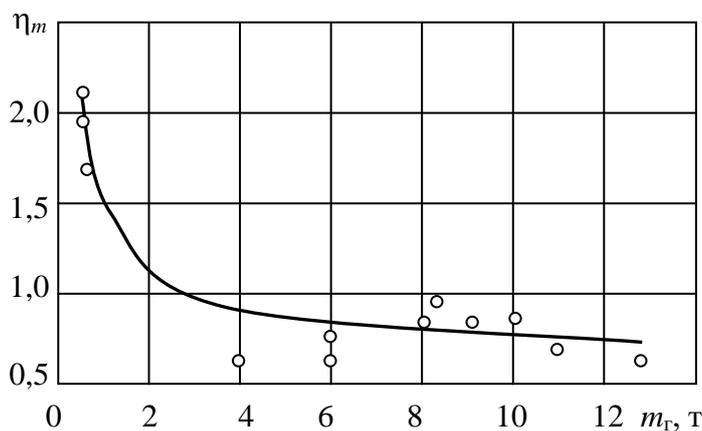


Рис. 3.1. Зависимость коэффициента снаряжённой массы грузовых автомобилей от грузоподъёмности

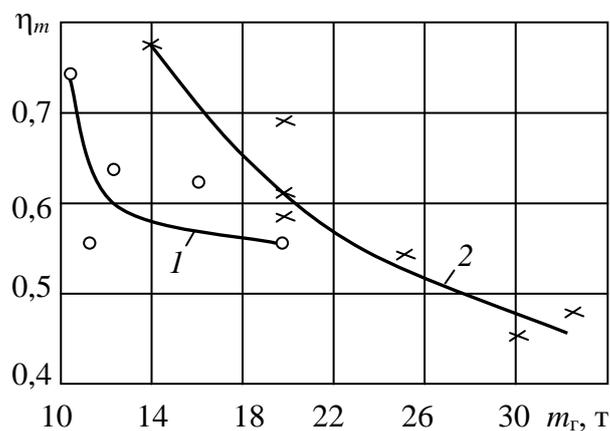


Рис. 3.2. Зависимость коэффициента снаряжённой массы автопоездов от грузоподъёмности: 1 – прицепных; 2 – седельных

Собственную массу автобусов находят по соотношению:

$$m_0 = \eta_n n, \quad (3.2)$$

где  $n$  – номинальная пассажировместимость;  $\eta_n$  – показатель снаряжённой массы.

Величины показателя снаряжённой массы в зависимости от вместимости городских автобусов показаны на рис. 3.3.

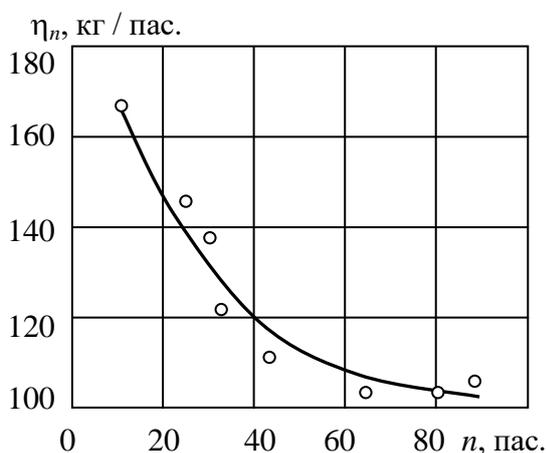
Для легковых автомобилей в нашей стране в качестве основного массового параметра рекомендована «сухая» масса – масса в неснаряжённом состоянии. Она составляет для приведённых в табл. 3.1 классов легковых автомобилей: особо малого – 550...700 кг; малого 1 – 700...850 кг; малого 2 – 850...1050 кг; среднего 1 – 1050...1250 кг; среднего 2 – 1250...1500 кг; большого – 1500...2900 кг.

*Масса легкового автомобиля в снаряжённом состоянии:*

$$m_0 = m_c + m_{сн} + m_з, \quad (3.3)$$

где  $m_c$  – «сухая» масса;  $m_{сн}$  – масса снаряжения;  $m_з$  – масса заправки.

Приближённые значения массы снаряжения (инструмента, запасного ко-



**Рис. 3.3. Зависимость коэффициента снаряжённой массы городских автобусов от вместимости**

леса, дополнительного оборудования), полученные статистической обработкой данных по отечественным и зарубежным легковым автомобилям, составляют: для автомобилей особо малого класса – 30...65 кг; малого класса – 65...90 кг; среднего класса – 90...110 кг; большого класса – 110...120 кг. Массу заправки (топлива, масла, воды) принимают в первом приближении равной 10% от «сухой массы» автомобиля.

В том случае, когда известен прототип проектируемого автомобиля, можно использовать его собственную массу для определения этого

параметра проектируемого автомобиля. Следует иметь в виду, что собственная масса вновь создаваемых автомобилей должна быть в среднем на 10...20% меньше собственной массы выпускаемых в настоящее время автомобилей.

Аэродинамические свойства автомобиля зависят от *фактора обтекаемости*:

$$W = 0,5 c_x \rho_v A_v.$$

Численные значения *коэффициента лобового сопротивления*  $c_x$  и *площади миделя*  $A_v$  выбирают по прототипу с таким расчётом, чтобы фактор обтекаемости проектируемого автомобиля был на 10...15% ниже по сравнению с фактором обтекаемости выпускаемого однотипного автомобиля. Возможности уменьшения площади миделева сечения весьма ограничены, так как это приводит к уменьшению полезного объёма кузова и, как следствие, к снижению грузоподъёмности грузового автомобиля и ухудшению комфортабельности посад-

ки водителя и пассажиров легкового автомобиля. По этой причине главным резервом повышения аэродинамических свойств автомобиля является уменьшение коэффициента лобового сопротивления  $c_x$ .

При проектировании новой модели автомобиля желательно обеспечить величину  $c_x$ , соответствующую лучшим показателям современных автомобилей. У грузовых автомобилей с бескапотной компоновкой коэффициент лобового сопротивления следует принимать равным 0,45...0,55, с капотной компоновкой – 0,65...0,75; у международных и туристских автобусов – 0,5...0,6; городских автобусов – 0,7...0,75. Легковые автомобили высокой обтекаемости имеют коэффициент лобового сопротивления 0,26...0,32, обтекаемой формы – 0,32...0,38.

*Распределение массы автомобиля по осям* зависит от назначения, колёсной формулы и компоновочной схемы, а для грузовых автомобилей в снаряжённом состоянии принимают примерно равным. Грузовые двухосные полноприводные автомобили имеют следующее распределение полной массы по осям: автомобили особо малой и малой грузоподъёмности с одинарными передними и задними колёсами  $m_{a1} = (0,4 \dots 0,46)m_a$ ,  $m_{a2} = (0,54 \dots 0,6)m_a$ ; средней и большой грузоподъёмности с задними сдвоенными колёсами  $m_{a1} = (0,28 \dots 0,33)m_a$ ,  $m_{a2} = (0,67 \dots 0,72)m_a$ ; трёхосные полноприводные автомобили с колёсной формулой 6×4  $m_{a1} = (0,23 \dots 0,25)m_a$ ,  $m_{a2} = (0,75 \dots 0,77)m_a$ , где  $m_{a2}$  – масса, приходящаяся на тележку, образованную средним и задним ведущими мостами. У грузовых полноприводных автомобилей распределение массы по осям составляет: с колёсной формулой 4×4 в снаряжённом состоянии 56...62% на переднюю и 38...44% на заднюю оси, при полной нагрузке 46...49% на переднюю и 51...54% на заднюю оси; с колёсной формулой 6×6 в снаряжённом состоянии 46...49% на переднюю ось и 51...54% на тележку, при полной нагрузке на переднюю ось 30...33% и 67...70% на тележку; с колёсной формулой 8×8 при полной нагрузке на переднюю и заднюю тележки приходится 48,5% и 51,5% соответственно.

У автобусов особо малой вместимости распределение массы по осям составляет: в снаряжённом состоянии 54...55% и 45...46%, при полной нагрузке 47...48% и 52...53% на переднюю и заднюю оси соответственно. У всех прочих автобусов, имеющих одинарные передние и сдвоенные задние колёса, распределение массы в снаряжённом состоянии и полной массы должно составлять 25% на переднюю и 75% на заднюю оси; у автобусов малого класса в снаряжённом состоянии допускается снижение нагрузки на переднюю ось до 20%.

У легковых автомобилей распределение массы по осям зависит от компоновочной схемы. Легковые автомобили классической компоновки (двигатель впереди, ведущие колёса задние) имеют следующее распределение массы по осям: в снаряжённом  $m_{o1} = (0,48 \dots 0,56)m_o$ ,  $m_{o2} = (0,44 \dots 0,52)m_o$ ; при полной нагрузке  $m_{a1} = (0,43 \dots 0,48)m_a$ ,  $m_{a2} = (0,52 \dots 0,57)m_a$ . У заднеприводных автомобилей (двигатель сзади, ведущие колёса задние)  $m_{o1} = (0,39 \dots 0,41)m_o$ ,

$m_{02} = (0,59 \dots 0,61)m_0$ ;  $m_{a1} = (0,4 \dots 0,41)m_a$ ,  $m_{a2} = (0,59 \dots 0,6)m_a$ . Переднеприводные автомобили (двигатель спереди, ведущие колёса передние) имеют распределение массы по осям:  $m_{01} = (0,6 \dots 0,62)m_0$ ,  $m_{02} = (0,38 \dots 0,4)m_0$ ;  $m_{a1} = (0,49 \dots 0,52)m_a$ ,  $m_{a2} = (0,48 \dots 0,51)m_a$ . Полноприводные легковые автомобили в снаряжённом состоянии имеют более нагруженную переднюю ось, при полной нагрузке масса по осям распределяется примерно поровну.

*Частота вращения вала современных автомобильных двигателей* при максимальной мощности составляет ( $\text{мин}^{-1}$ ): для карбюраторных двигателей легковых автомобилей – 4500...6000, грузовых автомобилей и автобусов – 3000...5000; бензиновых двигателей с распределённым впрыском – 6000...7500; дизелей легковых автомобилей – 3500...5000, грузовых автомобилей – 2000...4000.

*КПД механических трансмиссий* современных автомобилей составляет: у легковых автомобилей и автобусов особо малого класса с колёсной формулой 4×2 – 0,92...0,95; грузовых автомобилей и автобусов с колёсной формулой 4×2 – 0,86...0,91; с колёсной формулой 6×4 – 0,82...0,86; грузовых полноприводных автомобилей с колёсной формулой 4×4 – 0,84...0,86, с колёсной формулой 6×6 – 0,8...0,82.

### 3.2. Последовательность выполнения тягового расчёта

Проектный тяговый расчёт автомобиля с *механической трансмиссией* рекомендуют выполнять в следующем порядке:

- 1) определение полной массы автомобиля;
- 2) подбор шин;
- 3) определение максимальной мощности двигателя;
- 4) определение передаточных чисел агрегатов трансмиссии.

**Определение полной массы автомобиля.** Полную массу проектируемого автомобиля рассчитывают по формулам:

- грузового  $m_a = m_0 + m_{\Gamma} + m_{\text{ч}} n$ ; (3.4)

- городского автобуса  $m_a = m_0 + m_{\text{ч}} (n + 2) + m_{\text{б}} (n + 2)$ ; (3.5)

- автобуса дальнего следования  $m_a = m_0 + m_{\text{ч}} (n + 3) + m_{\text{б}} (n + 3)$ ; (3.6)

- легкового  $m_a = m_0 + m_{\text{ч}} n + m_{\text{б}} n$ , (3.7)

где  $m_0$  – масса автомобиля в снаряжённом состоянии;  $m_{\Gamma}$  – номинальная грузоподъёмность грузового автомобиля;  $m_{\text{ч}}$  – масса человека;  $m_{\text{б}}$  – масса багажа на одного человека;  $n$  – номинальная пассажироместимость (число мест); 2 – места водителя и кондуктора в городском автобусе; 3 – места водителя и членов экипажа в автобусе дальнего следования.

При расчёте полной массы принимают массу водителя и членов экипажа равной 75 кг, пассажира 68 кг; багажа с учётом ручной клади одного пассажира: в пригородном автобусе 3 кг, в автобусе местно-сельского сообщения 13 кг, в междугородном и туристском автобусах 23 кг; багажа водителя, членов экипажа и пассажиров городского автобуса 5 кг; багажа водителя и пассажиров

легкового автомобиля 10 кг на одного человека. В автомобилях повышенной проходимости массу каждого человека принимают равной 100 кг.

**Подбор шин.** При подборе шин проектируемого автомобиля должны быть известны назначение автомобиля, максимальная нагрузка на шину  $G_{ш\max}$  и максимальная скорость движения  $V_{\max}$ .

Максимальную нагрузку на шину рассчитывают по выражению:

$$G_{ш\max} = \frac{m_{a1,2}g}{n_{ш1,2}^{\max}}, \quad (3.8)$$

где  $m_{a1,2}$  – часть массы автомобиля, приходящаяся на наиболее нагруженную переднюю (1) или заднюю (2) оси;  $n_{ш1,2}^{\max}$  – число шин на колёсах наиболее нагруженной оси.

Максимальная скорость автомобиля как задаваемый параметр приведена в техническом задании на проектирование.

Размер шин выбирают при соблюдении следующих условий:

$$G_{ш\max} \leq [G_{ш\max}]; \quad (3.9)$$

$$V_{\max} \leq [V_{\max}], \quad (3.10)$$

где  $[G_{ш\max}]$  – максимально допустимая нагрузка на шину;  $[V_{\max}]$  – максимально допустимая для шины скорость движения.

Допустимые значения нагрузок и скоростей движения приведены в стандартах на шины: ГОСТ 4754–97 и ГОСТ Р 52900–2007 – для легковых автомобилей, лёгких грузовых автомобилей, автобусов особо малой вместимости и прицепов к ним; ГОСТ 5513–97 и ГОСТ Р 52899–2007 – для грузовых автомобилей, прицепов к ним и автобусов; ГОСТ 13298–90 – для шин грузовых автомобилей с регулируемым давлением, устанавливаемых на полноприводных грузовых автомобилях повышенной проходимости; ГОСТ 8430–2003 – для большегрузных автомобилей, – и в Правилах эксплуатации автомобильных шин.

Названным условиям могут соответствовать шины нескольких размеров, приведённых в перечисленных нормативных документах. Последующий выбор размеров шин производят по типу рисунка протектора в зависимости от назначения и условий эксплуатации проектируемого автомобиля: Д – дорожный для дорог с твёрдым усовершенствованным покрытием; У – универсальный для работы на дорогах с твёрдым покрытием и по грунту; ПП – повышенной проходимости для работы преимущественно по мягкому грунту; З – зимний для движения по заснеженным и обледенелым дорогам; Кар – карьерный для работы в карьерах, на лесозаготовках и др.

Шины, изготавливаемые по ГОСТ 4754–97 и ГОСТ 5513–97, по конструкции каркаса бывают диагональными и радиальными. Для новых моделей автомобилей рекомендуют применять шины радиальной конструкции, имеющие меньший коэффициент сопротивления качению по сравнению с шинами диагональной конструкции. После выбора размера шин по соответствующим стандар-

там находят их статический радиус  $r_{ст}$ . Динамический радиус принимают равным статическому ( $r_d = r_{ст}$ ). Радиус качения шин легковых автомобилей приведён в ГОСТ 4754–97 как справочная величина. Радиус качения среднегабаритных шин грузовых автомобилей  $r_{к.в} = (1,02...1,04) r_{ст}$ . На стадии проектирования принимают  $r_k = r_d = r_{ст}$ .

### 3.3. Подбор внешней скоростной характеристики двигателя

Подбор внешней скоростной характеристики двигателя производят по максимальной мощности  $P_{e\max}^c$  и соответствующей угловой скорости  $\omega_{eP}$  (частоте вращения  $n_{eP}$ ) вала двигателя.

Определение максимальной мощности двигателя выполняют по следующей методике.

Для *автомобилей всех типов* требуемую максимальную мощность двигателя выбирают из условия обеспечения заданной максимальной скорости  $V_{\max}$ . При расчётах полагают, что автомобиль движется с максимальной скоростью на высшей передаче. Однако, если в коробке передач высшая передача не прямая, а повышающая, то автомобиль движется с максимальной скоростью на предшествующей передаче, которую называют высшей расчётной. Передачу с минимальным передаточным числом у таких автомобилей используют для повышения топливной экономичности.

При определении максимальной мощности двигателя используют уравнение мощностного баланса при максимальной скорости движения. При  $V_{\max}$  ускорение разгона  $a_a = 0$  и мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону,  $P_a = \delta m_a a_a V_{\max} = 0$ . Считают, что при движении по дороге с минимальным коэффициентом сопротивления качению проскальзывания колёс не происходит, поэтому принимают  $s_6 = 0$ . В данном случае тяговую мощность  $P_T$  затрачивают только на преодоление сопротивлений дороги и воздуха, и уравнение мощностного баланса, согласно формулам (1.204) и (1.205), приобретает вид:

$$P_{eV} = \frac{P_{\psi} + P_B}{\eta_{тр}} = \frac{(\psi_V m_a g + W V_{\max}^2) V_{\max}}{1000 \eta_{тр}}, \quad (3.11)$$

где  $P_{eV}$  – мощность двигателя, необходимая для движения автомобиля с максимальной скоростью;  $P_{\psi}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги;  $P_B$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;  $\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;  $\psi_V$  – коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости движения;  $m_a$  – полная масса автомобиля;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $W$  – фактор обтекаемости;  $V_{\max}$  – максимальная скорость движения автомобиля.

В общем случае мощность двигателя при максимальной скорости  $P_{eV}$  не совпадает с максимальной мощностью  $P_{e\max}$ . Максимальную мощность двигателя находят по формуле:

$$P_{e\max} = \frac{P_{eV}}{aE + bE^2 - cE^3}, \quad (3.12)$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – коэффициенты, характеризующие тип двигателя;  $E = n_{eV}/n_{eP} = \omega_{eV}/\omega_{eP}$  – отношение частоты вращения (угловой скорости) вала двигателя при максимальной скорости  $V_{\max}$  к частоте вращения (угловой скорости) вала двигателя при максимальной мощности  $P_{e\max}$ .

Коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $c$  принимают по прототипу,  $E$  у современных автомобилей составляет: 0,9...1,15 – у легковых автомобилей с карбюраторным двигателем; 0,9...1 – у грузовых автомобилей с карбюраторным двигателем, снабжённым ограничителем частоты вращения; 1 – у грузовых и легковых автомобилей с дизельным двигателем.

Вторым условием определения требуемой максимальной мощности двигателя для автомобилей является обеспечение необходимой величины максимального динамического фактора на высшей передаче  $D_{V_{\max}}$ , определяемого по соотношению:

$$D_{V_{\max}} = f + i_{V_{\max}}, \quad (3.13)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $i_{V_{\max}}$  – максимальный подъём, на котором автомобиль может двигаться с установившейся скоростью на высшей передаче.

Мощность двигателя при установившемся движении на высшей передаче с критической скоростью  $V_{\text{кр}}$  (рис. 3.5) находят по формуле:

$$P_{eD} = \frac{P_{\psi} + P_{\text{в}}}{\eta_{\text{тр}}} = \frac{(D_{V_{\max}} m_a g + W V_{\text{кр}}^2) V_{\text{кр}}}{1000 \eta_{\text{тр}}}, \quad (3.14)$$

а максимальную мощность двигателя по выражению:

$$P_{e\max} = \frac{P_{eD}}{aE_1 + bE_1^2 - cE_1^3}, \quad (3.15)$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – коэффициенты, характеризующие тип двигателя;  $E_1 = V_{\text{кр}} / V_P = n_{\text{екр}} / n_{eP} = \omega_{\text{екр}} / \omega_{eP}$  – отношение критической скорости  $V_{\text{кр}}$  на высшей передаче к скорости при максимальной мощности двигателя  $V_P$ , пропорциональное отношению частот враще-

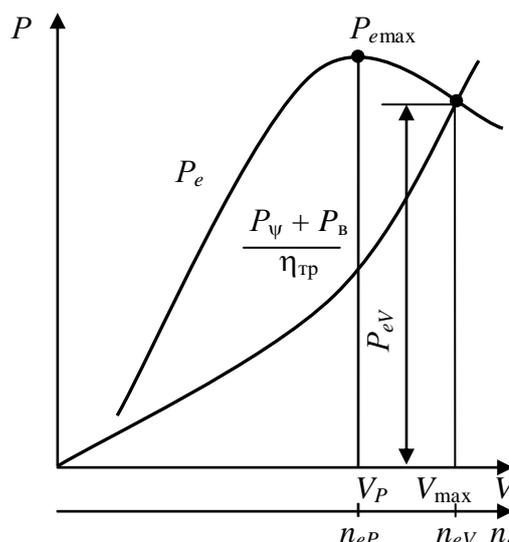


Рис. 3.4. Определение максимальной мощности двигателя по мощностному балансу

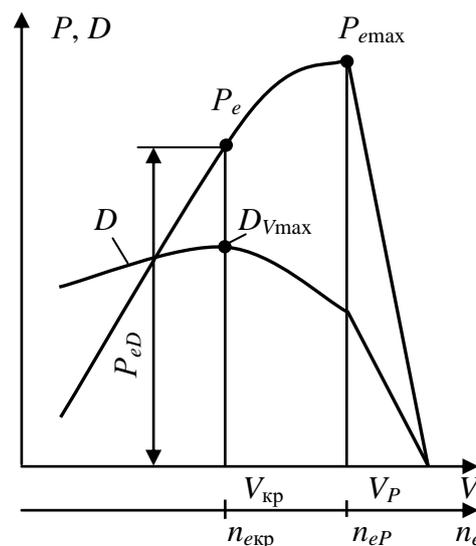


Рис. 3.5. Определение максимальной мощности двигателя по динамической характеристике

ния (угловых скоростей) вала двигателя при критической скорости  $n_{\text{екр}}$  ( $\omega_{\text{екр}}$ ) и при максимальной мощности  $n_{eP}$  ( $\omega_{eP}$ ).

$n_{\text{екр}}$  ( $\omega_{\text{екр}}$ )  $\approx n_{eT}$  ( $\omega_{eT}$ ), поэтому  $E_1 = n_{eT}/n_{eP} = \omega_{eT}/\omega_{eP} = 1/k_\omega$ , где  $k_\omega$  – коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения (угловой скорости).

Из двух значений мощности  $P_{e\text{max}}$ , рассчитанных по формулам (3.12) и (3.15), принимают наибольшее.

*Максимальная стендовая мощность двигателя:*

$$P_{e\text{max}}^c = \frac{P_{e\text{max}}}{k_c}, \quad (3.16)$$

где  $k_c$  – коэффициент корректировки характеристики двигателя. При испытании двигателя по ГОСТ 14846–81  $k_c = 0,95 \dots 0,96$ .

Следует иметь в виду, что для бензиновых карбюраторных двигателей грузовых автомобилей, снабжённых ограничителем частоты вращения, в технической документации указывают не максимальную мощность двигателя  $P_{e\text{max}}^c$ , а его *стендовую мощность по ограничителю*  $P_{eo}^c$ . Для проектируемого автомобиля эту мощность находят по формуле:

$$P_{eo}^c = \frac{P_{e\text{max}}^c}{aE_2 + bE_2^2 - cE_2^3}, \quad (3.17)$$

где  $E_2 = n_{eo}/n_{eP} = \omega_{eo}/\omega_{eP}$  – отношение частоты вращения (угловой скорости) вала двигателя по ограничителю к частоте вращения (угловой скорости) вала двигателя при максимальной мощности  $P_{e\text{max}}$ . Обычно  $E_2 = 0,8 \dots 1$ .

По найденной максимальной стендовой мощности выбирают двигатель из числа выпускаемых моторостроительными предприятиями при условии, что их мощности отличаются не более чем на 5%. В том случае, когда полученная расчётом максимальная мощность значительно отличается от максимальной мощности освоенного в производстве двигателя, для проектируемого автомобиля следует разработать новую конструкцию двигателя требуемой мощности.

### 3.4. Выбор передаточных чисел агрегатов трансмиссии

Определение передаточных чисел агрегатов трансмиссии рекомендуют проводить в следующем порядке: определить значения максимального и минимального передаточных чисел трансмиссии; диапазон передаточных чисел и количество ступеней трансмиссии; количество ступеней каждого агрегата трансмиссии; передаточные числа всех ступеней агрегатов трансмиссии.

**Определение максимального и минимального передаточных чисел трансмиссии.** *Максимальное передаточное число трансмиссии* определяют из условия преодоления автомобилем максимального сопротивления дороги, заданного техническими условиями. Для этого используют уравнение силового баланса (1.188):  $F_{T0} = F_\psi + F_B + F_a$ .

При преодолении максимального сопротивления дороги автомобиль движется с постоянной скоростью, поэтому ускорение разгона  $a_a = 0$  и сила сопротивления разгону  $F_a = \delta m_a a_a = 0$ . Сила сопротивления воздуха из-за малой скорости движения  $F_b = W V^2 \approx 0$ . Тогда  $F_{T0} = F_\psi$ .

Максимальная тяговая сила на ведущих колёсах (1.71)  
 $F_{T0\max} = k_c T_{e\max}^c u_{тр\psi} \eta_{тр} / r_d$ , где  $T_{e\max}^c$  – максимальный крутящий момент по внешней скоростной характеристике двигателя;  $u_{тр\max} = u_{тр\psi}$  – максимальное передаточное число трансмиссии;  $k_c$  – коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя;  $\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;  $r_d$  – динамический радиус колёс.

Максимальная сила сопротивления дороги (1.84):

$$F_{\psi\max} = \psi_{\max} m_a g,$$

где  $\psi_{\max}$  – максимальный коэффициент сопротивления дороги;  $m_a$  – полная масса автомобиля;  $g$  – ускорение свободного падения.

$$\frac{k_c T_{e\max}^c u_{тр\psi} \eta_{тр}}{r_d} = \psi_{\max} m_a g,$$

откуда

$$u_{тр\psi} = \frac{\psi_{\max} m_a g r_d}{k_c T_{e\max}^c \eta_{тр}}. \quad (3.18)$$

Полученное значение максимального передаточного числа трансмиссии следует проверить по *условию отсутствия буксования ведущих колёс (по сцеплению ведущих колёс с дорогой)*:

$$F_{T0} = F_{трф}. \quad (3.19)$$

Тяговую силу рассчитывают по формуле:

$$F_{T0} = \frac{k_c T_{e\max}^c u_{трф} \eta_{тр}}{r_d}, \quad (3.20)$$

где  $u_{трф}$  – передаточное число трансмиссии по сцеплению ведущих колёс с дорогой.

Тяговую силу по сцеплению ведущих колёс с дорогой (1.77):

$$F_{трф} = \varphi_x \Sigma R_{звщ} = \varphi_x m_{сц} g, \quad (3.21)$$

где  $\varphi_x$  – коэффициент продольного сцепления;  $m_{сц}$  – сцепная масса;  $g$  – ускорение свободного падения.

Из совместного решения уравнений (3.20) и (3.21) получают:

$$u_{трф} = \frac{\varphi_x m_{сц} g r_d}{k_c T_{e\max}^c \eta_{тр}}. \quad (3.22)$$

При расчёте считают, что автомобиль движется по сухому асфальтобетонному или цементобетонному шоссе в хорошем состоянии с коэффициентом сцепления  $\varphi_x = 0,7 \dots 0,9$ .

При движении по горизонтальной дороге:

- у полноприводного автомобиля  $G_{\text{сц}} = G_a$  и  $m_{\text{сц}} = m_a$ ;
- у автомобиля с передними ведущими колёсами  $G_{\text{сц}} = \Sigma R_{z1} = m_{R1} G_{a1}$ ;  
 $m_{\text{сц}} = m_{R1} m_{a1}$ ;
- у автомобиля с задними ведущими колёсами  $G_{\text{сц}} = \Sigma R_{z2} = m_{R2} G_{a2}$ ;  
 $m_{\text{сц}} = m_{R2} m_{a2}$ .

В этих выражениях  $G_{a1}(m_{a1})$  и  $G_{a2}(m_{a2})$  – части полного веса (полной массы) автомобиля, приходящиеся на переднюю и заднюю оси соответственно;  $m_{R1}$  и  $m_{R2}$  – коэффициенты изменения нормальных реакций. При разгоне на низшей передаче в трансмиссии  $m_{R1} = 0,8 \dots 0,9$ ;  $m_{R2} = 1,1 \dots 1,3$ .

Условие отсутствия буксования ведущих колёс (1.123)  $F_{\psi_{\text{max}}} < F_{\text{трф}}$  будет выполнено, если  $u_{\text{тр}\psi} < u_{\text{трф}}$ . Если для полноприводного автомобиля окажется, что  $u_{\text{тр}\psi} > u_{\text{трф}}$ , то следует принять меры по увеличению сцепной массы автомобиля, так как при расчётной сцепной массе автомобиль не сможет преодолеть сопротивление дороги, определённое техническим заданием. При невозможности увеличения сцепной массы в качестве максимального передаточного числа трансмиссии следует принять  $u_{\text{трф}}$ , согласовав с заказчиком изменение технического задания.

Для полноприводного автомобиля обычно принимают  $\psi_{\text{max}} \leq \varphi_x$ , в результате, как следует из формул (3.18) и (3.22), условие  $u_{\text{тр}\psi} \leq u_{\text{трф}}$  всегда выполняется, поэтому  $u_{\text{трmax}} = u_{\text{тр}\psi}$ .

Максимальное передаточное число трансмиссии также должно удовлетворять условию обеспечения минимальной устойчивой скорости движения, необходимой в ряде случаев эксплуатации, например, при движении в колонне, по участкам дорог со значительными неровностями и др. *Минимальная устойчивая скорость движения:*

$$V_{\text{min}} = \frac{\omega_{e\text{min}} r_k}{u_{\text{тр}V}}, \quad (3.23)$$

откуда

$$u_{\text{тр}V} = \frac{\omega_{e\text{min}} r_k}{V_{\text{min}}}, \quad (3.24)$$

где  $\omega_{e\text{min}}$  – минимальная устойчивая угловая скорость вращения вала двигателя;  $r_k$  – радиус качения колёс;  $V_{\text{min}}$  – минимальная устойчивая скорость движения.

При расчётах принимают  $V_{\text{min}} = 1,5 \dots 2$  м/с для грузовых и  $5 \dots 6$  м/с для легковых автомобилей;  $\omega_{e\text{min}} = 100 \dots 150$  рад/с, где меньшее значение относится к дизелям, большее – к двигателям с искровым зажиганием.

Если  $u_{\text{тр}V} > u_{\text{тр}\psi}$  или  $u_{\text{тр}V} > u_{\text{тр}\phi}$ , то  $u_{\text{тр}V}$  принимают в качестве расчётного для максимального передаточного числа трансмиссии ( $u_{\text{трmax}} = u_{\text{тр}V}$ ).

Минимальное передаточное число трансмиссии определяют из условия обеспечения максимальной скорости движения:

$$V_{\text{max}} = \frac{\omega_{eV} r_k}{u_{\text{трmin}}}, \quad (3.25)$$

откуда

$$u_{\text{трmin}} = \frac{\omega_{eV} r_k}{V_{\text{max}}}, \quad (3.26)$$

где  $\omega_{eV}$  – угловая скорость вращения вала двигателя при максимальной скорости движения;  $r_k$  – радиус качения колёс;  $V_{\text{max}}$  – максимальная скорость автомобиля.

Величина максимальной скорости приведена в техническом задании на проектирование автомобиля; соответствующую ей угловую скорость вращения вала двигателя определяют по выражению:

$$\omega_{eV} = E \omega_{eP}, \quad (3.27)$$

где  $\omega_{eP}$  – угловая скорость вращения вала двигателя при максимальной мощности  $P_{e\text{max}}$ ;  $E$  – коэффициент, численные значения которого приведены выше при расчёте  $P_{e\text{max}}$ .

**Определение диапазона передаточных чисел и количества ступеней трансмиссии.** Диапазон передаточных чисел трансмиссии равен отношению максимального передаточного числа трансмиссии  $u_{\text{трmax}}$  к минимальному передаточному числу трансмиссии  $u_{\text{трmin}}$ :

$$D_{\text{тр}} = \frac{u_{\text{трmax}}}{u_{\text{трmin}}}. \quad (3.28)$$

На основе статистической обработки многих моделей автомобилей установлено, что количество ступеней трансмиссии находится в прямой зависимости от диапазона передаточных чисел. Зависимость количества ступеней трансмиссий грузовых и легковых автомобилей  $n$  от диапазона передаточных чисел  $D_{\text{тр}}$  приведена в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Зависимость между количеством ступеней и диапазоном передаточных чисел трансмиссии

Грузовые автомобили				Легковые автомобили	
$D_{\text{тр}}$	$n$	$D_{\text{тр}}$	$n$	$D_{\text{тр}}$	$n$
До 5,5	4	9,2...18,5	10	2,3...2,6	3
5,7...8,5	5	13...19,4	16	3,4...4	4
7,9...9,4	6	17...25	20	3,5...4,5	5
8...10	8	Свыше 25	24	Свыше 4,5	6

Общей тенденцией в мировом автомобилестроении является увеличение количества ступеней и диапазона передаточных чисел трансмиссии при возрастании общей массы грузовых автомобилей и автопоездов. При этом обеспечивают более эффективное использование мощности двигателя большегрузных автомобилей при работе с различной степенью загрузки и в разнообразных дорожных условиях.

Большинство современных легковых автомобилей имеют четырёх- или пятиступенчатые коробки передач. Наблюдается тенденция к увеличению моделей с пятиступенчатыми коробками передач. На отдельных легковых автомобилях, прежде всего спортивных, устанавливают шестиступенчатые коробки передач.

**Определение количества ступеней каждого агрегата трансмиссии.** Трансмиссия неполноприводного автомобиля состоит из коробки передач и главной передачи, полноприводного – из коробки передач, раздаточной коробки и главной передачи.

Трансмиссии грузовых автомобилей в зависимости от диапазона передаточных чисел имеют от 4 до 24-х ступеней. На автомобилях грузоподъемностью от 3 до 10 т наиболее употребительны пяти- и шестиступенчатые коробки передач. Если необходимо иметь большее число ступеней, то применяют сочетание *базовой коробки передач* и дополнительных редукторов, расположенных спереди или сзади базовой коробки передач. Редуктор, расположенный спереди, называют *делителем*, а сзади – *умножителем (демультипликатором)*. Низшая ступень двухступенчатого делителя может быть прямой или понижающей, а у двух- или трёхступенчатого умножителя только понижающей.

У полноприводных автомобилей дополнительную передачу обычно располагают в *раздаточной коробке*.

На автомобилях-тягачах иногда устанавливают четырёх- или пятиступенчатые коробки передач в сочетании с двухступенчатой главной передачей.

На полноприводных легковых автомобилях трансмиссия состоит из четырёх-, пятиступенчатой коробки передач, раздаточной коробки с высшей и низшей передачами и главной передачи.

### **Определение передаточных чисел ступеней агрегатов трансмиссии**

#### **1. Определение передаточного числа главной передачи**

Передаточное число главной передачи определяют из выражения:

$$u_0 = \frac{u_{\text{тр min}}}{u_{\text{к min}}}, \quad (3.29)$$

где  $u_{\text{тр min}}$  – минимальное передаточное число трансмиссии;  $u_{\text{к min}}$  – минимальное передаточное число коробки передач.

Минимальное передаточное число трансмиссии рассчитывают по формуле (3.26) из условия обеспечения максимальной скорости движения. Мини-

мальное передаточное число коробки передач выбирают в зависимости от её конструкции.

У грузовых автомобилей, оснащённых коробкой передач с числом ступеней не более шести,  $u_{\text{кmin}} = 1$ , реже  $u_{\text{кmin}} = 0,6 \dots 0,8$ . При наличии многоступенчатой коробки передач  $u_{\text{кmin}} = 0,7 \dots 0,8$ .

Для грузовых автомобилей грузоподъёмностью более 10 т выбирают несколько вариантов передаточных чисел главной передачи при неизменном значении  $u_{\text{кmin}}$ . В этом случае при каждом значении  $u_0$  автомобиль имеет свою величину максимальной скорости. Для работы в тяжёлых дорожных условиях на автомобиль устанавливают главную передачу с самым высоким значением  $u_0$ .

На легковых автомобилях классической компоновки с передним расположением двигателя и задними ведущими колёсами устанавливают трёхвальную коробку передач, которая позволяет получить прямую передачу с  $u_{\text{к}} = 1$ . Такие коробки изготавливают с повышающей передачей и без неё, но максимальную скорость автомобиль развивает, как правило, при  $u_{\text{кmin}} = 1$ .

На легковых переднеприводных и заднеприводных (заднемоторных) автомобилях по компоновочным условиям устанавливают двухвальные коробки передач, у которых передаточное число высшей передачи может не быть равным единице и обычно находится в пределах  $u_{\text{кmin}} = 0,9 \dots 1$ . На некоторых переднеприводных автомобилях передаточное число высшей передачи выбирают равным  $0,6 \dots 0,7$ ; при этом автомобиль реализует максимальную скорость на предшествующей высшей передаче.

## 2. Определение передаточных чисел коробки передач

Передаточные числа коробок передач неполноприводных грузовых автомобилей грузоподъёмностью 3...10 т и неполноприводных легковых автомобилей выбирают по одной и той же методике.

*Максимальное передаточное число коробки передач:*

$$u_{\text{кmax}} = \frac{u_{\text{трmax}}}{u_0}. \quad (3.30)$$

При этом максимальное передаточное число трансмиссии находят по одному из трёх условий – (3.18), (3.22), (3.24), передаточное число главной передачи – по формуле (3.29).

Максимальное передаточное число коробки передач обеспечивают при включении первой передачи, то есть  $u_{\text{к1}} = u_{\text{кmax}}$ .

*Минимальное передаточное число коробки передач* реализуют либо на высшей, либо на предшествующей передаче:  $u_{\text{кmin}} = u_{\text{кn}}$  ИЛИ  $u_{\text{кmin}} = u_{\text{к}(n-1)}$ , где  $n$  – число ступеней в коробке.

*Передаточные числа промежуточных ступеней коробки передач* выбирают из условий обеспечения оптимальных показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности. Существуют *методы выбора* из условий обеспечения: 1) наилучшей приёмистости; 2) минимального расхода топлива; 3) наибольшей средней скорости движения в заданных условиях и др. Разработаны комплексные методы выбора промежуточных ступеней, которые с помо-

щью ЭВМ методами планирования эксперимента позволяют рассчитать в типичных для данного автомобиля условиях эксплуатации различные варианты передаточных чисел. Окончательно выбирают вариант, обеспечивающий наименьшие затраты на перевозку единицы массы груза грузового автомобиля или на одного пассажира пассажирского автомобиля.

В качестве примера рассматривают методику подбора передаточных чисел коробки передач из условия обеспечения максимальной эффективности разгона за счёт наиболее полного использования максимальной мощности двигателя. Для того чтобы в процессе разгона двигатель работал на всех передачах с наиболее высокой средней мощностью, диапазон угловых скоростей (частот вращения) его вала должен быть близок к угловой скорости (частоте вращения)

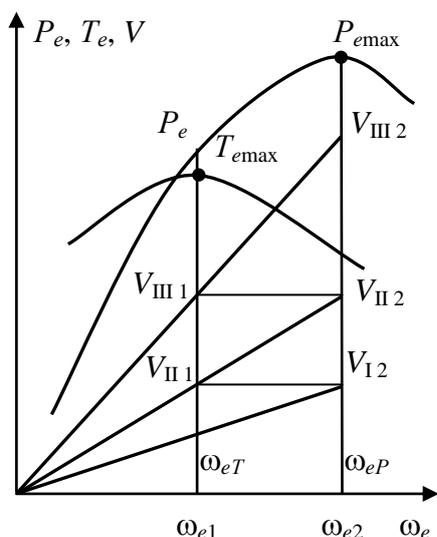


Рис. 3.6. Диаграмма разгона автомобиля

при максимальной мощности  $\omega_{eP}$  ( $n_{eP}$ ). Принимают допущение о том, что угловая скорость вала двигателя на передачах изменяется в постоянном диапазоне от  $\omega_{e1}$  до  $\omega_{e2}$  (рис. 3.6), где  $\omega_{e1} = \omega_{eT}$  – угловая скорость при максимальном крутящем моменте  $T_{e\max}$ ,  $\omega_{e2} = \omega_{eP}$  – угловая скорость при максимальной мощности  $P_{e\max}$ . Для проведения расчётов на график внешней скоростной характеристики  $P_e = f(\omega_e)$  и  $T_e = f(\omega_e)$  наносят зависимость  $V = f(\omega_e)$  по формуле (1.12) на всех передачах коробки передач:  $V = \omega_e r_k / (u_k u_0)$ .

Если пренебречь снижением скорости за время переключения передач, то скорость в конце разгона на предшествующей

передаче при угловой скорости  $\omega_{e2}$  равна скорости в начале разгона на последующей передаче при угловой скорости  $\omega_{e1}$ :

$$V_{I2} = V_{II} ; V_{II2} = V_{III} ; \dots \quad (3.31)$$

Принимая во внимание, что  $V_{I2} = \omega_{e2} r_k / (u_{kI} u_0)$ ,  $V_{II1} = \omega_{e1} r_k / (u_{kII} u_0)$ , из равенства (3.31) получают  $\omega_{e2} / u_{kI} = \omega_{e1} / u_{kII}$  или  $u_{kI} / u_{kII} = \omega_{e2} / \omega_{e1}$ . Аналогично  $V_{II2} = \omega_{e2} r_k / (u_{kII} u_0)$ ,  $V_{III1} = \omega_{e1} r_k / (u_{kIII} u_0)$ , из равенства (3.31) –  $\omega_{e2} / u_{kII} = \omega_{e1} / u_{kIII}$  или  $u_{kII} / u_{kIII} = \omega_{e2} / \omega_{e1}$ .

Таким образом:

$$\frac{u_{kI}}{u_{kII}} = \frac{u_{kII}}{u_{kIII}} = \dots = \frac{u_{k(m-1)}}{u_{km}} = \dots = \frac{u_{k(n-1)}}{u_{kn}} = \frac{\omega_{e2}}{\omega_{e1}} = q. \quad (3.32)$$

Из соотношений (3.32) видно, что при постоянном диапазоне угловых скоростей  $\omega_{e2} / \omega_{e1}$  передаточные числа коробки передач образуют ряд чисел – геометрическую прогрессию, знаменатель которой равен  $q$ .

Из ранее выполненных расчётов известны  $u_{кI} = u_{кmax}$  и  $u_{кn} = u_{кmin}$ . Пользуясь соотношениями (3.32), находят передаточные числа промежуточных ступеней коробки передач:

$$u_{кII} = \frac{u_{кI}}{q}; u_{кIII} = \frac{u_{кII}}{q} = \frac{u_{кI}}{q^2}; u_{км} = \frac{u_{кI}}{q^{m-1}}; \quad (3.33)$$

$$u_{кn} = \frac{u_{кI}}{q^{n-1}}, \quad (3.34)$$

где  $m$  – порядковый номер произвольной промежуточной ступени;  $n$  – число ступеней коробки передач.

Из соотношения (3.34) находят знаменатель геометрической прогрессии:

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{u_{кI}}{u_{кn}}}. \quad (3.35)$$

После подстановки  $q$ , по выражению (3.35), в формулу (3.33) получают:

$$u_{км} = \frac{u_{кI}}{\sqrt[n-1]{\left(\frac{u_{кI}}{u_{кn}}\right)^{m-1}}} = n-1 \sqrt{\frac{u_{кI}^{n-1} u_{кn}^{m-1}}{u_{кI}^{m-1}}} = n-1 \sqrt{u_{кI}^{n-m} u_{кn}^{m-1}}. \quad (3.36)$$

Если передаточные числа промежуточных ступеней выбраны по закону геометрической прогрессии, то средняя мощность двигателя при разгоне автомобиля будет близка к максимальной при одинаковом времени использования каждой ступени. В действительности время разгона автомобиля на высшей и предшествующей ей передачах составляет 80...90% всего времени разгона от трогания с места до достижения максимальной скорости. По этой причине ряд передаточных чисел целесообразно скорректировать таким образом, чтобы знаменатель геометрической прогрессии между высшими передачами был меньше, чем между низшими. У большинства выпускаемых в настоящее время автомобилей передаточные числа высших передач сближены на 10...15% по сравнению с величинами, полученными по закону геометрической прогрессии, а между низшими передачами увеличены. Значения передаточных чисел коробки передач в этом случае рассчитывают по закону геометрической прогрессии с введением коэффициента коррекции  $\gamma$ :

$$u_{км} = \gamma^n \sqrt[n-1]{u_{кI}^{n-m} u_{кn}^{m-1}}. \quad (3.37)$$

Численные значения коэффициентов коррекции получают на основании статической обработки передаточных чисел коробок передач всех автомобилей отечественного и зарубежного производства.

У грузовых автомобилей передаточное число второй передачи определяют по упрощённой формуле:

$$u_{кII} = \gamma_1 u_{кI}, \quad (3.38)$$

в которой  $\gamma_1 = 0,5 \pm 0,05$ . В этом случае I передача не входит в ряд передаточных чисел, образующих геометрическую прогрессию, который начинается с  $u_{кII}$ . Передаточные числа третьей и последующих ступеней вычисляют по формуле:

$$u_{км} = \gamma_2^{n-2} \sqrt[n-m-1]{u_{кII}^{n-m-1} u_{кn}^{m-2}}, \quad (3.39)$$

где  $\gamma_2 = 0,96 \pm 0,03$ .

Передаточные числа промежуточных ступеней коробок передач *легковых автомобилей* находят по формуле (3.37) при  $\gamma = 0,92 \pm 0,08$ .

У коробок передач грузовых и легковых автомобилей с повышающей (ускоряющей) высшей передачей передаточное число последней выбирают не по закону геометрической прогрессии, а из конструктивных соображений. По этой причине в формуле (3.37) число членов ряда равно  $n - 1$ , а  $u_{кn}$  – передаточное число ступени, предшествующей высшей передаче, которую довольно часто делают прямой.

Обычно передаточное число заднего хода коробки передач:

$$u_{к.з.х} = (1,2 \dots 1,3) u_{к \max}. \quad (3.40)$$

С учётом изложенного передаточные числа различных конструктивных схем коробок передач рассчитывают по формулам:

- четырёхступенчатая коробка передач грузового автомобиля:

$$u_{кI} = u_{к \max}; u_{кII} = \gamma_1 u_{кI}; u_{кIII} = \gamma_2 \sqrt{u_{кII}}; u_{кIV} = 1;$$

- пятиступенчатая коробка передач грузового автомобиля без повышающей передачи:

$$u_{кI} = u_{к \max}; u_{кII} = \gamma_1 u_{кI}; u_{кIII} = \gamma_2 \sqrt[3]{u_{кII}^2}; u_{кIV} = \gamma_2 \sqrt[3]{u_{кII}}; u_{кV} = 1;$$

- пятиступенчатая коробка передач грузового автомобиля с повышающей передачей:

$$u_{кI} = u_{к \max}; u_{кII} = \gamma_1 u_{кI}; u_{кIII} = \gamma_2 \sqrt{u_{кII}}; u_{кIV} = 1; u_{кV} = u_{к \min};$$

- четырёхступенчатая двухвальная коробка передач легкового автомобиля:

$$u_{кI} = u_{к \max}; u_{кII} = \gamma \sqrt[3]{u_{кI}^2 u_{кIV}}; u_{кIII} = \gamma \sqrt[3]{u_{кI} u_{кIV}^2}; u_{кIV} = u_{к \min};$$

- пятиступенчатая двухвальная коробка передач легкового автомобиля:

$$u_{кI} = u_{к \max}; u_{кII} = \gamma \sqrt[3]{u_{кI}^2 u_{кIV}}; u_{кIII} = \gamma \sqrt[3]{u_{кI} u_{кIV}^2}; u_{кIV} = u_{к \min}; u_{кV} = 0,7 \pm 0,1;$$

- четырёхступенчатая трёхвальная коробка передач легкового автомобиля:

$$u_{кI} = u_{к \max}; u_{кII} = \gamma \sqrt[3]{u_{кI}^2}; u_{кIII} = \gamma \sqrt[3]{u_{кI}}; u_{кIV} = 1;$$

- пятиступенчатая трёхвальная коробка передач легкового автомобиля:

$$u_{кI} = u_{к \max}; u_{кII} = \gamma \sqrt[3]{u_{кI}^2}; u_{кIII} = \gamma \sqrt[3]{u_{кI}}; u_{кIV} = 1; u_{кV} = 0,7 \pm 0,1.$$

### 3. Определение передаточных чисел дополнительной коробки

Дополнительную коробку устанавливают в трансмиссиях многоосных (с числом осей более двух) неполноприводных автомобилей, когда их изготавливают с использованием агрегатов базового двухосного автомобиля. Такую дополнительную коробку довольно часто называют *демультипликатором*. Необходимость применения демультипликатора на многоосных автомобилях обусловлена тем, что нагрузка на ведущие колёса у них больше, чем у двухосного, а по разнообразным условиям работы требуется большее число ступеней в трансмиссии, чем может обеспечить коробка передач базового автомобиля. Применение демультипликатора позволяет увеличить передаточное число низшей ступени и число передач трансмиссии.

Демультипликатор как минимум имеет две передачи (низшую и высшую), хотя известны конструкции с тремя и даже четырьмя передачами.

*Передаточное число низшей передачи* выбирают из условия преодоления максимального сопротивления дороги:

$$u_{д.н} = \frac{\psi'_{\max} m_a g r_d}{k_c T_{e\max}^c u_{к1} u_0 \eta_{тр}}, \quad (3.41)$$

где  $\psi'_{\max}$  – максимальный коэффициент сопротивления дороги, принимаемый равным 0,4...0,55;  $u_{к1}$  – передаточное число первой передачи коробки передач серийного двухосного автомобиля. Полученное передаточное число низшей передачи следует проверить на отсутствие буксования ведущих колёс.

*Передаточное число высшей передачи* подбирают из условия получения максимальной скорости движения. Если на многоосном автомобиле используют главную передачу серийного двухосного неполноприводного автомобиля, то передаточное число высшей передачи рассчитывают по формуле

$$u_{д.в} = \frac{\omega_{eV} r_k}{u_{к\min} u_0 V_{\max}}. \quad (3.42)$$

Если для многоосного автомобиля выбирают свою главную передачу, то по конструктивным соображениям принимают  $u_{к\min} = 1$ .

*Раздаточные коробки* применяют в трансмиссиях полноприводных автомобилей. Если в трансмиссии полноприводного автомобиля используют агрегаты базового неполноприводного автомобиля, то раздаточную коробку оснащают дополнительной передачей (демультипликатором) с низшей и высшей передачами.

*Передаточное число низшей передачи* раздаточной коробки определяют из условия преодоления максимального сопротивления дороги с коэффициентом  $\psi'_{\max} = 0,7...0,8$ , по формуле (3.41). Полученное значение проверяют по условию отсутствия буксования ведущих колёс:

$$u_{д.нф} = \frac{\varphi_{x\max} m_a g r_d}{k_c T_{e\max}^c u_{к1} u_0 \eta_{тр}}, \quad (3.43)$$

где  $m_a$  – полная масса автомобиля.

Также рекомендуют проверить выбранное значение передаточного числа низшей передачи по условию обеспечения минимальной устойчивой скорости движения, равной 0,5...0,7 м/с:

$$u_{д.нV} = \frac{\omega_{e\min} r_k}{u_{к1} u_0 V_{\min}}. \quad (3.44)$$

*Передаточное число высшей передачи* раздаточной коробки выбирают из условия получения максимальной скорости движения. Расчёт проводят по формуле (3.42).

Расчитанные передаточные числа агрегатов трансмиссии являются предварительными. Их корректируют с учётом статистических данных по передаточным числам агрегатов трансмиссий других однотипных автомобилей, опыта и интуиции конструктора, других теоретических, более точных методов расчёта. Окончательно передаточные числа агрегатов трансмиссии определяют при выборе параметров зубчатых зацеплений в процессе их проектирования.

### 3.5. Особенности тягового расчёта автомобиля с гидромеханической трансмиссией

При проектировочном тяговом расчёте автомобиля с гидромеханической трансмиссией гидротрансформатор подбирают с использованием *метода подобия*. Проектируемый гидротрансформатор и его прототип имеют одну и ту же безразмерную характеристику, если все их геометрические размеры пропорциональны принятому коэффициенту подобия. При расчёте предварительно выбирают прототип проектируемого трансформатора, который отличается только величиной активного диаметра, и, используя его безразмерную характеристику, вычисляют *активный диаметр* проектируемого гидротрансформатора по формуле (1.291):

$$D_a = 5 \sqrt{\frac{T_{н.р}}{\lambda_{н.р} \rho_{ж} \omega_{н.р}^2}}, \quad (3.45)$$

где  $T_{н.р}$ ,  $\lambda_{н.р}$  и  $\omega_{н.р}$  – расчётные момент насоса, коэффициент крутящего момента насоса и угловая скорость насоса проектируемого гидротрансформатора соответственно.

В формуле (3.45) величину  $\lambda_{н.р}$  берут с безразмерной характеристики прототипа, а момент  $T_{н.р}$  и угловую скорость  $\omega_{н.р}$  насоса принимают равными крутящему моменту двигателя  $T_{ер}$  и угловой скорости его вала  $\omega_{ер}$  на расчётном режиме.

В конструкторской практике не всегда имеется возможность создания нового гидротрансформатора, поэтому для получения необходимой характеристики совместной работы двигателя проектируемого автомобиля и гидротранс-

форматора, взятого с автомобиля-прототипа, между валом двигателя и насосом гидротрансформатора устанавливают согласующий редуктор.

Подставив выражения  $\omega_n = \omega_e / u_p$  и  $T_{en} = T_e u_p \eta_p$ , согласно (1.289) и (1.290), в уравнение (1.291) и решая его относительно  $u_p$ , получают формулу для расчёта передаточного числа согласующего редуктора:

$$u_p = \sqrt[3]{\frac{\lambda_{н.р} \rho_{ж} D_a^5 \omega_{ep}^2}{T_{ep} \eta_p}}. \quad (3.46)$$

Выбор расчётных значений  $T_{ep}$ ,  $\omega_{ep}$  и  $\lambda_{н.р}$  зависит от назначения автомобиля, типов двигателя и гидротрансформатора. Их выбирают из условий обеспечения наилучших показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности.

На автомобилях с дизельными двигателями, обладающими меньшим, чем карбюраторные двигатели, коэффициентом приспособляемости по крутящему моменту, необходимый общий коэффициент приспособляемости системы «двигатель – гидромеханическая передача» обеспечивают за счёт высокого коэффициента трансформации гидротрансформатора. На таких автомобилях применяют непрозрачные и малопрозрачные гидротрансформаторы с  $\lambda_{н.р} = \text{const}$ , имеющие более высокие, чем прозрачные, коэффициенты трансформации, равные 3...4.

При применении непрозрачных гидротрансформаторов  $D_a$  или  $u_p$  выбирают таким образом, чтобы кривая крутящего момента насоса при передаточном отношении, соответствующем максимальному КПД, пересекала кривую момента двигателя, подведённого к насосному колесу, в точке максимальной мощности  $P_{e\text{max}}$ . При этом  $\omega_{ep} = \omega_{ep}$  и  $T_{ep} = T_{ep}$ . Это означает, что совмещены режимы максимальной мощности двигателя и максимального КПД гидротрансформатора.

Для малопрозрачных гидротрансформаторов с целью полного использования максимальной мощности двигателя согласование производят так, чтобы соблюдалось условие  $\omega_{ep} = (0,8 \dots 0,9) \omega_{ep}$ , а для получения минимального расхода топлива –  $\omega_{ep} = (0,8 \dots 1) \omega_{eg}$ , где  $\omega_{eg}$  – угловая скорость вала двигателя при минимальном удельном расходе топлива. При  $\omega_{ep} = (0,75 \dots 0,85) \omega_{ep}$  достигают достаточно полного использования максимальной мощности двигателя при малом расходе топлива.

У грузовых автомобилей, самосвалов, городских автобусов, оснащённых карбюраторными двигателями, наилучшие показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности получают при  $\omega_{ep} = (0,5 \dots 0,75) \omega_{ep}$ . Для снижения расхода топлива у этих автомобилей рекомендуют применять блокировку гидротрансформатора. Уменьшение на 25...50 % угловой скорости  $\omega_{ep}$  по сравнению с угловой скоростью  $\omega_{ep}$  у городских автобусов снижает шум от работы двигателя при трогании с места.

Более высокий коэффициент приспособляемости карбюраторных двигателей позволяет им совместно работать с прозрачными гидротрансформаторами, имеющими сравнительно малые коэффициенты трансформации, равные 2,2...3,0. Прозрачность гидротрансформатора должна быть выбрана с таким расчётом, чтобы при трогании автомобиля с места двигатель развивал максимальный крутящий момент, а затем, по мере разгона, он переходил на режим максимальной мощности. Приемлемая топливная экономичность при этом может быть достигнута согласованием режимов наиболее часто используемой мощности и максимального КПД.

У прозрачных гидротрансформаторов, устанавливаемых на легковые автомобили с карбюраторными двигателями, с целью снижения шума двигателя при трогании с места, а также уменьшения интенсивности его износа и расхода топлива необходимо нагружать двигатель на стоповом режиме при  $\omega_{ep} = (0,3...0,45) \omega_{eP}$ , которая меньше угловой скорости  $\omega_{eT}$ , соответствующей максимальному крутящему моменту, хотя при этом снижают тяговую силу на ведущих колёсах.

При проектировании трансмиссий с гидротрансформаторами, обладающими большой прозрачностью, обязательно анализируют положение кривой крутящего момента насоса с максимальным значением коэффициента момента насоса ( $\lambda_{nmax}$ ). Для предотвращения перегрузки или остановки двигателя при трогании автомобиля точка пересечения кривой момента насоса  $T_n$  при  $\lambda_{nmax}$  с кривой момента двигателя по внешней скоростной характеристике, подведённого к насосу  $T_{en}$ , должна быть правее минимальной устойчивой угловой скорости  $\omega_{emin}$ .

Передаточные числа главной передачи, первой и высшей ступеней механической коробки передач рассчитывают по тем же самым формулам, что и при аналогичных расчётах механических трансмиссий. Разница состоит в том, что при расчёте  $u_{trmin}$ , по формуле (3.26), вместо  $\omega_{eV}$  берут  $\omega_{mV}$ , при расчёте  $u_{tr\psi}$  и  $u_{tr\phi}$ , по формулам (3.18) и (3.22), вместо  $T_{emax}$  подставляют  $T_{m\eta}$  – крутящий момент на турбине при КПД не менее минимального расчётного, равного 80%. Для обеспечения плавного изменения тяговой силы на ведущих колёсах без их пробуксовки при движении автомобиля в тяжёлых дорожных условиях коэффициент сцепления при расчёте  $u_{tr\phi}$ , по формуле (3.22), принимают бóльшим, чем для механических трансмиссий:  $\phi_x = 0,8...1$ .

Согласно определению (3.28), диапазон передаточных чисел трансмиссии применительно к механической коробке передач записывают в виде:

$$D_k = \frac{u_{kmax}}{u_{kmin}} = \frac{u_{kI}}{u_{k.B}}, \quad (3.47)$$

где  $u_{kI}$  и  $u_{k.B}$  – передаточные числа I и высшей передач.

Если передаточные числа коробки передач подобраны по закону геометрической прогрессии, то, согласно (3.34),  $u_{k.B} = u_{kI} / q^{n-1}$ , где  $q$  – знаменатель геометрической прогрессии;  $n$  – число передач.

После подстановки  $u_{к.в.}$ , по выражению (3.34), в (3.47) получают диапазон передаточных чисел механической коробки передач:

$$D_k = q^{n-1}. \quad (3.48)$$

При расчёте знаменателя геометрической прогрессии  $q$  считают, что угловая скорость турбины на всех передачах коробки передач изменяется в постоянном диапазоне от  $\omega_{m1}$  до  $\omega_{m2}$  и  $q = \omega_{m2} / \omega_{m1}$ . Величины  $\omega_{m1}$  и  $\omega_{m2}$  выбирают из условия обеспечения работы гидротрансформатора на всех передачах коробки передач при КПД не менее 80%. Для обеспечения такого режима работы по безразмерной характеристике гидротрансформатора (рис. 3.7) определяют передаточные отношения  $i_{1\eta=0,8}$  и  $i_{2\eta=0,8}$ , при которых КПД не меньше расчётного, равного 80%. По входной (нагрузочной) характеристике системы «двигатель – гидротрансформатор» находят значения угловых скоростей насоса  $\omega_{н1}$  и  $\omega_{н2}$  при выбранных значениях передаточных отношений  $i_{1\eta=0,8}$  и  $i_{2\eta=0,8}$  и по выражению (1.283) подсчитывают угловые скорости турбины  $\omega_{m1} = \omega_{н1} i_{1\eta=0,8}$  и  $\omega_{m2} = \omega_{н2} i_{2\eta=0,8}$ . Тогда знаменатель геометрической прогрессии:

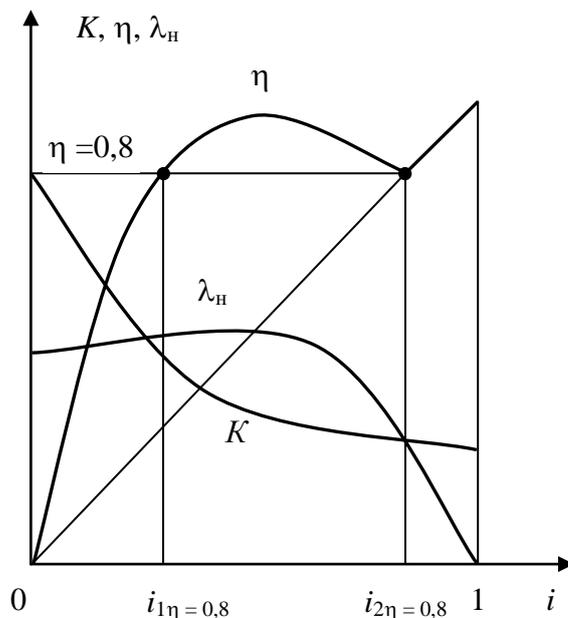
$$q = \frac{\omega_{н2} i_{2\eta=0,8}}{\omega_{н1} i_{1\eta=0,8}}. \quad (3.49)$$

Зная величины  $D_k$  и  $q$ , логарифмированием выражения (3.48) находят минимальное число ступеней  $n$  механической коробки передач:

$$n = 1 + \frac{\lg D_k}{\lg q}. \quad (3.50)$$

В гидромеханических трансмиссиях современных грузовых автомобилей и автобусов применяют механические коробки передач с тремя – пятью ступенями при диапазоне передаточных чисел 2,5...4,2. Гидромеханические трансмиссии легковых автомобилей имеют от двух до пяти ступеней при диапазоне 1,6...2,4.

Главные передачи автомобилей с гидромеханическими трансмиссиями имеют примерно такие же передаточные числа, как у автомобилей с механическими трансмиссиями. Для снижения расхода топлива легковыми автомобилями с гидромеханическими трансмиссиями передаточное число главной передачи принимают на 15...20% меньшим, чем в механических трансмиссиях.



**Рис. 3.7.** Схема определения диапазона передаточных отношений по безразмерной характеристике гидротрансформатора

## Вопросы для самоконтроля

1. С какой целью выполняют тяговый расчёт автомобиля?
2. Перечислите задаваемые и выбираемые параметры проектируемого автомобиля для выполнения тягового расчёта.
3. Какие категории предусмотрены в классификации автотранспортных средств?
4. Напишите формулы для расчёта полной и снаряжённой масс автомобиля.
5. По каким параметрам подбирают шины проектируемого автомобиля?
6. Назовите условия определения максимальной мощности двигателя проектируемого автомобиля.
7. Перечислите условия выбора максимального передаточного числа трансмиссии.
8. Как определяют минимальное передаточное число трансмиссии?
9. Что такое диапазон передаточных чисел трансмиссии?
10. Какова связь между диапазоном и количеством ступеней трансмиссии?
11. Как определяют передаточное число главной передачи автомобиля?
12. Какие законы распределения передаточных чисел используют при выборе промежуточных ступеней коробки передач?
13. С какой целью устанавливают делитель и множитель (демультипликатор) в трансмиссии большегрузных автомобилей и автопоездов?
14. Как определяют передаточные числа низшей и высшей передач раздаточной коробки?
15. Какой метод используют при проектировании гидродинамических передач и в чём его сущность?
16. Назовите параметры, выбираемые при проектировании гидродинамической передачи.
17. Изложите методику выбора количества ступеней механической коробки передач автомобиля с гидромеханической трансмиссией.

## ГЛАВА 4. ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

### 4.1. Определения

*Торможение* – процесс создания и изменения искусственных сил сопротивления движению автомобиля с целью снижения его скорости, поддержания скорости на требуемом уровне или удержания в неподвижном состоянии.

*Тормозные свойства* – совокупность свойств, определяющих максимальное замедление автомобиля при его движении на различных дорогах в тормозном режиме, предельные значения внешних сил, при действии которых заторможенный автомобиль надёжно удерживается на месте и имеет необходимые минимальные установившиеся скорости при движении под уклон.

*Тормозной режим* – режим, при котором ко всем или нескольким колёсам подводят тормозные моменты.

Режимы торможения классифицируют по различным признакам: начальной и конечной скоростям движения, величине развиваемого замедления, силам и моментам, реализуемым при торможении, и др.

По *начальной скорости* различают рабочее и стояночное торможения. Торможение движущегося автомобиля, когда его скорость не равна нулю, называют *рабочим*, а торможение стоящего автомобиля, при равной нулю скорости, *стояночным*. В свою очередь рабочее торможение может быть *полным* и *частичным* в зависимости от величины конечной скорости движения. При полном торможении автомобиль останавливается (конечная скорость равна нулю), при частичном снижает скорость по сравнению с начальной, но не до нуля.

По *величине замедления* различают три характерных режима торможения – экстренное (аварийное), служебное и длительное непрерывное.

*Экстренное торможение* – торможение автомобиля с максимально возможным замедлением. Его осуществляют в экстренных случаях с целью сокращения до минимума тормозного пути или резкого снижения скорости движения. Обычно такое торможение производят в аварийных ситуациях, поэтому экстренное торможение часто называют *аварийным*. На долю экстренных торможений приходится 2...4% всех случаев торможения. При экстренном (аварийном) торможении замедления могут достигать 7...8 м/с<sup>2</sup>.

*Служебное торможение* – умеренное торможение автомобиля с целью понижения скорости до необходимого значения. Интенсивность такого торможения составляет обычно 15...25% максимального значения. При служебных торможениях в условиях городского движения средняя величина замедления составляет 0,8...1,7 м/с<sup>2</sup>. На долю служебных торможений приходится 95...97% всех случаев торможения.

*Длительное непрерывное торможение* характерно для дорог в горной и холмистой местностях. Его особенность: автомобиль движется с постоянной скоростью на уклоне дороги протяжённостью в несколько километров.

При торможении уменьшается или полностью рассеивается энергия автомобиля, накопленная в процессе предыдущего движения. Преобразование этой накопленной энергии в работу трения или каких-то других сопротивлений

может осуществляться в *тормозных механизмах*. В зависимости от того, где и каким образом происходит преобразование энергии, различают торможение колёсными тормозами, двигателем, трансмиссионными тормозами, тормозами-замедлителями, а также внеколёсное торможение, например, за счёт силы сопротивления воздуха, воздействующей на парашют гоночного автомобиля.

В соответствии с требованиями нормативных документов, любой автомобиль должен иметь три *тормозные системы*: рабочую, запасную и стояночную. Автобусы полной массой более 5 т и грузовые автомобили полной массой свыше 12 т с дизельными двигателями, предназначенные для эксплуатации в горных районах, должны быть дополнительно оборудованы вспомогательной тормозной системой.

*Рабочая тормозная система* служит для уменьшения скорости движения автомобиля и полной его остановки. У современных автомобилей механизмами рабочей тормозной системы являются колёсные тормоза, а управление осуществляют посредством ножной педали.

*Запасная тормозная система* предназначена для остановки автомобиля при отказе рабочей тормозной системы. Обычно её роль выполняет один из контуров привода рабочей тормозной системы. У некоторых автомобилей функции запасной выполняет стояночная тормозная система.

*Стояночная тормозная система* обеспечивает удержание автомобиля на месте. Привод стояночной тормозной системы воздействует на колёсные механизмы рабочей тормозной системы или на дополнительный тормозной механизм, установленный в трансмиссии автомобиля. Управление стояночной тормозной системой обычно ручное.

*Вспомогательную тормозную систему* используют при длительном торможении автомобиля, например, на затяжных спусках. Она включает моторный или трансмиссионный *тормоз-замедлитель*. Управление вспомогательной тормозной системой ручное или автоматическое.

## 4.2. Значение тормозных свойств

Тормозные свойства относят к важнейшим эксплуатационным свойствам, определяющим *активную безопасность автомобиля*. Под активной безопасностью понимают совокупность эксплуатационных свойств и специальных конструктивных особенностей автомобиля, обеспечивающих снижение вероятности дорожно-транспортных происшествий.

Активная безопасность автомобиля при его движении зависит, во-первых, от совершенства конструкции тормозных систем, оказывающей первостепенное влияние на их надёжность, во-вторых, от эффективности их действия, обеспечивающей требуемые величины показателей тормозных свойств.

Статистика дорожно-транспортных происшествий показывает, что более половины аварий происходит из-за неисправности тормозных систем либо из-за несоответствия показателей тормозных свойств нормативным значениям. Особенно тяжёлые последствия вызывают неправильная регулировка или выход из

строю одного из тормозных механизмов, приводящие к *потере устойчивости при торможении*.

Основными путями повышения производительности автомобилей являются рост средних скоростей движения и увеличение их вместимости. При этом приобретает особую актуальность эффективность и безопасность торможения. Дело в том, что тягово-скоростные и тормозные свойства тесно связаны между собой. Чем выше средняя скорость движения, тем больше внимания следует уделять обеспечению безопасности дорожного движения и в первую очередь повышению показателей тормозных свойств автомобилей. Вместе с тем чем интенсивнее торможение автомобиля, тем выше средняя скорость движения и, следовательно, производительность.

Во время торможения накопленная автомобилем энергия в результате трения в тормозных механизмах, а также в контакте шин с поверхностью дороги превращается в тепло, рассеивающееся в окружающей среде. Таким образом, торможение сопровождается невосполнимыми потерями энергии, которые неизбежно связаны с увеличением расхода топлива, сказывающимся на себестоимости перевозок.

### 4.3. Уравнение движения автомобиля при торможении

**Силы и моменты, действующие на колесо при торможении.** В наиболее общем виде (рис. 4.1) на тормозящее колесо действует тормозной момент, создаваемый колёсным тормозным механизмом рабочей тормозной системы  $T_\tau$ , и тормозной момент, подводимый к колесу от тормоза-замедлителя  $T_{к.т.з.}$ . При уменьшении угловой скорости вращения тормозящего колеса к нему будут приложены инерционный момент колеса  $T_{ак}$  и инерционный момент вращающихся частей тормоза-замедлителя и привода, соединяющего тормоз-замедлитель с колесом,  $T_{ат.з.}$ . Кроме того, следует учесть момент сопротивления качению колеса  $T_f$ , обусловленный гистерезисными потерями в шине.

Уравнение движения тормозящего колеса может быть получено как сумма моментов относительно оси вращения колеса  $O$ :

$$\sum T_O = 0; T_\tau + T_{к.т.з.} + T_f - T_{ак} - T_{ат.з.} - R_x r_d = 0. \quad (4.1)$$

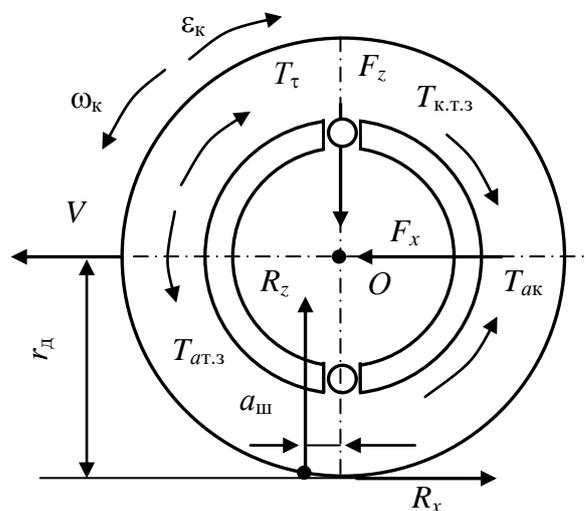


Рис. 4.1. Силы и моменты, действующие на тормозящее колесо

Входящие в уравнение (4.1) моменты рассчитывают по формулам:

$$T_{к.т.з} = \frac{T_{т.з} u_{т.з}}{\eta_{т.з}}; T_f = a_{ш} R_z; T_{ак} = J_k \varepsilon_k; T_{ат.з} = \frac{J_{т.з} \varepsilon_{т.з} u_{т.з}}{\eta_{т.з}}, \quad (4.2)$$

где  $T_{т.з}$  – момент сопротивления тормоза-замедлителя;  $J_{т.з}$  – момент инерции тормоза-замедлителя;  $\varepsilon_{т.з}$  – угловое замедление тормоза-замедлителя;  $u_{т.з}$  – передаточное число привода от тормоза-замедлителя до колеса;  $\eta_{т.з}$  – КПД привода от тормоза-замедлителя до колеса.

После подстановки моментов, вычисляемых по формулам (4.2), в уравнение (4.1) и решения его относительно  $R_x$  получают *уравнение движения тормозящего колеса*:

$$R_x = \frac{T_{\tau}}{r_d} + \frac{T_{т.з} u_{т.з}}{r_d \eta_{т.з}} + f_c R_z - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d} - \frac{J_{т.з} \varepsilon_{т.з} u_{т.з}}{r_d \eta_{т.з}}, \quad (4.3)$$

где, согласно (1.28),  $f_c = a_{ш} / r_d$ .

В частном случае, когда *тормозом-замедлителем служит двигатель*:

$$T_{к.т.з} = \frac{T_{т.д} u_{тр}}{\eta'_{тр}}; T_{ат.з} = \frac{J_e \varepsilon_e u_{тр}}{\eta'_{тр}}. \quad (4.4)$$

В формулах (4.4)  $T_{т.д}$  – момент трения в двигателе, обусловленный трением возвратно-поступательно движущихся частей и сопротивлением, возникающим в двигателе, когда он работает как компрессор при прекращении или существенном уменьшении подачи топлива;  $J_e$  – момент инерции вращающихся частей двигателя и связанных с ними частей трансмиссии;  $\varepsilon_e$  – угловое замедление вала двигателя;  $u_{тр}$  – передаточное число трансмиссии;  $\eta'_{тр}$  – *обратный КПД трансмиссии*, который на 5...10% меньше прямого КПД трансмиссии [ $\eta'_{тр} = (0,9...0,95) \eta_{тр}$ ].

Для автомобиля с *моторным тормозом-замедлителем уравнение движения* тормозящего колеса, с учётом выражений (4.4), приобретает вид:

$$R_x = \frac{T_{\tau}}{r_d} + \frac{T_{т.д} u_{тр}}{r_d \eta'_{тр}} + f_c R_z - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d} - \frac{J_e \varepsilon_e u_{тр}}{r_d \eta'_{тр}}. \quad (4.5)$$

Если торможение производят без использования тормоза-замедлителя:

$$R_x = \frac{T_{\tau}}{r_d} + f_c R_z - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d}. \quad (4.6)$$

*Экстренное торможение* производят с отключением двигателя от трансмиссии и доведением продольной реакции на тормозящее колесо до максимального значения  $R_{x\max} = \varphi_x R_z$ , равного силе сцепления колеса с дорогой. В этом случае:

$$R_{x\max} = \varphi_x R_z = \frac{T_{\tau\max}}{r_d} + f_c R_z - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d}, \quad (4.7)$$

откуда *максимальный тормозной момент*, необходимый для создания названного режима торможения, равен:

$$T_{\tau \max} = (\varphi_x - f_c) R_z r_{\text{д}} + J_{\text{к}} \varepsilon_{\text{к}}. \quad (4.8)$$

#### Частные случаи

1. При торможении колесо заблокировано, то есть доведено до полного юза. При этом  $\omega_{\text{к}} = 0$  и  $\varepsilon_{\text{к}} = d\omega_{\text{к}} / dt = 0$ :

$$T_{\tau \max} = (\varphi_x - f_c) R_z r_{\text{д}}. \quad (4.9)$$

2. Торможение происходит на асфальто- или цементобетонном покрытии с коэффициентом сцепления  $\varphi_x = 0,7 \dots 0,8$  и коэффициентом сопротивления качению  $f_c = 0,015 \dots 0,02$ . Ввиду того, что  $f_c \ll \varphi_x$ , величиной  $f_c$  можно пренебречь ( $f_c \approx 0$ ). Тогда

$$T_{\tau \max} = \varphi_x R_z r_{\text{д}} + J_{\text{к}} \varepsilon_{\text{к}}. \quad (4.10)$$

3. Если одновременно выполняются первое и второе условия:

$$T_{\tau \max} = \varphi_x R_z r_{\text{д}}. \quad (4.11)$$

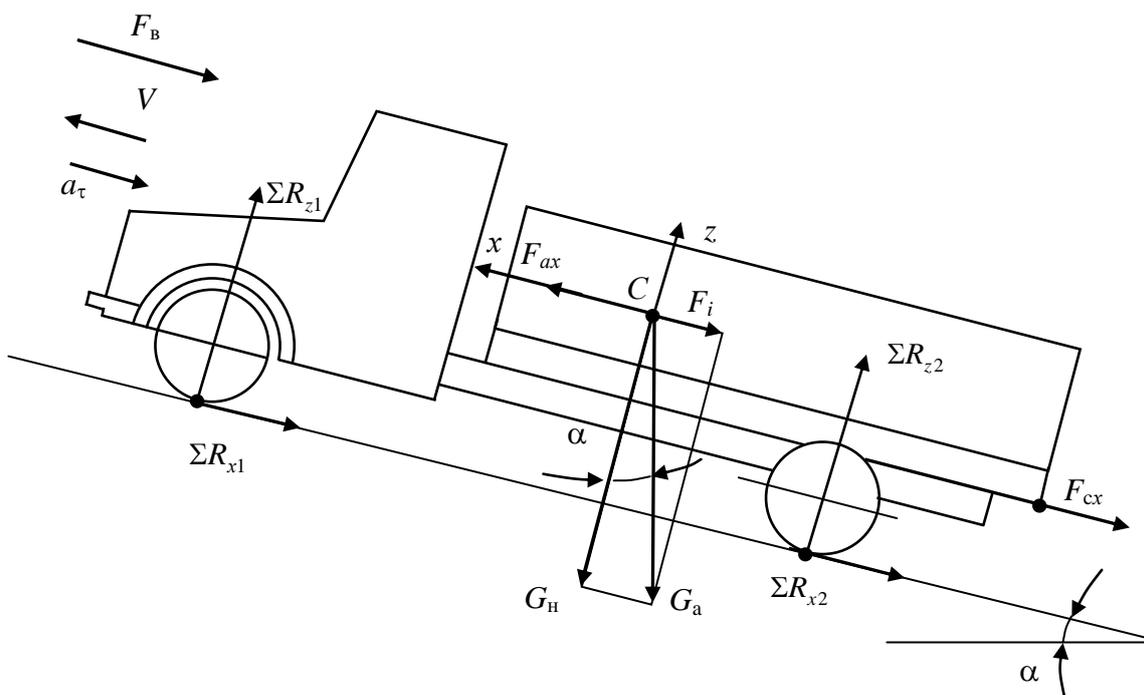


Рис. 4.2. Силы и моменты, действующие на автомобиль при торможении

**Уравнение движения автомобиля при торможении.** Рассматривают общий случай торможения автомобиля (рис. 4.2), характеризующийся следующим:

- 1) автомобиль движется не на горизонтальной дороге, а на подъёме с углом  $\alpha$ ;
- 2) автомобиль буксирует прицеп, действие которого на тягач учитывают силой  $F_{\text{сх}}$  в сцепном устройстве;

3) *двигатель не отсоединён от трансмиссии*, поэтому к ведущим колёсам подводится момент трения в двигателе  $T_{т.д.}$ .

Колёсная формула автомобиля 4×2, задние колёса ведущие.

Сумма всех сил, направленных по оси  $Cx$ , параллельной опорной поверхности дороги, имеет вид:

$$\sum X = 0; F_{ax} - \sum R_{x1} - \sum R_{x2} - F_i - F_B - F_{cx} = 0. \quad (4.12)$$

Входящие в уравнение силы сопротивления поступательному разгону  $F_{ax}$ , подъёму  $F_i$ , воздуха  $F_B$  и со стороны прицепа  $F_{cx}$  вычисляются по формулам (1.102), (1.80), (1.92) или (1.100), (1.104).

Суммарные продольные реакции на передние и задние тормозящие колёса  $\sum R_{x1}$  и  $\sum R_{x2}$  рассчитывают по формулам (4.6) и (4.5) соответственно:

$$\sum R_{x1} = \frac{\sum T_{\tau 1}}{r_d} + f_c \sum R_{z1} - \frac{\sum J_{к1} \varepsilon_{к}}{r_d}; \quad (4.13)$$

$$\sum R_{x2} = \frac{\sum T_{\tau 2}}{r_d} + \frac{T_{т.д.} u_{тр}}{r_d \eta'_{тр}} + f_c \sum R_{z2} - \frac{\sum J_{к2} \varepsilon_{к}}{r_d} - \frac{J_e \varepsilon_e u_{тр}}{r_d \eta'_{тр}}, \quad (4.14)$$

где  $\sum T_{\tau 1}$  и  $\sum T_{\tau 2}$  – суммарные тормозные моменты на передних и задних колёсах;  $\sum R_{z1}$  и  $\sum R_{z2}$  – суммарные нормальные реакции на передние и задние колёса;  $\sum J_{к1}$  и  $\sum J_{к2}$  – суммарные моменты инерции передних и задних колёс.

После подстановки в уравнение (4.12) выражений входящих в него сил и реакций получают:

$$m_a a_{\tau} - \frac{\sum T_{\tau 1}}{r_d} - f_c \sum R_{z1} + \frac{\sum J_{к1} \varepsilon_{к}}{r_d} - \frac{\sum T_{\tau 2}}{r_d} - \frac{T_{т.д.} u_{тр}}{r_d \eta'_{тр}} - f_c \sum R_{z2} + \frac{\sum J_{к2} \varepsilon_{к}}{r_d} + \frac{J_e \varepsilon_e u_{тр}}{r_d \eta'_{тр}} - F_i - F_B - F_{cx} = 0, \quad (4.15)$$

где  $a_{\tau}$  – замедление автомобиля при торможении.

Выполняют следующие преобразования:

$$\frac{\sum T_{\tau 1}}{r_d} + \frac{\sum T_{\tau 2}}{r_d} = \frac{\sum T_{\tau}}{r_d}, \quad (4.16)$$

$\sum T_{\tau}$  – суммарный тормозной момент на всех колёсах автомобиля.

$$f_c \sum R_{z1} + f_c \sum R_{z2} = f_c (\sum R_{z1} + \sum R_{z2}) = f_c G_H = f_c G_a \cos \alpha = F_f, \quad (4.17)$$

где  $F_f$  – сила сопротивления качению автомобиля.

$$\frac{\sum J_{к1} \varepsilon_{к}}{r_d} + \frac{\sum J_{к2} \varepsilon_{к}}{r_d} = \frac{\sum J_{к} \varepsilon_{к}}{r_d}, \quad (4.18)$$

$\sum J_{к}$  – суммарный момент инерции всех колёс автомобиля.

Суммируют все силы, вызванные неустановившимся движением автомобиля:

$$m_a a_\tau + \frac{J_e \varepsilon_e u_{\text{тр}}}{r_d \eta'_{\text{тр}}} + \frac{\sum J_k \varepsilon_k}{r_d}. \quad (4.19)$$

Выражают угловое замедление колёс  $\varepsilon_k$  и вала двигателя  $\varepsilon_e$  через замедление автомобиля  $a_\tau$  по (1.16):

$$\varepsilon_k = \frac{a_\tau}{r_k}; \quad \varepsilon_e = \frac{a_\tau u_{\text{тр}}}{r_k}. \quad (4.20)$$

Тогда

$$m_a a_\tau + \frac{J_e u_{\text{тр}}^2 a_\tau}{r_d r_k \eta'_{\text{тр}}} + \frac{\sum J_k a_\tau}{r_d r_k} = m_a a_\tau \left( 1 + \frac{J_e u_{\text{тр}}^2}{m_a r_d r_k \eta'_{\text{тр}}} + \frac{\sum J_k}{m_a r_d r_k} \right) = \delta_\tau m_a a_\tau = F_a. \quad (4.21)$$

В формуле (4.21)  $F_a$  – сила инерции, действующая на автомобиль при торможении;  $\delta_\tau$  – коэффициент учёта вращающихся масс при торможении с неотсоединённым двигателем:

$$\delta_\tau = 1 + \frac{J_e u_{\text{тр}}^2}{m_a r_d r_k \eta'_{\text{тр}}} + \frac{\sum J_k}{m_a r_d r_k}. \quad (4.22)$$

При приближённых расчётах можно использовать упрощённую формулу:

$$\delta_\tau = 1 + \sigma_1 u_{\text{тр}}^2 + \sigma_2, \quad (4.23)$$

где  $\sigma_1 = J_e u_0^2 / (m_a r_d r_k \eta'_{\text{тр}})$ ;  $\sigma_2 = \sum J_k / (m_a r_d r_k)$ ;  $\sigma_1 = 0,02 \dots 0,04$ ;  $\sigma_2 = 0,03 \dots 0,05$ .

Вводят следующие определения:

- *тормозная сила автомобиля* – отношение суммарного тормозного момента на всех колёсах автомобиля к их динамическому радиусу

$$F_\tau = \frac{\sum T_\tau}{r_d}; \quad (4.24)$$

- *тормозная сила двигателя* – отношение тормозного момента двигателя, подведённого к ведущим колёсам, к их динамическому радиусу

$$F_{\tau,д} = \frac{T_{\tau,д} u_{\text{тр}}}{r_d \eta'_{\text{тр}}}. \quad (4.25)$$

С учётом выполненных преобразований и введённых обозначений уравнение (4.12) приобретает вид:

$$F_a - F_\tau - F_{\tau,д} - F_f - F_i - F_v - F_{cx} = 0 \quad (4.26)$$

– это уравнение движения при торможении автомобиля.

После подстановки в уравнение (4.26) выражений входящих в него сил получают *уравнение движения при торможении автомобиля в развёрнутом виде*:

$$\delta_{\tau} m_a a_{\tau} - \frac{\Sigma T_{\tau}}{r_d} - \frac{T_{\tau, д} u_{\text{тр}}}{r_d \eta'_{\text{тр}}} - f_c G_a \cos \alpha - G_a \sin \alpha - 0,5 c_x \rho_v A_b V^2 - F_{cx} = 0;$$

$$\delta_{\tau} m_a a_{\tau} - \frac{\Sigma T_{\tau}}{r_d} - \frac{T_{\tau, д} u_{\text{тр}}}{r_d \eta'_{\text{тр}}} - \psi G_a - W V^2 - F_{cx} = 0, \quad (4.27)$$

где  $\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$  (1.85) (знак «+» соответствует торможению на подъёме, «-» – на спуске).

#### 4.4. Торможение с неполным использованием сил сцепления

**Характеристики торможения с неполным использованием сил сцепления.** При торможении с неполным использованием сил сцепления продольные реакции на передние и задние колёса не достигают своих предельных значений по сцеплению с опорной поверхностью ( $\Sigma R_{x1} < \varphi_x \Sigma R_{z1}; \Sigma R_{x2} < \varphi_x \Sigma R_{z2}$ ).

Неполное использование сил сцепления возможно при *служебном торможении*, а также при *экстренном*, когда тормозная система не обеспечивает тормозной силы, необходимой для создания продольных реакций на колёса, равных силам их сцепления с опорной поверхностью. Последнее вероятно на дорогах с высокими значениями коэффициента сцепления  $\varphi_x$ , а также при невозможности создания достаточной силы на педали рабочей тормозной системы, например, при неисправной тормозной системе, при управлении автомобилем женщиной, если отсутствует усилитель в тормозном приводе, и др.

Для оценки эффективности торможения автомобиля используют величины замедления и тормозного пути, которые могут быть получены из уравнения движения при торможении (4.2).

Уравнение движения может быть записано в следующем виде:

$$F_a = F_{\tau} + F_{\tau, д} + F_b + F_{\psi} + F_{cx} \quad (4.28)$$

– это *уравнение тормозного баланса автомобиля*. Поделив уравнение (4.28) на силу веса автомобиля  $G_a$ , получают *уравнение тормозного баланса в безразмерном виде*:

$$\frac{\delta_{\tau} a_{\tau}}{g} = D_{\tau} + \psi + k_{кр}. \quad (4.29)$$

В уравнении (4.29) отношение

$$\frac{F_{\tau} + F_{\tau, д} + F_b}{G_a} = D_{\tau} \quad (4.30)$$

называют *тормозным динамическим фактором*, а отношение

$$\frac{F_{сх}}{G_a} = k_{кр} \quad (4.31)$$

– *удельной силой тяги на крюке*.

В общем случае все силы, входящие в формулу (4.30) для расчёта тормозного динамического фактора, переменные.

Тормозная сила автомобиля может быть записана в виде:

$$F_{\tau} = \nu F_{п}, \quad (4.32)$$

где  $\nu$  – коэффициент, учитывающий особенности конструкции тормозной системы и происходящие в ней процессы;  $F_{п}$  – сила воздействия водителя на орган управления тормозной системой.

Из выражения (4.32) видно, что тормозная сила возрастает с увеличением силы  $F_{п}$  и пропорциональна коэффициенту  $\nu$ , величина которого зависит от особенностей конструкции тормозных механизмов (размеров и материалов трущихся поверхностей, количества и конструкции разжимных устройств и т.д.), особенностей тормозного привода (наличия в нём регуляторов тормозных сил, антиблокировочных и противобуксовочных систем и др.), процессов, происходящих в тормозных механизмах и тормозных приводах (изменение коэффициентов трения фрикционных поверхностей от скорости скольжения, температуры, неодинаковые давления рабочего тела в тормозных камерах или цилиндрах тормозных механизмов и др.).

Момент трения в двигателе, согласно экспериментальным данным, может быть аппроксимирован уравнением (2.47)  $T_{т.д} = T_{т.д0} + b_{т} \omega_e$ , где  $T_{т.д0}$  – момент трения в двигателе при минимальной угловой скорости;  $b_{т}$  – коэффициент повышения механических потерь от угловой скорости вала двигателя;  $\omega_e$  – угловая скорость вала двигателя.

Подставив значение  $T_{т.д}$  в формулу (4.25) и выразив  $\omega_e$  через  $V$ , из формулы (1.12),  $\omega_e = V u_{тр} / r_k$ , получают:

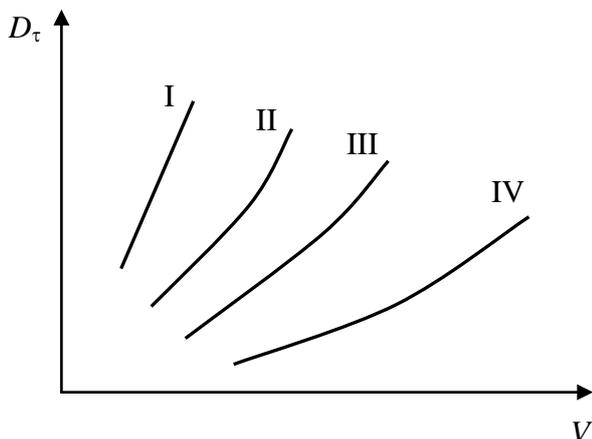
$$F_{т.д} = \frac{T_{т.д0} u_{тр}}{r_d \eta'_{тр}} + \frac{b_{т} u_{тр}^2 V}{r_d r_k \eta'_{тр}}. \quad (4.33)$$

Из формулы (4.33) видно, что тормозная сила двигателя возрастает с увеличением скорости движения и она тем выше, чем больше передаточное число трансмиссии. По этой причине торможение двигателем наиболее эффективно на низших передачах трансмиссии.

Сила сопротивления воздуха, согласно формуле (1.100),  $F_B = W V^2$  пропорциональна квадрату скорости движения автомобиля. Она оказывает заметное влияние на величину  $D_{\tau}$  только при высоких начальных скоростях торможения ( $V_a \geq 90$  км/ч).

После подстановки выражений сил  $F_\tau$ ,  $F_{\tau.д}$  и  $F_B$ , по формулам (4.32), (4.33) и (1.100), в уравнение (4.30) получают величину *тормозного динамического фактора автомобиля в развёрнутом виде*:

$$D_\tau = \frac{vF_\Pi + \frac{T_{\tau.д0}u_{тр}}{r_d \eta'_{тр}} + \frac{b_\tau u_{тр}^2 V}{r_d r_k \eta'_{тр}} + WV^2}{G_a}. \quad (4.34)$$



**Рис. 4.3.** Зависимость тормозного динамического фактора от скорости движения автомобиля

На рис. 4.3 показана зависимость тормозного динамического фактора, рассчитанного по формуле (4.34), от скорости автомобиля.

При графическом решении задач торможения автомобиля с использованием графика, показанного на рис. 4.3, удобно пользоваться выражениями удельных сил:

- *удельной тормозной силы автомобиля*

$$\gamma_\tau = \frac{F_\tau}{G_a} = \frac{vF_\Pi}{G_a}; \quad (5.35)$$

- *удельной тормозной силы двигателя*

$$\gamma_{\tau.д} = \frac{F_{\tau.д}}{G_a} = \frac{\frac{T_{\tau.д0}u_{тр}}{r_d \eta'_{тр}} + \frac{b_\tau u_{тр}^2 V}{r_d r_k \eta'_{тр}}}{G_a}; \quad (4.36)$$

- *удельной силы сопротивления воздуха*

$$\gamma_B = \frac{F_B}{G_a} = \frac{WV^2}{G_a}. \quad (4.37)$$

С учётом выражений (4.30), (4.35), (4.36), (4.37):

$$D_\tau = \gamma_\tau + \gamma_{\tau.д} + \gamma_B. \quad (4.38)$$

*Замедление при торможении автомобиля с неполным использованием сил сцепления можно найти из уравнения (4.29):*

$$a_\tau = \frac{(D_\tau + \psi + k_{кр})g}{\delta_\tau}. \quad (4.39)$$

Если известна зависимость  $D_\tau = f(V)$ , то можно построить *график замедлений автомобиля при торможении*, представляющий зависимость замедлений от скорости движения автомобиля при всех значениях передаточных чисел трансмиссии (рис. 4.4).

С использованием графика замедлений автомобиля при торможении можно рассчитывать *время торможения*  $t_T$  и *тормозной путь*  $S_T$  при снижении скорости движения от начальной  $V_H$  до конечной  $V_K$ . *Служебное торможение* осуществляют с постоянным замедлением ( $a_\tau = \text{const}$ ) или с переменным замедлением при торможении двигателем, как показано на рис. 4.4.

В первом случае расчёт производят по формулам равнозамедленного движения:

$$t_T = \frac{V_H - V_K}{a_\tau}; \quad (4.40)$$

$$S_T = \frac{V_H^2 - V_K^2}{2a_\tau}. \quad (4.41)$$

При торможении двигателем и почти линейной зависимости замедления от скорости условно считают движение автомобиля равнозамедленным с замедлением:

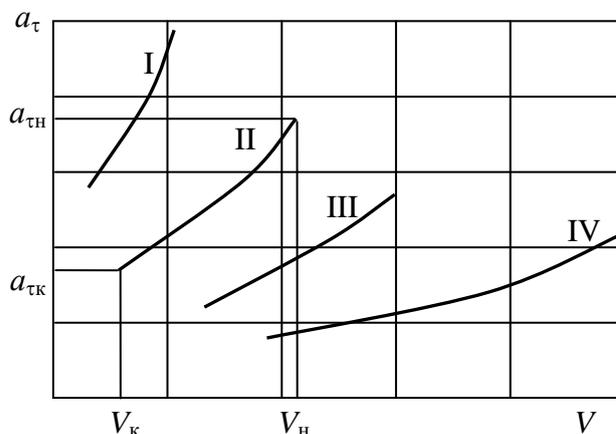


Рис. 4.4. График замедлений автомобиля при служебном торможении

$$a_{\text{ср}} = \frac{a_{\tau H} + a_{\tau K}}{2}, \quad (4.42)$$

где  $a_{\tau H}$  и  $a_{\tau K}$  — замедления при начальной  $V_H$  и конечной  $V_K$  скоростях соответственно (рис. 4.4). Время и путь торможения в данном случае вычисляют по формулам:

$$t_T = 2 \frac{V_H - V_K}{a_{\tau H} + a_{\tau K}}; \quad (4.43)$$

$$S_T = \frac{V_H^2 - V_K^2}{a_{\tau H} + a_{\tau K}}. \quad (4.44)$$

**Способы торможения автомобиля с неполным использованием сил сцепления.** Правильное использование различных способов торможения в значительной мере определяет долговечность рабочей тормозной системы, оказывает влияние на устойчивость автомобиля при торможении, что сказывается на безопасности движения.

Различают следующие способы торможения автомобиля с неполным использованием сил сцепления: 1) торможение двигателем без использования тормозных механизмов рабочей тормозной системы; 2) торможение тормозными механизмами рабочей тормозной системы с отсоединённым двигателем; 3) совместное торможение тормозными механизмами и двигателем.

1. *Торможение двигателем без использования тормозных механизмов* применяют при частичном торможении, когда требуется небольшое замедление

для снижения скорости движения. При таком торможении водитель уменьшает или прекращает подачу топлива или горючей смеси в цилиндры двигателя, в результате чего его мощность становится меньше мощности, необходимой для преодоления сил внутреннего трения, и двигатель превращается в тормоз. Для повышения тормозной силы двигателя в выпускном трубопроводе некоторых грузовых автомобилей большой грузоподъёмности и автобусов большой вместимости устанавливают специальную заслонку, закрытие которой резко увеличивает насосные потери двигателя. Двигатель, снабжённый заслонкой в выпускном трубопроводе, становится *компрессорным тормозом-замедлителем*.

В этом случае замедление при торможении рассчитывают по формуле:

$$a_{\tau d} = \frac{(D_{\tau d} + \psi + k_{кр})g}{\delta_{\tau}}, \quad (4.45)$$

где  $D_{\tau d} = \gamma_{\tau d} + \gamma_B$ ;  $\delta_{\tau} = 1 + \sigma_1 u_k^2 u_d^2 + \sigma_2$ .

2. *Торможение тормозными механизмами с отсоединённым двигателем* осуществляют, когда частичное торможение двигателем не обеспечивает требуемой величины замедления, а также при полном торможении. В этом случае водитель отсоединяет двигатель от трансмиссии, выключая сцепление или устанавливая в нейтральное положение орган управления коробкой передач, и плавно нажимает на тормозную педаль.

Замедление при торможении тормозными механизмами:

$$a_{\tau t} = \frac{(D_{\tau t} + \psi + k_{кр})g}{\delta_{\tau t}}, \quad (4.46)$$

где  $D_{\tau t} = \gamma_{\tau} + \gamma_B$ ;  $\delta_{\tau t} = 1 + \sigma_2$ .

3. *Совместное торможение тормозными механизмами и двигателем* используют в том случае, когда эффективность такого способа торможения выше, чем при торможении с отсоединённым двигателем. При этом увеличивают долговечность тормозных механизмов, уменьшают затраты энергии водителем на торможение, снижают вероятность заноса на скользких дорогах с малым коэффициентом сцепления.

При совместном торможении замедление рассчитывают по формуле:

$$a_{\tau c} = \frac{(D_{\tau c} + \psi + k_{кр})g}{\delta_{\tau}}, \quad (4.47)$$

где  $D_{\tau c} = \gamma_{\tau c} + \gamma_{\tau d} + \gamma_B$ ;  $\delta_{\tau} = 1 + \sigma_1 u_k^2 u_d^2 + \sigma_2$ .

Формулы (4.46) и (4.47) позволяют выявить условия, при которых рационально торможение с неотсоединённым двигателем. Оно целесообразно в случаях, когда  $\gamma_{\tau c} < \gamma_{\tau}$ , так как при этом обеспечивают уменьшение износа трущихся поверхностей тормозных механизмов, а также снижение усилия на педали тормоза, что очень важно для облегчения труда водителя при частых торможениях. При этом  $a_{\tau t} = a_{\tau c} = a_{\tau}$ .

Из уравнения (4.46):

$$\gamma_{\tau} = \frac{a_{\tau}(1 + \sigma_2)}{g} - (\gamma_{\text{в}} + \psi + k_{\text{кр}}), \quad (4.48)$$

из уравнения (4.47):

$$\gamma_{\text{тс}} = \frac{a_{\tau}(1 + \sigma_1 u_{\text{к}}^2 u_{\text{д}}^2 + \sigma_2)}{g} - (\gamma_{\text{т.д}} + \gamma_{\text{в}} + \psi + k_{\text{кр}}). \quad (4.49)$$

Подставив правые части уравнений (4.48) и (4.49) в неравенство  $\gamma_{\text{тс}} < \gamma_{\tau}$ , получают:

$$a_{\tau} < \frac{\gamma_{\text{т.д}} g}{\sigma_1 u_{\text{к}}^2 u_{\text{д}}^2}. \quad (4.50)$$

После подстановки в неравенство (4.50)  $\gamma_{\text{т.д}}$ , по формуле (4.36), и  $\sigma_1$ , по формуле (4.23), получают *условие рациональности торможения автомобиля с неотсоединённым двигателем*:

$$a_{\tau} < \frac{T_{\text{т.д}0} r_{\text{к}} + b_{\text{т}} V u_{\text{тр}}}{J_e u_{\text{тр}}}. \quad (4.51)$$

Из неравенства (4.51) следует, что торможение с неотсоединённым двигателем целесообразно в том случае, когда желаемое замедление не превосходит некоторой величины, различной на разных передачах трансмиссии  $u_{\text{тр}} = u_{\text{к}} u_{\text{д}} u_0$  и при разных скоростях движения  $V$ . Торможение без отключения двигателя от трансмиссии даёт эффект на дорогах с низким коэффициентом сцепления  $\varphi_{\text{x}}$ , когда  $a_{\tau}$  невелико, а также при движении с большими скоростями на высшей передаче в трансмиссии.

**Аналитический метод решения уравнения движения при торможении автомобиля.** При аналитическом решении уравнения движения при торможении автомобиля используют выражение (4.28):

$$F_a = -F_{\tau} - F_{\text{т.д}} - F_{\text{в}} - F_f \pm F_i.$$

После подстановки входящих в него сил, по формулам (4.21), (4.24), (4.33), (1.100), (4.17) и (1.80), получают:

$$\delta_{\text{т.д}} m_a a_{\tau} = -\frac{\Sigma T_{\tau}}{r_{\text{д}}} - \frac{T_{\text{т.д}0} u_{\text{тр}j}}{r_{\text{д}} \eta'_{\text{тр}}} - \frac{b_{\text{т}} u_{\text{тр}j}^2 V}{r_{\text{д}} r_{\text{к}} \eta'_{\text{тр}}} - W V^2 - f m_a g \cos \alpha \pm m_a g \sin \alpha. \quad (4.52)$$

Правую часть уравнения (4.52) аппроксимируют уравнением полинома второго порядка и получают дифференциальное уравнение движения:

$$\delta_{\text{т.д}} m_a \frac{dV}{dt} = \delta_{\text{т.д}} m_a a_{\tau} = a_{\text{т.д}} V^2 + b_{\text{т.д}} V + c_{\text{т.д}}, \quad (4.53)$$

где  $a_{\text{т.д}} = -W$ ;  $b_{\text{т.д}} = -b_{\text{т}} u_{\text{тр}j}^2 / (r_{\text{д}} r_{\text{к}} \eta'_{\text{тр}})$ ;  $c_{\text{т.д}} = -\Sigma T_{\tau} / r_{\text{д}} - T_{\text{т.д}0} u_{\text{тр}j} / (r_{\text{д}} \eta'_{\text{тр}}) - f m_a g \cos \alpha \pm m_a g \sin \alpha$ .

Решение уравнения (4.53) позволяет найти показатели тормозных свойств автомобиля при торможении с неполным использованием сил сцепления.

#### 1. Замедление при торможении

Из уравнения (4.53):

$$a_{\tau} = \frac{a_{\tau j} V^2 + b_{\tau j} V + c_{\tau j}}{\delta_{\tau j} m_a}. \quad (4.54)$$

#### 2. Установившаяся скорость при торможении автомобиля на спуске

При движении с установившейся скоростью ( $V = \text{const}$ ) замедление  $a_{\tau} = 0$ , и уравнение (4.54) становится алгебраическим:

$$a_{\tau j} V^2 + b_{\tau j} V + c_{\tau j} = 0. \quad (4.55)$$

Решение уравнения (4.55) имеет вид:

$$V = \frac{-b_{\tau j} - \sqrt{b_{\tau j}^2 - 4a_{\tau j}c_{\tau j}}}{2a_{\tau j}}. \quad (4.56)$$

### 4.5. Торможение с полным использованием сил сцепления

**Характеристики торможения с полным использованием сил сцепления.** При торможении с полным использованием сил сцепления продольные реакции на передние и задние колёса достигают максимального значения  $\Sigma R_{x1\text{max}}$  и  $\Sigma R_{x2\text{max}}$ . Такое торможение производят в аварийной ситуации и называют *экстренным*: водитель одновременно или несколько позднее с воздействием на тормозную педаль выключает сцепление, чтобы двигатель не заглох. Таким образом, при экстренном торможении момент трения двигателя, трансмиссии и момент инерции вращающихся частей двигателя и трансмиссии не подводят к ведущим колёсам автомобиля, работающим в тормозном режиме.

Торможение с полным использованием сил сцепления рассматривают при следующих *допущениях*: 1) реакции  $R_x$  достигают максимального значения одновременно на всех колёсах автомобиля; 2) коэффициенты продольного сцепления  $\phi_x$  всех колёс одинаковые и остаются постоянными за весь процесс торможения.

Для вывода уравнения движения используют выражение (4.12):

$$F_{ax} - \Sigma R_{x1\text{max}} - \Sigma R_{x2\text{max}} \pm F_i - F_B - F_{cx} = 0. \quad (4.57)$$

Максимальные суммарные продольные реакции на передние и задние тормозящие колёса вычисляют по уравнениям силового баланса (1.31):

$$\Sigma R_{x1\text{max}} = \frac{\Sigma T_{\tau 1\text{max}}}{r_d} + f_c \Sigma R_{z1} - \frac{\Sigma J_{kl} \varepsilon_k}{r_d}; \quad (4.58)$$

$$\Sigma R_{x2\max} = \frac{\Sigma T_{\tau 2\max}}{r_d} + f_c \Sigma R_{z2} - \frac{\Sigma J_{k2} \varepsilon_k}{r_d}. \quad (4.59)$$

Сила инерции поступательно движущихся частей автомобиля:

$$F_{ax} = m_a a_{\tau\max}, \quad (4.60)$$

где  $a_{\tau\max}$  – максимальное замедление автомобиля, достигаемое при экстренном торможении. Силу  $F_i$  вычисляют по формуле (1.80)  $F_i = \pm G_a \sin \alpha$ .

Подставив в уравнение (4.57) выражения входящих в него сил и реакций, получают:

$$\begin{aligned} m_a a_{\tau\max} - \frac{\Sigma T_{\tau 1\max}}{r_d} - f_c \Sigma R_{z1} + \frac{\Sigma J_{k1} \varepsilon_k}{r_d} - \frac{\Sigma T_{\tau 2\max}}{r_d} - \\ - f_c \Sigma R_{z2} + \frac{\Sigma J_{k2} \varepsilon_k}{r_d} \pm G_a \sin \alpha - F_B - F_{cx} = 0. \end{aligned} \quad (4.61)$$

Выполняют следующие преобразования.

Отношение максимального тормозного момента на колёсах одной из осей автомобиля к динамическому радиусу называют *максимальной тормозной силой по сцеплению с дорогой*:

$$F_{\tau 1,2\max} = \frac{\Sigma T_{\tau 1,2\max}}{r_d} = \varphi_x \Sigma R_{z1,2}. \quad (4.62)$$

$$\begin{aligned} \frac{\Sigma T_{\tau 1\max}}{r_d} + \frac{\Sigma T_{\tau 2\max}}{r_d} = F_{\tau 1\max} + F_{\tau 2\max} = \varphi_x \Sigma R_{z1} + \varphi_x \Sigma R_{z2} = \\ = \varphi_x (\Sigma R_{z1} + \Sigma R_{z2}) = \varphi_x G_H = \varphi_x G_a \cos \alpha = F_{\tau\max}, \end{aligned} \quad (4.63)$$

где  $F_{\tau\max} = \varphi_x G_a \cos \alpha$  – максимальная тормозная сила на всех колёсах автомобиля;  $f_c \Sigma R_{z1} + f_c \Sigma R_{z2} = f_c G_a \cos \alpha = F_f$  – сила сопротивления качению автомобиля.

С учётом выражения (4.20)  $\varepsilon_k = a_{\tau\max} / r_k$ :

$$\begin{aligned} m_a a_{\tau\max} + \frac{\Sigma J_{k1} \varepsilon_k}{r_d} + \frac{\Sigma J_{k2} \varepsilon_k}{r_d} = m_a a_{\tau\max} + \frac{\Sigma J_k a_{\tau\max}}{r_d r_k} = \\ = m_a a_{\tau\max} \left( 1 + \frac{\Sigma J_k}{m_a r_d r_k} \right) = \delta_{\tau\tau} m_a a_{\tau\max} = F_{a\max}. \end{aligned} \quad (4.64)$$

В формуле (4.64)  $F_{a\max}$  – максимальная сила инерции;  $\Sigma J_k$  – суммарный момент инерции всех колёс автомобиля;  $\delta_{\tau\tau}$  – коэффициент учёта вращающихся масс при торможении с отсоединённым двигателем:

$$\delta_{\tau\tau} = 1 + \frac{\Sigma J_k}{m_a r_d r_k} = 1 + \sigma_2 = 1,04. \quad (4.65)$$

С учётом выполненных преобразований уравнение (4.57) приобретает вид:

$$F_{a\max} - F_{\tau\max} - F_f \pm F_i - F_B - F_{cx} = 0 \quad (4.66)$$

– это уравнение движения автомобиля при экстренном торможении, а уравнение

$$\delta_{\tau} m_a a_{\tau\max} - (\varphi_x + f_c) G_a \cos \alpha \pm G_a \sin \alpha - W V^2 - F_{cx} = 0 \quad (4.67)$$

– уравнение движения в развёрнутом виде.

После деления всех членов уравнения (4.67) на  $G_a = m_a g$  и с учётом (4.31) и (4.37) получают:

$$\frac{\delta_{\tau} a_{\tau\max}}{g} = (\varphi_x + f_c) \cos \alpha \pm \sin \alpha + \gamma_B + k_{кр} = 0. \quad (4.68)$$

Из уравнения (4.68) выводят формулу для расчёта максимального замедления при экстренном торможении автомобиля:

$$a_{\tau\max} = \frac{[(\varphi_x + f_c) \cos \alpha \pm \sin \alpha + \gamma_B + k_{кр}] g}{\delta_{\tau}}. \quad (4.69)$$

#### Частные случаи

1. Экстренное торможение на дороге с асфальто- или цементобетонным покрытием. При этом  $\delta_{\tau} = 1,04$  при расчёте может быть принято равным единице ( $\delta_{\tau} \approx 1$ );  $\varphi_x = 0,7 \dots 0,8$ ,  $f_c = 0,015 \dots 0,020$ ,  $f_c \ll \varphi_x$ , поэтому принимают  $f_c \approx 0$ . Удельная сила сопротивления воздуха при торможении со скорости 80 км/ч составляет в среднем  $\gamma_B = 0,03 \dots 0,05$  и при определении максимального замедления может не учитываться ( $\gamma_B \approx 0$ ). Тогда

$$a_{\tau\max} = (\varphi_x \cos \alpha \pm \sin \alpha + k_{кр}) g. \quad (4.70)$$

2. Экстренное торможение на магистральной дороге с асфальто- или цементобетонным покрытием. В этом случае  $\cos \alpha \approx 1$ ,  $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i$  и

$$a_{\tau\max} = (\varphi_x \pm i + k_{кр}) g. \quad (4.71)$$

3. Экстренное торможение на горизонтальной дороге с асфальто- или цементобетонным покрытием. При  $\alpha = 0$   $\cos \alpha = 1$ ,  $\sin \alpha = 0$ ,  $i = 0$  и

$$a_{\tau\max} = (\varphi_x + k_{кр}) g. \quad (4.72)$$

4. Экстренное торможение одиночного (без прицепа) автомобиля на горизонтальном участке магистрального шоссе с высоким значением коэффициента сцепления  $\varphi_x$ :

$$a_{\tau\max} = \varphi_x g. \quad (4.73)$$

При экстренном торможении с постоянным замедлением  $a_{\tau\max}$  время и путь торможения до полной остановки могут быть рассчитаны по формулам равнозамедленного движения:

$$t_{\tau} = \frac{V_0}{a_{\tau\max}}; \quad (4.74)$$

$$S_{\tau} = \frac{V_0^2}{2a_{\tau\max}}, \quad (4.75)$$

где  $V_0$  – начальная скорость при торможении автомобиля.

В действительных условиях торможения величины максимального замедления, времени торможения и тормозного пути, рассчитанные по формулам (4.69), (4.74), (4.75), не могут быть достигнуты. Для приближения результатов расчётов к реальным показателям Д.П. Великанов предложил ввести в расчётные формулы  $k_3$  – коэффициент эффективности торможения.

Фактические показатели тормозных свойств с учётом коэффициента эффективности торможения рассчитывают по формулам:

- максимальное замедление

$$a_{\tau\max} = \frac{\varphi_x g}{k_3}; \quad (4.76)$$

- время торможения

$$t_{\tau} = \frac{k_3 V_0}{a_{\tau\max}}; \quad (4.77)$$

- тормозной путь

$$S_{\tau} = \frac{k_3 V_0^2}{2a_{\tau\max}}. \quad (4.78)$$

При  $\varphi_x < 0,4$   $k_3 = 1$ ; при  $\varphi_x \geq 0,4$   $k_3 = 1,15 \dots 1,2$  для легковых автомобилей;  $k_3 = 1,3 \dots 1,4$  для грузовых автомобилей и автобусов.

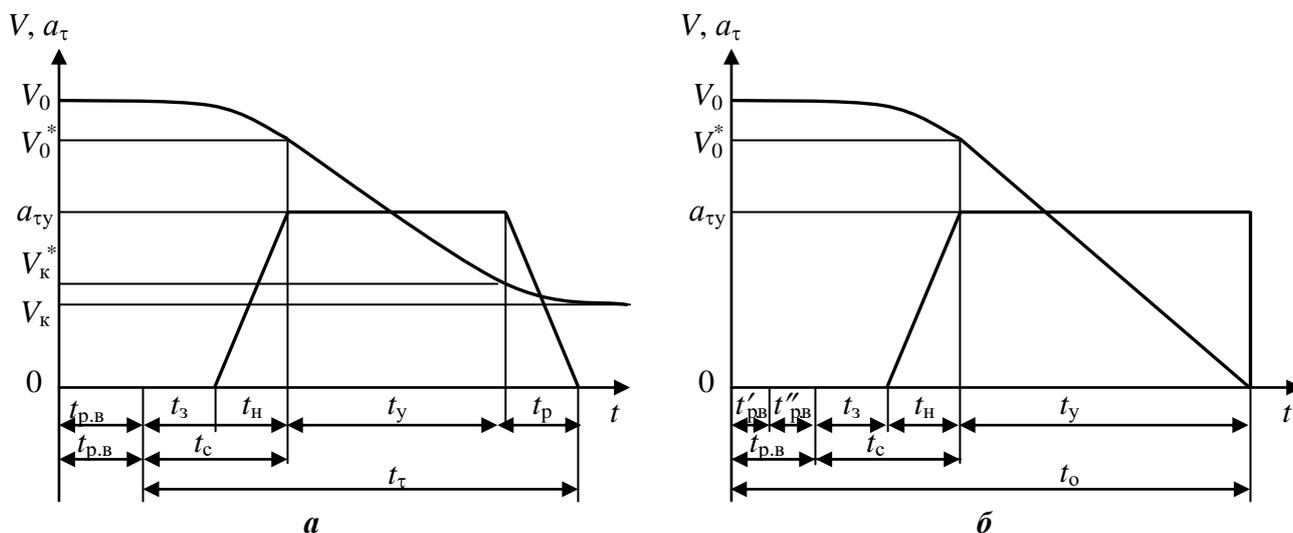
Коэффициент  $k_3$  учитывает: 1) влияние массы автомобиля на показатели тормозных свойств; 2) неодновременность блокировки колёс автомобиля при торможении; 3) износ деталей тормозных механизмов; 4) загрязнённость трущихся поверхностей тормозных механизмов; 5) неодинаковое состояние шин каждого колеса; 6) неодинаковые коэффициенты сцепления колёс с дорогой.

**Тормозная диаграмма автомобиля.** Тормозной диаграммой (диаграммой торможения) автомобиля называют зависимость замедления и скорости движения от времени при торможении (рис. 4.5). Начало координат ( $t = 0$ ) этой диаграммы соответствует моменту возникновения ситуации, вынуждающей водителя тормозить.

Время от момента появления опасности до начала торможения называют временем реакции водителя  $t_{р.в}$ . Оно включает время психической реакции  $t'_{р.в}$ , в течение которого водитель принимает информацию, оценивает ситуацию и принимает решение о торможении, и время физической реакции  $t''_{р.в}$ , в течение которого он переносит ногу с педали подачи топлива на тормозную педаль.

Время реакции водителя зависит от его индивидуальных особенностей, квалификации или производственного опыта, психического и физического состояния (самочувствия, степени утомления), дорожной обстановки, времени су-

ток (дневное и ночное) и составляет на основании проведённых экспериментальных исследований  $0,2 \dots 1,5$  с. При расчётах принимают среднее значение  $t_{p.в} = 0,8$  с.



**Рис. 4.5. Тормозная диаграмма автомобиля:**  
а – при частичном; б – полном торможении

Время от начала торможения до момента появления тормозной силы называют *временем запаздывания тормозного привода*  $t_3$ . Началом торможения считают момент касания водителем тормозной педали. В течение этого времени происходит перемещение составных частей тормозного привода на величину зазоров, имеющих между ними в нерабочем положении, нарастание давления жидкости или сжатого воздуха в трубопроводах и рабочих аппаратах гидравлического или пневматического приводов до значения, необходимого для преодоления сил возвратных пружин колодок и перемещения последних до соприкосновения их фрикционных накладок с тормозными дисками или барабанами.

Время запаздывания тормозного привода зависит от особенностей конструкции (типа) тормозного привода и тормозных механизмов, а также от их технического состояния. Оно возрастает при увеличении длины трубопроводов и количества тормозных механизмов. У технически исправной тормозной системы с гидравлическим тормозным приводом и дисковыми тормозными механизмами  $t_3 = 0,05 \dots 0,07$  с, с барабанными тормозными механизмами  $t_3 = 0,1 \dots 0,2$  с; у тормозной системы с пневматическим тормозным приводом и барабанными тормозными механизмами  $t_3 = 0,2 \dots 0,4$  с для одиночных автомобилей и  $t_3 = 0,4 \dots 0,6$  с для автопоездов. Увеличение зазоров между трущимися поверхностями тормозных механизмов, попадание воздуха в гидропривод, падение давления в ресивере пневмопривода, утечка воздуха из его трубопроводов и другие неисправности приводят к увеличению времени запаздывания тормозного привода до  $1,5 \dots 2,0$  с.

Время от момента появления тормозной силы и, следовательно, замедления до момента прекращения его роста называют *временем нарастания замедления*  $t_H$ . Оно зависит от интенсивности нажатия водителем тормозной педали,

времени, необходимого для наполнения ёмкостей и деформирования деталей тормозного привода и тормозных механизмов, весового состояния автомобиля, типа и состояния опорной поверхности дороги, технического состояния тормозной системы.

Интенсивность нажатия водителем педали тормоза зависит от тех же факторов, что и время его реакции. При расчётах считают, что водитель быстро, то есть практически мгновенно, нажимает на тормозную педаль. Время наполнения ёмкостей и деформации деталей тормозной системы зависит от особенностей конструкции тормозного привода и механизмов тормозной системы. С увеличением массы автомобиля и коэффициента сцепления колёс с дорогой  $t_n$  возрастает, так как увеличиваются величины разжимных сил в тормозных механизмах, необходимые для создания максимальных продольных реакций на колёса при экстренном торможении. Наличие воздуха в гидроприводе, низкое давление воздуха в ресивере пневмопривода, попадание масла или воды на рабочие поверхности тормозных механизмов и другие неисправности и дефекты тормозной системы существенно увеличивают  $t_n$ .

При расчётах принимают следующие значения  $t_n$ : у автомобилей с гидроприводом – 0,05...0,2 с для легковых и 0,05...0,4 с для грузовых; у автомобилей с пневмоприводом – 0,15...1,5 с для грузовых, 0,2...1,3 с для автобусов. В среднем у автомобилей с тормозной системой в исправном состоянии принимают  $t_n = 0,4...0,5$  с. При неисправностях тормозной системы  $t_n$  может возрасти до 3...4 с.

Суммарное время  $t_3 + t_n = t_c$  называют *временем срабатывания тормозной системы*. Максимальную его величину регламентируют нормативными документами и она не должна превышать 0,6 с, причём  $t_3$  не должно быть больше 0,2 с.

Время, в течение которого автомобиль движется с относительно постоянным замедлением, называют *временем установившегося замедления*  $t_y$ . Согласно формуле (4.40), оно зависит от начальной и конечной скоростей движения, а также от величины установившегося замедления. Замедление в данный промежуток времени условно считают постоянным, однако оно изменяется по периодическому закону, совершая колебания относительно среднего значения, называемого *установившимся замедлением*. Причинами изменения замедления являются: 1) непостоянство силы воздействия водителя на тормозную педаль; 2) изменение тормозных моментов тормозных механизмов из-за непостоянства коэффициента трения фрикционных пар; 3) изменение коэффициента сцепления колёс с дорогой вследствие изменения скорости автомобиля, коэффициента скольжения колёс по опорной поверхности и температуры шин в контакте с дорогой.

При достижении автомобилем требуемой скорости водитель отпускает тормозную педаль. Время от момента прекращения воздействия водителем на тормозную педаль до образования зазоров между фрикционными элементами тормозных механизмов называют *временем растормаживания*  $t_p$ . При растормаживании прекращается действие тормозных сил на колёса автомобиля, и замедление уменьшается от установившегося значения до нуля.

При частичном торможении у автомобилей с гидравлическим приводом  $t_p = 0,2$  с, с пневматическим –  $0,5...1,5$  с. При полном торможении в момент остановки автомобиля замедление уменьшается до нуля практически мгновенно.

Скорость автомобиля в момент окончания торможения  $V_k$ , когда  $a_\tau = 0$ , называют *конечной скоростью торможения*. Конец торможения – это момент, когда прекращается действие на автомобиль искусственных сил сопротивления движению (частичное торможение), или остановка автомобиля (полное торможение).

Время от начала до конца торможения – *время торможения*:

$$t_\tau = t_z + t_n + t_y + t_p = t_c + t_y + t_p; \quad (4.79)$$

от появления опасной дорожной ситуации до остановки автомобиля – *время остановки*, или *остановочное время*:

$$t_o = t_{p.в} + t_z + t_n + t_y = t_{p.в} + t_c + t_y. \quad (4.80)$$

Расстояние, проходимое автомобилем за время торможения, – *тормозной путь*:

$$S_\tau = S_z + S_n + S_y + S_p. \quad (4.81)$$

Путь, проходимый автомобилем за остановочное время, – *остановочный путь*:

$$S_o = S_{p.в} + S_z + S_n + S_y. \quad (4.82)$$

В формулах (4.81) и (4.82)  $S_{p.в}$ ,  $S_z$ ,  $S_n$ ,  $S_y$ ,  $S_p$  – отрезки пути, проходимые автомобилем за время реакции водителя, запаздывания, нарастания замедления, установившегося торможения и растормаживания соответственно.

Для расчёта тормозного и остановочного путей помимо продолжительности по времени необходимо знать величины замедлений на каждом из участков (фаз) торможения. За время реакции водителя автомобиль движется с постоянной скоростью  $V_0$ , называемой *начальной скоростью движения автомобиля*. При установившемся движении:

$$S_{p.в} = V_0 t_{p.в}. \quad (4.83)$$

За время запаздывания тормозного привода скорость автомобиля уменьшается под действием сил сопротивления качению, воздуха, потерь в трансмиссии, а при буксировании прицепа – силы в сцепном устройстве. По формуле (4.28):

$$a_{\tau_3} = \frac{F_\psi + F_B + F_{тр} + F_{сх}}{\delta_\tau m_a}. \quad (4.84)$$

Расчёты по формуле (4.84) показывают, что  $a_{\tau_3} = (0,03...0,07) a_{\tau_y}$ . Ввиду малости  $a_\tau$  для упрощения расчётов им пренебрегают и считают, что автомобиль продолжает двигаться с постоянной скоростью  $V_0$ . Тогда

$$S_z = V_0 t_z. \quad (4.85)$$

За время  $t_H$  замедление возрастает от 0 до  $a_{\text{ты}}$ . Закон изменения  $a_\tau$  может быть различным в зависимости от действия водителя и особенностей конструкции тормозной системы. Принято считать, что нарастание замедления пропорционально времени, то есть  $a_\tau$  изменяется в зависимости от  $t$  по линейному закону:  $a_{\tau H} / a_{\text{ты}} = t / t_H$ , откуда

$$a_{\tau H} = \frac{a_{\text{ты}} t}{t_H}. \quad (4.86)$$

По определению, замедление, или отрицательное ускорение,  $a_{\tau H} = -dV/dt$ , откуда

$$dV = -a_{\tau H} dt. \quad (4.87)$$

Подставив в формулу (4.87) выражение (4.86) и проинтегрировав  $dV$  по времени, получают формулу для расчёта изменения скорости автомобиля за время  $t_H$ :

$$V = \int_0^{t_H} dV = -\int_0^{t_H} a_{\tau H} dt = -\int_0^{t_H} \left( \frac{a_{\text{ты}} t}{t_H} \right) dt = -\frac{a_{\text{ты}} t^2}{2t_H} + C. \quad (4.88)$$

Из начальных условий,  $t = 0$  и  $V = V_0$ ,  $C = V_0$  и

$$V = V_0 - \frac{a_{\text{ты}} t^2}{2t_H}. \quad (4.89)$$

При  $t = t_H$

$$V_0^* = V_0 - \frac{a_{\text{ты}} t_H}{2}. \quad (4.90)$$

При расчёте пути, пройденного за время нарастания замедления, используют определение скорости  $V = dS / dt$ , откуда

$$dS = V dt. \quad (4.91)$$

После подстановки в (4.91) выражения  $V$ , по формуле (4.89), и интегрирования  $dS$  по времени получают формулу для расчёта пути  $S_H$ :

$$S_H = \int_0^{t_H} V dt = \int_0^{t_H} \left( V_0 - \frac{a_{\text{ты}} t^2}{2t_H} \right) dt = V_0 t - \frac{a_{\text{ты}} t^3}{6t_H} + C_1. \quad (4.92)$$

Из начальных условий,  $t = 0$  и  $S_H = 0$ ,  $C_1 = 0$  и  $S_H$  при  $t = t_H$ :

$$S_H = V_0 t - \frac{a_{\text{ты}} t^3}{6t_H} = V_0 t_H - \frac{a_{\text{ты}} t_H^2}{6}. \quad (4.93)$$

При установившемся торможении скорость автомобиля снижается от  $V_0^*$  до  $V_K^*$  по линейному закону:

$$V_K^* = V_0^* - a_{\text{ты}} t_y. \quad (4.94)$$



Время установившегося торможения:

$$t_y = \frac{V_0^* - V_k^*}{a_{\text{ты}}}, \quad (4.95)$$

где  $V_k^*$  – скорость в конце установившегося торможения.

Путь установившегося торможения:

$$S_y = \frac{V_0^{*2} - V_k^{*2}}{2a_{\text{ты}}}. \quad (4.96)$$

При растормаживании замедление изменяется от  $a_{\text{ты}}$  до нуля. Полагают, что замедление убывает по линейному закону:

$$-\frac{dV}{dt} = a_{\text{ты}} - a_{\text{тр}}. \quad (4.97)$$

При линейной зависимости между  $a_{\text{тр}}$  и  $t$ :

$$\frac{a_{\text{тр}}}{a_{\text{ты}}} = \frac{t}{t_p}, \quad (4.98)$$

откуда

$$a_{\text{тр}} = \frac{a_{\text{ты}}t}{t_p}. \quad (4.99)$$

Подставив  $a_{\text{тр}}$ , по выражению (4.99), в формулу (4.97), получают:

$$dV = \left( \frac{a_{\text{ты}}t}{t_p} - a_{\text{ты}} \right) dt. \quad (4.100)$$

После интегрирования по времени выражения (4.100) получают формулу для расчёта изменения скорости за время  $t_p$ :

$$V = \int_0^{t_p} \left( \frac{a_{\text{ты}}t}{t_p} - a_{\text{ты}} \right) dt = \frac{a_{\text{ты}}t^2}{2t_p} - a_{\text{ты}}t + C_2. \quad (4.101)$$

Из начальных условий,  $t = 0$  и  $V = V_k^*$ ,  $C_2 = V_k^*$  и

$$V = V_k^* - a_{\text{ты}} \left( t - \frac{t^2}{2t_p} \right). \quad (4.102)$$

При  $t = t_p$   $V = V_k$  и

$$V_k = V_k^* - \frac{a_{\text{ты}}t_p}{2}, \quad (4.103)$$

откуда

$$V_k^* = V_k + \frac{a_{\text{ты}}t_p}{2}. \quad (4.104)$$

Путь, пройденный автомобилем при растормаживании, находят интегрированием выражения (4.91) при подстановке в него  $V$  из формулы (4.102) и  $V_{\kappa}^*$  из формулы (4.104):

$$S_p = \int_0^{t_p} V dt = \int_0^{t_p} \left( V_{\kappa}^* - a_{\text{ты}} t + \frac{a_{\text{ты}} t^2}{2t_p} \right) dt = V_{\kappa}^* t - \frac{a_{\text{ты}} t^2}{2} + \frac{a_{\text{ты}} t^3}{6t_p} + C_3. \quad (4.105)$$

Из начальных условий,  $t = 0$  и  $S_p = 0$ ,  $C_3 = 0$  и  $S_p$  при  $t = t_p$ :

$$S_p = V_{\kappa}^* t - \frac{a_{\text{ты}} t^2}{2} + \frac{a_{\text{ты}} t^3}{6t_p} = V_{\kappa} t + \frac{a_{\text{ты}} t_p t}{2} - \frac{a_{\text{ты}} t^2}{2} + \frac{a_{\text{ты}} t^3}{6t_p} = V_{\kappa} t_p + \frac{a_{\text{ты}} t_p^2}{6}. \quad (4.106)$$

По формуле (4.96) путь  $S_y$  вычисляют через промежуточные значения скоростей  $V_0^*$  и  $V_{\kappa}^*$ . Значение  $V_0^*$  можно выразить через  $V_0$ , по формуле (4.90),  $V_{\kappa}^*$  через  $V_{\kappa}$ , по формуле (4.104). Тогда

$$S_y = \frac{\left( V_0 - \frac{a_{\text{ты}} t_{\text{H}}}{2} \right)^2 - \left( V_{\kappa} + \frac{a_{\text{ты}} t_p}{2} \right)^2}{2a_{\text{ты}}} = \frac{V_0^2 - V_{\kappa}^2}{2a_{\text{ты}}} - \frac{V_0 t_{\text{H}}}{2} - \frac{V_{\kappa} t_p}{2} + \frac{a_{\text{ты}} (t_{\text{H}}^2 - t_p^2)}{8}. \quad (4.107)$$

Подставив в уравнение (4.81) выражения входящих в неё величин, получают формулу для расчёта *тормозного пути*:

$$S_{\tau} = V_0 t_3 + V_0 t_{\text{H}} - \frac{a_{\text{ты}} t_{\text{H}}^2}{6} + \frac{V_0^2 - V_{\kappa}^2}{2a_{\text{ты}}} - \frac{V_0 t_{\text{H}}}{2} - \frac{V_{\kappa} t_p}{2} + \frac{a_{\text{ты}} (t_{\text{H}}^2 - t_p^2)}{8} + \quad (4.108)$$

$$+ V_{\kappa} t_p + \frac{a_{\text{ты}} t_p^2}{6} = V_0 \left( t_3 + \frac{t_{\text{H}}}{2} \right) + \frac{V_0^2 - V_{\kappa}^2}{2a_{\text{ты}}} - \frac{a_{\text{ты}} (t_{\text{H}}^2 - t_p^2)}{24} + \frac{V_{\kappa} t_p}{2}.$$

При расчёте *остановочного пути* можно воспользоваться формулой (4.108), прибавив  $S_{\text{р.в}} = V_0 t_{\text{р.в}}$  и приняв  $V_{\kappa} = 0$  и  $t_p = 0$ . Тогда

$$S_o = V_0 \left( t_{\text{р.в}} + t_3 + \frac{t_{\text{H}}}{2} \right) + \frac{V_0^2}{2a_{\text{ты}}} - \frac{a_{\text{ты}} t_{\text{H}}^2}{24}. \quad (4.109)$$

В формулах (4.108) и (4.109) ввиду малости  $t_p$   $V_{\kappa} t_p / 2 \approx 0$ , величина  $a_{\text{ты}} t_{\text{H}}^2 / 24 \approx 0$  как величина второго порядка малости. При названных допущениях можно рассчитать минимальные значения тормозного и остановочного путей при  $a_{\text{ты}} = a_{\text{тmax}}$ :

$$S_{\tau \text{min}} = V_0 \left( t_3 + \frac{t_{\text{H}}}{2} \right) + \frac{V_0^2 - V_{\kappa}^2}{2a_{\text{тmax}}}; \quad (4.110)$$

$$S_{o \text{min}} = V_0 \left( t_{\text{р.в}} + t_3 + \frac{t_{\text{H}}}{2} \right) + \frac{V_0^2}{2a_{\text{тmax}}}. \quad (4.111)$$

Подставив в формулы (4.110) и (4.111)  $a_{\tau\max}$ , из формулы (4.70), получают:

$$S_{\tau\min} = V_0 \left( t_3 + \frac{t_H}{2} \right) + \frac{k_3 (V_0^2 - V_K^2)}{2g(\varphi_x \cos \alpha \pm \sin \alpha + k_{кр})}; \quad (4.112)$$

$$S_{o\min} = V_0 \left( t_{п.в} + t_3 + \frac{t_H}{2} \right) + \frac{k_3 V_0^2}{2g(\varphi_x \cos \alpha \pm \sin \alpha + k_{кр})}. \quad (4.113)$$

Также можно рассчитать минимальные значения *времени торможения* и *остановочного времени*:

$$t_{\tau\min} = t_3 + \frac{t_H}{2} + \frac{k_3 (V_0 - V_K)}{g(\varphi_x \cos \alpha \pm \sin \alpha + k_{кр})}; \quad (4.114)$$

$$t_{o\min} = t_{п.в} + t_3 + \frac{t_H}{2} + \frac{k_3 V_0}{g(\varphi_x \cos \alpha \pm \sin \alpha + k_{кр})}. \quad (4.115)$$

Как видно из формул (4.112)...(4.115), минимальные значения пути и времени торможения, остановочных времени и пути зависят от начальной скорости торможения  $V_0$ , коэффициента сцепления  $\varphi_x$  и угла продольного уклона дороги  $\alpha$ , а для тягача, кроме того, от удельной силы тяги на крюке  $k_{кр}$ .

#### 4.6. Оптимальное распределение тормозных сил

**Распределение тормозных сил между осями автомобиля.** Согласно уравнению (4.6), силовой баланс передних и задних колёс при торможении имеет вид:

$$\begin{aligned} \Sigma R_{x1} &= \frac{\Sigma T_{\tau1}}{r_d} + f_c \Sigma R_{z1} - \frac{\Sigma J_{к1} \varepsilon_k}{r_d}; \\ \Sigma R_{x2} &= \frac{\Sigma T_{\tau2}}{r_d} + f_c \Sigma R_{z2} - \frac{\Sigma J_{к2} \varepsilon_k}{r_d}. \end{aligned}$$

При экстренном торможении  $f_c \Sigma R_z$  и  $\Sigma J_k \varepsilon_k / r_d$  малы по сравнению с  $\Sigma T_{\tau} / r_d$  и при расчётах ими можно пренебречь.

В соответствии с (4.24),  $F_{\tau1} = \Sigma T_{\tau1} / r_d$  и  $F_{\tau2} = \Sigma T_{\tau2} / r_d$  – тормозные силы на колёсах передней и задней осей соответственно. При принятых допущениях  $F_{\tau1} \approx \Sigma R_{x1}$  и  $F_{\tau2} \approx \Sigma R_{x2}$ .

Одновременное достижение тормозными силами на колёсах передней и задней осей автомобиля значений сил сцепления ( $F_{\tau1} = \Sigma R_{x1\max} = \varphi_x \Sigma R_{z1}$  и  $F_{\tau2} = \Sigma R_{x2\max} = \varphi_x \Sigma R_{z2}$ ) называют *оптимальным распределением тормозных сил между осями автомобиля*.

Отношения тормозных сил на колёсах каждой из осей автомобиля к нормальным реакциям называют *удельными тормозными силами*:

$$\gamma_{\tau 1} = \frac{F_{\tau 1}}{\Sigma R_{z1}}; \gamma_{\tau 2} = \frac{F_{\tau 2}}{\Sigma R_{z2}}. \quad (4.116)$$

Условие оптимального распределения тормозных сил имеет вид:

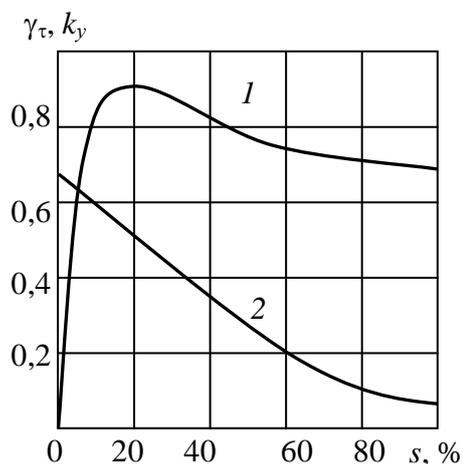
$$\gamma_{\tau 1} = \gamma_{\tau 2} = \varphi_{x \max}. \quad (4.117)$$

Как видно из рис. 4.6, коэффициент сцепления достигает максимального значения  $\varphi_{x \max}$  при определённой величине коэффициента скольжения  $s_{\text{опт}}$ . Если тормозная система автомобиля спроектирована таким образом, что коэффициенты скольжения колёс всех осей одинаковы и равны  $s_{\text{опт}}$ , то будет выполняться условие (4.117), при котором автомобиль будет иметь высокие показатели тормозных свойств и хорошую устойчивость при торможении.

При  $\varphi_{x \max}$  могут быть достигнуты максимальное замедление при торможении  $a_{\tau \max} = \varphi_{x \max} g$  и минимальный тормозной путь  $S_{\tau \min} = V_0^2 / (2a_{\tau \max})$ .

Кривая 2 на рис. 4.6 показывает зависимость удельной боковой силы  $k_y = F_y / R_z$  от коэффициента скольжения  $s$ . При  $s = 0$ , для того чтобы вызвать боковой занос колеса, к нему надо приложить  $F_y = 0,7 R_z$ , а у заблокированного колеса при  $s = 100\%$   $F_y = 0,05 R_z$ , то есть в 14 раз меньше. При  $s_{\text{опт}}$   $k_y = 0,5$  или  $F_y = 0,5 R_z$ , то есть меньше, чем при  $s = 0$  всего на 20%. Следовательно, при  $s_{\text{опт}}$  обеспечивается достаточно высокая устойчивость автомобиля против заноса его осей.

На основании рис. 4.6 можно сделать вывод о том, что при торможении нежелательно доводить колёса до полного юза ( $s = 100\%$ ) по нескольким причинам. Во-первых,  $\varphi_{x100} < \varphi_{x \max}$ , что приводит к ухудшению показателей тормозных свойств: максимальное замедление уменьшается, а тормозной путь возрастает. Во-вторых, при торможении на режиме полного юза происходит интенсивный износ шин. В-третьих, резко возрастает вероятность заноса осей автомобиля, что ухудшает его активную безопасность. При блокировке передних управляемых колёс водитель не способен управлять автомобилем, то есть автомобиль теряет управляемость. При блокировке задних колёс автомобиль теряет устойчивость, что при торможении на скользкой дороге с малым коэффициентом сцепления может привести к длительному вращательному движению с большой угловой скоростью.



**Рис. 4.6. Зависимость удельных тормозной и боковой сил от скольжения:**  
 $1 - \gamma_{\tau} = f(s); 2 - k_y = f(s)$

Как следует из соотношений (4.116) и (4.117), при  $\gamma_{\tau 1} = \gamma_{\tau 2}$   $\frac{F_{\tau 1}}{\Sigma R_{z1}} = \frac{F_{\tau 2}}{\Sigma R_{z2}}$ ,

откуда

$$\frac{F_{\tau 1}}{F_{\tau 2}} = \frac{\Sigma R_{z1}}{\Sigma R_{z2}}. \quad (4.118)$$

Таким образом, при оптимальном распределении тормозных сил они должны распределяться между осями автомобиля пропорционально нормальным реакциям дороги.

При торможении автомобиля происходит изменение (перераспределение) нормальных реакций, действующих со стороны дороги на его оси. Для выяснения основных закономерностей изменения нормальных реакций рассматривают наиболее простой случай экстренного торможения двухосного автомобиля на горизонтальной дороге. Влияние сил сопротивления качению и сопротивления воздуха ввиду их малости по сравнению с тормозными силами не учитывают ( $F_f \approx 0$  и  $F_B \approx 0$ ) и рассматривают торможение одиночного автомобиля ( $F_{cx} = 0$ ). Силы, действующие на автомобиль на горизонтальной дороге, показаны на рис. 4.7.

Нормальные реакции  $\Sigma R_{z1}$  и  $\Sigma R_{z2}$  можно найти из уравнений моментов относительно точек  $O_1$  и  $O_2$  – центров контакта колёс с опорной поверхностью дороги:

$$\Sigma T_{O2} = 0; \Sigma R_{z1} = \frac{G_a b + F_{ax} h_g}{L}; \quad (4.119)$$

$$\Sigma T_{O1} = 0; \Sigma R_{z2} = \frac{G_a a - F_{ax} h_g}{L}. \quad (4.120)$$

При торможении с максимальной интенсивностью, когда тормозные силы на передних и задних колёсах одновременно достигают максимального значения по сцеплению с дорогой:

$$F_{\tau} = F_{\tau 1} + F_{\tau 2} = \varphi_x \Sigma R_{z1} + \varphi_x \Sigma R_{z2} = \varphi_x (\Sigma R_{z1} + \Sigma R_{z2}) = \varphi_x G_a. \quad (4.121)$$

Из схемы на рис. 4.7 видно, что:

$$F_{ax} = F_{\tau} = \varphi_x G_a. \quad (4.122)$$

Подставив в уравнения (4.119) и (4.120)  $F_{ax}$ , по выражению (4.122), получают:

$$\Sigma R_{x1} = \frac{G_a (b + \varphi_x h_g)}{L}; \quad (4.123)$$

$$\Sigma R_{x2} = \frac{G_a (a - \varphi_x h_g)}{L}. \quad (4.124)$$

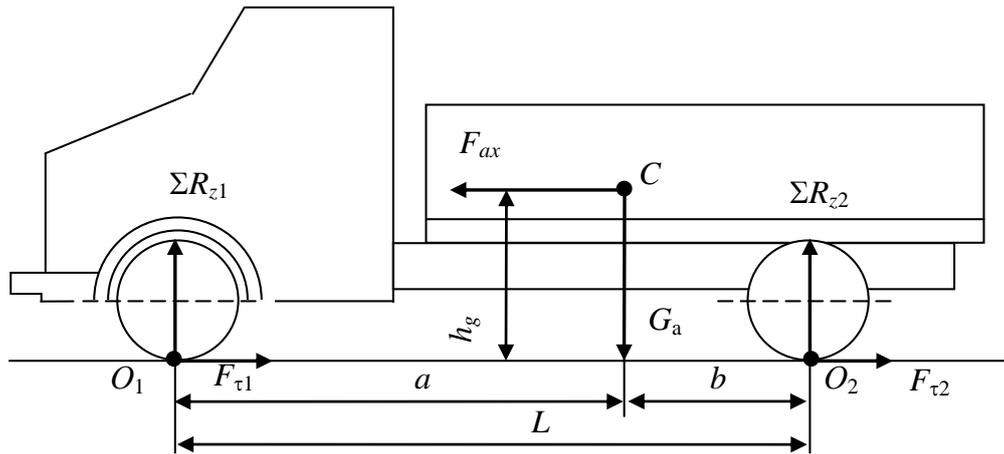


Рис. 4.7. Силы, действующие на автомобиль при торможении на горизонтальной дороге

Характер распределения тормозных сил между осями автомобиля принято оценивать коэффициентом распределения тормозных сил:

$$\beta_{\tau} = \frac{F_{\tau 1}}{F_{\tau 2}}. \quad (4.125)$$

На основании соотношений (4.118), (4.123) и (4.124) при оптимальном распределении тормозных сил:

$$\beta_{\tau} = \frac{b + \varphi_x h_g}{a - \varphi_x h_g}. \quad (4.126)$$

Из выражения (4.126) видно, что оптимальный коэффициент распределения тормозных сил зависит от коэффициента сцепления колёс с дорогой  $\varphi_x$  и координат центра масс автомобиля  $a$ ,  $b$ ,  $h_g$ . Коэффициент сцепления зависит от типа и состояния опорной поверхности дороги, координаты центра масс изменяются в зависимости от нагрузки автомобиля. Следовательно, в различных условиях работы автомобиля коэффициент  $\beta_{\tau}$  должен быть переменным.

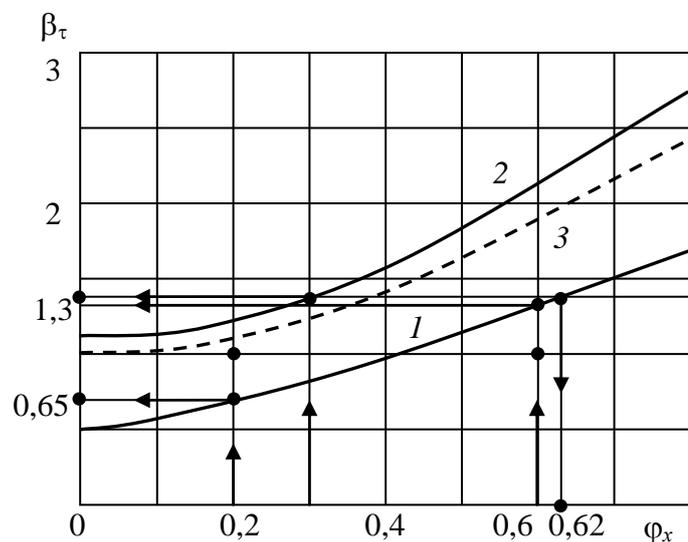


Рис. 4.8 Зависимость оптимального коэффициента тормозных сил от коэффициента сцепления: 1 – грузового автомобиля с полной нагрузкой; 2 – то же без груза; 3 – легкового автомобиля

На рис. 4.8 показана расчётная зависимость оптимального коэффициента  $\beta_{\tau}$  от коэффициента сцепления колёс автомобиля с опорной поверхностью для

грузового автомобиля с грузом и без груза, а также легкового автомобиля с пассажирами (при полной нагрузке).

Действительный коэффициент распределения тормозных сил может быть постоянным или переменным.

Тормозные силы на передних и задних колёсах:

$$F_{\tau 1} = v_1 p_1; F_{\tau 2} = v_2 p_2, \quad (4.127)$$

где  $v_1$  и  $v_2$  – коэффициенты, учитывающие конструкцию тормозных механизмов передних и задних колёс (размеры тормозных дисков или барабанов, диаметры колёсных поршней или диафрагм тормозных камер, коэффициенты трения тормозных накладок и др.);  $p_1$  и  $p_2$  – давления в контурах приводов тормозных механизмов передних и задних колёс.

Если  $p_1 = p_2 = p$ , то:

$$\beta_{\tau} = \frac{F_{\tau 1}}{F_{\tau 2}} = \frac{v_1}{v_2} = \text{const}. \quad (4.128)$$

У автомобилей, оборудованных тормозными системами с постоянным  $\beta_{\tau}$ , оптимальное распределение тормозных сил обеспечивают только на дороге с определённым значением коэффициента сцепления, который называют *расчётным*  $\varphi_{\text{рп}}$ .

График на рис. 4.8 позволяет определить, колёса какой оси блокируются раньше при аварийном торможении в заданных дорожных условиях. Пусть у грузового автомобиля  $\beta_{\tau} = 1$ , тогда при аварийном торможении на дороге с коэффициентом сцепления  $\varphi_x = 0,2$  первыми будут блокироваться передние колёса, так как для одновременной блокировки колёс необходимо, чтобы  $F_{\tau 1} = 0,65F_{\tau 2}$ . При торможении на дороге с коэффициентом сцепления  $\varphi_x = 0,6$  первыми начнут блокироваться колёса задней оси, так как для одновременной блокировки колёс необходимо, чтобы  $F_{\tau 1}/F_{\tau 2} = 1,25$  или  $F_{\tau 2} = F_{\tau 1}/1,25 = 0,8F_{\tau 1}$ . У грузового автомобиля без груза при  $\beta_{\tau} = 1$  первыми будут блокироваться колёса задней оси в любых дорожных условиях.

Учитывая, что блокировка задних колёс наиболее опасна, в Правилах ЕЭК ООН № 13 рекомендуют выбирать распределение тормозных сил таким образом, чтобы в наиболее часто встречающихся условиях движения раньше достигали блокировки передние колёса. Блокировка передних колёс должна происходить в следующих интервалах изменения коэффициента продольного сцепления  $\varphi_x$ : для автомобилей категории  $M_1$  0,15...0,8; категории  $N_1$  0,15...0,5; категорий  $M_2, M_3, N_2, N_3$  0,15...0,3.

Коэффициент распределения тормозных сил  $\beta_{\tau}$ , при котором обеспечивают выполнение предписаний Правил ЕЭК ООН № 13, может быть найден по рис. 4.8. Если провести вертикальную прямую при  $\varphi_x = 0,3$ , то она пересечёт кривую, характеризующую торможение грузового автомобиля без груза, при  $\beta_{\tau} = 1,3$ . При таком распределении тормозных сил у автомобиля без нагрузки при  $\varphi_x < 0,3$  первыми будут блокироваться передние колёса, при  $\varphi_x = 0,3$  одно-

временно передние и задние и при  $\varphi_x > 0,3$  – задние. При этом у гружёного автомобиля задние колёса будут блокироваться первыми только на дорогах с  $\varphi_x > 0,62$ . Для одновременной блокировки передних и задних колёс легкового автомобиля при  $\varphi_x = 0,8$  необходимо, чтобы  $\beta_\tau = 2,4$ .

Водитель всегда, в том числе и при экстренном (аварийном) торможении, стремится тормозить автомобиль так, чтобы не терялась его устойчивость и управляемость. Это может быть достигнуто, если колёса оси, которая в данных условиях должна быть доведена до предела по сцеплению первой, катятся с оптимальным скольжением. Колеса другой оси при этом не будут реализовывать возможную по сцеплению тормозную силу. В результате эффективность торможения уменьшается. Замедление в этом случае может быть рассчитано следующим образом.

Согласно схеме, показанной на рис. 4.7:

$$F_{ax} = F_{\tau 1} + F_{\tau 2} = F_\tau. \quad (4.129)$$

По формулам (1.102) и (4.35),  $F_{ax} = m_a a_\tau = G_a a_\tau / g$ ;  $F_\tau = \gamma_\tau G_a$ . После подстановки данных выражений в уравнение (4.129) получают:

$$a_\tau = \gamma_\tau g = c_\tau \varphi_x g, \quad (4.130)$$

где  $c_\tau = \gamma_\tau / \varphi_x$  – коэффициент использования сцепления дороги.

При  $\varphi_x = \varphi_{xp}$ ,  $\gamma_\tau = \varphi_x$  и  $c_\tau = 1$ , при  $\varphi_x \neq \varphi_{xp}$ ,  $\gamma_\tau < \varphi_x$  и  $c_\tau < 1$ .

Для расчёта  $c_\tau$  при  $\varphi_x \neq \varphi_{xp}$  необходимо рассмотреть два случая торможения.

Первый случай. *Первыми блокируются передние колёса.*

В этом случае максимальная тормозная сила на передних колёсах  $F_{\tau 1} = \varphi_x \Sigma R_{z1}$ , на задних, согласно (4.125),  $F_{\tau 2} = F_{\tau 1} / \beta_\tau$ , суммарная тормозная сила:

$$F_\tau = F_{\tau 1} + F_{\tau 2} = \varphi_x \Sigma R_{z1} \left( 1 + \frac{1}{\beta_\tau} \right) = \frac{(1 + \beta_\tau) \varphi_x \Sigma R_{z1}}{\beta_\tau}. \quad (4.131)$$

Из уравнения (4.131), с учётом того, что, согласно (4.35),  $F_\tau = \gamma_\tau G_a$ , находят нормальные реакции на передние колёса:

$$\Sigma R_{z1} = \frac{\beta_\tau F_\tau}{(1 + \beta_\tau) \varphi_x} = \frac{\beta_\tau \gamma_\tau G_a}{(1 + \beta_\tau) \varphi_x}. \quad (4.132)$$

С другой стороны, нормальные реакции можно рассчитать по формуле (4.119), подставив в неё вместо  $F_{ax}$  равную ей величину  $F_\tau = \gamma_\tau G_a$ :

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_a (b + \gamma_\tau h_g)}{L}. \quad (4.133)$$

Приравняв правые части уравнений (4.132) и (4.133), получают:

$$\frac{\beta_\tau \gamma_\tau G_a}{(1 + \beta_\tau) \varphi_x} = \frac{G_a (b + \gamma_\tau h_g)}{L}, \quad (4.134)$$

откуда

$$\gamma_{\tau} = \frac{\varphi_x b(1 + \beta_{\tau})}{L\beta_{\tau} - \varphi_x h_g(1 + \beta_{\tau})}; \quad (4.135)$$

$$c_{\tau} = \frac{\gamma_{\tau}}{\varphi_x} = \frac{b(1 + \beta_{\tau})}{L\beta_{\tau} - \varphi_x h_g(1 + \beta_{\tau})}. \quad (4.136)$$

Величина  $c_{\tau}$ , рассчитанная по формуле (4.136), справедлива при  $\varphi_x < \varphi_{xp}$ .  
Второй случай. *Первыми блокируются задние колёса.*

Максимальная тормозная сила на задних колёсах  $F_{\tau 2} = \varphi_x \Sigma R_{z2}$ , на передних, согласно (4.125),  $F_{\tau 1} = \beta_{\tau} F_{\tau 2}$ , суммарная тормозная сила:

$$F_{\tau} = F_{\tau 1} + F_{\tau 2} = (1 + \beta_{\tau})\varphi_x \Sigma R_{z2}, \quad (4.137)$$

откуда

$$\Sigma R_{z2} = \frac{F_{\tau}}{(1 + \beta_{\tau})\varphi_x} = \frac{\gamma_{\tau} G_a}{(1 + \beta_{\tau})\varphi_x}. \quad (4.138)$$

По формуле (4.120), при условии, что  $F_{ax} = F_{\tau} = \gamma_{\tau} G_a$ :

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_a(a - \gamma_{\tau} h_g)}{L}. \quad (4.139)$$

Приравняв правые части уравнений (4.138) и (4.139), получают:

$$\frac{\gamma_{\tau} G_a}{(1 + \beta_{\tau})\varphi_x} = \frac{G_a(a - \gamma_{\tau} h_g)}{L}, \quad (4.140)$$

откуда

$$\gamma_{\tau} = \frac{\varphi_x a(1 + \beta_{\tau})}{L + \varphi_x h_g(1 + \beta_{\tau})}; \quad (4.141)$$

$$c_{\tau} = \frac{\gamma_{\tau}}{\varphi_x} = \frac{a(1 + \beta_{\tau})}{L + \varphi_x h_g(1 + \beta_{\tau})}. \quad (4.142)$$

Коэффициент  $c_{\tau}$ , рассчитанный по формуле (4.142), используют при  $\varphi_x > \varphi_{xp}$ .

В соответствии с требованиями Правил ЕЭК ООН № 13 на дорогах с высоким значением коэффициента сцепления, когда  $\varphi_x > \varphi_{xp}$ , первыми должны блокировать задние колёса автомобиля. Исходя из этого условия, можно рассчитать *максимальный тормозной момент на задних колёсах*:

$$\Sigma T_{\tau 2 \max} = F_{\tau 2 \max} r_d = \varphi_{x \max} \Sigma R_{z2} r_d. \quad (4.143)$$

Величину  $\Sigma R_{z2}$  находят по формуле (4.139), в которой  $\gamma_{\tau}$  вычисляют по

формуле (4.141). Подставив их в формулу (4.143), после преобразований получают:

$$\Sigma T_{\tau 2 \max} = \frac{\varphi_{x \max} G_a a r_d}{L + \varphi_{x \max} h_g (1 + \beta_\tau)}. \quad (4.144)$$

*Тормозной момент на передних колёсах:*

$$\Sigma T_{\tau 1 \max} = \beta_\tau \Sigma T_{\tau 2 \max}. \quad (4.145)$$

Рабочую тормозную систему стремятся спроектировать таким образом, чтобы максимальные тормозные моменты колёсных тормозных механизмов были бы бóльшими, чем возможные по условиям сцепления колёс с дорогой. У легковых автомобилей при расчётах принимают  $\varphi_{x \max} = 0,85 \dots 1$ , если в тормозном приводе установлен усилитель, и  $\varphi_{x \max} = 0,75 \dots 0,85$  при отсутствии усилителя. При этом усилие на тормозной педали не должно превышать 250...300 Н. У грузовых автомобилей максимальные тормозные моменты колёсных тормозных механизмов рассчитывают при  $\varphi_{x \max} = 0,6 \dots 0,65$ . Тормозные моменты, рассчитанные при бóльших значениях  $\varphi_{x \max}$ , не могут быть реализованы из-за ограниченного пространства для размещения тормозных механизмов внутри колёс автомобиля.

**Регуляторы тормозных сил.** *Регуляторы тормозных сил* устанавливают в тормозном приводе автомобиля с целью повышения эффективности торможения при одновременном повышении его устойчивости. Регуляторы тормозных сил обеспечивают распределение тормозных сил между передними и задними колёсами, приближающееся к оптимальному при экстренном (аварийном) торможении в различных дорожных условиях ( $\varphi_x \neq \text{const}$ ) вне зависимости от загруженности автомобиля ( $m_r \neq \text{const}$ ).

Как следует из формул (4.125) и (4.126), при *оптимальном распределении тормозных сил*

$$\beta_\tau = \frac{F_{\tau 1}}{F_{\tau 2}} = \frac{b + \varphi_x h_g}{a - \varphi_x h_g},$$

откуда

$$F_{\tau 2} = \frac{F_{\tau 1}}{\beta_\tau} = \frac{F_{\tau 1} (a - \varphi_x h_g)}{b + \varphi_x h_g}. \quad (4.146)$$

На рис. 4.9 показано соотношение между тормозными силами на передних и задних колёсах. Прямая линия, выходящая из начала координат, построена для автомобиля, не имеющего регулятора тормозных сил, при  $\beta_\tau = 1,2$ . Три кривые на графике построены по формуле (4.146) при значениях  $a$ ,  $b$  и  $h_g$  грузового автомобиля с полной нагрузкой (100%), с нагрузкой, равной половине его грузоподъёмности (50%), и без груза (0 %). Штрихпунктирные линии соединяют точки, соответствующие одинаковым значениям коэффициента сцепления  $\varphi_x = 0,1; 0,2; 0,3; 0,5; 0,8$ .

Из графика видно, что при отсутствии регулятора тормозных сил и  $\beta_\tau = 1,2$  оптимальное соотношение тормозных сил может быть достигнуто только при

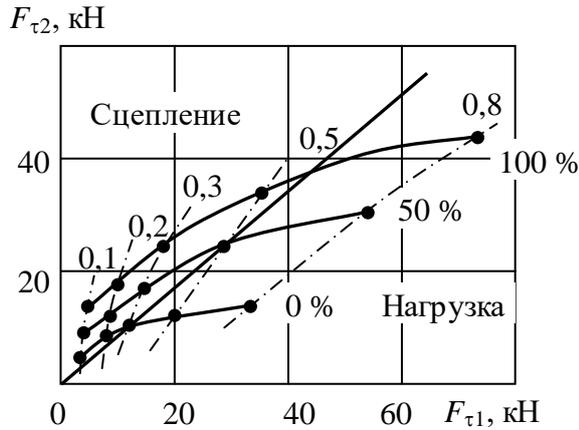


Рис. 4.9. График оптимального соотношения тормозных сил на передних и задних колёсах

одном значении коэффициента сцепления:  $\phi_x > 0,5$  при 100 % нагрузки,  $\phi_x = 0,5$  при 50% нагрузки и  $\phi_x = 0,3$  при 0% нагрузки. Для обеспечения оптимального соотношения тормозных сил при торможении на дороге с коэффициентом сцепления  $\phi_x = 0,5$  тормозные силы на передних и задних колёсах должны быть равны: при 100% нагрузки – 36 и 35 кН ( $\beta_\tau \approx 1$ ), при 50% нагрузки – 27 и 25 кН ( $\beta_\tau \approx 1,1$ ), при 0% нагрузки – 21 и 13 кН ( $\beta_\tau = 1,6$ ), в то время как привод без

регулятора обеспечивает  $\beta_\tau = 1,2$ . При таком распределении тормозных сил, если водитель при аварийном торможении приложит к тормозной педали большую силу, при 100% и 50% нагрузках первыми будут блокироваться передние колёса, при 0% нагрузки – задние. В этих условиях сцепной вес автомобиля не может быть использован полностью.

Для пояснения принципа работы регулятора тормозных сил следует установить зависимость между давлениями жидкости или воздуха в приводах передних  $p_1$  и задних  $p_2$  колёс. Это можно осуществить на основании соотношений (4.127):

$$F_{\tau 1} = v_1 p_1; F_{\tau 2} = v_2 p_2,$$

откуда

$$p_1 = \frac{F_{\tau 1}}{v_1}; p_2 = \frac{F_{\tau 2}}{v_2}. \quad (4.147)$$

Зависимость между давлениями в переднем и заднем контурах тормозного привода называют *рабочей характеристикой регулятора тормозных сил* (рис. 4.10). Для её построения необходимо установить зависимости между  $p_1$  и  $p_2$ .

Из соотношений (4.146) и (4.147):

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{F_{\tau 1} v_2}{F_{\tau 2} v_1} = \frac{\beta_\tau v_2}{v_1} = \frac{v_2 (b + \phi_x h_g)}{v_1 (a - \phi_x h_g)}, \quad (4.148)$$

откуда

$$p_2 = \frac{p_1 v_1 (a - \phi_x h_g)}{v_2 (b + \phi_x h_g)}. \quad (4.149)$$

На рис. 4.10 прямая 1 показывает соотношение между давлениями  $p_1$  и  $p_2$  в тормозном приводе без регулятора, кривые 2 и 3 в приводе с регулятором, обеспечивающим оптимальное соотношение давлений у автомобиля с полной нагрузкой и без нагрузки соответственно.

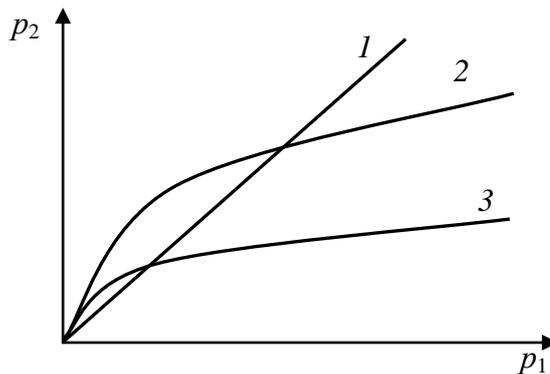


Рис. 4.10. Рабочая характеристика регулятора тормозных сил

Обычно регулятор устанавливают в контуре привода тормозов, размещённых в задних колёсах автомобиля. Он изменяет по требуемому закону давление в этом контуре в зависимости от давления в контуре привода передних тормозов и нагрузки, приходящейся на заднюю ось. О нагрузке, приходящейся на заднюю ось, можно судить по нормальной деформации задней подвески. Регуляторы, которые реагируют на нормальную нагрузку, имеют устройства, изменяющие регулируемые параметры в зависимости от деформации упругих элементов подвески.

*Идеальный регулятор* обеспечивает регулирование давления в заднем контуре так, что при всех режимах торможения соблюдается оптимальное соотношение между тормозными силами. Однако создание такого регулятора – задача сложная и дорогостоящая, поэтому на практике нашли применение регуляторы, работающие по более простым законам и лишь частично решающие задачу обеспечения оптимального соотношения тормозных сил на передних и задних колёсах.

Регуляторы тормозных сил можно разделить на две группы: статические и динамические.

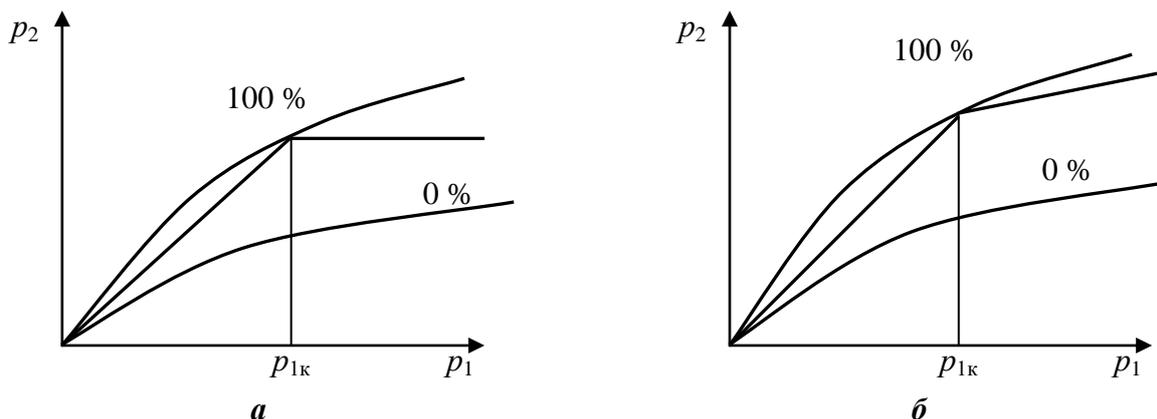


Рис. 4.11. Рабочие характеристики статических регуляторов тормозных сил: а – с отсечным клапаном; б – с пропорциональным клапаном

*Статические регуляторы* ограничивают приращение давления в контуре привода тормозов при достижении некоторого фиксированного *командного давления*. Они могут быть с отсечным клапаном (рис. 4.11, а) и пропорциональ-

ным клапаном (рис. 4.11, б), устанавливаемых в контуре привода задних тормозов.

У регулятора с отсечным клапаном при давлении  $p_1$  в контуре привода передних тормозов ниже командного  $p_{1к}$  клапан открыт и  $p_1 = p_2$ . При достижении командного давления клапан закрывается, в результате чего в контуре привода задних тормозов давление остаётся постоянным и равным командному ( $p_2 = p_{1к}$ ). Как видно из регуляторной характеристики (рис. 4.11, а), такой регулятор не создаёт достаточной тормозной силы на задних колёсах автомобиля при полной нагрузке, что исключает их блокировку при экстренном торможении. Однако давление в контуре привода передних тормозов возрастает, что не исключает блокировки передних колёс. При экстренных торможениях автомобиля без нагрузки давление в контуре привода задних тормозов всегда больше оптимального, что вызывает опережающую блокировку задних колёс.

Основной недостаток регулятора состоит в том, что он не обеспечивает полного использования сцепного веса, приходящегося на заднюю ось при больших значениях коэффициента сцепления, что снижает эффективность торможения.

Статические регуляторы с пропорциональным клапаном обеспечивают бóльшую эффективность торможения, так как не ограничивают давление в контуре привода задних тормозов, а лишь уменьшают темп его нарастания при увеличении давления в контуре привода передних (рис. 4.11, б). До тех пор, пока не достигнуто командное давление  $p_{1к}$   $p_1 = p_2$ . При  $p_1 = p_{1к}$  клапан срабатывает, и рост давления в тормозном приводе задних тормозов снижается. Пропорциональный клапан хорошо выполняет свое назначение лишь при полной нагрузке автомобиля. При малых нагрузках или без них тормозные силы на задних колёсах больше оптимальных, что приводит к их опережающей блокировке.

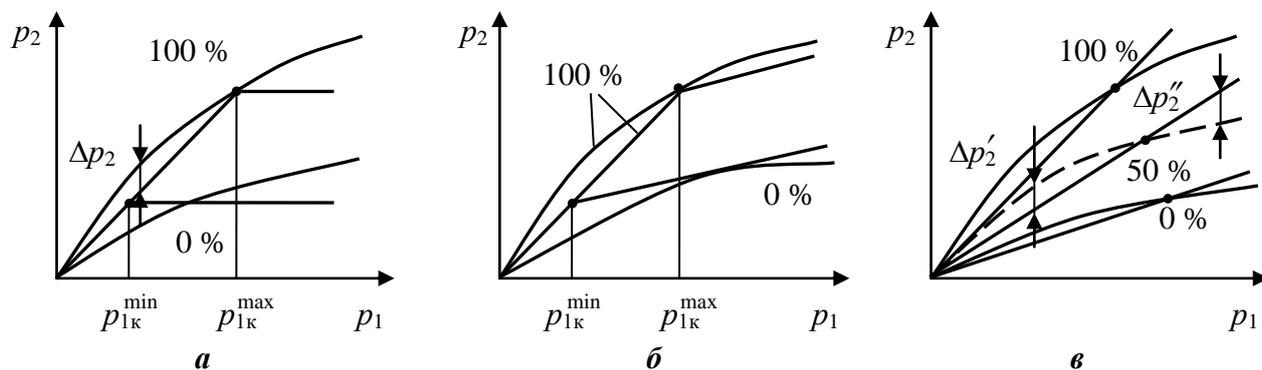
Статические регуляторы целесообразно применять на автомобилях с малоизменяющимися весовыми характеристиками.

Динамические регуляторы ограничивают рост давления в контуре привода тормозов при достижении командного давления, величину которого устанавливают в зависимости от нагрузки автомобиля. Известны конструкции динамических регуляторов с отсечным и пропорциональным клапанами и лучевого типа.

У динамического регулятора с отсечным клапаном (рис. 4.12, а) его точку срабатывания располагают в некотором диапазоне давления от  $p_{1к}^{\min}$  до  $p_{1к}^{\max}$  и связывают с величиной нагрузки автомобиля. Это позволяет приблизить рабочую характеристику к идеальной и тем самым улучшить регулирование тормозных сил.

Недостаток таких регуляторов заключается в недоиспользовании сил сцепления задних колёс из-за занижения давления в приводе к задним тормозам

на величину  $\Delta p_2$ . Они не регулируют величину давления в приводе передних тормозов и поэтому не исключают их блокировку.



**Рис. 4.12. Рабочие характеристики динамических регуляторов тормозных сил:**  
*а* – с отсечным клапаном; *б* – с пропорциональным клапаном; *в* – лучевого типа

Рабочая характеристика динамических регуляторов с пропорциональным клапаном, показанная на рис. 4.12, *б*, свидетельствует о том, что она значительно ближе к идеальной, нежели у других типов регуляторов. Однако такие регуляторы, повышая в целом эффективность экстренного торможения, не исключают неполного использования сил сцепления задних колёс на скользких дорогах и юза на дорогах с высоким коэффициентом сцепления. Кроме того, они не предохраняют передние колёса от блокировки.

Регуляторы данного типа применяют в системах с гидравлическим приводом, например, на легковых автомобилях ОАО «АвтоВАЗ».

*Лучевые регуляторы* обеспечивают линейную зависимость давления  $p_2$  в тормозном приводе задних тормозов от давления  $p_1$  в тормозном приводе передних тормозов:

$$p_2 = k p_1, \quad (4.150)$$

где  $k$  – коэффициент передачи регулятора.

Сравнение выражений (4.149) и (4.150) показывает, что:

$$k = \frac{v_1}{v_2}. \quad (4.151)$$

Таким образом, изменяя соотношение между коэффициентами  $v_1$  и  $v_2$ , можно изменить наклон прямой  $l$  на рис. 4.10 и тем самым величину  $\varphi_{хр}$ , при которой достигают оптимального распределения тормозных сил между передними и задними колёсами.

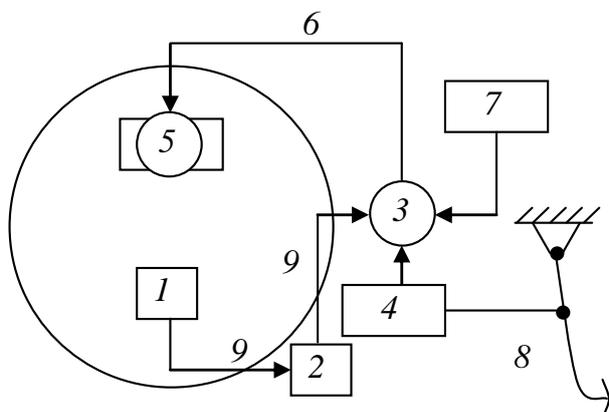
В регуляторах лучевого типа коэффициент передачи изменяет свою величину в зависимости от нагрузки на заднюю ось и пропорциональной ей нормальной деформации упругих элементов задней подвески. Характеристика такого регулятора представляет пучок прямых (рис. 4.12, *в*), каждая из которых соответствует определённой нагрузке – 100, 50 и 0 %. Как видно из характеристики лучевого регулятора, он способствует повышению эффективности тор-

можения при различных нагрузках, но не исключает как блокировки задних колёс при  $\Delta p_2'' > 0$ , так и неполного использования сил их сцепления при  $\Delta p_2' < 0$ . Кроме того, как и все рассмотренные выше типы регуляторов, он не исключает блокировку передних колёс.

Регуляторы лучевого типа широко используют на автомобилях с пневматическим тормозным приводом. Примерами их применения являются грузовые автомобили ЗИЛ, КамАЗ, МАЗ.

**Антиблокировочные системы.** Использование регуляторов тормозных сил существенно улучшает тормозные свойства автомобилей, однако их рабочие характеристики пока ещё довольно далеки от оптимальных. Основной недостаток современных регуляторов заключается в том, что при экстренном торможении соотношение давлений в приводе передних и задних колёс таково, что происходит неполное использование сил сцепления и блокировка колёс. При этом снижается эффективность торможения на 10...15 % и не исключается возможность потери устойчивости при блокировке задних колёс и потери управляемости при блокировке передних управляемых колёс.

*Регуляторы тормозных сил с обратной связью*, получившие название *антиблокировочных систем (АБС)* или *противоблокировочных систем (ПБС)* предназначены для обеспечения эффективного торможения при сохранении устойчивости и управляемости автомобиля в любых условиях движения. Принципиальная схема АБС показана на рис. 4.13. В гидравлический или пневматический тормозной привод дополнительно включены электронный блок управления 2, модулятор 3, представляющий регулятор давления, и датчик угловой



**Рис. 4.13. Принципиальная схема АБС:**

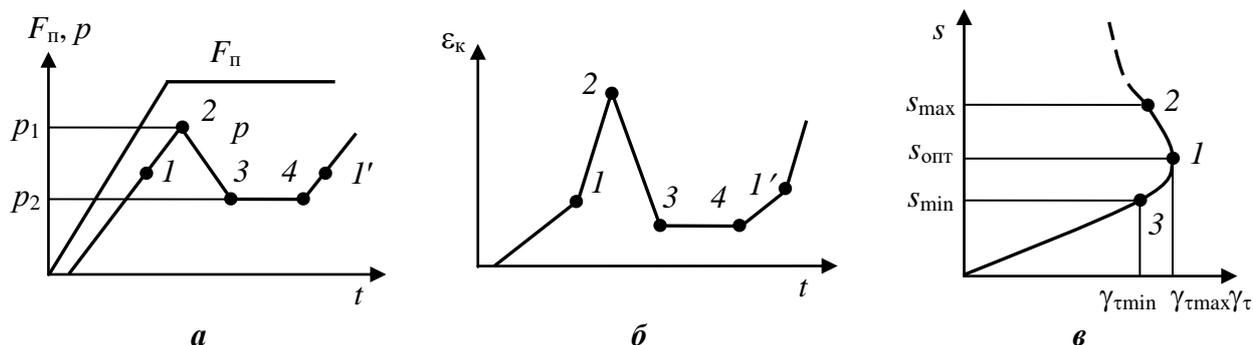
- 1 – датчик угловой скорости колеса;
- 2 – электронный блок управления; 3 – модулятор;
- 4 – главный тормозной цилиндр (тормозной кран);
- 5 – тормозной цилиндр (тормозная камера);
- 6 – тормозной привод; 7 – источник энергии;
- 8 – тормозная педаль; 9 – электрические магистрали

скорости колеса 1. АБС могут работать по различным алгоритмам, но основная идея в том, что при превышении оптимального скольжения  $s_{\text{опт}}$ , соответствующего максимальному коэффициенту сцепления  $\varphi_{\text{хmax}}$ , угловая скорость вращения колеса резко уменьшается. Характеристики работы АБС по одному из возможных алгоритмов показаны на рис. 4.14.

При увеличении силы  $F_{\text{п}}$  воздействия водителя на тормозную педаль давление  $p$  в тормозном приводе возрастает (рис. 4.14, а), при этом увеличиваются тормозная сила и угловое замедление колеса  $\epsilon_{\text{к}}$  (рис. 4.14, б).

Причинами увеличения замедления колеса являются снижение скорости дви-

жения автомобиля при торможении и повышение коэффициента скольжения колеса по опорной поверхности.



**Рис. 4.14. Характеристики работы АБС:**

*a* – изменение силы на педали и давления в тормозном цилиндре во времени; *б* – изменение углового замедления колеса во времени; *в* – зависимость коэффициента скольжения колеса от удельной тормозной силы

По мере возрастания удельной тормозной силы она достигает максимального значения  $\gamma_{\tau_{\text{max}}}$  при  $s_{\text{опт}}$  (рис. 4.14, в, точка 1). Точки 1 на рис. 4.14, а и 4.14, б показывают величину давления  $p$  в тормозном цилиндре и замедление колеса  $\varepsilon_{\text{к}}$  соответственно.

По мере увеличения силы  $F_{\text{п}}$  на тормозной педали начинается процесс блокировки колеса, вследствие чего его угловое замедление резко возрастает. В этот момент сигнал с датчика угловой скорости колеса передаётся в электронный блок управления, который анализирует угловое ускорение колеса. В момент резкого нарастания замедления управляющий блок подаёт команду модулятору снизить давление в магистрали, ведущей к тормозному цилиндру. При этом в ячейках памяти блока управления фиксируется давление в тормозном цилиндре  $p_1$  (рис. 4.14, а). Из-за неизбежного запаздывания срабатывания модулятора уменьшение давления в тормозном цилиндре начинается в точке 2. В промежутке времени 1–2 давление в тормозном цилиндре и угловое замедление колеса возрастают, а удельная тормозная сила несколько уменьшается. В момент, соответствующий точке 2, начинается снижение давления в тормозном цилиндре, углового замедления колеса и скольжения. Электронный блок управления настроен таким образом, чтобы уменьшение давления в точке 3 происходило до значения  $p_2$  (рис. 4.14, а), меньшего, чем давления  $p_1$ . При этом удельная тормозная сила уменьшается до  $\gamma_{\tau_{\text{min}}}$  при  $s_{\text{min}}$  (рис. 4.14, в), что предотвращает блокировку колеса.

Когда давление в магистрали достигает значения  $p_2$ , электронный блок управления может подать команду модулятору о повышении давления до  $p_1$  или оно в течение некоторого промежутка времени 3–4 будет поддерживаться равным  $p_2$ . После этого начинается новый цикл работы АБС. АБС, имеющие

фазу выдержки давления, называют *трёхфазовыми*, в отличие от *двухфазовых* АБС, имеющих только фазы увеличения и уменьшения давления.

Таким образом, в результате повторения циклов давление в тормозной магистрали изменяется от  $p_1$  до  $p_2$  с частотой 4...12 Гц, что создаёт пульсирующий тормозной момент, обеспечивающий качение колеса со скольжением от  $s_{\max}$  до  $s_{\min}$ , близким к оптимальному  $s_{\text{опт}}$ . Использование АБС в тормозных приводах позволяет существенно улучшить тормозные свойства автомобиля при экстренных торможениях и повысить его безопасность за счёт предотвращения заноса и потери управляемости. Испытания показали, что тормозные системы с АБС позволяют уменьшить тормозной путь при торможении на скользких дорогах при больших начальных скоростях торможения на 20...35% и при этом сохранить устойчивость и управляемость автомобиля.

#### 4.7. Эффективность запасной, стояночной и вспомогательной тормозных систем автомобиля

##### 1. Запасная тормозная система

В качестве запасной тормозной системы на автомобиле используют один из контуров двухконтурной рабочей тормозной системы или стояночную тормозную систему.

При использовании в качестве запасной тормозной системы одного из контуров рабочей тормозной системы её эффективность зависит от схемы тормозной системы и от того, какой из контуров отказал. Если на автомобиле применена схема, когда один из контуров обеспечивает торможение передних колёс, а второй – задних, то расчёт эффективности торможения выполняют при условии экстренного торможения, имея в виду, что колёса действующего контура работают в тормозном режиме, отказавшего – в ведомом.

При расчёте принимают следующие *допущения*: 1) торможение на горизонтальной дороге ( $F_i = G_a \sin \alpha = 0$ ) при  $\alpha = 0$ ; 2) силу сопротивления воздуха  $F_b = WV^2 = (0,03...0,05) G_a$  ввиду её малости не учитывают ( $F_b \approx 0$ ); 3) коэффициент учёта вращающихся масс  $\delta_\tau = 1,03...1,05 \approx 1$ ; 4) рассматривают торможение одиночного автомобиля ( $F_{cx} = 0$ ).

Первый случай. *Торможение передних колёс при отказе контура задних колёс.*

С учётом принятых допущений уравнение движения (4.12) приобретает вид:  $F_{ax} = \Sigma R_{x1} + \Sigma R_{x2}$ , где  $\Sigma R_{x1} = \varphi_x \Sigma R_{z1}$ ;  $\Sigma R_{x2} = f_c \Sigma R_{z2}$ .

Нормальные реакции на передние и задние колёса автомобиля, согласно выражениям (4.119) и (4.120):

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_a b + F_{ax} h_g}{L}; \quad \Sigma R_{z2} = \frac{G_a a - F_{ax} h_g}{L}.$$

Согласно выражению (1.102),  $F_{ax} = m_a a_\tau = G_a a_\tau / g$ , тогда

$$\frac{G_a a_\tau}{g} = \frac{\varphi_x G_a \left( b + \frac{a_\tau h_g}{g} \right)}{L} + \frac{f_c G_a \left( a - \frac{a_\tau h_g}{g} \right)}{L}, \quad (4.152)$$

откуда замедление при торможении передних колёс:

$$a_\tau = \frac{g(\varphi_x b + f_c a)}{L - (\varphi_x - f_c) h_g}. \quad (4.153)$$

При торможении на дороге с высоким коэффициентом сцепления и малым коэффициентом сопротивления качению ( $f_c \ll \varphi_x$ ) принимают  $f_c \approx 0$  и

$$a_\tau \approx \frac{\varphi_x g b}{L - \varphi_x h_g}. \quad (4.154)$$

Из формулы (4.154) видно, что замедление при торможении только передних колёс в  $(L - \varphi_x h_g) / b$  раза меньше, чем при экстренном торможении всех колёс, когда, по (4.73),  $a_{\tau\max} = \varphi_x g$ .

После подстановки в уравнение (4.154) среднестатистических значений  $a$ ,  $b$  и  $h_g$  в зависимости от базы  $L$  для грузовых и легковых автомобилей и сравнения полученных результатов с нормативными значениями замедлений при торможении запасной тормозной системой можно сделать вывод о том, что величина замедления отвечает требованиям к запасной тормозной системе у легковых автомобилей и грузовых автомобилей без нагрузки и не отвечает у грузовых автомобилей с полной нагрузкой практически при всех значениях  $\varphi_x$ .

Второй случай. *Торможение задних колёс при отказе контура передних колёс.*

Приняв такие же допущения, как и в первом случае, в уравнение движения (4.12) подставляют  $\Sigma R_{x1} = f_c \Sigma R_{z1}$ ;  $\Sigma R_{x2} = \varphi_x \Sigma R_{z2}$ , где  $\Sigma R_{z1}$  и  $\Sigma R_{z2}$  вычисляют по формулам (4.119) и (4.120),  $F_{ax}$  – по формуле (1.102), и получают:

$$\frac{G_a a_\tau}{g} = \frac{f_c G_a \left( b + \frac{a_\tau h_g}{g} \right)}{L} + \frac{\varphi_x G_a \left( a - \frac{a_\tau h_g}{g} \right)}{L}, \quad (4.155)$$

откуда замедление при торможении задних колёс:

$$a_\tau = \frac{g(\varphi_x a + f_c b)}{L + (\varphi_x - f_c) h_g}. \quad (4.156)$$

При  $\varphi_x \gg f_c$   $f_c \approx 0$  и тогда

$$a_\tau \approx \frac{\varphi_x g a}{L + \varphi_x h_g}. \quad (4.157)$$

Замедление, рассчитанное по формуле (4.157), в  $(L+\varphi_x h_g)/a$  раза меньше  $a_{\text{тmax}} = \varphi_x g$ , получаемого при торможении всех колёс.

Торможение только задних колёс обеспечивает требования к эффективности запасной тормозной системы у грузовых автомобилей при полной нагрузке и у автобусов при полной пассажироместимости и не обеспечивает выполнения требований у грузовых автомобилей без нагрузки, у автобусов без пассажиров и у легковых автомобилей с пассажирами и без пассажиров.

Аналогично рассчитывают эффективность торможения автомобиля *стояночной тормозной системой*, когда она воздействует на тормозные механизмы рабочей тормозной системы, установленные в передних и задних колёсах. Исключение составляют полноприводные автомобили, у которых стояночная тормозная система воздействует на все колёса.

Чтобы удовлетворить требования, предъявляемые к эффективности запасной тормозной системы при всех весовых состояниях различных типов автомобилей и отказе любого из контуров, предложено несколько схем расположения контуров.

При *диагональной схеме* расположения тормозных контуров один из контуров включает тормозные механизмы левого переднего и правого заднего колёс, второй – правого переднего и левого заднего колёс. Отказ любого из контуров позволяет сохранить 50% эффективности тормозных свойств, но разные величины тормозных сил на передних и задних колёсах создают момент, стремящийся развернуть автомобиль, что может привести к нарушению его устойчивости.

Для обеспечения требований к эффективности запасной тормозной системы и сохранения устойчивости при торможении на некоторых автомобилях применяют *двухконтурные тормозные приводы*, у которых в один контур включены тормозные механизмы передних колёс, а во второй – тормозные механизмы всех колёс. При этом тормозные механизмы передних колёс имеют два типа рабочих тормозных цилиндров: цилиндры, включённые в контур передних колёс, рассчитаны на создание тормозных моментов, обеспечивающих затормаживание передних колёс вплоть до их блокировки на дорогах с высоким коэффициентом сцепления; цилиндры, включённые в контур передних и задних колёс, рассчитаны на частичное торможение передних колёс так, чтобы при отказе контура передних колёс создаваемые или тормозные силы на передних колёсах совместно с тормозными силами задних колёс обеспечивали замедление, отвечающее требованиям к эффективности запасной тормозной системы.

## **2. Стояночная тормозная система**

При удержании автомобиля в неподвижном состоянии на уклоне (подъёме или спуске) сумма тормозных сил на заторможенных колёсах должна уравновесить силу сопротивления подъёму:

$$\Sigma F_{\text{тс}} \geq F_i. \quad (4.158)$$

После подстановки в уравнение (4.158) выражений  $\Sigma F_{тс} = \Sigma T_{тс} / r_{д}$ , по формуле (4.24), и  $F_i = G_a \sin \alpha$ , по формуле (1.80), получают формулу для расчёта *тормозного момента, создаваемого стояночной тормозной системой* на заторможенных колёсах:

$$\Sigma T_{тс} \geq G_a r_{д} \sin \alpha . \quad (4.159)$$

В нормативных документах величину уклона, на котором одиночный автомобиль или автопоезд должен удерживаться стояночной тормозной системой, задают в процентах. При этом угол  $\alpha$ , входящий в формулу (4.159), находят по выражению:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{i}{100}\right), \quad (4.160)$$

где  $i$  – нормируемая величина подъёма или спуска, на которых автомобиль должен удерживаться стояночной тормозной системой.

Формула (4.159) справедлива для стояночной тормозной системы, привод которой воздействует на тормозные механизмы рабочей тормозной системы, установленные в колёсах. Если тормозной механизм стояночной тормозной системы установлен на одном из валов трансмиссии, при расчёте тормозного момента следует учесть передаточные числа и КПД агрегатов трансмиссии, расположенных между тормозным механизмом и ведущими колёсами, к которым подводят тормозной момент.

### **3. Вспомогательная тормозная система**

Вспомогательная тормозная система обеспечивает движение автомобиля на длительных спусках с постоянной (установившейся) скоростью и нормируемой величиной уклона без использования рабочей тормозной системы.

Наибольшее распространение на современных автомобилях получил *моторный тормоз-замедлитель*. Наиболее целесообразно его применение на грузовых автомобилях и автобусах, оснащённых дизельными двигателями. Если эффективность моторного тормоза-замедлителя оказывается недостаточной, в дополнение к нему автомобиль оснащают *гидродинамическим* или *электродинамическим тормозом-замедлителем*. В этом случае уравнение силового баланса при движении автомобиля или автопоезда на спуске имеет вид:

$$F_i = F_{т.з} + F_{т.д} + F_f + F_B + F_{сх}, \quad (4.161)$$

где  $F_i$  – скатывающая сила;  $F_{т.з}$  – тормозная сила на колёсах, создаваемая вспомогательной тормозной системой (гидродинамическим или электродинамическим тормозом-замедлителем);  $F_{т.д}$  – тормозная сила на колёсах, создаваемая моторным тормозом-замедлителем;  $F_f$  – сила сопротивления качению;  $F_B$  – сила сопротивления воздуха;  $F_{сх}$  – сила в сцепном устройстве.

После подстановки в уравнение (4.161) выражений входящих в него сил получают *силовой баланс в развёрнутом виде*:

$$G_a \sin \alpha = \frac{T_{к.т.з}}{r_{д}} + \frac{T_{к.т.д}}{r_{д}} + f_c G_a \cos \alpha + WV^2 + F_{сх}, \quad (4.162)$$

где  $T_{к.т.з}$  и  $T_{к.т.д}$  – тормозные моменты, подведённые к колёсам автомобиля от тормоза-замедлителя и от двигателя соответственно.

По существующим нормативным документам, вспомогательная тормозная система должна обеспечивать торможение автомобиля на спуске крутизной  $i = 0,07$ . При этом  $F_i = G_a \sin \alpha \approx G_a i$ ;  $F_f = f_c G_a \cos \alpha \approx f_c G_a$ , откуда

$$G_a i = \frac{T_{к.т.з}}{r_d} + \frac{T_{к.т.д}}{r_d} + f_c G_a + WV^2 + F_{cx}. \quad (4.163)$$

Из уравнения (4.163) находят *тормозной момент*, который необходимо подвести к колёсам *от тормоза-замедлителя*:

$$T_{к.т.з} = G_a i r_d - T_{к.т.д} - f_c G_a r_d - WV^2 r_d - F_{cx} r_d. \quad (4.164)$$

При определении  $T_{к.т.з}$   $f_c$  принимают соответствующим движению по дороге с твёрдым ровным асфальто- или цементобетонным покрытием;  $T_{к.т.д}$  рассчитывают по тормозным характеристикам, получаемым при стендовых испытаниях двигателя.

#### 4.8. Особенности торможения автопоезда

При рассмотрении процесса торможения автопоезда принимают следующие допущения: 1) торможение происходит на горизонтальной дороге, поэтому сила сопротивления подъёму при  $\alpha = 0$   $F_{ia} = G_a \sin \alpha = 0$  и  $F_{ипр} = G_{пр} \sin \alpha = 0$ ; 2) сопротивлением качению пренебрегают ( $f_c \approx 0$ ) и  $F_{fa} = f_c G_a \cos \alpha \approx 0$ ;  $F_{фпр} = f_c G_{пр} \cos \alpha \approx 0$ ; 3) действие силы сопротивления воздуха не учитывают ( $F_{в.а} = W_a V^2 \approx 0$  и  $F_{в.пр} = W_{пр} V^2 \approx 0$ ) ввиду того, что удельная сила сопротивления воздуха не превышает 3...5 %; 4) сцепное устройство не имеет зазоров, поэтому замедления тягача и прицепа одинаковые ( $a_{та} = a_{тпр}$ ).

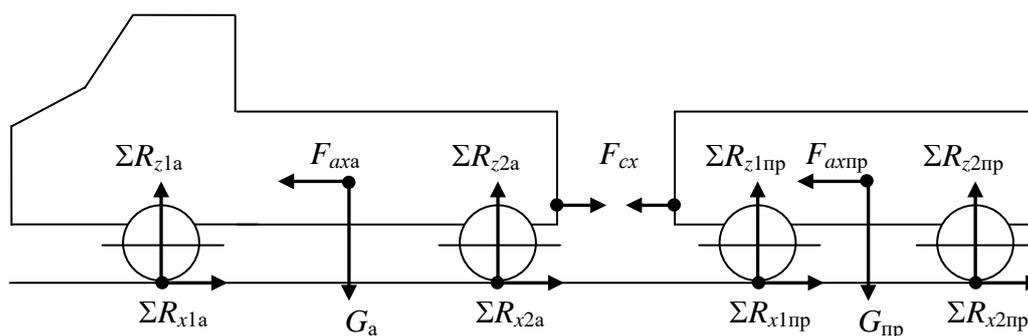


Рис. 4.15. Схема сил, действующих на автопоезд при торможении

При принятых допущениях  $\Sigma R_{x1a} = F_{\tau 1a}$ ;  $\Sigma R_{x2a} = F_{\tau 2a}$ ;  $\Sigma R_{x1пр} = F_{\tau 1пр}$ ;  $\Sigma R_{x2пр} = F_{\tau 2пр}$ .

Обозначают  $F_{та} = F_{\tau 1a} + F_{\tau 2a}$ ;  $F_{тпр} = F_{\tau 1пр} + F_{\tau 2пр}$  – суммарные тормозные силы на колёсах автомобиля-тягача и прицепа соответственно.

Уравнения движения:

- автомобиля-тягача

$$F_{аха} = F_{та} + F_{сх}; \quad (4.165)$$

- прицепа

$$F_{ахпр} = F_{тпр} - F_{сх}, \quad (4.166)$$

где  $F_{сх}$  – сила взаимодействия в сцепном устройстве автопоезда.

Согласно (1.102),  $F_{аха} = m_a a_{та}$ ;  $F_{ахпр} = m_{пр} a_{тпр}$ , где  $m_a$  и  $m_{пр}$  – массы автомобиля-тягача и прицепа соответственно.

Поделив уравнения (4.165) и (4.166) на  $G_a = m_a g$  – вес автомобиля-тягача и  $G_{пр} = m_{пр} g$  – вес прицепа соответственно, получают выражения уравнений движения в безразмерной форме:

$$\frac{a_{та}}{g} = \gamma_{та} + \frac{F_{сх}}{G_a}; \quad (4.167)$$

$$\frac{a_{тпр}}{g} = \gamma_{тпр} - \frac{F_{сх}}{G_{пр}}, \quad (4.168)$$

где  $\gamma_{та} = F_{та} / G_a$ ;  $\gamma_{тпр} = F_{тпр} / G_{пр}$  – удельные тормозные силы автомобиля-тягача и прицепа соответственно. Приравняв правые части равенств (4.167) и (4.168), получают:

$$\gamma_{тпр} - \gamma_{та} = F_{сх} \left( \frac{1}{G_a} + \frac{1}{G_{пр}} \right). \quad (4.169)$$

Вводят понятие *приведённой силы тяжести автопоезда*:

$$G_{ап} = \frac{G_a G_{пр}}{G_a + G_{пр}}. \quad (4.170)$$

После подстановки  $G_{ап}$  из (4.170) в (4.169) получают:

$$\gamma_{тпр} - \gamma_{та} = \frac{F_{сх}}{G_{ап}}, \quad (4.171)$$

откуда

$$F_{сх} = G_{ап} (\gamma_{тпр} - \gamma_{та}). \quad (4.172)$$

В соответствии с формулой (4.172), взаимодействие автомобиля-тягача с прицепом при торможении зависит от соотношения удельных тормозных сил автомобиля-тягача  $\gamma_{та}$  и прицепа  $\gamma_{тпр}$ . Возможны три соотношения:

1)  $\gamma_{та} = \gamma_{тпр}$ ,  $F_{сх} = 0$  – *синхронное торможение автомобиля-тягача и прицепа*. Данный случай является идеальным, но в реальных тормозных системах с пневматическим приводом его получить не удаётся;

2)  $\gamma_{тпр} > \gamma_{та}$ ,  $F_{сх} > 0$  – *прицеп тормозит автомобиль-тягач*. Сила  $F_{сх}$  обеспечивает растяжку автопоезда при торможении, что исключает его складывание

и, как следствие, повышает устойчивость. При пневматическом тормозном приводе этот случай может быть реализован при искусственном увеличении времени срабатывания тормозной системы тягача, что существенно снижает эффективность торможения автопоезда. Кроме того, при опережающем торможении прицепа возрастает вероятность блокировки его колёс при экстренном торможении, в результате чего при действии боковой силы происходит занос прицепа в боковом направлении, приводящий к потере устойчивости всего автопоезда;

3)  $\gamma_{\text{тпр}} < \gamma_{\text{та}}, F_{\text{сх}} < 0$  – *прицеп накатывается на автомобиля-тягач при торможении*. Данный случай обычно реализуют у современных автопоездов с пневматическим тормозным приводом, что может привести, а иногда и приводит, к потере устойчивости из-за складывания автопоезда.

### Вопросы для самоконтроля

1. Дайте определение тормозных свойств автомобиля.
2. По каким признакам классифицируют виды торможения автомобиля?
3. Какие тормозные системы предусмотрены на автомобиле нормативными документами?
4. Напишите уравнение движения автомобиля при торможении и объясните физический смысл его составляющих.
5. Назовите способы торможения при неполном использовании сил сцепления колёс с опорной поверхностью и укажите условия их целесообразного применения.
6. Как рассчитать максимально возможное замедление и минимально возможный тормозной путь при экстренном торможении автомобиля?
7. Дайте определение тормозной диаграммы автомобиля и перечислите составляющие времени торможения и остановочного времени.
8. Как рассчитать тормозной путь и остаточный путь при экстренном торможении автомобиля?
9. Назовите причины, вызывающие снижение эффективности торможения в реальных дорожных условиях.
10. При каких условиях полностью реализуются сцепные возможности всех колёс автомобиля?
11. Напишите формулы для расчёта замедления при опережающей блокировке передних и задних колёс автомобиля.
12. Какие типы регуляторов тормозных сил нашли применение на современных автомобилях?
13. Объясните принцип работы антиблокировочной системы.
14. Как рассчитать замедление, создаваемое запасной тормозной системой?
15. Напишите формулу для расчёта тормозного момента, создаваемого стояночной тормозной системой.
16. Из каких условий рассчитывают тормозной момент вспомогательной тормозной системы?

## ГЛАВА 5. УПРАВЛЯЕМОСТЬ И МАНЁВРЕННОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

### 5.1. Определения

*Управление* – целенаправленная организация процесса движения. В общем случае процесс движения состоит из прямолинейного и криволинейного движения. Движение автомобиля по траекториям с радиусом кривизны более 500...1000 м условно считают *прямолинейным*, с радиусом кривизны менее 500 м – *криволинейным*.

На дорогах с твёрдым покрытием, согласно Строительным нормам и правилам, длина криволинейных участков составляет от 1,9 до 13,3%. По статистическим данным, на грунтовых дорогах от 65 до 75% времени автомобили движутся по траекториям с радиусами кривизны менее 300...400 м. На городских перекрёстках и на отдельных участках грунтовых дорог и местности радиусы поворота снижаются до 20...25 м, а в закрытых помещениях и при разворотах на ограниченных площадках до единиц метров у двухосных автомобилей и до 10...15 м у автомобилей с тремя и бóльшим числом осей.

Криволинейное движение автомобиля называют *поворотом*. Выделяют два режима поворота: поворот с большими радиусами и высокими скоростями характеризует *управляемость* и *устойчивость*, поворот с малыми радиусами и невысокими скоростями движения характеризует *манёвренность*.

*Управляемость* – свойство управляемого водителем автомобиля сохранять заданное направление движения и изменять его в соответствии с воздействием на рулевое управление.

При теоретическом изучении управляемости автомобиля его движение определяют траекторией какой-либо характерной точки, называемой *направляющей* точкой, и *углом поворота* некоторой прямой, организующей конструкцию автомобиля и при необходимости *перемещениями отдельных составных частей конструкции* автомобиля относительно направляющей точки. В качестве направляющей точки при рассмотрении кинематики поворота одиночного автомобиля наиболее удобно использовать *центр его масс*, а автопоезда – *центры масс его звеньев*.

Зная ускорения центров масс, можно определить величину и направление сил инерции, действующих на автомобиль-тягач и прицепные звенья автопоезда при повороте.

В качестве прямой принимают *продольную ось* автомобиля-тягача и каждого из звеньев автопоезда, положение которой определяют курсовым углом  $\gamma$ . *Курсовой угол* – это угол между проекцией продольной оси на плоскость дороги и неподвижной прямой, принадлежащей этой плоскости.

Перемещение центра масс может быть разложено в прямоугольной системе координат на две составляющие – составляющую  $x$ , направленную по продольной оси, и составляющую  $y$ , перпендикулярную ей. Законы изменения перемещений, скоростей и ускорений по направлению продольной оси характеризуют тягово-скоростные и тормозные свойства автомобиля. При изучении

управляемости рассматривают *законы изменения курсового угла  $\gamma$ , бокового смещения  $u$  и их производных по времени  $\dot{\gamma}$ ,  $\ddot{\gamma}$ ,  $\dot{u}$ ,  $\ddot{u}$* . Перемещения отдельных масс автомобиля-тягача и прицепных звеньев автопоезда обычно не рассматривают, за исключением поворотов управляемых колёс или осей, а также поворотов прицепных звеньев автопоезда относительно автомобиля-тягача.

У большинства современных автомобилей изменение курсовых и боковых параметров движения осуществляют посредством *управляющего воздействия* – поворота рулевого колеса. Возникающие в результате управляющего воздействия изменения курсовых и боковых параметров являются *кинематической реакцией автомобиля* на управляющее воздействие.

Для поворота автомобиля водитель должен приложить к рулевому колесу определённый момент, величина которого зависит от изменений параметров движения. Сопротивление повороту рулевого колеса называют *силовой реакцией автомобиля* на управляющее воздействие.

Для различных автомобилей одни и те же управляющие воздействия, выполняемые в одних и тех же условиях движения, вызывают неодинаковые кинематические и силовые реакции. Характер функциональной зависимости между управляющими воздействиями и реакциями на них используют для оценки свойств автомобиля как *управляемого объекта*. Исходя из сказанного, данное выше определение управляемости автомобиля может быть уточнено следующим образом: *управляемость* – совокупность свойств, определяющих характеристики кинематических и силовых реакций автомобиля на управляющие воздействия.

## **5.2. Значение управляемости автомобиля**

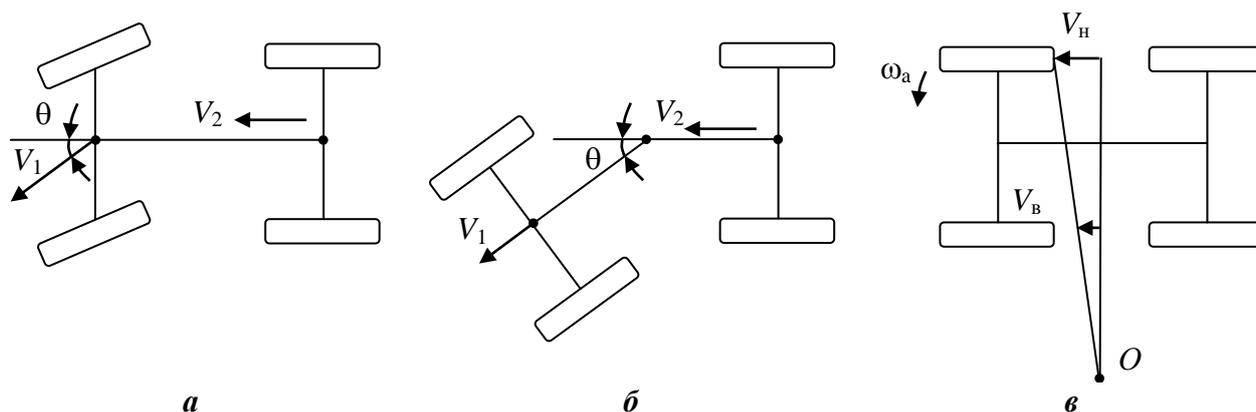
Управляемость оказывает существенное влияние на *активную безопасность автомобиля*. Во время движения автомобиля обстановка на улицах и дорогах непрерывно изменяется, что требует от водителя повышенного внимания и постоянной готовности изменить характер движения во избежание дорожно-транспортного происшествия. Автомобиль, обладающий хорошей управляемостью, позволяет сохранять направление, заданное водителем, а также легко и быстро изменять положение на дороге по желанию водителя с минимальной затратой его физической энергии.

Чем лучше управляемость автомобиля, тем с большей скоростью водитель может двигаться по дороге. С увеличением средней скорости движения возрастает *производительность автомобиля*. В то же время хорошая управляемость повышает *безопасность движения*, что особенно важно в связи с ростом скоростей движения современных автомобилей и увеличением количества автомобилей на дорогах.

### 5.3. Способы поворота и условия управляемости

**Способы поворота колёсных машин.** Колёсные машины могут совершать поворот тремя основными способами:

- 1) поворотом управляемых колёс вокруг шкворней (рис. 5.1, *a*);
- 2) поворотом звеньев машины относительно друг друга (рис. 5.1, *б*);
- 3) изменением скоростей колёс левого и правого бортов машины (рис. 5.1, *в*).



**Рис. 5.1. Схемы поворота колёсных машин:**

*a* – поворот управляемых колёс; *б* – поворот звеньев машины относительно друг друга; *в* – изменение скоростей колёс левого и правого бортов

При первом способе поворот происходит за счёт изменения углов между плоскостями вращения колёс и продольной осью машины. На рис. 5.1, *a* передние управляемые колёса вращаются в плоскостях, составляющих угол  $\theta$  с продольной осью машины. При этом вектор скорости  $V_1$  середины передней оси направлен под углом  $\theta$  к вектору  $V_2$  середины задней оси, что и определяет криволинейное движение, или поворот машины.

При втором способе поворота изменение углов между плоскостями вращения колёс и продольной осью машины происходит за счёт изменения положения одной части машины относительно другой (рис. 5.1, *б*). Такие машины называют *сочленёнными*. В данном случае поворот, как и в первом, происходит из-за того, что вектор  $V_1$  середины передней оси направлен под углом  $\theta$  к вектору  $V_2$  середины задней оси. Разница состоит в том, что одни колёса изменяют скорость своего вращения по отношению к другим одновременно с поворотом одной части машины по отношению к другой.

При третьем способе поворота, называемом *бортовым поворотом*, механизмы поворота обеспечивают разные скорости наружных  $V_н$  и внутренних  $V_в$  колёс относительно продольной оси симметрии машины (рис. 5.1, *в*). Из-за разницы этих скоростей машина поворачивается вокруг точки  $O$ , то есть переходит на криволинейную траекторию. При данном способе поворота могут быть получены радиусы поворота меньшие, чем при первых двух. Если скорость колёс одного борта равна нулю, а колёс другого борта отлична от нуля, мгновен-

ный центр поворота лежит в плоскости невращающихся колёс и радиус поворота равен половине колеи машины. Если скорости колёс левого и правого бортов равны, но направлены противоположно, то мгновенный центр поворота расположен в середине колеи, радиус поворота равен нулю, то есть машина поворачивается на месте. Таким образом, бортовой поворот обеспечивает меньшие радиусы поворота, что является его преимуществом по сравнению с другими способами. Данный способ называют поворотом «по-гусеничному», так как гусеничные машины совершают поворот за счёт разных скоростей левой и правой гусениц движителя.

Для автомобилей характерен первый способ поворота. У двухосных автомобилей чаще всего управляемыми являются колёса передней оси. Автомобили с задними управляемыми колёсами не получили распространения из-за присущих им недостатков: 1) автомобиль не может отъехать от стены передним ходом, так как траектория наружного управляемого колеса выходит за габаритную ширину; 2) минимальный радиус поворота у него значительно больше, чем при передних управляемых колёсах и одинаковом повороте внутреннего по отношению к центру поворота колеса.

Наименьший радиус поворота имеет автомобиль с передними и задними управляемыми колёсами. Такой способ поворота применяют на специальных автомобилях, у которых одно из главных требований – высокая манёвренность. В последние годы применяют схему поворота, при которой все колёса поворачиваются в одну сторону. При этом возможно как криволинейное, так и прямолинейное движения под любым углом к продольной оси автомобиля от 0 до 90°, что обеспечивает его высокую манёвренность. Главный недостаток данного способа в сложности рулевого привода.

Поворот сочленённых машин, называемых машинами «с ломающейся рамой», за счёт изменения положения одной части относительно другой применяют на машинах с крупногабаритными колёсами, например, на колёсных тракторах. При данном способе поворота достигают хорошей манёвренности, но такие машины не могут работать на склонах.

Поворот «по-гусеничному» обеспечивает высокую манёвренность и имеет преимущественное распространение на многоосных специальных машинах.

**Условия сохранения управляемости автомобиля.** Рассматривают поворот двухосного автомобиля с передними управляемыми колёсами. Принимают допущения: 1) колёса жёсткие в боковом направлении; 2) движение с постоянной скоростью; 3) скорость мала.

Первый случай. *Передние колёса ведомые* (рис. 5.2, а).

При принятых допущениях продольные реакции на задние ведущие колёса равны тяговым силам  $F_{т.в}$  и  $F_{т.н}$  на внутреннем и наружном колёсах. Равнодействующую этих сил  $F_t = F_{т.в} + F_{т.н}$  в первом приближении считают приложенной к корпусу автомобиля вдоль его продольной оси. От корпуса к середине передней оси приложена та же толкающая сила  $F_t$ , так как при принятых допущениях другие силы, действующие вдоль продольной оси автомобиля, от-

существуют. Эту силу можно разложить на две составляющие – параллельную плоскости вращения колёс  $F_{x1} = F_T \cos\theta$  и перпендикулярную этой плоскости  $F_{y1} = F_T \sin\theta$ , где  $\theta$  – угол поворота передних управляемых колёс.

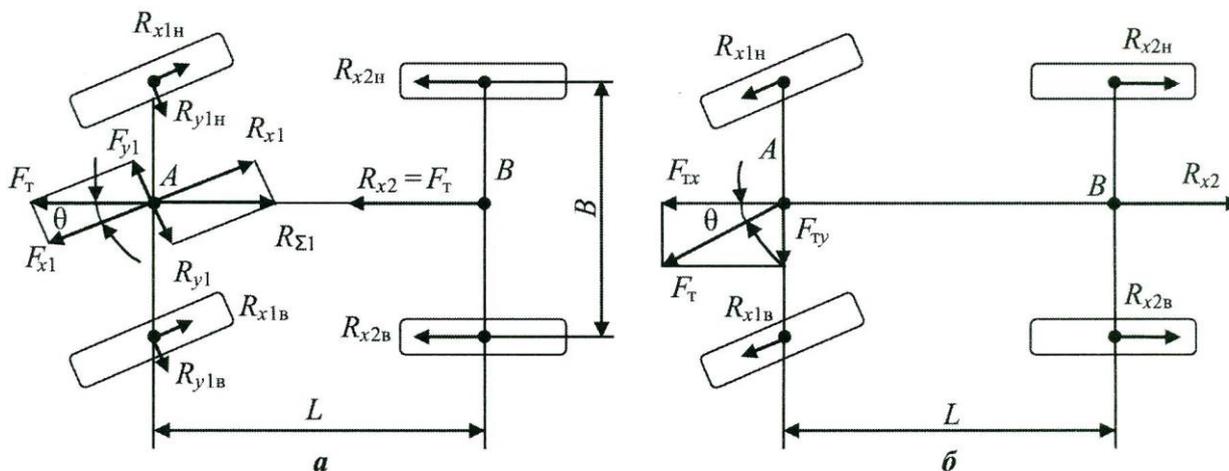


Рис. 5.2. Схема поворота автомобиля с передними управляемыми колёсами:  $a$  – ведомыми;  $b$  – ведущими

Под действием составляющих толкающей силы  $F_T$  в контакте передних колёс с дорогой возникают реакции, равнодействующую которых  $R_{\Sigma 1}$  также можно считать направленной вдоль продольной оси автомобиля, причём  $R_{\Sigma 1} = F_T$ . Реакция  $R_{\Sigma 1}$  может быть разложена на составляющие  $R_{x1}$  и  $R_{y1}$ .

Боковая составляющая  $R_{y1}$ , перпендикулярная плоскости вращения передних колёс, создаёт относительно точки  $B$ , лежащей посередине заднего моста, момент, который называют *поворачивающим моментом*:

$$T_{п} = R_{y1} L \cos\theta, \quad (5.1)$$

а продольная составляющая  $R_{x1}$ , параллельная плоскости вращения передних колёс, – *момент сопротивления повороту*:

$$T_{c1} = R_{x1} L \sin\theta, \quad (5.2)$$

где  $L$  – база автомобиля.

Если продольные реакции  $R_{x2в}$  и  $R_{x2н}$  на задние ведущие колёса не равны друг другу, то к моменту  $T_{c1}$  добавляется создаваемый ими момент сопротивления:

$$T_{c2} = \frac{(R_{x2в} - R_{x2н})B}{2}, \quad (5.3)$$

где  $B$  – колея автомобиля.

Момент сопротивления повороту  $T_{c2}$  может быть обусловлен работой межколёсного дифференциала ( $F_{T,в} \neq F_{T,н}$ ) или разным сопротивлением качению внутреннего и наружного колёс, вызванным разным состоянием опорной по-

верхности под ними ( $f_{2в} \neq f_{2н}$ ), неодинаковыми нормальными нагрузками на них ( $R_{z2в} \neq R_{z2н}$ ) и другими причинами.

Для того чтобы поворот автомобиля стал возможен, необходимо, чтобы поворачивающий момент был больше (в пределе равен) суммарного момента сопротивления повороту:

$$T_{п} \geq T_{c1} + T_{c2}, \quad (5.4)$$

или, согласно (5.1), (5.2) и (5.3):

$$R_{y1}L\cos\theta \geq R_{x1}L\sin\theta + \frac{(R_{x2в} - R_{x2н})B}{2}. \quad (5.5)$$

Поделив все члены уравнения (5.5) на  $L\cos\theta$ , получают:

$$R_{y1} \geq R_{x1}\operatorname{tg}\theta + \frac{(R_{x2в} - R_{x2н})B}{2L\cos\theta}. \quad (5.6)$$

Продольная реакция на передние ведомые колёса при движении с постоянной скоростью равна силе сопротивления качению:

$$R_{x1} = F_{f1} = fR_{z1} = fG_{a1}, \quad (5.7)$$

где  $R_{z1}$  и  $G_{a1}$  – нормальная реакция, действующая со стороны дороги на передние колёса, и вес автомобиля, приходящийся на переднюю ось, соответственно. Продольная реакция на передние колёса ограничена их сцеплением с опорной поверхностью дороги:

$$R_{\Sigma1\max} = \varphi_x R_{z1} = \varphi_x G_{a1}. \quad (5.8)$$

Из силового треугольника  $R_{\Sigma1\max}^2 = R_{x1}^2 + R_{y1}^2$ , откуда

$$R_{\Sigma1\max} \geq \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2}. \quad (5.9)$$

Подставив в неравенство (5.9) выражения входящих в него реакций, по формулам (5.8), (5.7) и (5.6), и поделив все его члены на  $G_{a1}$ , получают *условие сохранения управляемости автомобиля с передними управляемыми ведомыми колёсами при его входе в поворот*:

$$\varphi_x \geq \sqrt{f^2 + \left[ f \operatorname{tg}\theta + \frac{(R_{x2в} - R_{x2н})B}{2G_{a1}L\cos\theta} \right]^2}. \quad (5.10)$$

Из формулы (5.10) следует, что коэффициент сцепления управляемых колёс с дорогой должен быть тем выше, чем больше угол поворота управляемых колёс, коэффициент сопротивления качению, момент сопротивления повороту задних колёс и меньше вес, приходящийся на управляемые колёса.

Если  $T_{c2} = 0$ , что возможно при  $R_{x2в} = R_{x2н}$ , неравенство (5.10) приобретает вид:

$$\varphi_x \geq \sqrt{f^2 + (f \operatorname{tg}\theta)^2} = \frac{f}{\cos\theta}. \quad (5.11)$$

При невыполнении условий (5.10) и (5.11) передние колёса под действием толкающей силы  $F_T$  будут скользить в направлении её действия и поворот автомобиля не произойдёт.

Максимальные углы поворота управляемых колёс автомобилей обычно не превышают  $35 \dots 45^\circ$ , косинус этих углов –  $0,82 \dots 0,71$ . Коэффициент сопротивления качению на твёрдой и сухой дороге во много раз меньше коэффициента сцепления, поэтому условие управляемости при указанном состоянии дорог выполняется всегда. Однако на мягких и скользких поверхностях движения, например на грунтовых дорогах в период распутицы, различие в коэффициентах сопротивления качению и сцепления значительно уменьшается, из-за чего управляемость автомобиля ухудшается. Это же происходит и при торможении автомобиля, когда тормозная сила суммируется с силой сопротивления качению колёс. При экстренном торможении, когда полностью реализуются сцепные свойства дороги, правая часть неравенства (5.11) больше единицы, условие управляемости не выполняется и поворот автомобиля становится невозможным.

Условие управляемости также может не выполняться при движении автомобиля по скользкой дороге, когда с целью повышения проходимости водитель блокирует межколёсный дифференциал в заднем ведущем мосту. При этом максимальные по сцеплению продольные реакции на ведущие колёса –  $R_{x2в} = \varphi_{x2в} R_{z2в} = \varphi_{x2в} G_{a2}/2$ ;  $R_{x2н} = \varphi_{x2н} R_{z2н} = \varphi_{x2н} G_{a2}/2$ , и момент сопротивления повороту:

$$T_{c2} = \frac{(R_{x2в} - R_{x2н})B}{2} = \frac{\Delta\varphi_{x2} G_{a2} B}{4}, \quad (5.12)$$

где  $\Delta\varphi_{x2} = \varphi_{x2в} - \varphi_{x2н}$  – разница в коэффициентах сцепления внутреннего и наружного задних ведущих колёс.

В данном случае условие управляемости (5.10) приобретает вид:

$$\varphi_x \geq \sqrt{f^2 + \left[ f \operatorname{tg}\theta + \frac{\Delta\varphi_{x2} G_{a2} B}{4G_{a1} L \cos\theta} \right]^2}. \quad (5.13)$$

Анализ выражения (5.13) показывает, что при недостаточной нормальной нагрузке на передние управляемые колёса  $G_{a1}$  и значительной разнице в коэффициентах сцепления задних ведущих колёс  $\Delta\varphi_{x2}$ , даже при низком значении коэффициента сопротивления качению  $f$ , поворот автомобиля становится невозможным.

Второй случай. *Передние колёса ведущие* (рис. 5.2, б).

При повороте передних управляемых колёс на угол  $\theta$  сила тяги  $F_T$ , приложенная в точке  $A$ , может быть разложена на две составляющие – продольную

$F_{\text{тх}}$  и боковую  $F_{\text{ты}}$ , которую рассчитывают по формулам:

$$F_{\text{тх}} = F_{\text{т}} \cos \theta; F_{\text{ты}} = F_{\text{т}} \sin \theta. \quad (5.14)$$

Сила  $F_{\text{тх}}$  уравнивает суммарную продольную реакцию дороги на задние колёса  $R_{x2}$ , а сила  $F_{\text{ты}}$  создаёт поворачивающий момент относительно точки  $B$  на плече  $L$ , равном базе автомобиля:

$$T_{\Pi} = F_{\text{т}} L \sin \theta. \quad (5.15)$$

Из формулы (5.15) следует, что у автомобиля с передними ведущими и управляемыми колёсами поворачивающий момент всегда будет создаваться при отклонении управляемых колёс от нейтрального положения ( $\theta > 0$ ), если к ним приложена тяговая сила ( $F_{\text{т}} > 0$ ).

Сопротивление повороту создают силы сопротивления качению передних ведущих колёс  $F_{f1} = fG_{a1}$ :

$$T_{c1} = fG_{a1} L \sin \theta \quad (5.16)$$

и разница продольных реакций на задние колёса  $R_{x2в} - R_{x2н}$ .

Если автомобиль неполноприводный, то на задние ведомые колёса действуют продольные реакции, равные силам сопротивления качению  $R_{x2в} = f_{2в} R_{z2в} = f_{2в} G_{a2} / 2$  и  $R_{x2н} = f_{2н} R_{z2н} = f_{2н} G_{a2} / 2$ . Тогда момент сопротивления повороту:

$$T_{c2} = \frac{(R_{x2в} - R_{x2н})B}{2} = \frac{\Delta f_2 G_{a2} B}{4}, \quad (5.17)$$

где  $\Delta f_2 = f_{2в} - f_{2н}$  – разница коэффициентов сопротивления качению левого и правого задних ведомых колёс.

При движении по дорогам с твёрдой опорной поверхностью коэффициенты сопротивления качению передних и задних колёс малы, поэтому при  $T_{c1} \approx 0$  и  $T_{c2} \approx 0$  при  $\Delta f_2 \approx 0$ , сопротивление повороту переднеприводного автомобиля практически отсутствует.

Наличие поворачивающего момента при любом отклонении передних ведущих и управляемых колёс от нейтрального положения и очень малые моменты сопротивления повороту, создаваемые продольными реакциями на передние и задние колёса, обеспечивают лучшую управляемость переднеприводных автомобилей по сравнению с автомобилями, имеющими передние ведомые и управляемые колёса, особенно при движении по скользким опорным поверхностям, когда боковые реакции дороги ограничены сцеплением.

#### 5.4. Боковой увод автомобильного колеса

При движении на автомобиль почти всегда действует какая-либо боковая сила: составляющая силы тяжести на косогоре, сила ветра, силы, появляющиеся при наезде на неровность, центробежная сила при повороте, боковые силы, обусловленные поворачивающим моментом, возникающим вследствие разности продольных реакций на колёса левого и правого бортов автомобиля и др.

Если боковая сила действует на жёсткое в боковом направлении колесо, то траектория качения колеса будет оставаться в его продольной плоскости до тех пор, пока боковая сила не станет больше силы его сцепления с дорогой. После этого происходит скольжение колеса в боковом направлении, называемое боковым заносом.

При действии боковой силы на катящееся эластичное колесо происходят процессы, показанные на рис. 5.3.

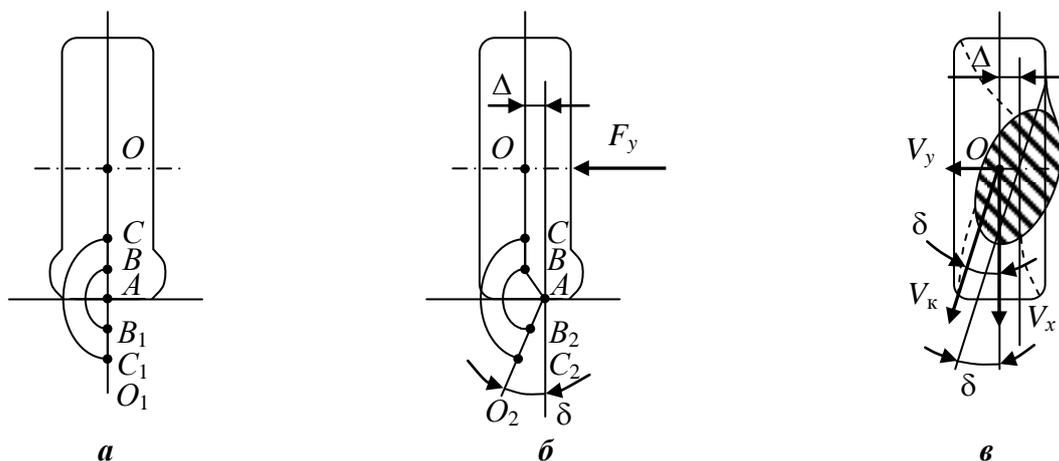


Рис. 5.3. Схема качения эластичного колеса с уводом

При качении эластичного колеса и отсутствии боковой силы (рис. 5.3, а) находящиеся на средней линии протектора точки  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и  $O$  последовательно касаются дороги соответственно в точках  $A$ ,  $B_1$ ,  $C_1$  и  $O_1$ , лежащих на продолжении оси симметрии колеса. При действии на колесо боковой силы  $F_y$  (рис. 5.3, б) вертикальная плоскость, проходящая через центр колеса по средней линии протектора, сместится относительно центра отпечатка на величину  $\Delta$ . При этом линия  $OA$ , проходящая по середине протектора, становится изогнутой, так как элементы шины, находящиеся в зоне отпечатка, из-за сцепления с опорной поверхностью остаются на месте. Вследствие этого при повороте колеса на некоторый угол точка  $B$  войдет в контакт с дорогой в точке  $B_2$ , точка  $C$  – в точке  $C_2$ , точка  $O$  – в точке  $O_2$ . При дальнейшем качении колеса все точки, лежащие на середине протектора, будут иметь контакт с дорогой на линии  $AO_2$ , находящейся под углом  $\delta$  к плоскости его вращения. Таким образом, продольная ось контактной площадки располагается под углом  $\delta$  к плоскости вращения колеса (рис. 5.3, в). Траектория центра колеса параллельна продольной оси контактной площадки, и вектор скорости  $V_k$  центра колеса также направлен под углом  $\delta$  к плоскости его вращения. Отклонение вектора скорости  $V_k$  эластичного колеса от плоскости его вращения под действием боковой силы  $F_y$  называют боковым уводом (или просто уводом), а угол  $\delta$  между вектором скорости и плоскостью вращения колеса – углом бокового увода (или просто увода). Увод, возникающий под действием боковой силы на колесо, называют силовым уводом.

В реальных условиях эксплуатации углы увода могут достигать  $7...8^\circ$ , а в некоторых случаях даже  $10...12^\circ$ . Такие углы увода соизмеримы с углами поворота управляемых колёс, поэтому они оказывают значительное влияние на кинематику поворота и определяют поведение автомобиля при криволинейном движении. Значение угла увода автомобильного колеса зависит от величины приложенной к нему боковой силы и боковой эластичности шины.

Многочисленными экспериментами установлена характерная зависимость угла увода от боковой силы, показанная на рис. 5.4. На приведённой кривой можно выделить три характерных участка. На участке  $0-1$  угол увода линейно зависит от боковой силы. Здесь увод колеса происходит только за счёт упругой деформации элементов шины. Линейная зависимость сохраняется при углах увода  $\delta_0$ , не превышающих  $1,4...2^\circ$ . На участке  $1-2$  явление увода сопровождается проскальзыванием элементов шины, расположенных в задней части контакта и наиболее нагруженных в боковом направлении. Чем больше боковая сила, тем значительней длина линии контакта, скользящей по опорной поверхности. Это приводит к нарушению линейной зависимости между боковой силой и углом увода. В точке 2 боковая сила  $F_y$  достигает значения  $F_{y\max}$ , максимально возможного по сцеплению с опорной поверхностью, а на участке  $2-3$  определяется равенством:

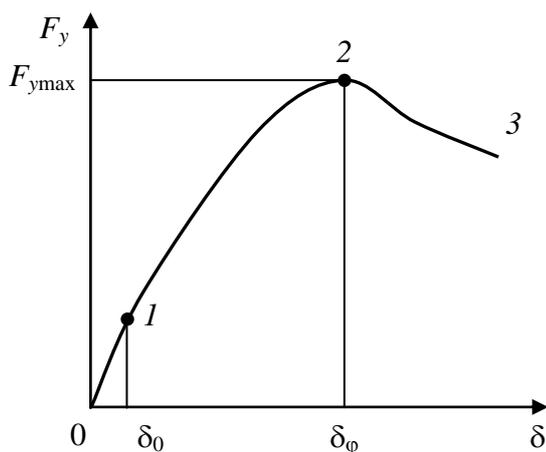


Рис. 5.4. Зависимость боковой силы от угла увода

возможного по сцеплению с опорной поверхностью, а на участке  $2-3$  определяется равенством:

$$F_{y\max} = \varphi_y R_z, \quad (5.18)$$

где  $\varphi_y$  – коэффициент поперечного сцепления;  $R_z$  – нормальная реакция, действующая на колесо.

Условно боковое перемещение колеса под действием силы  $F_y$  на участке  $0-2$  называют *боковым уводом*, а на участке  $2-3$  – *боковым скольжением*. Величина угла  $\delta_\phi$ , при котором начинается боковое скольжение, на сухой твёрдой опорной поверхности составляет  $12...20^\circ$ . Угол, равный отношению  $V_y / V_k$  (рис. 5.3, в), называют углом увода  $\delta$  на всём участке  $0-3$ .

На участке  $0-1$  зависимость между боковой силой  $F_y$  и вызываемым ею углом увода  $\delta$  имеет вид:

$$F_y = k_y \delta. \quad (5.19)$$

В формуле (5.19)  $k_y$  называют *коэффициентом сопротивления уводу*. Он равен боковой силе, вызывающей увод с углом  $1$  рад, и имеет размерность Н/рад или кН/рад.

Величина  $k_y$  *зависит* от конструкции и размеров шины, давления воздуха в шине, нагрузки колеса, продольной силы, действующей на колесо, типа и состояния опорной поверхности и других факторов.

На величину коэффициента сопротивления уводу оказывает влияние *конструкция составных частей покрышки*: каркаса, брекера и протектора.

С увеличением числа слоёв корда в каркасе  $k_y$  растёт. Уменьшение угла наклона нитей корда приводит к возрастанию  $k_y$ . У шин с радиальным расположением нитей корда в каркасе на коэффициент  $k_y$  в большей степени, чем у шин диагональной конструкции влияет конструкция брекера, в частности, число слоёв, плотность нитей в нём и материал корда. Радиальные шины с металлическим кордом в брекере имеют на 30...50% более высокие коэффициенты  $k_y$ , чем такие же шины с текстильным кордом, что объясняют большей их жёсткостью в боковом направлении. С уменьшением глубины рисунка протектора вследствие его износа  $k_y$  может возрасти на 30...40%. Коэффициенты сопротивления уводу камерных и бескамерных шин почти одинаковы. Значительное влияние на  $k_y$  оказывают состав шинных материалов и технология изготовления шины.

С увеличением *размеров профиля шины*, особенно ширины, повышается боковая жёсткость шины, что приводит к росту  $k_y$ . У широкопрофильных шин коэффициент  $k_y$  больше, чем у тороидных. Увеличение *давления воздуха в шине* повышает её жёсткость, в результате чего коэффициент  $k_y$  возрастает.

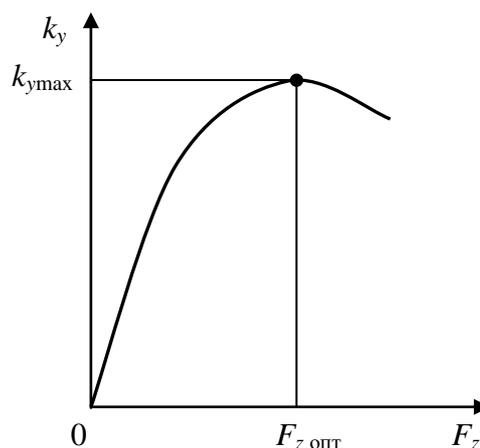
В НАМИ получена эмпирическая формула для расчёта коэффициента сопротивления уводу тороидных шин (Н / рад):

$$k_y = A B_{\text{ш}} (d + 2 B_{\text{ш}}) (p_{\text{в}} + 0,1), \quad (5.20)$$

где  $A$  – коэффициент, равный  $0,5 \cdot 10^6$  для диагональных и  $0,76 \cdot 10^6$  для радиальных шин;  $B_{\text{ш}}$  и  $d$  – ширина профиля и посадочный диаметр обода шины соответственно, м;  $p_{\text{в}}$  – давление воздуха в шине, МПа.

Из формулы (5.20) следует, что при заданных значениях  $d$  и  $p_{\text{в}}$  коэффициент  $k_y$  возрастает с увеличением ширины профиля шины  $B_{\text{ш}}$ . Очевидно также, что с увеличением внутреннего давления воздуха  $p_{\text{в}}$  коэффициент  $k_y$  возрастает, причём он достигает наибольшего значения при номинальной нормальной нагрузке при давлении, значительно превышающем рекомендуемую для данной шины величину. Однако при дальнейшем увеличении внутреннего давления  $k_y$  несколько снижается из-за уменьшения площади контакта шины с опорной поверхностью.

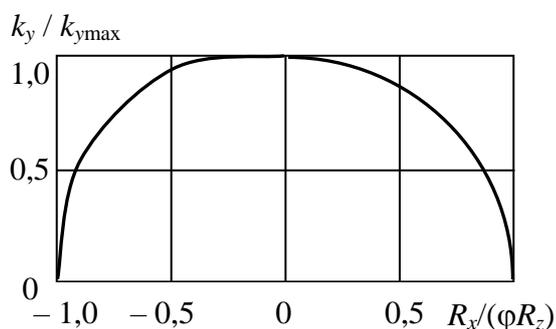
На величину коэффициента сопротивления уводу большое влияние оказывает *нормальная нагрузка  $F_z$*  колеса. С



**Рис. 5.5.** Зависимость коэффициента сопротивления уводу от нормальной нагрузки

увеличением этой нагрузки сопротивление боковому уводу увеличивается, затем несколько падает (рис. 5.5). Такой характер зависимости  $k_y = f(F_z)$  объясняют двумя противоположными закономерностями. С ростом нагрузки повышается давление в контакте, что обуславливает увеличение силы, необходимой для бокового смещения колеса. Одновременно с увеличением нормальной нагрузки возрастает деформация профиля шины  $\Delta$  (рис. 5.3), в результате чего шина становится более склонной к боковому смещению.

Максимальное значение коэффициента сопротивления уводу  $k_{y\max}$  соответствует *нормальной нагрузке*  $F_{z\text{опт}}$ , которую называют *оптимальной*. У легковых автомобилей  $F_{z\text{опт}}$  близка к той, которая действует на колесо при полной массе автомобиля, а у грузовых при значительно большей нормальной нагрузке.

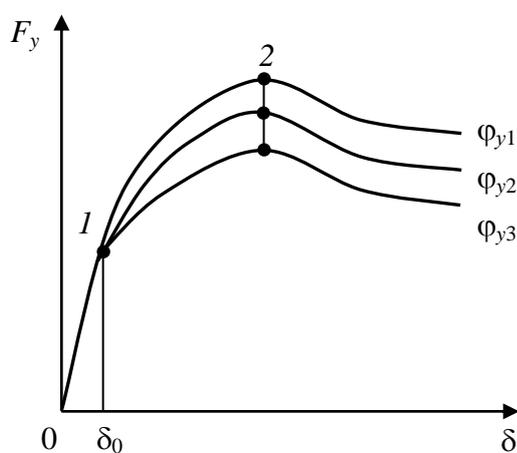


**Рис. 5.6.** Зависимость коэффициента сопротивления уводу от удельной продольной реакции

Существенное влияние на коэффициент сопротивления уводу оказывают *продольные реакции*  $R_x$ . На рис. 5.6 представлена зависимость  $k_y / k_{y\max}$  от удельной продольной реакции  $R_x / (\phi R_z)$  в ведущем ( $R_x > 0$ ) и тормозном ( $R_x < 0$ ) режимах. Экспериментально установлено, что при увеличении продольной реакции ведущего колеса  $k_y$  уменьшается. В тормозном режиме при малых величинах  $R_x / (\phi R_z)$  увеличение продольной реакции приводит к небольшому возрастанию  $k_y / k_{y\max}$ , а при

больших – к уменьшению.

При удельной продольной реакции, не превышающей 0,5, её влияние на  $k_y$  незначительно. Наибольшее влияние продольная реакция оказывает на  $k_y$  при  $R_x / (\phi R_z) > 0,5$ . Если продольные реакции  $R_x$  в ведущем и тормозном режимах достигают предельного значения, равного силе сцепления колеса с опорной



**Рис. 5.7.** Зависимость боковой силы от угла увода при различных величинах коэффициента сцепления

поверхностью  $\phi R_z$ , то оно будет не способно сопротивляться действию какой-либо боковой силы и при этом  $k_y = 0$ .

Коэффициент сопротивления уводу зависит от *коэффициента поперечного сцепления*  $\phi_y$ . На линейном участке 0–1 (рис. 5.7) коэффициент  $k_y$  практически не зависит от коэффициента  $\phi_y$ , однако значение угла  $\delta_0$  в точке 1 тем меньше, чем меньше  $\phi_y$ . На нелинейном участке 1–2  $k_y$  тем меньше, чем меньше  $\phi_y$ . На рис. 5.7 зависимости  $F_y = f(\delta)$  показаны при  $\phi_{y1} > \phi_{y2} > \phi_{y3}$ .

Д.А. Антоновым разработана тео-

рия нелинейного увода, учитывающая влияние различных факторов на коэффициент сопротивления уводу посредством нескольких корректирующих коэффициентов:

$$k_y = k_{y0} q_z q_T q_\varphi, \quad (5.21)$$

где  $k_{y0}$  – коэффициент сопротивления уводу ведомого колеса на линейном участке зависимости  $F_y = f(\delta)$  при оптимальных значениях нормальной нагрузки и давления воздуха в шине;  $q_z$  – коэффициент коррекции, учитывающий влияние отклонения нормальной нагрузки от оптимальной;  $q_T$  – коэффициент коррекции, учитывающий влияние продольных реакций, действующих на колесо;  $q_\varphi$  – коэффициент коррекции, учитывающий зависимость коэффициента сопротивления уводу от коэффициента поперечного сцепления  $\varphi_y$  на участке нелинейной зависимости  $F_y = f(\delta)$ .

Коэффициенты сопротивления уводу  $k_{y0}$  составляют: шин легковых автомобилей – 15...40 кН/рад, грузовых автомобилей и автобусов – 60...120 кН/рад, внедорожных автомобилей особо большей грузоподъёмности – 340...500 кН/рад.

*Коэффициент коррекции, учитывающий отклонение нормальной нагрузки от оптимальной:*

$$q_z = 2,4a_z - 1,8a_z^2 + 0,4a_z^3, \quad (5.22)$$

где  $a_z = F_z / F_{z\text{опт}}$  ( $F_{z\text{опт}}$  и  $F_z$  – оптимальная и отличающаяся от оптимальной нормальные нагрузки на колесо соответственно).

*Коэффициент коррекции, учитывающий влияние продольной реакции, действующей на колесо:*

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\varphi R_z}\right)^2}}{1 + 0,375 \frac{R_x}{R_z}}. \quad (5.23)$$

Формула (5.23) справедлива при  $\sqrt{R_x^2 + R_y^2} \leq 0,5\varphi R_z$ .

*Коэффициент, учитывающий нелинейную зависимость боковой силы от угла увода:*

$$q_\varphi = \frac{\arctg\left[\frac{\pi k_{y0}(\delta - \delta_0)}{2\varphi R_z}\right]}{\frac{\pi k_{y0}(\delta - \delta_0)}{2\varphi R_z}}, \quad (5.24)$$

где  $\delta_0$  – угол увода, соответствующий переходу от линейного участка к нелинейному в точке 1 на рис 5.4. Обычно при расчётах берут  $\delta_0 = 0,025...0,035$  рад (1,4...2°).

Следует отметить, что в нелинейной теории увода, разработанной Д.А. Антоновым, учитывают значительно большее число корректирующих факторов, чем в формуле (5.21).

Кроме описанного выше силового увода, может быть *кинематический увод эластичного колеса*, обусловленный его наклоном к поверхности дороги в поперечной вертикальной плоскости. Управляемые колёса имеют такой наклон, обусловленный их установкой с углом развала. Кроме того, как управляемые, так и неуправляемые колёса могут наклоняться в поперечной плоскости вследствие соответствующей кинематической схемы направляющего устройства подвески.

На рис. 5.8 показана схема увода эластичного колеса, плоскость которого отклонена на угол  $\gamma$  от вертикали. Такое колесо стремится катиться вокруг точки  $O$ . В действительных условиях при прямолинейном движении автомобиля колесо не может двигаться по окружности.

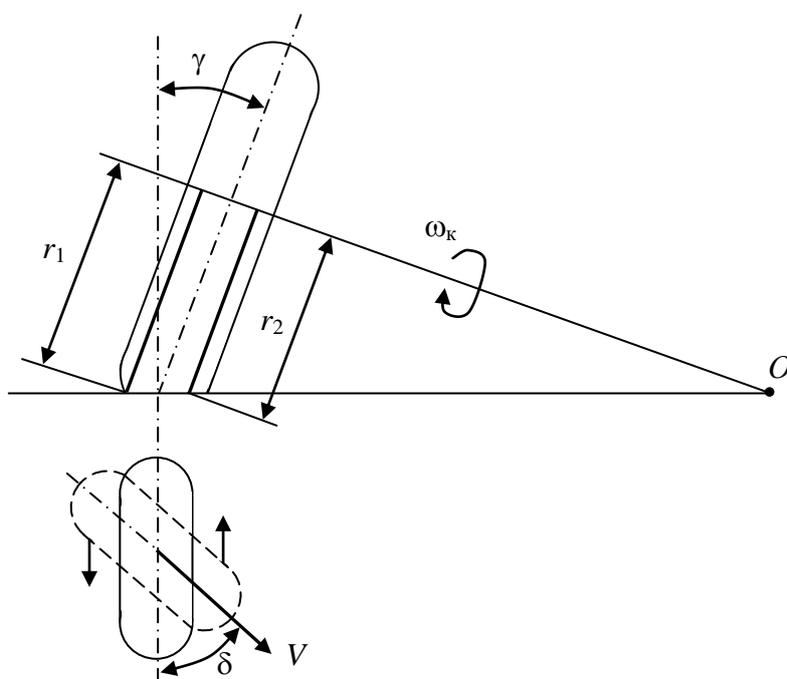


Рис. 5.8. Схема увода наклонённого колеса

Если представить колесо, состоящим из нескольких дисков, жёстко связанных друг с другом, то окажется, что при их одинаковой угловой скорости вращения  $\omega_k$  относительно оси колеса окружные скорости  $V$  в контакте с опорной поверхностью будут разными: у левого диска  $V_1 = \omega_k r_1$ , правого  $V_2 = \omega_k r_2$ . Так как  $r_1 > r_2$   $V_1 > V_2$ . Линейная скорость перемещения центра каждого диска равна линейной скорости автомобиля и одинаковая для всех дисков. При этом диск, контактирующий с опорной поверхностью в середине отпечатка, будет катиться без проскальзывания; диски, расположенные слева от него, будут пробуксовывать, расположенные справа проскальзывать (притормаживать). По этой причине левые элементы отпечатка будут иметь окружную деформацию в

направлении движения, правые – в обратном направлении. В результате в контакте колеса с опорной поверхностью возникает момент, поворачивающий отпечаток относительно плоскости вращения колеса на угол  $\delta$ . Таким образом, *наклон колеса на угол  $\gamma$  вызывает его увод на угол  $\delta$  в сторону наклона.*

Установлено, что при малых углах  $\delta$  и  $\gamma$  зависимость между ними имеет линейный характер:

$$\gamma = k_\gamma \delta, \quad (5.25)$$

где  $k_\gamma$  – коэффициент сопротивления уводу от наклона колеса. Он равен 4...6, то есть при наклоне плоскости вращения колеса на  $1^\circ$  угол увода шины в зависимости от типа и конструкции составляет 10...15'.

Угол увода колеса  $\delta$ , нагруженного боковой силой  $F_y$  и имеющего наклон на угол  $\gamma$ , определяют как сумму углов увода от боковой силы  $\delta_F$  и наклона  $\delta_\gamma$ :

$$\delta = \delta_F \pm \delta_\gamma = \frac{F_y}{k_y} \pm \frac{\gamma}{k_\gamma}. \quad (5.26)$$

В формуле (5.26) знак «+» используют в случае, когда колесо наклонено в сторону действия боковой силы, знак «-» – когда оно наклонено в сторону, противоположную действию боковой силы.

## 5.5. Кинематика поворота автомобиля

Кинематику поворота рассматривают в двух случаях: 1) при отсутствии увода колёс в предположении, что колеса жёсткие в боковом направлении и они катятся в плоскости своего вращения; 2) с учётом увода эластичных колёс, когда вектор скорости составляет с плоскостью вращения угол увода. Расчёт кинематических параметров поворота рассматривают при криволинейном движении двухосного автомобиля с передними управляемыми колёсами.

1. *Кинематика поворота автомобиля с жёсткими колёсами* (рис. 5.9).

Для того чтобы колёса катились без бокового скольжения, их оси должны пересекаться в одной точке  $O$ , называемой *центром поворота автомобиля*.

Соотношение между углами поворота управляемых колёс, при котором обеспечивают их качение без скольжения, определяют из треугольников  $OGD$  и  $OEF$ :  $\text{ctg}\theta_n = OD / GD$ ;  $\text{ctg}\theta_b = OF / EF$ . Из рис. 5.9 очевидно, что  $GD = EF = L$ .

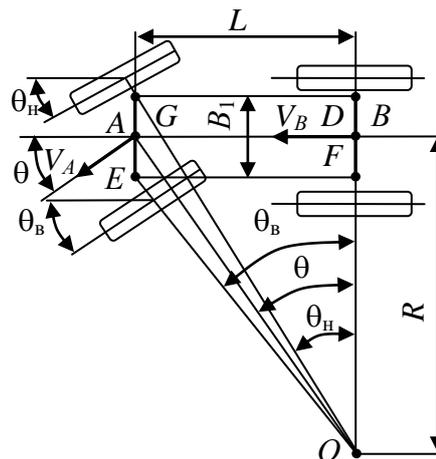


Рис. 5.9. Схема поворота автомобиля с жёсткими колёсами

Вычитая из первого равенства второе и имея в виду, что  $OD - OF = DF$ , а  $DF = GE = B_1$ , получают:

$$\operatorname{ctg}\theta_{\text{н}} - \operatorname{ctg}\theta_{\text{в}} = \frac{B_1}{L}, \quad (5.27)$$

где  $\theta_{\text{н}}$  и  $\theta_{\text{в}}$  – углы поворота наружного и внутреннего управляемых колёс соответственно;  $B_1$  – расстояние между осями шкворней поворотных цапф;  $L$  – база автомобиля.

Соотношение между углами поворота наружного и внутреннего управляемых колёс, по формуле (5.27), обеспечивают соответствующим выбором геометрических параметров рулевой трапеции автомобиля.

В условиях эксплуатации средние углы поворота управляемых колёс обычно не превосходят  $5...10^\circ$ . При реальных значениях  $B_1 / L$  разность углов поворота наружного и внутреннего управляемых колёс в среднем составляет доли градуса, поэтому при указанных углах поворота с достаточной для практики точностью расчёты можно вести по среднему углу поворота управляемых колёс:

$$\theta = \frac{\theta_{\text{н}} + \theta_{\text{в}}}{2}. \quad (5.28)$$

Если рассматривают кинематику поворота при максимальных углах поворота управляемых колёс, составляющих  $30...40^\circ$ , разность углов поворота наружного и внутреннего управляемых колёс достигает нескольких градусов. Из геометрических соотношений (рис. 5.9):

$$\operatorname{ctg}\theta_{\text{н}} + \operatorname{ctg}\theta_{\text{в}} = \frac{2R}{L}; \quad \operatorname{ctg}\theta = \frac{R}{L}, \quad (5.29)$$

откуда

$$\operatorname{ctg}\theta = \frac{\operatorname{ctg}\theta_{\text{н}} + \operatorname{ctg}\theta_{\text{в}}}{2}. \quad (5.30)$$

*Радиусом поворота автомобиля* называют расстояние от центра поворота до его продольной оси. Из  $\triangle OAB$   $\operatorname{tg} \theta = AB / OB = L / R$ . При малых углах поворота управляемых колёс, не превышающих  $10^\circ$ ,  $\operatorname{tg} \theta \approx \theta$ , откуда

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\theta} \approx \frac{L}{\theta}. \quad (5.31)$$

Одним их кинематических параметров поворота автомобиля является *расстояние  $C$  от центра поворота до задней оси автомобиля*. Как видно из рис. 5.9, у автомобиля с жёсткими колесами центр поворота лежит на продолжении задней оси автомобиля, поэтому  $C = 0$ .

*Угловая скорость поворота автомобиля* относительно точки  $O$  представляет отношение скорости точки  $B$  – центра задней оси автомобиля к радиусу поворота ( $\omega_a = V_B / R$ ). Поскольку  $OB = R$  – перпендикуляр к продольной оси, то скорость  $V_B$  направлена вдоль продольной оси и является скоростью автомоби-

ля  $V$  ( $V_B = V$ ). Пользуясь уравнением (5.31), получают формулу для расчёта угловой скорости поворота автомобиля:

$$\omega_a = \frac{V}{R} = \frac{V \operatorname{tg} \theta}{L} \approx \frac{V \theta}{L}. \quad (5.32)$$

Из формул (5.31) и (5.32) следует, что у автомобиля с жёсткими в боковом направлении колёсами при заданной базе  $L$  кинематические параметры поворота  $R$  и  $\omega_a$  однозначно определяет угол поворота управляемых колёс  $\theta$ . Чем больше  $\theta$ , тем меньше радиус и выше угловая скорость поворота.

2. *Кинематика поворота автомобиля с эластичными колёсами* (рис. 5.10).

При повороте автомобиля на передние и задние колёса действует поперечная составляющая центробежной силы  $F_{ay}$ , под действием которой они катятся с уводом. Векторы скоростей их центров не совпадают с плоскостями вращения, образуя с ними углы  $\delta_{1H}$  и  $\delta_{1B}$  для передних колёс,  $\delta_{2H}$  и  $\delta_{2B}$  для задних. Центр поворота  $O_\delta$  находится на пересечении перпендикуляров к векторам скоростей точек  $A$  и  $B$ . При этом изменяется требуемое соотношение углов  $\theta_H$  и  $\theta_B$ . Из треугольников  $O_\delta GM$  и  $O_\delta EN$ :

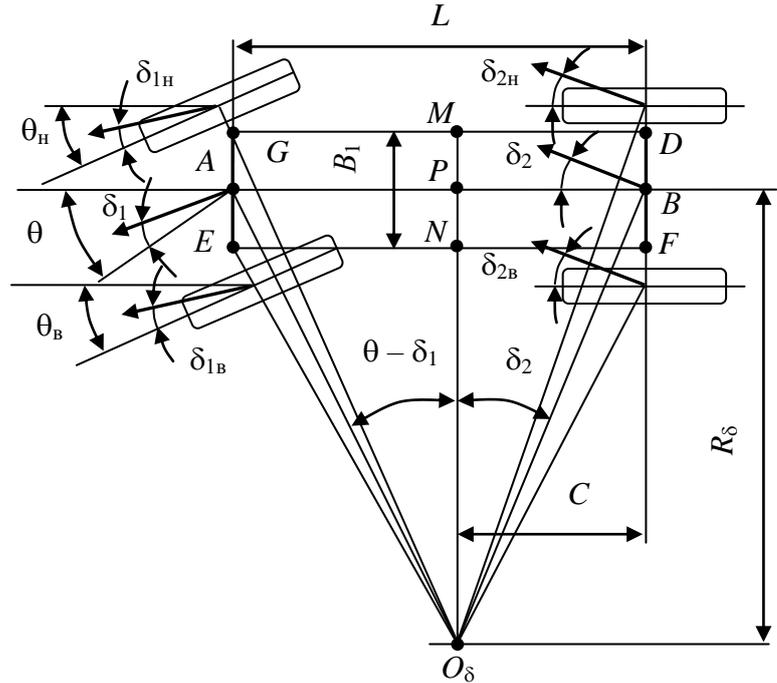


Рис. 5.10. Схема поворота автомобиля с эластичными колёсами

$$\operatorname{tg}(\theta_H - \delta_{1H}) = \frac{GM}{O_\delta M}; \quad (5.33)$$

$$\operatorname{tg}(\theta_B - \delta_{1B}) = \frac{EN}{O_\delta N}. \quad (5.34)$$

При малых углах увода, не превышающих  $5 \dots 6^\circ$ , с небольшой погрешностью можно считать  $\delta_{1H} \approx \delta_{1B} \approx \delta_1$ ;  $\delta_{2H} \approx \delta_{2B} \approx \delta_2$ . Тогда с той же степенью точности левая часть уравнения (5.33) может быть представлена в виде:

$$\operatorname{tg}(\theta_H - \delta_{1H}) \approx \operatorname{tg} \theta_H - \delta_{1H}, \quad (5.35)$$

откуда

$$\operatorname{tg} \theta_H = \frac{GM}{O_\delta M} + \delta_1 = \frac{GM + O_\delta M \cdot \delta_1}{O_\delta M}; \quad (5.36)$$

$$\operatorname{ctg}\theta_{\text{H}} = \frac{O_{\delta}M}{GM + O_{\delta}M \cdot \delta_1}. \quad (5.37)$$

Согласно рис. 5.10,  $O_{\delta}M = O_{\delta}P + PM = R_{\delta} + 0,5 B_1$ ;  $GM = CD - MD$ ;  $GD = L$ ;  $MD = PB = PO_{\delta} \operatorname{tg} \delta_2 = R_{\delta} \operatorname{tg} \delta_2$ ;  $GM = L - R_{\delta} \operatorname{tg} \delta_2$ . Тогда

$$\operatorname{ctg}\theta_{\text{H}} = \frac{R_{\delta} + 0,5B_1}{L - R_{\delta}\operatorname{tg}\delta_2 + (R_{\delta} + 0,5B_1)\delta_1}, \quad (5.38)$$

где  $R_{\delta}$  – расстояние от центра поворота до продольной оси автомобиля.

Приняв также, что  $\operatorname{tg} \delta_2 \approx \delta_2$ , получают:

$$\operatorname{ctg}\theta_{\text{H}} = \frac{R_{\delta} + 0,5B_1}{L - R_{\delta}\delta_2 + (R_{\delta} + 0,5B_1)\delta_1}. \quad (5.39)$$

Левую часть уравнения (5.34) можно записать в виде:

$$\operatorname{tg}(\theta_{\text{B}} - \delta_{1\text{B}}) \approx \operatorname{tg} \theta_{\text{B}} - \delta_{1\text{B}}, \quad (5.40)$$

откуда

$$\operatorname{tg}\theta_{\text{B}} = \frac{EN}{O_{\delta}N} + \delta_1 = \frac{EN + O_{\delta}N \cdot \delta_1}{O_{\delta}N}; \quad (5.41)$$

$$\operatorname{ctg}\theta_{\text{B}} = \frac{O_{\delta}N}{EN + O_{\delta}N \cdot \delta_1}. \quad (5.42)$$

Из рис. 5.10  $O_{\delta}N = O_{\delta}P - PN = R_{\delta} - 0,5 B_1$ ;  $EN = EF - NF$ ;  $EF = L$ ;  $NF = PB = R_{\delta} \operatorname{tg} \delta_2$ ;  $EN = L - R_{\delta} \operatorname{tg} \delta_2 \approx L - R_{\delta} \delta_2$ .

Тогда

$$\operatorname{ctg}\theta_{\text{B}} = \frac{R_{\delta} - 0,5B_1}{L - R_{\delta}\delta_2 + (R_{\delta} - 0,5B_1)\delta_1}. \quad (5.43)$$

Вычитая почленно из равенства (5.39) равенство (5.43), пренебрегая величиной  $0,25B_1^2$  и принимая приближённо  $\delta_1\delta_2 \approx \delta_1^2$ , получают формулу:

$$\operatorname{ctg}\theta_{\text{H}} - \operatorname{ctg}\theta_{\text{B}} = \frac{B_1(L - R_{\delta}\delta_2)}{(L - R_{\delta}\delta_2 + R_{\delta}\delta_1)^2}. \quad (5.44)$$

Из уравнения (5.19):

$$\delta_1 = \frac{F_{ay1}}{k_{y1}} \text{ и } \delta_2 = \frac{F_{ay2}}{k_{y2}}, \quad (5.45)$$

где  $k_{y1}$  и  $k_{y2}$  – коэффициенты сопротивления уводу шин передних и задних колёс;  $F_{ay1}$  и  $F_{ay2}$  – центробежные силы, действующие на переднюю и заднюю оси автомобиля соответственно:

$$F_{ay1} = \frac{m_{a1}V^2}{R_{\delta}}; \quad F_{ay2} = \frac{m_{a2}V^2}{R_{\delta}}, \quad (5.46)$$

где  $m_{a1}$  и  $m_{a2}$  – массы автомобиля, приходящиеся на переднюю и заднюю оси соответственно;  $V$  – скорость автомобиля;  $R_\delta$  – радиус поворота автомобиля.

Тогда

$$\delta_1 = \frac{m_{a1}V^2}{k_{y1}R_\delta}; \quad \delta_2 = \frac{m_{a2}V^2}{k_{y2}R_\delta}. \quad (5.47)$$

После подстановки выражений  $\delta_1$  и  $\delta_2$  из (5.47) в (5.44) получают:

$$\operatorname{ctg}\theta_H - \operatorname{ctg}\theta_B = \frac{B_1 \left( L - \frac{m_{a2}V^2}{k_{y2}} \right)}{\left[ L - \left( \frac{m_{a2}}{k_{y2}} - \frac{m_{a1}}{k_{y1}} \right) V^2 \right]^2}. \quad (5.48)$$

На рис. 5.11 показана зависимость  $\theta_H = f(\theta_B)$ , построенная по формулам (5.27) и (5.48) при скорости 10 км/ч. Из графика следует, что у автомобиля с эластичными колёсами (кривая 2) угол поворота  $\theta_H$  меньше отличается от  $\theta_B$ , чем у автомобиля с жёсткими колёсами (кривая 1). Это означает, что у автомобиля с эластичными шинами рулевая трапеция по своей форме должна приближаться к прямоугольнику.

Из уравнения (5.48) видно, что соотношение углов  $\theta_H$  и  $\theta_B$  зависит от скорости автомобиля. Требуемое соотношение между названными углами должно быть обеспечено при наиболее употребительных скоростях при поворотах, которые составляют 10...15 км / ч в населённых пунктах, 15...18 км / ч за городом и 18...22 км / ч на спусках в горных условиях.

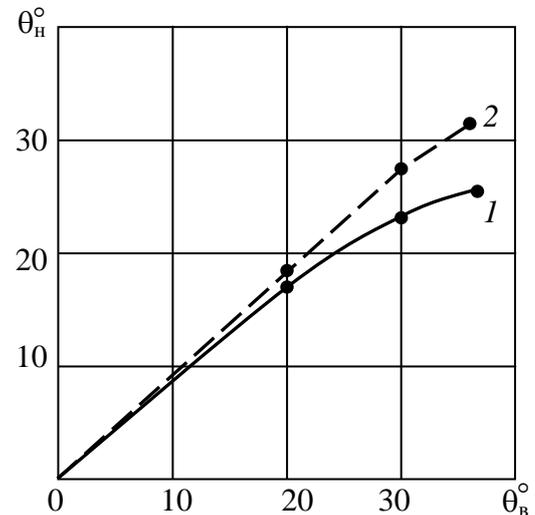
Положение центра поворота  $O_\delta$  задают двумя величинами –  $R_\delta$  и  $C$ . Для их нахождения следует рассмотреть треугольники  $O_\delta AP$  и  $O_\delta BP$  (рис. 5.10), в которых  $O_\delta P = R_\delta$ ,  $BP = C$ :

$$AP = O_\delta P \operatorname{tg}(\theta - \delta_1) = R_\delta \operatorname{tg}(\theta - \delta_1); \quad (5.49)$$

$$BP = O_\delta P \operatorname{tg} \delta_2 = C = R_\delta \operatorname{tg} \delta_2. \quad (5.50)$$

Складывая выражения (5.49) и (5.50), получают:

$$AP + BP = AB = L = R_\delta [\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2], \quad (5.51)$$



**Рис. 5.11. Соотношение углов поворота управляемых колёс:**  
1 – с жёсткими; 2 – с эластичными колёсами

откуда радиус поворота:

$$R_{\delta} = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2} \approx \frac{L}{\theta + \delta_2 - \delta_1}. \quad (5.52)$$

После подстановки  $R_{\delta}$  из (5.52) в (5.50) получают выражение для расчёта расстояния  $C$ :

$$C = \frac{L \operatorname{tg}\delta_2}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2} \approx \frac{L\delta_2}{\theta + \delta_2 - \delta_1}. \quad (5.53)$$

Угловая скорость поворота автомобиля:

$$\omega_a = \frac{V_P}{R_{\delta}} = \frac{V[\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2]}{L} \approx \frac{V(\theta + \delta_2 - \delta_1)}{L}, \quad (5.54)$$

где  $V_P = V$  – скорость автомобиля.

Из формул (5.52)...(5.54) следует, что кинематические параметры поворота автомобиля с эластичными колёсами  $R_{\delta}$ ,  $C$  и  $\omega_a$  при заданной базе  $L$  зависят не только от угла поворота управляемых колёс  $\theta$ , но и от разности углов увода осей  $\delta_2 - \delta_1$ . Величина и знак этой разности могут быть рассчитаны, если известны боковые силы, действующие на передние и задние колёса, и коэффициенты сопротивления уводу этих колёс.

## 5.6. Силы и моменты, действующие на автомобиль при повороте

Методику определения сил и моментов, действующих на автомобиль при криволинейном движении, рассматривают на примере двухосного автомобиля с передними ведомыми и управляемыми колёсами (рис. 5.12).

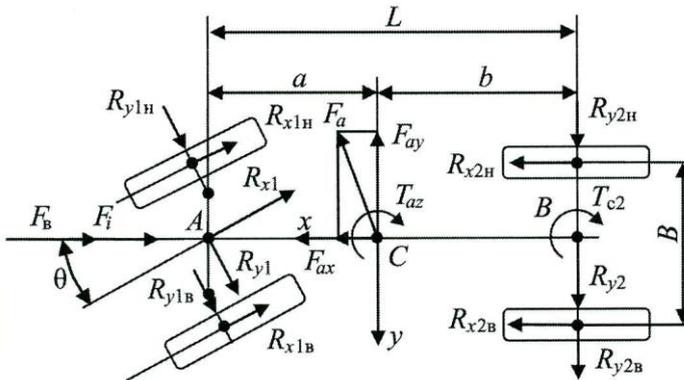


Рис. 5.12. Силы и моменты, действующие на автомобиль при повороте

Силы, действующие на автомобиль при повороте, можно разделить на четыре группы: 1) тяговые силы на ведущих колёсах; 2) силы сопротивления движению; 3) силы инерции; 4) реакции дороги.

Продольная реакция на задние ведущие колёса  $R_{x2}$  равна сумме продольных реакций на наружное  $R_{x2н}$  и внутреннее  $R_{x2в}$  колёса:

$$R_{x2} = R_{x2н} + R_{x2в}. \quad (5.55)$$

Если пренебречь сопротивлением качению и инерционными моментами ведущих колёс, то  $R_{x2н} \approx F_{T2н}$ ,  $R_{x2в} \approx F_{T2в}$ , где  $F_{T2н}$  и  $F_{T2в}$  – тяговые силы на

наружном и внутреннем ведущих колёсах и тяговая сила на колёсах ведущего моста соответственно:

$$F_T = F_{T2H} + F_{T2B}. \quad (5.56)$$

Из-за трения в межколёсном дифференциале тяговая сила на отстающем внутреннем колесе  $F_{T2B}$  больше тяговой силы на наружном забегающем колесе  $F_{T2H}$  ( $F_{T2B} > F_{T2H}$ ). Их можно рассчитать по выражениям:

$$F_{T2B} = k_6 F_T; F_{T2H} = (1 - k_6) F_T, \quad (5.57)$$

где  $k_6$  – коэффициент блокировки дифференциала, зависящий от его конструкции.

Трение в дифференциале создаёт момент сопротивления повороту автомобиля:

$$T_{c2} = \frac{(F_{T2B} - F_{T2H})B}{2} = \frac{F_T(2k_6 - 1)B}{2}, \quad (5.58)$$

где  $B$  – колея задних ведущих колёс.

Момент сопротивления повороту может быть обусловлен не только работой межколёсного дифференциала, но также разными силами сопротивления качению правого и левого ведущих колёс из-за различных свойств опорной поверхности, неодинаковой нормальной нагрузкой, а также действия других факторов. В общем случае момент сопротивления повороту, создаваемый колёсами заднего ведущего моста, рассчитывают по формуле (5.3):

$$T_{c2} = \frac{(R_{x2B} - R_{x2H})B}{2}.$$

*Силами сопротивления движению являются:* сила сопротивления качению  $F_{f\delta}$ , сопротивления подъёму  $F_i$ , сопротивления воздуха  $F_v$ . Силы сопротивления подъёму и воздуха, как и при прямолинейном движении, рассчитывают по формулам (1.80) и (1.92). При расчёте  $F_{f\delta}$  следует учесть увеличение коэффициента сопротивления качению из-за увода колёс автомобиля. На основании обработки экспериментальных данных предложены эмпирические формулы для расчёта коэффициента сопротивления качению шины, катящейся с уводом:

- формула В.А. Иларионова

$$f_\delta = f_0 + \frac{k_y \delta^2}{R_z}; \quad (5.59)$$

- формула Ю.А. Брянского

$$f_\delta = f_0 e^{\frac{5,458 R_z}{R_{zh}}}, \quad (5.60)$$

где  $f_0$  – коэффициент сопротивления качению при отсутствии увода (при  $\delta = 0$ );  $R_z$  – действительная нормальная реакция на колесо;  $R_{zh}$  – нормальная реакция на колесо при номинальной нагрузке.

Инерционные силы и моменты пропорциональны соответствующим ускорениям. Для расчёта ускорений следует рассмотреть общий случай криволинейного движения автомобиля (рис. 5.13). Автомобиль считают плоским телом, совершающим поворот в неподвижной системе координат  $XOY$ . Подвижная система координат  $xCy$  имеет начало в центре масс автомобиля – точке  $C$ , ось  $x$  совпадает с продольной осью автомобиля, ось  $y$  направлена перпендикулярно к ней.

В рассматриваемый момент времени автомобиль совершает поворот вокруг центра  $O_\delta$ , при этом продольная ось автомобиля расположена под углом  $\gamma$  к оси  $OX$ , а управляемые колёса повернуты на угол  $\theta$ . Вектор скорости центра масс  $V_C$  перпендикулярен радиусу  $O_\delta C$  и составляет с продольной осью автомобиля угол  $\beta$ .

Проекции вектора скорости  $V_C$  центра масс на оси подвижной системы координат:

$$V_x = V_C \cos\beta; \quad V_y = V_C \sin\beta. \quad (5.61)$$

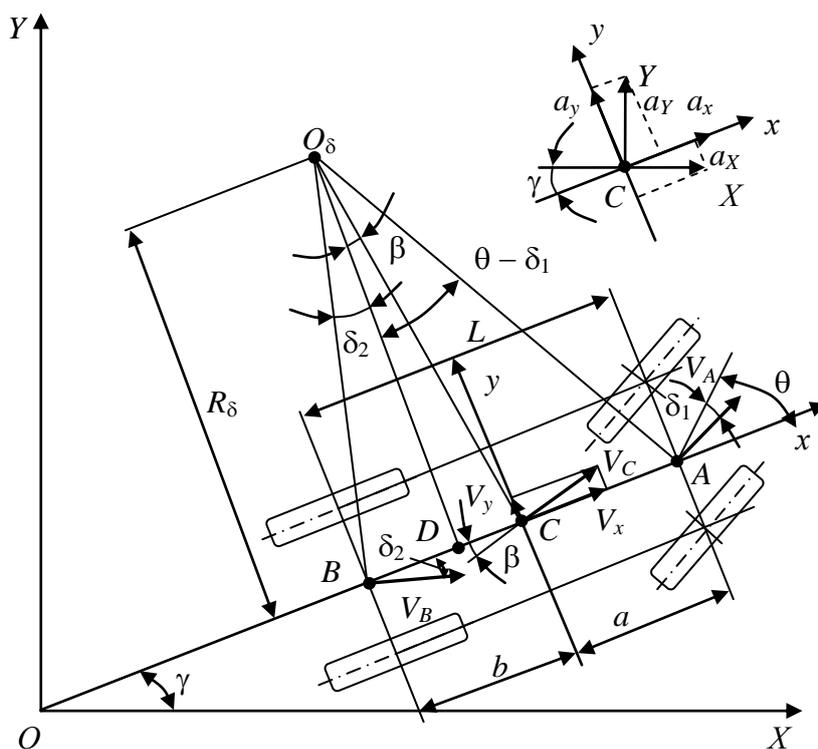


Рис. 5.13. Схема для расчёта ускорений автомобиля при повороте

Проекции составляющих вектора скорости  $V_C$  центра масс на оси неподвижной системы координат:

$$V_X = V_x \cos\gamma - V_y \sin\gamma; \quad V_Y = V_x \sin\gamma + V_y \cos\gamma. \quad (5.62)$$

Продифференцировав равенства (5.62) по времени, получают ускорения центра масс автомобиля в неподвижной системе координат:

$$\begin{aligned} a_X &= \dot{V}_X = \dot{V}_x \cos \gamma - V_x \sin \gamma \dot{\gamma} - \dot{V}_y \sin \gamma - V_y \cos \gamma \dot{\gamma}; \\ a_Y &= \dot{V}_Y = \dot{V}_x \sin \gamma + V_x \cos \gamma \dot{\gamma} + \dot{V}_y \cos \gamma - V_y \sin \gamma \dot{\gamma}. \end{aligned} \quad (5.63)$$

Положение автомобиля относительно неподвижной системы координат изменяется, поэтому изменяется положение векторов ускорений относительно его продольной и поперечной осей. Удобнее оперировать ускорениями и соответствующими им силами, не изменяющими свое положение относительно автомобиля. Для этого следует вычислить проекции ускорений  $a_X$  и  $a_Y$  на оси  $x$  и  $y$ :

$$a_x = a_X \cos \gamma + a_Y \sin \gamma; \quad a_y = a_Y \cos \gamma - a_X \sin \gamma. \quad (5.64)$$

После подстановки в равенства (5.64)  $a_X$  и  $a_Y$  из (5.63) получают:

$$a_x = \dot{V}_x - V_y \dot{\gamma}; \quad a_y = V_x \dot{\gamma} + \dot{V}_y. \quad (5.65)$$

В уравнениях (5.65)  $V_x = V$  – поступательная скорость;  $\dot{V}_x = \dot{V}$  – поступательное ускорение (замедление) автомобиля;  $\dot{\gamma} = \omega_a$  – угловая скорость поворота автомобиля;  $V_y$  – скорость бокового смещения центра масс автомобиля;  $\dot{V}_y$  – ускорение бокового смещения центра масс автомобиля. Тогда

$$a_x = \dot{V} - V_y \omega_a; \quad a_y = V \omega_a + \dot{V}_y. \quad (5.66)$$

Следует выразить скорость  $V_y$  и ускорение  $\dot{V}_y$  бокового смещения центра масс через скорость  $V$  и ускорение  $\dot{V}$  поступательного движения автомобиля.

Из равенств (5.61), с учётом того, что  $V_x = V$ :

$$V_y = V \operatorname{tg} \beta. \quad (5.67)$$

Из  $\Delta O_\delta CD$   $\operatorname{tg} \beta = CD / O_\delta D$ ;  $O_\delta D = R_\delta$ ;  $CD = BC - BD$ ;  $BC = b$ ; из  $\Delta O_\delta BD$   $BD = R_\delta \operatorname{tg} \delta_2 \approx R_\delta \delta_2$ ;  $CD = b - R_\delta \delta_2$ ;

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{b - R_\delta \delta_2}{R_\delta} = \frac{b}{R_\delta} - \delta_2. \quad (5.68)$$

После подстановки в равенство (5.68) выражения  $R_\delta$  из (5.52) получают:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{b(\theta - \delta_1) - a\delta_2}{L}. \quad (5.69)$$

Тогда

$$V_y = \frac{V [b(\theta - \delta_1) - a\delta_2]}{L}. \quad (5.70)$$

$$\dot{V}_y = \frac{V [b(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1) - a\dot{\delta}_2]}{L} + \frac{\dot{V} [b(\theta - \delta_1) - a\delta_2]}{L}. \quad (5.71)$$

Подставив полученные соотношения для  $V_y$  и  $\dot{V}_y$ , а также выражение  $\omega_a$  из (5.54) в (5.66) получают:

$$a_x = \dot{V} - \frac{V^2 \left( \frac{b}{R_\delta} - \delta_2 \right)}{R_\delta} = \dot{V} - \frac{V^2 [b(\theta - \delta_1) - a\delta_2] (\theta - \delta_1 + \delta_2)}{L^2}; \quad (5.72)$$

$$a_y = \frac{V^2}{R_\delta} + \dot{V}_y = \frac{V^2 (\theta - \delta_1 + \delta_2)}{L} + \frac{V [b(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1) - a\dot{\delta}_2]}{L} + \frac{\dot{V} [b(\theta - \delta_1) - a\delta_2]}{L}. \quad (5.73)$$

Угловое ускорение получают дифференцированием по времени выражения  $\omega_a$ :

$$\varepsilon_a = \dot{\omega}_a = \frac{\dot{V} (\theta - \delta_1 + \delta_2) + V (\dot{\theta} - \dot{\delta}_1 + \dot{\delta}_2)}{L}. \quad (5.74)$$

*Продольная и поперечная составляющие силы инерции* равны произведению массы автомобиля на соответствующие ускорения. При расчёте продольной составляющей необходимо учесть инерцию вращающихся масс коэффициентом  $\delta$ :

$$F_{ax} = -\delta m_a a_x; \quad (5.75)$$

$$F_{ay} = -m_a a_y. \quad (5.76)$$

*Инерционный момент:*

$$T_{az} = -J_z \varepsilon_a = -m_a \rho_z^2 \varepsilon_a, \quad (5.77)$$

где  $J_z$  и  $\rho_z$  – момент и радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси  $C_z$ , проходящей через центр масс, соответственно.

После подстановки в уравнения (5.75)...(5.77) выражений соответствующих ускорений, рассчитываемых по формулам (5.72)...(5.74), получают формулы для расчёта инерционных сил и момента, действующих на автомобиль при повороте:

$$F_{ax} = \delta m_a \left[ \frac{V^2 \left( \frac{b}{R_\delta} - \delta_2 \right)}{R_\delta} - \dot{V} \right] = \delta m_a \left\{ V^2 [b(\theta - \delta_1) - a\delta_2] \frac{\theta - \delta_1 + \delta_2}{L^2} - \dot{V} \right\}; \quad (5.78)$$

$$F_{ay} = -m_a \left\{ \frac{V^2}{R_\delta} + \frac{V [b(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1) - a\dot{\delta}_2]}{L} + \dot{V} \left( \frac{b}{R_\delta} - \delta_2 \right) \right\} =$$

$$= -m_a \left\{ \frac{V^2 (\theta - \delta_1 + \delta_2)}{L} + \frac{V [b(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1) - a\dot{\delta}_2]}{L} + \frac{\dot{V} [b(\theta - \delta_1) - a\delta_2]}{L} \right\}; \quad (5.79)$$

$$T_{az} = -m_a \rho_z^2 \frac{\dot{V} (\theta - \delta_1 + \delta_2) + V (\dot{\theta} - \dot{\delta}_1 + \dot{\delta}_2)}{L}. \quad (5.80)$$

Для автомобиля с жёсткими в боковом направлении колёсами при  $\delta_1 = \delta_2 = \dot{\delta}_1 = \dot{\delta}_2 = 0$  уравнения (5.78)...(5.80) приобретают вид:

$$F_{ax} = \delta m_a \left( \frac{V^2 b}{R^2} - \dot{V} \right) = \delta m_a \left( \frac{V^2 b \theta^2}{L^2} - \dot{V} \right); \quad (5.81)$$

$$F_{ay} = -m_a \left( \frac{V^2}{R} + \frac{V b \dot{\theta}}{L} + \frac{\dot{V} b}{R} \right) = -m_a \left( \frac{V^2 \theta}{L} + \frac{V b \dot{\theta}}{L} + \frac{\dot{V} b \theta}{L} \right); \quad (5.82)$$

$$T_{az} = -m_a \rho_z^2 \frac{\dot{V} \theta + V \dot{\theta}}{L}. \quad (5.83)$$

Из формулы (5.81) следует, что продольная составляющая  $F_{ax}$  состоит из двух слагаемых:

$$F_{ax} = F'_{ax} + F''_{ax}, \quad (5.84)$$

где

$$F'_{ax} = \frac{\delta m_a V^2 b}{R^2} = \frac{\delta m_a V^2 b \theta^2}{L^2}; \quad (5.85)$$

$$F''_{ax} = -\delta m_a \dot{V}. \quad (5.86)$$

Сила  $F'_{ax}$  возникает при повороте передних управляемых колёс на угол  $\theta$  и возрастает по мере увеличения  $\theta$  и  $V$ . Если управляемые колёса не повернуты ( $\theta = 0$ ),  $F'_{ax} = 0$ . При  $\theta \neq 0$   $F'_{ax} > 0$ , то есть она всегда совпадает с направлением движения автомобиля.

Сила  $F''_{ax}$  возникает при неустановившемся движении автомобиля, когда  $V \neq \text{const}$  и  $\dot{V} \neq 0$ . При разгоне  $\dot{V} = a_a > 0$ ,  $F''_{ax} < 0$ , то есть её направление противоположно направлению вектора поступательной скорости  $V$ ; при торможении  $\dot{V} = a_\tau < 0$ ,  $F''_{ax} > 0$ , то есть её направление совпадает с направлением вектора поступательной скорости  $V$ .

При разгоне автомобиля на повороте слагаемые  $F'_{ax}$  и  $F''_{ax}$  имеют противоположные знаки. В определённых условиях движения продольная составляющая силы инерции может отсутствовать ( $F_{ax} = 0$ ), если  $F'_{ax} = F''_{ax}$  и  $V^2 b \theta^2 / L^2 = a_a$ , откуда

$$\theta = \frac{L}{V} \sqrt{\frac{a_a}{b}}. \quad (5.87)$$

При выполнении условия (5.87) на автомобиль при повороте не действует продольная сила инерции.

Если автомобиль тормозит при повороте,  $F_a = F'_{ax} + F''_{ax} > 0$ , то есть на него действует продольная сила инерции в направлении скорости поступательного движения.

Согласно формуле (5.82), поперечная составляющая силы инерции  $F_{ay}$  может быть представлена в виде трёх слагаемых:

$$F_{ay} = F'_{ay} + F''_{ay} + F'''_{ay}, \quad (5.88)$$

где

$$F'_{ay} = -\frac{m_a V^2}{R} = -\frac{m_a V^2 \theta}{L}; \quad (5.89)$$

$$F''_{ay} = -\frac{m_a V b \dot{\theta}}{L}; \quad (5.90)$$

$$F'''_{ay} = -\frac{m_a \dot{V} b}{R} = -\frac{m_a \dot{V} b \theta}{L}.$$

(5.91)

Все три слагаемые имеют знак «-», указывающий на их направление от центра поворота автомобиля.

Сила  $F'_{ay}$  является проекцией центробежной силы на поперечную ось. Она возникает при криволинейном движении автомобиля ( $V \neq 0$ ), когда  $\theta \neq 0$  или  $R \neq \infty$ , и возрастает при увеличении скорости движения  $V$  и крутизны траектории поворота (увеличении  $\theta$  и уменьшении  $R$ ).

Сила  $F''_{ay}$  возникает при изменении угла поворота управляемых колёс  $\theta$ . Она положительна при входе автомобиля в поворот – когда угол поворота возрастает, и отрицательна при выходе из поворота – когда угол поворота уменьшается. С учётом углов увода  $\delta_1$  и  $\delta_2$ , если они велики, сила  $F''_{ay}$  может быть отрицательной при входе в поворот и положительной при выходе из него.

Причиной возникновения силы  $F'''_{ay}$  является изменение скорости  $\dot{V}$  движения автомобиля. При отсутствии увода она отрицательна при разгоне, так как  $\dot{V} = a_a > 0$ , и положительна при торможении, так как  $\dot{V} = a_\tau < 0$ . Если угол поворота управляемых колёс  $\theta$  мал, а углы увода  $\delta_1$  и  $\delta_2$  велики, сила  $F'''_{ay}$  может быть отрицательной и при торможении.

Расчёты показывают, что до 90% поперечной силы инерции составляет первое слагаемое  $F'_{ay}$ . Второе слагаемое  $F''_{ay}$  имеет существенное значение при резких поворотах управляемых колёс, а третье слагаемое  $F'''_{ay}$  при резких разгонах и торможениях. Второе и третье слагаемые следует учитывать при расчётах параметров криволинейного движения спортивных и гоночных автомобилей, а также автомобилей скорой медицинской и технической помощи. У автомобилей общетранспортного назначения достаточно учитывать действие только слагаемого, обусловленного действием центробежной силы  $F'_{ay}$ .

*Боковые (поперечные) реакции*, действующие на передние и задние колёса автомобиля со стороны дороги, можно определить из схемы сил и моментов, изображённой на рис. 5.12. При этом предполагают, что суммарные боковые реакции  $R_{y1}$  и  $R_{y2}$ , действующие на передние и задние колёса автомобиля, приложены в точках  $A$  и  $B$  – серединах осей – перпендикулярно к плоскостям

колёс. Они могут быть найдены из уравнений моментов относительно точек  $A$  и  $B$ :

$$\Sigma T_B = 0; R_{y1}L \cos \theta - R_{x1}L \sin \theta - F_{ay}b - T_{az} - T_{c2} = 0; \quad (5.92)$$

$$\Sigma T_A = 0; R_{y2}L + T_{c2} + T_{az} - F_{ay}a = 0. \quad (5.93)$$

Решая уравнения (5.92) и (5.93) относительно  $R_{y1}$  и  $R_{y2}$  соответственно, получают:

$$R_{y1} = \frac{F_{ay}b + T_{az}}{L \cos \theta} + R_{x1} \operatorname{tg} \theta + \frac{T_{c2}}{L \cos \theta}; \quad (5.94)$$

$$R_{y2} = \frac{F_{ay}a - T_{az}}{L} - \frac{T_{c2}}{L}. \quad (5.95)$$

При расчёте боковых реакций принимают допущения: 1) угол поворота управляемых колёс небольшой, поэтому  $\cos \alpha \approx 1$ ; 2) продольные реакции на передние ведомые колёса малы, поэтому  $R_{x1} \operatorname{tg} \theta \approx 0$ ; 3) в ведущем мосту установлен межколёсный дифференциал с малым трением, вследствие чего моментом сопротивлением повороту можно пренебречь, то есть  $T_{c2} \approx 0$ . При принятых допущениях после подстановки в равенства (5.94) и (5.95) выражений  $F_{ay}$  и  $T_{az}$  из формул (5.79) и (5.80) и некоторых преобразований получают:

$$R_{y1} = m_{a1} \left\{ \frac{V^2}{R_{\delta}} + \frac{[V(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1) + \dot{V}(\theta - \delta_1)](\rho_z^2 + b^2) + (V\dot{\delta}_2 + \dot{V}\delta_2)(\rho_z^2 - ab)}{bL} \right\}; \quad (5.96)$$

$$R_{y2} = m_{a2} \left\{ \frac{V^2}{R_{\delta}} - \frac{[V(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1) + \dot{V}(\theta - \delta_1)](\rho_z^2 - ab) + (V\dot{\delta}_2 + \dot{V}\delta_2)(\rho_z^2 + a^2)}{aL} \right\}, \quad (5.97)$$

где  $m_{a1} = m_a b/L$  и  $m_{a2} = m_a a/L$  – массы, приходящиеся на переднюю и заднюю оси.

Формулы (5.96) и (5.97) выражают реакции опорной поверхности на действие инерционных сил и моментов. Их можно представить в виде *трёх составляющих*:

$$R_{y1} = R'_{y1} + R''_{y1} + R'''_{y1}; \quad (5.98)$$

$$R_{y2} = R'_{y2} + R''_{y2} + R'''_{y2}, \quad (5.99)$$

где

$$R'_{y1} = \frac{m_{a1}V^2}{R_{\delta}}; \quad R'_{y2} = \frac{m_{a2}V^2}{R_{\delta}}; \quad (5.100)$$

$$R''_{y1} = m_{a1}V \frac{(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1)(\rho_z^2 + b^2) + \dot{\delta}_2(\rho_z^2 - ab)}{bL};$$

$$R''_{y2} = m_{a2}V \frac{(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1)(\rho_z^2 - ab) + \dot{\delta}_2(\rho_z^2 + a^2)}{aL}; \quad (5.101)$$

$$\begin{aligned}
R_{y1}''' &= m_{a1} \dot{V} \frac{(\theta - \delta_1)(\rho_z^2 + b^2) + \delta_2(\rho_z^2 - ab)}{bL}, \\
R_{y2}''' &= m_{a2} \dot{V} \frac{(\theta - \delta_1)(\rho_z^2 - ab) + \delta_2(\rho_z^2 + a^2)}{aL}.
\end{aligned} \tag{5.102}$$

Реакции  $R'_{y1}$  и  $R'_{y2}$  обусловлены действием центробежной силы при круговом движении. Они зависят только от скорости движения  $V$  и радиуса поворота  $R_\delta$ . Центробежная сила распределяется между осями автомобиля пропорционально распределению массы ( $m_{a1}$  и  $m_{a2}$ ).

Реакции  $R''_{y1}$  и  $R''_{y2}$  связаны с угловыми скоростями поворота векторов скоростей середин осей автомобиля  $\dot{\theta} - \dot{\delta}_1$  и  $\dot{\delta}_2$  и возрастают при увеличении скорости  $V$  поступательного движения. Их величина зависит от разности  $\rho_z^2 - ab$ , поэтому они могут быть положительными и отрицательными.

Реакции  $R'''_{y1}$  и  $R'''_{y2}$  возникают при изменении скорости  $\dot{V}$  при повороте. При разгоне  $\dot{V} = a_a > 0$ , поэтому с возрастанием скорости движения они увеличиваются, а при торможении, когда  $\dot{V} = a_\tau < 0$ , уменьшаются при снижении скорости движения. Если поворот происходит при малых углах  $\theta$  и больших углах  $\delta_1$ , то  $\theta - \delta_1 < 0$ , что приводит к уменьшению названных составляющих.

#### Частные случаи

1. У автомобилей современных компоновок  $\rho_z^2 \approx ab$ . При этом  $\rho_z^2 - ab = 0$ ,  $\rho_z^2 + a^2 = aL$ ,  $\rho_z^2 + b^2 = bL$ :

$$R_{y1} = m_{a1} \left[ \frac{V^2}{R_\delta} + V(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1) + \dot{V}(\theta - \delta_1) \right]; \tag{5.103}$$

$$R_{y2} = m_{a2} \left( \frac{V^2}{R_\delta} - V\dot{\delta}_2 - \dot{V}\delta_2 \right). \tag{5.104}$$

2. Если пренебречь уводом колёс, то есть  $\delta_1 = \delta_2 = \dot{\delta}_1 = \dot{\delta}_2 = 0$ ,  $R_\delta = R$  при  $\rho_z^2 = ab$ :

$$R_{y1} = m_{a1} \left( \frac{V^2}{R} + V\dot{\theta} + \dot{V}\theta \right); \tag{5.105}$$

$$R_{y2} = \frac{m_{a2}V^2}{R}. \tag{5.106}$$

3. При установившемся круговом движении ( $V = \text{const}$  и  $\theta = \text{const}$ ) автомобиля с жёсткими в боковом направлении колёсами ( $\delta_1 = \delta_2 = \dot{\delta}_1 = \dot{\delta}_2 = 0$ ) при

$$\rho_z^2 = ab:$$

$$R_{y1} = \frac{m_{a1}V^2}{R}; \quad (5.107)$$

$$R_{y2} = \frac{m_{a2}V^2}{R}, \quad (5.108)$$

так как в этом случае  $\dot{V} = 0$  и  $\dot{\theta} = 0$ .

### 5.7. Поворачиваемость автомобиля

Из формул (5.31) и (5.52) следует, что угол поворота управляемых колёс автомобиля составляет:

- с жёсткими колёсами

$$\theta = \frac{L}{R}, \quad (5.109)$$

- с эластичными колёсами

$$\theta = \frac{L}{R_\delta} + \delta_1 - \delta_2. \quad (5.110)$$

Из формулы (5.110) следует, что при повороте автомобиля с заданным радиусом  $R_\delta$  угол поворота управляемых колёс  $\theta$  зависит от соотношения углов увода  $\delta_1$  и  $\delta_2$ .

При  $\delta_1 = \delta_2$  автомобиль обладает *нейтральной поворачиваемостью*. В этом случае при движении по траектории с заданным радиусом  $R = R_\delta$  углы поворота управляемых колёс автомобиля с жёсткими и эластичными колёсами одинаковые, однако центр поворота автомобиля с эластичными колёсами смещён относительно задней оси на величину  $C$ , вычисляемую по формуле (5.53).

Если  $\delta_1 > \delta_2$ , автомобиль обладает *недостаточной поворачиваемостью*, то есть для совершения поворота той же кривизны  $R = R_\delta$  требуется бóльший угол поворота управляемых колёс, чем при жёстких колёсах. Когда управляемые колёса автомобилей с жёсткими и эластичными колёсами повернуты на одинаковый угол  $\theta$ , последний будет двигаться по более пологой траектории ( $R_\delta > R$ ). При этом смещение  $C \neq 0$ .

При  $\delta_1 < \delta_2$  автомобиль имеет *избыточную поворачиваемость*. В данном случае поворот автомобиля с заданным радиусом  $R = R_\delta$  при уводе эластичных колёс происходит при меньшем угле поворота управляемых колёс, чем у автомобиля с жёсткими колёсами. Если же управляемые колёса автомобилей с жёсткими и эластичными колёсами повернуты на одинаковые углы, последний движется по более крутой траектории ( $R_\delta < R$ ). Смещение  $C \neq 0$ .

Свойство автомобиля изменять кинематические параметры поворота под действием внешних боковых сил при фиксированной величине угла поворота управляемых колёс  $\theta$  ( $\theta = \text{const}$ ) называют *поворачиваемостью автомобиля*.

Различают статическую и динамическую поворачиваемость автомобиля.

*Статическую поворачиваемость* определяют соотношениями между углами увода передних и задних колёс при действии на автомобиль постоянной боковой силы, приложенной в центре масс. Постоянная боковая сила, действующая на автомобиль, возникает при движении с постоянной скоростью по круговой траектории или по дороге с постоянным поперечным уклоном (по косо-гору). В первом случае в центре масс автомобиля приложена центробежная сила, во втором – боковая (поперечная) составляющая силы тяжести (веса) автомобиля.

При круговом движении боковые реакции, действующие на передние и задние колёса, вычисляют по формулам (5.107) и (5.108):

$$R_{y1} = \frac{m_{a1}V^2}{R_\delta}; \quad R_{y2} = \frac{m_{a2}V^2}{R_\delta}.$$

Согласно (5.45):

$$\delta_1 = \frac{R_{y1}}{k_{y1}}; \quad \delta_2 = \frac{R_{y2}}{k_{y2}}.$$

Тогда

$$\delta_1 = \frac{m_{a1}V^2}{k_{y1}R_\delta}; \quad (5.111)$$

$$\delta_2 = \frac{m_{a2}V^2}{k_{y2}R_\delta}. \quad (5.112)$$

После подстановки выражений (5.111) и (5.112) в уравнение (5.110) получают формулу для расчёта *радиуса поворота автомобиля*:

$$R_\delta = \frac{L - V^2 \left( \frac{m_{a2}}{k_{y2}} - \frac{m_{a1}}{k_{y1}} \right)}{\theta}. \quad (5.113)$$

По формуле (5.54) вычисляют *угловую скорость поворота* автомобиля, подставив в неё выражение  $R_\delta$  по формуле (5.113):

$$\omega_a = \frac{V}{R_\delta} = \frac{V\theta}{L - V^2 \left( \frac{m_{a2}}{k_{y2}} - \frac{m_{a1}}{k_{y1}} \right)}. \quad (5.114)$$

Величину

$$k_{пв} = \frac{m_{a2}}{k_{y2}} - \frac{m_{a1}}{k_{y1}} \quad (5.115)$$

называют *коэффициентом статической поворачиваемости*.

С учётом (5.115) формулы (5.113) и (5.114) приобретают вид:

$$R_{\delta} = \frac{L - k_{\text{пв}} V^2}{\theta}; \quad (5.116)$$

$$\omega_a = \frac{V\theta}{L - k_{\text{пв}} V^2}. \quad (5.117)$$

Отношение  $\omega_a / \theta$  называют *статической чувствительностью автомобиля к управлению*. Имея в виду, что угловую скорость поворота рассчитывают по формуле (5.117), получают выражение для расчёта статической чувствительности к управлению:

$$W_y = \frac{\omega_a}{\theta} = \frac{V}{L - k_{\text{пв}} V^2}. \quad (5.118)$$

Пользуясь выражениями (5.111), (5.112) и (5.118), можно сформулировать признаки определения *типа автомобиля по поворачиваемости*:

- 1)  $k_{\text{пв}} = 0$ ;  $\frac{m_{a2}}{k_{y2}} = \frac{m_{a1}}{k_{y1}}$ ;  $\delta_2 = \delta_1$ ;  $W_y = V / L$  – нейтральная поворачиваемость;
- 2)  $k_{\text{пв}} < 0$ ;  $\frac{m_{a2}}{k_{y2}} < \frac{m_{a1}}{k_{y1}}$ ;  $\delta_2 < \delta_1$ ;  $W_y < V / L$  – недостаточная;
- 3)  $k_{\text{пв}} > 0$ ;  $\frac{m_{a2}}{k_{y2}} > \frac{m_{a1}}{k_{y1}}$ ;  $\delta_2 > \delta_1$ ;  $W_y > V / L$  – избыточная.

Для оценки статической поворачиваемости автомобиля предложены параметры и характеристики: показатель поворачиваемости, степень поворачиваемости и зависимость чувствительности к управлению от скорости.

*Показатель статической поворачиваемости* – разность углов увода осей:

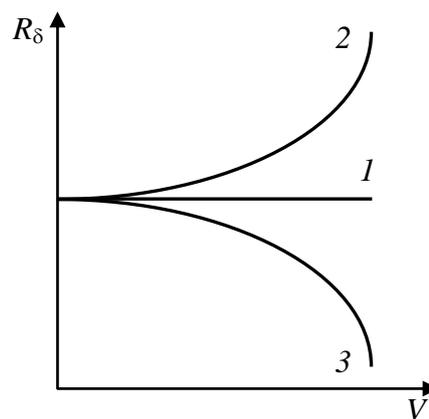
$$П_{\delta} = \delta_2 - \delta_1. \quad (5.119)$$

$П_{\delta} = 0$  при нейтральной поворачиваемости;  $П_{\delta} < 0$  – при недостаточной и  $П_{\delta} > 0$  – при избыточной.

*Степень статической поворачиваемости* – зависимость радиуса поворота от скорости движения при постоянном угле поворота управляемых колёс, то есть с закреплённым рулевым колесом (рис. 5.14).

Из формулы (5.116) следует, что при  $k_{\text{пв}} = 0$  радиус кругового движения не зависит от скорости движения и равен  $R_{\delta} = L / \theta$ . На графике зависимость  $R_{\delta} = f(V)$  при нейтральной поворачиваемости изображена прямой 1.

При недостаточной поворачиваемости



**Рис. 5.14. Зависимость радиуса поворота от скорости автомобиля:**

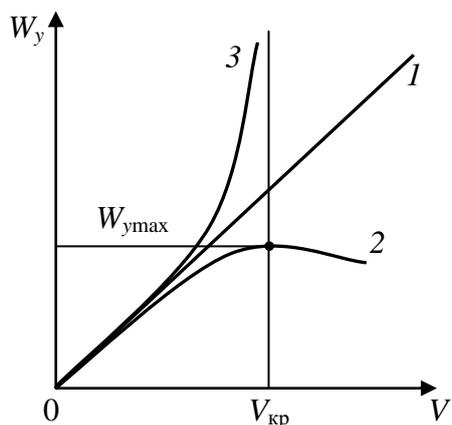
1 – нейтральная; 2 – недостаточная; 3 – избыточная поворачиваемости

$k_{\text{пв}} < 0$ , поэтому радиус поворота по мере увеличения скорости движения увеличивается (кривая 2), при избыточной, когда  $k_{\text{пв}} > 0$ , уменьшается (кривая 3).

Из рис. 5.14 видно, что разница в радиусах поворота тем больше, чем выше скорость движения.

Зависимость статической чувствительности к управлению от скорости автомобиля, построенная по формуле (5.118), приведена на рис. 5.15.

Зависимость  $W_y = f(V)$  у автомобиля с нейтральной поворачиваемостью ( $k_{\text{пв}} = 0$ ) – прямая 1 с угловым коэффициентом  $1/L$ .



**Рис. 5.15. Зависимость статической чувствительности к управлению от скорости:**

1 – нейтральная; 2 – недостаточная;  
3 – избыточная поворачиваемости

У автомобиля с недостаточной поворачиваемостью ( $k_{\text{пв}} < 0$ ) зависимость  $W_y = f(V)$  представляет выпуклую кривую 2. С увеличением скорости чувствительность к управлению стремится к максимальному значению  $W_{y\text{max}}$ . Для нахождения максимального значения чувствительности необходимо вычислить производную по  $V$  правой части уравнения (5.118) и приравнять её к нулю. Из полученного равенства находят  $V_{\text{кр}} = \sqrt{L/k_{\text{пв}}}$  при  $W_{y\text{max}}$ . После подстановки этой величины в правую часть уравнения (5.118) получают

$$W_{y\text{max}} = \frac{1}{2L} \sqrt{\frac{L}{k_{\text{пв}}}}$$

При избыточной поворачиваемости ( $k_{\text{пв}} > 0$ ) с увеличением скорости  $V$  чувствительность  $W_y$  стремится к бесконечности (кривая 3). Критическую скорость, при которой  $W_y = \infty$ , по формуле (5.118), находят из условия  $L - k_{\text{пв}} V_{\text{кр}}^2 = 0$ , откуда  $V_{\text{кр}} = \sqrt{L/k_{\text{пв}}}$ .

После подстановки этой величины в правую часть уравнения (5.118) получают

## 5.8. Колебания управляемых колёс относительно шкворней и стабилизация управляемых колёс

**Колебания управляемых колёс относительно шкворней.** Управляемые колёса автомобиля могут поворачиваться относительно шкворней не только при повороте рулевого колеса, но и в том случае, когда оно остаётся неподвижным. При фиксированном положении рулевого колеса повороты управляемых колёс вызывают силы, возникающие при наезде колёс на неровности дороги, а также их неуравновешенность и эксцентricность. Поворот колёс становится возможным при наличии зазоров в составных частях рулевого управления (рулевой колонке, рулевом механизме, рулевом приводе) и упругих элементов в кинематической цепи рулевого управления.

В большинстве случаев повороты управляемых колёс относительно шкворней имеют не единичный, а повторяющийся характер, то есть представ-

ляют собой *угловые колебания*. Частота и амплитуда угловых колебаний зависят от физической природы сил, действующих на управляемые колёса.

Угловые колебания управляемых колёс недопустимы. При колебаниях колёс относительно шкворней затрудняется управление автомобилем, так как он отклоняется от заданной траектории движения. При этом также возникают дополнительные динамические нагрузки в рулевом управлении, колёсах и шинах, что приводит к их повышенному износу, а иногда и поломке деталей, а также к вибрациям рамы или кузова. Если амплитуда угловых колебаний такова, что вызывает проскальзывание элементов протектора шин по опорной поверхности, уменьшается коэффициент сцепления их с дорогой.

### 1. Колебания, обусловленные гироскопическим эффектом управляемых колёс

*Гироскоп* представляет собой маховик, закреплённый на горизонтальной оси  $O' - O'$ , которая на подшипниках установлена в рамке. Рамка может поворачиваться вокруг вертикальной оси  $O'' - O''$ , установленной на подшипниках во внешней рамке. В свою очередь внешняя рамка имеет возможность совершать поворот вокруг оси  $O''' - O'''$ , расположенной в горизонтальной плоскости перпендикулярно оси  $O' - O'$  (рис. 5.16).

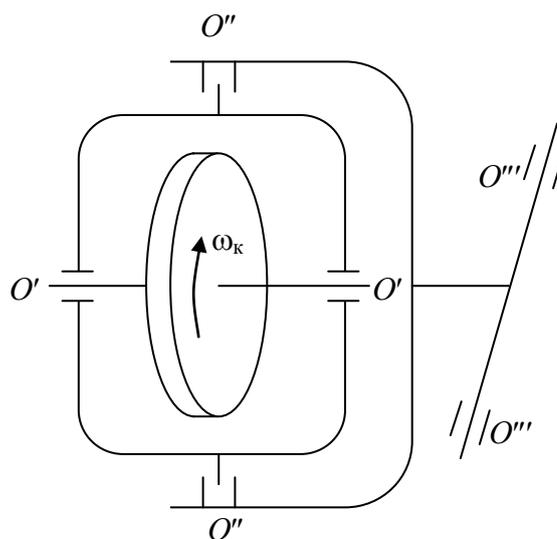


Рис. 5.16. Принципиальная схема гироскопа

Если при вращающемся маховике повернуть гироскоп вокруг оси  $O''' - O'''$  в плоскости чертежа, то рамка с маховиком начнёт поворачиваться вокруг вертикальной оси  $O'' - O''$ . Это движение носит название *прецессии*. Также поворот рамки с вращающимся маховиком вокруг вертикальной оси  $O'' - O''$  приводит к повороту гироскопа вокруг горизонтальной оси  $O''' - O'''$ .

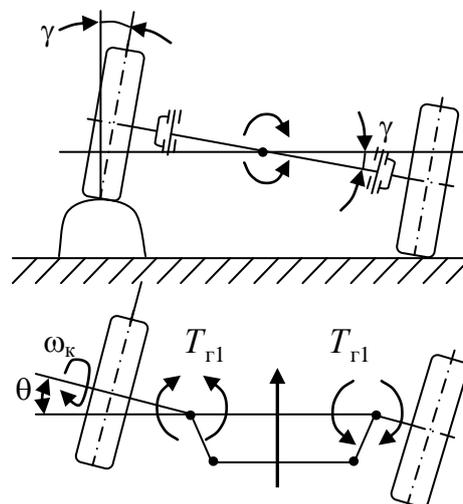


Рис. 5.17. Схема действия гироскопических моментов на управляемые колёса

Передняя ось автомобиля с установленными на ней управляемыми колёсами (рис. 5.17) представляет собой гироскоп, в котором маховиком служит колесо, установленное на поворотной цапфе. Если при наезде одним из колёс передней оси на неровность она поворачивается вокруг продольной оси на угол  $\gamma$ , то возникает гироскопический момент  $T_{g1}$ , поворачивающий колёса вместе с поворотными цапфами вокруг шкворней на угол  $\theta$ .

*Гироскопический момент:*

$$T_{г1} = J_k \omega_k \frac{d\gamma}{dt}, \quad (5.120)$$

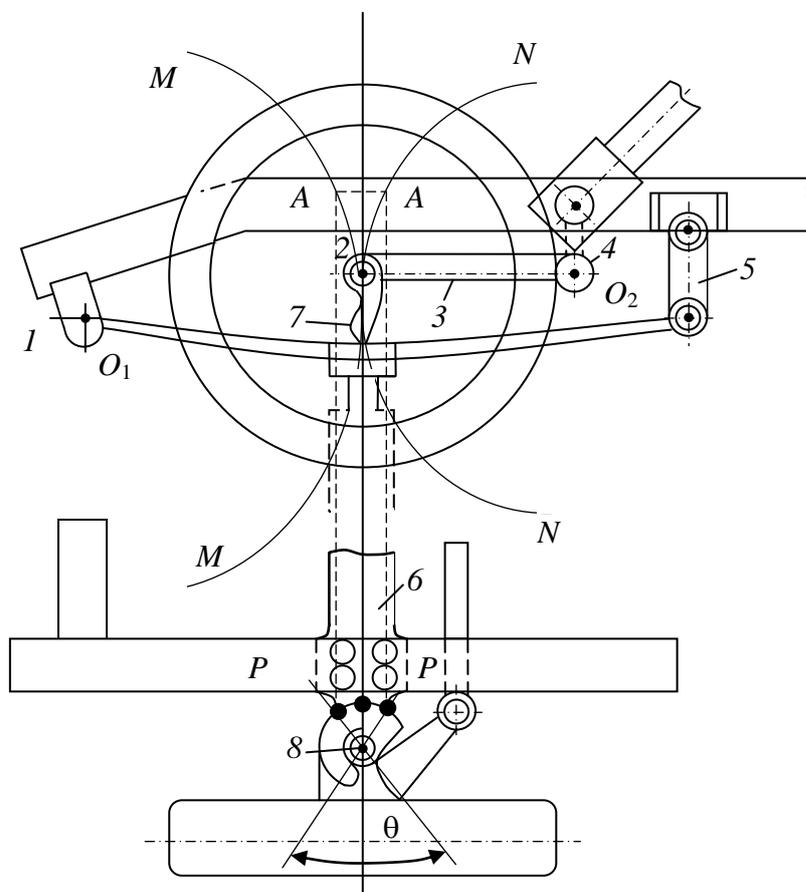
где  $J_k$  – момент инерции колеса относительно оси поворотной цапфы;  $\omega_k$  – угловая скорость вращения колеса;  $d\gamma / dt$  – угловая скорость поворота передней оси вокруг продольной оси автомобиля.

Если левое колесо движется вверх, то оно одновременно поворачивается вправо, при движении вниз – влево. Правое колесо, напротив, при движении вверх поворачивается влево. Таким образом, если при перекосе оси левое колесо поднимается, то правое при этом прижимается к дороге, и оба колеса поворачиваются вправо под действием гироскопического момента  $2T_{г1}$ .

При съезде с неровности угол  $\gamma$  перекоса передней оси уменьшается, при этом гироскопические моменты поворачивают управляемые колёса влево, уменьшая их угол поворота  $\theta$ .

*2. Колебания, обусловленные несоответствием кинематики подвески и рулевого привода*

Управляемые колёса имеют двойную связь с кузовом или рамой автомобиля – через детали подвески и детали рулевого привода (рис. 5.18). Перемещения колёс относительно кузова (рамы), вызванные движением по неровной дороге, могут вызывать их поворот относительно шкворней, если указанные связи кинематически не согласованы.



**Рис. 5.18. Схема несоответствия кинематики подвески и рулевого привода**

Передний неразрезной мост при зависимой подвеске управляемых колёс связан с кузовом (рамой) полуэллиптическими рессорами. Спереди рессора соединена с рамой шарниром 1, а сзади серьгой 5. При вертикальных колебаниях ось  $b$  вместе со шкворнями 8 описывает дугу  $MM$  с центром в точке  $O_1$ , лежащей на оси шарниров 1.

Поворотный рычаг 7 одним концом жёстко связан с левым колесом, другим посредством шарового пальца 2 с продольной рулевой тягой 3. Продольная рулевая тяга связана с шарниром 4 рулевой сошки. При неподвижном рулевом колесе, а следовательно и рулевой сошке, конец тяги 3, шарнирно связанный с рычагом 7, должен при вертикальных колебаниях моста описывать дугу  $NN$  с центром в точке  $O_2$ , совпадающей с центром шарнира 4. В связи с этим шаровой палец 2 должен одновременно участвовать в двух движениях – по дуге  $MM$  вместе с мостом и по дуге  $PP$ , поворачивая колесо вокруг шкворня 8 на такой угол  $\theta$ , чтобы в результате этих двух движений палец 2 перемещался по дуге  $NN$ .

### 3. Колебания, обусловленные неуравновешенностью управляемых колёс

Если колесо полностью уравновешено, или сбалансировано, то центробежные силы, действующие в каждой его точке, а также моменты этих сил относительно центра масс взаимно уравновешиваются. При полной уравновешенности главная центральная ось инерции колеса (ГЦОИК) совпадает с осью его вращения (ОВК). Однако в практике управляемые колёса довольно часто оказываются неуравновешенными.

Различают три вида дисбаланса управляемых колёс (рис. 5.19): статический (рис. 5.19, а), динамический (рис. 5.19, б) и комбинированный (рис. 5.19, в). Характер дисбаланса определяет взаимное положение ОВК и ГЦОИК.

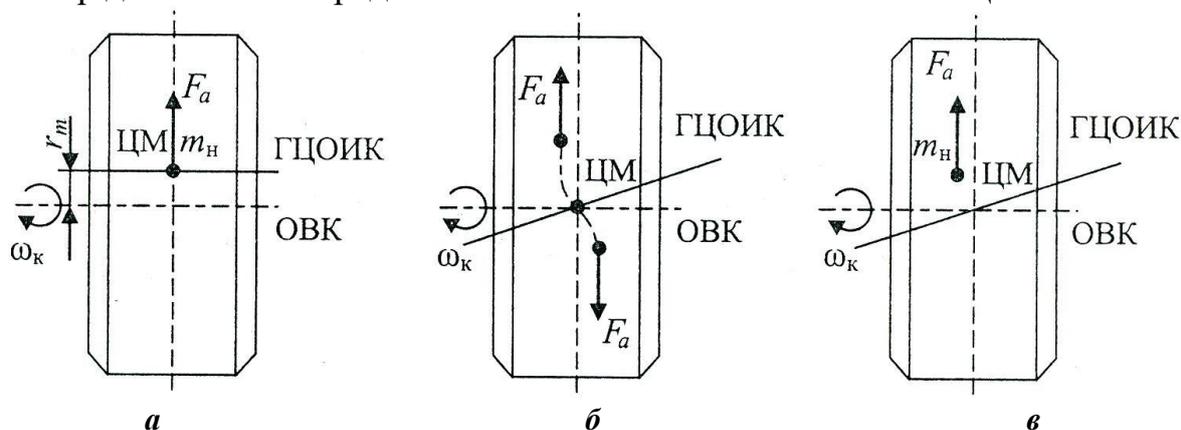


Рис. 5.19. Схемы дисбаланса колёс:

а – статического; б – динамического; в – комбинированного

*Статический дисбаланс* возникает в случае, когда ГЦОИК и ОВК не совпадают и параллельны друг другу. При статическом дисбалансе центр масс (ЦМ) колеса смещён от ОВК на величину эксцентриситета  $r_m$ . Причинами смещения центра масс могут быть неравномерность распределения материала в составных частях колеса (шине, ободу, ступице) в радиальном направлении, неточности сборки, попадание инородных предметов в протектор шины, наличие

заплат на камере и покрышке и др. 55% дисбаланса создаёт шина, 15% обод и 30% ступица с тормозным барабаном.

При вращении колеса, имеющего статический дисбаланс, возникает центробежная сила инерции, вектор которой направлен перпендикулярно оси вращения и приложен в центре его масс (рис. 5.19, а):

$$F_a = m_n r_m \omega_k^2, \quad (5.121)$$

где  $m_n$  – неуравновешенная масса;  $r_m$  – эксцентриситет или плечо приложения неуравновешенной массы;  $\omega_k$  – угловая скорость.

При статическом дисбалансе сумма моментов сил инерции относительно центра масс равна нулю. Устранить статический дисбаланс можно путём закрепления на ободе колеса *балансировочных грузов*, чтобы их масса создавала такую же по величине, но противоположно направленную силу инерции. В результате сумма векторов названных сил окажется равной нулю, а центр масс колеса будет располагаться на оси вращения. Следует иметь в виду, что установка балансировочных грузиков может вызвать динамический дисбаланс или изменить его величину, если он имеет место.

*Динамический дисбаланс* возникает тогда, когда ГЦОИК и ОВК не совпадают, а пересекаются в центре масс. Отклонение ГЦОИК от ОВК на некоторый угол (рис. 5.19, б) происходит из-за несимметричного распределения массы колеса относительно плоскости вращения, проходящей через центр масс колеса. Причинами этого могут быть те же факторы, которые обуславливают статический дисбаланс.

При динамическом дисбалансе сумма моментов центробежных сил инерции относительно центра масс отлична от нуля. Пара инерционных сил  $F_a$  (рис. 5.19, б) создаёт момент в плоскости, проходящей через ОВК, которая вращается вместе с колесом, создавая знакопеременный момент, вызывающий *поперечные биения колеса*. Допустимые биения колеса составляют 2...3 мм у легковых и 3...4 мм у грузовых автомобилей. Допустимую величину дисбаланса или его полное устранение обеспечивают установкой балансировочных грузиков, создающих момент, равный по величине, но противоположный по направлению выявленного дисбаланса. Динамический дисбаланс, в отличие от статического, можно выявить лишь при вращении колеса.

*При комбинированном дисбалансе* имеет место как статическая, так и динамическая неуравновешенность. В этом случае центр масс лежит на ГЦОИК, но вне ОВК, а сами оси пересекаются или скрещиваются (рис. 5.19, в). Для автомобильных колёс такой случай наиболее характерен. Их подвергают как *статической, так и динамической балансировке*.

При статической и комбинированной неуравновешенности управляемых колёс возникают их угловые колебания вокруг шкворней. Центробежная сила  $F_a$  (рис. 5.20, а), создаваемая при вращении неуравновешенной массы вместе с колесом, непрерывно изменяет свое положение относительно оси шкворня. Она может быть представлена в виде двух составляющих:

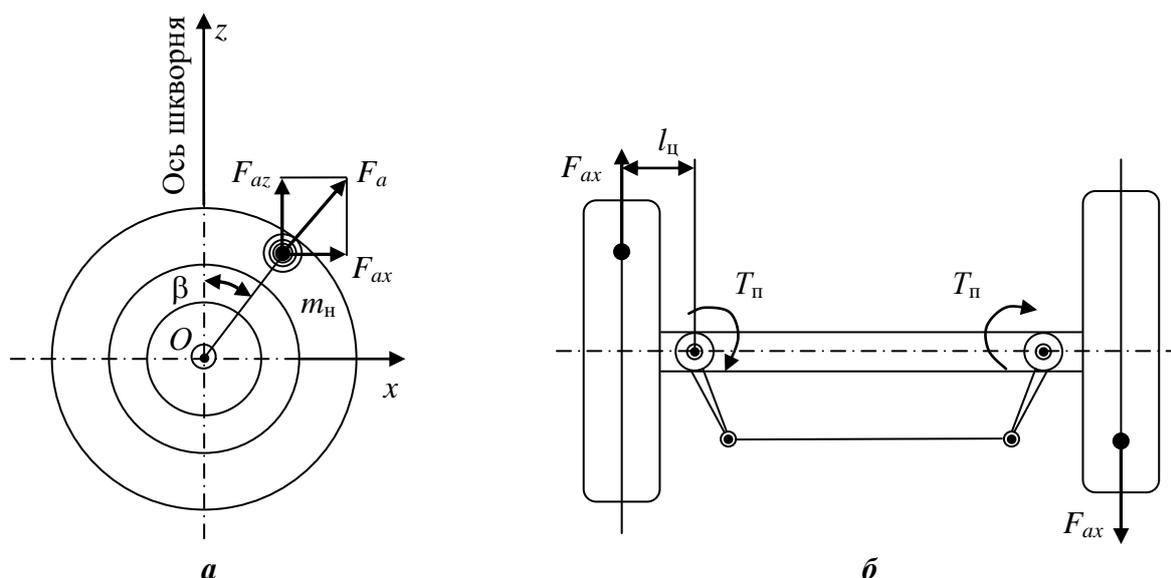
- горизонтальной

$$F_{ax} = m_{\text{н}} r_m \omega_{\text{к}}^2 \sin(\omega_{\text{к}} t); \quad (5.122)$$

- вертикальной

$$F_{az} = m_{\text{н}} r_m \omega_{\text{к}}^2 \cos(\omega_{\text{к}} t), \quad (5.123)$$

где  $\omega_{\text{к}} t = \beta$  – угол, образованный осью шкворня и линией действия центробежной силы.



**Рис. 5.20. Схема возникновения возмущающих моментов от неуравновешенности колёс:**

*а* – сила инерции при статическом дисбалансе;

*б* – поворачивающие моменты на управляемых колёсах

Составляющая  $F_{ax}$  силы  $F_a$ , перпендикулярная оси шкворня, создаёт момент на плече  $l_{\text{ц}}$  (рис. 5.20, б), равном длине поворотной цапфы, поворачивающий момент, стремящийся повернуть колесо вокруг шкворня:

$$T_{\text{п}} = F_{ax} l_{\text{ц}} = m_{\text{н}} r_m \omega_{\text{к}}^2 l_{\text{ц}} \sin(\omega_{\text{к}} t). \quad (5.124)$$

Статический дисбаланс задают моментом дисбаланса:

$$T_{\text{дб}} = G_{\text{н}} r_m = m_{\text{н}} g r_m, \quad (5.125)$$

где  $G_{\text{н}}$  – сила тяжести неуравновешенной массы.

Принимая во внимание, что, согласно (1.12),  $\omega_{\text{к}} = V / r_{\text{к}}$  и  $m_{\text{н}} = T_{\text{дб}} / (g r_m)$ , из выражения (5.125), получают после их подстановки в уравнение (5.124) формулу для расчёта поворачивающего момента:

$$T_{\text{п}} = \frac{T_{\text{дб}} V^2 l_{\text{ц}}}{g r_{\text{к}}^2} \sin\left(\frac{Vt}{r_{\text{к}}}\right). \quad (5.126)$$

Таким образом, при движении автомобиля статическая неуравновешенность управляемого колеса приводит к возникновению знакопеременного синус-

соидального момента, стремящегося вызвать его колебания относительно шкворня. Частота колебаний пропорциональна скорости движения автомобиля, а амплитуда – моменту дисбаланса и квадрату скорости.

Оба управляемых колеса связаны между собой рулевой трапецией (рис. 5.20, б). Если оба колеса не уравновешены, то моменты  $T_{\Pi}$  алгебраически складываются. При этом особенно неблагоприятным является случай, когда неуравновешенные массы колёс смещены по фазе на угол  $180^\circ$  (рис. 5.20, б).

Составляющая  $F_{az}$ , действующая перпендикулярно плоскости дороги, вызывает периодические изменения нормальных реакций колёс с частотой  $\omega_k = V/r_k$  и амплитудой  $T_{дб} V^2 / (gr_k^2)$ . Это приводит к уменьшению коэффициента сопротивления уводу, что ухудшает управляемость автомобиля. Колебания нормальной нагрузки могут ухудшать плавность движения и увеличивать утомляемость водителя. Дисбаланс оказывает заметное влияние на износ шин и расход топлива.

При эксплуатации автомобилей предельный дисбаланс колёс не должен превышать: у грузовых –  $115 \text{ Н} \cdot \text{см}$ , у легковых –  $30 \text{ Н} \cdot \text{см}$ . После балансировки статический дисбаланс не должен быть бóльшим  $20 \dots 30 \text{ Н} \cdot \text{см}$  у грузовых и  $5 \text{ Н} \cdot \text{см}$  у легковых автомобилей.

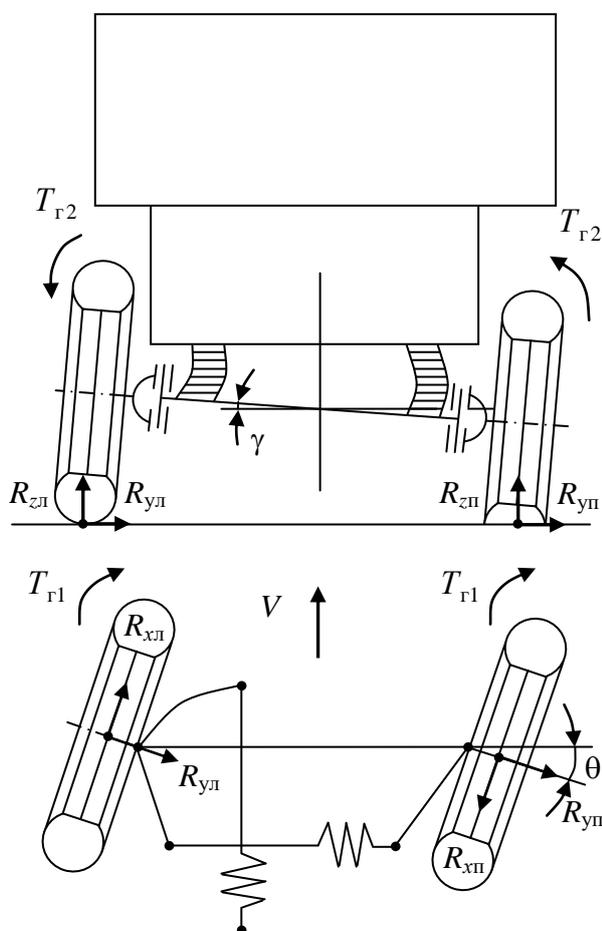


Рис. 5.21. Схема колебаний оси и рулевого привода автомобиля

#### 4. Автоколебания управляемых колёс

При больших скоростях движения у автомобиля с передней зависимой подвеской возникает особый вид колебаний управляемых колёс – автоколебания, то есть устойчивые периодические движения в автоколебательной системе.

Автоколебания управляемых колёс, получившие название шимми, проявляются в том, что у автомобиля с исправным рулевым управлением и уравновешенными колёсами на гладкой дороге в определённом диапазоне скоростей могут возникать незатухающие колебания управляемых колёс относительно шкворней при неподвижном рулевом колесе. В зависимости от конструктивных особенностей рулевого управления и передней подвески их частота составляет  $10 \dots 30$  Гц, а амплитуда при неблагоприятных условиях достигает  $2 \dots 3^\circ$ .

Одной из основных причин возникновения автоколебаний является наличие гироскопической и упругой связей между колебаниями передней оси автомобиля в поперечной вертикальной плоскости и колебаниями колёс относительно шкворней (рис. 5.21).

Для возникновения автоколебаний необходим первоначальный импульс. Таким импульсом может быть наезд одного из управляемых колёс на неровность (рис. 5.17), кратковременный порыв ветра, случайный поворот управляемых колёс и др.

Как показано выше, управляемые колёса автомобиля являются гироскопами. Если передняя ось с вращающимися колёсами поворачивается в поперечной вертикальной плоскости на угол  $\gamma$ , то на колёсах возникают гироскопические моменты  $T_{r1}$ , рассчитываемые по формуле (5.120), которые поворачивают их вокруг шкворней. При неподвижном рулевом колесе поворот управляемых колёс возможен за счёт упругости составных частей рулевого привода. При достаточной величине гироскопических моментов управляемые колёса поворачиваются вокруг шкворней на угол  $\theta$ .

В результате поворота управляемых колёс вокруг шкворней возникают новые *гироскопические моменты*  $T_{r2}$  в поперечной вертикальной плоскости:

$$T_{r2} = J_k \omega_k \frac{d\theta}{dt}, \quad (5.127)$$

где  $d\theta/dt$  – угловая скорость поворота управляемых колёс вокруг шкворней.

Гироскопические моменты  $2T_{r2}$  поворачивают переднюю ось в сторону, противоположную первоначальному повороту, на угол  $\gamma$ . Такой поворот возможен из-за неодинаковой нормальной деформации шин левого и правого колёс вследствие перераспределения нормальных реакций  $R_{zл}$  и  $R_{zп}$  между левым и правым колёсами. Указанный поворот в свою очередь вызывает поворот управляемых колёс в другую сторону. Таким образом, колебания передней оси в поперечной вертикальной плоскости вызывают колебания управляемых колёс относительно шкворней, а те в свою очередь вызывают колебания балки передней оси вместе с колёсами вокруг продольной оси автомобиля.

При некотором сочетании угловой скорости колёс, определяемой скоростью движения автомобиля ( $\omega_k = V / r_k$ ), упругих и демпфирующих свойств составных частей рулевого привода и шин, моментов инерции колёс, гироскопических моментов  $T_{r1}$  и  $T_{r2}$  возникают незатухающие самоподдерживающиеся собственные колебания колёс относительно шкворней и управляемой оси (моста) в поперечной вертикальной плоскости. Особенность автоколебаний состоит в том, что для их поддержания не нужны периодически изменяющиеся внешние возмущающие силы. Энергия, рассеиваемая при колебаниях в подвеске, шинах, шкворневых узлах, рулевом приводе, пополняется за счёт дополнительной мощности, подводимой от двигателя к ведущим колёсам, а упруго-гироскопические связи обеспечивают преобразование энергии двигателя в энергию автоколебаний.

### Способы уменьшения колебаний колёс относительно шкворней

Для уменьшения или полного устранения колебаний управляемых колёс относительно шкворней необходимо ослабить возмущающие воздействия, исключить возможность резонанса и увеличить сопротивление в колебательной системе, образованной рулевым приводом и передней подвеской автомобиля.

Снижение гироскопического момента обеспечивают применением независимых подвесок управляемых колёс, при которых деформация упругих элементов, вызванная неровностями дороги, не сопровождается изменением положения плоскости вращения колёс в поперечной вертикальной плоскости. В их числе свечная (рис. 5.22, а) и параллелограммная (рис. 5.22, б).

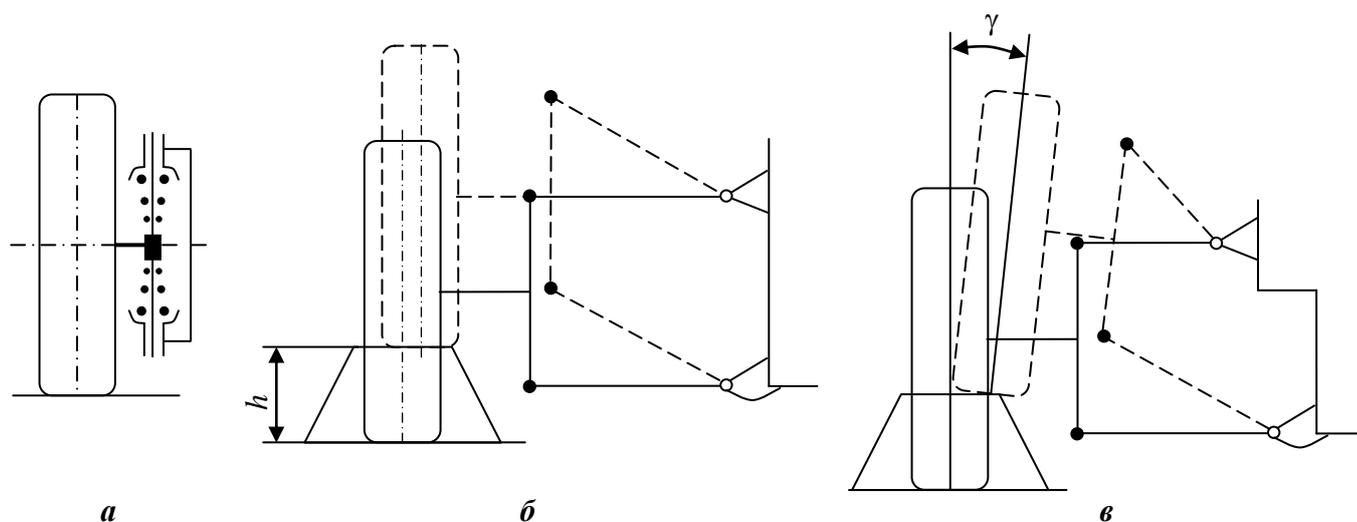


Рис. 5.22. Схемы независимых подвесок:

а – свечная; б – параллелограммная; в – трапецевидная

Свечная подвеска обеспечивает перемещения колеса строго в одной плоскости при деформации упругого элемента. Её применяют на высокоскоростных гоночных и спортивных автомобилях, на которых колебания управляемых колёс недопустимы по соображениям безопасности. На автомобилях общетранспортного назначения свечная подвеска не получила распространения из-за низкой долговечности стойки, подверженной интенсивному износу.

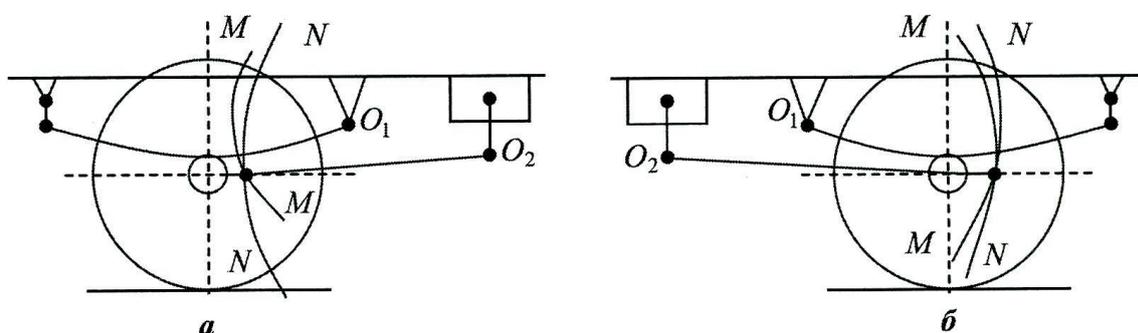
Подвеску на двух поперечных рычагах равной длины называют *параллелограммной*. При такой конструкции подвески вертикальное перемещение колеса на высоту  $h$  (рис. 5.22, б) не будет сопровождаться наклоном плоскости его вращения, вследствие чего гироскопический момент не возникает. Однако в этом случае не обеспечивают постоянство колеи автомобиля, что приводит к скольжению колёс по опорной поверхности дороги в поперечном направлении при деформации подвески, вызывая повышенный износ шин.

В настоящее время получили широкое распространение подвески передних колёс на двух поперечных рычагах неодинаковой длины (рис. 5.22, в), имеющих трапецевидную форму. У *трапецевидной подвески* при вертикальном перемещении переднего колеса угол наклона  $\gamma$  его плоскости относительно поверхности дороги несколько меняется. Если отношение длины верхнего и

нижнего рычагов не менее 0,55...0,65, изменение наклона колёс в поперечной плоскости обычно оказывается несущественным, а изменение колеи не превышает 4 мм, что практически не отражается на управляемости автомобиля и на износе шин.

Подвески на одном поперечном рычаге приводят к максимальному изменению угла наклона колеса в поперечной плоскости при деформации упругого элемента. По этой причине такие подвески не применяют для передних управляемых колёс.

Кинематическое несоответствие подвески и рулевого привода уменьшают возможно близким расположением центров их качаний  $O_1$  и  $O_2$ . С этой целью передний конец рессоры устанавливают на серьге, а задний на простом шарнире (пальце) (рис. 5.23, а) или помещают рулевой механизм впереди передней оси (рис. 5.23, б).



**Рис. 5.23. Перемещения:**

а – при заднем расположении рулевого механизма; б – при переднем

При показанных на рис. 5.23 схемах компоновки передней подвески и рулевого привода траектории  $MM$  и  $NN$  совпадают только при одном положении рулевой сошки, например, соответствующем прямолинейному движению. По этой причине колебания колёс относительно шкворней, вызываемые вертикальными колебаниями передних колёс, могут лишь уменьшаться, но не устраняться полностью.

Влияние *неуравновешенности колёс* уменьшают путём установления жёстких допусков на их дисбаланс. Кроме того, уменьшения поворачивающего момента, возникающего при неуравновешенности управляемых колёс, можно достигнуть уменьшением длины цапфы  $l_{ц}$  – расстояние от шкворня до плоскости колеса, – размещая шкворень внутри обода колеса.

Вынужденные колебания колёс относительно шкворней могут возбуждаться при движении автомобиля по *периодически чередующимся дорожным неровностям*. На дорожных покрытиях из бетонных плит последние при укладке или в процессе эксплуатации могут получать перекося относительно друг друга. На дорогах с асфальтовым покрытием при интенсивном движении автомобилей возникает *волнистость* проезжей части. Образующиеся волны могут иметь длину от 3 до 5...8 м и высоту – 10...12 мм. При движении по таким дорогам возникают вынужденные вертикальные колебания колёс автомобиля, ча-

стота которых пропорциональна скорости его движения. При определённой скорости движения частоты вынужденных и собственных колебаний могут совпадать, вследствие чего наступит резонанс, сопровождающийся резким возрастанием амплитуд вертикальных колебаний колёс. В этих условиях движения водитель во избежание потери управляемости будет вынужден снижать скорость автомобиля.

В известном диапазоне частот вынужденных колебаний смещение резонанса за пределы максимальной скорости движения автомобиля достигают надлежащим выбором жёсткостей подвески и рулевого привода.

При угловых колебаниях передней оси в результате работы амортизаторов, трения в шарнирах независимой подвески и межлистового трения в рессорной подвеске, гистерезисных потерь в шинах, а при угловых колебаниях колёс относительно шкворней вследствие трения в шарнирах рулевого привода возникают силы, оказывающие сопротивление отклонениям управляемых колёс от нейтрального положения. Удержание колёс в положении прямолинейного движения автомобиля обеспечивают их стабилизацией.

**Стабилизация управляемых колёс.** *Стабилизация управляемых колёс* – свойство колёс сопротивляться отклонению под действием внешних сил от положения, соответствующего прямолинейному движению, то есть нейтрального положения, и автоматически возвращаться к этому положению после прекращения воздействия внешних сил.

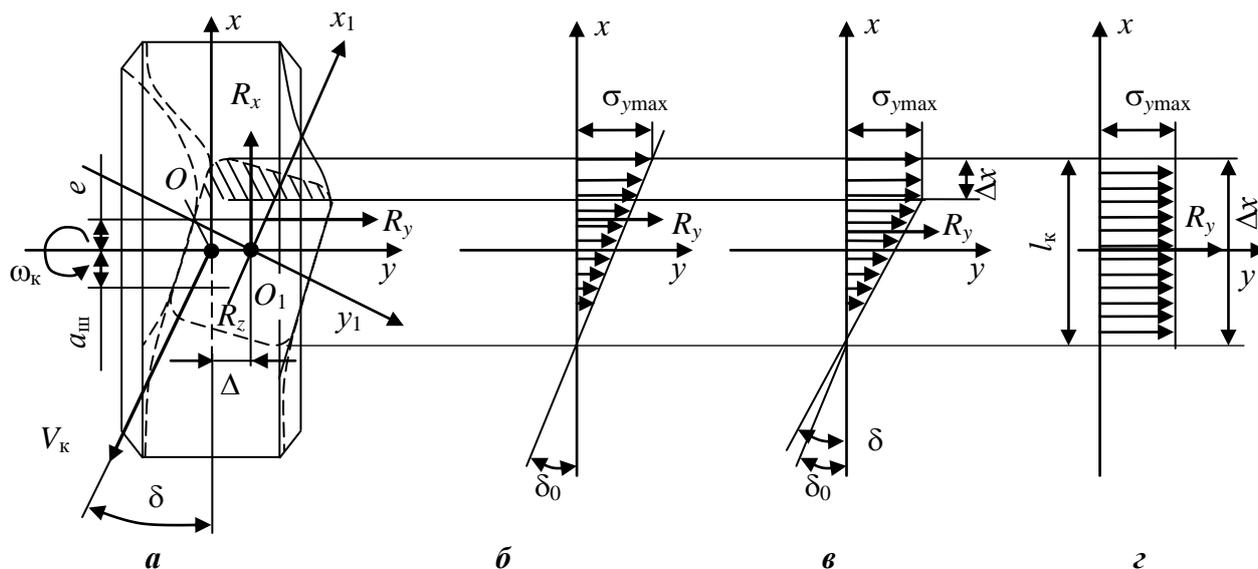
Отклонения управляемых колёс от нейтрального положения возможны, во-первых, в результате поворота водителем рулевого колеса с целью изменения направления движения и, во-вторых, в результате случайных внешних воздействий, например: при взаимодействии колёс с неровностями дороги, неуравновешенности колёс, несогласованности кинематики подвески и рулевого привода и др. При управляющем воздействии водителя на рулевое колесо действие *стабилизирующих моментов* несколько увеличивает силу, необходимую для поворота рулевого колеса, то есть затрудняет управление автомобилем, но зато при возвращении колёс в нейтральное положение водителю не требуется прилагать управляющее усилие к рулевому колесу из-за того, что управляемые колёса самопроизвольно поворачиваются под действием стабилизирующих моментов. При хорошей стабилизации и случайных внешних воздействиях управляемые колёса без участия водителя возвращаются в положение прямолинейного движения, что облегчает управление автомобилем и обеспечивает устойчивость прямолинейного движения. Наоборот, при отсутствии или недостаточной стабилизации управляемых колёс управление автомобилем затруднено, так как при случайных их отклонениях от нейтрального положения водитель вынужден поддерживать требуемое направление движения частыми поворотами рулевого колеса, что вызывает его утомление.

Возникновение стабилизирующих моментов обусловлено двумя причинами: 1) взаимодействием эластичных шин, катящихся с уводом, с опорной по-

верхностью; 2) наклонным расположением шкворней или осей поворотных цапф.

### 1. Стабилизация за счёт увода управляемых колёс.

При качении эластичного колеса с уводом оси  $x_1$  и  $y_1$  пятна контакта, проходящие через точку  $O_1$  – центр пятна контакта, поворачиваются на некоторый угол  $\delta$  относительно осей  $x$  и  $y$ , которые проходят через точку  $O$  – центр пятна контакта колеса, не нагруженного боковой силой, а само колесо смещается вдоль оси  $y$  относительно точки  $O_1$  на величину  $\Delta$  (рис. 5.24, а).



**Рис. 5.24. Схема стабилизации управляемых колёс за счёт увода:**

а – точки приложения реакций; б, в, г – эпюры распределения элементарных боковых реакций при чистом уводе, уводе со скольжением и полном скольжении соответственно

Экспериментально установлено, что при отсутствии в пятне контакта зон относительного проскальзывания эпюра распределения элементарных боковых реакций имеет вид, близкий к треугольнику (рис. 5.24, б). Наибольшего значения элементарные боковые реакции достигают в зоне наибольших боковых деформаций шины, заштрихованной на рис. 5.24, а. Треугольный характер эпюры наблюдают при угле увода  $\delta_0$ , когда элементарные боковые реакции  $\sigma_y$  не достигают предельного значения  $\sigma_{y\max}$  и не происходят проскальзывания выступов протектора по опорной поверхности.

При дальнейшем увеличении боковой силы и возрастании угла увода ( $\delta > \delta_0$ ) (рис. 5.24, в) эпюра элементарных боковых реакций приобретает форму трапеции, так как в задней части пятна контакта на длине  $\Delta x$  дальнейший рост элементарных реакций прекращается и на этом участке возникает боковое скольжение. Когда зона скольжения  $\Delta x$  становится равной длине контакта  $l_k$  (рис. 5.24, г), происходит полное скольжение колеса в боковом направлении.

Боковая реакция  $R_y$  (рис. 5.24, а) является равнодействующей элементарных боковых реакций. Из-за несимметричности распределения элементарных боковых реакций по длине контакта точка приложения боковой реакции  $R_y$

смещается на расстояние  $e$  от центра пятна контакта в сторону действия бóльших значений  $\sigma_y$  и создаёт *поперечный стабилизирующий момент* шины:

$$T_{\text{сты}}^{\delta} = R_y e = k_y \delta e. \quad (5.128)$$

Смещение вектора продольной реакции  $R_x$  на величину  $\Delta$  от точки  $O$  (рис. 5.24, а) создаёт *продольный стабилизирующий момент* шины:

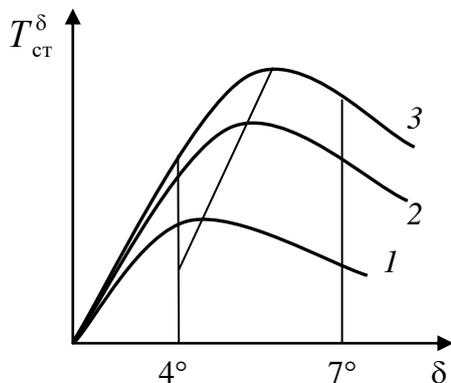
$$T_{\text{стх}}^{\delta} = R_x \Delta. \quad (5.129)$$

*Полный стабилизирующий момент* шины:

$$T_{\text{ст}}^{\delta} = T_{\text{сты}}^{\delta} \pm T_{\text{стх}}^{\delta} = R_y e \pm R_x \Delta. \quad (5.130)$$

В уравнении (5.130) знак « $\pm$ » принимают при работе колеса в нейтральном, ведомом и тормозном режимах, « $+$ » – в ведущем режиме.

Этот момент (рис. 5.25) при увеличении  $\delta$  сначала возрастает, а при достижении максимального значения при  $\delta_T = 4...7^\circ$  начинает снижаться. Такой характер зависимости  $T_{\text{ст}}^{\delta} = f(\delta)$  объясняют следующим. На участке чистого увода (рис. 5.24, б) по мере возрастания боковой реакции  $R_y$  увеличивается плечо смещения  $e$ , вследствие чего растёт  $T_{\text{сты}}^{\delta}$ . Когда начинается проскальзывание и эпюра  $\sigma_y$  принимает трапецевидный характер, по мере расширения зоны проскальзывания  $\Delta x$  линия действия боковой реакции  $R_y$  приближается к центру пятна контакта, уменьшая плечо  $e$ .



**Рис. 5.25. Зависимость стабилизирующего момента шины от угла увода: 1...3 при  $F_{z1} < F_{z2} < F_{z3}$**

Таким образом, при дальнейшем увеличении  $\delta$ , с одной стороны, происходит нарастание  $R_y = k_y \delta$ , с другой – уменьшение плеча  $e$ . Кроме того, с увеличением  $\delta$  происходит увеличение плеча  $\Delta$  действия реакции  $R_x$  и, следовательно, момента  $T_{\text{стх}}^{\delta}$ , который при  $R_x < 0$  противодействует стабилизирующему моменту  $T_{\text{сты}}^{\delta}$ . В результате этого в диапазоне  $\delta_T = 4...7^\circ$  наступает стабилизация величины момента  $T_{\text{ст}}^{\delta}$ , а при дальнейшем росте угла увода – её снижение.

Из рис. 5.25 следует, что при увеличении нормальной нагрузки на колесо  $F_z$  стабилизирующий момент возрастает, а область его максимальных значений сдвигается в сторону возрастания угла увода.

Приблизённо зависимость стабилизирующего момента от угла увода может быть описана аналитическим выражением:

Приблизённо зависимость стабилизирующего момента от угла увода может быть описана аналитическим выражением:

$$T_{\text{ст}}^{\delta} = \frac{T_{\text{стmax}}^{\delta} \left( 2 - \frac{\delta}{\delta_T} \right) \delta}{\delta_T}, \quad (5.131)$$

где  $T_{\text{ст max}}^\delta$  – максимальное значение стабилизирующего момента, соответствующее углу увода  $\delta_T$ ;

$$T_{\text{ст max}}^\delta = (0,015 \dots 0,025) F_{\text{зн}}, \quad (5.132)$$

где  $F_{\text{зн}}$  – номинальная нагрузка на шину.

Действие стабилизирующих моментов шин управляемых колёс проявляется следующим образом (рис. 5.26). Если при прямолинейном движении автомобиля управляемые колёса случайно повернутся на некоторый угол  $\theta$ , то по инерции в первое мгновение автомобиль будет двигаться в прежнем направлении с уводом шин  $\delta = \theta$ . Из-за несовпадения векторов скорости колёс  $V_k = V$  с плоскостями их вращения боковые реакции  $R_{\text{уп}}$  и  $R_{\text{ул}}$  создают моменты относительно шкворней на плече  $e$ , которые стремятся вернуть колёса в нейтральное положение. Моменты на левом и правом колёсах действуют в одном направлении и создают *суммарный поперечный стабилизирующий момент*:

$$T_{\text{сты}}^\delta = R_{\text{уп}} e + R_{\text{ул}} e = R_{y1} e, \quad (5.133)$$

где  $R_{y1}$  – боковая реакция, действующая на оба передних управляемых колеса.

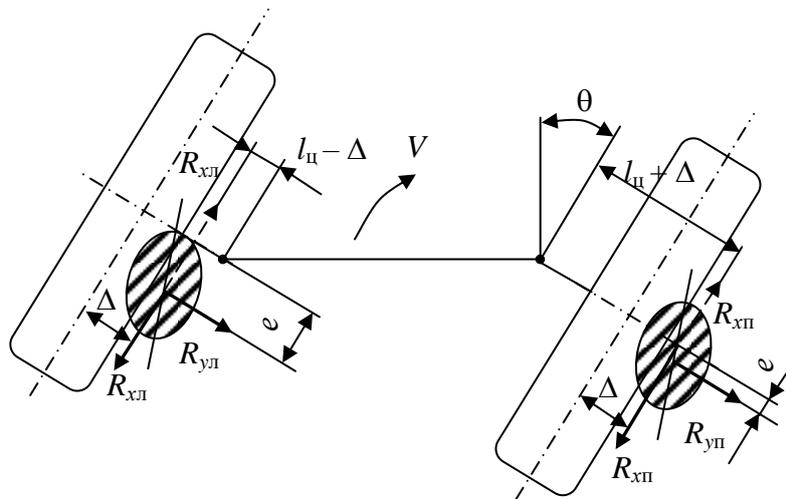


Рис. 5.26. Схема возникновения стабилизирующих моментов при случайном повороте управляемых колёс

Продольные реакции  $R_{\text{хп}}$  и  $R_{\text{хл}}$  образуют моменты вокруг шкворней, которые действуют в противоположных направлениях, вследствие чего они в значительной мере компенсируют друг друга. Момент на правом колесе действует на плече  $l_{\text{ц}} + \Delta$ , на левом – на плече  $l_{\text{ц}} - \Delta$ ; суммарный момент:

$$T_{\text{стx}}^\delta = R_x (l_{\text{ц}} + \Delta) - R_x (l_{\text{ц}} - \Delta) = 2R_x \Delta. \quad (5.134)$$

Направление момента зависит от направления продольных реакций  $R_x$ . Если  $R_x < 0$ , то  $T_{\text{стx}}^\delta < 0$  и он оказывает *дестабилизирующее действие* на управляемые колёса, то есть уменьшает действие суммарного поперечного стабили-

зирующего момента и способствует увеличению угла поворота управляемых колёс.

Если передние управляемые колёса работают в ведомом режиме, то величины  $R_x$  невелики и при малых значениях  $\Delta$  момент  $T_{стх}^\delta$  не может заметно ухудшить стабилизацию управляемых колёс. При экстренном торможении момент  $T_{стх}^\delta$  резко возрастает и может оказаться больше  $T_{сту}^\delta$ . При этом стабилизирующего момента не будет или он окажется отрицательным, стремящимся повернуть управляемые колёса в сторону поворота. При выборе соотношения величин тормозных моментов на передних и задних колёсах для сохранения стабилизации передних управляемых колёс приходится уменьшать величины действующих на них тормозных моментов по сравнению с оптимальными, обеспечивающими наибольшую интенсивность торможения.

Если управляемые колёса одновременно являются *ведущими*, то продольные реакции  $R_x > 0$  и они создают *стабилизирующий момент*  $T_{стх}^\delta > 0$ . Стабилизирующий момент при совместном действии на управляемые колёса  $T_{сту}^\delta$  и  $T_{стх}^\delta$  всегда положительный и стремится возратить колёса в нейтральное положение. Однако большой стабилизирующий момент затрудняет поворот автомобиля и для облегчения труда водителя следует уменьшать его величину за счёт уменьшения продольного наклона шкворней у переднеприводных автомобилей.

Изложенное позволяет заключить, что стабилизирующий момент, создаваемый за счёт увода эластичных колёс, не всегда имеет оптимальную величину. Он существенно снижается при движении на скользких дорогах, особенно при торможении, и затрудняет управление переднеприводных автомобилей на дорогах с высоким коэффициентом сцепления. По этой причине конструктивным путём обеспечивают создание дополнительных стабилизирующих моментов, образующихся в результате наклона шкворней или осей вращения поворотных цапф управляемых колёс.

## 2. Стабилизация за счёт продольного наклона или смещения шкворня.

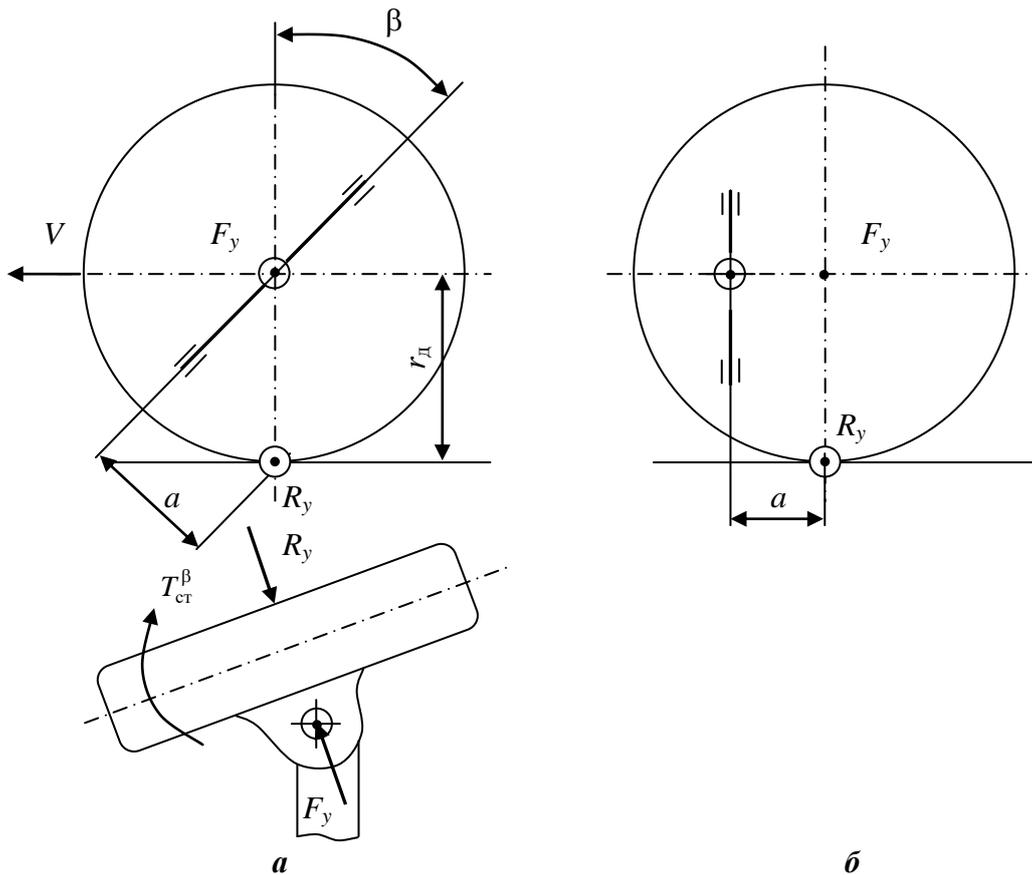
*Осью шкворня* условно называют ось, вокруг которой совершает поворот управляемое колесо, установленное на поворотной цапфе. При бесшкворневой подвеске управляемое колесо совершает поворот вокруг оси, проходящей через центры шаровых шарниров рычагов подвески, при шкворневой конструкции – вокруг оси шкворня.

У большинства современных автомобилей шкворни управляемых колёс устанавливаются в продольной плоскости под углом  $\beta$  к вертикали с наклоном назад (рис. 5.27, а). При повороте автомобиля возникает боковая сила  $F_y$ , приложенная к центру колеса. У жёсткого колеса боковая реакция дороги  $R_y$ , равная силе  $F_y$ , приложена в точке, представляющей проекцию центра колеса на

поверхность дороги в вертикальной плоскости. Реакция  $R_y$  на плече  $a$ , равном расстоянию от точки её приложения до оси шкворня, создаёт *стабилизирующий момент*  $T_{ст}^\beta$ , стремящийся вернуть управляемое колесо в нейтральное положение:

$$T_{ст}^\beta = R_y a = R_y r_d \sin \beta, \quad (5.135)$$

где  $r_d$  – динамический радиус колеса.



**Рис. 5.27.** Схема стабилизации управляемых колёс за счёт:  
*a* – продольного наклона; *б* – смещения шкворня

Согласно выражению (5.94), при движении автомобиля с постоянной скоростью по кругу боковые реакции на левое и правое передние колёса  $R_{y1} = m_a b V^2 / (LR \cos \theta)$ , откуда *суммарный стабилизирующий момент*:

$$T_{ст}^\beta = R_{y1} r_d \sin \beta = \frac{m_a b V^2 r_d \sin \beta}{LR \cos \theta}. \quad (5.136)$$

Величины углов  $\beta$  у разных автомобилей неодинаковые. Чаще всего  $\beta$  назначают в пределах  $0 \dots 5^\circ$ . У некоторых легковых автомобилей из-за особенностей кинематической схемы подвески угол может изменяться в зависимости от величины нормальной нагрузки и достигать значений  $10 \dots 12^\circ$ . Иногда с це-

лю уменьшения автоколебаний управляемых колёс у легковых автомобилей продольный наклон шкворня делают отрицательным.

Создать плечо действия боковой реакции можно не только за счёт продольного наклона оси шкворня, но и за счёт его *смещения вперёд без наклона* (рис. 5.27, б). В этом случае стабилизирующий момент:

$$T_{\text{ст}} = R_y a. \quad (5.137)$$

Применяют также *сочетание смещения с наклоном*.

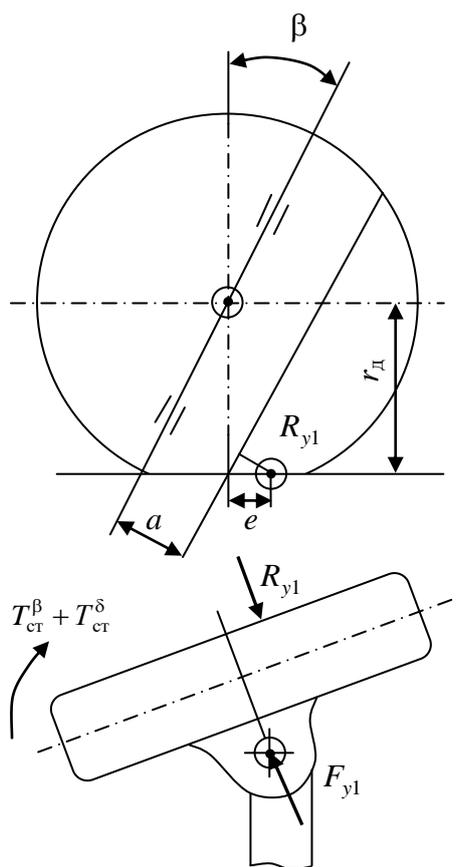


Рис. 5.28. Схема стабилизации эластичных управляемых колёс

У эластичного колеса, шкворень которого установлен с продольным наклоном, из-за смещения назад точки приложения равнодействующей  $R_y$  элементарных боковых реакций на величину  $e$  плечо стабилизации  $a = r_d \sin \beta$  увеличивается на  $e \cos \beta$  (рис. 5.28).

Суммарный стабилизирующий момент:

$$T_{\text{ст}}^{\beta} + T_{\text{сту}}^{\delta} = R_{y1} (r_d \sin \beta + e \cos \beta). \quad (5.138)$$

При малых углах продольного наклона шкворня  $\sin \beta \approx \beta$  и  $\cos \beta \approx 1$ . Тогда

$$T_{\text{ст}}^{\beta} + T_{\text{сту}}^{\delta} \approx R_{y1} (r_d \beta + e). \quad (5.139)$$

При движении по круговой траектории:

$$T_{\text{ст}}^{\beta} + T_{\text{сту}}^{\delta} = \frac{m_a b V^2 (r_d \beta + e)}{LR \cos \theta}. \quad (5.140)$$

Из формулы (5.140) видно, что стабилизирующий момент возрастает при увеличении нагрузки на передний мост  $m_a b/L$ , возрастании динамического радиуса  $r_d$  и уменьшении давления воздуха в шинах, приводящем к увеличению плеча  $e$ . При криволинейном движении боковая реакция  $R_{y1}$  зависит

от квадрата скорости движения, поэтому суммарный момент  $T_{\text{ст}}^{\beta} + T_{\text{сту}}^{\delta}$  называют *скоростным стабилизирующим моментом*.

Большой стабилизирующий момент, возникающий при высоких скоростях движения, затрудняет управление, поэтому у легковых автомобилей, имеющих высокоэластичные шины (соответственно, большое плечо стабилизации  $e$ ), углы наклона шкворней в продольной плоскости делают нулевыми и даже отрицательными.

Также следует учитывать, что суммарный момент  $T_{\text{ст}}^{\beta} + T_{\text{сту}}^{\delta}$ , создаваемый боковыми реакциями, не всегда является стабилизирующим. Так, при движении

автомобиля по наклонной поверхности этот момент стремится повернуть управляемые колёса в сторону уклона, то есть выступает в роли дестабилизирующего фактора.

### 3. Стабилизация за счёт поперечного наклона шкворня.

Величина скоростного стабилизирующего момента зависит от квадрата скорости. При малых скоростях движения величина этого стабилизирующего момента оказывается недостаточной для преодоления момента, создаваемого силами внутреннего трения в шкворневом узле. Для обеспечения стабилизации при малых скоростях движения и больших углах поворота управляемых колёс шкворни устанавливают с наклоном в поперечной плоскости под углом  $\alpha$  к вертикали.

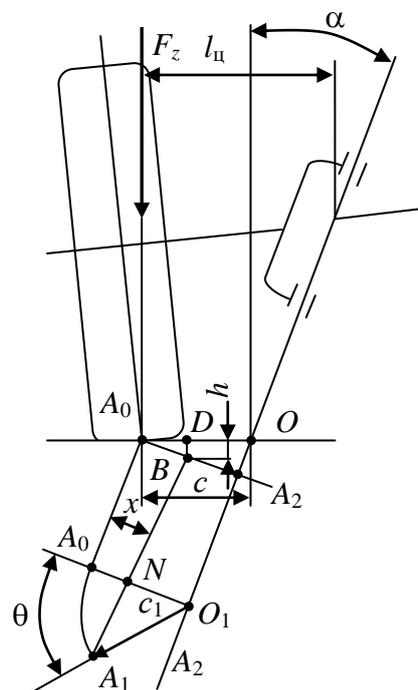
Наклон оси шкворня приводит к тому, что при повороте управляемого колеса на угол  $\theta$  (рис. 5.29) происходит его подъём на высоту  $h$ . Это объясняют тем, что точка  $A_0$  контакта колеса с дорогой должна перемещаться в плоскости, перпендикулярной оси шкворня, по дуге  $A_0A_1$  радиуса  $c_1$  и опускаться на величину  $h$  ниже опорной поверхности. Так как в действительности этого произойти не может, на величину  $h$  над опорной поверхностью поднимается колесо вместе со связанной с ним частью автомобиля. При этом передняя часть автомобиля приобретает *запас потенциальной энергии*, равный  $d\Pi = F_z dh$ , где  $F_z$  – вертикальная нагрузка, действующая на колесо со стороны автомобиля. При опускании колеса запас потенциальной энергии расходуется на поворот колеса вокруг шкворня. Совершаемая при этом *элементарная работа*  $dA = T_{ст} d\theta$ , где  $T_{ст}$  – момент сопротивления повороту колеса, равный, если пренебречь силами трения, *стабилизирующему моменту колеса*. Из равенства  $d\Pi$  и  $dA$  следует, что:

$$T_{ст} = F_z \frac{dh}{d\theta}. \quad (5.141)$$

*Стабилизирующий момент, действующий на левое и правое колёса:*

$$T_{ст}^\alpha = F_{zл} \frac{dh}{d\theta_л} + F_{zп} \frac{dh}{d\theta_п}. \quad (5.142)$$

Если пренебречь различием в углах поворота левого и правого колёс, то можно принять  $d\theta_л = d\theta_п = d\theta$ , где  $\theta = (\theta_л + \theta_п) / 2$  – средний угол поворота



**Рис. 5.29. Схема стабилизации управляемых колёс за счёт поперечного наклона шкворня**

управляемых колёс.  $F_{zп} + F_{zл} = G_{a1}$ , где  $G_{a1}$  – вес автомобиля, приходящийся на управляемые колёса. Тогда

$$T_{ст}^{\alpha} = G_{a1} \frac{dh}{d\theta}. \quad (5.143)$$

Зависимость  $h$  от  $\theta$  можно найти из геометрических соотношений:

- в треугольнике  $A_0BD$   $BD = h$ ;  $A_0B = x$ ;

$$BD = A_0B \sin \alpha; h = x \sin \alpha; \quad (5.144)$$

- в треугольнике  $O_1A_1N$   $O_1A_1 = c_1$ ;

$$O_1N = O_1A_1 \cos \theta = c_1 \cos \theta; \quad (5.145)$$

$$O_1A_0 = c_1; O_1N = c_1 \cos \theta; A_0N = x;$$

$$A_0N = A_0O_1 - N O_1; x = c_1 - c_1 \cos \theta = c_1 (1 - \cos \theta). \quad (5.146)$$

Подставив значение  $x$  из (5.146) в (5.144), получают:

$$h = c_1 (1 - \cos \theta) \sin \alpha; \quad (5.147)$$

$$\frac{dh}{d\theta} = c_1 \sin \theta \sin \alpha. \quad (5.148)$$

После подстановки  $dh / d\theta$  из (5.148) в (5.143), получают:

$$T_{ст}^{\alpha} = G_{a1} c_1 \sin \theta \sin \alpha. \quad (5.149)$$

В треугольнике  $A_0A_2O$   $A_0A_2 = A_0O = c$ ;

$$A_0A_2 = A_0O \cos \alpha; c_1 = c \cos \alpha, \quad (5.150)$$

тогда

$$T_{ст}^{\alpha} = G_{a1} c \sin \theta \cos \alpha \sin \alpha, \quad (5.151)$$

где расстояние  $A_0O = c$  – плечо обкатки.

Из формулы (5.151) следует, что при повороте управляемых колёс на угол  $\theta$  создаётся стабилизирующий момент, стремящийся вернуть их в нейтральное положение. Так как его величина пропорциональна весу автомобиля, приходящемуся на переднюю ось,  $T_{ст}^{\alpha}$  называют *весовым стабилизирующим моментом*. Весовой стабилизирующий момент пропорционален синусу угла поворота управляемых колёс, поэтому он имеет значительную величину только при больших углах поворота управляемых колёс и, следовательно, при малых радиусах поворота автомобиля. Очевидно, что крутые повороты автомобиль может совершать с малыми скоростями движения, когда скоростная стабилизация не создаёт достаточных по величине моментов. Из сказанного следует, что при малых скоростях движения стабилизацию управляемых колёс обеспечивает наклон шкворней в поперечной плоскости.

В точках  $A_0$  к управляемым колёсам приложены продольные реакции  $R_x$ , которые создают моменты, стремящиеся повернуть колёса вокруг шкворней

(рис. 5.26). Если реакции на оба колеса равны, то эти моменты нагружают только детали рулевой трапеции и не передаются на рулевое колесо. При неравенстве продольных реакций возникает неуравновешенный момент, передающийся через рулевое колесо на руки водителя. Если управляемые колёса работают в ведомом режиме, неодинаковые значения продольных реакций могут быть вызваны наездом одного из колёс на неровность, разным состоянием опорной поверхности, неодинаковыми нормальными нагрузками, давлениями воздуха в шинах и др. При торможении разница продольных реакций может быть обусловлена неодинаковой величиной тормозных моментов, коэффициентов сцепления шин с дорогой, а также другими факторами. У переднеприводного автомобиля разница продольных реакций может быть вызвана внутренним трением в межколёсном дифференциале, неодинаковыми радиусами колёс и т.д.

С целью облегчения управления автомобилем и разгрузки деталей рулевого управления от дополнительных напряжений, вызываемых моментами продольных реакций, плечо обкатки стремятся уменьшить. Из рис. 5.30, а следует, что плечо обкатки:

$$c = l_{ц} - r_{д} \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.152)$$

Уменьшения плеча обкатки можно достигнуть за счёт сокращения длины поворотной цапфы  $l_{ц}$  или *увеличения угла  $\alpha$  поперечного наклона шкворней*. Уменьшение  $l_{ц}$  приводит к снижению весового стабилизирующего момента, поэтому обычно увеличивают  $\alpha$ .

У некоторых переднеприводных легковых автомобилей плечо обкатки делают отрицательным (рис. 5.30, б). Обычно отрицательное плечо обкатки создают на автомобилях, имеющих диагональную двухконтурную тормозную систему (рис. 5.31). При отказе одного из контуров на автомобиль действует *поворачивающий момент*:

$$T_{пов} = 0,5(R_{x1л} - R_{x2п})B, \quad (5.153)$$

где  $R_{x1л}$  и  $R_{x2п}$  – продольные реакции на левое переднее и правое заднее колёса соответственно;  $B$  – колея автомобиля:

$$R_{x1л} = \varphi_x R_{z1л}; \quad R_{x2п} = \varphi_x R_{z2п}.$$

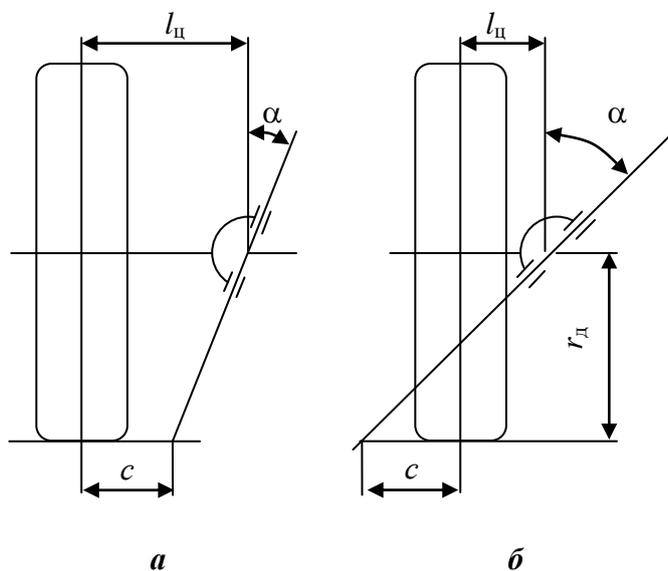
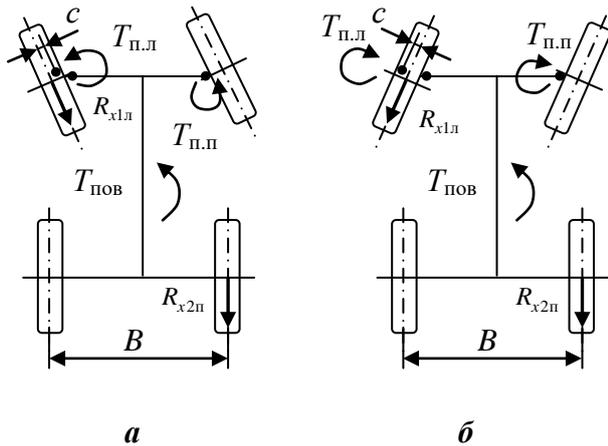


Рис. 5.30. Схемы образования плеча обкатки:  
а – положительного; б – отрицательного



**Рис. 5.31. Схема движения автомобиля при торможении в случае выхода из строя одного из контуров при плечах обкатки:**  
*a* – положительном; *б* – отрицательном

У легкового автомобиля при торможении нормальные реакции на передние колёса больше, чем на задние ( $R_{z1} > R_{z2}$ ), поэтому при одинаковых коэффициентах сцепления  $\varphi_x$  передних и задних колёс  $R_{x1л} > R_{x2п}$  и

$$T_{пов} = 0,5\varphi_x (R_{z1л} - R_{z2п})B. \quad (5.154)$$

При положительном плече обкатки (рис. 5.31, *a*) левое переднее колесо под действием момента  $T_{п.л} = R_{x1л}c$  будет поворачивать налево и через рулевую трапецию под действием момента  $T_{п.п}$  заставит поворачивать и правое колесо в том же

направлении. Поворот управляемых колёс совпадает с направлением поворачивающего момента  $T_{пов}$ , что увеличивает отклонение автомобиля от траектории прямолинейного движения.

При отрицательном плече обкатки (рис. 5.31, *б*) передние управляемые колёса под действием момента  $T_{п.л} = R_{x1л}c$  будут совершать поворот направо, уменьшая отклонение автомобиля от прямолинейного движения.

При внезапном увеличении продольной реакции  $R_x$  на одном из управляемых колёс, например при проколе шины, она создаёт момент относительно центра масс автомобиля. При положительном плече обкатки эта реакция создаёт момент, поворачивающий управляемые колёса в сторону начавшегося поворота автомобиля вокруг центра масс, что увеличивает отклонение от прямолинейного движения. При отрицательном плече обкатки поворот колёс происходит в обратную сторону, уменьшая отклонение автомобиля от прямолинейного движения.

При положительном плече обкатки угол поперечного наклона шкворня составляет  $6...12^\circ$ , при отрицательном –  $11...19^\circ$ . Большая величина  $\alpha$  позволяет получить отрицательное плечо обкатки без значительного уменьшения  $l_{ц}$  и тем самым обеспечить достаточно большой стабилизирующий момент.

Плечо обкатки выбирают в большинстве случаев равным  $20...50$  мм. У легковых автомобилей с независимой подвеской управляемых колёс в снаряжённом состоянии (без пассажиров) оно может достигать  $60...80$  мм.

## 5.9. Манёвренность автомобиля

*Манёвренность автомобиля* – это совокупность свойств, характеризующих способность автомобиля изменять своё положение на ограниченной площади и в проездах заданной формы и размеров в условиях, требующих движения по траектории большой кривизны с резким изменением направлений, в том числе и задним ходом.

Манёвренность имеет первостепенное значение в условиях старой городской застройки, характеризующейся узкими улицами и малыми радиусами на перекрёстках, при частых крутых поворотах дорог, в местах погрузки и разгрузки на небольшой площади, при парковке, на открытых стоянках, внутри тесных дворов, закрытых помещений (в гаражах, заводских цехах, складах и т.п.), в лесу. Иногда появляется необходимость в движении задним ходом или полном развороте на ограниченной площади.

Манёвренность оценивают геометрическими и силовыми показателями.

*Геометрические показатели:* 1) радиусы поворота по следу колёс; 2) габаритные радиусы поворота; 3) поворотная ширина автомобиля по следу колёс; 4) габаритная полоса движения. Геометрические показатели показаны на рис. 5.32.

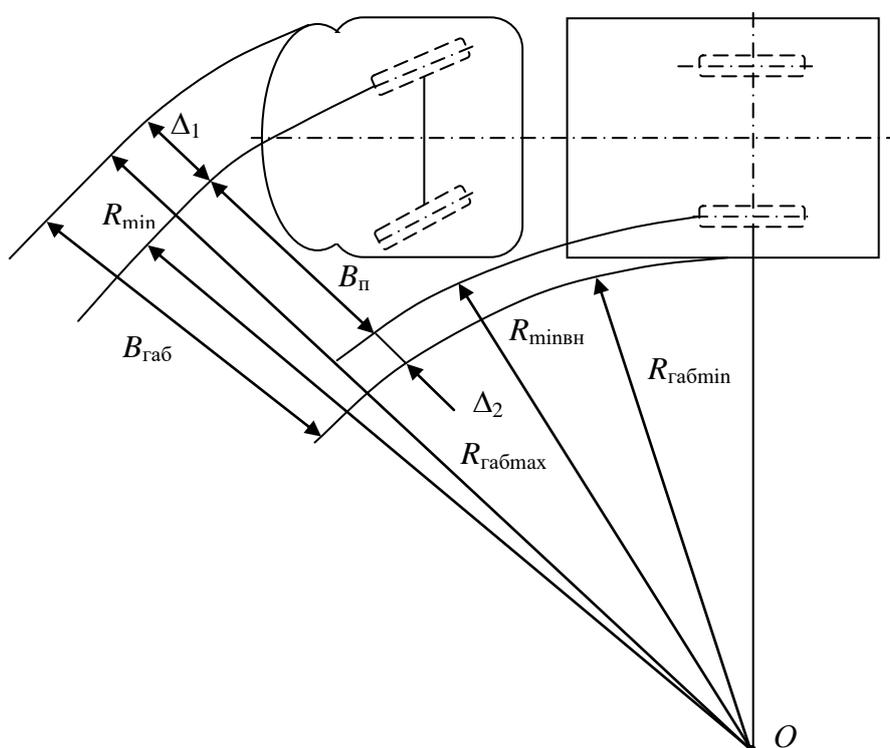


Рис. 5.32. Геометрические показатели манёвренности

*Радиусы поворота по следу колёс* – расстояния от центра поворота до осей следов переднего наружного ( $R_{\min}$ ) и заднего внутреннего ( $R_{\min\text{вн}}$ ) колёс при максимальных углах поворота управляемых колёс и движении с минимальной скоростью не более 5 км/ч. Радиус окружности, которая соответствует середине следа переднего наружного колеса при максимальных углах поворота левого и правого управляемых колёс, называют *минимальным радиусом поворота автомобиля*. Этот радиус является одним из основных показателей манёвренности, поэтому его величину регламентируют нормативными документами.

*Внешний ( $R_{\text{габmax}}$ ) и внутренний ( $R_{\text{габmin}}$ ) габаритные радиусы поворота* – расстояния от центра поворота до наиболее удалённой от него и наиболее близ-

кой к нему точек автомобиля соответственно при максимальном повороте управляемых колёс и движении с минимальной скоростью:

$$R_{\text{габmax}} = R_{\text{min}} + \Delta_1; \quad (5.155)$$

$$R_{\text{габmin}} = R_{\text{minвн}} - \Delta_2, \quad (5.156)$$

где  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  – расстояния наиболее удалённой и близкой точек автомобиля от осей следов переднего наружного и заднего внутреннего колёс соответственно.

Величины габаритных радиусов поворота указывают в нормативных документах.

*Поворотная ширина по следу колёс*  $B_{\text{п}}$  – разность радиусов поворота по осям следов наиболее удалённого и наиболее близкого к центру поворота колёс при движении с минимальной скоростью и максимальном повороте управляемых колёс:

$$B_{\text{п}} = R_{\text{min}} - R_{\text{minвн}}. \quad (5.157)$$

Она характеризует ширину полосы движения, в пределах которой размещаются колёса автомобиля при маневрировании на площадке ограниченных размеров.

*Габаритная полоса движения*  $B_{\text{габ}}$  – разность радиусов наиболее удалённой от центра и наиболее близкой к центру поворота точек автомобиля при движении с минимальной скоростью и максимальном повороте управляемых колёс:

$$B_{\text{габ}} = R_{\text{габ max}} - R_{\text{габ min}} = B_{\text{п}} + \Delta_1 + \Delta_2. \quad (5.158)$$

$B_{\text{габ}}$  представляет полосу движения, в которую вписывается корпус автомобиля при маневрировании на ограниченном пространстве (около зданий, в лесу и т.д.). Габаритная полоса движения является нормируемым показателем манёвренности автомобиля.

Габаритная полоса движения значительно больше габаритной ширины самого автомобиля. Эта разница тем больше, чем больше габаритные длина и ширина автомобиля. При увеличении радиуса поворота ширина полосы, в пределах которой автомобиль совершает поворот, уменьшается и становится равной габаритной ширине автомобиля при переходе на траекторию прямолинейного движения.

Обеспечение высокой манёвренности особенно важно для *автопоездов*. Это связано не только с их большой габаритной длиной, но и с бóльшим смещением к центру поворота прицепа или полуприцепа при маневрировании (рис. 5.33).

При проектировании автопоездов минимальные и габаритные радиусы поворота определяют *графическим способом*. Центр поворота  $O$  автопоезда располагается в точке пересечения осей передних и задних колёс тягача и прицепного звена.

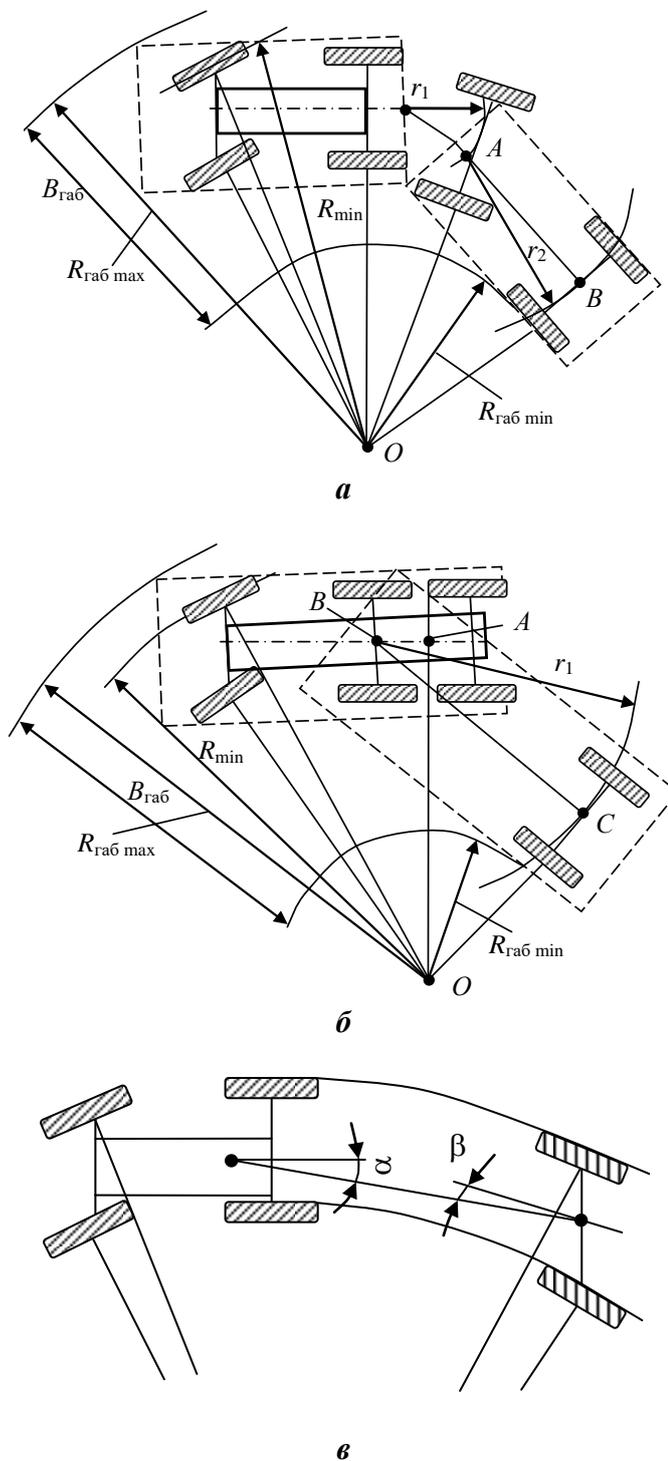
Положение *прицепа* (рис. 5.33, *a*) определяют следующим образом.

Из центра в точке сцепки проводят дугу окружности радиусом  $r_1$ , равным расстоянию от точки сцепки до оси поворотной тележки прицепа. К этой дуге

из центра поворота проводят касательную. Точка  $A$  касания является центром передней оси прицепа. Из точки  $A$  радиусом  $r_2$ , равным базе прицепа, проводят дугу окружности. Касательная к этой дуге, проведённая из центра поворота, в точке касания  $B$  определяет положение середины задней оси прицепа. Расстояние по касательной от центра поворота  $O$  до левого борта прицепа равно минимальному габаритному радиусу поворота  $R_{габ\min}$  автопоезда.

На рис. 5.33, б показана схема определения радиусов поворота *седельного автопоезда*, состоящего из трёхосного тягача и одноосного полуприцепа. Центр поворота  $O$  располагается на пересечении радиусов поворота передних управляемых колёс и радиуса точки  $A$ , лежащей посередине базы тележки трёхосного седельного тягача. Из центра  $B$  седельно-сцепного устройства тягача проводят дугу окружности радиусом  $r_1$ , равным расстоянию от точки сцепки до задней оси полуприцепа. Касательная, проведённая из центра поворота к этой дуге, определяет положение точки  $C$ , являющейся серединой оси полуприцепа. Участок этой касательной от оси поворота  $O$  до левого борта полуприцепа равен  $R_{габ\min}$ .

Из рис. 5.33, а и 5.33, б видно, что у седельного автопоезда габаритная полоса движения  $B_{габ}$  гораздо больше, чем у прицепного. Для улучшения манёвренности длинных седельных автопоездов колёса полуприцепа делают управляемыми (рис. 5.33, в). Управление колёсами полуприцепа осуществляют специальным



**Рис. 5.33. Радиусы поворота автопоезда:**  
 а – с двухосным прицепом; б – с одноосным полуприцепом; в – полуприцепом с управляемыми колёсами

механизмом, который в зависимости от угла  $\alpha$  между продольными осями тягача и полуприцепа поворачивает колёса полуприцепа на угол  $\beta$  относительно оси полуприцепа. Передаточное число механизма поворота выбирают таким образом, чтобы при различных радиусах поворота соотношение между углами  $\alpha$  и  $\beta$  обеспечивало возможность движения колёс полуприцепа по следу задних колёс седельного тягача.

Для уменьшения габаритов поворота некоторых специальных прицепных автопоездов управляемыми делают все колёса прицепов.

*Силовыми показателями манёвренности служат:* 1) усилие на рулевом колесе при повороте управляемых колёс на месте; 2) удельная тяговая сила при повороте; 3) коэффициент использования сцепной силы колёс при повороте.

*Усилие на рулевом колесе:*

$$F_p = \frac{T_\Sigma}{R_p u_{p,y} \eta_{p,y}}, \quad (5.159)$$

где  $T_\Sigma$  – суммарный момент на цапфах управляемых колёс;  $R_p$  – радиус рулевого колеса;  $u_{p,y}$  – силовое передаточное число рулевого управления;  $\eta_{p,y}$  – КПД рулевого управления.

*Суммарный момент на цапфах управляемых колёс:*

$$T_\Sigma = T_f + T_\phi + T_{ct}^\alpha + T_{ct}^\beta, \quad (5.160)$$

где  $T_f$  – момент сопротивления перекачиванию управляемых колёс при их повороте вокруг шкворней;  $T_\phi$  – момент сопротивления деформации шин и трения в контакте вследствие их проскальзывания по опорной поверхности;  $T_{ct}^\alpha$  и  $T_{ct}^\beta$  – моменты стабилизации, обусловленные поперечным и продольным наклонами шкворней.

Усилие на рулевом колесе служит основным показателем, характеризующим способность автомобиля к маневрированию с силовой точки зрения. Величину этого усилия регламентируют нормативными документами.

*Удельная тяговая сила при повороте* – отношение тяговой силы на ведущих колёсах  $F_T$  к силе тяжести автомобиля  $G_a$  при повороте с минимальным радиусом  $R_{min}$  и минимальной устойчивой скоростью  $V_{amin} \approx 5$  км / ч:

$$f_\pi = \frac{F_T}{G_a}. \quad (5.161)$$

С уменьшением  $f_\pi$  снижается нагрузка на двигатель при переходе автомобиля от прямолинейного движения к криволинейному с крутыми поворотами и повышается его способность к маневрированию.

*Коэффициент использования сцепной силы колёс при повороте для  $i$ -й оси* – отношение суммарной реакции, действующей в плоскости контакта этих ко-

лѣс с дорогой, к потенциально возможной силе сцепления:

$$k_{\varphi i} = \frac{\sqrt{R_{xi}^2 + R_{yi}^2}}{\varphi R_{zi}}, \quad (5.162)$$

где  $R_{xi}$ ,  $R_{yi}$ ,  $R_{zi}$  – продольная, боковая и нормальная реакции, действующие на колѣса  $i$ -й оси;  $\varphi$  – коэффициент сцепления колѣс с дорогой.

Чем меньше  $k_{\varphi i}$ , тем выше потенциальная способность автомобиля к совершению крутых поворотов и меньше вероятность потери манѣвренности.

### Вопросы для самоконтроля

1. Дайте определение управляемости автомобиля.
2. Назовите способы поворота колѣсных машин, перечислите их достоинства и недостатки.
3. Каковы условия осуществления поворота автомобиля с передними ведомыми и задними ведущими колѣсами?
4. Что такое боковой увод колеса и по какой причине он возникает?
5. Дайте определение коэффициента сопротивления уводу и перечислите конструктивные факторы, влияющие на сопротивление уводу колеса.
6. При каком соотношении углов поворота управляемых колѣс обеспечивают их качение относительно одного центра поворота?
7. Как рассчитывают положение мгновенного центра и угловую скорость поворота двухосного автомобиля?
8. Какие силы и моменты действуют на автомобиль при криволинейном движении?
9. Как влияет увод колеса на коэффициент сопротивления качению?
10. При каком условии на автомобиль не действует продольная сила инерции в процессе его поворота?
11. Какие факторы влияют на величины боковых реакций опорной поверхности при повороте автомобиля?
12. Перечислите признаки нейтральной, недостаточной и избыточной поворачиваемости автомобиля.
13. Что называют статической чувствительностью автомобиля к управлению?
14. Назовите причины возникновения колебаний управляемых колѣс относительно шкворней.
15. Какими конструктивными мероприятиями уменьшают колебания управляемых колѣс?
16. Назовите способы обеспечения стабилизации управляемых колѣс и напишите формулы для расчѣта стабилизирующих моментов.
17. Что такое манѣвренность автомобиля?
18. Изобразите схему для определения геометрических измерителей манѣвренности автомобиля.

## ГЛАВА 6. УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

### 6.1. Определения

Для управления движением автомобиля водитель поворотом управляемых колёс создаёт *управляющие силы*. Величины и направление действия этих сил и их моментов водитель изменяет таким образом, чтобы обеспечить движение автомобиля в заданном направлении. Однако кроме управляющих сил на автомобиль действуют *случайные силы*, вызванные различными причинами: взаимодействием колёс с неровностями дороги, аэродинамическим воздействием при порывах ветра, поперечным и продольным наклонами дороги, сопряжением участков дороги с различной кривизной и др. Эти силы и их кинематические последствия называют *возмущениями*.

*Движение* автомобиля под действием возмущающих воздействий называют *невозмущённым*.

Влияние возмущений на характер движения зависит от параметров невозмущённого движения, определяемых конструктивными особенностями автомобиля. Различают: 1) асимптотически устойчивое движение; 2) неасимптотически устойчивое движение; 3) неустойчивое движение.

При *асимптотически устойчивом движении* параметры невозмущённого движения после временного отклонения, вызванного возмущением, возвращаются к исходным значениям.

При *неасимптотически устойчивом движении* параметры невозмущённого движения после прекращения действия возмущения не возвращаются к исходным значениям, но их отклонения не превышают нормы, заданной в конкретных условиях движения.

При *неустойчивом движении* параметры невозмущённого движения после прекращения возмущающего действия не возвращаются к исходным, а отклонения, вызванные возмущением, с течением времени увеличиваются даже после прекращения действия возмущения.

Помимо устойчивости движения различают *устойчивость положения* автомобиля в пространстве. *Неустойчивость положения* автомобиля характеризуют поперечным и продольным опрокидыванием, либо потерей сцепления колёс с дорогой при повороте, торможении, движении по косоугру, на подъёме и на спуске, либо при совместном действии *опрокидывания* и *заноса* (*скольжения*), которые сопровождаются изменением ориентации продольной и вертикальной осей в пространстве.

Параметры невозмущённого движения, определяющие границу между устойчивостью и неустойчивостью, называют *критическими*. К таким параметрам относят критическую скорость поступательного движения, критическую угловую скорость поворота, критический радиус поворота. При оценке неустойчивого положения используют не параметры движения, а критические значения углов наклона поверхности дороги в поперечном и продольном направлениях относительно горизонтальной плоскости.

*Устойчивость* – совокупность свойств автомобиля, характеризующих его способность сохранять заданное направление движения и ориентацию в пространстве при действии внешних сил и отсутствии управляющих воздействий со стороны водителя.

Устойчивость можно *классифицировать* по следующим признакам: 1) изменяемым параметрам движения и положения; 2) направлению действия возмущающих сил; 3) физической природе возмущающих сил.

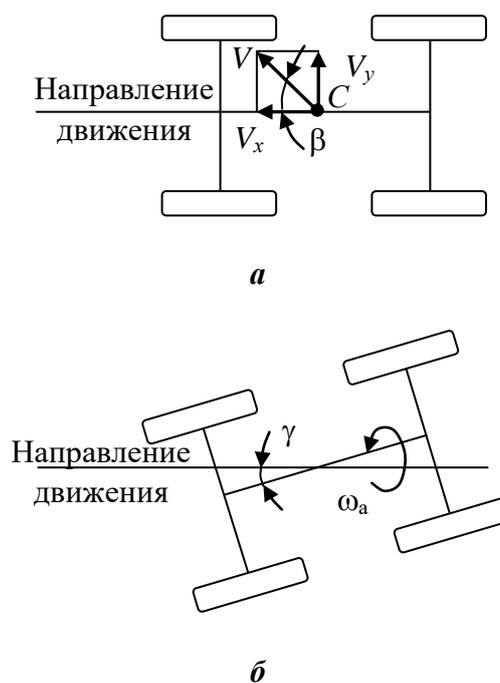
По *изменяемым параметрам* различают траекторную устойчивость, курсовую устойчивость, занос и опрокидывание.

*Траекторная устойчивость* – способность автомобиля сохранять направление движения своего центра масс. Об её степени судят по величине отклонения вектора скорости центра масс от заданного направления, то есть по величине траекторного отклонения  $\beta$  (рис. 6.1, а). Чем больше траекторное отклонение, тем ниже траекторная устойчивость. Вектор скорости центра масс  $V$  можно разложить на продольную  $V_x$  и боковую  $V_y$  составляющие. При постоянстве продольной составляющей этого вектора траекторную устойчивость оценивают по изменению величины его боковой составляющей  $V_y$ .

*Курсовая устойчивость* – способность автомобиля сохранять ориентацию своей продольной оси относительно заданного направления движения. О степени курсовой устойчивости судят по величине угла отклонения продольной оси автомобиля  $\gamma$  от заданного направления движения, то есть по величине курсового отклонения (рис. 6.1, б). Чем больше курсовой угол, тем ниже курсовая устойчивость автомобиля. Показателем курсовой устойчивости служит изменение угловой скорости  $\omega_a$  поворота автомобиля относительно оси, перпендикулярной к плоскости движения.

*Занос* – скольжение в боковом направлении всего автомобиля или его отдельных осей. Показателями заноса на горизонтальной поверхности служат критическая скорость по боковому заносу, критический радиус поворота при боковом заносе, на косогоре – критический угол косогора по боковому скольжению.

*Опрокидывание* – отклонение осей автомобиля от неподвижных осей, параллельных и перпендикулярной опорной поверхности дороги, сопровождающееся отрывом колёс от дороги. Опрокидывание оценивают критическими скоростью и радиусом опрокидывания, критическими углами косогора, подъёма и спуска по боковому и продольному опрокидыванию автомобиля.



**Рис. 6.1. Схемы отклонений:**  
а – траекторного; б – курсового

По направлению действия возмущающих сил, стремящихся нарушить движение автомобиля, различают поперечную (боковую) и продольную устойчивость. *Поперечная устойчивость* – способность автомобиля противостоять действию боковых возмущающих сил без бокового опрокидывания и скольжения (заноса), *продольная устойчивость* – способность автомобиля противостоять действию продольных возмущающих сил без продольного опрокидывания и буксования ведущих колёс или юза тормозящих колёс.

По физической природе возмущающих сил различают инерционную, гравитационную и аэродинамическую устойчивость.

## 6.2. Значение устойчивости автомобиля

Устойчивость, как и управляемость, является эксплуатационным свойством, определяющим *активную безопасность автомобиля*. Устойчивость имеет особо важное значение в условиях роста автомобильного парка и повышения скоростей движения. Чем выше устойчивость, тем с большей скоростью возможно движение автомобиля в транспортном потоке. С увеличением скоростей движения возрастает производительность автомобиля, что в сочетании с высокой безопасностью движения повышает качественные показатели при выполнении транспортной работы.

## 6.3. Поперечная устойчивость автомобиля

**Случаи движения автомобиля.** Поперечную устойчивость рассматривают при следующих допущениях: 1) автомобиль движется накатом, поэтому на его колёса действуют только продольные реакции, вызванные сопротивлением качению, которыми из-за их малости можно пренебречь  $\sum R_{xi} \approx 0$ ; 2) автомобиль представляет абсолютно жёсткое тело, поэтому не учитывают относительные перемещения кузова и осей (колёс); 3) не учитывают перераспределение боковых реакций на левые и правые колёса автомобиля; 4) не учитывают перераспределение нормальных реакций на колёса осей автомобиля из-за действия продольных сил; 5) все колёса автомобиля находятся в одинаковых по сцеплению с опорной поверхностью условиях.

Рассматривают поперечную устойчивость *по опрокидыванию и скольжению в трёх случаях движения*: 1) прямолинейное равномерное на косогоре (поперечном уклоне дороги); 2) установившееся круговое (поворот) на горизонтальной дороге; 3) равномерное на вираже постоянного радиуса.

### ***Поперечная устойчивость автомобиля на косогоре (рис. 6.2)***

В центре масс автомобиля – точке  $C$  – приложена сила тяжести (веса)  $G_a$ , которую можно разложить на две составляющие: нормальную  $G_n$  и параллельную опорной поверхности дороги  $F_{yi}$ . Под действием нормальной силы в кон-

также колёс с опорной поверхностью возникают суммарные нормальные реакции на правые  $\Sigma R_{zл}$  и левые  $\Sigma R_{zп}$  колёса; под действием боковой силы – суммарные боковые реакции на правые  $\Sigma R_{yп}$  и левые  $\Sigma R_{yл}$  колёса.

### 1. Опрокидывание автомобиля

При определении условия опрокидывания автомобиля считают, что его центр масс располагается на середине колеи  $B/2$ ;  $G_n = G_a \cos \beta$ ;  $F_{yi} = G_a \sin \beta$ . Опрокидывание автомобиля произойдёт относительно оси  $O$ , проходящей через центры площадок контакта правых колёс с опорной поверхностью.

Уравнение моментов относительно оси  $O$ :

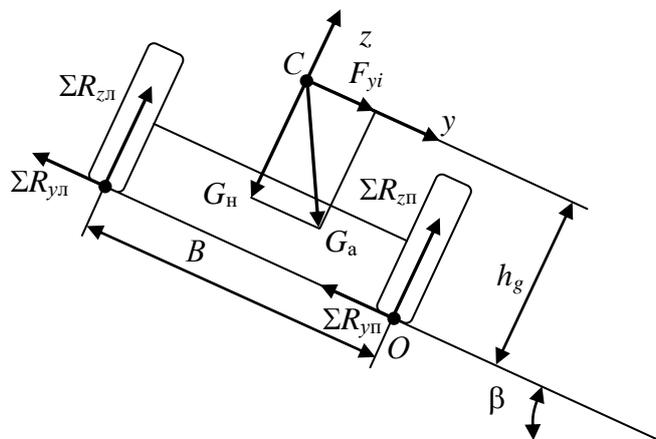


Рис. 6.2. Силы, действующие на автомобиль при движении на косогоре:

$\beta$  – угол косогора;  $B$  – колея;

$h_g$  – высота центра масс автомобиля

$$\Sigma T_O = 0; \Sigma R_{zл} B + F_{yi} h_g - \frac{G_n B}{2} = 0, \quad (6.1)$$

откуда

$$\Sigma R_{zл} = \frac{\frac{G_n B}{2} - F_{yi} h_g}{B} = G_a \frac{\frac{B \cos \beta}{2} - h_g \sin \beta}{B}. \quad (6.2)$$

В момент начала опрокидывания нормальные реакции на левые колёса автомобиля становятся равными нулю ( $\Sigma R_{zл} = 0$ ). Значение угла  $\beta$ , соответствующее этому условию, называют *критическим углом косогора по боковому опрокидыванию* автомобиля  $\beta_{\text{опр}}$ . Из уравнения (6.2) при  $\Sigma R_{zл} = 0$ :

$$\text{tg} \beta_{\text{опр}} = \frac{B}{2h_g}, \quad (6.3)$$

откуда

$$\beta_{\text{опр}} = \text{arctg} \left( \frac{B}{2h_g} \right). \quad (6.4)$$

### 2. Скольжение автомобиля

При условии, что боковые реакции распределяют по осям так же, как боковые составляющие силы тяжести, проекция сил на поперечную ось  $y$ :

$$\Sigma Y = 0; \Sigma R_{yп} + \Sigma R_{yл} = F_{yi} = G_a \sin \beta. \quad (6.5)$$

Боковое скольжение колёс начинается тогда, когда боковая составляющая силы тяжести  $F_{yi}$  становится равной сумме боковых сил сцепления правых  $\Sigma R_{уп} = \varphi_y \Sigma R_{зп}$  и левых  $\Sigma R_{ул} = \varphi_y \Sigma R_{зл}$  колёс с дорогой, где  $\varphi_y$  – коэффициент поперечного сцепления. Значение угла  $\beta$ , соответствующего началу скольжения колёс, называют *критическим углом косогора по боковому скольжению* (заносу) автомобиля  $\beta_\phi$ .

После подстановки выражений  $\Sigma R_{уп}$  и  $\Sigma R_{ул}$  в уравнение (6.5) получают

$$\Sigma R_{уп} + \Sigma R_{ул} = \varphi_y (\Sigma R_{зп} + \Sigma R_{зл}) = \varphi_y G_H = \varphi_y G_a \cos \beta_\phi = G_a \sin \beta_\phi. \quad (6.6)$$

Из уравнения (6.6):

$$\operatorname{tg} \beta_\phi = \varphi_y, \quad (6.7)$$

откуда

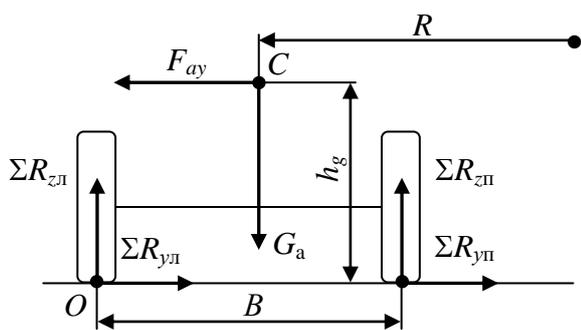
$$\beta_\phi = \operatorname{arctg} \varphi_y. \quad (6.8)$$

### 3. Условие безопасности автомобиля

Опрокидывание автомобиля более опасно, чем его скольжение под уклон. Для того чтобы скольжение начиналось раньше опрокидывания, необходимо, чтобы  $\beta_\phi < \beta_{опр}$ . После подстановки в данное неравенство выражений  $\beta_\phi$  и  $\beta_{опр}$ , по формулам (6.8) и (6.4), получают условие безопасности прямолинейного движения автомобиля на косогоре:

$$\varphi_y < \frac{B}{2h_g}. \quad (6.9)$$

### Поперечная устойчивость при установившемся круговом движении автомобиля на горизонтальной дороге (рис. 6.3)



При круговом движении опрокидывающей является центробежная сила инерции  $F_{ay}$ . При движении с постоянной скоростью  $V$  по криволинейной траектории постоянного радиуса  $R$ , согласно (5.107) и (5.108):

$$F_{ay} = \frac{m_a V^2}{R} = \frac{G_a V^2}{gR}.$$

Рис. 6.3. Силы, действующие на автомобиль при круговом движении на горизонтальной дороге

Эта сила и сила тяжести автомобиля  $G_a$  приложены в точке  $C$  – центре масс, расположенном на половине ширины колеи  $B/2$  и на высоте  $h_g$  от опорной поверхности дороги.

1. *Опрокидывание автомобиля*

Опрокидывание произойдёт относительно оси  $O$ , проходящей через центры площадок контакта левых колёс с опорной поверхностью.

Уравнение моментов относительно оси  $O$ :

$$\Sigma T_O = 0; \frac{G_a B}{2} - F_{ay} h_g - \Sigma R_{zп} B = 0, \quad (6.10)$$

откуда

$$\Sigma R_{zп} = \frac{\frac{G_a B}{2} - F_{ay} h_g}{B} = \frac{G_a \left( \frac{B}{2} - \frac{V^2 h_g}{gR} \right)}{B}. \quad (6.11)$$

В начале опрокидывания нормальные реакции на правые колёса автомобиля становятся равными нулю ( $\Sigma R_{zп} = 0$ ). Значение скорости  $V$ , соответствующее этому условию, называют *критической скоростью по боковому опрокидыванию*  $V_{опр}$ , а значение радиуса поворота  $R$  – *критическим радиусом поворота по боковому опрокидыванию*  $R_{опр}$ . Из уравнения (6.11) при  $\Sigma R_{zп} = 0$ :

$$V_{опр} = \sqrt{\frac{gRB}{2h_g}}; \quad (6.12)$$

$$R_{опр} = \frac{2h_g V^2}{gB}. \quad (6.13)$$

Из формул (6.12) и (6.13) следует, что при каждом повороте с радиусом  $R$  имеется критическое значение скорости движения  $V_{опр}$ , а для каждой скорости движения имеется критический радиус поворота  $R_{опр}$ . При заданных условиях движения повышение критической скорости и уменьшение критического радиуса поворота обеспечивают увеличением колеи  $B$  и снижением расположения центра масс  $h_g$  автомобиля.

## 2. Скольжение автомобиля

Боковое скольжение начнётся тогда, когда центробежная сила  $F_{ay}$  станет равной сумме максимальных значений боковых реакций на левые и правые колёса по условию их сцепления с опорной поверхностью:

$$\Sigma R_{yп max} + \Sigma R_{yл max} = \varphi_y (\Sigma R_{zп} + \Sigma R_{zл}) = \varphi_y G_a = \frac{G_a V^2}{gR}. \quad (6.14)$$

Значение скорости  $V$ , соответствующее началу скольжения, называют *критической скоростью автомобиля по боковому скольжению (заносу)*  $V_\varphi$ , а значение радиуса поворота  $R$  – *критическим радиусом поворота по боковому скольжению (заносу)* автомобиля  $R_\varphi$ .

Из уравнения (6.14):

$$V_\varphi = \sqrt{\varphi_y gR}; \quad (6.15)$$

$$R_\varphi = \frac{V^2}{\varphi_y g}. \quad (6.16)$$

Из формул (6.15) и (6.16) видно, что повышение критической скорости и уменьшение критического радиуса поворота происходят при увеличении коэффициента поперечного сцепления  $\phi_y$ .

### 3. Условие безопасности автомобиля

Скольжение будет предшествовать опрокидыванию автомобиля, если  $V_\phi < V_{\text{опр}}$ , а  $R_\phi > R_{\text{опр}}$ . Подставив в данные неравенства выражения критических скоростей по формулам (6.12) и (6.15) и критических радиусов по формулам (6.13) и (6.16), получают один и тот же результат:

$$\phi_y < \frac{B}{2h_g}. \quad (6.17)$$

### Поперечная устойчивость автомобиля на вираже (рис. 6.4)

Для обеспечения более высокой поперечной устойчивости автомобилей на поворотах предусматривают поперечный уклон  $\beta$  дорожной поверхности. Поворот дороги с поперечным уклоном называют *виражом*. Вираж представляет собой часть внутренней поверхности конуса, ось которого  $AA'$  вертикальна (рис. 6.4). При движении на вираже центр масс автомобиля описывает дугу окружности радиусом  $CD$ , лежащую в плоскости, перпендикулярной оси конуса  $AA'$ .

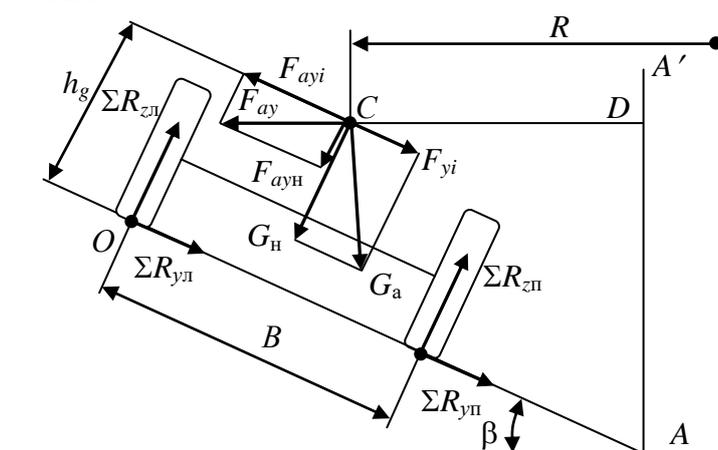


Рис. 6.4. Силы, действующие на автомобиль при движении на вираже

В центре масс автомобиля – точке  $C$  – приложены сила тяжести  $G_a$  и центробежная сила  $F_{ay} = G_a V^2/(gR)$ . Боковые составляющие этих сил  $F_{yi} = G_a \sin\beta$  и  $F_{ayi} = G_a V^2 \cos\beta/(gR)$  направлены в противоположные стороны, что уменьшает величину опрокидывающего момента, создаваемого ими на плече  $h_g$ , и результирующую боковую силу, приводящую к боковому скольжению колёс. Нормальные составляющие названных сил  $G_n =$

$G_a \cos\beta$  и  $F_{ayn} = G_a V^2 \sin\beta/(gR)$  направлены в одну сторону, что увеличивает восстанавливающий момент на плече  $B/2$  и нормальные реакции на левые и правые колёса, обеспечивая бóльшие значения боковых сил их сцепления с опорной поверхностью. Таким образом, *поперечная устойчивость автомобиля на вираже выше*, чем на косогоре и при круговом движении на горизонтальной дороге.

#### 1. Опрокидывание автомобиля

Опрокидывание произойдёт относительно оси  $O$ , проходящей через центры площадок контакта левых колёс с опорной поверхностью.

Уравнение моментов относительно оси  $O$ :

$$\Sigma T_O = 0; \frac{G_H B}{2} + F_{yi} h_g + \frac{F_{ayH} B}{2} - F_{ayi} h_g - \Sigma R_{zп} B = 0, \quad (6.18)$$

откуда

$$\Sigma R_{zп} = \frac{\frac{G_H B}{2} + F_{yi} h_g + \frac{F_{ayH} B}{2} - F_{ayi} h_g}{B}. \quad (6.19)$$

После подстановки в уравнение (6.19) входящих в него сил получают:

$$\Sigma R_{zп} = \frac{G_a \left( \frac{B \cos \beta}{2} + h_g \sin \beta + \frac{V^2 B \sin \beta}{2gR} - \frac{V^2 h_g \cos \beta}{gR} \right)}{B}. \quad (6.20)$$

В начале опрокидывания нормальные реакции на правые колёса равны нулю. Приравняв числитель выражения (6.20) к нулю и поделив его на  $G_a \cos \beta$  после приведения к общему знаменателю получают следующее уравнение:

$$gRB + 2gRh_g \operatorname{tg} \beta + V^2 B \operatorname{tg} \beta - 2V^2 h_g = 0. \quad (6.21)$$

Значение угла  $\beta$ , соответствующего уравнению (6.21), называют *критическим углом виража по боковому опрокидыванию*  $\beta_{\text{опр}}$ , значение скорости  $V$  – *критической скоростью движения на вираже по боковому опрокидыванию*  $V_{\text{опр}}$ , значение радиуса поворота  $R$  – *критическим радиусом виража по боковому опрокидыванию*  $R_{\text{опр}}$ :

$$\beta_{\text{опр}} = \operatorname{arctg} \left( \frac{2V^2 h_g - gRB}{V^2 B + 2gRh_g} \right); \quad (6.22)$$

$$V_{\text{опр}} = \sqrt{\frac{gR(B + 2h_g \operatorname{tg} \beta)}{2h_g - B \operatorname{tg} \beta}}; \quad (6.23)$$

$$R_{\text{опр}} = \frac{V^2 (2h_g - B \operatorname{tg} \beta)}{g(B + 2h_g \operatorname{tg} \beta)}. \quad (6.24)$$

Анализ уравнений (6.22)...(6.24) показывает, что устойчивость автомобиля против опрокидывания возрастает с увеличением колеи  $B$  и снижением центра масс  $h_g$ . Из уравнения (6.23) следует, что при  $\beta = \operatorname{arctg} (2 h_g / B)$  опрокидывания автомобиля не произойдёт при сколь угодно большой скорости движения.

## 2. Скольжение автомобиля

Условие начала бокового скольжения:

$$\Sigma R_{yп \max} + \Sigma R_{yл \max} = \varphi_y (\Sigma R_{zп} + \Sigma R_{zл}) = \varphi_y (G_H + F_{ayH}) = F_{ayi} - F_{yi}. \quad (6.25)$$

После подстановки входящих в уравнение (6.25) сил получают:

$$\varphi_y G_a \left( \cos \beta + \frac{V^2 \sin \beta}{gR} \right) = G_a \left( \frac{V^2 \cos \beta}{gR} - \sin \beta \right). \quad (6.26)$$

После деления обеих частей уравнения (6.26) на  $G_a \cos \beta$  и приведения к общему знаменателю получают:

$$\varphi_y gR + \varphi_y V^2 \operatorname{tg} \beta = V^2 - gR \operatorname{tg} \beta. \quad (6.27)$$

Значение угла  $\beta$ , соответствующее уравнению (6.27), называют *критическим углом виража по боковому скольжению*  $\beta_\varphi$ , значение скорости  $V$  – *критической скоростью движения на вираже по боковому скольжению*  $V_\varphi$ , значение радиуса поворота  $R$  – *критическим радиусом виража по боковому скольжению*  $R_\varphi$ :

$$\beta_\varphi = \operatorname{arctg} \left( \frac{V^2 - \varphi_y gR}{\varphi_y V^2 + gR} \right); \quad (6.28)$$

$$V_\varphi = \sqrt{\frac{gR(\varphi_y + \operatorname{tg} \beta)}{1 - \varphi_y \operatorname{tg} \beta}}; \quad (6.29)$$

$$R_\varphi = \frac{V^2(1 - \varphi_y \operatorname{tg} \beta)}{g(\varphi_y + \operatorname{tg} \beta)}. \quad (6.30)$$

Показатели устойчивости против бокового скольжения возрастают с увеличением коэффициента бокового сцепления  $\varphi_y$ . Из уравнения (6.29) следует, что при  $\beta = \operatorname{arctg} (1/\varphi_y)$  скольжения автомобиля не произойдет при сколь угодно большой скорости движения.

### 3. Условие безопасности автомобиля

Скольжение наступит раньше опрокидывания автомобиля, если критическая скорость по скольжению  $V_\varphi$  будет меньше критической скорости по опрокидыванию  $V_{\text{опр}}$  на вираже ( $V_\varphi < V_{\text{опр}}$ ), то есть:

$$\sqrt{\frac{gR(\varphi_y + \operatorname{tg} \beta)}{1 - \varphi_y \operatorname{tg} \beta}} < \sqrt{\frac{gR(B + 2h_g \operatorname{tg} \beta)}{2h_g - B \operatorname{tg} \beta}}. \quad (6.31)$$

Решение неравенства (6.31) имеет вид:

$$\varphi_y < \frac{B}{2h_g}. \quad (6.32)$$

**Коэффициент поперечной устойчивости.** Формулы (6.9), (6.17) и (6.32) показывают, что боковое скольжение предшествует боковому опрокидыванию, если выполняется неравенство  $\varphi_y < B / (2h_g)$ . Это условие является универсальным для устойчивости автомобиля при действии на него сил тяжести и инерции, а также совместном действии обеих сил.

## Конструктивный параметр

$$\eta_{п.у} = \frac{B}{2h_g} \quad (6.33)$$

называют *коэффициентом поперечной устойчивости автомобиля*.

При эксплуатации коэффициент поперечной устойчивости изменяется, так как высота центра масс  $h_g$  зависит от степени загрузки, а у грузовых автомобилей – от вида груза. Обычно  $\eta_{п.у}$  приводят для автомобиля без нагрузки и при полной нагрузке.

Для надёжного выполнения условий (6.9), (6.17) и (6.32) следует принимать наибольшее значение *коэффициента поперечного сцепления* в условиях, для которых предназначен данный автомобиль. Обычно  $\varphi_y$  не превышает значений 0,7...0,9. Для выполнения условия безопасности желательно, чтобы  $\eta_{п.у} \geq 1$ . На основании статистического анализа многих современных автомобилей установлено, что коэффициент поперечной устойчивости при полной нагрузке составляет 0,9...1,2 у легковых автомобилей, 0,6...0,8 у грузовых и 0,5...0,7 у автобусов.

Приведённые значения  $\eta_{п.у}$  свидетельствуют о том, что его требуемые величины практически всегда обеспечивают у легковых автомобилей и в большинстве случаев для грузовых автомобилей без груза. У грузовых автомобилей и автопоездов с полной нагрузкой, особенно при перевозке грузов малой плотности, контейнеров, некоторых специальных грузов, обеспечение требуемой величины  $\eta_{п.у}$  затруднительно. Низкие значения  $\eta_{п.у}$  у некоторых автомобилей, предназначенных для монтажа на их шасси технологических установок (автокранов, бетономешалок и др.), имеющих высокое расположение центра масс. Недостаточной поперечной устойчивостью по опрокидыванию обладают двухэтажные автобусы, самосвалы, автомобили повышенной проходимости.

В действительности приведённые значения коэффициента поперечной устойчивости оказываются меньше из-за поперечного крена кузова.

При расчёте коэффициента поперечной устойчивости *ширину колеи B* вычисляют как среднее арифметическое значение колеи передних и задних колёс. При расчёте поперечной устойчивости *автопоезда* отдельно вычисляют  $\eta_{п.у}$  тягача и прицепа. Обычно поперечная устойчивость прицепов ниже, чем тягачей, поэтому устойчивость автопоездов определяет устойчивость прицепов.

Правильный выбор величины коэффициента поперечной устойчивости уменьшает опасность опрокидывания, но не устраняет её полностью. Если при боковом скольжении колёс одно из них или несколько одновременно упрутся в препятствие, резко замедляющее скорость бокового перемещения, то возникает поперечная сила инерции, приложенная в центре масс, способная вызвать опрокидывание автомобиля даже при  $\eta_{п.у} > 1$ . Расчётами подтверждено, что для большинства автомобилей минимальное значение скорости, при превышении которого произойдёт опрокидывание, составляет 5...6 м/с.

## 6.4. Устойчивость автомобиля против заноса

**Устойчивость автомобильного колеса.** В общем случае движения автомобильное колесо (рис. 6.5) нагружено нормальной  $F_z$ , продольной  $F_x$ , боковой  $F_y$  силами и крутящим моментом  $T_k$ . В площади контакта колеса с опорной поверхностью возникают реакции дороги на колесо: от нормальной силы – нормальная  $R_z$ , от продольной и крутящего момента – продольная  $R_x$  и от боковой силы – боковая  $R_y$ .

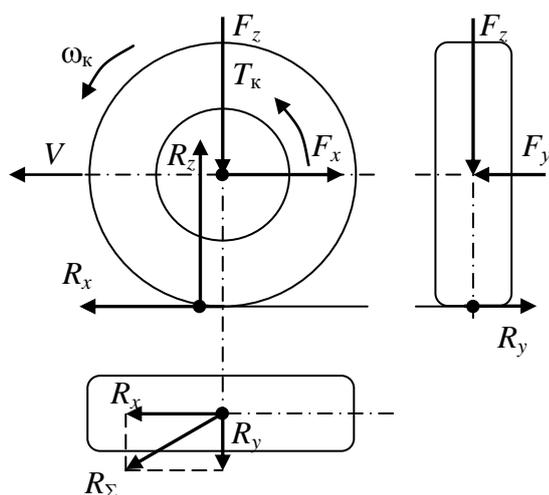


Рис. 6.5. Силы, действующие на автомобильное колесо

на автомобильное колесо

дорогой. Коэффициент  $\varphi$  зависит от *направления скольжения* пятна контакта колеса по опорной поверхности, совпадающего с направлением реакции  $R_\Sigma$ . При скольжении в плоскости вращения колеса коэффициент сцепления –  $\varphi_x$ , в направлении, перпендикулярном ей –  $\varphi_y$ , в произвольном направлении –  $\varphi$ . Экспериментально доказано, что  $\varphi$  изменяется по *эллиптическому закону* с осями эллипса  $\varphi_x$  и  $\varphi_y$ , причем  $\varphi_{\min} = \varphi_x$ ,  $\varphi_{\max} = \varphi_y$ . Таким образом, коэффициент сцепления изменяется в пределах –  $\varphi_x \leq \varphi \leq \varphi_y$ .

Из выражений (6.34) и (6.35) можно найти величину боковой реакции, при действии которой не будет происходить бокового скольжения (заноса) колеса:

$$R_x^2 + R_y^2 \leq \varphi^2 R_z^2, \quad (6.36)$$

откуда

$$R_y \leq \sqrt{\varphi^2 R_z^2 - R_x^2}. \quad (6.37)$$

Из неравенства (6.37) *предельное по сцеплению значение боковой реакции*, при котором начинается боковое скольжение (занос) колеса:

$$R_{y\max} = \sqrt{\varphi^2 R_z^2 - R_x^2}. \quad (6.38)$$

В контакте колеса с опорной поверхностью возникает горизонтальная реакция, представляющая геометрическую сумму продольной  $R_x$  и боковой  $R_y$  реакций:

$$R_\Sigma = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}. \quad (6.34)$$

Для движения колеса без скольжения необходимо, чтобы горизонтальная реакция не превышала максимального значения, равного силе сцепления с опорной поверхностью:

$$R_\Sigma \leq R_{\max} = \varphi R_z, \quad (6.35)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления колеса с

Ранее были введены понятия:  $k_y = R_y / R_z$  – коэффициент боковой силы;  $k_x = R_x / R_z$  – коэффициент продольной силы. После деления уравнения (6.38) на  $R_z$  получают выражение для *предельного по сцеплению коэффициента боковой силы*:

$$k_{y\max} = \sqrt{\varphi^2 - k_x^2}. \quad (6.39)$$

Из выражений (6.38) и (6.39) следует, что устойчивость колеса против бокового скольжения тем выше, чем больше сила или коэффициент сцепления и меньше продольная реакция дороги или коэффициент продольной силы.

Наиболее устойчиво в боковом направлении *ведомое колесо*, у которого продольная реакция при движении с постоянной скоростью ( $\varepsilon_k = 0$ ) равна силе сопротивления качению ( $R_x = f R_z$ ). Таким образом, у ведомого колеса:

$$k_{y\max} = \sqrt{\varphi^2 - f^2}. \quad (6.40)$$

На сухом асфальтобетонном покрытии  $\varphi_x = 0,6 \dots 0,8$ ,  $f = 0,015 \dots 0,02$  и  $k_{y\max} \approx \varphi$ .

Колесо, работающее в *ведущем* или *тормозном* режиме, хуже противостоит заносу, чем ведомое колесо. При полном буксовании или полном юзе:

$$k_{y\max} = \sqrt{\varphi^2 - \varphi_x^2}. \quad (6.41)$$

Поскольку  $\varphi \approx \varphi_x$ , при буксовании или экстренном торможении для возникновения бокового скольжения колеса достаточно небольшой боковой силы.

**Устойчивость против заноса одной из осей автомобиля.** При рассмотрении поперечной устойчивости автомобиля было принято допущение о том, что при заносе обе оси двухосного автомобиля скользят в боковом направлении одновременно. Такое явление в практике наблюдается редко. Гораздо чаще раньше начинают скользить колёса одной оси – передней или задней, поэтому приходится рассматривать устойчивость не всего автомобиля, а одной из его осей.

*Условия устойчивости по боковому скольжению (заносу):*

- передних колёс

$$\Sigma R_{y1} \leq \sqrt{\varphi_1^2 \Sigma R_{z1}^2 - \Sigma R_{x1}^2}; \quad (6.42)$$

- задних колёс

$$\Sigma R_{y2} \leq \sqrt{\varphi_2^2 \Sigma R_{z2}^2 - \Sigma R_{x2}^2}, \quad (6.43)$$

где  $\Sigma R_{y1}$  и  $\Sigma R_{y2}$  – суммарные боковые реакции;  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – коэффициенты сцепления;  $\Sigma R_{z1}$  и  $\Sigma R_{z2}$  – суммарные нормальные реакции;  $\Sigma R_{x1}$  и  $\Sigma R_{x2}$  – суммарные продольные реакции на передние и задние колёса соответственно.

Эти же условия устойчивости по боковому скольжению (заносу) в безразмерном виде:

$$k_{y1} \leq \sqrt{\varphi_1^2 - k_{x1}^2}; \quad (6.44)$$

$$k_{y2} \leq \sqrt{\varphi_2^2 - k_{x2}^2}. \quad (6.45)$$

Если принять  $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$ , то у двухосных неполноприводных автомобилей устойчивость против заноса зависит от того, какая ось ведущая. У переднеприводного автомобиля  $k_{x1} = \gamma_{T1} - f$ , где  $\gamma_{T1} = T_{T1} / (\sum R_{z1} r_{д})$  – удельная тяговая сила передних колёс,  $k_{x2} = f$ . Так как  $k_{x1} > k_{x2}$ ,  $k_{y1} < k_{y2}$ , и следовательно, раньше произойдёт занос передней оси. У заднеприводного автомобиля  $k_{x1} = f$ ,  $k_{x2} = \gamma_{T2} - f$ . При  $k_{x2} > k_{x1}$ ,  $k_{y2} < k_{y1}$ , поэтому раньше произойдёт занос задней оси.

Боковой занос передней или задней оси по-разному влияет на устойчивость автомобиля.

Рассматривают три случая бокового заноса: 1) занос передней оси; 2) занос задней оси; 3) занос обеих осей.

### 1. Прямолинейное движение

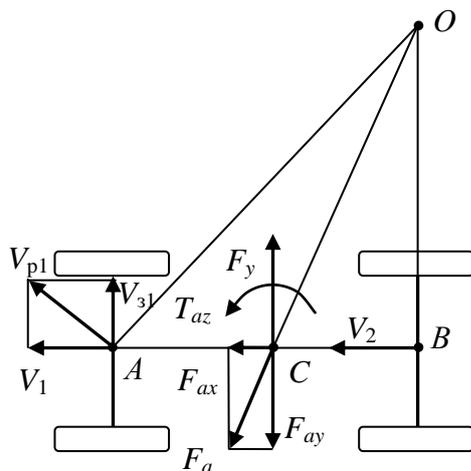


Рис. 6.6. Занос передней оси автомобиля при прямолинейном движении

При прямолинейном движении занос одной из осей может произойти под действием боковой силы  $F_y$ , вызванной боковым ветром или составляющей силы тяжести на косогоре.

При движении автомобиля со скоростью  $V = V_1 = V_2$  и заносе его передней оси со скоростью  $V_{31}$  (рис. 6.6) она перемещается в направлении результирующей скорости  $V_{p1}$ , представляющей геометрическую сумму скоростей  $V_1$  и  $V_{31}$ . Задняя ось движется в направлении вектора скорости  $V_2$ . В результате автомобиль будет совершать поворот вокруг центра  $O$ , что приведёт к возникновению центробежной силы  $F_a$  и инерционного момента  $T_{az}$ .

Боковая составляющая центробежной силы  $F_{ay}$  и инерционный момент  $T_{az}$  противодействуют повороту передней части автомобиля в сторону начавшегося заноса и автоматически устраняют его.

Таким образом, переднеприводные автомобили с передними управляемыми колёсами более устойчивы против бокового заноса, хотя занос управляемых колёс приводит к частичной потере управляемости. Следует также иметь в виду, что занос передней оси может произойти при резком разгоне, когда значительно уменьшаются нормальные реакции на передние колёса, а также при

аварийном торможении, когда передние колёса нагружены большими продольными реакциями.

При заносе задней оси (рис. 6.7) мгновенный центр поворота  $O$  лежит на продолжении передней оси. Возникающие при повороте вокруг точки  $O$  инерционная сила  $F_{ay}$  и инерционный момент  $T_{az}$  действуют в направлении заноса, усиливая его. Устранить занос задней оси можно лишь изменением условий движения.

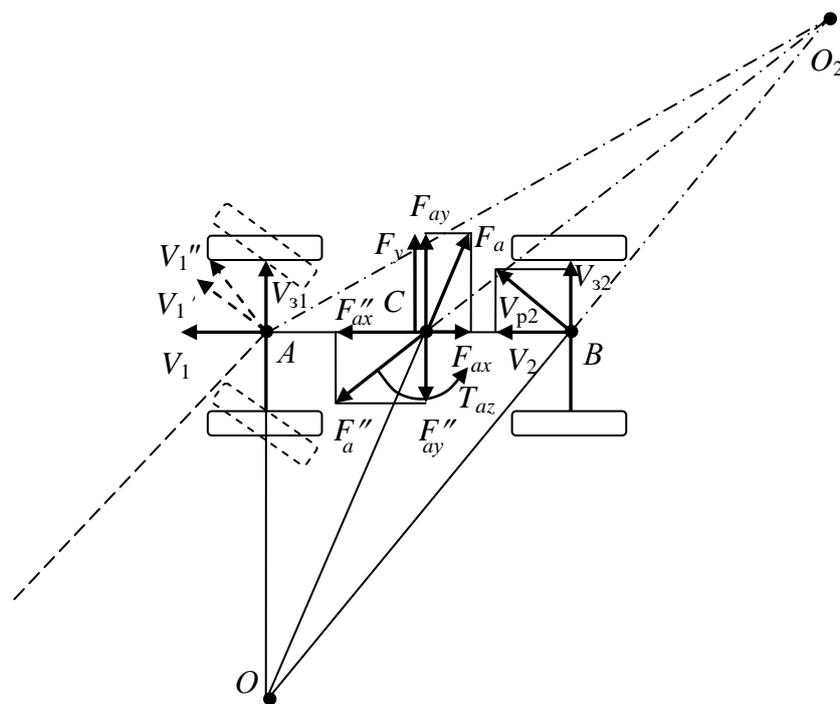


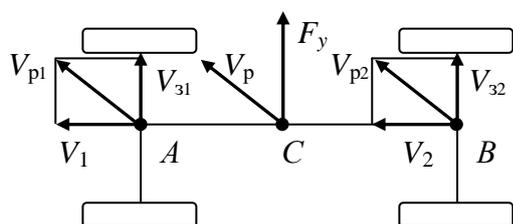
Рис. 6.7. Занос задней оси автомобиля при прямолинейном движении

Обычно рекомендуют поворачивать управляемые колёса в сторону заноса. При повороте управляемых колёс меняется положение центра поворота. Радиус поворота при этом увеличивается, уменьшая величину центробежной силы  $F_a = m_a V^2 / R$ . Если при повороте передних колёс вектор скорости передней оси  $V_1'$  будет параллелен вектору скорости задней оси  $V_{p2}$ , автомобиль перестанет поворачиваться и начнёт двигаться поступательно в направлении векторов  $V_1'$  и  $V_{p2}$ . При повороте передних колёс на ещё бóльший угол центр поворота  $O_2$  окажется с противоположной стороны автомобиля. Поперечная составляющая центробежной силы  $F''_{ay}$  будет направлена в сторону, противоположную заносу, что может привести к его ослаблению или прекращению.

Приведённое рассуждение не совсем точно, так как оно не учитывает действия инерционного момента  $T_{az}$ . Занос протекает очень быстро, и угловая скорость поворота управляемых колёс  $\dot{\theta}$  может при этом во много раз превышать эксплуатационную. В этих условиях вторая составляющая  $F''_{ay}$  боковой

силы, пропорциональная  $\dot{\theta}$ , согласно формуле (5.90), достигает большой величины и, соответственно, возрастает боковая реакция на заднюю ось.

Если  $\rho_z^2 > ab$ , боковая реакция на заднюю ось в момент начала поворота передних колёс направлена от центра поворота. Следовательно, для гашения заноса у такого автомобиля передние колёса надо поворачивать в сторону, противоположную заносу задней оси. Если  $\rho_z^2 < ab$ , реакция  $R_{y2}$ , согласно формуле (5.97), всегда направлена к центру поворота и для гашения заноса управляемые колёса следует повернуть в направлении скольжения. Но при этом резкий поворот передних колёс в сторону заноса может вызвать скольжение оси уже в обратную сторону, поэтому сразу после прекращения заноса колёса следует вернуть в нейтральное положение.



**Рис. 6.8. Занос передней и задней осей при прямолинейном движении**

*При заносе передней и задней осей одновременно (рис. 6.8) и с одинаковой скоростью автомобиль движется прямолинейно, но под углом к прежнему направлению движения. Такой случай возможен при экстренном торможении с одновременным доведением всех колёс до предела по сцеплению, а также у полноприводного автомобиля при одновременном буксовании передних и задних*

колёс.

Данный случай заноса наиболее опасен, так как погасить его поворотом управляемых колёс невозможно. У автомобилей без регуляторов тормозных сил при проектировании тормозной системы максимальные величины тормозных сил на передних колёсах ограничивают не силами сцепления, а несколько меньшими. Эффективным средством предотвращения бокового заноса обеих осей автомобиля является применение в тормозном приводе антиблокировочных систем.

## 2. Круговое движение

При установившемся круговом движении максимальные боковые реакции на передние и задние колёса вычисляются по формулам (5.107) и (5.108):

$$\Sigma R_{y1\max} = \frac{G_{a1} V_{\phi 1}^2}{gR}; \quad \Sigma R_{y2\max} = \frac{G_{a2} V_{\phi 2}^2}{gR},$$

где  $V_{\phi 1}$  и  $V_{\phi 2}$  – критические скорости установившегося кругового движения автомобиля по боковому скольжению передних и задних колёс соответственно.

Нормальные реакции, действующие на передние и задние колёса, согласно (1.137) и (1.138),  $\Sigma R_{z1} = m_{R1} G_{a1}$ ;  $\Sigma R_{z2} = m_{R2} G_{a2}$ . После подстановки  $\Sigma R_{y1\max}$ ,

$\Sigma R_{y2\max}$ ,  $\Sigma R_{z1}$  и  $\Sigma R_{z2}$  в уравнение (6.38) получают:

$$\frac{G_{a1}V_{\varphi1}^2}{gR} = m_{R1}G_{a1}\sqrt{\varphi_1^2 - k_{x1}^2}; \quad (6.46)$$

$$\frac{G_{a2}V_{\varphi2}^2}{gR} = m_{R2}G_{a2}\sqrt{\varphi_2^2 - k_{x2}^2}. \quad (6.47)$$

Считая, что  $m_{R1} = m_{R2} = 1$ , и решая уравнения (6.46) и (6.47) относительно  $V_{\varphi1}$  и  $V_{\varphi2}$ , получают:

$$V_{\varphi1} = \sqrt{gR\sqrt{\varphi_1^2 - k_{x1}^2}}; \quad (6.48)$$

$$V_{\varphi2} = \sqrt{gR\sqrt{\varphi_2^2 - k_{x2}^2}}. \quad (6.49)$$

Из формул (6.48) и (6.49) видно, что причинами неравенства критических скоростей по боковому скольжению передних и задних колёс могут быть неравенство коэффициентов сцепления ( $\varphi_1 \neq \varphi_2$ ) и различия в величинах продольных реакций ( $k_{x1} \neq k_{x2}$ ).

Разница в коэффициентах сцепления возможна из-за установки на передние и задние колёса шин с различной степенью износа протектора, неодинаковых нормальных нагрузок на колёса, различий в сцепных свойствах опорной поверхности и др.

Если предположить, что  $\varphi_1 = \varphi_2$ , то главной причиной неравенства  $V_{\varphi1}$  и  $V_{\varphi2}$  является разница в величинах продольных сил и пропорциональных им коэффициентов  $k_{x1}$  и  $k_{x2}$ . При  $k_{x1} > k_{x2}$  раньше произойдёт занос передних колёс, при  $k_{x1} < k_{x2}$  – задних, при  $k_{x1} = k_{x2}$  – передних и задних колёс одновременно.

В тяговом режиме меньшая критическая скорость по боковому скольжению всегда будет у ведущей оси неполноприводного автомобиля, и, следовательно, у автомобиля с задней ведущей осью  $V_{\varphi2} < V_{\varphi1}$ , а у переднеприводного  $V_{\varphi1} < V_{\varphi2}$ . При торможении соотношение критических скоростей по боковому скольжению зависит от коэффициента распределения тормозных сил  $\beta_\tau$ . У автомобилей с регуляторами тормозных сил и АБС при торможении на повороте  $V_{\varphi1} = V_{\varphi2}$ , при их отсутствии соотношение между  $V_{\varphi1}$  и  $V_{\varphi2}$  зависит от коэффициента сцепления колёс с опорной поверхностью. При  $\varphi_x < \varphi_{xp}$ ,  $V_{\varphi1} < V_{\varphi2}$ , при  $\varphi_x > \varphi_{xp}$   $V_{\varphi2} < V_{\varphi1}$ .

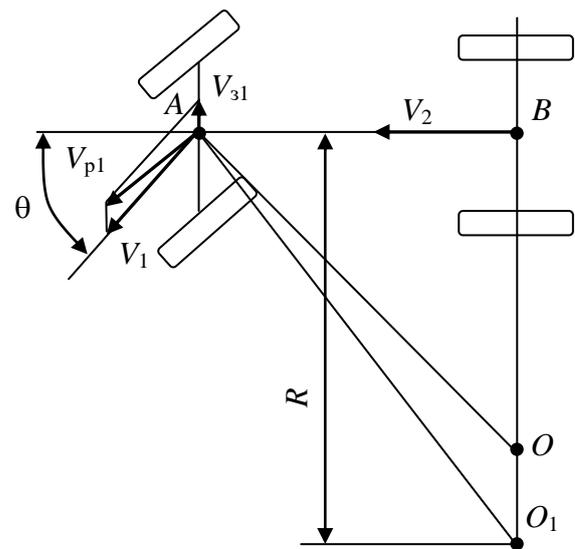


Рис. 6.9. Занос передней оси автомобиля при круговом движении

Характер кругового движения при заносе передней и задней осей неодинаковый. Если критическая скорость по боковому скольжению передней оси меньше, чем задней ( $V_{\phi 1} < V_{\phi 2}$ ), то при скорости автомобиля  $V$ , большей  $V_{\phi 1}$ , но меньшей  $V_{\phi 2}$ , начнётся занос передней оси со скоростью  $V_{31}$  (рис. 6.9). Вектор результирующей скорости  $V_{p1}$ , представляющий геометрическую сумму скорости  $V_1$  середины передней оси и скорости заноса  $V_{31}$ , переместится в сторону заноса. Вектор скорости  $V_2$  середины задней оси останется направленным вдоль продольной оси  $AB$ . В результате этого центр поворота из точки  $O$  – центра поворота автомобиля – при отсутствии заноса обеих осей переместится в точку  $O_1$ , а расстояние  $R$  от центра поворота до продольной оси увеличится.

Согласно формулам (5.107) и (5.108), при постоянной скорости движения и увеличении  $R$  уменьшаются боковые силы, действующие на колёса передней и задней осей. Уменьшение  $R_{y1}$  вызовет снижение скорости  $V_{31}$  до такой величины, при которой боковое скольжение передних колёс в сочетании с их поворотом на угол  $\theta$  обеспечит движение по окружности с радиусом, определяемым по формуле (6.16). Таким образом, начавшийся занос передней оси автоматически прекращается.

Однако при достижении скорости  $V_{\phi 1}$  автомобиль частично теряет управляемость. Это выражается в том, что из-за бокового скольжения его управляемых колёс радиус поворота оказывается больше того, который бы имел место

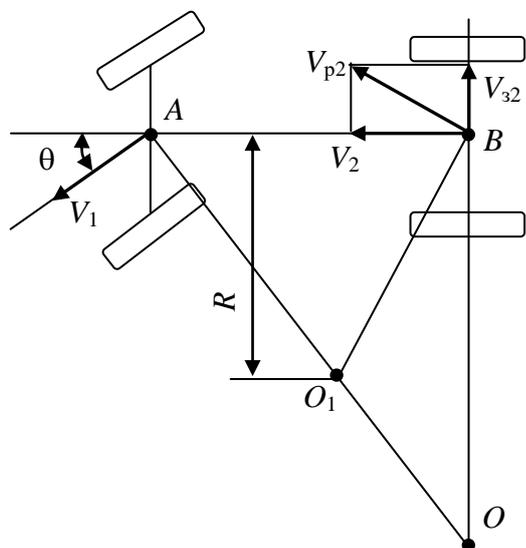


Рис. 6.10. Занос задней оси автомобиля при круговом движении

при том же угле их поворота  $\theta$ , но при отсутствии бокового скольжения. При неизменной скорости движения водитель не может уменьшить радиус поворота путём увеличения угла  $\theta$ .

Если критическая скорость по боковому скольжению задней оси меньше, чем передней ( $V_{\phi 2} < V_{\phi 1}$ ), то при скорости  $V < V_{\phi 2}$  центр поворота  $O$  лежит на продолжении задней оси (рис. 6.10). Когда скорость автомобиля превысит  $V_{\phi 2}$ , но останется меньше  $V_{\phi 1}$ , начнётся занос задней оси со скоростью  $V_{32}$  и вектор результирующей скорости  $V_{p2}$ , равный геометрической сумме скорости  $V_2$  середины задней оси и скорости заноса  $V_{32}$ , отклонится от продольной оси автомобиля в сторону заноса. Вектор скорости  $V_1$  середины передней оси сохранит своё направление под углом  $\theta$  к продольной оси автомобиля. Центр поворота при этом переместится в точку  $O_1$  и расстояние  $R$  от центра поворота до продольной оси уменьшится.

Вектор скорости  $V_1$  середины передней оси сохранит своё направление под углом  $\theta$  к продольной оси автомобиля. Центр поворота при этом переместится в точку  $O_1$  и расстояние  $R$  от центра поворота до продольной оси уменьшится.



Центр подрессоренной массы  $C_{\text{п}}$  расположен на расстоянии  $a_{\text{п}}$  от передней оси,  $b_{\text{п}}$  от задней оси и  $h_{\text{п}}$  от поверхности дороги (рис. 6.11). Он не совпадает с центром масс  $C$  всего автомобиля, а расположен несколько выше его ( $h_{\text{п}} > h_g$ ) и смещён вперёд, так как неподдресоренная масса передней оси несколько меньше неподдресоренной массы задней оси.

Под действием боковых сил и моментов происходит поперечный наклон, или *крен*, подрессоренной массы относительно неподдресоренных. При крене происходит поворот подрессоренной массы относительно некоторой прямой  $M_1M_2$ , называемой *осью крена*. Ось крена проходит через центры крена – передний  $M_1$  и задний  $M_2$ . Центром крена называют точку, относительно которой поворачивается передняя или задняя часть подрессоренной массы в плоскости, проходящей перпендикулярно дороге через оси передних или задних колёс.

Положение центра крена зависит от *кинематики подвески*. При нахождении центра крена используют принцип обратимости, заключающийся в том, что траекторию перемещения колёс определяют относительно неподвижного кузова в процессе деформации упругих элементов подвески. В конструкции независимой подвески на двух поперечных рычагах (рис. 6.12) вертикальные колебания левого колеса вызывают перемещения точек  $A$  и  $B$  в направлениях, перпендикулярных рычагам. Мгновенный центр скоростей колеса располагается на пересечении линий, являющихся продолжением этих рычагов, то есть в точке  $K$ .

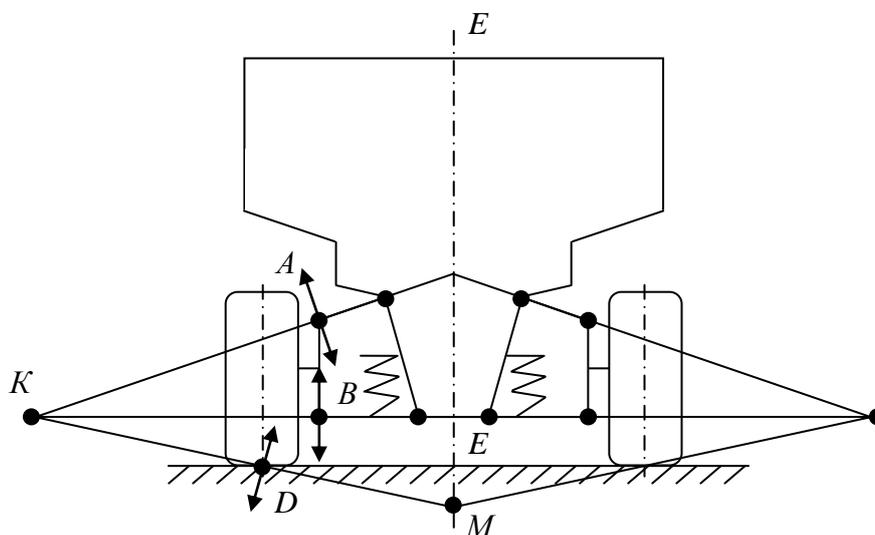


Рис. 6.12. Схема определения положения центра крена с подвеской на двух поперечных рычагах

Точка  $D$ , являющаяся серединой площадки контакта шины с дорогой, перемещается перпендикулярно линии  $MK$ . Правая и левая подвески симметричны относительно вертикальной оси автомобиля  $E-E$  – следовательно, центр крена располагается на пересечении линий  $MK$  правого и левого колёс в точке  $M$ , которая находится в продольной плоскости симметрии автомобиля. Таким

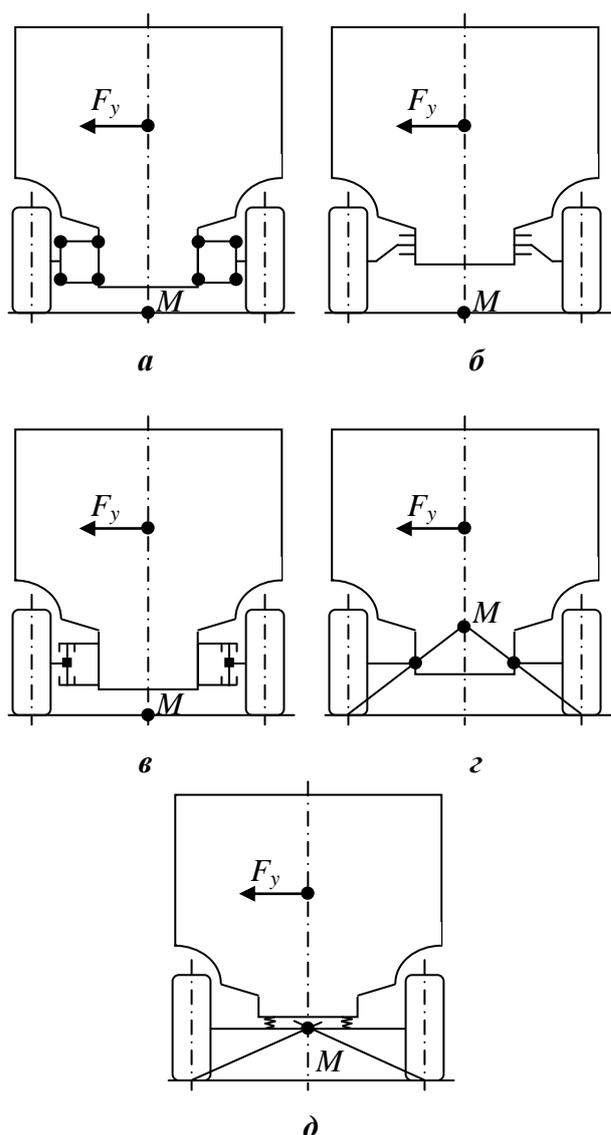
образом, взаимное пересечение перпендикуляров к направлению перемещений середин площадок контакта левого и правого колёс, происходящее при наклоне опорной поверхности в продольной плоскости симметрии автомобиля, определяет мгновенный центр поворота подрессоренной массы. В рассмотренном случае он располагается несколько ниже опорной поверхности дороги.

Подвески, обеспечивающие вертикальные перемещения колёс, перпендикулярные опорной поверхности дороги, – параллелограммная на двух поперечных рычагах (рис. 6.13, а), на продольных рычагах (рис. 6.13, б), свечная (рис. 6.13, в), можно рассматривать как двухрычажные, имеющие бесконечно длинные рычаги. Центр крена кузова автомобиля с такими конструкциями подвесок находится на поверхности дороги. Центр крена кузова при независимой подвеске на одном поперечном рычаге (рис. 6.13, з) располагается выше оси колёс. При зависимой подвеске на продольных полуэллиптических рессорах (рис. 6.13, д) центр крена находится в плоскости, проходящей через ушки рессор, то есть на высоте немного большей радиуса колёс.

Ось крена у грузовых автомобилей, имеющих переднюю и заднюю зависимые подвески, расположена параллельно поверхности дороги на высоте, примерно равной радиусу колёс. У легковых автомобилей с передней независимой и задней зависимой подвесками или независимой подвеской на одном поперечном рычаге ось крена расположена наклонно (рис. 6.11).

Боковая сила, приложенная в центре подрессоренной массы или в боковом метацентре (центре парусности), действует на плече  $h_{\lambda}$  относительно оси крена и создаёт момент  $T_{кр}$ , вызывающий поперечный крен подрессоренной массы. Длину перпендикуляра, опущенного из точки приложения боковой силы на ось крена, называют *плечом крена*  $h_{\lambda}$ .

Плечо крена рассчитывают из геометрических соотношений (рис. 6.11). На рисунке 6.11 обозначены:



**Рис. 6.13. Положение центра крена подрессоренной массы при различных кинематических схемах подвесок:**  
 а – параллелограммная на двух поперечных рычагах; б – на продольных рычагах; в – свечная; з – на одном поперечном рычаге; д – зависимая

$C_{\pi}M = h_{\lambda}$  – плечо крена;  $O_1B = a_{\pi}$ ;  $O_2B = b_{\pi}$ ;  $C_{\pi}B = h_{\pi}$  – расстояния от центра подрессоренной массы до передней и задней осей и опорной поверхности дороги;  $O_1O_2 = L$  – база автомобиля;  $M_1O_1 = h_1$  и  $M_2O_2 = h_2$  – расстояния переднего и заднего центров крена до опорной поверхности дороги;  $M_1M_2 = l$  – длина оси крена;  $C_{\pi}A = m$ ;  $AD = n$ .

Из подобия треугольников  $C_{\pi}MA$  и  $M_1EM_2$   $C_{\pi}M / M_1E = C_{\pi}A / M_1M_2$ ;  $C_{\pi}M = h_{\lambda}$ ;  $M_1E = O_1O_2 = L$ ;  $C_{\pi}A = m$ ;  $M_1M_2 = l$ ;  $h_{\lambda} / L = m / l$ , откуда

$$h_{\lambda} = \frac{mL}{l}. \quad (6.50)$$

Размер  $m = C_{\pi}A$  можно найти, зная длины отрезков  $C_{\pi}B = h_{\pi}$ ;  $AD = n$  и  $BD = M_1O_1 = h_1$ ;  $C_{\pi}A = C_{\pi}B + BD - AD$ , то есть:

$$m = h_{\pi} + h_1 - n. \quad (6.51)$$

Размер  $n = BD$  определяют из подобия треугольников  $M_1BD$  и  $M_1M_2E$ :  $BD / M_1D = M_2E / M_1E$ ;  $BD = n$ ;  $M_1D = O_1B = a_{\pi}$ ;  $M_2E = M_2O_2 + O_2E = M_2O_2 + O_1M_1 = h_1 + h_2$ ;  $M_1E = O_1O_2 = L$ ;  $n / a_{\pi} = (h_1 + h_2) / L$ , откуда

$$n = \frac{a_{\pi}(h_1 + h_2)}{L}. \quad (6.52)$$

После подстановки  $n$ , по выражению (6.52), в (6.51) получают:

$$m = h_{\pi} - \frac{a_{\pi}h_2 - b_{\pi}h_1}{L}. \quad (6.53)$$

Длину оси крена  $l = M_1M_2$  находят из треугольника  $M_1M_2E$ , в котором  $M_1E = O_1O_2 = L$ ;  $M_2E = M_2O_2 + O_2E = M_2O_2 + O_1M_1 = h_1 + h_2$ ;  $M_1M_2^2 = M_1E^2 + M_2E^2$  или  $l^2 = L^2 + (h_1 + h_2)^2$ , откуда

$$l = \sqrt{L^2 + (h_1 + h_2)^2} \approx L, \quad (6.54)$$

так как у реальных автомобилей  $h_1 + h_2 \ll L$ , поэтому  $h_1 + h_2 \approx 0$ . Подставив выражения  $m$  и  $l$ , по формулам (6.53) и (6.54), в исходное уравнение (6.50), получают приближённое выражение для плеча крена  $h_{\lambda}$ :

$$h_{\lambda} \approx h_{\pi} - \frac{a_{\pi}h_2 - b_{\pi}h_1}{L}. \quad (6.55)$$

Под действием момента крена

$$T_{кр} = F_y h_{\lambda} \quad (6.56)$$

подрессоренная масса поворачивается вокруг оси крена на угол  $\lambda$ , называемый углом крена подрессоренной массы (кузова):

$$\lambda = \frac{T_{кр}}{c_{\lambda}}, \quad (6.57)$$

где  $c_{\lambda}$  – угловая жёсткость подвески.

Угловая жёсткость подвески численно равна моменту (Н · м), который вызывает крен подрессоренной массы на угол в 1 рад и имеет размерность (Н · м) / рад. Угловую жёсткость зависимой рессорной подвески рассчитывают по схеме, приведённой на рис. 6.14. Под действием момента крена

$$T_{кр} = c'_\lambda \lambda \quad (6.58)$$

кузов поворачивается относительно оси крена. Левая рессора при этом сжимается, а правая растягивается на величину  $\Delta_p$ . Упругие силы  $F_p$  левой и правой рессор создают *восстанавливающий момент*:

$$T_b = F_p B_p, \quad (6.59)$$

где  $B_p$  – рессорная колея автомобиля, равная расстоянию между левой и правой рессорами.

Упругая сила рессоры равна произведению нормальной жёсткости  $c_p$  на нормальную деформацию  $\Delta_p$ :

$$F_p = \eta_p c_p \Delta_p, \quad (6.60)$$

где  $\eta_p$  – коэффициент, учитывающий увеличение нормальной жёсткости рессор при скручивании в поперечном направлении;  $\eta_p = 1,05 \dots 1,25$ .

Из треугольника  $ABD$ , где  $AB = B_p / 2$ ,  $BD = \Delta_p$ :

$$\Delta_p = 0,5 B_p \operatorname{tg} \lambda \approx 0,5 B_p \lambda. \quad (6.61)$$

С учётом выражения (6.61):

$$F_p = 0,5 \eta_p c_p B_p \lambda, \quad (6.62)$$

тогда

$$T_b = 0,5 \eta_p c_p B_p^2 \lambda. \quad (6.63)$$

Момент крена равен восстанавливающему моменту ( $T_{кр} = T_b$ ). Приравняв правые части уравнений (6.58) и (6.63), получают формулу для расчёта *угловой жёсткости зависимой рессорной подвески*:

$$c'_\lambda = 0,5 \eta_p B_p^2 c_p. \quad (6.64)$$

Аналогично рассчитывают *угловую жёсткость независимой подвески*:

$$c''_\lambda = 0,5 B^2 c_{пр}, \quad (6.65)$$

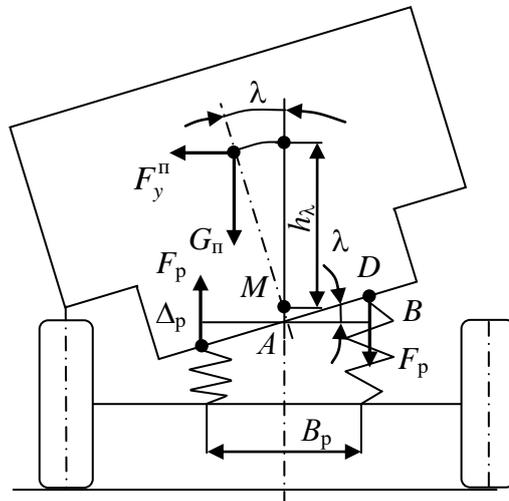


Рис. 6.14. Схема для расчёта угловой жёсткости зависимой подвески

где  $B$  – колея автомобиля;  $c_{\text{пр}}$  – нормальная жёсткость упругого элемента подвески (пружины, торсиона), приведённая к колесу.

Величина угла крена поддрессоренной массы оказывает значительное влияние на поперечную устойчивость автомобиля, поэтому её регламентируют нормативными документами. Для того чтобы обеспечить нормативную величину угла крена следует при заданной величине боковой силы  $F_y$  уменьшать плечо крена  $h_\lambda$  (6.56) и увеличивать угловую жёсткость подвески  $c_\lambda$  (6.57).

*Плечо крена снижают* уменьшением высоты расположения центра поддрессоренной массы и повышением оси крена. Первое достигают снижением габаритной высоты автомобиля, более низким расположением тяжёлых агрегатов и сидений, применением материалов малой плотности и облегчением конструкции кузова. Второе обеспечивают выбором соответствующих кинематических схем подвесок.

*Увеличения угловой жёсткости подвески* достигают расположением упругих элементов в подвеске, применением подвесок с нелинейной прогрессивной характеристикой и установкой стабилизаторов поперечной устойчивости.

Подвеска с нелинейной характеристикой позволяет получить ту же частоту собственных колебаний поддрессоренной массы, что и подвеска с линейной характеристикой, но при меньших прогибах упругих элементов. *Стабилизатор поперечной устойчивости* позволяет увеличить угловую жёсткость подвески, не изменяя её нормальной жёсткости. При расчёте угловой жёсткости подвески следует учитывать угловую жёсткость стабилизатора поперечной устойчивости  $c_{\text{ст}}$ , а также угловую жёсткость установленных в подвеске резиновых элементов (втулок, подушек, ограничителей хода)  $c_{\text{р.э.}}$ .

*Суммарную угловую жёсткость подвесок* рассчитывают по формулам:

- зависимой

$$c'_{\lambda c} = c'_\lambda + c_{\text{ст}} + c_{\text{р.э.}}; \quad (6.66)$$

- независимой

$$c''_{\lambda c} = c''_\lambda + c_{\text{ст}} + c_{\text{р.э.}}. \quad (6.67)$$

*Угловая жёсткость подвески автомобиля*  $c_\lambda$  равна сумме угловых жёсткостей передней и задней подвесок  $c_{\lambda 1}$  и  $c_{\lambda 2}$ :

$$c_\lambda = c_{\lambda 1} + c_{\lambda 2}. \quad (6.68)$$

## **Влияние крена поддрессоренной массы на поперечную устойчивость автомобиля**

### *1. Поперечная устойчивость автомобиля на косогоре (рис. 6.15)*

При движении на косогоре силы тяжести поддрессоренных  $G_{\text{п}}$  и неподдрессоренных  $G_{\text{н}}$  частей представляют геометрическую сумму нормальных и боковых сил –  $G_{\text{н}}^{\text{п}} = G_{\text{п}} \cos \beta$ ;  $F_{y_i}^{\text{п}} = G_{\text{п}} \sin \beta$ ;  $G_{\text{н}}^{\text{н}} = G_{\text{н}} \cos \beta$ ;  $F_{y_i}^{\text{н}} = G_{\text{н}} \sin \beta$ , где  $\beta$  – угол

косогора. При крене кузова центр поддрессоренной массы  $C_{\Pi}$  поворачивается на угол крена  $\lambda$  относительно центра крена  $M$  и смещается в положение  $C'_{\Pi}$ . Составляющие  $G_{\Pi}^{\Pi}$  и  $F_{yi}^{\Pi}$  на плечах  $h_{\lambda}\cos\lambda$  и  $h_{\lambda}\sin\lambda$ , где  $h_{\lambda}$  – плечо крена, создают относительно точки  $M$  моменты, которые уравниваются моментом упругих сил подвески  $T_{\text{в}} = T_{\text{кр}} = c_{\lambda} \lambda$ , где  $c_{\lambda}$  – суммарная угловая жёсткость передней и задней подвесок:

$$\Sigma T_M = 0;$$

$$F_{yi}^{\Pi} h_{\lambda} \cos\lambda + G_{\Pi}^{\Pi} S_{\Pi} = c_{\lambda} \lambda. \quad (6.69)$$

В уравнении (6.69)  $S_{\Pi} = h_{\lambda} \sin\lambda$ . Обычно углы крена не превышают  $10^{\circ}$ . При малых углах  $\lambda \cos\lambda \approx 1$ ;  $\sin\lambda \approx \lambda$ ;  $S_{\Pi} \approx h_{\lambda} \lambda$ . С учётом принятого допущения после подстановки в уравнение (6.69) выражений входящих в него сил оно приобретает следующий вид:

$$G_{\Pi} h_{\lambda} \sin\beta + G_{\Pi} h_{\lambda} \lambda \cos\beta = c_{\lambda} \lambda, \quad (6.70)$$

откуда угол крена поддрессоренной массы:

$$\lambda = \frac{G_{\Pi} h_{\lambda} \sin\beta}{c_{\lambda} - G_{\Pi} h_{\lambda} \cos\beta}. \quad (6.71)$$

Из формулы (6.71) видно, что угол крена возрастает при увеличении боковой силы  $G_{\Pi} \sin\beta$ , плеча крена  $h_{\lambda}$  и снижается при увеличении угловой жёсткости подвески  $c_{\lambda}$ .

Для нахождения условия опрокидывания автомобиля необходимо составить уравнение моментов относительно точки  $O$ , находящейся на опорной поверхности дороги на равном расстоянии  $B/2$  от правых и левых колёс автомобиля:

$$\Sigma T_O = 0; F_{yi}^{\Pi} h_{\Pi} + G_{\Pi}^{\Pi} S_{\Pi} + F_{yi}^{\text{H}} r_{\text{д}} + \frac{\Sigma R_{\text{зп}} B}{2} - \frac{\Sigma R_{\text{сп}} B}{2} = 0. \quad (6.72)$$

$$G_{\Pi} h_{\Pi} \sin\beta + G_{\Pi} h_{\lambda} \cos\beta + G_{\Pi} r_{\text{д}} \sin\beta + \frac{\Sigma R_{\text{зп}} B}{2} - \frac{\Sigma R_{\text{сп}} B}{2} = 0. \quad (6.73)$$

В начале опрокидывания  $\Sigma R_{\text{зп}} = 0$ . При этом  $\beta = \beta_{\text{опр}}$ , а  $\Sigma R_{\text{сп}} = G_{\Pi}^{\Pi} + G_{\Pi}^{\text{H}} = G_{\text{а}} \cos\beta_{\text{опр}}$ . Обычно  $G_{\Pi} \ll G_{\Pi}^{\Pi}$ , поэтому без большой погрешности результатов

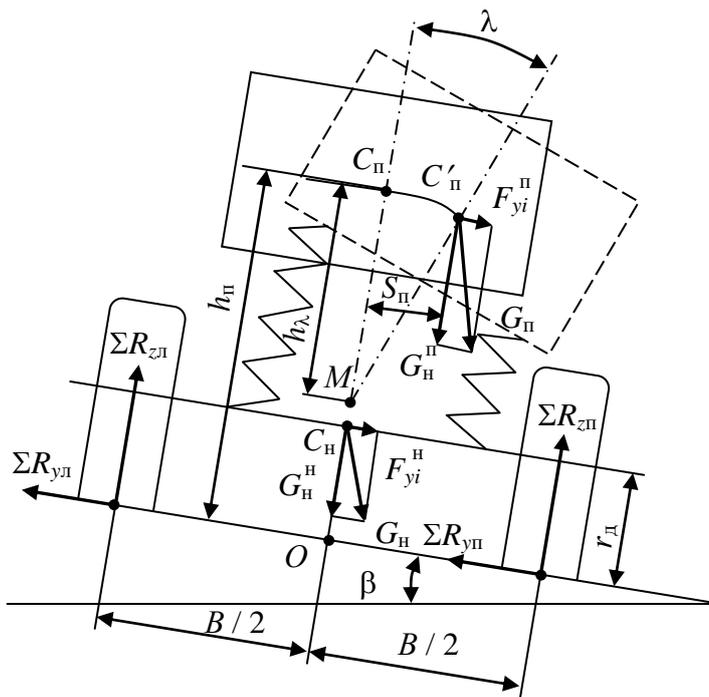


Рис. 6.15. Силы, действующие на автомобиль при движении на косогоре с учётом крена кузова

расчёта считают, что  $F_{yi}^H r_d \approx 0$ ;  $F_{yi}^H = F_{yi} = G_a \sin \beta_{\text{опр}}$ ;  $G_H^H = G_H = G_a \cos \beta_{\text{опр}}$ . С учётом принятых допущений уравнение моментов в начале опрокидывания приобретает вид:

$$G_a h_{\Pi} \sin \beta_{\text{опр}} + G_a h_{\lambda} \cos \beta_{\text{опр}} = 0,5 G_a B \cos \beta_{\text{опр}}. \quad (6.74)$$

Подставив в уравнение (6.74) выражение угла крена, по формуле (6.71), получают:

$$h_{\Pi} \sin \beta_{\text{опр}} + \frac{G_{\Pi} h_{\lambda}^2 \sin \beta_{\text{опр}} \cos \beta_{\text{опр}}}{c_{\lambda} - G_{\Pi} h_{\lambda} \cos \beta_{\text{опр}}} = 0,5 B \cos \beta_{\text{опр}}, \quad (6.75)$$

откуда

$$0,5 B \cos \beta_{\text{опр}} - h_{\Pi} \sin \beta_{\text{опр}} = \frac{G_{\Pi} h_{\lambda}^2 \sin \beta_{\text{опр}} \cos \beta_{\text{опр}}}{c_{\lambda} - G_{\Pi} h_{\lambda} \cos \beta_{\text{опр}}}. \quad (6.76)$$

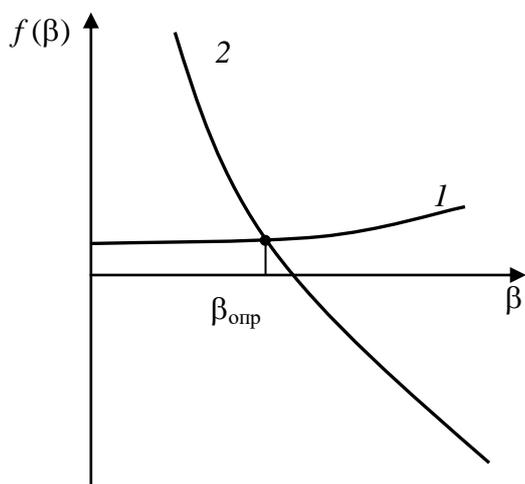


Рис. 6.16. Определение критического угла косогора

Трансцендентное уравнение (6.76) проще всего решать графически. Для этого, задавшись несколькими значениями угла косогора  $\beta$ , вычисляют значение сначала левой, а затем правой частей уравнения. Построив кривые 1 и 2 (рис. 6.16), соответствующие левой и правой частям, по точке их пересечения находят *критический угол косогора по опрокидыванию*  $\beta_{\text{опр}}$ , при котором начнётся опрокидывание автомобиля.

При абсолютно жёсткой подвеске, когда  $c_{\lambda} = \infty$ , а  $h_{\Pi} = h_g$ , уравнение (6.76) приобретает вид ранее выведенного уравнения (6.3):  $\text{tg } \beta_{\text{опр}} = B / (2 h_g)$ .

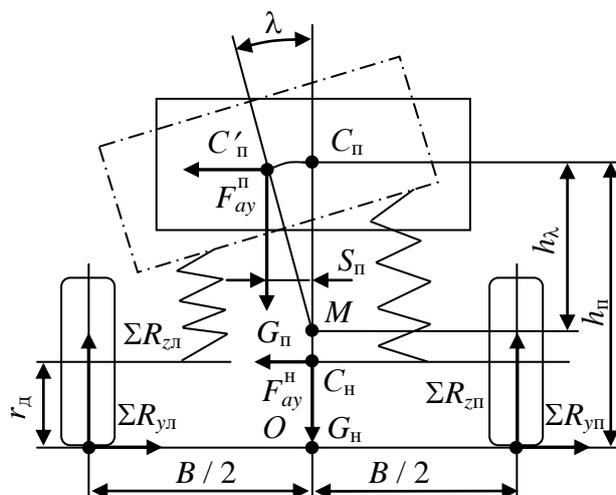


Рис. 6.17. Силы, действующие на автомобиль при круговом движении на горизонтальной

автомобиля при установившемся круговом движении на горизонтальной дороге (рис. 6.17)

При движении по кругу на подрессоренную массу действуют сила тяжести  $G_{\Pi}$  и центробежная сила  $F_{ay}^{\Pi} = G_{\Pi} V^2 / (gR)$ , на неподдресоренные массы – сила тяжести  $G_{\Pi}$  и центробежная сила  $F_{ay}^{\Pi} = G_{\Pi} V^2 / (gR)$ . Плечи сил  $F_{ay}^{\Pi}$  и  $G_{\Pi}$   $h_{\lambda} \cos \lambda$  и  $S_{\Pi} = h_{\lambda} \sin \lambda$  при малых углах крена  $\lambda$ , не более  $10^{\circ}$ , когда  $\cos \lambda \approx 1$ , а  $\sin \lambda \approx \lambda$ , становятся равными  $h_{\lambda}$  и  $h_{\lambda} \lambda$  соответственно.

Уравнение моментов относительно центра крена – точки  $M$ :

$$\Sigma T_M = 0; F_{ay}^{\Pi} h_{\lambda} + G_{\Pi} h_{\lambda} \lambda = c_{\lambda} \lambda, \quad (6.77)$$

откуда находят угол крена подрессоренной массы:

$$\lambda = \frac{F_{ay}^{\Pi} h_{\lambda}}{c_{\lambda} - G_{\Pi} h_{\lambda}}. \quad (6.78)$$

Уравнение моментов относительно точки  $O$ :

$$\Sigma T_O = 0; -F_{ay}^{\Pi} h_{\Pi} - G_{\Pi} S_{\Pi} - F_{ay}^{\Pi} r_d + \frac{\Sigma R_{z\Pi} B}{2} - \frac{\Sigma R_{z\Pi} B}{2} = 0, \quad (6.79)$$

где  $h_{\Pi}$  – высота центра подрессоренной массы;  $r_d$  – динамический радиус колёс.

В начале опрокидывания  $\Sigma R_{z\Pi} = 0$ . Скорость, при которой происходит опрокидывание, называют критической скоростью по опрокидыванию автомобиля  $V_{\text{опр}}$ . При опрокидывании  $\Sigma R_{z\Pi} = G_{\Pi} + G_{\Pi} = G_a$ . Обычно  $F_{ay}^{\Pi} \ll F_{ay}^{\Pi}$ , поэтому  $F_{ay}^{\Pi} r_d \approx 0$ ;  $F_{ay}^{\Pi} \approx F_{ay} = G_a V_{\text{опр}}^2 / (gR)$ . Тогда уравнение (6.79) приобретает вид:

$$\frac{G_a B}{2} = F_{ay}^{\Pi} h_{\Pi} + G_{\Pi} S_{\Pi}. \quad (6.80)$$

В уравнении (6.80)  $S_{\Pi}$  вычисляют по формуле:

$$S_{\Pi} = h_{\lambda} \lambda = \frac{F_{ay}^{\Pi} h_{\lambda}^2}{c_{\lambda} - G_{\Pi} h_{\lambda}}. \quad (6.81)$$

После подстановки  $S_{\Pi}$  в уравнение (6.80) с учётом принятых допущений получают:

$$\frac{G_a B}{2} = F_{ay} \left( h_{\Pi} + \frac{G_{\Pi} h_{\lambda}^2}{c_{\lambda} - G_{\Pi} h_{\lambda}} \right) = \frac{G_a V_{\text{опр}}^2}{gR} \left( h_{\Pi} + \frac{G_{\Pi} h_{\lambda}^2}{c_{\lambda} - G_{\Pi} h_{\lambda}} \right). \quad (6.82)$$

Из уравнения (6.82) получают критическую скорость по опрокидыванию автомобиля:

$$V_{\text{опр}} = \sqrt{\frac{gRB}{2\left(h_{\text{п}} + \frac{G_{\text{п}}h_{\lambda}^2}{c_{\lambda} - G_{\text{п}}h_{\lambda}}\right)}}. \quad (6.83)$$

Согласно уравнению (6.83),  $V_{\text{опр}}$  возрастает при увеличении колеи автомобиля  $B$  и угловой жёсткости подвески  $c_{\lambda}$  и уменьшается при увеличении высоты центра подрессоренной массы  $h_{\text{п}}$  и плеча крена  $h_{\lambda}$ .

У автомобиля с заблокированной подвеской, когда он превращается в жёсткое тело,  $c_{\lambda} = \infty$ ,  $h_{\text{п}} = h_g$ , и уравнение (6.83) трансформируется в ранее выведен-

ное уравнение (6.12):

$$V_{\text{опр}} = \sqrt{\frac{gRB}{2h_g}}$$

Расчёты по формулам (6.83) и (6.12) показывают, что  $V_{\text{опр}}$  с учётом крена подрессоренной массы на 3...8 % меньше, чем при заблокированной подвеске.

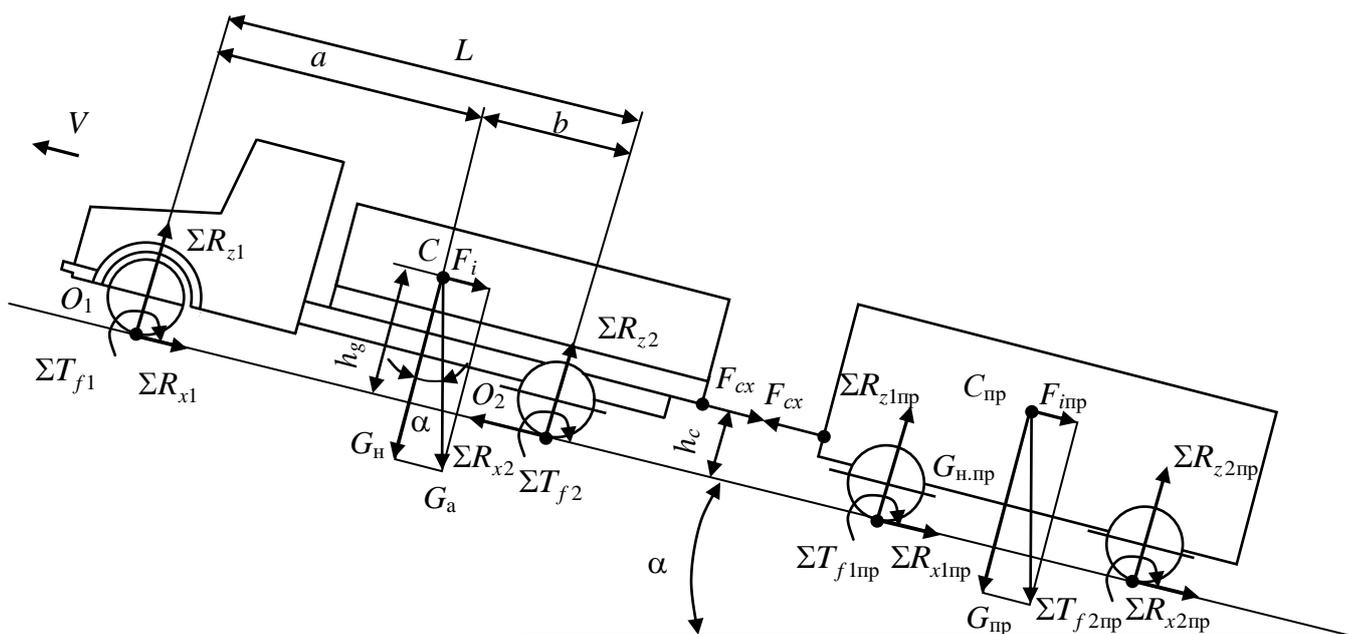
### 6.6. Продольная устойчивость автомобиля

Продольную устойчивость автомобиля рассматривают при движении на подъёмах и спусках. Наименьшей устойчивостью обладают автопоезда, поэтому при определении устойчивости автопоезда рассматривают движение автомобиля-тягача с учётом сил и моментов, действующих на него со стороны прицепа.

При потере устойчивости автомобиль-тягач может опрокинуться вокруг точек контакта передних или задних колёс с дорогой или скользить (сползать) в продольном направлении при буксовании ведущих колёс.

Для облегчения расчётов принимают следующие допущения: 1) автомобиль движется с постоянной скоростью ( $V = \text{const}$ ), поэтому продольная сила инерции  $F_{ax} = 0$ ; 2) при преодолении максимальных уклонов скорость автомобиля мала, поэтому влиянием силы сопротивления воздуха пренебрегают ( $F_B = WV^2 \approx 0$ ); 3) автомобиль считают абсолютно жёстким телом, что позволяет не учитывать изменение положения продольной оси при нормальной деформации подвесок; 4) движение тягача в момент начала буксования считают равномерным.

*Продольная устойчивость автопоезда на подъёме (рис. 6.18)*



**Рис. 6.18.** Силы и моменты, действующие на автопоезд при движении на подъёме

При равномерном движении на подъёме с углом  $\alpha$  в центре масс автомобиля-тягача – точке  $C$  – приложена сила тяжести (веса)  $G_a$ , представляющая геометрическую сумму нормальной  $G_n = G_a \cos\alpha$  и продольной  $F_i = G_a \sin\alpha$  составляющих. На передние и задние колёса автомобиля-тягача действуют суммарные моменты сопротивления качению  $\Sigma T_{f1}$  и  $\Sigma T_{f2}$ ;

$$\Sigma T_{f1} + \Sigma T_{f2} = F_f r_d = f G_a r_d \cos\alpha.$$

В центре масс прицепа – точке  $C_{пр}$  – приложена сила тяжести прицепа  $G_{пр}$ , которую представляют в виде двух составляющих: нормальной  $G_{н.пр} = G_{пр} \cos\alpha$  и продольной  $F_{ипр} = G_{пр} \sin\alpha$ . Колёса прицепа работают в ведомом режиме. Продольные реакции на передние и задние колёса прицепа –  $\Sigma R_{x1пр} = f \Sigma R_{z1пр}$ ;  $\Sigma R_{x2пр} = f \Sigma R_{z2пр}$ ;  $\Sigma R_{хпр} = \Sigma R_{x1пр} + \Sigma R_{x2пр} = f (\Sigma R_{z1пр} + \Sigma R_{z2пр}) = f G_{н.пр} = f G_{пр} \cos\alpha$ .

Сила в сцепном устройстве:

$$F_{cx} = \Sigma R_{хпр} + F_{ипр} = f G_{пр} \cos\alpha + G_{пр} \sin\alpha. \quad (6.84)$$

Координаты центра масс автомобиля-тягача –  $a, b, h_g$ , высота расположения сцепного устройства прицепа над поверхностью дороги –  $h_c$ .

#### 1. Опрокидывание автомобиля-тягача

Опрокидывание автомобиля-тягача произойдёт относительно оси  $O_2$ , проходящей через центры площадок контакта задних колёс с дорогой.

Уравнение моментов относительно оси  $O_2$ :

$$\Sigma T_{O_2} = 0; \Sigma R_{z1} L + \Sigma T_{f1} + \Sigma T_{f2} + F_i h_g + F_{cx} h_c - G_n b = 0, \quad (6.85)$$

откуда

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G_n b - \Sigma T_{f1} - \Sigma T_{f2} - F_i h_g - F_{cx} h_c}{L}. \quad (6.86)$$

В начале опрокидывания нормальные реакции на передние колёса –  $\Sigma R_{z1} = 0$ . Угол подъёма, при котором происходит отрыв передних колёс от дороги, называют *наибольшим* или *предельным углом преодолеваемого подъёма по опрокидыванию автомобиля-тягача* (по отрыву его передних колёс)  $\alpha_{опр}$ .

$$G_a b \cos\alpha_{опр} - f G_a r_d \cos\alpha_{опр} - G_a h_g \sin\alpha_{опр} - f G_{пр} h_c \cos\alpha_{опр} - G_{пр} h_c \sin\alpha_{опр} = 0. \quad (6.87)$$

Решение уравнения (6.87) имеет вид:

$$\operatorname{tg}\alpha_{опр} = \frac{G_a (b - f r_d) - f G_{пр} h_c}{G_a h_g + G_{пр} h_c}, \quad (6.88)$$

откуда

$$\alpha_{опр} = \operatorname{arctg} \left[ \frac{G_a (b - f r_d) - f G_{пр} h_c}{G_a h_g + G_{пр} h_c} \right]. \quad (6.89)$$

Анализ уравнения (6.89) показывает, что увеличение угла  $\alpha_{\text{опр}}$  достигают смещением центра масс автомобиля-тягача к передней оси – когда увеличивается координата  $b$  – и уменьшением веса прицепа  $G_{\text{пр}}$ , высоты центра масс автомобиля-тягача  $h_g$  и расположения сцепного устройства  $h_c$ , коэффициента сопротивления качению  $f$ .

*Частные случаи*

1. Одиночный автомобиль.

При  $G_{\text{пр}} = 0$  уравнение (6.89) приобретает вид:

$$\alpha_{\text{опр}} = \text{arctg} \left( \frac{b - fr_d}{h_g} \right). \quad (6.90)$$

2. Движение одиночного автомобиля на подъёме с покрытием дороги высокого качества (асфальтобетон, цементобетон в отличном состоянии). При этом  $f = 0,012 \dots 0,015$ ,  $fr_d \ll b$  и  $fr_d \approx 0$ :

$$\alpha_{\text{опр}} = \text{arctg} \left( \frac{b}{h_g} \right). \quad (6.91)$$

Анализ выражений (6.89) и (6.90) показывает, что на  $\alpha_{\text{опр}}$  наибольшее влияние оказывает вес прицепа  $G_{\text{пр}}$ . При  $G_{\text{пр}} = G_a$  этот угол примерно на 40% меньше, чем у одиночного автомобиля, а при  $G_{\text{пр}} / G_a = 2$  – на 80%. Изменение положения центра масс весьма существенно влияет на продольную устойчивость одиночного автомобиля: увеличение  $h_g$  на 40% уменьшает  $\alpha_{\text{опр}}$  примерно на 30%, увеличение на 70% соответственно на 50%. Если автомобиль работает в составе автопоезда, то влияние изменения положения центра масс автомобиля-тягача по высоте на угол  $\alpha_{\text{опр}}$  уменьшается: при  $G_{\text{пр}} / G_a = 1$  увеличение  $h_g$  на 40% снижает предельный угол на 20%, а увеличение на 70% соответственно на 40%. Снижение высоты расположения тягово-сцепного устройства в 2 раза уменьшает  $\alpha_{\text{max}}$  примерно на 15%.

2. *Буксование ведущих колёс автомобиля-тягача*

Наибольший угол преодолеваемого подъёма автопоездом зависит от колёсной формулы и расположения ведущих колёс автомобиля-тягача. Возможны три компоновочные схемы движителя автомобиля-тягача: 1) неполноприводный автомобиль 4×2, ведущие колёса задние; 2) неполноприводный автомобиль 4×2, ведущие колёса передние; 3) двухосный полноприводный автомобиль 4×4.

***Неполноприводный автомобиль 4×2, ведущие колёса задние***

Буксование ведущих колёс наступает при условии, когда тяговая сила достигает предела по сцеплению ( $F_{\text{т0}} = F_{\text{тф}}$ ). Угол подъёма, на котором начинается буксование ведущих колёс, называют *наибольшим углом преодолеваемого подъёма по сцеплению задних ведущих колёс с опорной поверхностью*, или по *буксованию задних ведущих колёс*, –  $\alpha_{\text{ф2}}$ .

Уравнение силового баланса автомобиля-тягача:

$$F_{T0} = F_f + F_i + F_{cx} = F_f + F_i + F_{fnp} + F_{inp}. \quad (6.92)$$

Тяговая сила по сцеплению ведущих колёс с дорогой  $F_{T\phi} = \phi_x \Sigma R_{z2}$ .

Нормальную реакцию на задние ведущие колёса находят из уравнения моментов относительно оси  $O_1$ , проходящей через центры площадок контакта передних колёс с дорогой:

$$\Sigma T_{O1} = 0; G_H a + \Sigma T_{f1} + \Sigma T_{f2} + F_i h_g + F_{cx} h_c - \Sigma R_{z2} L = 0, \quad (6.93)$$

откуда

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G_H a + \Sigma T_{f1} + \Sigma T_{f2} + F_i h_g + F_{cx} h_c}{L}. \quad (6.94)$$

$$F_{T\phi} = \phi_x \frac{G_H a + \Sigma T_{f1} + \Sigma T_{f2} + F_i h_g + F_{cx} h_c}{L}. \quad (6.95)$$

Приравняв правые части уравнений (6.92) и (6.95) и выразив входящие в них силы через функции угла  $\alpha_{\phi 2}$ , получают следующее выражение:

$$\phi_x \frac{G_a a \cos \alpha_{\phi 2} + f G_a r_d \cos \alpha_{\phi 2} + G_a h_g \sin \alpha_{\phi 2} + f G_{np} h_c \cos \alpha_{\phi 2} + G_{np} h_c \sin \alpha_{\phi 2}}{L} = \quad (6.96)$$

$$= f G_a \cos \alpha_{\phi 2} + G_a \sin \alpha_{\phi 2} + f G_{np} \cos \alpha_{\phi 2} + G_{np} \sin \alpha_{\phi 2}.$$

Решение уравнения (6.96) имеет вид:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\phi 2} = \frac{G_a [\phi_x (a + f r_d) - f L] - f G_{np} (L - \phi_x h_c)}{G_a (L - \phi_x h_g) + G_{np} (L - \phi_x h_c)}, \quad (6.97)$$

откуда

$$\alpha_{\phi 2} = \operatorname{arctg} \left\{ \frac{G_a [\phi_x (a + f r_d) - f L] - f G_{np} (L - \phi_x h_c)}{G_a (L - \phi_x h_g) + G_{np} (L - \phi_x h_c)} \right\}. \quad (6.98)$$

Из уравнения (6.98) видно, что  $\alpha_{\phi 2}$  возрастает при увеличении коэффициента сцепления  $\phi_x$ , расстояния  $a$  от центра масс автомобиля-тягача до передней оси, высоты центра масс автомобиля-тягача  $h_g$  и расположения тягово-сцепного устройства  $h_c$  и уменьшении веса прицепа  $G_{np}$ .

*Частные случаи*

1. Одиночный автомобиль.

При  $G_{np} = 0$  уравнение (6.98) имеет вид:

$$\alpha_{\phi 2} = \operatorname{arctg} \left[ \frac{\phi_x (a + f r_d) - f L}{L - \phi_x h_g} \right]. \quad (6.99)$$

2. Одиночный автомобиль,  $f \ll \phi_x$ . При этом  $f r_d = f L \approx 0$  и

$$\alpha_{\phi 2} = \operatorname{arctg} \left( \frac{\phi_x a}{L - \phi_x h_g} \right). \quad (6.100)$$

Анализ уравнений (6.98) и (6.99) позволяет сделать вывод о том, что наибольшее влияние на угол  $\alpha_{\varphi 2}$  оказывают коэффициент сцепления  $\varphi_x$  и отношение  $G_{\text{пр}}/G_a$ . Снижение коэффициента сцепления с 0,8 до 0,2 приводит к уменьшению  $\alpha_{\varphi 2}$  почти в 4 раза. При  $G_{\text{пр}} = G_a$  угол  $\alpha_{\varphi 2}$ , независимо от величины  $\varphi_x$ , примерно в 2 раза меньше, чем у одиночного автомобиля ( $G_{\text{пр}} = 0$ ), и в 2 раза больше, чем у автопоезда при  $G_{\text{пр}}/G_a = 2$ . Повышение центра масс автомобиля-тягача  $h_g$  на 40% приводит к увеличению  $\alpha_{\varphi 2}$  у одиночного автомобиля примерно на 10% и у автопоезда при  $G_{\text{пр}} = G_a$  – на 7%. Снижение высоты расположения тягово-цепного устройства  $h_c$  у автопоезда при  $G_{\text{пр}} = G_a$  в 2 раза уменьшает  $\alpha_{\varphi 2}$  примерно на 7%.

### ***Неполноприводный автомобиль 4×2, ведущие колёса передние***

Наибольший угол преодолеваемого подъёма по сцеплению передних ведущих колёс с опорной поверхностью  $\alpha_{\varphi 1}$  рассчитывают из условия  $F_{T0} = F_{T\varphi} = \varphi_x \Sigma R_{z1}$ . После подстановки в левую часть выражения  $F_{T0}$ , по формуле (6.92), и в правую часть выражения  $\Sigma R_{z1}$ , по формуле (6.86) получают:

$$\varphi_x \frac{G_a b \cos \alpha_{\varphi 1} - f G_a r_d \cos \alpha_{\varphi 1} - G_a h_g \sin \alpha_{\varphi 1} - f G_{\text{пр}} h_c \cos \alpha_{\varphi 1} - G_{\text{пр}} h_c \sin \alpha_{\varphi 1}}{L} = \quad (6.101)$$

$$= f G_a \cos \alpha_{\varphi 1} + G_a \sin \alpha_{\varphi 1} + f G_{\text{пр}} \cos \alpha_{\varphi 1} + G_{\text{пр}} \sin \alpha_{\varphi 1},$$

откуда

$$\operatorname{tg} \alpha_{\varphi 1} = \frac{G_a [\varphi_x (b - f r_d) - f L] - f G_{\text{пр}} (L + \varphi_x h_c)}{G_a (L + \varphi_x h_g) + G_{\text{пр}} (L + \varphi_x h_c)}; \quad (6.102)$$

$$\alpha_{\varphi 1} = \operatorname{arctg} \left\{ \frac{G_a [\varphi_x (b - f r_d) - f L] - f G_{\text{пр}} (L + \varphi_x h_c)}{G_a (L + \varphi_x h_g) + G_{\text{пр}} (L + \varphi_x h_c)} \right\}. \quad (6.103)$$

Уравнение (6.103) свидетельствует о том, что  $\alpha_{\varphi 1}$  возрастает при увеличении коэффициента сцепления  $\varphi_x$ , расстояния  $b$  от центра масс автомобиля-тягача до задней оси и уменьшении веса прицепа  $G_{\text{пр}}$ , высоты центра масс автомобиля-тягача  $h_g$  и высоты расположения тягово-цепного устройства  $h_c$ .

#### *Частные случаи*

1. Одиночный автомобиль ( $G_{\text{пр}} = 0$ ):

$$\alpha_{\varphi 1} = \operatorname{arctg} \left[ \frac{\varphi_x (b - f r_d) - f L}{L + \varphi_x h_g} \right]. \quad (6.104)$$

2. Одиночный автомобиль,  $f \ll \varphi_x$  и  $f r_d = f L \approx 0$ :

$$\alpha_{\varphi 1} = \operatorname{arctg} \left( \frac{\varphi_x b}{L + \varphi_x h_g} \right). \quad (6.105)$$

### **Полноприводный автомобиль с колёсной формулой 4×4**

Наибольший угол преодолеваемого подъёма по сцеплению всех ведущих колёс с опорной поверхностью  $\alpha_\varphi$  находят из условия  $F_{T0} = F_{T\varphi}$ .  $F_{T0}$  рассчитывают по формуле (6.92):

$$F_{T\varphi} = \varphi_x (\Sigma R_{z1} + \Sigma R_{z2}) = \varphi_x G_H = \varphi_x G_a \cos \alpha_\varphi. \quad (6.106)$$

Приравняв правые части уравнений (6.106) и (6.92), получают:

$$\varphi_x G_a \cos \alpha_\varphi = f G_a \cos \alpha_\varphi + G_a \sin \alpha_\varphi + f G_{\text{пр}} \cos \alpha_\varphi + G_{\text{пр}} \sin \alpha_\varphi. \quad (6.107)$$

Решение уравнения (6.107) имеет вид:

$$\text{tg} \alpha_\varphi = \frac{(\varphi_x - f) G_a - f G_{\text{пр}}}{G_a + G_{\text{пр}}}, \quad (6.108)$$

откуда

$$\alpha_\varphi = \text{arctg} \left[ \frac{(\varphi_x - f) G_a - f G_{\text{пр}}}{G_a + G_{\text{пр}}} \right]. \quad (6.109)$$

Уравнение (6.109) свидетельствует о том, что  $\alpha_\varphi$  возрастает при увеличении коэффициента сцепления  $\varphi_x$ , уменьшении коэффициента сопротивления качению  $f$  и отношения  $G_{\text{пр}} / G_a$ .

#### *Частные случаи*

1. Одиночный автомобиль ( $G_{\text{пр}} = 0$ ):

$$\alpha_\varphi = \text{arctg}(\varphi_x - f). \quad (6.110)$$

2. Одиночный автомобиль,  $f \ll \varphi_x$  и  $f \approx 0$ :

$$\alpha_\varphi = \text{arctg} \varphi_x. \quad (6.111)$$

Расчёты по формулам (6.109)...(6.111) показывают, что на дорогах с твёрдым покрытием при  $\varphi_x = 0,6 \dots 0,75$  автопоезда с полноприводными автомобилями-тягачами способны преодолевать подъёмы  $15 \dots 20^\circ$ , полноприводные одиночные автомобили –  $27 \dots 35^\circ$ .

#### *3. Условие безопасности*

Так как опрокидывание тягача более опасно, чем его скольжение при буксовании ведущих колёс, то условие безопасности будет соблюдаться, если  $\alpha_\varphi < \alpha_{\text{опр}}$ :

1) *неполноприводный автомобиль 4×2, задние ведущие колёса,  $\alpha_{\varphi 2} < \alpha_{\text{опр}}$*

$$\frac{\varphi_x a}{L - \varphi_x h_g} < \frac{b}{h_g}, \quad (6.112)$$

откуда

$$\varphi_x < \frac{b}{h_g}; \quad (6.113)$$

2) неполноприводный автомобиль 4×2, передние ведущие колёса,  $\alpha_{\phi 1} < \alpha_{\text{опр}}$

$$\frac{\varphi_x b}{L + \varphi_x h_g} < \frac{b}{h_g},$$

откуда

$$0 < b L. \quad (6.114)$$

Неравенство (6.114) выполняется всегда, так как  $b > 0$  и  $L > 0$ . Это означает, что переднеприводный автомобиль в принципе не может опрокинуться на подъёме;

3) полноприводный автомобиль,  $\alpha_{\phi} < \alpha_{\text{опр}}$ , то есть зависимость  $\varphi_x < \frac{b}{h_g}$

такая же, как для неполноприводного автомобиля с задними ведущими колёсами.

У автомобилей обычной компоновки условие (6.113) выполняется всегда, поэтому опрокидывание относительно задней оси оказывается практически невозможным. Только для автомобилей специальной компоновки с очень высоким расположением центра масс следует анализировать устойчивость по опрокидыванию при преодолении максимальных подъёмов. К их числу относят автомобили повышенной проходимости, самосвалы, автокраны и др. Опрокидывание становится возможным при перевозке длинномерных грузов на грузовых автомобилях без прицепов, когда центр масс приближается к задней оси и несколько поднимается. Опасность опрокидывания возрастает при перевозке грузов малой плотности, когда расстояние от центра масс до опорной поверхности возрастает. У спортивных и гоночных автомобилей при движении с высокой скоростью нарушение продольной устойчивости может быть вызвано действием силы сопротивления воздуха, уменьшающей нагрузку на передние управляемые колёса.

Анализ формул (6.100), (6.105) и (6.111) показывает, что наибольший угол подъёма способен преодолевать полноприводный автомобиль, наименьший – переднеприводный.

### ***Продольная устойчивость автомобиля на спуске***

На спуске возможно опрокидывание автомобиля относительно передних колёс. У автомобилей обычной компоновки при движении с постоянной скоростью опрокидывание может произойти лишь на спусках крутизной более  $45^\circ$ .

При движении на спуске с переменной скоростью возникают продольные силы инерции, вызывающие перераспределение нормальных реакций на передние и задние колёса, что сказывается на продольной устойчивости автомобиля. Особенно опасно резкое торможение на спуске автомобилей, у которых нагрузка на заднюю ось меньше, чем на переднюю, например: седельного тягача без полуприцепа, грузового автомобиля, имеющего компоновочную схему «кабина над двигателем» в ненагруженном состоянии, переднеприводного легкового автомобиля без пассажиров и др.

Инерционная сила, совпадающая с направлением движения автомобиля, может также возникнуть при ударе о препятствие во время спуска. Возникающий при этом опрокидывающий момент увеличивает вероятность отрыва задних колёс от опорной поверхности.

Опрокидывание автомобиля может также произойти в конце спуска, когда сопротивление дороги при переходе с наклонного участка на горизонтальный резко возрастает. Опрокидывание автомобиля в рассматриваемых условиях происходит из-за подъёма его центра масс, на что расходуется кинетическая энергия автомобиля. Так как кинетическая энергия пропорциональна квадрату скорости движения автомобиля, для уменьшения вероятности опрокидывания скорость спуска должна быть небольшой. Расчёты показывают, что для автомобилей обычной компоновки при предельных углах спуска до  $30^\circ$  скорость движения, исключая возможность опрокидывания, не должна превышать 8...11 км/ч (2...3 м/с).

### 6.7. Курсовая устойчивость автомобиля

*Курсовая устойчивость* характеризует способность автомобиля сохранять заданное значение курсового угла  $\gamma$  под действием возмущений. Курсовую устойчивость оценивают *угловой скоростью поворота* автомобиля  $\omega_a$  вокруг вертикальной оси, проходящей через центр масс автомобиля. Если при движении автомобиля курсовой угол остаётся постоянным ( $\gamma = \text{const}$ ), то  $\omega_a = d\gamma / dt = 0$  и он находится в *асимптотически устойчивом состоянии*. Если во время движения курсовой угол изменяется ( $\gamma = \text{var}$ ), то  $\omega_a = d\gamma / dt \neq 0$ , и автомобиль при этом может находиться в *неасимптотически устойчивом* либо в *неустойчивом состоянии*.

Оценочными критериями курсовой устойчивости служат запас курсовой устойчивости и критическая по курсовой устойчивости скорость движения автомобиля.

*Запас курсовой устойчивости* определяют по взаимному положению точки нейтральной поворачиваемости (центра боковых реакций)  $C_\delta$  и центра масс автомобиля  $C$ . Точку на продольной оси автомобиля, приложение боковой силы в которой не приводит к повороту автомобиля относительно вертикальной оси при нейтральном положении управляемых колёс, называют *точкой нейтральной поворачиваемости* или *центром боковых реакций*.

Автомобиль не совершает поворота, если при действии на него боковой силы  $F_y$  углы увода передней и задней осей одинаковы ( $\delta_1 = \delta_2$ ). Из данного условия определяют положение точки нейтральной поворачиваемости на про-

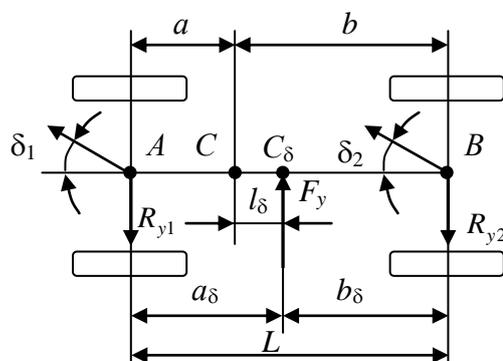


Рис. 6.19. Схема для определения запаса курсовой устойчивости

дольной оси. На рис. 6.19  $a_\delta$  и  $b_\delta$  – координаты точки нейтральной поворачиваемости, представляющие расстояния точки  $C_\delta$  от передней и задней осей автомобиля. При приложении боковой силы  $F_y$  на передние и задние колёса действуют боковые реакции  $R_{y1}$  и  $R_{y2}$ .

При  $\delta_1 = \delta_2$ , согласно уравнению (5.19):

$$\frac{R_{y1}}{k_{y1}} = \frac{R_{y2}}{k_{y2}}, \quad (6.115)$$

где  $k_{y1}$  и  $k_{y2}$  – коэффициенты сопротивления уводу передней и задней осей автомобиля.

Уравнение равновесия автомобиля относительно  $C_\delta$ :

$$R_{y1}a_\delta = R_{y2}b_\delta, \quad (6.116)$$

откуда

$$\frac{R_{y1}}{R_{y2}} = \frac{b_\delta}{a_\delta}. \quad (6.117)$$

Из уравнений (6.115) и (6.117) следует, что:

$$\frac{R_{y1}}{R_{y2}} = \frac{b_\delta}{a_\delta} = \frac{k_{y1}}{k_{y2}}. \quad (6.118)$$

Учитывая, что:

$$a_\delta + b_\delta = L \quad (6.119)$$

и решив совместно уравнения (6.118) и (6.119), получают *координаты точки нейтральной поворачиваемости*:

$$a_\delta = \frac{k_{y2}L}{k_{y1} + k_{y2}}; \quad (6.120)$$

$$b_\delta = \frac{k_{y1}L}{k_{y1} + k_{y2}}. \quad (6.121)$$

Из уравнений (6.120) и (6.121) очевидно, что положение точки нейтральной поворачиваемости зависит от соотношения коэффициентов сопротивления уводу передней и задней осей автомобиля.

Расстояние от центра масс автомобиля  $C$  до точки нейтральной поворачиваемости  $C_\delta$  называют *запасом курсовой устойчивости*:

$$l_\delta = a_\delta - a, \quad (6.122)$$

а отношение запаса курсовой устойчивости к базе  $L$  автомобиля – *коэффициентом запаса курсовой устойчивости*:

$$k = \frac{l_\delta}{L}. \quad (6.123)$$

После подстановки в уравнение (6.122) выражения  $a_\delta$  из (6.120) получают формулу для расчёта запаса курсовой устойчивости:

$$l_\delta = \frac{k_{y2}b - k_{y1}a}{k_{y1} + k_{y2}}. \quad (6.124)$$

Тогда коэффициент запаса курсовой устойчивости:

$$k = \frac{k_{y2}b - k_{y1}a}{L(k_{y1} + k_{y2})}. \quad (6.125)$$

Возможны три случая взаимного расположения точек  $C$  и  $C_\delta$ :

- 1) центр масс совпадает с точкой нейтральной поворачиваемости, при этом  $a_\delta = a$ ,  $l_\delta = 0$  и  $k = 0$ ; автомобиль *не имеет запаса курсовой устойчивости*;
- 2) центр масс впереди точки нейтральной поворачиваемости, при этом  $a_\delta > a$ ,  $l_\delta > 0$  и  $k > 0$ ; автомобиль *обладает положительным запасом курсовой устойчивости*;
- 3) центр масс сзади точки нейтральной поворачиваемости, при этом  $a_\delta < a$ ,  $l_\delta < 0$  и  $k < 0$ ; у автомобиля отрицательный запас курсовой устойчивости, то есть он *неустойчив по угловой скорости  $\omega_a$* .

Движение автомобиля будет различным в зависимости от величины коэффициента запаса курсовой устойчивости при действии боковой силы  $F_y$ , приложенной в центре масс.

Первый случай,  $k = 0$ . Боковая сила, приложенная в центре масс, вызывает одинаковые углы увода передней и задней осей ( $\delta_1 = \delta_2$ ), то есть автомобиль обладает *нейтральной поворачиваемостью* (рис. 6.20). Автомобиль будет двигаться прямолинейно (рис. 6.20, а) под углом  $\delta = \delta_1 = \delta_2$  к прежнему направлению движения.

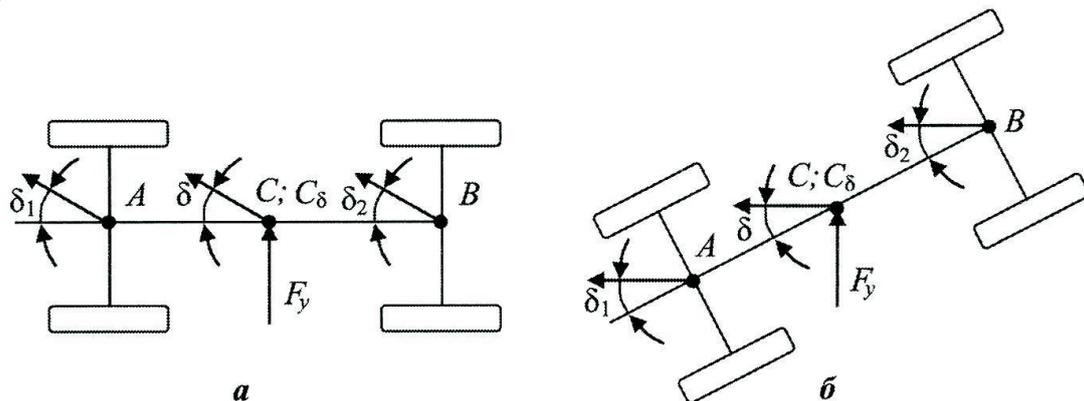


Рис. 6.20. Движение автомобиля при нейтральной поворачиваемости

Для того чтобы автомобиль мог продолжать движение в заданном направлении, водитель должен повернуть управляемые колёса в сторону, противоположную уводу колёс, до такого положения, когда вектор скорости центра масс автомобиля совпадёт с заданным направлением движения (рис. 6.20,

б), после чего управляемые колёса следует вернуть в нейтральное положение.

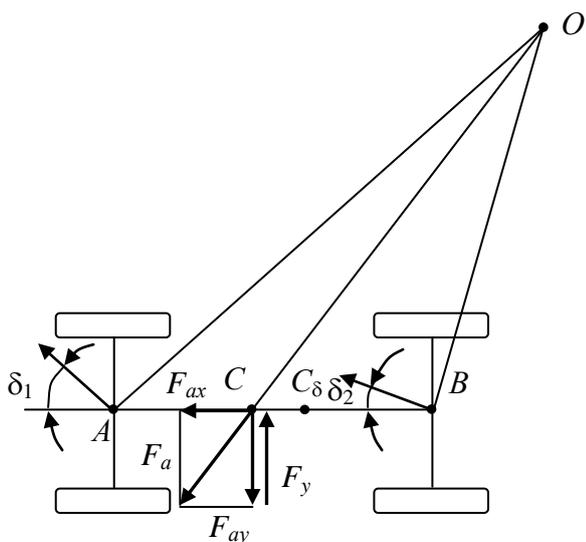


Рис. 6.21. Движение автомобиля при недостаточной поворачиваемости

Второй случай,  $k > 0$ . Точка приложения боковой силы  $F_y$  располагается ближе к передней оси, поэтому угол её увода будет больше, чем задней ( $\delta_1 > \delta_2$ ), то есть автомобиль имеет *недостаточную поворачиваемость* (рис. 6.21). Автомобиль будет совершать поворот вокруг точки  $O$ , расположенной в направлении действия боковой силы, вызвавшей увод осей. При этом возникает центробежная сила  $F_a$ , боковая составляющая которой  $F_{ay}$  направлена в сторону, противоположную боковой силе  $F_y$ . Сила  $F_{ay}$  уравнивает силу  $F_y$ , в результате чего увод быстро уменьшается и прекращается

криволинейное движение. Таким образом, при недостаточной поворачиваемости автомобиль устойчиво сохраняет прямолинейное движение.

Третий случай,  $k < 0$ . Точка приложения боковой силы  $F_y$  располагается ближе к задней оси, поэтому  $\delta_2 > \delta_1$ , то есть автомобиль имеет *избыточную поворачиваемость* (рис. 6.22). Центр поворота  $O$  при этом располагается с той же стороны, с которой действует боковая сила  $F_y$ . Боковая составляющая  $F_{ay}$  возникшей центробежной силы  $F_a$  действует в том же направлении, в каком действует боковая сила  $F_y$ , вызвавшая увод осей. Увод передней и задней осей под действием возросшей боковой силы  $F_y + F_{ay}$  увеличивается, что приводит к уменьшению радиуса поворота и дальнейшему нарастанию боковой силы.

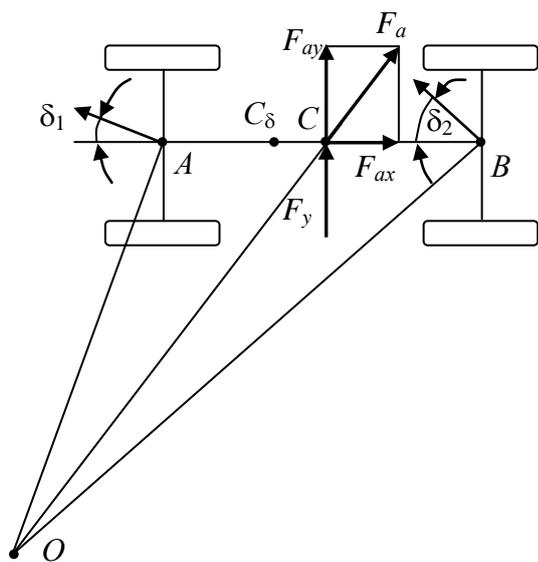


Рис. 6.22. Движение автомобиля при избыточной поворачиваемости

Чтобы сохранить прямолинейное движение автомобиля, водитель должен повернуть управляемые колёса так, чтобы центр поворота  $O$  переместился в точку, расположенную на противоположной стороне автомобиля. Так как при движении автомобиля боковые силы действуют практически непрерывно, водителю приходится постоянно воздействовать на рулевое колесо, чтобы удерживать его на заданной траектории. Таким образом, *курсовое движение автомобиля с избыточной поворачиваемостью неустойчивое*.

Критерием, оценивающим неустойчивое курсовое движение автомоби-

ля, служит критическая по курсовой устойчивости скорость движения.

Рассматривают *круговое движение автомобиля с избыточной поворачиваемостью* ( $\delta_2 > \delta_1$ ) с возрастающей скоростью.

Из уравнения (5.52):

$$\frac{L}{R_\delta} = \theta - \delta_1 + \delta_2. \quad (6.126)$$

Углы увода осей автомобиля, согласно (5.19):

$$\delta_1 = \frac{R_{y1}}{k_{y1}} = \frac{m_{a1}V^2}{k_{y1}R_\delta}; \quad (6.127)$$

$$\delta_2 = \frac{R_{y2}}{k_{y2}} = \frac{m_{a2}V^2}{k_{y2}R_\delta}. \quad (6.128)$$

При увеличении скорости движения возрастают углы увода  $\delta_1$  и  $\delta_2$  и разность между ними  $\delta_2 - \delta_1$ . Для того чтобы удержать автомобиль на круговой траектории радиуса  $R_\delta$ , водитель компенсирует увеличение разности  $\delta_2 - \delta_1$  уменьшением угла поворота управляемых колёс  $\theta$ . При некоторой *скорости*  $V = V_\omega$ , *называемой критической по курсовой устойчивости скоростью*,  $\theta = 0$ , то есть автомобиль совершает круговое движение при нейтральном положении управляемых колёс.

Для расчёта  $V_\omega$  при  $\theta = 0$  в уравнение (6.126) следует подставить выражения (6.127) и (6.128) при  $V = V_\omega$ :

$$\frac{L}{R_\delta} = V_\omega^2 \frac{\frac{m_{a2}}{k_{y2}} - \frac{m_{a1}}{k_{y1}}}{R_\delta}, \quad (6.129)$$

откуда

$$V_\omega = \sqrt{\frac{L}{\frac{m_{a2}}{k_{y2}} - \frac{m_{a1}}{k_{y1}}}}. \quad (6.130)$$

Из формулы (6.130) следует, что критическая по курсовой устойчивости скорость характерна только для автомобиля с избыточной поворачиваемостью, так как при  $\delta_2 > \delta_1$ ,  $m_{a2}/k_{y2} > m_{a1}/k_{y1}$ , и  $V_\omega$  имеет действительное значение. У автомобиля с недостаточной поворачиваемостью при  $\delta_1 > \delta_2$ ,  $m_{a1}/k_{y1} > m_{a2}/k_{y2}$ , и для него понятия критической скорости не существует, так как при отрицательной величине подкоренного выражения  $V_\omega$  – мнимая величина. Автомобиль с нейтральной поворачиваемостью при  $\delta_1 = \delta_2$ , когда  $m_{a1}/k_{y1} = m_{a2}/k_{y2}$ , имеет  $V_{кр} = \infty$ .

Выражение критической по курсовой устойчивости скорости автомобиля, полученное для случая кругового движения, справедливо и для его прямолинейного движения. *Критическая по курсовой устойчивости скорость прямолинейного движения*  $V_{\omega}$  – скорость прямолинейного движения автомобиля, при достижении которой он становится неустойчивым по угловой скорости, то есть при воздействии на автомобиль любого возмущения он входит в криволинейное движение с увеличивающейся кривизной, которое может закончиться заносом или опрокидыванием.

Таким образом, для обеспечения курсовой устойчивости автомобиль должен обладать либо недостаточной поворачиваемостью, либо при избыточной поворачиваемости его критическая по курсовой устойчивости скорость должна быть настолько высокой, чтобы находиться за пределом максимальной скорости ( $V_{\omega} > V_{\max}$ ).

## 6.8. Аэродинамическая устойчивость автомобиля

Из шести составляющих полной аэродинамической силы и полного аэродинамического момента непосредственное влияние на устойчивость оказывают вычисляемые по формулам (1.93) и (1.97) *боковая аэродинамическая сила*  $F_{wy}$  и *поворачивающий аэродинамический момент*  $T_{wz}$ :

$$F_{wy} = 0,5c_y \rho_B A_B V_w^2; T_{wz} = 0,5m_z \rho_B A_B B V_w^2.$$

Под действием составляющих аэродинамической силы  $F_B$  и  $F_{wy}$  и аэродинамического момента  $T_{wx}$  и  $T_{wy}$  происходит перераспределение нормальных реакций на передние и задние, левые и правые колёса автомобиля, что также влияет на его устойчивость.

Воздействия боковой аэродинамической силы  $F_{wy}$  и поворачивающего аэродинамического момента  $T_{wz}$  вызывают увод передней и задней осей автомобиля, оказывающий влияние на изменение курсовых и боковых параметров движения, то есть на *курсую* и *траекторную устойчивость*. Если автомобиль движется по опорной поверхности с малым коэффициентом сцепления, то аэродинамическое воздействие может привести к его *заносу*.

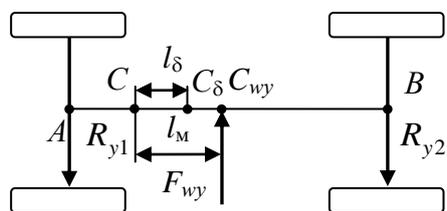


Рис. 6.23. Расположение бокового метацентра и точки нейтральной поворачиваемости

Сила  $F_{wy}$  приложена не в центре масс  $C$ , а в некоторой точке  $C_{wy}$  (рис. 6.23), расположенной от центра масс на таком расстоянии  $l_M$ , что  $F_{wy} l_M = T_{wz}$ . Точку  $C_{wy}$  называют *центром парусности* или *боковым метацентром*. При рассмотрении устойчивости более распространён термин «боковой метацентр».

Из формул (1.93) для  $F_{wy}$  и (1.97) для  $T_{wz}$  следует, что расстояние от центра масс до бо-

кового метацентра:

$$l_M = \frac{m_z B}{c_y}. \quad (6.131)$$

На рис. 6.23 также показано расположение точки нейтральной поворачиваемости  $C_\delta$ , которая находится на расстоянии  $l_\delta$  от центра масс  $C$  автомобиля. Характер движения автомобиля зависит от величины и взаимного расположения  $l_\delta$  и  $l_M$ .

Первый случай.  $l_M = l_\delta$ , боковой метацентр совпадает с точкой нейтральной поворачиваемости. Углы увода передней и задней осей автомобиля под действием боковой аэродинамической силы одинаковы ( $\delta_1 = \delta_2 = \delta$ ) (рис. 6.24, а), и следовательно, автомобиль имеет *нейтральную поворачиваемость*. При не поворнутых управляемых колёсах автомобиль будет продолжать двигаться прямолинейно, но под углом  $\delta$  к прежнему направлению движения.

Для возможности продолжения движения в прежнем направлении водитель должен повернуть управляемые колёса в сторону, противоположную уводу осей, для того чтобы продольная ось автомобиля отклонилась на угол  $\delta$  от направления движения (рис. 6.24, б). Как только векторы скоростей передних и задних колёс окажутся направленными вдоль заданного направления движения, водитель должен вернуть управляемые колёса в нейтральное положение. При этом автомобиль будет продолжать двигаться прямолинейно. После прекращения действия боковой аэродинамической силы водитель поворотом управляемых колёс возвращает автомобиль в первоначальное положение.

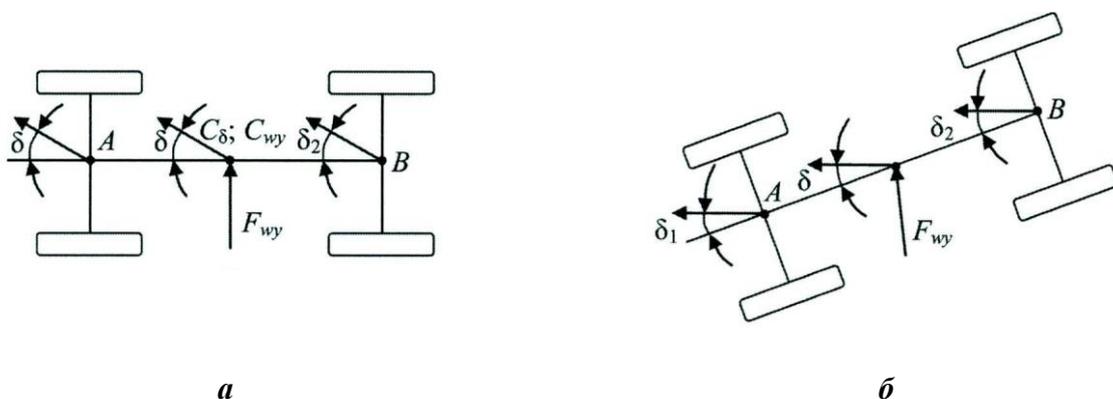
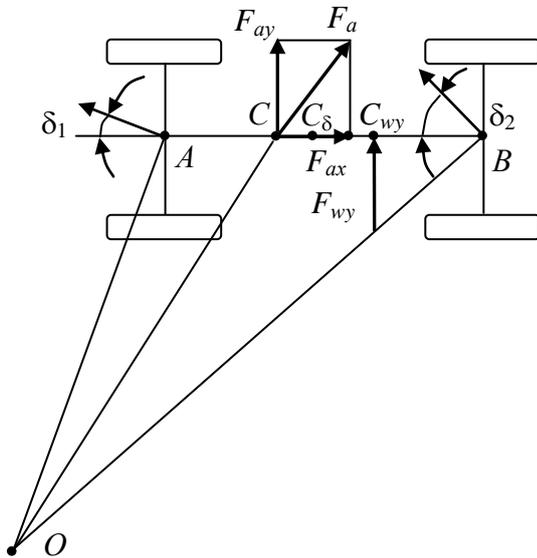


Рис. 6.24. Движение автомобиля с нейтральной поворачиваемостью под действием боковой аэродинамической силы

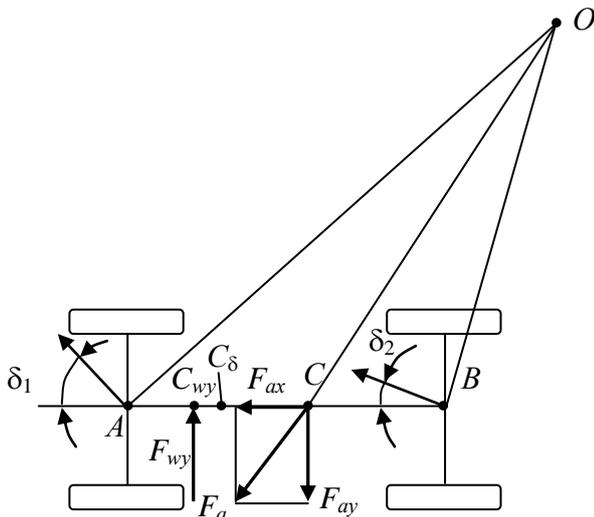
Второй случай.  $l_M > l_\delta$ , боковой метацентр находится позади точки нейтральной поворачиваемости внутри базы автомобиля (рис. 6.25). Так как боковая аэродинамическая сила находится ближе к задней оси, её угол увода  $\delta_2$  больше, чем угол увода передней оси  $\delta_1$  ( $\delta_2 > \delta_1$ ). Следовательно, автомобиль имеет *избыточную поворачиваемость*. Автомобиль будет совершать криволинейное движение вокруг центра поворота  $O$ , в результате чего угол между его

продольной осью и направлением действия силы  $F_{wy}$  уменьшается и вызываемые ею углы увода осей также будут уменьшаться.

Возникающая при повороте автомобиля боковая сила инерции  $F_{ay}$  совпадает по направлению с силой  $F_{wy}$  и препятствует уменьшению углов увода  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . Если при этом угол увода задней оси остаётся бóльшим угла увода передней оси, автомобиль будет поворачиваться в прежнем направлении, но все менее интен-



**Рис. 6.25.** Движение автомобиля с избыточной поворачиваемостью под действием боковой аэродинамической силы



**Рис. 6.26.** Движение автомобиля с недостаточной поворачиваемостью под действием боковой аэродинамической силы

сивно, давая возможность водителю повернуть управляемые колёса в обратную сторону.

Таким образом, автомобиль с избыточной поворачиваемостью при действии боковой аэродинамической силы обладает достаточной устойчивостью движения благодаря тому, что его боковое смещение за счёт увода осей в значительной мере будет компенсироваться его поворотом в противоположную сторону и продолжающимся движением вперёд.

Третий случай.  $l_m > l_\delta$ , боковой метацентр находится впереди точки нейтральной поворачиваемости внутри базы автомобиля (рис. 6.26). Боковая аэродинамическая сила располагается ближе к передней оси, вследствие чего угол увода передней оси больше, чем задней ( $\delta_1 > \delta_2$ ), то есть автомобиль обладает недостаточной поворачиваемостью. Поворот автомобиля вокруг центра  $O$  происходит в сторону бокового смещения, вызванного уводом осей, в результате чего отклонение его продольной оси от направления движения возрастает.

Возникающая при повороте боковая сила инерции  $F_{ay}$  действует в сторону, противоположную  $F_{wy}$ , и уменьшает углы увода  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . Однако при этом силы  $F_{wy}$  и  $F_a$  создают поворачивающий момент на плече  $l_m$ , направленный в сторону вращения автомобиля вокруг центра  $O$ , вследствие чего возможно настолько быстрое нарушение курсовой

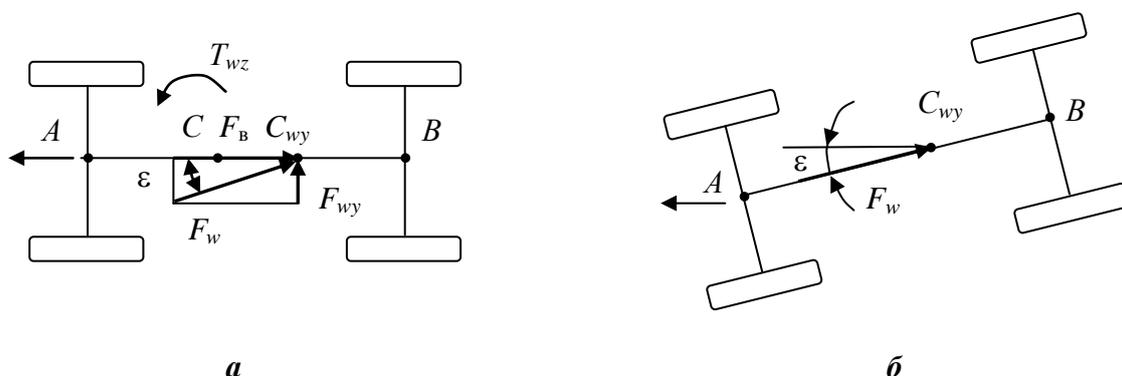
устойчивости, что водитель не успеет принять необходимых мер для его предотвращения.

Если при  $l_m > l_\delta$  боковой метацентр расположен впереди вне базы автомобиля, то приложенная в нём боковая аэродинамическая сила вызовет увод передней оси на угол  $\delta_1$  в сторону ее действия и увод задней оси на угол  $\delta_2$  в противоположную сторону. Боковое смещение при этом невелико, но будет происходить интенсивный поворот вокруг центра  $O$  в сторону действия силы  $F_{wy}$ , который может привести к *потере устойчивости автомобиля*. Данный случай является наиболее опасным из всех рассмотренных.

Возможна потеря устойчивости движения под действием силы бокового ветра вследствие заноса автомобиля на дороге с малым коэффициентом сцепления. Такая ситуация может возникнуть при движении автомобиля по обледенелой дороге, когда дует сильный боковой ветер. Поведение автомобиля будет зависеть от взаимного расположения бокового метацентра и центра масс.

Первый случай. *Боковой метацентр совпадает с центром масс*. Под действием силы бокового ветра произойдет одновременный занос передней и задней осей и автомобиль будет двигаться прямолинейно в направлении вектора силы бокового ветра. Схема движения автомобиля показана на рис. 6.24.

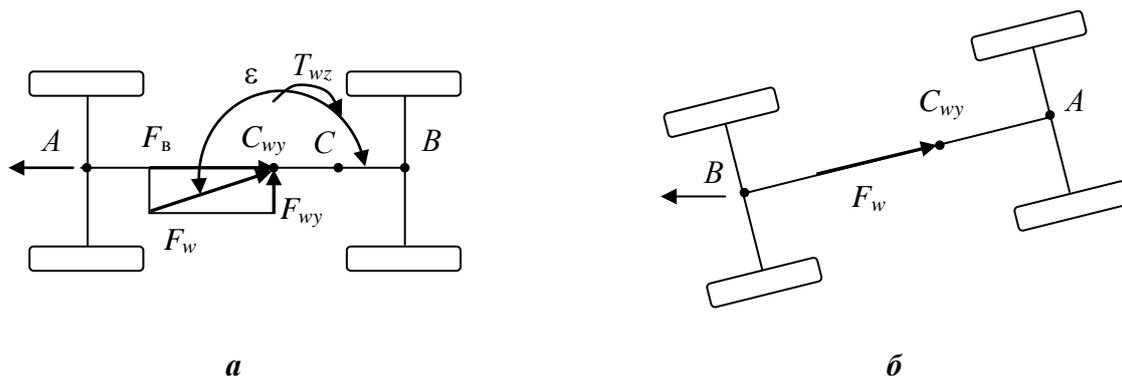
Второй случай. *Боковой метацентр сзади центра масс*. Боковая составляющая  $F_{wy}$  силы бокового ветра  $F_w$ , приложенная в боковом метацентре (рис. 6.27, а), создаёт поворачивающий момент  $T_{wz}$  относительно центра масс. Одновременно с заносом обеих осей автомобиля в направлении действия силы  $F_{wy}$  под действием поворачивающего момента  $T_{wz}$  он разворачивается передней частью на угол  $\varepsilon$  налево в направлении вектора  $F_w$  до момента, когда продольная ось совместится с направлением действия бокового ветра (рис. 6.27, б). При повороте автомобиль компенсирует траекторное отклонение, вызванное боковым заносом, и самоустанавливается в направлении вектора скорости бокового ветра. В этих условиях *водитель имеет возможность скорректировать направление движения*, если это необходимо.



**Рис. 6.27. Движение автомобиля под действием бокового ветра при расположении бокового метацентра сзади центра масс**

Третий случай. *Боковой метацентр впереди центра масс*. Боковая составляющая  $F_{wy}$  силы бокового ветра  $F_w$ , приложенная в боковом метацентре (рис.

6.28, а), создаёт поворачивающий момент  $T_{wz}$  относительно центра масс. Одновременно с заносом автомобиля в направлении действия силы  $F_{wy}$  под действием поворачивающего момента  $T_{wz}$  происходит его разворот на угол  $\varepsilon$  направо до тех пор, когда продольная ось совместится с направлением действия бокового ветра (рис. 6.28, б). Поскольку поворот происходит в направлении бокового заноса и на большой угол, когда автомобиль повернётся задней частью к направлению действия бокового ветра, создаётся очень опасная ситуация, на которую *водитель при скорости движения более 60 км/ч не успевает должным образом среагировать и удержать автомобиль на дороге.*



**Рис. 6.28.** Движение автомобиля под действием бокового ветра при расположении бокового метацентра впереди центра масс

Проведённый анализ движения автомобиля с учётом аэродинамического воздействия показал, что аэродинамически более устойчивой формой обладает автомобиль, у которого боковой метацентр располагается ближе к задней оси. У автомобилей, имеющих каплеобразную форму кузова, обеспечивающую снижение лобового сопротивления, сильно развита боковая поверхность передней части, в результате чего боковой метацентр смещён к передней оси.

У высокоскоростных американских автомобилей 50-х гг. выпуска, имевших избыточную чувствительность к боковому ветру, в задней части устанавливали *вертикальные стабилизаторы*, смещающие метацентр назад. У современных легковых автомобилей такой эффект достигают более развитой поверхностью багажника.

### Вопросы для самоконтроля

1. Дайте определение устойчивости автомобиля. Какие виды устойчивости изучают в «Теории автомобиля»?
2. Назовите и охарактеризуйте виды поперечной устойчивости автомобиля.
3. Напишите формулы для расчёта критических параметров поперечной устойчивости автомобиля и перечислите конструктивные факторы, оказывающие влияние на их величины.

4. Что называют виражом и почему он необходим на закруглениях автомобильных дорог, а также на испытательных полигонах и скоростных треках?
5. Дайте определение коэффициента поперечной устойчивости и назовите его численные значения для различных типов автомобилей.
6. Изобразите схемы прямолинейного и кругового движения двухосного автомобиля при заносе его передней и задней осей.
7. Какие действия должен предпринять водитель для ликвидации бокового заноса задней оси автомобиля?
8. Дайте определения центров крена, оси крена, угла крена и плеча крена поддрессоренной массы.
9. Как определяют центр крена поддрессоренной массы при независимой подвеске?
10. Какие конструктивные факторы и каким образом влияют на продольную устойчивость автомобиля-тягача против опрокидывания?
11. При какой схеме колёсного движителя двухосный автомобиль преодолевает наибольший угол подъёма по условию отсутствия буксования ведущих колёс?
12. Что понимают под критической скоростью по курсовой устойчивости и запасом курсовой устойчивости автомобиля?
13. Изобразите схемы движения автомобиля, обладающего нейтральной, недостаточной и избыточной поворачиваемостью, при действии на него боковой силы.
14. Изобразите возможные схемы движения автомобиля под действием боковой аэродинамической силы.

## ГЛАВА 7. ПЛАВНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

### 7.1. Определения

При движении автомобиля все его составные части колеблются в пространстве. Колебания возникают в результате действия переменных по величине и направлению сил и наличия упругих и демпфирующих элементов в ходовой части и трансмиссии автомобиля.

*Плавность движения* – эксплуатационное свойство автомобиля, характеризующее его способность двигаться в интервале эксплуатационных скоростей без превышения установленных норм вибронегруженности водителя, пассажиров, грузов и составных частей конструкции.

Нормы *вибронегруженности* устанавливаются с таким расчётом, чтобы в дорожных условиях, для которых предназначен автомобиль, колебания водителя и пассажиров не вызывали у них неприятных ощущений и быстрой утомляемости, а колебания груза и составных частей конструкции не приводили к их повреждениям.

Плавность движения зависит от возмущающего действия источников колебаний и вибраций, а также от компоновочных характеристик автомобиля и конструктивных особенностей, параметров и характеристик устройств и систем, специально предназначенных для уменьшения уровня вибрационных и ударных воздействий на водителя, пассажиров, перевозимые грузы, составные части конструкции.

*Основными источниками колебаний и вибраций* при движении автомобиля являются:

- 1) неровности дороги;
- 2) геометрическая и силовая неоднородность и неуравновешенность вращающихся деталей двигателя, трансмиссии, шин и колёс;
- 3) неравномерность вращения вала двигателя, карданных валов, колёс.

*Устройствами и системами, защищающими автомобиль, водителя, членов экипажа, пассажиров и перевозимые грузы от чрезмерных воздействий колебаний и вибраций* являются:

- 1) подвеска автомобиля;
- 2) автомобильные шины;
- 3) подвески двигателя, карданной передачи и других агрегатов;
- 4) сиденья водителя, членов экипажа, пассажиров;
- 5) система подрессоривания сидений;
- 6) подвеска кабины, применяемая на современных грузовых автомобилях;
- 7) подрессоривание каких-либо установок на раме или грузовой платформе.

Все перечисленные устройства и системы в качестве основных элементов, снижающих амплитуды вибраций и ударных воздействий, а также изменяющих частоту колебательных процессов в диапазоне, приемлемом для нормальных ощущений человека, используют металлические (рессоры, пружины, торсионные), резиновые, гидравлические, пневматические и комбинированные *упругие элементы*. Для гашения колебаний и вибраций используют *амортиза-*

торы гидравлического типа, а также поглощение энергии колебаний за счёт *гистерезисного трения* в упругих элементах, шинах, шарнирах и сайлент-блоках.

## 7.2. Значение плавности движения

Как следует из определения, плавность движения автомобиля обеспечивает ограничение колебаний, вибраций и ударных нагрузок на требуемом уровне.

*Вибрации* оказывают вредное воздействие на людей, перевозимые грузы, ухудшают условия работы агрегатов, узлов и деталей, разрушают дорожные покрытия.

Вибрации вызывают *устомление водителей*, создавая для них дискомфортные, а иногда и небезопасные условия. При повышенном уровне вибраций они вынуждены снижать скорость движения, вследствие чего уменьшается *производительность* автомобиля. Вибрации повышают сопротивление движению из-за увеличения потерь энергии в амортизаторах, рессорах, шинах, что связано с дополнительным *расходом топлива*. Вибрации увеличивают динамические нагрузки на агрегаты, узлы и детали, что приводит к *сокращению срока их работы*. Повышенный износ и более частые поломки составных частей автомобиля сокращают периодичность технических обслуживаний и межремонтных пробегов, что в сочетании с повышенными затратами на топливо удорожает *себестоимость перевозок*.

Опыт эксплуатации грузовых автомобилей показывает, что на дорогах с неровной поверхностью средняя скорость уменьшается на 40...50%, расход топлива увеличивается на 50...70%, межремонтный пробег сокращается на 35...40%, производительность снижается на 35...40%, себестоимость перевозок возрастает на 50...60%.

Таким образом, снижение уровня вибронагруженности составных частей автомобиля, людей и грузов повышает не только его плавность движения, но и показатели других эксплуатационных свойств и эффективности использования.

## 7.3. Оценочные показатели и нормы плавности движения

Оценочные показатели плавности движения автомобиля должны характеризовать воздействие колебаний на людей и на перевозимый груз. Допустимый уровень колебаний для человека ограничен. Установление критериев оценки плавности движения для человека является трудной задачей. Человек воспринимает колебания на основе собственных ощущений субъективно, поэтому разные люди, а иногда один и тот же человек воспринимают одни и те же колебания по-разному. Тем не менее, есть *обобщённые показатели*, которые адекватно отражают субъективные ощущения большинства людей.

Гармоническое колебательное воздействие на организм человека имеет вид:

$$z = z_{\max} \sin (\omega t + \varphi), \quad (7.1)$$

где  $z_{\max}$  – амплитуда перемещения;  $\omega$  – угловая частота;  $t$  – время;  $\varphi$  – фазовый угол.

Каждый из этих параметров в отдельности и в сочетании друг с другом оказывают влияние на ощущения человека.

Человеческий организм воспринимает колебания по-разному в зависимости от их частоты. В зоне низких частот восприятие колебаний пропорционально *ускорениям*, в зоне средних частот – *скоростям*, в зоне высоких частот – *перемещениям*.

Организм человека привык к вертикальным толчкам при ходьбе и хорошо приспособлен к частотам и ускорениям, характеризующим движение пешехода. Частота, зависящая от скорости и длины шага пешехода, составляет 1,7...2,5 Гц (100...150 колебаний в минуту), ускорения – до 0,4g. Также установлено, что человеческий организм наиболее чувствителен к вертикальным колебаниям в диапазоне частот 4...8 Гц и горизонтальным – 1...2 Гц.

В нормативных документах, регламентирующих уровень воздействия вибраций на организм человека, принят диапазон частот от 0,7 до 80 Гц. Поскольку реакция организма человека зависит от частоты воздействий, диапазон частот принято делить на несколько частей или полос, называемых октавами. *Октава* – это полоса частот, в которой верхняя граничная частота в два раза выше нижней. Деление на октавы объясняют тем, что чувствительность человека к частотам подчиняется достаточно точно логарифмической шкале с основанием 2. Каждая октава имеет свой номер и *среднегеометрическую*, или *центральную частоту*, которую вычисляют по соотношению:

$$f_i = \sqrt{f_{ни} f_{ви}}, \quad (7.2)$$

где  $f_{ни}$  и  $f_{ви}$  – нижняя и верхняя граничные частоты соответственно;  $i$  – порядковый номер октавы.

Нормативными документами плавность движения автомобилей предписано рассматривать в диапазоне частот от 0,7 до 22,4 Гц, охватывающем 1...5 октавы. Характеристика первых пяти октав приведена в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Частотные характеристики октав

Номер октавы	Среднегеометрическая частота, Гц	Граничные частоты, Гц	
		нижняя	верхняя
1	1	0,7	1,4
2	2	1,4	2,8
3	4	2,8	5,6
4	8	5,6	11,2
5	16	11,2	22,4

Для более точной оценки влияния частоты колебаний на ощущения человека октавы делят на *1/3-октавные полосы*. Например, первая октава разбита на три третьоктавные полосы с диапазонами частот 0,7...0,93 Гц; 0,93...1,16 Гц;

1,16...1,4 Гц, среднегеометрические частоты которых равны 0,8; 1; 1,25 Гц соответственно.

Из формулы (7.1) следует, что воздействие колебаний зависит от *амплитуды*  $z_{\max} = A$ . Сама по себе амплитуда не может однозначно формировать ощущения человека. Например, при перемещении в лифте здания на несколько десятков метров во время подъёма на верхние этажи и опускания на первый этаж человек не испытывает неприятных ощущений, если скорость перемещения лифта невысока, то есть частота колебательного процесса  $\omega = 2\pi/T$  мала. Однако при увеличении частоты переносимость человеком воздействия колебаний снижается. В определённом диапазоне частот при амплитудах свыше 35...40 мм амортизационная способность организма человека не предотвращает колебаний головы, что приводит к неприятным ощущениям и быстрой утомляемости. При амплитудах, меньших 35...40 мм, их величина, а также частота колебаний не оказывают заметного влияния на ощущения человека.

Для более правильной оценки воздействия колебаний на организм человека *амплитуду* перемещений  $A$  *следует связать с частотой* колебаний  $\omega$ . Это может быть достигнуто, если рассматривать воздействие на человека скорости колебаний (виброскорости) и ускорения (виброускорения) колебаний.

*Скорость гармонического колебания* – первая производная от выражения (7.1):

$$\dot{z} = \frac{dz}{dt} = V = z_{\max} \omega \cos(\omega t + \varphi) = V_{\max} \cos(\omega t + \varphi), \quad (7.3)$$

где  $V_{\max} = z_{\max} \omega$  – амплитуда скорости колебаний.

*Амплитуда скорости колебаний* определяет энергию, которую воспринимает организм человека. Если сравнивают два колебательных процесса с одинаковой частотой, то вибронагруженность будет выше, если больше амплитуда перемещений. Аналогично, если два процесса имеют одинаковые амплитуды перемещений, вибронагруженность будет больше, если выше частота колебаний.

Однако амплитуда скорости колебаний не всегда служит надёжным измерителем колебательного процесса. Например, если  $z_{\max} \rightarrow 0$  или  $\omega \rightarrow 0$ , а также если  $z_{\max} \rightarrow \infty$  или  $\omega \rightarrow \infty$ , то возникает неопределённость в оценке воздействия.

Более универсальным измерителем вибронагруженности человека является *ускорение гармонического колебания (виброускорение)*, представляющее вторую производную от выражения (7.1):

$$\ddot{z} = \frac{d^2z}{dt^2} = a = -z_{\max} \omega^2 \sin(\omega t + \varphi) = -a_{\max} \sin(\omega t + \varphi), \quad (7.4)$$

где  $a_{\max} = z_{\max} \omega^2$  – амплитуда ускорения колебаний.

Виброускорение определяет силу инерции, действующую на организм человека ( $F_a = m \ddot{z}$ ). Так как ускорение колебаний пропорционально квадрату

частоты, роль частоты в формировании силового воздействия колебаний на человека возрастает.

Согласно теории рядов Фурье, любое периодически изменяющееся воздействие может быть представлено как сумма составляющих, описываемых выражением (7.1), имеющих различные параметры  $z_{\max}$ ,  $\omega$  и  $\varphi$ . Для оценки *интенсивности колебаний*, представляющих сумму нескольких гармонических составляющих и формирующих уровень вибронегруженности организма человека, предложены три критерия: 1) среднее квадратическое виброперемещение; 2) средняя квадратическая виброскорость; 3) среднее квадратическое виброускорение.

*Среднее квадратическое виброперемещение* – осреднённая величина виброперемещений, определяемая в каждой октавной или 1/3-октавной полосе частот по формуле:

$$\sigma_z = \sqrt{\frac{z_{\omega_H}^{\max 2} + \dots + z_{\omega_i}^{\max 2} + \dots + z_{\omega_B}^{\max 2}}{n}}, \quad (7.5)$$

где  $z_{\omega_H}^{\max}$  – амплитуда виброперемещения с частотой  $\omega_H$ ;  $\omega_H$  – нижняя граничная частота октавы или 1/3-октавы;  $z_{\omega_i}^{\max}$  – амплитуда виброперемещения с частотой  $\omega_i$ ;  $\omega_i$  – промежуточная частота октавы или 1/3-октавы;  $z_{\omega_B}^{\max}$  – амплитуда виброперемещения с частотой  $\omega_B$ ;  $\omega_B$  – верхняя граничная частота октавы или 1/3-октавы;  $n$  – число разбиений или количество рассматриваемых гармоник в октаве или 1/3-октаве.

В более общем виде, учитывающем бесконечное число реальных гармоник, формула (7.5) может быть записана в следующем виде:

$$\sigma_z = \sqrt{\frac{\int_{\omega_H}^{\omega_B} z_{\omega}^{\max 2} d\omega}{\omega_B - \omega_H}}. \quad (7.6)$$

*Средняя квадратическая виброскорость* – осреднённая величина виброскоростей, определяемая в каждой октавной или 1/3-октавной полосе частот по формуле:

$$\sigma_{\dot{z}} = \sqrt{\frac{(z_{\omega_H}^{\max} \omega_H)^2 + \dots + (z_{\omega_i}^{\max} \omega_i)^2 + \dots + (z_{\omega_B}^{\max} \omega_B)^2}{n}}. \quad (7.7)$$

При бесконечном числе гармоник формула (7.7) приобретает вид:

$$\sigma_{\dot{z}} = \sqrt{\frac{\int_{\omega_H}^{\omega_B} (z_{\omega}^{\max} \omega)^2 d\omega}{\omega_B - \omega_H}}. \quad (7.8)$$

*Среднее квадратическое виброускорение* – осреднённая величина виброускорений, определяемая в каждой октавной или 1/3-октавной полосе частот по формуле:

$$\sigma_{\ddot{z}} = \sqrt{\frac{(z_{\omega_H}^{\max} \omega_H^2)^2 + \dots + (z_{\omega_i}^{\max} \omega_i^2)^2 + \dots + (z_{\omega_B}^{\max} \omega_B^2)^2}{n}}. \quad (7.9)$$

С учётом бесконечного числа гармоник формулу (7.9) преобразуют к виду:

$$\sigma_{\ddot{z}} = \sqrt{\frac{\int_{\omega_H}^{\omega_B} (z_{\omega}^{\max} \omega^2)^2 d\omega}{\omega_B - \omega_H}}. \quad (7.10)$$

Часто для оценки интенсивности вибраций используют не сами средние квадратические величины виброскорости  $\sigma_{\dot{z}}$  и виброускорения  $\sigma_{\ddot{z}}$ , а отношения квадратов этих величин к квадратам *пороговых по чувствительности человека величин* виброскорости и виброускорения.

*Уровень виброскорости* оценивают по соотношению:

$$K_V = \left( \frac{\sigma_{\dot{z}}}{\sigma_{\dot{z}}^{\text{п}}} \right)^2, \quad (7.11)$$

где  $\sigma_{\dot{z}}^{\text{п}} = 5 \cdot 10^{-8}$  м/с – порог чувствительности или граница ощущений среднестатистического человека по виброскорости; а *уровень виброускорения*:

$$K_a = \left( \frac{\sigma_{\ddot{z}}}{\sigma_{\ddot{z}}^{\text{п}}} \right)^2, \quad (7.12)$$

где  $\sigma_{\ddot{z}}^{\text{п}} = 10^{-6}$  м/с<sup>2</sup> – порог чувствительности или граница ощущений среднестатистического человека по виброускорению.

В нормативных документах для удобства пользования уровни вибронегруженности задают в десятичных логарифмах параметров  $K_V$  и  $K_a$ .

*Логарифмические уровни* виброскорости  $L_V$  и виброускорения  $L_a$  вычисляют по формулам:

$$L_V = \log_{10} K_V = \lg \left( \frac{\sigma_{\dot{z}}}{\sigma_{\dot{z}}^{\text{п}}} \right)^2 = 2 \lg \left( \frac{\sigma_{\dot{z}}}{5 \cdot 10^{-8}} \right); \quad (7.13)$$

$$L_a = \log_{10} K_a = \lg \left( \frac{\sigma_{\ddot{z}}}{\sigma_{\ddot{z}}^{\text{п}}} \right)^2 = 2 \lg \left( \frac{\sigma_{\ddot{z}}}{10^{-6}} \right). \quad (7.14)$$

Единицей измерения этих величин является Бел (Б). *Бел* – логарифмическая единица, соответствующая десятикратному увеличению мощности колеба-

тельного процесса. 1 Б означает увеличение мощности в 10 раз, 2 Б – в 100 раз, 3 Б – в 1000 раз и т.д.

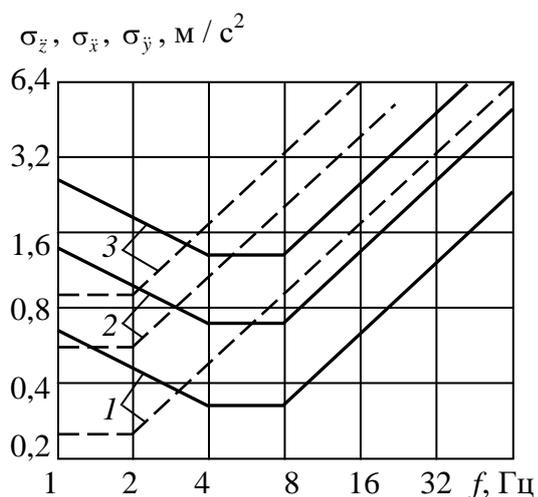
Чаще используют более мелкую единицу – *децибел* (дБ), который равен 0,1 Б. В этом случае выражения (7.13) и (7.14) приобретают вид:

$$L'_v = 20 \lg \left( \frac{\sigma_z}{5 \cdot 10^{-8}} \right); \quad (7.15)$$

$$L'_a = 20 \lg \left( \frac{\sigma_z}{10^{-6}} \right). \quad (7.16)$$

При оценке уровня вибронагруженности в децибелах следует иметь в виду, что 1 дБ соответствует увеличению мощности в 1,26 раза, 2 дБ – в  $(1,26)^2 \approx 1,59$  раза, 3 дБ – в  $(1,26)^3 \approx 2$  раза, 6 дБ –  $(1,26)^6 \approx 4$  раза, 9 дБ – в  $(1,26)^9 \approx 8$  раз и т.д.

Рассмотренные измерители интенсивности вибраций положены в основу нормирования их допустимых уровней в нормативных документах – стандарте 2631–78 Международной организации по стандартизации (ИСО) и ГОСТ 12.1.012 – 90. В обоих документах допустимые пределы воздействия вибраций на тело человека устанавливают в соответствии с тремя критериями: 1) граница снижения производительности труда; 2) предел воздействия, или безопасность здоровья; 3) порог снижения комфорта. Измерителем интенсивности вибрации в МС ИСО приняты *средние квадратические значения (величины) виброускорений* в диапазоне частот от 1 до 80 Гц, в ГОСТ – *средние квадратические значения виброускорений и их логарифмические уровни* в диапазоне частот от 0,7 до 80 Гц. Допустимая величина каждого из названных параметров-



**Рис. 7.1. Зависимость средних квадратических значений виброускорений, соответствующих границе снижения производительности труда, от частоты при вертикальных (—) и горизонтальных (- - -) колебаниях продолжительности:**

1 – 8 ч; 2 – 2,5 ч; 3 – 1 ч  
 октавной полосе частот.

ров задана в каждой октавной или 1/3-

Пределы воздействия вибрации нормируют отдельно в *вертикальном и горизонтальном направлениях*. В МС ИСО допустимые значения средних квадратических виброускорений регламентируют для *времени непрерывной работы человека* 1; 16; 25 мин; 2,5; 4; 8; 16; 24 ч. В ГОСТ значения параметров устанавливают для времени непрерывной работы 8 ч (рабочей смены).

На рис. 7.1 показаны средние квадратические значения виброускорений, соответствующие *границе снижения производительности труда* при вертикальных и горизонтальных колебаниях. Для получения значений виброускорений, соответствующих *пределу воздействия и порогу снижения комфорта*, приведённые на рис. 7.1 величины следует увеличить в 2 раза и уменьшить в 3,15 раза соответственно.

Поскольку виброскорости и виброускорения при разных частотах действуют на человека по-разному, для обобщённой сравнительной оценки их приводят к одному уровню с учётом *весовых коэффициентов* в каждой октавной или 1/3-октавной полосе частот. Например, величины *эквивалентных средних квадратических вертикальных, продольных горизонтальных и поперечных горизонтальных виброускорений* рассчитывают по формулам:

$$\sigma_{\ddot{z}\ddot{z}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_{zi} \sigma_{zi})^2}; \quad (7.17)$$

$$\sigma_{\ddot{x}\ddot{x}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_{xi} \sigma_{xi})^2}; \quad (7.18)$$

$$\sigma_{\ddot{y}\ddot{y}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_{yi} \sigma_{yi})^2}, \quad (7.19)$$

где  $n$  – число октавных или 1/3-октавных полос частот;  $k_{zi}$ ,  $k_{xi}$ ,  $k_{yi}$  – весовые коэффициенты чувствительности человека к виброускорениям в октавных или 1/3-октавных полосах частот;  $\sigma_{zi}$ ,  $\sigma_{xi}$ ,  $\sigma_{yi}$  – средние квадратические значения виброускорений в  $i$ -й октавной или 1/3-октавной полосе частот колебаний.

Численные значения весовых коэффициентов в первых пяти октавах приведены в табл. 7.2.

Таблица 7.2

**Весовые коэффициенты чувствительности человека к ускорениям**

Номер октавы	Весовой коэффициент при колебаниях	
	вертикальных	горизонтальных
1	0,5	1
2	0,71	1
3	1	0,5
4	1	0,25
5	0,5	0,125

Для предупреждения *перемещений незакреплённых грузов* необходимо, чтобы вертикальные виброускорения пола грузовой платформы не превышали  $g$ . С учётом необходимого запаса значения средних квадратических виброускорений на полу кузова и в других характерных точках подрессоренной части (на лонжеронах над передней и задней осями двухосного автомобиля, между средней и задней осями трёхосного автомобиля) не должны превышать  $1,3 \dots 2,7 \text{ м/с}^2$  у одиночных грузовых автомобилей и тягачей,  $2,5 \dots 4,5 \text{ м/с}^2$  у прицепов и  $2 \dots 4 \text{ м/с}^2$  у полуприцепов.

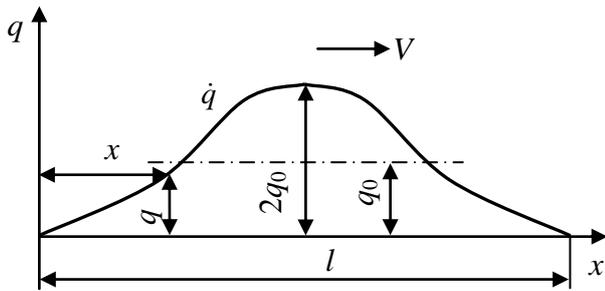
На плавность движения оказывают влияние также *колебания неподрессоренных частей* (колёс, осей и связанных с ними составных частей автомобиля). Нормы на уровень этих колебаний не установлены, однако при проектировании систем подрессоривания к параметрам колебаний колёс предъявляют *два требования*: 1) отсутствие пробоя подвески, то есть жёстких ударов связанных с колёсами составных частей в ограничители, закреплённые на раме или кузове; 2) стабильность контакта колёс с дорогой за счёт ограничения изменений *динамических нормальных реакций*, действующих на колёса при движении по дорожным неровностям.

#### **7.4. Геометрические характеристики опорной поверхности движения**

Основным источником возмущения колебаний является взаимодействие колёс автомобиля с неровностями дороги. В зависимости от *длины дорожных неровностей* профиль дороги подразделяют на макро- и микропрофиль и шероховатости. *Макропрофиль* – это неровности, длина которых 25 м и более. Такие неровности называют уклонами (подъёмами, спусками) и косогорами. Они не возбуждают колебания автомобиля, а оказывают влияние на сопротивление его движению и устойчивость. *Микропрофиль* – неровности длиной от 25 до 0,3 м. Микропрофиль является основным источником колебаний автомобиля на подвеске. Его характеристики используют для расчёта плавности движения автомобиля. Мелкие неровности длиной менее 0,3 м называют *шероховатостями*. Их длина не превышает длины отпечатка шины. На колебания кузова на подвеске они не оказывают влияния, но являются источником высокочастотных колебаний, называемых вибрациями, отдельных составных частей шасси и кузова и шума шин.

По *характеру чередования* неровности, образующие *микропрофиль*, могут быть единичными, периодическими и случайными.

К *единичным неровностям* относят ямы, канавы, выбоины, ухабы, а также специальные инженерные сооружения – рвы, эскарпы и др. Единичные



**Рис. 7.2. Неровность косинусоидального профиля**

неровности могут быть синусоидальной, параболической, прямоугольной и любой другой формы. При изучении колебаний автомобиля принимают *единичную неровность косинусоидального профиля* (рис. 7.2). Обоснованием такого профиля служит то обстоятельство, что радиус автомобильного колеса значительно больше высоты неровности, а упругая шина обладает способностью сглаживать резкие очертания неровностей.

Косинусоидальный профиль неровности может быть описан уравнением

вида:

$$q = q_0 \left[ 1 - \cos \left( \frac{2\pi x}{l} \right) \right], \quad (7.20)$$

где  $q_0$  – амплитуда высоты неровности;  $x$  – абсцисса неровности;  $l$  – длина неровности.

При движении автомобиля с постоянной скоростью  $V$  абсцисса неровности изменяется по закону  $x = Vt$ , а *возмущение, передаваемое от неровности на автомобиль*, изменяется по закону:

$$q = q_0 [1 - \cos(vt)], \quad (7.21)$$

где  $v$  – частота возмущения или частота воздействия возмущающей силы на автомобиль со стороны неровности, рад/с.

*Частота возмущения* связана со скоростью движения  $V$  и длиной неровности  $l$  соотношением:

$$v = \frac{2\pi V}{l}. \quad (7.22)$$

*Время движения* автомобиля по неровности:

$$T = \frac{l}{V} = \frac{2\pi}{v}. \quad (7.23)$$

При расчётах плавности движения следует знать *вертикальную составляющую скорости движения автомобиля* по неровности косинусоидального профиля. Для этого следует продифференцировать по времени вертикальную координату неровности, описываемую уравнением (7.21):

$$\dot{q} = \frac{dq}{dt} = q_0 v \sin(vt). \quad (7.24)$$

*Условием переезда автомобилем неровности* является неравенство:

$$0 \leq t \leq \frac{2\pi}{v}. \quad (7.25)$$

Периодически чередующиеся неровности одинаковых размеров и формы образуются на бетонных шоссе, выложенных из плит одинаковой длины, стыки между которыми являются источниками колебаний типа импульсов. При постепенном сглаживании стыков дорога может превратиться в поверхность с волнистым профилем, описываемым гладкой функцией, например (7.21), или

$$q = 2q_0 \sin(vt). \quad (7.26)$$

Гладкий волнистый профиль может также сформироваться на асфальтовой или грунтовой дороге при последовательном воздействии на них колёс автомобилей с постоянной частотой.

Профиль волнистой дороги, образованный несколькими последовательно расположенными неровностями одинаковых размеров и формы, может быть описан уравнениями (7.21) и (7.26) при условии:

$$\frac{2\pi}{v} < t \leq \infty. \quad (7.27)$$

Воздействие периодически чередующихся неровностей на автомобиль оценивают путевой и циклической частотами. Под *циклической частотой* понимают количество неровностей, расположенных на участке дороги длиной 1 м:

$$\lambda_{\text{ц}} = \frac{1}{l}, \quad (7.28)$$

путевая частота связана с циклической соотношением:

$$\lambda = 2\pi\lambda_{\text{ц}} = \frac{2\pi}{l}. \quad (7.29)$$

Сравнивая  $\lambda_{\text{ц}}$  и  $\lambda$  с  $v$ , вычисляемой по формуле (7.22), можно сделать вывод, что циклическая и путевая частоты представляют собой частоты возмущения, передаваемые на автомобиль от дорожных неровностей при его движении со скоростью  $V = 1$  м/с. Циклическую частоту измеряют в Герцах (Гц), путевую – в радианах в секунду (рад/с).

В реальных условиях автомобиль работает на опорных поверхностях со случайным изменением характеристик микропрофиля. При определении характеристик микропрофиля его считают *случайной функцией*. Случайность проявляется в том, что, зная характер неровностей на одном участке дороги, не-

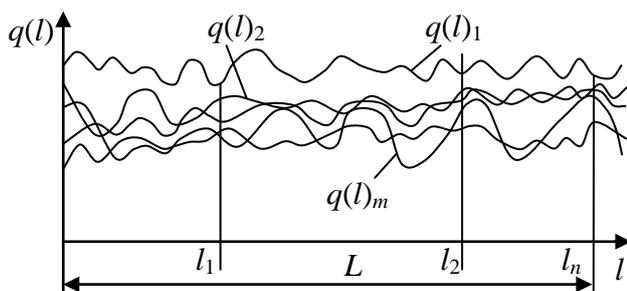


Рис. 7.3. Реализации случайной функции

возможно предсказать их характер на последующих. Конкретные значения, принимаемые случайной функцией (расположение высот неровностей или ординат микропрофиля по длине пути), называют *реализацией случайной функции*. На рис. 7.3 показан ряд реализаций  $q(l)_i$  случайной функции  $q(l)$ .

При определении статистических характеристик микропрофиля принимают следующие допущения:

1. Функция микропрофиля *стационарная*, то есть в любых сечениях  $l_1, l_2, \dots, l_n$  её статистические характеристики по совокупности реализаций будут одинаковыми.

Осреднение выполняют последовательно:

- в сечении  $l_1$   $q(l_1)_1; q(l_1)_2; \dots; q(l_1)_m$ ;
- в сечении  $l_2$   $q(l_2)_1; q(l_2)_2; \dots; q(l_2)_m$ ;
- в сечении  $l_n$   $q(l_n)_1; q(l_n)_2; \dots; q(l_n)_m$ .

Во всех этих сечениях статистические характеристики стационарной функции должны быть одинаковыми.

2. Функция микропрофиля *эргодическая*. Свойство эргодичности предполагает, что любая из множества реализаций имеет такие же статистические характеристики, какие даёт осреднение по совокупности реализаций.

Осреднение выполняют в сечениях одной функции  $q(l)_1: q(l_1)_1; q(l_2)_1; \dots; q(l_n)_1$ . Статистические характеристики эргодической функции  $q(l)_1$  при  $0 \leq l \leq L$  должны быть одинаковыми со статистическими характеристиками функций  $q(l)_1, q(l)_2; \dots; q(l)_n$  в сечениях  $l_1, l_2, \dots, l_n$ .

3. Ординаты микропрофиля подчиняются *нормальному закону распределения Гаусса*.

4. Длины и высоты неровностей *ограничены* по верхнему и нижнему пределам.

Для описания статистических характеристик микропрофиля как случайной функции используют четыре неслучайные функции: 1) среднее значение, или математическое ожидание, ординат микропрофиля; 2) дисперсию или среднее квадратическое отклонение ординат микропрофиля; 3) корреляционную функцию ординат микропрофиля; 4) спектральную плотность микропрофиля дороги.

1. *Среднее значение, или математическое ожидание, ординат микропрофиля*

Среднее значение, или математическое ожидание, ординат микропрофиля определяют по совокупности реализаций и по одной реализации (рис. 7.4). От некоторой горизонтали  $OO$  отсчитывают ординаты  $q(l_1), q(l_2), \dots, q(l_n)$  и при длине дорожного участка  $L$  (рис. 7.4, а) получают:

$$q_{\text{cp}} = m_q = \lim_{L \rightarrow \infty} \left( \frac{1}{L} \right) \int_0^L q(l) dl. \quad (7.30)$$

Если осреднение велось по  $k$  реализациям, результат, полученный при расчёте по формуле (7.30), делят на  $k$ .

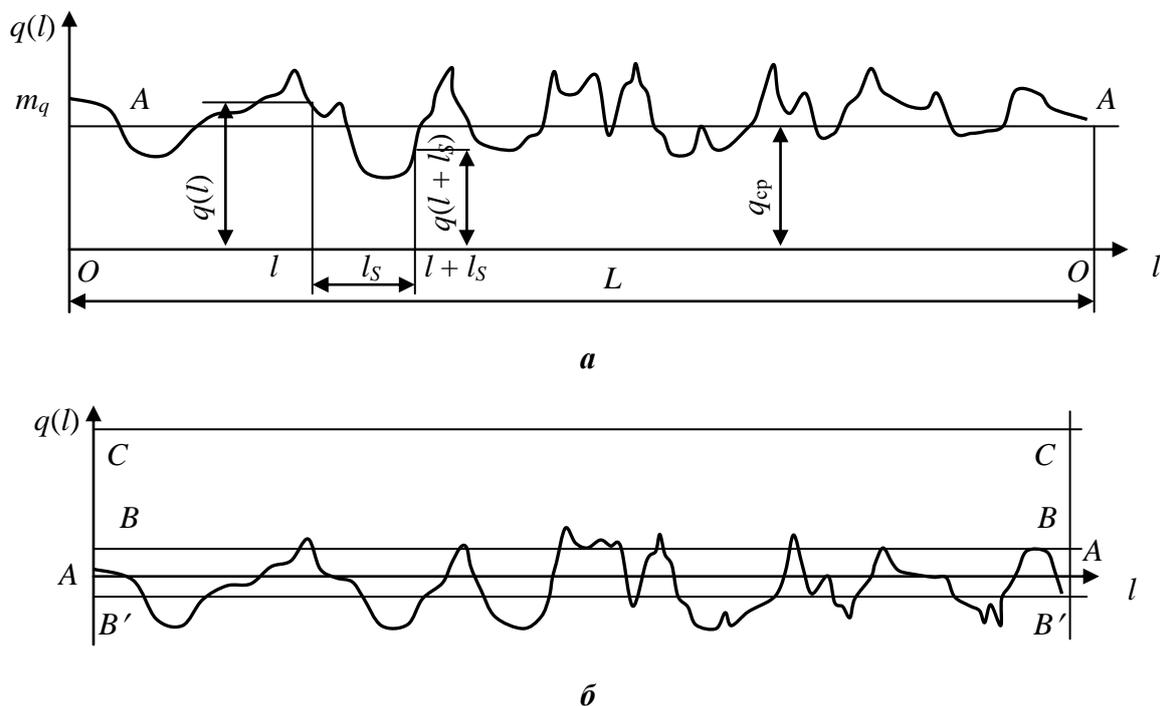


Рис. 7.4. Определение среднего значения случайной функции:  
 $a - m_q \neq 0$ ;  $b - m_q = 0$

Величина  $q_{cp} = m_q$  на рис. 7.4,  $a$  соответствует прямой  $AA$ . Если пренебречь влиянием макропрофиля, то случайную функцию удобно центрировать, перенеся ось абсцисс с прямой  $OO$  на прямую  $AA$  (рис. 7.4,  $b$ ). При этом получают *центрированную функцию*, у которой математическое ожидание  $m_q = 0$ . Это позволяет в дальнейшем не рассматривать математическое ожидание ординат неровностей, а учитывать лишь их отклонения от среднего значения.

2. *Дисперсия* или *среднее квадратическое отклонение ординат микропрофиля*

Эту характеристику определяют, как и предыдущую, по совокупности реализаций и по одной реализации. Дисперсию  $D_q$ , равную квадрату *среднего квадратического отклонения*  $\sigma_q$ , при обработке одной реализации рассчитывают по формуле:

$$D_q = \sigma_q^2 = \lim_{L \rightarrow \infty} \left( \frac{1}{L} \right) \int_0^L q^2(l) dl. \quad (7.31)$$

Дисперсия характеризует разброс ординат микропрофиля. На рис. 7.4,  $b$  она показана прямой  $CC$ .

Среднее квадратическое отклонение

$$\sigma_q = \sqrt{D_q} \quad (7.32)$$

на рис. 7.4,  $b$  соответствует прямым  $BB$  и  $B'B'$ .

3. *Корреляционная функция*

Корреляционная функция характеризует взаимосвязь случайных значений функции по длине дорожного участка. Её определяют по совокупности реализаций и по одной реализации.

Корреляционную функцию, или функцию корреляции, определяемую по одной реализации, которую называют *автокорреляционной функцией*, рассчитывают по формуле:

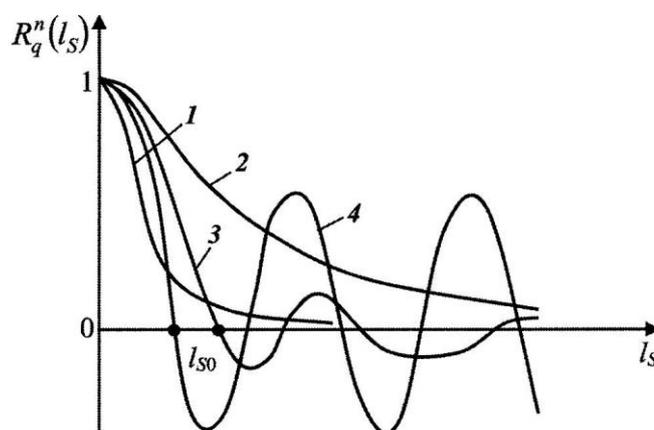
$$R_q(l_s) = \lim_{L \rightarrow \infty} \left( \frac{1}{L} \right) \int_0^L q(l)q(l+l_s)dl, \quad (7.33)$$

где  $l_s$  – *корреляционное смещение* (рис. 7.4, а);  $q(l)$  – значение функции в начале участка;  $q(l+l_s)$  – в конце участка протяжённостью  $l_s$ . Таким образом, корреляционная функция устанавливает степень зависимости между двумя значениями функции, соответствующими положениям  $l$  и  $l+l_s$ . Чем больше зависят значения функции  $q(l)$  и  $q(l+l_s)$  друг от друга, тем больше  $R_q(l_s)$ . Меняя  $l_s$ , можно определить другие ординаты корреляционной функции. При нулевом смещении ( $l_s = 0$ ) корреляционная функция имеет максимальное значение и для центрированной функции  $R_q(0) = D_q = \sigma_q^2$ .

Удобно пользоваться *нормированной корреляционной функцией*:

$$R_q^n(l_s) = \frac{R_q(l_s)}{D_q}. \quad (7.34)$$

При  $l_s = 0$   $R_q^n(l_s) = 1$ , а при увеличении корреляционного смещения  $l_s$  зависимость между ординатами  $q(l)$  и  $q(l+l_s)$  ослабевает и значение корреляционной функции уменьшается (рис. 7.5). Кривые 1 и 2 на рисунке соответствуют случайным функциям без гармонических составляющих, а 3 и 4 относятся к функциям, в которых присутствуют гармонические составляющие. Чем быстрее затухает функция  $R_q^n(l_s)$ , тем выше степень случайности функции  $q(l)$ .



**Рис. 7.5. Типовые нормированные корреляционные функции дорог:**  
1 – булыжное покрытие; 2 – асфальтовое покрытие; 3 – изношенное асфальтовое покрытие

При некотором значении  $l_{s0}$ , называемом *интервалом корреляции*, кривая  $R_q^n(l_s)$  пересекает ось абсцисс. При  $l_s > l_{s0}$  случайные значения функции  $q(l)$  практически независимы, а при  $l_s \rightarrow \infty$  нормированная корреляционная функция  $R_q^n(l_s) \rightarrow 0$ , что свидетельствует об эргодичности случайной функции.

Нормированные корреляционные функции характеризуют определённые типы дорог (рис. 7.5): быстро убывающая монотонная функция 1 характерна для дорог с булыжным покрытием; медленно убывающая функция 2 – для асфальтового и цементобетонного покрытий с длинными волнами неровностей; сложная функция 3 – для изношенных асфальтовых и цементобетонных дорог, имеющих волны преобладающей частоты.

Корреляционная функция случайного процесса является функцией неслучайной, которую аппроксимируют определённой аналитической зависимостью. Предложены следующие аппроксимирующие зависимости корреляционных функций:

$$R_q(l_S) = D_q [A_1 e^{-\alpha_{01}|l_S|} + A_2 e^{-\alpha_{02}|l_S|} \cos(\beta_{01}|l_S|) + A_3 e^{-\alpha_{03}|l_S|} \cos(\beta_{02}|l_S|)]; \quad (7.35)$$

$$R_q(l_S) = D_q [A_1 e^{-\alpha_{01}|l_S|} \cos(\beta_{01}|l_S|) + A_2 e^{-\alpha_{02}|l_S|} \cos(\beta_{02}|l_S|)]; \quad (7.36)$$

$$R_q(l_S) = D_q [A_1 e^{-\alpha_{01}|l_S|} + A_2 e^{-\alpha_{02}|l_S|} \cos(\beta_{01}|l_S|)]; \quad (7.37)$$

$$R_q(l_S) = D_q e^{-\alpha_{01}|l_S|}; \quad (7.38)$$

$$R_q(l_S) = D_q e^{-\alpha_{01}|l_S|} \cos(\beta_{01}|l_S|), \quad (7.39)$$

где  $D_q$  – дисперсия ординат микропрофиля;  $\alpha_{01}$ ,  $\alpha_{02}$ ,  $\alpha_{03}$  – коэффициенты корреляционной связи, характеризующие быстроту её убывания между ординатами микропрофиля;  $\beta_{01}$ ,  $\beta_{02}$  – коэффициенты, характеризующие периодическую составляющую микропрофиля;  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  – коэффициенты при слагаемых корреляционной функции, подчиняющиеся соотношению  $A_1 + A_2 + A_3 = 1$ ;  $A_1 + A_2 = 1$ .

#### 4. Спектральная плотность микропрофиля дороги

Спектральная плотность распределения дисперсии ординат микропрофиля даёт представление о частоте повторения длин неровностей или о преобладающих частотах при случайном процессе. В этом её отличие от корреляционной функции, которая представляет изменения микропрофиля по длине участка дороги или случайного колебательного процесса по времени.

Спектральная плотность дисперсии  $S_q(\lambda)$  имеет аргументом *путевую частоту*  $\lambda$ , подсчитываемую через длину неровности по формуле (7.29).

Спектральная плотность дисперсии и корреляционная функция связаны между собой *преобразованием Фурье*:

$$S_q(\lambda) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} R_q(l_S) \cos(\lambda l_S) dl_S; \quad (7.40)$$

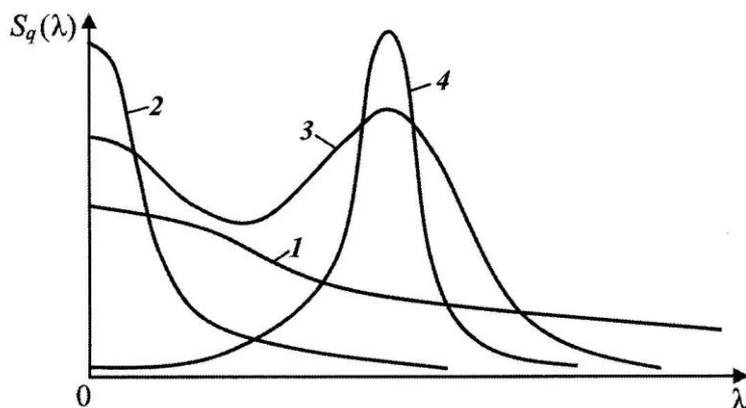
$$R_q(l_S) = \int_0^{\infty} S_q(\lambda) \cos(\lambda l_S) d\lambda. \quad (7.41)$$

Если отнести величину спектральной плотности к дисперсии, то получают *нормированную величину спектральной плотности*:

$$S_q^n(\lambda) = \frac{S_q(\lambda)}{D_q}. \quad (7.42)$$

При  $l_S = 0 \cos(\lambda l_S) = 1$ , в формуле (7.41), и

$$R_q(0) = D_q = \int_0^{\infty} S_q(\lambda) d\lambda. \quad (7.43)$$



**Рис. 7.6.** Типовые кривые спектральных плотностей микропрофиля дорог

На рис. 7.6 показаны характерные зависимости  $S_q(\lambda)$ . Графики спектральных плотностей на этом рисунке соответствуют графикам корреляционных функций, изображённых на рис. 7.5.

Следует иметь в виду, что, согласно выражению (7.43), площадь под кривой спектральной плотности, на рис. 7.6, численно равна дисперсии ординат микропрофиля дороги.

При расчётах, когда приходится переходить от случайной функции  $q(l)$  к случайному процессу  $q(t)$ , показывающему, как этот процесс действует на автомобиль во времени  $t$ , необходимо также переходить от  $R_q(l_S)$  к  $R_q(\tau)$ , где  $\tau$  – временное смещение:

$$\tau = \frac{l_S}{V}. \quad (7.44)$$

Для корреляционной функции этого достигают заменой переменной  $l_S$  на  $\tau$ :

$$R_q(\tau) = R_q(l_S) \text{ при } l_S = V\tau. \quad (7.45)$$

С учётом (7.44) корреляционные функции процесса, аппроксимированные уравнениями (7.35)...(7.39), приобретают вид:

$$R_q(\tau) = D_q [A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} + A_2 e^{-\alpha_2 |\tau|} \cos(\beta_1 |\tau|) + A_3 e^{-\alpha_3 |\tau|} \cos(\beta_2 |\tau|)]; \quad (7.46)$$

$$R_q(\tau) = D_q [A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} \cos(\beta_1 |\tau|) + A_2 e^{-\alpha_2 |\tau|} \cos(\beta_2 |\tau|)]; \quad (7.47)$$

$$R_q(\tau) = D_q [A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} + A_2 e^{-\alpha_2 |\tau|} \cos(\beta_1 |\tau|)]; \quad (7.48)$$

$$R_q(\tau) = D_q e^{-\alpha_1 |\tau|}; \quad (7.49)$$

$$R_q(\tau) = D_q e^{-\alpha_1 |\tau|} \cos(\beta_1 |\tau|), \quad (7.50)$$

где  $\alpha_1 = V\alpha_{01}$ ;  $\alpha_2 = V\alpha_{02}$ ;  $\alpha_3 = V\alpha_{03}$ ;  $\beta_1 = V\beta_{01}$ ;  $\beta_2 = V\beta_{02}$ .

Для спектральной плотности переход от случайной функции к случайному процессу достигают заменой путевой частоты  $\lambda$  на частоту воздействия  $\nu$ , которые, согласно выражениям (7.22) и (7.29), связаны между собой соотношением:

$$\nu = \lambda V, \quad (7.51)$$

откуда

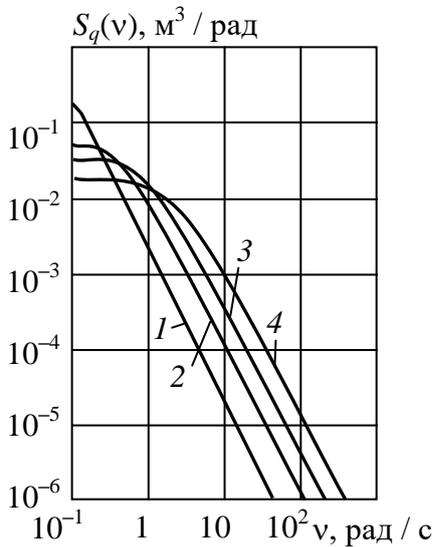
$$\lambda = \frac{\nu}{V}. \quad (7.52)$$

Учитывая выражения (7.44) и (7.52), по формуле (7.40) получают зависимость между спектральной плотностью случайной функции  $S_q(\lambda)$  и спектральной плотностью воздействия на автомобиль  $S_q(\nu)$ :

$$\begin{aligned} S_q(\lambda) &= \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} R_q(l_s) \cos(\lambda l_s) dl_s = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} R_q(V\tau) \cos\left(\frac{\nu}{V} V\tau\right) d(V\tau) = \\ &= \frac{2V}{\pi} \int_0^{\infty} R_q(\tau) \cos(\nu\tau) d\tau = VS_q(\nu), \end{aligned} \quad (7.53)$$

откуда

$$S_q(\nu) = \frac{S_q(\lambda)}{V}. \quad (7.54)$$



**Рис. 7.7. Спектральная плотность возмущений, создаваемых микропрофилем грунтовой дороги при движении автомобиля со скоростями:**

1 – 1 м/с; 2 – 5 м/с;  
3 – 10 м/с; 4 – 20 м/с

Переход от  $S_q(\lambda)$  к  $S_q(\nu)$  и от  $\lambda$  к  $\nu$  не отразится на величине дисперсии, так как, согласно (7.43) и (7.54):

$$\begin{aligned} D_q &= \int_0^{\infty} S_q(\nu) d\nu = \frac{1}{V} \int_0^{\infty} S_q(\lambda) d(V\lambda) = \\ &= \int_0^{\infty} S_q(\lambda) d\lambda. \end{aligned} \quad (7.55)$$

Таким образом, для перехода от зависимости  $S_q(\lambda) = f(\lambda)$  к  $S_q(\nu) = f(\nu)$  на графике рис. 7.6 следует изменить масштабы по оси абсцисс по зависимости (7.51) и по оси ординат по зависимости (7.54). При этом площадь под кривыми  $S_q(\nu) = f(\nu)$  при различных скоростях движения остаётся неизменной и равной  $D_q$  (7.55).

Для примера на рис. 7.7 показана зависимость  $S_q(\nu) = f(\nu)$  при движении автомо-

бия по грунтовой дороге со скоростями 1, 5, 10 и 20 м/с.

Интегрированием по формуле (7.40) с учётом (7.54) функций (7.46)...(7.50) получают выражения для расчёта *спектральной плотности воздействия микропрофиля дороги на автомобиль*:

- для функции (7.46)

$$S_q(v) = \frac{2D_q}{\pi} \left\{ \frac{A_1\alpha_1}{v^2 + \alpha_1^2} + \frac{A_2\alpha_2}{v^2 + \alpha_2^2 + \beta_1^2} + \frac{A_3\alpha_3(v^2 + \alpha_3^2 + \beta_2^2)}{(v^2 + \alpha_2^2 - \beta_1^2)^2 + 4\alpha_2^2\beta_1^2} + \frac{A_3\alpha_3(v^2 + \alpha_3^2 + \beta_2^2)}{(v^2 + \alpha_3^2 - \beta_2^2)^2 + 4\alpha_3^2\beta_2^2} \right\}; \quad (7.56)$$

- для функции (7.47)

$$S_q(v) = \frac{2D_q}{\pi} \left\{ \frac{A_1\alpha_1(v^2 + \alpha_1^2 + \beta_1^2)}{(v^2 + \alpha_1^2 - \beta_1^2)^2 + 4\alpha_1^2\beta_1^2} + \frac{A_2\alpha_2(v^2 + \alpha_2^2 + \beta_2^2)}{(v^2 + \alpha_2^2 - \beta_2^2)^2 + 4\alpha_2^2\beta_2^2} \right\}; \quad (7.57)$$

- для функции (7.48)

$$S_q(v) = \frac{2D_q}{\pi} \left\{ \frac{A_1\alpha_1}{(v^2 + \alpha_1^2)} + \frac{A_2\alpha_2(v^2 + \alpha_2^2 + \beta_1^2)^2}{(v^2 + \alpha_2^2 - \beta_1^2)^2 + 4\alpha_2^2\beta_1^2} \right\}; \quad (7.58)$$

- для функции (7.49)

$$S_q(v) = \frac{2D_q\alpha_1}{\pi(v^2 + \alpha_1^2)}; \quad (7.59)$$

- для функции (7.50)

$$S_q(v) = \frac{2D_q\alpha_1(v^2 + \alpha_1^2 + \beta_1^2)}{\pi \left[ (v^2 + \alpha_1^2 - \beta_1^2)^2 + 4\alpha_1^2\beta_1^2 \right]}. \quad (7.60)$$

## 7.5. Автомобиль как колебательная система

**Схемы колебательных систем.** Автомобиль представляет собой сложную механическую систему, состоящую из большого количества масс, соединённых различного рода упругими связями. При движении все массы совершают линейные и угловые колебания в различных плоскостях.

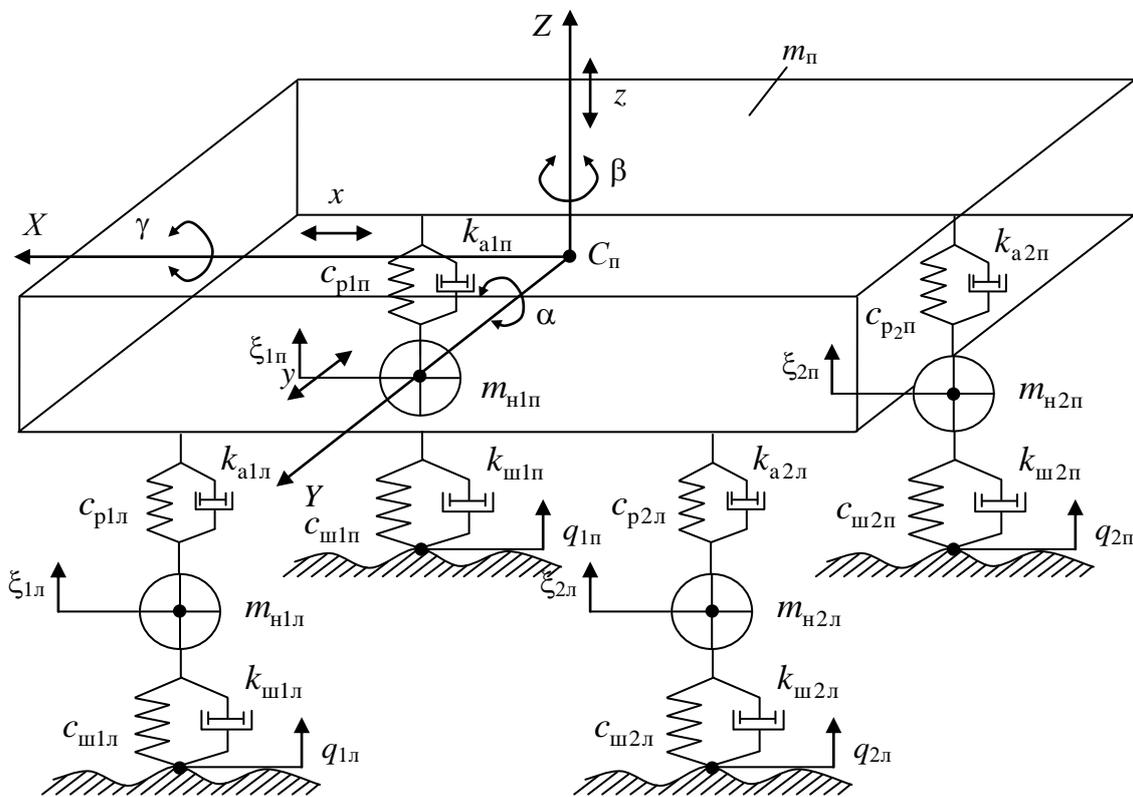
При изучении закономерностей движения сложных механических систем вводят понятие числа степеней свободы. *Число степеней свободы* – сумма независимых перемещений всех составных частей системы, каждую из которых рассматривают как абсолютно жёсткое или твёрдое тело. Движение механиче-

ской системы описывают системой *дифференциальных уравнений второго порядка*, число которых равно числу степеней свободы.

Выбор схемы колебательной системы, эквивалентной автомобилю, прежде всего зависит от рассматриваемого *диапазона частот*. Исследованиями установлено, что вибрации составных частей автомобиля происходят в диапазоне до 500 Гц. Весь частотный спектр вибраций составных частей автомобиля подразделяют на два диапазона – *низкочастотный* (от 0 до 25 Гц) и *высокочастотный* (свыше 25 Гц). Вибрации, происходящие с низкой частотой, называют *колебаниями*, и именно они оказывают влияние на плавность движения автомобиля.

Деление вибраций на низкочастотные и высокочастотные при изучении плавности движения имеет две причины. Во-первых, низкочастотные вибрации, или колебания, воспринимаются человеком отдельно, высокочастотные – слитно, как звук. В акустике *звуком* называют вибрации с частотой от 20 Гц до 20 кГц. Во-вторых, при движении автомобиля по дорожным неровностям возникают колебания кузова и колёс с частотой до 20...25 Гц. Вибрации с большими частотами возбуждают не столько движение автомобиля по неровностям, сколько второстепенные источники колебаний, вызванные работой его различных механизмов (двигателя, трансмиссии, колёс).

На рис. 7.8 показана *пространственная колебательная система двухосного автомобиля*. Любая колебательная система состоит из инерционных элементов, или масс, упругих элементов и диссипативных, или гасящих, элементов, обеспечивающих рассеивание энергии при колебаниях масс.



### Рис. 7.8. Пространственная колебательная система двухосного автомобиля

При изучении колебаний автомобиля все массы его составных частей объединяют в две группы – *подрессоренные* и *неподрессоренные*. Определения названных масс даны в гл. 6 при рассмотрении крена подрессоренной массы. К *подрессоренным* относят массы кузова и рамы с укрепленными на них двигателем, механизмами трансмиссии и органами управления, груза, водителя и пассажиров. К *неподрессоренным* относят массы мостов, колёс, колёсных тормозных механизмов. Массы рессор, рычагов направляющих устройств, амортизаторов, тяг рулевого привода, карданных валов относят частично к подрессоренным и неподрессоренным массам.

Исследованиями установлено, что при расчётах колебаний в диапазоне частот до 25 Гц все подрессоренные массы могут быть объединены в одну массу  $m_{\text{п}}$  с моментами инерции  $J_x$  и  $J_y$  относительно продольной  $X$  и поперечной  $Y$  осей, проходящих через центр подрессоренной массы  $C_{\text{п}}$ , соответственно.

В отдельных случаях, когда масса грузов или людей соизмерима с другими подрессоренными массами, необходимо отдельно учитывать *систему подрессоривания* составных частей конструкции, грузов и людей. Примерами таких систем могут служить лесовозный автомобиль, перевозящий пакеты леса, легковые автомобили особо малого класса, мотоциклы. К ним следует также отнести грузовые автомобили, имеющие подрессоренные кабины и сиденья.

Подрессоренная масса (кузов)  $m_{\text{п}}$  обладает шестью степенями свободы – тремя линейными и тремя угловыми:

$x$  – *подёргивание*, линейные перемещения вдоль продольной оси на шинах;

$y$  – *шатание*, линейные перемещения вдоль поперечной оси на шинах;

$z$  – *покачивание*, линейные перемещения вдоль вертикальной оси на подвесках и шинах;

$\gamma$  – *колебания крена*, угловые колебания вокруг продольной оси;

$\alpha$  – *галопирование*, угловые колебания вокруг поперечной оси;

$\beta$  – *рыскание*, угловые колебания вокруг вертикальной оси.

На *плавность движения* оказывают влияние вертикальные, продольные угловые и поперечные угловые колебания. Колебания вдоль продольной и поперечной осей и угловые колебания вокруг вертикальной оси незначительны, из-за того что их ограничивают направляющими устройствами подвески.

*Неподрессоренную массу каждого колеса*  $m_{\text{ни}}$ , где  $i = \overline{1,4}$ , рассматривают отдельно и считают сосредоточенной. Каждая из них имеет шесть степеней свободы, но на плавность движения оказывают влияние только линейные вертикальные колебания. При зависимой подвеске колёс, а также независимой с качанием колёс вокруг продольной оси (например, на одном поперечном рычаге) в отдельных случаях следует учитывать поперечные угловые колебания неподрессоренных масс.

На схеме рис. 7.8 подвески смоделированы пружинами жёсткостью  $c_{pi}$  и амортизаторами с коэффициентами сопротивления  $k_{ai}$ , шины, обладающие упругостью и неупругим сопротивлением – пружинами жёсткостью  $c_{ши}$  и демпферами с коэффициентами демпфирования  $k_{ши}$ . При составлении моделей колебательных систем автомобиля принимают, что все упругие и диссипативные (гасящие) элементы расположены в плоскостях колёс, а их упругие и демпфирующие свойства оценивают приведёнными к колёсам параметрами.

Трение, за счёт которого рассеивается энергия при колебаниях, бывает двух типов – со смазочным материалом, или так называемое вязкоупругое трение, и без смазочного материала, или «сухое» трение. В первом случае сила трения и её направление зависят от скорости деформации упругого элемента, во втором – она постоянна, а направление противоположно скорости деформации. На схемах элементы с трением первого вида изображают условным телескопическим амортизатором, элементы с трением второго рода – двумя трущимися пластинами. В некоторых случаях элементы второго рода на схемах не показывают, но учитывают при математическом описании колебательной системы.

При движении по дороге с реальным микропрофилем автомобиль совершает сложные колебания в продольной и поперечной плоскостях. Вследствие симметрии автомобиля относительно продольной вертикальной плоскости его колебания в продольной и поперечной плоскостях становятся независимыми друг от друга и их можно рассматривать отдельно. В этом случае пространственная колебательная система распадается на две плоских, показанных на рис. 7.9 и рис. 7.10.

Колебательную систему в продольной плоскости (рис. 7.9) получают путём совмещения правых и левых колёс и подвесок. На схеме  $m_n$  и  $J_y$  – подрессоренная масса и момент инерции подрессоренной массы относительно поперечной оси;  $m_{n1} = m_{n1л} + m_{n1п}$  и  $m_{n2} = m_{n2л} + m_{n2п}$  – передняя и задняя неподрессоренные массы;  $c_{p1} = c_{p1л} + c_{p1п}$  и  $c_{p2} = c_{p2л} + c_{p2п}$  – суммарные жёсткости передней и задней подвесок;  $k_{a1} = k_{a1л} + k_{a1п}$  и  $k_{a2} = k_{a2л} + k_{a2п}$  – суммарные коэффициенты сопротивления амортизаторов передней и задней подвесок;

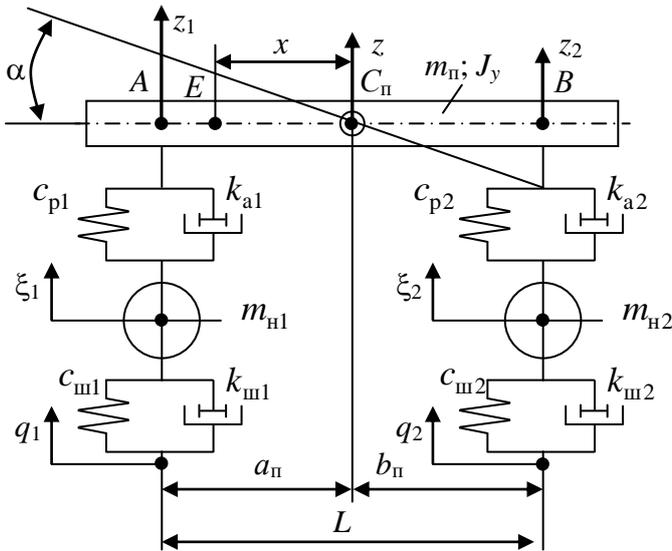


Рис. 7.9. Колебательная система двухосного автомобиля в продольной плоскости

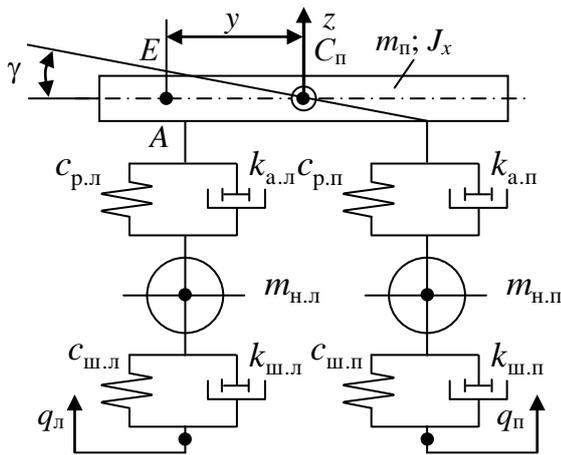


Рис. 7.10. Колебательная система двухосного автомобиля в поперечной плоскости

$c_{ш1} = c_{ш1л} + c_{ш1п}$  и  $c_{ш2} = c_{ш2л} + c_{ш2п}$  – суммарные жёсткости шин передних и задних колёс;  $k_{ш1} = k_{ш1л} + k_{ш1п}$  и  $k_{ш2} = k_{ш2л} + k_{ш2п}$  – суммарные коэффициенты демпфирования шин передних и задних колёс;  $q_1$  и  $q_2$  – высоты неровностей под передними и задними колёсами, определяемые в каждый момент времени по соотношениям:

$$q_1 = 0,5 (q_{1л} + q_{1п}); \quad (7.61)$$

$$q_2 = 0,5 (q_{2л} + q_{2п}), \quad (7.62)$$

где  $q_{1л}$  и  $q_{1п}$  – высоты неровностей дороги под левым и правым передними колёсами соответственно;  $q_{2л}$  и  $q_{2п}$  – высоты неровностей дороги под левым и правым задними колёсами.

Колебательную систему в поперечной плоскости (рис. 7.10) получают объединением неподрессоренных масс, жёсткостей, коэффициентов сопротивления амортизаторов и коэффициентов демпфирования шин левого (л) и правого (п) бортов автомобиля. Высоты неровностей под левыми и правыми колёсами в каждый момент времени вычисляют по соотношениям:

$$q_л = 0,5 (q_{1л} + q_{2л}); \quad (7.63)$$

$$q_п = 0,5 (q_{1п} + q_{2п}), \quad (7.64)$$

где  $q_{1л}$  и  $q_{2л}$  – высоты неровностей дороги под передним и задним левыми колёсами соответственно;  $q_{1п}$  и  $q_{2п}$  – высоты неровностей дороги под передним и задним правыми колёсами.

При изучении колебаний автомобиля в продольной и поперечной плоскостях принимают следующие допущения:

- 1) колёса автомобиля имеют *точечный контакт* с поверхностью дороги, а координаты точек контакта  $q$  полностью копируют микропрофиль;
- 2) характеристики упругих элементов подвески и амортизаторов *линейны* или *линеаризованы*, поэтому коэффициенты жёсткости  $c_{pi}$  и сопротивления  $k_{ai}$  постоянны;

3) все диссипативные силы подвески, включая «сухое» трение, учитывают эквивалентными коэффициентами сопротивления, входящими в  $k_{ai}$ ;

4) шины представлены моделями с постоянными коэффициентами  $c_{ши}$  и  $k_{ши}$ ;

5) параметры подвески и шин правых и левых колёс одинаковы:  $c_{pил} = c_{pип}$ ;  $c_{шил} = c_{шип}$ ;  $k_{aил} = k_{aип}$ ;  $k_{шил} = k_{шип}$ ;

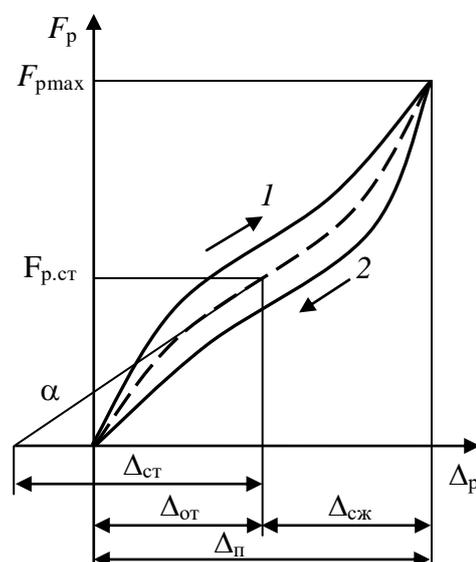
6) силы сопротивления качению и воздуха не учитывают;

7) автомобиль движется с постоянной скоростью.

Вертикальные и угловые колебания систем, представленных на рис. 7.9 и рис. 7.10, можно описывать двумя способами: уравнениями Лагранжа второго рода и уравнениями динамики. Первый способ обладает большей общностью, второй – несколько проще.

**Характеристики системы поддрессоривания.** Параметры, характеризующие жёсткостные и диссипативные свойства колебательной системы автомобиля, определяют по характеристикам подвесок, шин и амортизаторов. При расчётах плавности движения условно считают, что упругие и гасящие устройства установлены в плоскости колеса и создают вертикальные силы, приложенные к его центру. Такие устройства и их характеристики называют *приведёнными*.

Приведённая упругая характеристика подвески показана на рис. 7.11. Зависимость между нормальной нагрузкой  $F_p$  и нормальной деформацией подвески  $\Delta_p$  строят по результатам измерений в плоскости, проходящей через центр колеса, при нагружении и разгрузке кузова. За упругую характеристику принимают среднюю линию между кривыми нагружения и разгрузки (штриховая линия, рис. 7.11). На рисунке показаны основные параметры, определяющие свойства подвески:  $\Delta_{п}$  – полный ход (полный прогиб), равный перемещению оси колеса относительно кузова по вертикали от верхнего до нижнего ограничителей хода;  $\Delta_{от}$  – ход отбоя, перемещение оси колеса от нижнего ограничителя до положения, соответствующего статической нагрузке  $F_{p,ст}$ ;  $\Delta_{сж}$  – ход сжатия, перемещение оси колеса от статического положения до верхнего ограничителя, когда через подвеску передаётся максимальная нагрузка  $F_{p,макс}$ ;  $\Delta_{п} = \Delta_{от} + \Delta_{сж}$ .



**Рис. 7.11. Приведённая упругая характеристика подвески:**  
1 – нагружение; 2 – разгрузка

Одним из параметров характеристики является *приведённый коэффициент жёсткости* или *приведённая жёсткость подвески*  $c_p$  – производная нагрузки по перемещению:

$$c_p = \frac{dF_p}{d\Delta_p} = \operatorname{tg}\alpha. \quad (7.65)$$

Если  $c_p = \text{const}$ , то упругая характеристика линейная, если  $c_p = f(\Delta_p)$ , то есть жёсткость зависит от деформации, – нелинейная. В первом случае подвеску называют *линейной*, во втором – *нелинейной*.

По упругой характеристике определяют *статический прогиб подвески*:

$$\Delta_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{р.ст}}}{c_p}, \quad (7.66)$$

где  $c_p$  – жёсткость подвески при  $F_{\text{р.ст}}$ .

К оценочным параметрам подвески также относят *коэффициент её динамичности*  $k_d$ , представляющий отношение максимальной нормальной нагрузки  $F_{\text{рmax}}$ , которую передают через подвеску, к статической  $F_{\text{р.ст}}$ :

$$k_d = \frac{F_{\text{рmax}}}{F_{\text{р.ст}}}. \quad (7.67)$$

Этот коэффициент характеризует степень вероятности движения автомобиля по неровным дорогам без ударов в ограничители хода сжатия, так называемый «*пробой*» подвески.

Для подвесок с линейной характеристикой:

$$k_d = \frac{\Delta_{\text{ст}} + \Delta_{\text{сж}}}{\Delta_{\text{ст}}} = 1 + \frac{\Delta_{\text{сж}}}{\Delta_{\text{ст}}}. \quad (7.68)$$

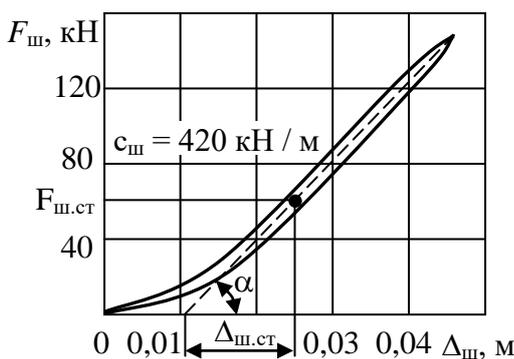


Рис. 7.12. Упругая характеристика шины 7.50–20

*Упругая характеристика шины* – зависимость нормальной нагрузки  $F_{\text{ш}}$  от нормальной деформации  $\Delta_{\text{ш}}$ . В качестве примера на рис. 7.12 показана упругая характеристика шины 7.50–20. Так же, как для подвески, по упругой характеристике шины определяют её *нормальную жёсткость*

$$c_{\text{ш}} = \frac{dF_{\text{ш}}}{d\Delta_{\text{ш}}} = \operatorname{tg}\alpha \quad (7.69)$$

и статический прогиб

$$\Delta_{ш.ст} = \frac{F_{ш.ст}}{c_{ш}}. \quad (7.70)$$

Характеристики шин дорожных автомобилей близки к линейным, поэтому основным параметром является *жѐсткость, определяемая при статической нагрузке*  $F_{ш.ст}$ .

При расчѐтах показателей плавности движения упругие свойства шины моделируют пружиной постоянной жѐсткости, нижний конец которой контактирует с опорной поверхностью в одной точке. При теоретических исследованиях колебательных процессов дополнительно учитывают: 1) зависимость нормальной жѐсткости шины от формы опорной поверхности: на выпуклых поверхностях  $c_{ш}$  уменьшается, на вогнутых – возрастает; 2) способ приложения к шине нормальной нагрузки  $F_{ш}$ : при нагружении квазистатической и переменной нормальной нагрузкой различной частоты жѐсткость неподвижной шины не остаѐтся постоянной; 3) влияние вращения шины на нормальную жѐсткость: при нагружении шины переменной нормальной нагрузкой неподвижной и катящейся шины динамическая нормальная жѐсткость шины различна; 4) влияние частоты колебаний шины на ее динамическую жѐсткость; 5) «сглаживающую» и «поглощающую» способности шины при переезде неровностей, длина которых соизмерима с длиной её контактной поверхности; 6) возможные отрывы шины от опорной поверхности.

Для рассеивания энергии колебаний автомобиля в подвесках устанавливают *амортизаторы*. На современных автомобилях наибольшее применение находят гидравлические телескопические амортизаторы двустороннего действия. Амортизатор проектируют таким образом, чтобы создаваемая им *сила сопротивления*  $F_a$  была пропорциональна скорости деформации подвески  $\dot{\Delta}_p$ :

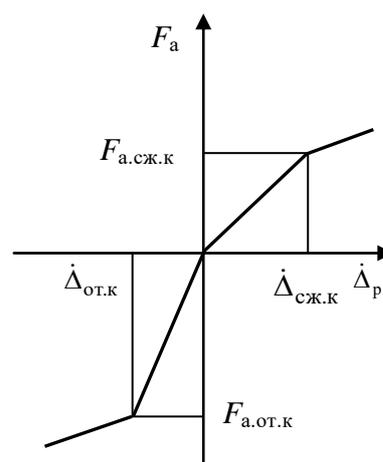
$$F_a = k_a \dot{\Delta}_p, \quad (7.71)$$

где  $k_a$  – коэффициент сопротивления амортизатора.

*Коэффициент сопротивления амортизатора* (Н·с/м) численно равен силе сопротивления (Н), которую он создаѐт при скорости деформации подвески, равной 1 м/с.

При  $k_a = \text{const}$  амортизатор считают линейным. Зависимость силы сопротивления амортизатора  $F_a$  от скорости деформации подвески  $\dot{\Delta}_p$  называют *характеристикой амортизатора*. При расчѐтах плавности движения используют характеристики амортизаторов, приведѐнные к колѐсам.

На рис. 7.13 показана характеристика амортизатора. Обычно характеристика амортизатора несимметричная, то есть коэффициент сопротив-



**Рис. 7.13. Приведѐнная характеристика гидравлического амортизатора**

ления на ходе сжатия  $k_{a.сж}$  меньше, чем на ходе отбоя  $k_{a.от}$ :  $k_{a.сж} = (0,1 \dots 0,25) k_{a.от}$ . Для предохранения амортизаторов от разрушения в полостях высокого давления устанавливают разгрузочные клапаны, которые уменьшают коэффициенты сопротивления  $k_{a.сж}$  и  $k_{a.от}$  при скоростях деформации  $\dot{\Delta}_{сж.к}$  и  $\dot{\Delta}_{от.к}$  соответственно. Как правило, эти скорости превосходят максимальные скорости деформаций подвесок при эксплуатационных режимах движения.

При расчётах плавности движения принимают *среднее значение коэффициента сопротивления амортизатора*:

$$k_a = \frac{k_{a.сж} + k_{a.от}}{2}. \quad (7.72)$$

*Силу трения*, возникающую при вертикальной деформации шины  $F_{a.ш}$ , рассматривают как зависящую от скорости деформации  $\dot{\Delta}_{ш}$ :

$$F_{a.ш} = k_{ш} \dot{\Delta}_{ш}, \quad (7.73)$$

где  $k_{ш}$  – *коэффициент демпфирования шины*.

При технических расчётах плавности движения *коэффициент демпфирования шин* считают постоянным. При теоретических исследованиях учитывают его изменение в зависимости от частоты колебаний, скорости движения, амплитуды нормальной деформации шины и некоторых других факторов. В частности, установлено резкое уменьшение  $k_{ш}$  при увеличении скорости качения колеса. Оно обусловлено тем, что скорость деформации шины при качении существенно больше скорости деформации от вертикальных колебаний неподвижной шины.

**Виды колебаний автомобиля.** При *гармоническом*, или *одночастном*, возбуждении возникают *неустановившиеся, установившиеся (вынужденные) и свободные колебания*. Колебания первых двух видов происходят при воздействии внешних возмущающих сил, причём установившиеся колебания являются пределом, к которому с течением времени стремятся неустановившиеся колебания. Необходимым условием для возникновения вынужденных колебаний является периодический характер возмущающей силы. Свободные колебания появляются после того, как прекращается действие внешнего возмущения и система после нарушения равновесия предоставлена самой себе.

Неустановившиеся колебания возникают, например, при движении по *единичной неровности*. При движении по дороге с *волнистой поверхностью* по прошествии некоторого времени устанавливаются колебания с постоянной частотой и амплитудой, которые называют установившимися или вынужденными. В момент съезда с единичной неровности или по окончании движения по волнистой поверхности возмущающие силы прекращают своё действие, и начинаются свободные колебания на ровной дорожной поверхности.

При движении по дороге *со случайным микропрофилем* возникает *многочастотное возмущение*. При многочастотном возбуждении чаще всего появляются неустановившиеся колебания. *Вынужденные колебания* наблюдают на от-

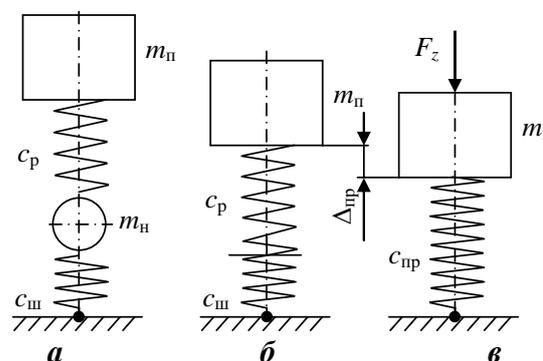
дельных участках дороги с волнистой поверхностью при движении с постоянной скоростью. *Свободные колебания* происходят лишь после проезда отдельных выбоин, выступов, ступенек либо волн на шоссе с ровной поверхностью.

### 7.6. Свободные колебания подрессоренной массы автомобиля без учёта сил сопротивления

**Свободные колебания подрессоренной массы автомобиля как одно-массовой системы с одной степенью свободы без учёта сил сопротивления.** Одномассовая колебательная система может быть получена из общей колебательной системы, показанной на рис. 7.9, если отдельно рассмотреть колебания частей подрессоренной массы  $m_n$ , приходящихся на переднюю или заднюю подвески. Если пренебречь силами сопротивления амортизаторов и шин ( $k_a = k_{ш} = 0$ ), то колебательная система будет иметь вид, показанный на рис. 7.14, а.

Неподрессоренные массы  $m_n$  автомобиля составляют в среднем 15...20 % его подрессоренной массы, а жёсткость подвески в 3...7 раз меньше жёсткости шин, в результате чего собственная частота колебаний неподрессоренных масс в несколько раз выше, чем подрессоренных. По этой причине колебания неподрессоренных масс оказывают незначительное влияние на перемещения подрессоренных масс и ими в первом приближении можно пренебречь, полагая  $m_n \approx 0$ . В этом случае колебательная система приобретает вид, показанный на рис. 7.14, б.

Упругие элементы жёсткостью  $c_p$  и  $c_{ш}$  можно заменить одним упругим элементом, имеющим приведённую жёсткость  $c_{пр}$ . Расчёт приведённой жёсткости выполняют по схеме, показанной на рис. 7.14, в. *Приведённой жёсткостью подвески* называют жёсткость такого упругого элемента (пружины), прогиб которого  $\Delta_{пр}$  равен сумме прогибов подвески  $\Delta_p$  и шин  $\Delta_{ш}$ , воспринимающих ту же нормальную нагрузку  $F_z$ :



**Рис. 7.14. Колебательные системы:**  
а – двухмассовая; б – одномассовая;  
в – одномассовая под нагрузкой

$$\Delta_{пр} = \Delta_p + \Delta_{ш}. \quad (7.74)$$

Прогибы  $\Delta_{пр}$ ,  $\Delta_p$  и  $\Delta_{ш}$ , согласно (7.66) и (7.70):

$$\Delta_{пр} = \frac{F_z}{c_{пр}}; \quad \Delta_p = \frac{F_z}{c_p}; \quad \Delta_{ш} = \frac{F_z}{c_{ш}}. \quad (7.75)$$

После подстановки выражений прогибов из (7.75) в (7.74) получают:

$$\frac{F_z}{c_{пр}} = \frac{F_z}{c_p} + \frac{F_z}{c_{ш}}. \quad (7.76)$$

Следовательно:

$$\frac{1}{c_{\text{пр}}} = \frac{1}{c_p} + \frac{1}{c_{\text{ш}}}, \quad (7.77)$$

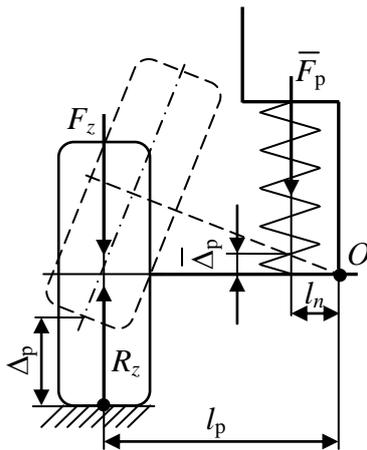
откуда

$$c_{\text{пр}} = \frac{c_p c_{\text{ш}}}{c_p + c_{\text{ш}}}. \quad (7.78)$$

Из формулы (7.78) видно, что приведённая жёсткость подвески ниже её жёсткости: на 10...15% у легковых автомобилей и на 15...20% у грузовых. Если пренебречь эластичностью шин, то есть считать их абсолютно жёсткими ( $c_{\text{ш}} = \infty$ ), то  $c_{\text{пр}} = c_p$ .

Полученная формула справедлива только для *зависимой подвески*, у которой жёсткость подвески равна жёсткости упругого элемента. У *независимых подвесок* жёсткость подвески  $c_p$  и жёсткость упругого элемента  $\bar{c}_p$  не одинаковы из-за влияния плеч рычагов направляющего устройства. Соотношение между  $c_p$  и  $\bar{c}_p$  может быть установлено на основании схемы, приведённой на рис. 7.15.

Прогиб подвески равен перемещению колеса относительно кузова:



$$\bar{\Delta}_p = \frac{\bar{F}_p}{\bar{c}_p}; \quad (7.79)$$

$$\Delta_p = \frac{F_z}{c_p}. \quad (7.80)$$

Из уравнения моментов относительно точки  $O$  — крепления рычага подвески:

$$\Sigma T_O = 0; R_z l_p = \bar{F}_p l_n, \quad (7.81)$$

откуда

$$R_z = F_z = \frac{\bar{F}_p l_n}{l_p}. \quad (7.82)$$

**Рис. 7.15. Схема определения приведённой жёсткости независимой подвески:**

$\bar{F}_p$  — сила, действующая на упругий элемент;  $F_z$  — нормальная сила, действующая на колесо;  $\bar{\Delta}_p$  — прогиб упругого элемента;  $\Delta_p$  — прогиб подвески

Из подобия треугольников:

$$\frac{\Delta_p}{\bar{\Delta}_p} = \frac{l_p}{l_n}, \quad (7.83)$$

откуда

$$\Delta_p = \frac{\bar{\Delta}_p l_p}{l_n}. \quad (7.84)$$

Из уравнения (7.80):

$$c_p = \frac{F_z}{\Delta_p}. \quad (7.85)$$

Подставив в (7.85) величины  $F_z$  из (7.82) и  $\Delta_p$  из (7.84), получают:

$$c_p = \frac{\bar{F}_p l_n^2}{\Delta_p l_p^2}. \quad (7.86)$$

Из (7.79) видно, что:

$$\frac{\bar{F}_p}{\Delta_p} = \bar{c}_p. \quad (7.87)$$

Тогда

$$c_p = \frac{\bar{c}_p l_n^2}{l_p^2}. \quad (7.88)$$

После подстановки  $c_p$  в формулу (7.78) получают:

$$c_{\text{пр}} = \frac{\left( \frac{\bar{c}_p l_n^2}{l_p^2} \right) c_{\text{ш}}}{\frac{\bar{c}_p l_n^2}{l_p^2} + c_{\text{ш}}} = \frac{l_n^2 \bar{c}_p c_{\text{ш}}}{l_n^2 \bar{c}_p + l_p^2 c_{\text{ш}}}. \quad (7.89)$$

В частном случае, когда подвеска зависимая,  $l_n = l_p$ ,  $\bar{c}_p = c_p$ , и получают уравнение (7.78).

В уравнении (7.88)

$$\frac{l_p}{l_n} = u_{\text{п}} \quad (7.90)$$

называют *передаточным числом подвески*. Тогда

$$c_p = \frac{\bar{c}_p}{u_{\text{п}}^2}. \quad (7.91)$$

Аналогично:

$$k_a = \frac{\bar{k}_a}{u_{\text{п}}^2}, \quad (7.92)$$

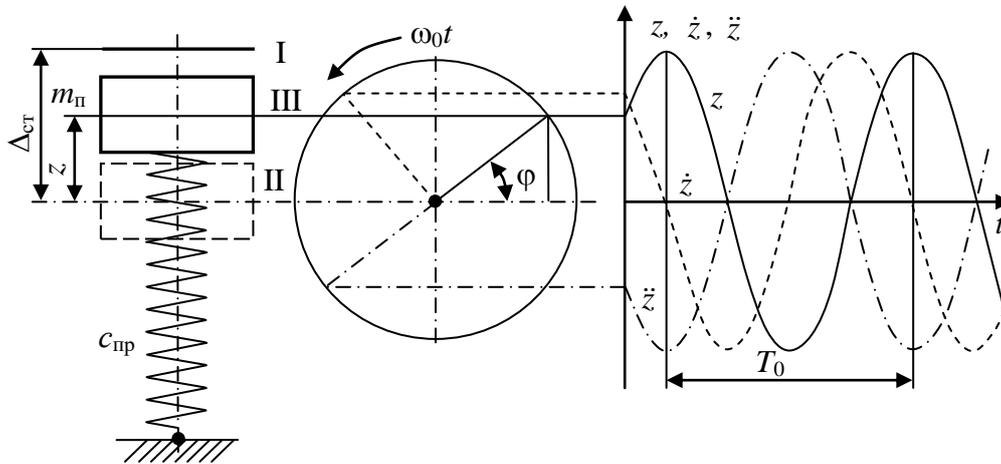
где  $\bar{k}_a$  и  $k_a$  – коэффициент сопротивления амортизатора и коэффициент сопротивления амортизатора, приведённый к колесу, соответственно. По формулам (7.91) и (7.92) можно рассчитать параметры системы подрессоривания при любой кинематической схеме направляющего устройства подвески.

Схема для расчёта свободных незатухающих колебаний массы  $m_{\text{п}}$ , опирающейся на упругий элемент жёсткостью  $c_{\text{пр}}$ , приведена на рис. 7.16. При *свободном состоянии* упругого элемента масса занимает положение I. Под действием нагрузки  $G_{\text{п}} = m_{\text{п}} g$  масса переходит в *положение равновесия* II, в котором

на неё снизу действует упругая сила:

$$F_p = c_{\text{пр}} \Delta_{\text{ст}}, \quad (7.93)$$

где  $\Delta_{\text{ст}}$  – статический прогиб упругого элемента под действием силы  $G_{\text{п}}$ .



**Рис. 7.16.** Схема свободных незатухающих колебаний одномассовой системы с одной степенью свободы

Уравнение сил, действующих на массу  $m_{\text{п}}$  в положении равновесия, имеет вид:

$$G_{\text{п}} = m_{\text{п}} g = c_{\text{пр}} \Delta_{\text{ст}}. \quad (7.94)$$

Любое отклонение массы  $m_{\text{п}}$  от положения равновесия вызывает появление инерционной силы:

$$F_a = \pm m_{\text{п}} \ddot{z}, \quad (7.95)$$

направление действия которой зависит от соотношения сил  $F_p$  и  $G_{\text{п}}$ .

В *положении III*, когда масса отклонилась от положения равновесия на величину  $z$  вверх, она движется замедленно, поэтому  $F_a = +m_{\text{п}} \ddot{z}$ . В этом положении на массу  $m_{\text{п}}$  снизу действует упругая сила  $F_p$ :

$$F_p = c_{\text{пр}} (\Delta_{\text{ст}} - z) = G_{\text{п}} - c_{\text{пр}} z. \quad (7.96)$$

Уравнение равновесия сил имеет вид:

$$F_a = F_p - G_{\text{п}}. \quad (7.97)$$

После подстановки сил  $F_a$  и  $F_p$  получают:

$$+ m_{\text{п}} \ddot{z} = G_{\text{п}} - c_{\text{пр}} z - G_{\text{п}} = -c_{\text{пр}} z, \quad (7.98)$$

откуда

$$m_{\text{п}} \ddot{z} + c_{\text{пр}} z = 0. \quad (7.99)$$

Поделив уравнение (7.99) на  $m_{\text{п}}$ , получают *уравнение движения подрессоренной массы  $m_{\text{п}}$  на подвеске жёсткостью  $c_{\text{пр}}$* :

$$\ddot{z} + \omega_0^2 z = 0. \quad (7.100)$$

В уравнении (7.100)

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_{\text{пр}}}{m_{\text{п}}}} \quad (7.101)$$

– угловая частота собственных незатухающих колебаний подрессоренной массы на подвеске. Из уравнения (7.101) видно, что угловая частота колебаний уменьшается при снижении жёсткости подвески и увеличении подрессоренной массы.

При проектировании подвески угловую частоту собственных колебаний удобно выражать через статический прогиб подвески  $\Delta_{\text{ст}}$ . Выразив из (7.94)  $c_{\text{пр}} = G_{\text{п}}/\Delta_{\text{ст}}$  и имея в виду, что  $m_{\text{п}} = G_{\text{п}}/g$ , после их подстановки в уравнение (7.101) получают:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{g}{\Delta_{\text{ст}}}} = \sqrt{\frac{9,81}{\Delta_{\text{ст}}}} = \frac{3,13}{\sqrt{\Delta_{\text{ст}}}} \text{ (рад / с)}, \quad (7.102)$$

где 9,81 м / с<sup>2</sup>;  $\Delta_{\text{ст}}$ , м. Если  $\Delta_{\text{ст}}$  задан в см, то

$$\omega_0 = \frac{31,3}{\sqrt{\Delta_{\text{ст}}}} \text{ (рад / с)}. \quad (7.103)$$

Для расчёта частоты в Герцах пользуются соотношением  $f_0 = \omega_0/2\pi = \omega_0/6,28$ , где  $\omega_0$ , рад / с:

$$f_0 = \frac{3,13}{6,28\sqrt{\Delta_{\text{ст}}}} \approx \frac{0,5}{\sqrt{\Delta_{\text{ст}}}} \text{ (Гц)}, \quad (7.104)$$

если  $\Delta_{\text{ст}}$  в м;

$$f_0 = \frac{5}{\sqrt{\Delta_{\text{ст}}}} \text{ (Гц)}, \quad (7.105)$$

если  $\Delta_{\text{ст}}$  в см.

Довольно распространена техническая частота колебаний  $n_0$ , представляющая число колебаний в минуту, то есть:

$$n_0 = 60 f_0, \quad (7.106)$$

где  $f_0$  (Гц). Тогда

$$n_0 = \frac{30}{\sqrt{\Delta_{\text{ст}}}} \text{ (МИН}^{-1}\text{)}, \quad (7.107)$$

если  $\Delta_{\text{ст}}$  в м, и

$$n_0 = \frac{300}{\sqrt{\Delta_{\text{ст}}}} \text{ (МИН}^{-1}\text{)}, \quad (7.108)$$

если  $\Delta_{\text{ст}}$  в см.

У современных легковых автомобилей суммарный статический прогиб с учётом деформации шин составляет: для передней подвески – 15...25 см, зад-

ней подвески – 12...18 см. При этом частота собственных колебаний поддрессоренной массы составляет 1...1,3 Гц и 1,1...1,4 Гц соответственно.

Для грузовых автомобилей типичны такие величины: статический прогиб передней подвески – 7,5...10 см, задней – 7...12 см. При этом частоты собственных колебаний составляют 1,6...1,8 Гц на передней и 1,4...1,9 Гц на задней подвесках. Общепринятым считают соотношение жёсткостей передней и задней подвесок, когда жёсткость задней подвески легкового автомобиля на 10...30 % выше жёсткости передней подвески.

Решение уравнения (7.100) имеет вид:

$$z = A \sin(\omega_0 t + \varphi), \quad (7.109)$$

где  $A$  – амплитуда;  $\varphi$  – фазовый угол.

Скорость колебаний находят дифференцированием по времени уравнения (7.109):

$$\dot{z} = \frac{dz}{dt} = A\omega_0 \cos(\omega_0 t + \varphi), \quad (7.110)$$

а ускорение колебаний – дифференцированием по времени уравнения (7.110):

$$\ddot{z} = \frac{d\dot{z}}{dt} = -A\omega_0^2 \sin(\omega_0 t + \varphi). \quad (7.111)$$

Входящие в уравнения (7.109)...(7.111) амплитуду  $A$  и фазовый угол  $\varphi$  находят совместным решением уравнений (7.109) и (7.110) при начальных условиях  $t = 0$ ;  $z = z_0$ ;  $\dot{z} = \dot{z}_0$ :

$$z_0 = A \sin\varphi; \quad (7.112)$$

$$\dot{z}_0 = A\omega_0 \cos\varphi, \quad (7.113)$$

откуда

$$A = \sqrt{z_0^2 + \frac{\dot{z}_0^2}{\omega_0^2}}; \quad (7.114)$$

$$\varphi = \arctg\left(\frac{z_0\omega_0}{\dot{z}_0}\right). \quad (7.115)$$

Заменив в уравнениях (7.109)...(7.111)

$$A = z_{\max}; \quad A\omega_0 = \dot{z}_{\max}; \quad A\omega_0^2 = \ddot{z}_{\max},$$

где  $z_{\max}$  – максимальное перемещение,  $\dot{z}_{\max}$  – максимальная скорость и  $\ddot{z}_{\max}$  – максимальное ускорение поддрессоренной массы, получают уравнения в следующем виде:

$$z = z_{\max} \sin(\omega_0 t + \varphi); \quad (7.116)$$

$$\dot{z} = \dot{z}_{\max} \cos(\omega_0 t + \varphi); \quad (7.117)$$

$$\ddot{z} = -\ddot{z}_{\max} \sin(\omega_0 t + \varphi). \quad (7.118)$$

Графики  $z$ ,  $\dot{z}$  и  $\ddot{z}$  показаны на рис. 7.16. Из рисунка видно, что фаза скорости опережает на  $90^\circ$  фазовый угол перемещения, а фаза ускорения противоположна фазе перемещения. Период собственных незатухающих колебаний, показанных на рисунке, вычисляют по соотношению:

$$T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0} = 2\pi \sqrt{\frac{m_{\text{п}}}{c_{\text{пр}}}}. \quad (7.119)$$

**Свободные колебания подрессоренной массы автомобиля как одно-массовой системы с двумя степенями свободы без учёта сил сопротивления.** При изучении колебаний подрессоренной массы в продольной плоскости (рис. 7.9) принимают *допущения* о том, что неподрессоренные массы  $m_{\text{н1}}$  и  $m_{\text{н2}}$  не оказывают влияния на колебания подрессоренной массы  $m_{\text{п}}$  и эти колебания рассматривают без учёта влияния сил сопротивления амортизаторов и сил демпфирования в шинах. С учётом принятых допущений  $m_{\text{н1}} = m_{\text{н2}} = k_{\text{a1}} = k_{\text{a2}} = k_{\text{ш1}} = k_{\text{ш2}} = 0$ . Колебания подрессоренной массы при этом (рис. 7.17) можно рассматривать как колебания тела массой  $m_{\text{п}}$  на двух упругих элементах, имеющих жёсткости  $c_{\text{пр1}}$  и  $c_{\text{пр2}}$ , которые равны приведённым жёсткостям передней и задней подвесок, учитывающим жёсткость упругих элементов, кинематику направляющих устройств подвесок и жёсткость шин.

Рассматриваемая колебательная система имеет *две степени свободы* – вертикальные перемещения  $z$  центра масс  $C_{\text{п}}$  вдоль оси  $Z$  и поворот на угол  $\alpha$  в продольной плоскости вокруг оси  $Y$ . Для простоты тело массой  $m_{\text{п}}$  представляют в виде отрезка  $AB$ . Оба эти движения вызывают изменения прогибов  $z_1$  и  $z_2$  переднего и заднего упругих элементов и возникновение сил упругости  $F_{\text{р}}$ , пропорциональных жёсткостям  $c_{\text{пр1}}$  и  $c_{\text{пр2}}$ , действующим снизу на подрессоренную массу.

В *положении равновесия* II передняя и задняя подвески нагружены силами веса  $G_{\text{п1}}$  и  $G_{\text{п2}}$  ( $G_{\text{п}} = G_{\text{п1}} + G_{\text{п2}}$ ):

$$G_{\text{п1}} = \frac{G_{\text{п}} b_{\text{п}}}{L}; \quad (7.120)$$

$$G_{\text{п2}} = \frac{G_{\text{п}} a_{\text{п}}}{L}, \quad (7.121)$$

где  $G_{\text{п}}$  – сила веса подрессоренных частей, приложенная в центре масс  $C_{\text{п}}$ ;  $a_{\text{п}}$  и  $b_{\text{п}}$  – расстояния от центра масс до передней и задней подвесок;  $L$  – база автомобиля.

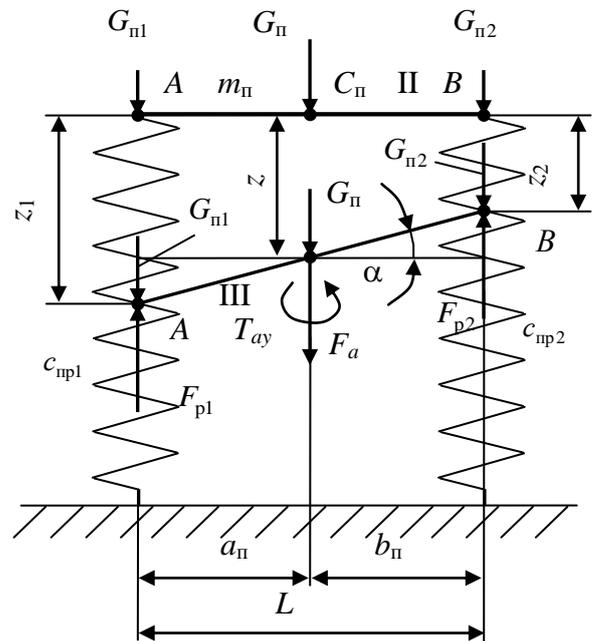


Рис. 7.17. Схема для расчёта колебаний подрессоренной массы

Эти силы уравниваются силами упругости подвесок:

$$F_{p,ct1} = G_{п1} = c_{пp1} \Delta_{ct1}; \quad (7.122)$$

$$F_{p,ct2} = G_{п2} = c_{пp2} \Delta_{ct2}, \quad (7.123)$$

где  $\Delta_{ct1}$  и  $\Delta_{ct2}$  – статические прогибы переднего и заднего упругих элементов.

В некоторый момент времени  $t$  отрезок  $AB$  отклонился от положения равновесия и занял *положение III*. Центр масс  $C_{п}$  переместился на величину  $z$  вдоль оси  $Z$ , а сам отрезок повернулся на угол  $\alpha$  вокруг поперечной оси  $Y$ . В этом положении на него действуют силы веса  $G_{п}$ ,  $G_{п1}$  и  $G_{п2}$ , упругие силы  $F_{p1} = c_{пp1}(z_1 + \Delta_{ct1}) = c_{пp1}z_1 + G_{п1}$  и  $F_{p2} = c_{пp2}(z_2 + \Delta_{ct2}) = c_{пp2}z_2 + G_{п2}$ , сила инерции  $F_a = -m_{п}\ddot{z}$  и инерционный момент  $T_{ay} = -J_y \varepsilon_y = -m_{п}\rho_y^2 \ddot{\alpha}$ , где  $J_y$  и  $\rho_y$  – *момент инерции и радиус инерции подрессоренной массы  $m_{п}$  соответственно.*

Уравнения равновесия имеют вид:

$$\begin{aligned} \Sigma Z = 0; \quad F_a = F_{p1} - G_{п1} + F_{p2} - G_{п2}; \\ -m_{п}\ddot{z} = c_{пp1}z_1 + G_{п1} - G_{п1} + c_{пp2}z_2 + G_{п2} - G_{п2}; \end{aligned} \quad (7.124)$$

$$m_{п}\ddot{z} + c_{пp1}z_1 + c_{пp2}z_2 = 0;$$

$$\Sigma T_{C_{п}} = 0; \quad T_{ay} = F_{p1}a_{п} - F_{p2}b_{п};$$

$$-m_{п}\rho_y^2 \ddot{\alpha} = c_{пp1}z_1 a_{п} + G_{п1} a_{п} - c_{пp2}z_2 b_{п} - G_{п2} b_{п}; \quad (7.125)$$

$$G_{п1} a_{п} - G_{п2} b_{п} = 0; \quad m_{п}\rho_y^2 \ddot{\alpha} + c_{пp1}z_1 a_{п} - c_{пp2}z_2 b_{п} = 0.$$

Для анализа свободных колебаний подрессоренной массы удобнее перейти от *обобщённых координат  $z$  и  $\alpha$*  к *обобщённым координатам  $z_1$  и  $z_2$* . Из рис. 7.17 видно, что перемещения подрессоренной массы на передней и задней подвесках  $z_1$  и  $z_2$  связаны с обобщёнными координатами  $z$  и  $\alpha$  следующими соотношениями:

$$z_1 = z + a_{п} \operatorname{tg} \alpha; \quad (7.126)$$

$$z_2 = z - b_{п} \operatorname{tg} \alpha. \quad (7.127)$$

Ввиду малости угла  $\alpha$   $\operatorname{tg} \alpha \approx \alpha$ , при этом:

$$z_1 \approx z + a_{п} \alpha; \quad (7.128)$$

$$z_2 \approx z - b_{п} \alpha. \quad (7.129)$$

Поскольку в уравнения (7.124) и (7.125) входят вторые производные обобщённых координат  $\ddot{z}$  и  $\ddot{\alpha}$ , для их нахождения следует дважды продифференцировать уравнения (7.128) и (7.129) по времени  $t$ :

$$\ddot{z}_1 = \ddot{z} + a_{п} \ddot{\alpha}; \quad (7.130)$$

$$\ddot{z}_2 = \ddot{z} - b_{п} \ddot{\alpha}. \quad (7.131)$$

Из уравнений (7.130) и (7.131) выражают  $\ddot{\alpha}$  и  $\ddot{z}$  через  $\ddot{z}_1$  и  $\ddot{z}_2$ :

$$\ddot{\alpha} = \frac{\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2}{L}; \quad (7.132)$$

$$\ddot{z} = \frac{b_{\pi} \ddot{z}_1 + a_{\pi} \ddot{z}_2}{L} \quad (7.133)$$

и подставляют их в уравнения (7.124) и (7.125). Получают:

$$\frac{m_{\pi} b_{\pi} \ddot{z}_1}{L} + \frac{m_{\pi} a_{\pi} \ddot{z}_2}{L} + c_{\text{пр}1} z_1 + c_{\text{пр}2} z_2 = 0; \quad (7.134)$$

$$\frac{m_{\pi} \rho_y^2 \ddot{z}_1}{L} - \frac{m_{\pi} \rho_y^2 \ddot{z}_2}{L} + c_{\text{пр}1} z_1 a_{\pi} - c_{\text{пр}2} z_2 b_{\pi} = 0. \quad (7.135)$$

Для упрощения выражений (7.134) и (7.135) уравнение (7.134) умножают на  $b_{\pi}$  и складывают с уравнением (7.135), затем умножают уравнение (7.134) на  $a_{\pi}$  и вычитают из него уравнение (7.135). В результате получают:

$$\frac{m_{\pi} (b_{\pi}^2 + \rho_y^2) \ddot{z}_1}{L} + \frac{m_{\pi} (a_{\pi} b_{\pi} - \rho_y^2) \ddot{z}_2}{L} + c_{\text{пр}1} L z_1 = 0; \quad (7.136)$$

$$\frac{m_{\pi} (a_{\pi}^2 + \rho_y^2) \ddot{z}_2}{L} + \frac{m_{\pi} (a_{\pi} b_{\pi} - \rho_y^2) \ddot{z}_1}{L} + c_{\text{пр}2} L z_2 = 0. \quad (7.137)$$

Для приведения дифференциальных уравнений (7.136) и (7.137) к каноническому виду их делят на сомножители при старших производных  $\ddot{z}_1$  и  $\ddot{z}_2$ . Получают:

$$\ddot{z}_1 + \frac{(a_{\pi} b_{\pi} - \rho_y^2) \ddot{z}_2}{b_{\pi}^2 + \rho_y^2} + \frac{c_{\text{пр}1} L^2 z_1}{m_{\pi} (b_{\pi}^2 + \rho_y^2)} = 0; \quad (7.138)$$

$$\ddot{z}_2 + \frac{(a_{\pi} b_{\pi} - \rho_y^2) \ddot{z}_1}{a_{\pi}^2 + \rho_y^2} + \frac{c_{\text{пр}2} L^2 z_2}{m_{\pi} (a_{\pi}^2 + \rho_y^2)} = 0. \quad (7.139)$$

Систему уравнений (7.138) и (7.139) невозможно преобразовать таким образом, чтобы каждое уравнение содержало одну координату  $z_1$  и  $z_2$  и её вторую производную  $\ddot{z}_1$  и  $\ddot{z}_2$ . Это означает, что колебания массы  $m_{\text{п}1} = G_{\text{п}1}/g$ , приходящейся на переднюю подвеску, отражаются на колебаниях массы  $m_{\text{п}2} = G_{\text{п}2}/g$ , приходящейся на заднюю подвеску. Таким образом, колебания масс  $m_{\text{п}1}$  и  $m_{\text{п}2}$  накладываются друг на друга, ухудшая плавность движения автомобиля.

Коэффициенты при производной  $\ddot{z}_2$  в уравнении (7.138) и при  $\ddot{z}_1$  в уравнении (7.139) называют *коэффициентами связи*:

$$\eta_1 = \frac{a_{\pi} b_{\pi} - \rho_y^2}{a_{\pi}^2 + \rho_y^2}; \quad (7.140)$$

$$\eta_2 = \frac{a_{\Pi} b_{\Pi} - \rho_y^2}{b_{\Pi}^2 + \rho_y^2}. \quad (7.141)$$

Коэффициенты при  $z_1$  и  $z_2$  в уравнениях (7.138) и (7.139) называют *парциальными* или *частными частотами*:

$$\omega_1^2 = \frac{c_{\text{пр1}} L^2}{m_{\Pi} (b_{\Pi}^2 + \rho_y^2)}; \quad (7.142)$$

$$\omega_2^2 = \frac{c_{\text{пр2}} L^2}{m_{\Pi} (a_{\Pi}^2 + \rho_y^2)}. \quad (7.143)$$

С учётом принятых обозначений уравнения (7.138) и (7.139) приобретают вид:

$$\ddot{z}_1 + \eta_2 \ddot{z}_2 + \omega_1^2 z_1 = 0; \quad (7.144)$$

$$\ddot{z}_2 + \eta_1 \ddot{z}_1 + \omega_2^2 z_2 = 0. \quad (7.145)$$

Чтобы найти *собственные частоты колебаний подрессоренной массы*  $\Omega_1 = \Omega_{\text{н}}$  и  $\Omega_2 = \Omega_{\text{в}}$ , надо решить уравнения (7.144) и (7.145).

Решения имеют вид гармонических функций:

$$z_1 = D_1 \sin(\Omega t); \quad (7.146)$$

$$z_2 = D_2 \sin(\Omega t). \quad (7.147)$$

Вторые производные  $\ddot{z}_1$  и  $\ddot{z}_2$ , входящие в уравнения (7.144) и (7.145), получают двойным дифференцированием по времени уравнений (7.146) и (7.147):

$$\ddot{z}_1 = -D_1 \Omega^2 \sin(\Omega t); \quad (7.148)$$

$$\ddot{z}_2 = -D_2 \Omega^2 \sin(\Omega t). \quad (7.149)$$

Подставив выражения (7.146)...(7.149) в уравнения (7.144) и (7.145), получают биквадратное *характеристическое уравнение*, или *уравнение частот*:

$$(1 - \eta_1 \eta_2) \Omega^4 - (\omega_1^2 + \omega_2^2) \Omega^2 + \omega_1^2 \omega_2^2 = 0. \quad (7.150)$$

Биквадратное уравнение имеет четыре корня – два положительных и два отрицательных. Так как частоты не могут быть отрицательными, оставляют два положительных корня  $\Omega_1$  и  $\Omega_2$ , причём  $\Omega_1 < \Omega_2$ .  $\Omega_1 = \Omega_{\text{н}}$  и  $\Omega_2 = \Omega_{\text{в}}$  называют *низкой* и *высокой собственными частотами колебаний подрессоренной массы* соответственно:

$$\Omega_1 = \Omega_{\text{н}} = \sqrt{\frac{(\omega_1^2 + \omega_2^2) - \sqrt{(\omega_2^2 - \omega_1^2)^2 + 4\eta_1 \eta_2 \omega_1^2 \omega_2^2}}{2(1 - \eta_1 \eta_2)}}; \quad (7.151)$$

$$\Omega_2 = \Omega_B = \sqrt{\frac{(\omega_1^2 + \omega_2^2) + \sqrt{(\omega_2^2 - \omega_1^2)^2 + 4\eta_1\eta_2\omega_1^2\omega_2^2}}{2(1 - \eta_1\eta_2)}}. \quad (7.152)$$

Из равенств (7.151) и (7.152) следует, что они имеют решения при  $\eta_1 \neq 0$ ,  $\eta_2 \neq 0$ , тогда  $\eta_1 \eta_2 \neq 0$ .

Свободные колебания подрессоренной массы являются *сложными негармоническими*, которые состоят из двух гармонических колебаний, совершаемых с частотами  $\Omega_H$  и  $\Omega_B$ . Каждое из этих колебаний происходит относительно своего центра. *Центр колебаний P* с частотой  $\Omega_H$  (рис. 7.18, а) располагается вне базы  $L$  автомобиля, поэтому перемещения  $z_1$  и  $z_2$  точек  $A$  и  $B$  происходят в одну сторону (вверх или вниз). При этом, если центр колебаний находится впереди автомобиля, то  $z_1 < z_2$ , если сзади –  $z_1 > z_2$ . При расположении центра  $P$  на большом расстоянии от автомобиля  $z_1 \approx z_2$ , и тогда колебания с частотой  $\Omega_H$  можно считать почти линейными с амплитудой  $z$  – *покачивание*.

Колебания с частотой  $\Omega_B$  происходят относительно центра  $Q$  (рис. 7.18, б), находящегося внутри базы  $L$  автомобиля, поэтому точки  $A$  и  $B$  перемещаются в разные стороны. Колебания с частотой  $\Omega_B$  являются угловыми с углом  $\alpha$  – *галопирование*.

Положение центров колебаний  $P$  и  $Q$  зависит от величины приведённых жёсткостей подвесок  $c_{пр1}$  и  $c_{пр2}$  и расположения центра масс по длине – координат  $a_{п}$  и  $b_{п}$ .

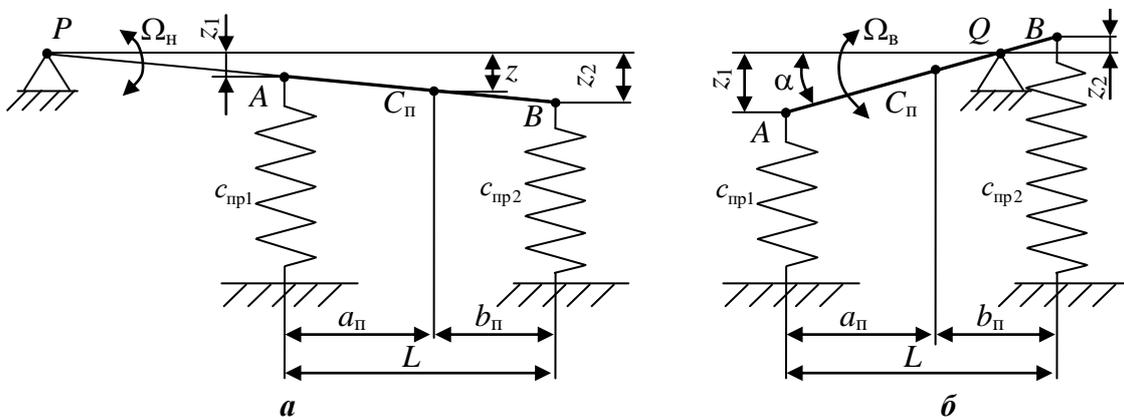
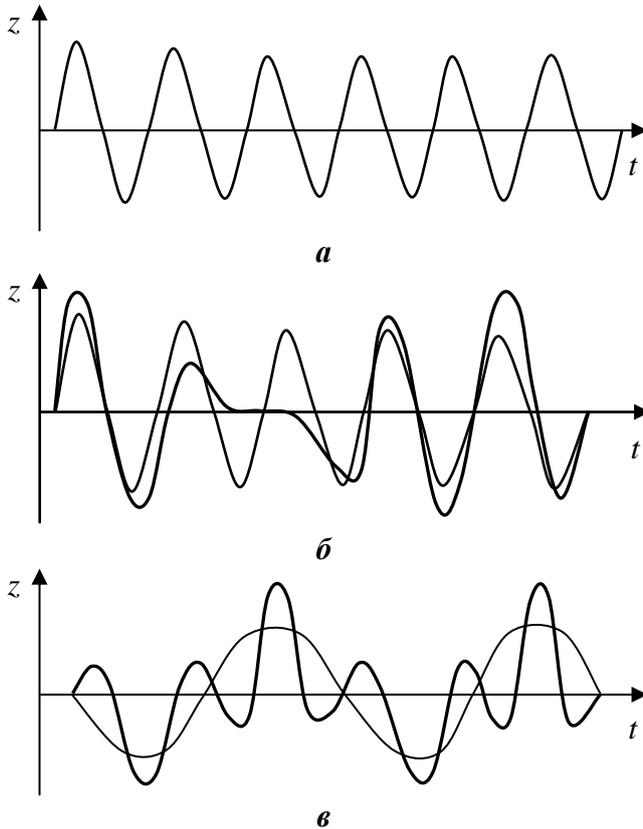


Рис. 7.18. Формы свободных колебаний подрессоренной массы с частотами:  
а – низкой  $\Omega_H$ ; б – высокой  $\Omega_B$

Колебания с частотами  $\Omega_H$  и  $\Omega_B$  накладываются друг на друга, поэтому их называют *частотами связи*. Связь проявляется в том, что колебания точек  $A$  и  $B$ , расположенных над упругими элементами передней и задней подвесок, представляют сумму двух колебаний с различными амплитудами и частотами.

Из теории колебаний известно, что для уменьшения суммарных колебаний необходимо, чтобы частоты суммируемых колебаний по возможности совпадали. На рис. 7.19 показаны колебания с различными частотами: колебания с



**Рис. 7.19. Сложение двух колебаний:**

*a* – колебания с частотой  $\Omega_B$ ; *б* – суммарные колебания с частотами  $\Omega_H \approx \Omega_B$ ; *в* – суммарные колебания с частотами  $\Omega_H < \Omega_B$

высокой частотой  $\Omega_B$  (рис. 7.19, *a*), с низкой частотой  $\Omega_H$ , мало отличающейся от первой (рис. 7.19, *б*), и с низкой частотой  $\Omega_H$ , резко отличающейся от первой (рис. 7.19, *в*).

Сложение первых двух колебаний показывает, что амплитуда суммарных колебаний (рис. 7.19, *б*) сравнительно медленно меняется от положительного до отрицательного максимальных значений. Сложение колебаний разной частоты показывает, что максимальная амплитуда (рис. 7.19, *в*) меняется очень быстро и колебания будут восприниматься как толчки.

Для улучшения плавности движения необходимо, чтобы, во-первых, частоты  $\Omega_H$  и  $\Omega_B$  незначительно отличались друг от друга и, во-вторых, были изолированы друг от друга.

Связанность уравнений (7.144) и (7.145) обусловлена нали-

чием в них членов с коэффициентами  $\eta_1$  и  $\eta_2$ . Без этих членов уравнение (7.144) представляет собой уравнение гармонических колебаний точки *A*, а уравнение (7.145) – гармонических колебаний точки *B*, не зависящих друг от друга. По этой причине коэффициенты  $\eta_1$  и  $\eta_2$  называют коэффициентами связи. Чем больше  $\eta_1$  и  $\eta_2$ , тем больше взаимное влияние параметров передней и задней подвесок на колебания точек *A* и *B* и больше разность между  $\Omega_H$  и  $\Omega_B$ .

Коэффициенты  $\omega_1$  и  $\omega_2$  называют парциальными или частными частотами. *Парциальными называют частоты колебаний* сложной колебательной системы по одной из степеней свободы, когда возможность перемещений по другим степеням свободы устранена.

Если устранить перемещения точки *B* (рис. 7.20, *a*), то есть в равенстве (7.144) считать  $\ddot{z}_2 = 0$ , то получают уравнение гармонических колебаний точки *A* с координатой  $z_1$ :

$$\ddot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 = 0, \quad (7.153)$$

где  $\omega_1$  является парциальной частотой по этой степени свободы.

Если устранить перемещение точки *A* (рис. 7.20, *б*), то есть в равенстве (7.145) считать  $\ddot{z}_1 = 0$ , то получают уравнение гармонических колебаний точки

В с координатой  $z_2$ :

$$\ddot{z}_2 + \omega_2^2 z_2 = 0, \quad (7.154)$$

где  $\omega_2$  является парциальной частотой по этой степени свободы.

Из формул (7.140) и (7.141) видно, что коэффициенты связи пропорциональны разности  $a_{\text{п}} b_{\text{п}} - \rho_y^2$ . Отношение

$$\frac{\rho_y^2}{a_{\text{п}} b_{\text{п}}} = \varepsilon_y \quad (7.155)$$

называют коэффициентом распределения подрессоренных масс.

Если  $\varepsilon_y = 1$ , то  $a_{\text{п}} b_{\text{п}} = \rho_y^2$ , и оба коэффициента связи равны нулю. В этом случае уравнения (7.144) и (7.145) оказываются независимыми одно от другого, а частоты связи становятся равными парциальным частотам:  $\Omega_{\text{н}} = \Omega_1 = \omega_1$ ;  $\Omega_{\text{в}} = \Omega_2 = \omega_2$ .

Подставив в формулы (7.142) и (7.143)  $\rho_y = a_{\text{п}} b_{\text{п}}$ , получают:

$$\omega_1^2 = \frac{c_{\text{пр1}} L}{b_{\text{п}} m_{\text{п}}} = \frac{c_{\text{пр1}}}{m_{\text{п1}}}; \quad (7.156)$$

$$\omega_2^2 = \frac{c_{\text{пр2}} L}{a_{\text{п}} m_{\text{п}}} = \frac{c_{\text{пр2}}}{m_{\text{п2}}}, \quad (7.157)$$

откуда

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_{\text{пр1}}}{m_{\text{п1}}}}; \quad (7.158)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{c_{\text{пр2}}}{m_{\text{п2}}}}. \quad (7.159)$$

Условие  $a_{\text{п}} b_{\text{п}} = \rho_y^2$  стремятся обеспечить у легковых и грузовых автомобилей в статическом положении. Однако при изменении нагрузки меняются как  $a_{\text{п}}$  и  $b_{\text{п}}$ , так и  $\rho_y$ , особенно у грузовых автомобилей. Если же  $\rho_y^2 = (0,8 \dots 1,2) a_{\text{п}} b_{\text{п}}$ , то частоты связей  $\Omega$  отличаются от парциальных  $\omega$  не более чем на 5...6 %, и колебания подрессоренной массы на передней и задней подвесках можно считать практически несвязанными.

В эти пределы укладываются все легковые автомобили в любом весовом состоянии, грузовые автомобили и автобусы при движении с полной

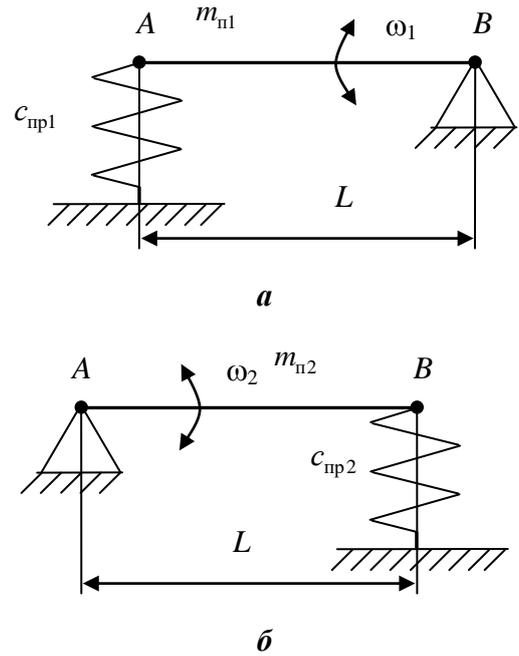


Рис. 7.20. Схемы колебаний подрессоренной массы с парциальными частотами: а –  $\omega_1$ ; б –  $\omega_2$

нагрузкой. Однако у грузовых автомобилей при движении без груза и у автобусов без пассажиров подрессоренная масса изменяется очень значительно и прежде всего подрессоренная масса, приходящаяся на заднюю ось, – условие  $\rho_y^2 = (0,8...1,2)a_{\text{п}}b_{\text{п}}$  не выполняется, что приводит к ухудшению плавности движения.

На изменение  $\varepsilon_y$ , вызванное изменением нагрузки, повлиять практически невозможно, но плавность движения можно значительно улучшить, если применять *подвески с переменной жёсткостью* с таким расчётом, чтобы парциальные частоты  $\omega_1$  и  $\omega_2$  оставались неизменными при изменении  $m_{\text{п1}}$  и  $m_{\text{п2}}$ . Подвески переменной жёсткости получают применением подрессорников, корректирующих пружин, упругих буферов, пневматических, гидравлических и гидропневматических упругих элементов, а также их комбинацией с металлическими упругими элементами. Доказано, что постоянную частоту колебаний подрессоренной массы при изменении нагрузки можно получить только при нелинейной характеристике подвески, называемой *прогрессивной*.

### 7.7. Свободные колебания подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля без учёта сил сопротивления

Во всех предыдущих случаях свободные колебания подрессоренной массы рассматривали при допущении, что на них не оказывают влияние колебания неподрессоренных масс. В действительности каждый автомобиль имеет неподрессоренные массы, причём в отдельных случаях их величина сопоставима с подрессоренными.

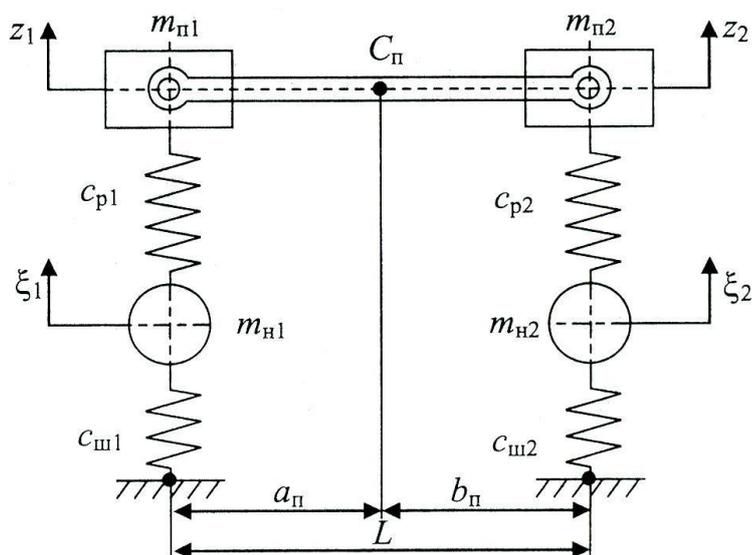


Рис. 7.21. Схема для расчёта колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс

Учёт *взаимного влияния колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс* представляет довольно сложную задачу. Её решение значительно упрощается при *отсутствии связи колебаний подрессоренной массы на передней и задней подвесках*, что выполняется при условии  $\varepsilon_y = 1$ . В этом случае двухосный автомобиль представляет две независимые колебательные системы (рис. 7.21), каждая из которых имеет *две степени свободы* – вертикальные перемещения  $z$  подрессоренной массы и вер-

тикальные перемещения  $\xi$  неподдресоренной массы. Обе системы идентичны, поэтому достаточно рассмотреть одну из них, опустив индексы 1 и 2.

На поддресоренную массу  $m_{\Pi}$  действуют сила инерции  $F_a$  и упругая сила подвески  $F_p$ ; на неподдресоренную массу  $m_{\text{н}}$  – сила инерции  $F_{\text{ан}}$ , упругая сила подвески  $F_p$  и упругая сила шин  $F_{\text{ш}}$ . Эти силы рассчитывают по формулам:

$$F_a = -m_{\Pi} \ddot{z}; \quad (7.160)$$

$$F_p = c_p(z - \xi); \quad (7.161)$$

$$F_{\text{ан}} = -m_{\text{н}} \ddot{\xi}; \quad (7.162)$$

$$F_{\text{ш}} = c_{\text{ш}} \xi, \quad (7.163)$$

где  $z$  и  $\xi$  – вертикальные перемещения поддресоренной и неподдресоренной масс;  $\ddot{z}$  и  $\ddot{\xi}$  – вертикальные ускорения поддресоренной и неподдресоренной масс;  $z - \xi$  – вертикальная деформация (*прогиб*) подвески, равная относительному перемещению поддресоренной и неподдресоренной масс;  $c_p$  и  $c_{\text{ш}}$  – жёсткости подвески и шин. Перемещение неподдресоренной массы относительно опорной поверхности равно вертикальной деформации (*прогибу*) шин.

На рис. 7.22 показана схема сил, действующих на поддресоренную и неподдресоренную массы вдоль вертикальной оси. Уравнения равновесия сил имеют вид:

$$F_a = F_p; \quad (7.164)$$

$$F_{\text{ан}} = -F_p + F_{\text{ш}}. \quad (7.165)$$

После подстановки в уравнения (7.164) и (7.165) входящих в них сил, по выражениям (7.160)...(7.163), получают:

$$-m_{\Pi} \ddot{z} = c_p(z - \xi); \quad (7.166)$$

$$-m_{\text{н}} \ddot{\xi} = -c_p(z - \xi) + c_{\text{ш}} \xi \quad (7.167)$$

или

$$m_{\Pi} \ddot{z} + c_p z - c_p \xi = 0; \quad (7.168)$$

$$m_{\text{н}} \ddot{\xi} + (c_p + c_{\text{ш}}) \xi - c_p z = 0. \quad (7.169)$$

Дифференциальные уравнения (7.168) и (7.169) приводят к каноническому виду путём их деления на сомножители при старшей производной:

$$\ddot{z} + \frac{c_p z}{m_{\Pi}} - \frac{c_p \xi}{m_{\Pi}} = 0; \quad (7.170)$$

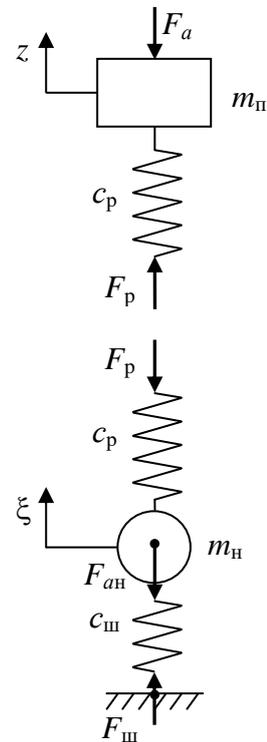
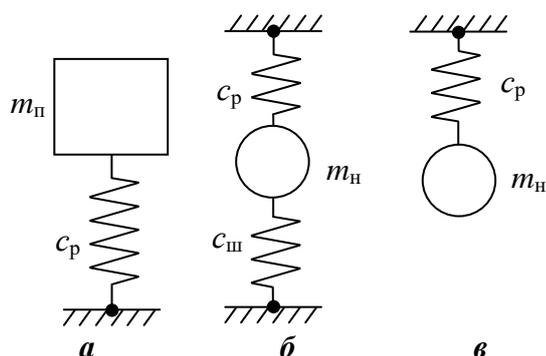


Рис. 7.22. Схема сил

$$\ddot{\xi} + \frac{(c_p + c_{ш})\xi}{m_H} - \frac{c_p z}{m_H} = 0. \quad (7.171)$$



**Рис. 7.23. Схемы колебаний с парциальными частотами**

Вводят определения:  $\omega_0 = \sqrt{c_p/m_H}$  – парциальная частота колебаний подрессоренной массы – частота колебаний подрессоренной массы при неподвижной подрессоренной массе (рис. 7.23, а);  $\omega_K = \sqrt{(c_p + c_{ш})/m_H}$  – парциальная частота колебаний подрессоренной массы – частота колебаний подрессоренной массы при неподвижной подрессоренной массе (рис. 7.23, б);  $\bar{\omega}_0 = \sqrt{c_p/m_H}$  – ча-

стота колебаний подрессоренной массы при неподвижной подрессоренной массе и  $c_{ш} = 0$  (рис. 7.23, в).

С учётом принятых определений уравнения (7.170) и (7.171) приобретают вид:

$$\ddot{z} + \omega_0^2 z - \omega_0^2 \xi = 0; \quad (7.172)$$

$$\ddot{\xi} + \omega_K^2 \xi - \bar{\omega}_0^2 z = 0. \quad (7.173)$$

Уравнения (7.172) и (7.173) являются *связанными*, так как каждое из них включает  $z$  и  $\xi$ .

Выбирают *решение уравнений* в виде:

$$z = A \sin(\Omega t); \quad (7.174)$$

$$\xi = B \sin(\Omega t). \quad (7.175)$$

Вторые производные уравнений (7.174) и (7.175):

$$\ddot{z} = -A\Omega^2 \sin(\Omega t); \quad (7.176)$$

$$\ddot{\xi} = -B\Omega^2 \sin(\Omega t). \quad (7.177)$$

После подстановки выражений (7.174)...(7.177) в систему уравнений (7.172) и (7.173) и решения системы получают *характеристическое уравнение*:

$$\Omega^4 - (\omega_K^2 + \omega_0^2)\Omega^2 + \omega_0^2(\omega_K^2 - \bar{\omega}_0^2) = 0. \quad (7.178)$$

Положительные корни этого уравнения являются *собственными частотами колебаний системы*:

- *низкая собственная частота*

$$\Omega_0 = \sqrt{0,5 \left[ (\omega_K^2 + \omega_0^2) - \sqrt{(\omega_K^2 + \omega_0^2)^2 - 4(\omega_K^2 - \bar{\omega}_0^2)\omega_0^2} \right]}; \quad (7.179)$$

- *высокая собственная частота*

$$\Omega_k = \sqrt{0,5 \left[ (\omega_k^2 + \omega_0^2) + \sqrt{(\omega_k^2 + \omega_0^2)^2 - 4(\omega_k^2 - \omega_0^2)\omega_0^2} \right]}. \quad (7.180)$$

Решение уравнений (7.170) и (7.171) имеет вид:

$$z = z_z \sin(\Omega_0 t + \varphi) + z_{kz} \sin(\Omega_k t + \varphi_k); \quad (7.181)$$

$$\xi = \xi_\xi \sin(\Omega_0 t + \varphi) + \xi_{k\xi} \sin(\Omega_k t + \varphi_k). \quad (7.182)$$

На рис. 7.24 показаны колебания подрессоренной и непрорессоренной масс автомобиля, описываемые уравнениями (7.181) и (7.182). Как видно из рис. 7.24, на колебания подрессоренной массы с амплитудой  $z_z$  и частотой  $\Omega_0$  накладываются колебания с амплитудой  $z_{kz}$  и частотой  $\Omega_k$ , а на колебания непрорессоренной массы с амплитудой  $\xi_{k\xi}$  с частотой  $\Omega_k$  – колебания с амплитудой  $\xi_\xi$  и частотой  $\Omega_0$ .

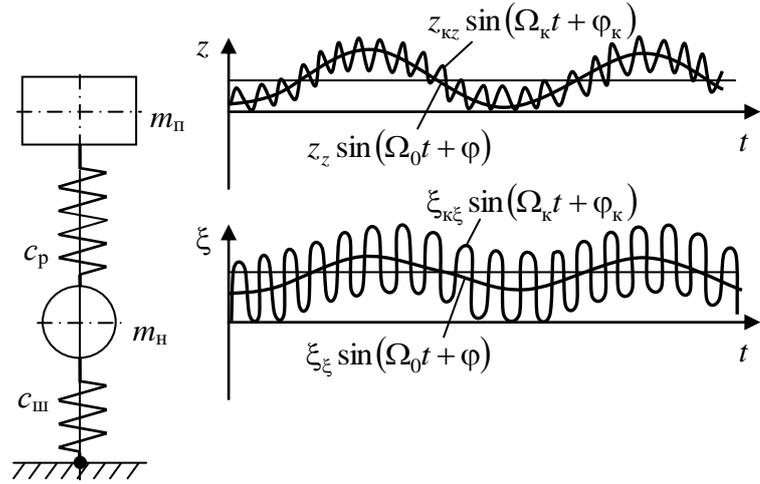


Рис. 7.24. Колебания подрессоренной и непрорессоренной масс автомобиля

При определённом соотношении параметров колебательной системы (жёсткостей  $c_p$  и  $c_{III}$ , масс  $m_{II}$  и  $m_H$ ) *низкая собственная частота*  $\Omega_0$  может быть близкой к парциальной частоте  $\omega_0$  ( $\Omega_0 \approx \omega_0$ ), а *высокая собственная частота*  $\Omega_k$  к парциальной частоте  $\omega_k$  ( $\Omega_k \approx \omega_k$ ). При этом можно считать, что:

$$\Omega_0 \approx \sqrt{\frac{c_p}{m_{II}}}; \quad (7.183)$$

$$\Omega_k \approx \sqrt{\frac{c_p + c_{III}}{m_H}}. \quad (7.184)$$

Погрешность при определении частот  $\Omega_0$  и  $\Omega_k$  по формулам (7.183) и (7.184) зависит от отношений  $c_{III}/c_p$  и  $m_{II}/m_H$ .

Частота  $\Omega_0$  может быть ниже  $\omega_0$  на 30% и более. Отклонение  $\Omega_0$  от  $\omega_0$  практически не зависит от отношения  $m_{II}/m_H$ . Если  $c_{III} > 10 c_p$ , погрешность расчёта  $\Omega_0$ , по формуле (7.183), не превысит 5%. Точность расчёта  $\Omega_0$  значительно повышается, если в формулу (7.183) вместо  $c_p$  подставить приведённую жёсткость подвески  $c_{IIp} = c_p c_{III} / (c_p + c_{III})$ . Формулой  $\Omega_0 \approx \sqrt{c_{IIp}/m_{II}}$  можно пользо-

ваться для расчёта низкой частоты собственных колебаний практически при всех значениях  $c_{ш} / c_p$ , характерных для современных автомобилей.

Частота  $\Omega_k$  может отличаться от  $\omega_k$  на 13...14%. Если  $c_{ш} \geq 2 c_p$  и  $m_{п} \geq 4 m_n$  или  $c_{ш} \geq 4 c_p$  и  $m_{п} \geq 2 m_n$ , то ошибка от использования упрощённой формулы (7.184) не превысит 1%.

Для современных автомобилей характерны следующие соотношения жёсткостей шин и подвесок  $c_{ш} / c_p$ : легковых автомобилей особо малого класса – 3...4; легковых автомобилей малого и среднего классов – 7...10; легковых автомобилей высшего класса – 10...20; грузовых автомобилей – 2,5...5. Соотношения подрессоренной и неподрессоренной масс  $m_{п}/m_n$  у современных автомобилей составляют: у легковых автомобилей в любом весовом состоянии для передней и задней подвесок более 4; у грузовых автомобилей с полной нагрузкой для задней подвески более 4 и менее 4 во многих случаях без нагрузки для передней и задней подвесок. У грузовых автомобилей при  $m_{п} / m_n < 4$  погрешность расчёта  $\Omega_k$ , по формуле (7.184), может достигать нескольких процентов, а в наиболее неблагоприятных случаях до 10%.

Таким образом, двухосный автомобиль, колебательная система которого показана на рис. 7.21, имеет *четыре собственных частоты* – две низкие  $\Omega_{01}$  и  $\Omega_{02}$  и две высокие  $\Omega_{к1}$  и  $\Omega_{к2}$ .

Подвеску автомобиля считают удовлетворительной, если частота колебаний подрессоренных масс  $\Omega_0$  легковых автомобилей составляет 0,8...1,3 Гц (50...78 мин<sup>-1</sup>), грузовых автомобилей – 1,2...1,8 Гц (75...110 мин<sup>-1</sup>); частота колебаний неподрессоренных масс  $\Omega_k$  легковых автомобилей – 8...12 Гц (500...750 мин<sup>-1</sup>), грузовых автомобилей – 6,5...9 Гц (400...500 мин<sup>-1</sup>).

## 7.8. Свободные колебания автомобиля с учётом сил сопротивления

**Свободные колебания подрессоренной массы автомобиля как одно-массовой системы с одной степенью свободы с учётом сил сопротивления.** В реальных условиях незатухающие колебания невозможны, так как кроме упругих элементов любая колебательная система всегда содержит *гасящие элементы*, в которых вследствие внутреннего трения механическая энергия колебаний превращается в теплоту, что приводит к *затуханию колебаний*. Силы сопротивления различны по своей природе. В подвеске такие силы возникают при работе амортизаторов, из-за трения в упругих элементах (межлистового трения в рессорах, трения во втулках, шарнирах, сайлент-блоках и др.), вследствие гистерезисных потерь в шинах.

Скорость затухания колебаний зависит от интенсивности рассеивания механической энергии колебаний. С некоторым приближением считают, что *силы сопротивления в подвеске пропорциональны скорости перемещения подрессоренных и неподрессоренных масс*. Гашением колебаний в шинах пренебрегают из-за того, что сила сопротивления в шинах значительно меньше, чем в подвеске, и она быстро уменьшается при увеличении скорости качения колёс.

Если пренебречь влиянием колебаний неподдресоренной массы  $m_H$  на колебания поддресоренной массы  $m_H$ , то колебательная система, изображённая на рис. 7.9, приобретает вид, показанный на рис. 7.25, на котором параллельно упругому элементу жёсткостью  $c_p$  включён гасящий элемент, создающий силу сопротивления:

$$F_a = k_a \dot{z}. \quad (7.185)$$

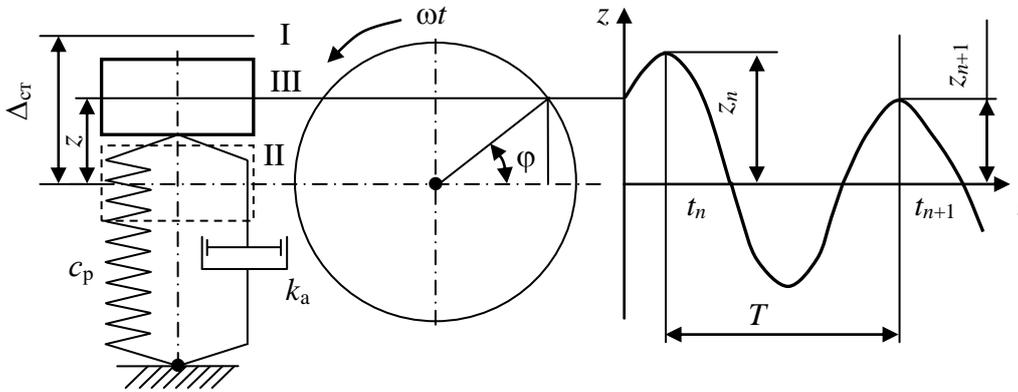


Рис. 7.25. Схема свободных затухающих колебаний одномассовой системы с одной степенью свободы

Из свободного состояния I массу  $m_H$  переводят в положение статического равновесия II, в котором её силу тяжести  $G_H$  уравнивает упругая сила сжатой подвески  $F_p = c_p \Delta_{ст}$ .

При отклонении массы  $m_H$  от положения равновесия II в некоторое промежуточное положение III на величину  $z$  уравнение равновесия имеет вид:

$$F_a = F_a + F_p - G_H. \quad (7.186)$$

Подставив в это уравнение выражения сил, по формулам (7.95), (7.185) и (7.96), получают:

$$-m_H \ddot{z} = k_a \dot{z} + c_p z + c_p \Delta_{ст} - G_H, \quad (7.187)$$

откуда при условии  $G_H = c_p \Delta_{ст}$

$$m_H \ddot{z} + k_a \dot{z} + c_p z = 0. \quad (7.188)$$

После деления всех членов уравнения (7.188) на  $m_H$  получают уравнение движения поддресоренной массы на одной из подвесок с учётом сил сопротивления, вызывающих затухание колебаний, в следующем виде:

$$\ddot{z} + 2h_0 \dot{z} + \omega_0^2 z = 0. \quad (7.189)$$

В уравнении (7.189)

$$h_0 = \frac{k_a}{2m_H} \quad (7.190)$$

– коэффициент затухания, или коэффициент неупругого сопротивления подвески;

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_p}{m_{II}}} \quad (7.191)$$

– частота собственных незатухающих колебаний.

Решение полного дифференциального уравнения второго порядка (7.189) имеет вид:

$$z = Ae^{-h_0 t} \sin(\omega t + \varphi), \quad (7.192)$$

где  $A$  и  $\varphi$  – амплитуда и фазовый угол, зависящие от начальных условий;  $\omega$  – частота собственных затухающих колебаний подрессоренной массы:

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - h_0^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \psi_0^2}, \quad (7.193)$$

где

$$\psi_0 = \frac{h_0}{\omega_0} \quad (7.194)$$

– относительный коэффициент затухания колебаний подрессоренной массы, или коэффициент апериодичности.

График колебаний подрессоренной массы, описанный уравнением (7.192), показан на рис. 7.25.

Для выяснения закономерности убывания амплитуд перемещений подрессоренной массы при затухающих колебаниях функцию (7.192) представляют как произведение двух функций:  $z = z'z''$ , где

$$z' = e^{-h_0 t}; \quad (7.195)$$

$$z'' = A \sin(\omega t + \varphi). \quad (7.196)$$

Убывающая функция  $z' = f(t)$  изображена кривыми рис. 7.26, а, незатухающая периодическая функция  $z'' = f(t)$  – кривой рис. 7.26, б, функция  $z = f(t)$ , полученная перемножением ординат функций  $z' = f(t)$  и  $z'' = f(t)$ , – кривой рис. 7.26, в.

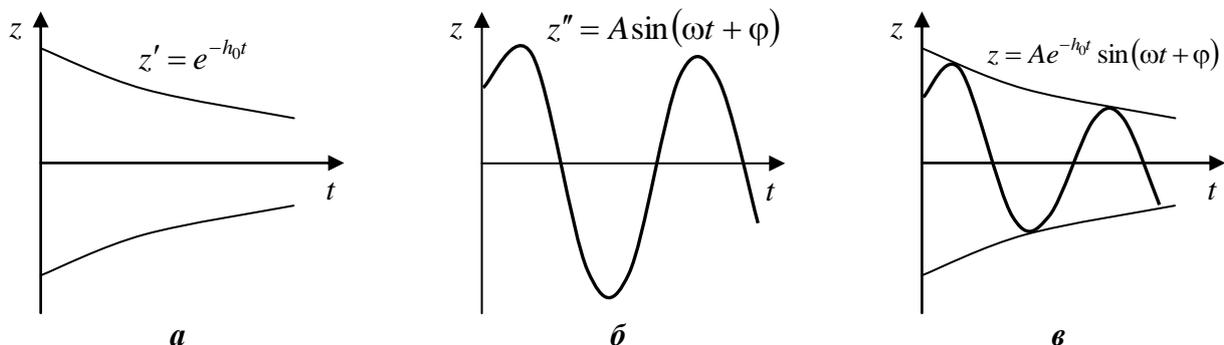


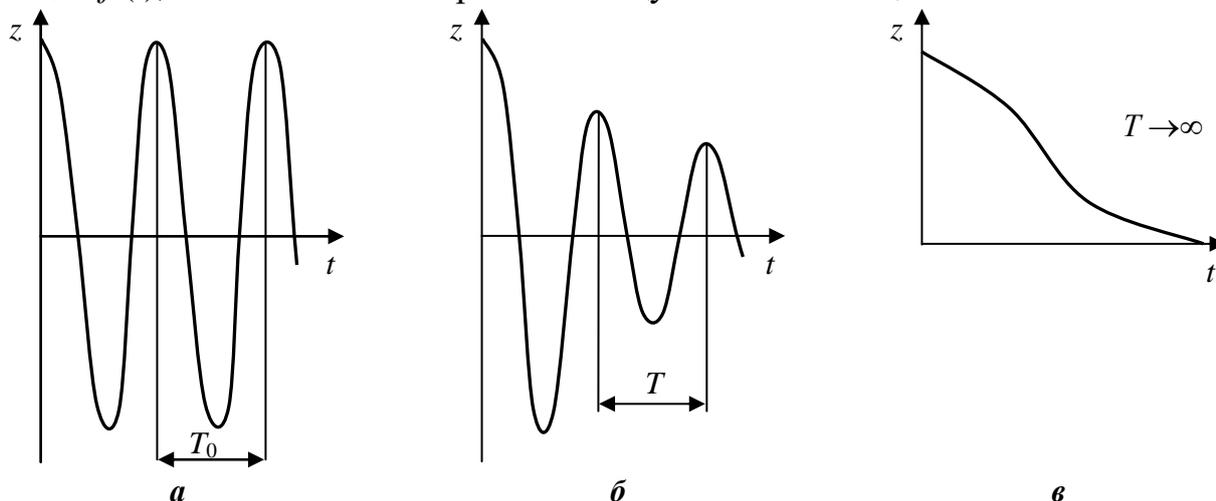
Рис. 7.26. Схема, поясняющая вычисление функции  $z(t)$ :  
а – функция  $z'(t)$ ; б – функция  $z''(t)$ ; в – функция  $z(t)$

Коэффициент апериодичности, вычисляемый по формуле (7.194), оказывает большое влияние на характер свободных колебаний подрессоренной мас-

сы. При  $\psi_0 = 0$   $\omega = \omega_0 = 2\pi / T_0$  (рис. 7.27, а): происходят свободные незатухающие колебания с периодом  $T_0$  и частотой  $\omega_0 = \sqrt{c_p / m_{\text{п}}}$ .

При  $0 < \psi_0 < 1$   $\omega = \omega_0 \sqrt{1 - \psi_0^2}$  (рис. 7.27, б): колебания происходят с периодом  $T = 2\pi / \omega$ , который возрастает с увеличением  $\psi_0$ .

При  $\psi_0 = 1$   $\omega = 0$  и  $T = 2\pi / \omega = \infty$  (рис. 7.27, в). Колебание с  $T = \infty$  называют *апериодическим*, то есть не имеющим периода. Оно представляет кривую  $z = f(t)$ , асимптотически приближающуюся к оси абсцисс.



**Рис. 7.27. Колебания подрессоренной массы при различных коэффициентах апериодичности:**  
 а –  $\psi_0 = 0$ ; б –  $\psi_0 = 0,2$ ; в –  $\psi_0 = 1$

У современных автомобилей для эффективного гашения колебаний обеспечивают  $\psi_0 = 0,15 \dots 0,25$ . Такая величина коэффициента апериодичности, практически не влияя на частоту собственных колебаний, обеспечивает резкое снижение амплитуд колебаний подрессоренной массы.

Действительно,  $\omega = \omega_0 \sqrt{1 - \psi_0^2} = \omega_0 \sqrt{1 - (0,15 \dots 0,25)^2} = (0,99 \dots 0,97)\omega_0$ . Таким образом, при  $\psi_0 = 0,15 \dots 0,25$  частота собственных колебаний убывает на 1...3 %.

Для оценки эффективности гашения колебаний используют *декремент колебаний*, представляющий отношение отклонений подрессоренной массы  $z_n$  и  $z_{n+1}$  за промежуток времени между ними, равный периоду колебаний  $T = 2\pi / \omega$  (рис. 7.25):

$$d = \frac{z_n}{z_{n+1}}. \quad (7.197)$$

Отклонение, соответствующее времени  $t_n = nT$ , где  $n$  – любое целое число:

$$z_n = Ae^{-h_0 t_n} \sin(\omega t_n + \varphi). \quad (7.198)$$

Показатель степени  $e^{-h_0 t_n} = -h_0 n T = -h_0 n 2\pi/\omega = -2\pi n h_0/\omega$ , при котором:

$$z_n = A e^{\frac{-2\pi n h_0}{\omega}} \sin \varphi. \quad (7.199)$$

Отклонение, соответствующее времени  $t_{n+1} = (n+1)T$ :

$$z_{n+1} = A e^{-h_0 t_{n+1}} \sin(\omega t_{n+1} + \varphi). \quad (7.200)$$

Показатель степени  $e^{-h_0 t_{n+1}} = -h_0 (n+1)T = -h_0 (n+1) 2\pi/\omega = -2\pi (n+1) h_0 / \omega$ , при котором:

$$z_{n+1} = A e^{\frac{-2\pi (n+1) h_0}{\omega}} \sin \varphi. \quad (7.201)$$

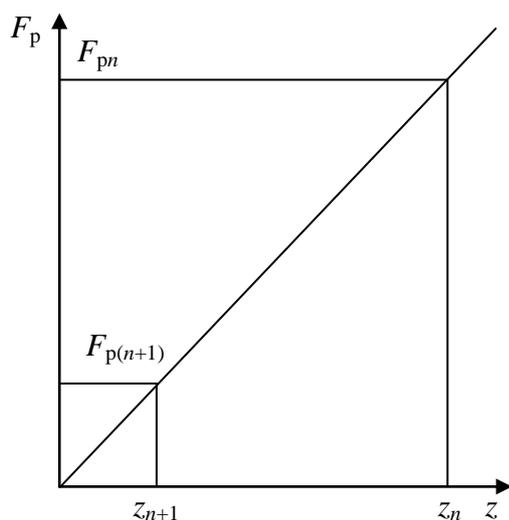
$$d = \frac{z_n}{z_{n+1}} = \frac{1}{e^{\frac{-2\pi h_0}{\omega}}} = e^{\frac{2\pi h_0}{\omega}}. \quad (7.202)$$

Из формулы (7.202) видно, что при наличии в колебательной системе сопротивлений, пропорциональных скорости колебаний, отклонения убывают по закону *геометрической прогрессии*, имеющей знаменатель  $q = e^{\frac{2\pi h_0}{\omega}}$ .

Более удобно пользоваться *логарифмическим декрементом колебаний*:

$$\ln d = \ln \left( \frac{z_n}{z_{n+1}} \right) = \frac{2\pi h_0}{\omega}. \quad (7.203)$$

Согласно (7.193) и (7.194):



**Рис. 7.28.** Схема для расчёта энергии, поглощаемой амортизаторами подвески амортизаторов подвески автомобиля.

$$\frac{h_0}{\omega} = \frac{h_0}{\omega_0 \sqrt{1 - \psi_0^2}} = \frac{\psi_0}{\sqrt{1 - \psi_0^2}}. \quad (7.204)$$

Тогда

$$\ln d = \frac{2\pi \psi_0}{\sqrt{1 - \psi_0^2}}. \quad (7.205)$$

При  $\psi_0 = 0,2$   $d = 3,56$ . Это означает, что за один период колебаний амплитуда убывает в 3,56 раза, за два – в  $3,56^2 = 13$  раз, за три – в  $3,56^3 = 45$  раз и т.д.

Зная величину логарифмического декремента колебаний, можно рассчитать *количество энергии*, поглощаемой вследствие действия сил сопротивления

Энергия, накопленная поддресоренной массой при отклонении на величину  $z_n$  (рис. 7.28):

$$W_n = \frac{F_{pn} z_n}{2} = \frac{c_p z_n z_n}{2} = \frac{c_p z_n^2}{2}. \quad (7.206)$$

Через один период энергия, накопленная поддресоренной массой:

$$W_{n+1} = \frac{F_{p(n+1)} z_{n+1}}{2} = \frac{c_p z_{n+1}^2}{2}. \quad (7.207)$$

Количество энергии, поглощённой амортизаторами за один период:

$$\Delta W = W_n - W_{n+1} = \frac{c_p (z_n^2 - z_{n+1}^2)}{2}. \quad (7.208)$$

*Коэффициент поглощения энергии в подвеске:*

$$\eta_w = \frac{\Delta W}{W_n} = 1 - \frac{1}{d^2}. \quad (7.209)$$

При  $d = 3,56$   $\eta_w = 0,92$ , то есть за один период амортизаторы поглощают 92% энергии, накопленной поддресоренной массой. Таким образом, при  $\psi_0 = 0,2$  свободные колебания поддресоренной массы за один период практически полностью прекращаются.

**Свободные колебания поддресоренной и неподдресоренной масс автомобиля с учётом сил сопротивления.** При рассмотрении колебаний принимают допущения: 1) коэффициент распределения поддресоренной массы  $\varepsilon_y = 1$ ; 2) не учитывают демпфирование в шинах, то есть  $k_{ш1} = k_{ш2} = 0$ ; 3) перемещения поддресоренной и неподдресоренной масс по координатам  $z$  и  $\xi$  отчитывают от положения равновесия колебательной системы.

С учётом принятых допущений колебательная система приобретает вид, показанный на рис. 7.29. Схема сил, действующих на поддресоренную и неподдресоренную массы, приведена на рис. 7.30. На поддресоренную массу  $m_n$  действуют сила инерции  $F_a$ , сила сопротивления амортизаторов  $F_a$  и упругая сила подвески  $F_p$ ; на неподдресоренную массу  $m_h$  – сила инерции  $F_{ан}$ , сила сопротивления амортизаторов  $F_a$ , упругая сила подвески  $F_p$  и упругая сила шин  $F_{ш}$ . Силы  $F_a$ ,  $F_p$ ,  $F_{ан}$ ,  $F_{ш}$  рассчитывают по формулам (7.160)...(7.163), силу сопротивления амортизаторов – по формуле:

$$F_a = k_a (\dot{z} - \dot{\xi}), \quad (7.210)$$

где  $k_a$  – коэффициент сопротивления амортизаторов;  $\dot{z} - \dot{\xi}$  – скорость относительного перемещения поддресоренной и неподдресоренной масс.

Согласно рис. 7.30, *уравнения равновесия сил*, действующих на поддресоренную и неподдресоренную массы, имеют вид:

$$F_a = F_a + F_p; \quad (7.211)$$

$$F_{ан} = -F_a - F_p + F_{ш}. \quad (7.212)$$

После подстановки в уравнения (7.211) и (7.212) выражений входящих в них сил они приобретают вид:

$$-m_{п}\ddot{z} = k_a(\dot{z} - \dot{\xi}) + c_p(z - \xi); \quad (7.213)$$

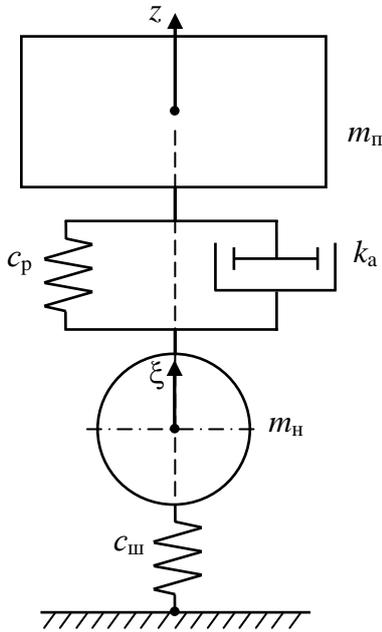
$$-m_{н}\ddot{\xi} = -k_a(\dot{z} - \dot{\xi}) - c_p(z - \xi) + c_{ш}\xi \quad (7.214)$$

или

$$m_{п}\ddot{z} + k_a(\dot{z} - \dot{\xi}) + c_p(z - \xi) = 0; \quad (7.215)$$

$$m_{н}\ddot{\xi} - k_a(\dot{z} - \dot{\xi}) - c_p(z - \xi) + c_{ш}\xi = 0, \quad (7.216)$$

которые называют *уравнениями движения подрессоренной и не подрессоренной масс*.



**Рис. 7.29.** Схема для расчёта колебаний с учётом сил сопротивления в подвеске

Для приведения дифференциальных уравнений (7.215) и (7.216) к каноническому виду первое из них следует разделить на  $m_{п}$ , второе на  $m_{н}$ . Вводят определения:  $h_0 = k_a / (2m_{п})$  – *парциальный коэффициент затухания колебаний подрессоренной массы (парциальный коэффициент сопротивления подвески колебаниям подрессоренной массы)*;  $h_{к0} = k_a / (2m_{н})$  – *парциальный коэффициент затухания колебаний не подрессоренной массы (парциальный коэффициент сопротивления подвески колебаниям не подрессоренной массы)*. Учитывая ранее введённые обозначения для парциальных частот колебаний подрессоренной и не подрессоренной масс  $\omega_0$ ,  $\omega_k$  и  $\bar{\omega}_0$ , получают уравнения, описывающие колебания системы, показанной на рис. 7.29:

$$\ddot{z} + 2h_0\dot{z} + \omega_0^2 z - 2h_0\dot{\xi} - \omega_0^2 \xi = 0; \quad (7.217)$$

$$\ddot{\xi} + 2h_{к0}\dot{\xi} + \omega_k^2 \xi - 2h_{к0}\dot{z} - \bar{\omega}_0^2 z = 0. \quad (7.218)$$

Уравнения (7.217) и (7.218) свидетельствуют о том, что колебания подрессоренной и не подрессоренной масс с координатами  $z$  и  $\xi$  оказываются *взаимосвязанными*. Ранее показано, что при рассмотрении незатухающих колебаний во многих случаях можно пренебречь взаимным влиянием колебаний подрессоренной и не подрессоренной масс друг на друга. Это положение справедливо и для затухающих колебаний. Без большой погрешности можно считать равными нулю члены, содержащие  $\xi$  и  $\dot{\xi}$  в уравнении (7.217),  $z$  и  $\dot{z}$  в уравнении (7.218). Тогда уравнения (7.217) и (7.218) приобретают вид:

$$\ddot{z} + 2h_0\dot{z} + \omega_0^2 z = 0; \quad (7.219)$$

$$\ddot{\xi} + 2h_{k0}\dot{\xi} + \omega_k^2\xi = 0. \quad (7.220)$$

Для уравнений (7.219) и (7.220) записывают их *характеристические уравнения*. Характеристическим называют уравнение, в котором операцию дифференцирования заменяют возведением в степень, то есть  $z^0 = 1$ ;  $\dot{z} = p$ ;  $\ddot{z} = p^2$ ;  $\xi^0 = 1$ ;  $\dot{\xi} = p_1$ ;  $\ddot{\xi} = p_1^2$ :

$$p^2 + 2h_0p + \omega_0^2 = 0; \quad (7.221)$$

$$p_1^2 + 2h_{k0}p_1 + \omega_k^2 = 0. \quad (7.222)$$

Решения квадратных уравнений (7.221) и (7.222) имеют вид:

$$p = -h_0 \pm \sqrt{h_0^2 - \omega_0^2}; \quad (7.223)$$

$$p_1 = -h_{k0} \pm \sqrt{h_{k0}^2 - \omega_k^2}. \quad (7.224)$$

В автомобильных подвесках  $\omega_0 > h_0$  и  $\omega_k > h_{k0}$ , поэтому уравнения (7.223) и (7.224) записывают с использованием мнимой величины  $i = \sqrt{-1}$ :

$$p = -h_0 \pm i\sqrt{\omega_0^2 - h_0^2}; \quad (7.225)$$

$$p_1 = -h_{k0} \pm i\sqrt{\omega_k^2 - h_{k0}^2}. \quad (7.226)$$

Характеристическим уравнениям (8.225) и (8.226) соответствуют следующие решения дифференциальных уравнений:

$$z = A_z e^{-h_0 t} \sin(\omega t + \varphi_0); \quad (7.227)$$

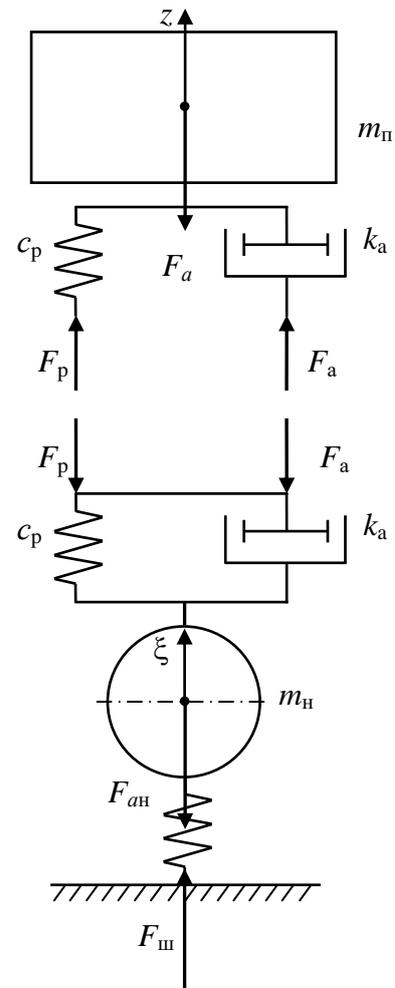
$$\xi = A_\xi e^{-h_{k0} t} \sin(\omega'_k t + \varphi_k), \quad (7.228)$$

где  $A_z$ ,  $\varphi_0$ ,  $\omega$  – начальная амплитуда, фазовый угол и *собственная частота затухающих колебаний поддресоренной массы* соответственно;  $A_\xi$ ,  $\varphi_k$ ,  $\omega'_k$  – амплитуда, фазовый угол и *собственная частота затухающих колебаний неподдресоренной массы* соответственно.

Начальные амплитуды  $A_z$  и  $A_\xi$  и начальные фазовые углы  $\varphi_0$  и  $\varphi_k$  определяют из начальных условий, задавшись при  $t = 0$   $z = z_0$ ;  $\dot{z} = \dot{z}_0$ ;  $\xi = \xi_0$  и  $\dot{\xi} = \dot{\xi}_0$ .

Частоты  $\omega$  и  $\omega'_k$  численно равны подкоренным выражениям уравнений (7.225) и (7.226):

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - h_0^2}; \quad (7.229)$$



**Рис. 7.30.** Схема сил, действующих на поддресоренную и неподдресоренную массы

$$\omega'_k = \sqrt{\omega_k^2 - h_{k0}^2}. \quad (7.230)$$

Вводят понятия *относительных коэффициентов затухания колебаний (коэффициентов апериодичности)* поддрессоренной и неподдрессоренной масс, представляющих отношения парциальных коэффициентов затухания  $h_0$  и  $h_{k0}$  к частотам собственных незатухающих колебаний  $\omega_0$  и  $\omega_k$ :  $\psi_0 = h_0/\omega_0$ ;  $\psi_k = h_{k0}/\omega_k$ .

Тогда

$$\omega = \omega_0 \sqrt{1 - \psi_0^2}; \quad (7.231)$$

$$\omega'_k = \omega_k \sqrt{1 - \psi_k^2}. \quad (7.232)$$

У современных автомобилей с удовлетворительными гасящими свойствами принимают  $\psi_0 = 0,15 \dots 0,25$ ;  $\psi_k = 0,25 \dots 0,45$ . При таких значениях коэффициентов апериодичности *частоты* собственных колебаний изменяются очень незначительно: поддрессоренной массы – на 1...3%, неподдрессоренной массы – на 3...11%. В то же время *декремент* составляет 3,56 для поддрессоренной и 10,5 для неподдрессоренной масс, что позволяет поглотить 92% и 99% энергии, накопленной поддрессоренной и неподдрессоренной массами за один период соответственно.

В настоящее время на некоторых автомобилях применяют *гидропневматические подвески*, позволяющие снизить частоты собственных колебаний поддрессоренных масс до 0,5...0,8 Гц у легковых и 0,8...1,2 Гц у грузовых автомобилей. В этих случаях применяют амортизаторы со значительно бóльшими коэффициентами сопротивления, позволяющими создавать коэффициенты относительного затухания  $\psi_0 = 0,4 \dots 0,6$ . Применение подвесок малой жёсткости и с высоким гашением колебаний позволяет существенно повысить скорости движения автомобилей на неровных дорогах при нормативных значениях виброперемещений, виброскоростей и виброускорений поддрессоренных и неподдрессоренных масс.

## 7.9. Вынужденные колебания автомобиля

Вынужденные колебания поддрессоренной и неподдрессоренной масс автомобиля возникают при движении по опорной поверхности дороги с *периодически чередующимися неровностями*. Считают, что неровности имеют косинусоидальный профиль, описываемый уравнением (7.21).

При расчёте вынужденных колебаний принимают допущения: 1) коэффициент распределения поддрессоренной массы  $\varepsilon_y = 1$ , поэтому колебания поддрессоренной массы на передней и задней подвесках происходят независимо друг от друга; 2) влиянием колебаний неподдрессоренной массы на колебания поддрессоренной массы пренебрегают, полагая  $m_n = 0$ ; 3) не учитывают демпфирование в шинах, то есть  $k_{ш} = 0$ ; 4) жёсткость подвески  $c_p$  и шин  $c_{ш}$  заменяют приведённой жёсткостью  $c_{пр}$ ; 5) контакт колёс с неровностями дороги считают точечным.

Колебательная система для расчёта вынужденных колебаний поддрессоренной массы с учётом принятых допущений изображена на рис. 7.31.

При движении автомобиля на поддрессоренную массу действуют сила инерции  $F_a$ , сила сопротивления амортизаторов  $F_a$ , упругая сила подвески  $F_p$ . Силу инерции рассчитывают по формуле (7.95), силы  $F_a$  и  $F_p$  – по формулам:

$$F_a = k_a(\dot{z} - \dot{q}); \quad (7.233)$$

$$F_p = c_{пр}(z - q), \quad (7.234)$$

где  $z - q$  – перемещения поддрессоренной массы относительно дорожных неровностей;  $\dot{z} - \dot{q}$  – скорость перемещения поддрессоренной массы относительно дорожных неровностей.

Уравнение равновесия поддрессоренной массы, согласно (7.211):

$$-m_{п}\ddot{z} = k_a(\dot{z} - \dot{q}) + c_{пр}(z - q), \quad (7.235)$$

откуда

$$m_{п}\ddot{z} + k_a(\dot{z} - \dot{q}) + c_{пр}(z - q) = 0. \quad (7.236)$$

Уравнение (7.236) после деления на  $m_{п}$  и введения обозначений  $h_0 = k_a/(2m_{п})$  и  $\omega_0^2 = c_{пр}/m_{п}$  приобретает вид:

$$\ddot{z} + 2h_0\dot{z} + \omega_0^2 z = 2h_0\dot{q} + \omega_0^2 q. \quad (7.237)$$

После подстановки в правую часть уравнения (7.237) выражений  $q$ , по формуле (7.21), и  $\dot{q}$ , по формуле (7.24), получают:

$$\ddot{z} + 2h_0\dot{z} + \omega_0^2 z = 2h_0q_0v \sin(vt) + \omega_0^2 q_0 [1 - \cos(vt)]. \quad (7.238)$$

Вводят обозначение  $Q_0 = q_0\omega_0^2$  и выносят за скобки  $Q_0$  в правой части уравнения (7.238), в результате чего получают:

$$\ddot{z} + 2h_0\dot{z} + \omega_0^2 z = Q_0 \left[ \frac{2h_0v}{\omega_0^2} \sin(vt) + 1 - \cos(vt) \right]. \quad (7.239)$$

Общее решение дифференциального уравнения с правой частью имеет вид:

$$z = z_1 + z_2, \quad (7.240)$$

где  $z_1$  – решение однородного дифференциального уравнения  $\ddot{z} + 2h_0\dot{z} + \omega_0^2 z$ , когда правая часть равна нулю, и  $z_2$  – частное решение уравнения (7.237), когда правая часть не равна нулю. Решение  $z_1$  записывают по формуле (7.193). Частное решение имеет вид:

$$z_2 = \alpha + \beta \sin(vt) + \gamma \cos(vt). \quad (7.241)$$

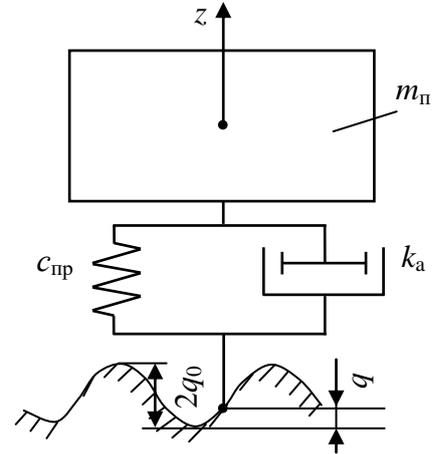


Рис. 7.31. Схема для расчёта вынужденных колебаний

Его первая и вторая производные:

$$\dot{z}_2 = \beta v \cos(vt) - \gamma v \sin(vt); \quad (7.242)$$

$$\ddot{z}_2 = -\beta v^2 \sin(vt) - \gamma v^2 \cos(vt). \quad (7.243)$$

Подставив  $z_2$ ,  $\dot{z}_2$  и  $\ddot{z}_2$  из уравнений (7.241)...(7.243) в левую часть уравнения (7.239), получают:

$$\omega_0^2 \alpha = Q_0; \quad (7.244)$$

$$(\omega_0^2 - v^2)\beta - 2h_0 v \gamma = \frac{2h_0 v}{\omega_0^2} Q_0; \quad (7.245)$$

$$2h_0 v \beta + (\omega_0^2 - v^2)\gamma = -Q_0. \quad (7.246)$$

Из (7.194)

$$h_0 = \psi_0 \omega_0. \quad (7.247)$$

С учётом (7.247) уравнения (7.245) и (7.246) приобретают вид:

$$(\omega_0^2 - v^2)\beta - 2\psi_0 \omega_0 v \gamma = \frac{2\psi_0 v}{\omega_0} Q_0; \quad (7.248)$$

$$2\psi_0 \omega_0 v \beta + (\omega_0^2 - v^2)\gamma = -Q_0. \quad (7.249)$$

Уравнения (7.244), (7.248) и (7.249) позволяют рассчитать коэффициенты  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$ :

$$\alpha = \frac{Q_0}{\omega_0^2}; \quad (7.250)$$

$$\beta = -Q_0 \frac{2\psi_0 v^3}{\omega_0 \left[ (\omega_0^2 - v^2)^2 + 4\psi_0^2 \omega_0^2 v^2 \right]}; \quad (7.251)$$

$$\gamma = -Q_0 \frac{\omega_0^2 - v^2 + 4\psi_0^2 v^2}{(\omega_0^2 - v^2)^2 + 4\psi_0^2 \omega_0^2 v^2}. \quad (7.252)$$

*Общее решение* уравнения (7.238) с учётом выражений (7.192) и (7.241) имеет вид:

$$z = A e^{-h_0 t} \sin(\omega t + \varphi) + \alpha + \beta \sin(vt) + \gamma \cos(vt). \quad (7.253)$$

Вводят обозначения:

$$\beta = z_a \cos \varphi_v; \quad (7.254)$$

$$\gamma = z_a \sin \varphi_v. \quad (7.255)$$

Тогда сумма второго и третьего слагаемых в правой части уравнения (7.241):

$$\beta \sin(vt) + \gamma \cos(vt) = z_a \cos \varphi_v \sin(vt) + z_a \sin \varphi_v \cos(vt) = z_a \sin(vt + \varphi_v). \quad (7.256)$$

Для определения амплитуды  $z_a$  следует возвести в квадрат обе части уравнений (7.254) и (7.255) и сложить их:

$$\beta^2 + \gamma^2 = z_a^2 (\cos^2 \varphi_v + \sin^2 \varphi_v) = z_a^2, \quad (7.257)$$

откуда

$$z_a = \sqrt{\beta^2 + \gamma^2}. \quad (7.258)$$

В формуле (7.256)  $\varphi_v$  называют *фазовым углом*. Для его нахождения следует разделить уравнение (7.255) на (7.254):

$$\operatorname{tg} \varphi_v = \frac{\gamma}{\beta}, \quad (7.259)$$

откуда

$$\varphi_v = \operatorname{arctg} \left( \frac{\gamma}{\beta} \right). \quad (7.260)$$

После подстановки в правую часть уравнения (7.253)  $\alpha$ , из уравнения (7.250), и  $\beta \sin(vt) + \gamma \cos(vt)$ , из формулы (7.256), получают выражение для расчёта вертикальных перемещений подрессоренной массы:

$$z = A e^{-h_0 t} \sin(\omega t + \varphi) + \frac{Q_0}{\omega_0^2} + z_a \sin(vt + \varphi_v). \quad (7.261)$$

Учитывая, что из  $Q_0 = q_0 \omega_0^2$   $\frac{Q_0}{\omega_0^2} = q_0$ , получают:

$$z = A e^{-h_0 t} \sin(\omega t + \varphi) + q_0 + z_a \sin(vt + \varphi_v). \quad (7.262)$$

Для расчёта амплитуды  $z_a$  и фазового угла  $\varphi_v$  в уравнения (7.258) и (7.260) следует подставить выражения  $\beta$  и  $\gamma$  из (7.251) и (7.252) и учесть, что  $Q_0/\omega_0^2 = q_0$ . Тогда:

$$z_a = \sqrt{\beta^2 + \gamma^2} = q_0 \omega_0 \sqrt{\frac{4\psi_0^2 v^2 + \omega_0^2}{(\omega_0^2 - v^2)^2 + 4\psi_0^2 \omega_0^2 v^2}}; \quad (7.263)$$

$$\varphi_v = \operatorname{arctg} \left( \frac{\gamma}{\beta} \right) = \operatorname{arctg} \left[ \frac{(\omega_0^2 - v^2 + 4\psi_0^2 v^2) \omega_0}{2\psi_0 v^3} \right]. \quad (7.264)$$

В уравнении (7.253) первый член характеризует *свободные сопровождающие колебания*, которые с течением времени  $t$  затухают. После двух-трёх полных колебаний ими ввиду малости можно пренебречь. В дальнейшем остаются только *вынужденные колебания*, описываемые вторым и третьим членами уравнения (7.262):

$$z = q_0 + z_a \sin(vt + \varphi_v). \quad (7.265)$$

При анализе колебаний удобно пользоваться безразмерными величинами. Для этого следует разделить уравнение (7.265) на  $q_0$ , обозначив  $z_a / q_0 = z_v$ :

$$\frac{z}{q_0} = 1 + z_v \sin(vt + \varphi_v). \quad (7.266)$$

В выражении (7.266)  $z_v$  рассчитывают по уравнению (7.263), поделив его на  $q_0$ :

$$z_v = \omega_0 \sqrt{\frac{4\psi_0^2 v^2 + \omega_0^2}{(\omega_0^2 - v^2)^2 + 4\psi_0^2 \omega_0^2 v^2}}. \quad (7.267)$$

Относительная амплитуда  $z_v$  зависит от частоты  $v$  вынужденных колебаний. Если частота вынужденных колебаний будет равна частоте собственных колебаний ( $v = \omega_0$ ), то  $z_v$  увеличивается и становится равной:

$$z_v = \frac{\sqrt{4\psi_0^2 + 1}}{2\psi_0}. \quad (7.268)$$

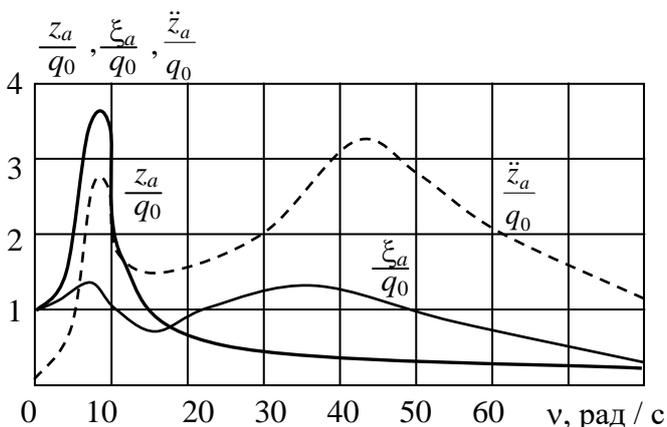
Условие  $v = \omega_0$  называют *низкочастотным резонансом*.

Если не пренебрегать влиянием колебаний неподдрессоренной массы на колебания поддрессоренной массы ( $m_n \neq 0$ ), то при совпадении частоты вынужденных колебаний с частотой собственных колебаний неподдрессоренной массы ( $v = \omega_k$ ), где  $\omega_k = \sqrt{(c_p + c_{ш}) / m_n}$ , происходит *высокочастотный резонанс*.

Зная перемещение *поддрессоренной массы*, можно найти её *скорость* и *ускорение* путём дифференцирования по времени выражения (7.266):

$$\frac{\dot{z}}{q_0} = z_v v \cos(vt + \varphi_v); \quad (7.269)$$

$$\frac{\ddot{z}}{q_0} = -z_v v^2 \sin(vt + \varphi_v). \quad (7.270)$$



**Рис. 7.32.** Амплитудно-частотная характеристика колебаний грузового автомобиля

Аналогично можно рассчитать *скорость* и *ускорение неподдрессоренной массы*, если известно уравнение её вынужденных колебаний:

$$\frac{\xi}{q_0} = 1 + \xi_v \sin(vt + \varphi_{kv}). \quad (7.271)$$

Зависимость амплитудных значений перемещений, скоростей и ускорений поддрессоренной и неподдрессоренной масс от частоты вынужденных колебаний называют *амплитудно-частотной характеристикой*

(АЧХ). На рисунка 7.32 показана АЧХ колебаний грузового автомобиля. Из рисунка следует, что максимальные значения амплитуд перемещений подрессоренной и неподрессоренной масс  $z_a / q_0$  и  $\xi_{sa} / q_0$  и ускорений подрессоренной массы  $\ddot{z}_a / q_0$  соответствуют резонансу подрессоренной массы (низкочастотному резонансу) при  $\nu \approx \omega_0 \approx 10$  рад / с (1,6 Гц) и резонансу неподрессоренной массы (высокочастотному резонансу) при  $\nu \approx \omega_k \approx 40 \dots 50$  рад / с (6,5...8 Гц).

Как следует из формулы (7.268), относительная амплитуда перемещений подрессоренной массы зависит только от относительного коэффициента затухания колебаний  $\psi_0$  в зоне низкочастотного резонанса ( $\nu = \omega_0$ ). Расчёт по этой формуле показывает, что при увеличении  $\psi_0$  с 0,2 до 0,4 амплитудное значение перемещений и ускорений подрессоренной массы в зоне низкочастотного резонанса уменьшается почти в 2 раза. Отсюда следует, что выбор величины коэффициента аperiodичности  $\psi_0$  следует производить с учётом его влияния на амплитуды перемещений и ускорений подрессоренной и неподрессоренной масс как свободных, так и вынужденных колебаний.

Из выражения (7.22) следует, что частота вынужденных колебаний пропорциональна скорости движения и обратно пропорциональна длине неровности. Решив уравнение относительно  $V$ , получают:

$$V = \frac{l\nu}{2\pi} = 0,16l\nu; \quad (7.272)$$

$$V_a = 3,6 V = 0,57l\nu. \quad (7.273)$$

Уравнения (7.272) и (7.273) показывают, что между скоростью движения и частотой вынужденных колебаний существует линейная зависимость с коэффициентами  $0,16l$  и  $0,57l$ . Зависимость (7.273) показана на рис. 7.33 в виде прямых, проходящих через начало координат.

Наиболее часто встречающиеся на дорогах периодически чередующиеся неровности (волны) имеют длину от 0,2 м до 5 м. Если на график нанести величины минимальной  $V_{amin}$  и максимальной  $V_{amax}$  скоростей движения автомобилей, то в заштрихованной зоне можно указать сочетания длин волн и скоростей движения, при которых будут возникать резонансные колебания подрессоренной и неподрессоренной масс.

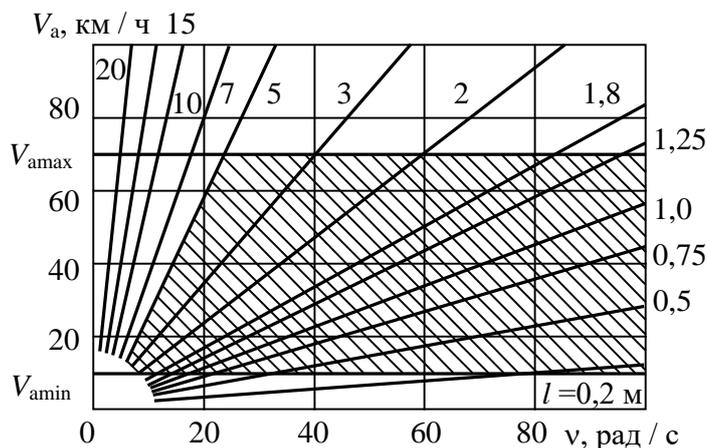


Рис. 7.33. Зависимость между частотой вынужденных колебаний, скоростью движения и длиной волн

## 7.10. Случайные колебания автомобиля

Изучение случайных колебательных процессов, происходящих в автомобиле, опирается на *методы статистической динамики*. Автомобиль представляют в виде *линейной динамической системы* (рис. 7.34), свойство которой может быть описано соотношением:

$$S_B(\nu) = W(p) S_A(\nu), \quad (7.274)$$

где  $S_B(\nu)$  – спектральная плотность случайного процесса на выходе из динамической системы;  $S_A(\nu)$  – спектральная плотность случайного процесса на входе в динамическую систему;  $W(p)$  – передаточная функция динамической системы.

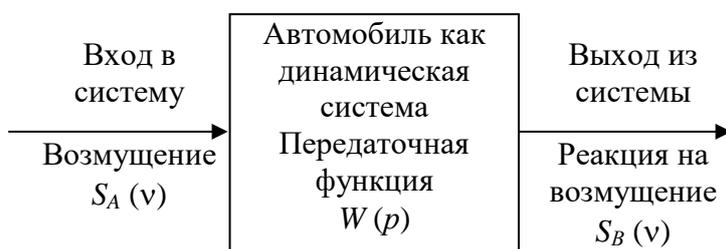


Рис. 7.34. Схема линейной динамической системы автомобиля

При движении автомобиля по дороге со случайным микропрофилем спектральную плотность перемещений поддрессоренной и недрессоренной масс находят по выражениям:

$$S_z(\nu) = W_z(p) S_q(\nu); \quad (7.275)$$

$$S_\xi(\nu) = W_\xi(p) S_q(\nu), \quad (7.276)$$

где  $S_q(\nu)$  – спектральная плотность воздействия дисперсии ординат микропрофиля дороги;  $S_z(\nu)$  и  $S_\xi(\nu)$  – спектральные плотности дисперсии перемещений поддрессоренной и недрессоренной масс соответственно;  $W_z(p)$  и  $W_\xi(p)$  – передаточные функции перемещений поддрессоренной и недрессоренной масс.

Для линейной динамической системы передаточная функция численно равна квадрату модуля частотной характеристики:

$$W(p) = |W(i\nu)|^2. \quad (7.277)$$

*Порядок расчёта* квадрата модуля частотной характеристики:

- 1) составляют дифференциальные уравнения движения поддрессоренной и недрессоренной масс;
- 2) производят преобразование по Лапласу дифференциальных уравнений движения;
- 3) находят передаточную функцию динамической системы, эквивалентной передней или задней подвеске автомобиля;

4) делают подстановку  $p = iv$  и получают частотную характеристику исследуемого процесса;

5) находят квадрат модуля частотной характеристики.

### 1. Дифференциальные уравнения движения

На рис. 7.35 показана двухмассовая динамическая колебательная система, эквивалентная передней или задней подвеске автомобиля при условии, что коэффициент распределения подрессоренной массы  $\varepsilon_y = 1$ . На схеме  $m_{\Pi}$  – часть подрессоренной массы, приходящейся на подвеску;  $m_{\text{н}}$  – неподрессоренная масса;  $c_p$  – жёсткость подвески;  $c_{\text{ш}}$  – жёсткость шин;  $k_a$  – коэффициент сопротивления амортизаторов подвески;  $k_{\text{ш}}$  – коэффициент демпфирования шин.

Дифференциальные уравнения движения подрессоренной массы:

$$m_{\Pi} \ddot{z} + k_a (\dot{z} - \dot{\xi}) + c_p (z - \xi) = 0, \quad (7.278)$$

неподрессоренной массы:

$$m_{\text{н}} \ddot{\xi} - k_a (\dot{z} - \dot{\xi}) - c_p (z - \xi) + k_{\text{ш}} (\dot{\xi} - \dot{q}) + c_{\text{ш}} (\xi - q) = 0, \quad (7.279)$$

где  $\ddot{z}$  и  $\ddot{\xi}$  – ускорения подрессоренной и неподрессоренной масс соответственно;  $\dot{z} - \dot{\xi}$  – скорость относительных перемещений подрессоренной и неподрессоренной масс;  $z - \xi$  – относительные перемещения подрессоренной и неподрессоренной масс (вертикальная деформация подвески);  $\dot{\xi} - \dot{q}$  – скорость вертикальной деформации шин;  $\xi - q$  – вертикальная деформация шин.

Дифференциальные уравнения (7.278) и (7.279) записывают в следующем виде:

$$m_{\Pi} \ddot{z} + k_a \dot{z} + c_p z - k_a \dot{\xi} - c_p \xi = 0; \quad (7.280)$$

$$-(k_a \dot{z} + c_p z) + m_{\text{н}} \ddot{\xi} + (k_a + k_{\text{ш}}) \dot{\xi} + (c_p + c_{\text{ш}}) \xi = k_{\text{ш}} \dot{q} + c_{\text{ш}} q. \quad (7.281)$$

### 2. Преобразование по Лапласу дифференциальных уравнений движения

Преобразование по Лапласу заключается в замене операции дифференцирования возведением в степень. Дифференциальные уравнения (7.280) и (7.281) в результате преобразования по Лапласу приобретают вид:

$$(m_{\Pi} p^2 + k_a p + c_p) Z(p) - (k_a p + c_p) \Xi(p) = 0; \quad (7.282)$$

$$-(k_a p + c_p) Z(p) + [m_{\text{н}} p^2 + (k_a + k_{\text{ш}}) p + c_p + c_{\text{ш}}] \Xi(p) = (k_{\text{ш}} p + c_{\text{ш}}) Q(p). \quad (7.283)$$

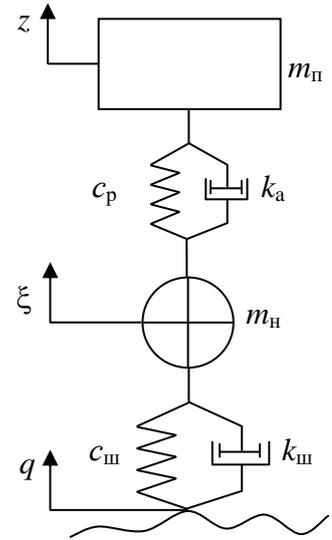


Рис. 7.35. Схема колебательной системы

### 3. Передаточные функции перемещений поддрессоренной и неподдрессоренной масс

Передаточной функцией называют отношение преобразования по Лапласу функции на выходе динамической системы к преобразованию по Лапласу функции на входе динамической системы.

Передаточные функции перемещений:

- поддрессоренной массы

$$W_z(p) = \frac{Z(p)}{Q(p)}; \quad (7.284)$$

- неподдрессоренной массы

$$W_\xi(p) = \frac{\Xi(p)}{Q(p)}. \quad (7.285)$$

Передаточные функции вычисляют через определители системы уравнений (7.282) и (7.283):

$$W_z(p) = \frac{\Delta_z(p)}{\Delta(p)}; \quad (7.286)$$

$$W_\xi(p) = \frac{\Delta_\xi(p)}{\Delta(p)}. \quad (7.287)$$

Матрицы для вычисления определителей:

$$\Delta(p) = \begin{vmatrix} m_{\text{п}}p^2 + k_a p + c_p & -(k_a p + c_p) \\ -(k_a p + c_p) & m_{\text{н}}p^2 + (k_a + k_{\text{ш}})p + c_p + c_{\text{ш}} \end{vmatrix} =$$

$$= (m_{\text{п}}p^2 + k_a p + c_p)[m_{\text{н}}p^2 + (k_a + k_{\text{ш}})p + c_p + c_{\text{ш}}] - (k_a p + c_p)^2; \quad (7.288)$$

$$\Delta_z(p) = \begin{vmatrix} -(k_a p + c_p) & 0 \\ m_{\text{н}}p^2 + (k_a + k_{\text{ш}})p + c_p + c_{\text{ш}} & k_{\text{ш}}p + c_{\text{ш}} \end{vmatrix} = (k_a p + c_p)(k_{\text{ш}}p + c_{\text{ш}}); \quad (7.289)$$

$$\Delta_\xi(p) = \begin{vmatrix} m_{\text{п}}p^2 + k_a p + c_p & 0 \\ -(k_a p + c_p) & k_{\text{ш}}p + c_{\text{ш}} \end{vmatrix} = (m_{\text{п}}p^2 + k_a p + c_p)(k_{\text{ш}}p + c_{\text{ш}}). \quad (7.290)$$

$$W_z(p) = \frac{\Delta_z(p)}{\Delta(p)} =$$

$$= \frac{(k_a p + c_p)(k_{\text{ш}}p + c_{\text{ш}})}{(m_{\text{п}}p^2 + k_a p + c_p)[m_{\text{н}}p^2 + (k_a + k_{\text{ш}})p + c_p + c_{\text{ш}}] - (k_a p + c_p)^2}; \quad (7.291)$$

$$W_{\xi}(p) = \frac{\Delta_{\xi}(p)}{\Delta(p)} = \frac{(m_{\Pi} p^2 + k_a p + c_p)(k_{\text{ш}} p + c_{\text{ш}})}{(m_{\Pi} p^2 + k_a p + c_p)[m_{\text{н}} p^2 + (k_a + k_{\text{ш}})p + c_p + c_{\text{ш}}] - (k_a p + c_p)^2}. \quad (7.292)$$

4. Частотные характеристики перемещений поддрессоренной и недрессоренной масс

Для получения частотных характеристик надо сделать подстановку  $p = iv$  в выражения (7.288)...(7.290). При этом следует иметь в виду, что  $i = \sqrt{-1}$ ,  $i^2 = -1$ ,  $i^3 = -\sqrt{-1}$ ,  $i^4 = 1$ :

$$\Delta(iv) = \{c_p c_{\text{ш}} - [m_{\Pi}(c_p + c_{\text{ш}}) + k_a k_{\text{ш}} + m_{\text{н}} c_p] v^2 + m_{\Pi} m_{\text{н}} v^4\} + i \{ (k_a c_{\text{ш}} + k_{\text{ш}} c_p) v - [m_{\Pi}(k_a + k_{\text{ш}}) + m_{\text{н}} k_a] v^3 \}; \quad (7.293)$$

$$\Delta_z(iv) = (c_p c_{\text{ш}} - k_a k_{\text{ш}} v^2) + i(k_a c_{\text{ш}} + k_{\text{ш}} c_p) v; \quad (7.294)$$

$$\Delta_{\xi}(iv) = [c_p c_{\text{ш}} - (m_{\Pi} c_{\text{ш}} + k_a k_{\text{ш}}) v^2] + i[(k_{\text{ш}} c_p + k_a c_{\text{ш}}) v - m_{\Pi} k_{\text{ш}} v^3]. \quad (7.295)$$

Тогда

$$W_z(iv) = \frac{\Delta_z(iv)}{\Delta(iv)}; \quad (7.296)$$

$$W_{\xi}(iv) = \frac{\Delta_{\xi}(iv)}{\Delta(iv)}. \quad (7.297)$$

5. Квадрат модуля частотных характеристик перемещений поддрессоренной и недрессоренной масс

Для того чтобы получить квадрат модуля частотных характеристик необходимо возвести в квадрат выражения (7.296) и (7.297):

$$|W(iv)|^2 = \frac{\Delta_z^2(iv)}{\Delta^2(iv)}; \quad (7.298)$$

$$|W_{\xi}(iv)|^2 = \frac{\Delta_{\xi}^2(iv)}{\Delta^2(iv)}. \quad (7.299)$$

Вводят обозначения  $\Delta^2(iv) = A$ ;  $\Delta_z^2(iv) = B$ ;  $\Delta_{\xi}^2(iv) = C$ , тогда

$$|W_z(iv)|^2 = \frac{B}{A}; \quad (7.300)$$

$$|W_{\xi}(iv)|^2 = \frac{C}{A}. \quad (7.301)$$

Коэффициенты  $A$ ,  $B$  и  $C$  равны сумме квадратов действительной и мнимой частей выражений (7.293)...(7.295):

$$A = \Delta^2(iv) = \left\{ c_p c_{ш} - [m_{п}(c_p + c_{ш}) + k_a k_{ш} + m_{н} c_p] v^2 + m_{п} m_{н} v^4 \right\}^2 + \left\{ (k_a c_{ш} + k_{ш} c_p) v - [m_{п}(k_a + k_{ш}) + m_{н} k_a] v^3 \right\}^2; \quad (7.302)$$

$$B = \Delta_z^2(iv) = (c_p c_{ш} - k_a k_{ш} v^2)^2 + (k_a c_{ш} + k_{ш} c_p)^2 v^2; \quad (7.303)$$

$$C = \Delta_\xi^2(iv) = [c_p c_{ш} - (m_{п} c_{ш} + k_a k_{ш}) v^2]^2 + [(k_{ш} c_p + k_a c_{ш}) v - m_{п} k_{ш} v^3]^2. \quad (7.304)$$

Если необходимо рассчитать скорости и ускорения подрессоренной и неподрессоренной масс, то следует воспользоваться выражениями (7.269) и (7.270), согласно которым скорость пропорциональна первой степени, а ускорение – второй степени частоты  $v$ . С учётом этого квадраты модуля скоростей будут пропорциональны  $v^2$ , а квадраты модуля ускорений –  $v^4$ , то есть:

$$|W_z(iv)|^2 = \frac{v^2 B}{A}; \quad (7.305)$$

$$|W_\xi(iv)|^2 = \frac{v^2 C}{A}; \quad (7.306)$$

$$|W_{\dot{z}}(iv)|^2 = \frac{v^4 B}{A}; \quad (7.307)$$

$$|W_{\dot{\xi}}(iv)|^2 = \frac{v^4 C}{A}. \quad (7.308)$$

Методами статистической динамики могут быть рассчитаны не только перемещения подрессоренной и неподрессоренной масс, но и *относительные перемещения*: прогиб подвески  $z - \xi$ , деформация шин  $\xi - q$  и др.

*Квадрат модуля частотной характеристики* относительных перемещений подрессоренной и неподрессоренной масс (*прогиб подвески*):

$$|W_{z-\xi}(iv)|^2 = \frac{D}{A}; \quad (7.309)$$

*деформации шин*:

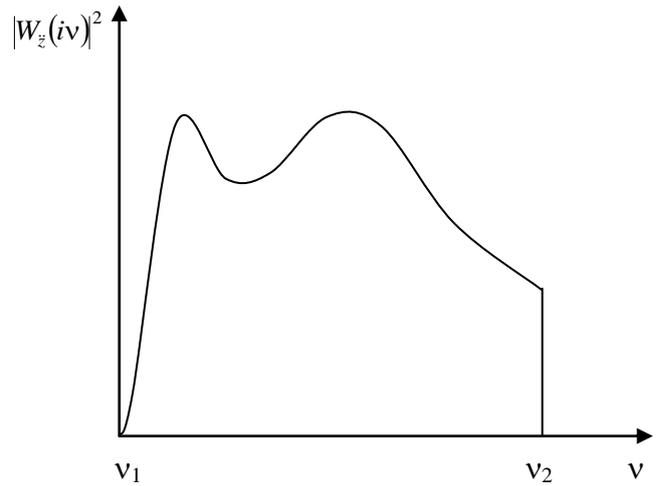
$$|W_{\xi-q}(iv)|^2 = \frac{E}{A}, \quad (7.310)$$

где

$$D = (c_{ш}^2 + k_{ш} v^2) m_{п} v^4; \quad (7.311)$$

$$E = [m_{п} m_{н} v^4 - c_p (m_{п} + m_{н}) v^2]^2 + [k_a (m_{п} + m_{н}) v^3]^2. \quad (7.312)$$

По формулам (7.300)...(7.310) можно рассчитать и построить *частотные характеристики* любого процесса, характеризующего вибронагруженность автомобиля. Для этого следует задаться несколькими значениями частот воздействия  $\nu$  и для каждого значения рассчитать квадрат модуля частотной характеристики. Для примера на рис. 7.36 показана частотная характеристика ускорений подрессоренной массы грузового автомобиля, рассчитанная в диапазоне частот от  $\nu_1$  до  $\nu_2$ .



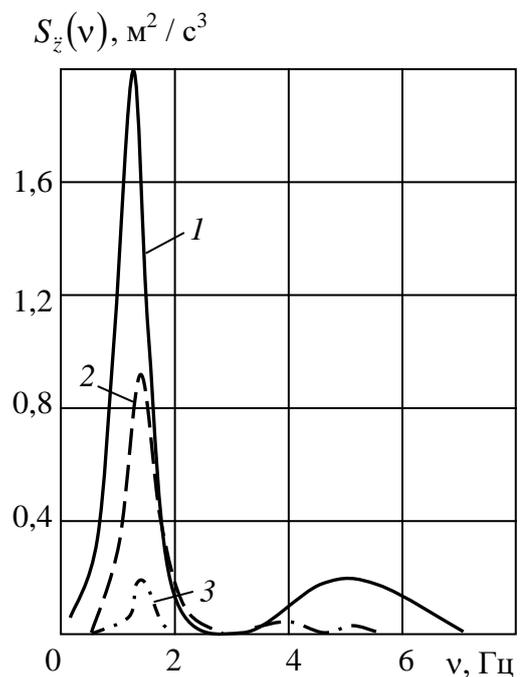
**Рис. 7.36. Частотная характеристика ускорений подрессоренной массы грузового автомобиля**

Зная спектральную плотность воздействия микропрофиля дороги на колёса автомобиля и квадрат модуля частотной характеристики можно рассчитать *статистические характеристики* любого выходного процесса по соотношению:

$$\begin{aligned} \sigma_B &= \sqrt{D_B} = \sqrt{\int_{\nu_1}^{\nu_2} S_B(\nu) d\nu} = \\ &= \sqrt{\int_{\nu_1}^{\nu_2} |W_B(i\nu)|^2 S_q(\nu) d\nu}, \end{aligned} \quad (7.313)$$

где  $\sigma_B$ ,  $D_B$ ,  $S_B(\nu)$  – среднее квадратическое значение, дисперсия и спектральная плотность выходного процесса соответственно;  $S_q(\nu)$  – спектральная плотность воздействия микропрофиля дороги на колёса автомобиля;  $|W_B(i\nu)|^2$  – квадрат модуля частотной характеристики выходного процесса;  $\nu_1$  и  $\nu_2$  – нижнее и верхнее значения частоты воздействия соответственно.

На рис. 7.37 показана спектральная плотность ускорений центра масс грузового автомобиля.



**Рис. 7.37. Спектральная плотность ускорений центра масс грузового автомобиля:**

- 1 –  $V_a = 60$  км / ч, грунтовая дорога;
- 2 –  $V_a = 20$  км / ч, грунтовая дорога;
- 3 –  $V_a = 60$  км / ч, асфальт



## Вопросы для самоконтроля

1. Дайте определение плавности движения автомобиля.
2. Какое влияние оказывают колебания на организм человека?
3. Что понимают под октавной полосой частот и какие параметры используют для её оценки?
4. Что такое жёсткости подвески и шины и как их определяют по графикам упругих характеристик?
5. Каковы физический смысл и размерность коэффициентов сопротивления амортизаторов и демпфирования шин?
6. Какие статистические характеристики используют для описания микропрофиля дорожных неровностей?
7. Какова взаимосвязь между статистическими характеристиками случайной функции микропрофиля дороги и случайного процесса его воздействия на автомобиль?
8. Какие составные части включает пространственная колебательная система двухосного автомобиля, и какие виды колебаний совершают поддрессоренная и неподдрессоренные массы?
9. Назовите и охарактеризуйте виды колебаний автомобиля при движении по неровной дороге.
10. Поясните методику составления уравнений колебаний автомобиля в вертикальной продольной плоскости.
11. От каких конструктивных параметров зависят собственные частоты колебаний поддрессоренной массы?
12. При каком условии колебания поддрессоренной массы на передней и задней подвесках не зависят друг от друга?
13. Какими показателями оценивают затухание свободных колебаний поддрессоренной и неподдрессоренной масс автомобиля?
14. Назовите условия возникновения низкочастотного и высокочастотного резонансов при вынужденных колебаниях автомобиля.
15. Что такое амплитудно-частотная характеристика автомобиля и для решения каких задач её используют?
16. Поясните методику составления передаточных функций системы поддрессирования автомобиля.

## ГЛАВА 8. ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

### 8.1. Определения

*Проходимостью* называют эксплуатационное свойство, определяющее возможность выполнения автомобилем транспортных и других функций в ухудшенных дорожных условиях, при движении по бездорожью и преодолении различных препятствий.

К *ухудшенным дорожным условиям* относят мокрые, грязные, заснеженные, обледенелые, разбитые и размокшие дороги. На таких дорогах затрудняется движение и маневрирование автомобиля, что сказывается на средних скоростях движения и расходах топлива.

При движении по *бездорожью* происходит взаимодействие движителя автомобиля с грунтовыми поверхностями, которые подразделяют на четыре вида:

1) связные суглинистые грунты (легкосуглинистые, суглинистые, тяжёло-суглинистые) в твёрдом, пластичном и текучем состояниях;

2) несвязные песчаные грунты (пылеватые, мелкозернистые, среднезернистые, крупнозернистые) в неуплотнённом, малоуплотнённом и уплотнённом состояниях;

3) заболоченные грунты (сплошные, сапропелевые, сплавиновые) в неосушенном и осушенном состояниях;

4) снег (пушистый, метелевый, зернистый) в оседающем, осевшем и уплотнённом ветром состояниях.

К *препятствиям* относят: уклоны, барьерные (непрерывные) и дискретные препятствия, водные преграды. Препятствия подразделяют на естественные и искусственные. *Уклоны* могут быть продольными (подъёмы и спуски) и поперечными (косогоры). *Барьерными препятствиями* считают дорожные насыпи, ирригационные и мелиоративные каналы, придорожные кюветы, бордюры тротуаров, рвы, траншеи, канавы, эскарпы, контрэскарпы, стенки. Профиль барьерных препятствий образуют сочетания порогов (уступов) и коротких уклонов. Барьерные препятствия, как правило, представляют искусственные сооружения народнохозяйственного и военного назначения. К *дискретным естественным препятствиям* относят деревья, пни, валуны, кочки, воронки, ямы и др. *Водные преграды* подразделяют на броды и преодолеваемые вплавь.

*Возможность движения автомобиля* по проходимости определяют соотношением:

$$F_{тф} \geq F_{т0} \geq \Sigma F_{д}, \quad (8.1)$$

где  $F_{тф}$  – сила сцепления ведущих колёс с опорной поверхностью;  $F_{т0}$  – полная тяговая сила (сила тяги) на ведущих колёсах;  $\Sigma F_{д}$  – сумма сил сопротивления движению автомобиля.

*Потеря проходимости* может быть полной и частичной. При полной потере проходимости происходит *застревание* – прекращение движения автомо-

бия. Частичная потеря проходимости связана со снижением скорости движения и увеличением расхода топлива в определённых условиях перевозок, оказывающими влияние на производительность автомобиля и себестоимость перевозок.

Оценку проходимости выполняют не только по её показателям, но с использованием показателей других эксплуатационных свойств (тягово-скоростных, топливной экономичности, а в отдельных случаях управляемости, устойчивости, манёвренности, плавности движения и др.).

В теории автомобиля рассматривают *профильную* и *опорную проходимость*.

*По уровню проходимости* автомобили и автопоезда подразделяют на три категории – ограниченной, повышенной и высокой проходимости. Принадлежность автомобиля к определённой категории проходимости определяют по совокупности нескольких параметров – колёсной формулы, удельной мощности, давления колёс на опорную поверхность, конструкции шин, подвески и агрегатов трансмиссии.

*Автомобили ограниченной проходимости*, или *дорожные автомобили*, предназначены для круглогодичной работы на дорогах с твёрдым покрытием, а также на грунтовых дорогах в сухое время года. Автомобили названной категории неполноприводные (колёсные формулы тягачей – 4×2, 6×2, 6×4, 8×4), имеют удельную мощность 9,5...20 кВт/т, сравнительно высокое давление колёс на опорную поверхность – 0,15...0,35 МПа. На дорожных автомобилях применяют шины с дорожным или универсальным рисунком протектора, зависимую подвеску колёс (грузовые автомобили) и зависимую и независимую подвески (легковые автомобили), простые (неблокируемые) шестерёнчатые дифференциалы в агрегатах трансмиссии.

*Автомобили повышенной проходимости* используют как на дорогах с твёрдым покрытием в ухудшенном состоянии, так и вне дорог и для преодоления естественных препятствий. Это полноприводные автомобили с колёсными формулами 4×4 и 6×6, их удельная мощность в 1,2...1,5 раза выше, чем у автомобилей ограниченной проходимости, давление колёс на опорную поверхность составляет от 0,04 до 0,1 МПа. Конструктивно они незначительно отличаются от дорожных, так как их создают с использованием агрегатов и узлов последних. Повышение проходимости достигают за счёт привода ко всем колёсам, установки арочных и широкопрофильных шин, а также тороидных шин с высокими грунтозацепами и регулированием давления воздуха. Наряду с зависимыми подвесками на некоторых грузовых автомобилях применяют независимую подвеску всех колёс. В трансмиссиях автомобилей повышенной проходимости в большинстве случаев устанавливают дифференциалы повышенного внутреннего трения и блокируемые. Их, как правило, оборудуют средствами самовытаскивания (лебёдка и др.), они имеют возможность вброд преодолевать водные преграды.

*Автомобили высокой проходимости* создают для работы в условиях бездорожья, преодоления естественных и искусственных препятствий и водных

преград. Это многоосные полноприводные автомобили с колёсными формулами 8×8, 10×10, высокой удельной мощностью 25...40 кВт/т, очень низким давлением движителя на опорную поверхность (до 0,02 МПа и менее). Отличаются от автомобилей предыдущих категорий своеобразными компоновочными схемами, как правило, независимой подвеской всех колёс, использованием специальных шин (пневмокотков, сверхнизкого давления, крупногабаритных диаметром 3...5 м), применением в трансмиссиях самоблокирующихся дифференциалов. Очень часто автомобили высокой проходимости приспособлены для преодоления водных преград вплавь за счёт герметизации корпуса и установки специального водяного движителя. Некоторые автомобили оснащают дополнительными устройствами (выдвижными катками, шагающими устройствами и др.) для преодоления рвов, канав, стенок, эскарпов, контрэскарпов и других препятствий.

## 8.2. Значение проходимости автомобиля

Автомобили работают не только на ровных дорогах с твёрдым покрытием, но и на грунтовых, а также в условиях бездорожья, поэтому они должны иметь достаточную проходимость.

Прожимостью должны обладать автомобили всех типов, но в зависимости от назначения в разной степени. Легковые автомобили высшего класса и междугородные автобусы предназначены для работы на ровных дорогах с твёрдым покрытием и требования к их проходимости минимальны. Грузовые автомобили, большинство легковых автомобилей и автобусов работают не только в городах, но и в сельской местности, на дорогах с твёрдыми и деформируемыми опорными поверхностями, которые могут быть в хорошем и плохом состоянии. Уровень проходимости таких автомобилей должен быть более высоким, чем у автомобилей, работающих на дорогах с твёрдым покрытием в хорошем состоянии. В особо тяжёлых дорожных условиях работают автомобили на строительстве, в сельском хозяйстве, в лесной промышленности. Для таких автомобилей проходимость является самым важным эксплуатационным свойством, определяющим возможность их работы в тяжёлых дорожных условиях.

Наша страна имеет огромные территории дорожной сети очень малой плотности (районы Крайнего Севера, Западной и Восточной Сибири, северные районы Дальнего Востока). Освоение природных богатств этих регионов невозможно без автомобильной техники, обладающей высокой проходимостью. Улучшение проходимости автомобилей в названных регионах имеет важное народнохозяйственное значение, так как производительность и себестоимость перевозок в этих условиях определяют главным образом степень их вездеходности.

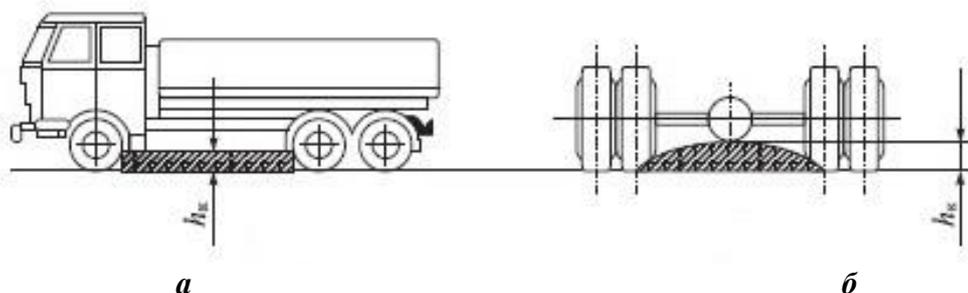
Прожимостью так же является главным эксплуатационным свойством для армейских автомобилей.

### 8.3. Профильная проходимость

Профильная проходимость характеризует возможность автомобиля преодолевать неровности пути, препятствия и вписываться в требуемую полосу движения.

**Оценочные показатели профильной проходимости автомобиля.** В качестве оценочных показателей профильной проходимости приняты: 1) дорожный просвет  $h_k$ ; 2) передний и задний свесы  $L_1$  и  $L_2$ ; 3) углы переднего и заднего свесов  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$ ; 4) продольный угол проходимости  $\lambda_{пр}$ ; 5) продольный радиус проходимости  $R_{пр}$ ; 6) поперечный радиус проходимости  $R_{поп}$ ; 7) наибольший угол преодолеваемого подъёма  $\alpha_{max}$ ; 8) наибольший угол преодолеваемого косяга  $\beta_{max}$ ; 9) углы гибкости автопоезда  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$ ; 10) угол перекоса мостов  $\gamma_{п}$ ; 11) коэффициент совпадения следов передних и задних колёс  $\eta_c$ ; 12) ширина преодолеваемого в поперечном направлении рва  $b_p$ ; 13) высота преодолеваемой вертикальной стенки (эскарпа)  $h_c$ ; 14) глубина преодолеваемого брода  $H_6$ .

Три последних показателя используют для оценки профильной проходимости полноприводных автомобилей.



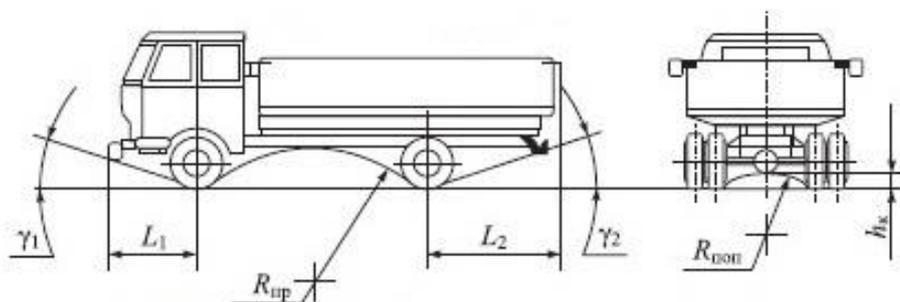
**Рис. 8.1. Дорожный просвет:**  
а – между осями; б – под осью

*Дорожный просвет  $h_k$ .* Различают дорожный просвет между осями и под осью (рис. 8.1). *Дорожный просвет между осями* (рис. 8.1, а) – кратчайшее расстояние между поверхностью дороги и наиболее низко расположенной фиксированной точкой автомобиля. *Дорожный просвет под осью* (рис. 8.1, б) – расстояние до поверхности дороги от наиболее высоко расположенной точки дуги окружности, которая проходит через середину отпечатка протектора шин одной оси или внутренних шин сдвоенных колёс и касается наиболее низко расположенной точки автомобиля между колёсами. При этом никакая жёсткая часть автомобиля не должна находиться в заштрихованной зоне рисунка.

При определении дорожного просвета многосекционные мосты рассматривают в качестве одной оси. В случае необходимости дорожный просвет многоосных автомобилей указывают под всеми осями в зависимости от их положения от передней части к задней, например, у трёхосного автомобиля – 280 / 250 / 250.

Дорожный просвет определяет возможность движения по деформируемым опорным поверхностям, в частности, по колеям, накатанным на мягких грунтах, по снегу, а также способность преодоления отдельных естественных препятствий на бездорожье (камней, пней, кочек и т.д.). Дорожный просвет грузовых автомобилей нормируют в зависимости от грузоподъёмности с целью обеспечения рациональной компоновки и устойчивости. Дорожный просвет у прицепного состава должен быть не менее, чем у автомобиля-тягача, а у автомобилей и автопоездов повышенной и высокой проходимости существенно бóльшим, чем у автомобилей ограниченной проходимости.

*Передний  $L_1$  и задний  $L_2$  свесы* (рис. 8.2). *Свес* – это расстояние от крайней точки контура передней (задней) выступающей части по длине автомобиля до плоскости, перпендикулярной опорной поверхности и проходящей через центры его передних (задних) колёс.



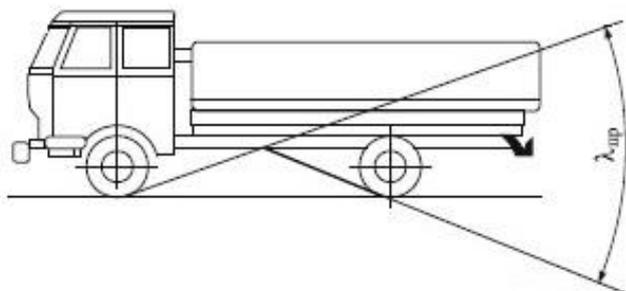
**Рис. 8.2. Параметры профильной проходимости автомобиля**

Величины свесов влияют на проходимость автомобиля при преодолении крутых подъёмов и спусков, канав, порогов, кюветов и других препятствий. Чем меньше свесы, тем ниже вероятность потери контакта колёс с опорной поверхностью при преодолении препятствий и, следовательно, выше профильная проходимость автомобиля.

*Углы переднего  $\gamma_1$  и заднего  $\gamma_2$  свесов* (рис. 8.2). *Угол переднего свеса* – максимальный угол между поверхностью дороги и плоскостями, проходящими по касательной к шинам передних колёс при статической нагрузке таким образом, чтобы никакая точка автомобиля перед передней осью не находилась ниже этих плоскостей и никакая часть автомобиля, за исключением подножек, не располагалась ниже названных плоскостей. *Угол заднего свеса* – максимальный угол между поверхностью дороги и плоскостями, проходящими по касательной к шинам задних колёс при статической нагрузке таким образом, чтобы никакая точка автомобиля, находящаяся за задней осью, не располагалась ниже этих плоскостей и никакая часть автомобиля не располагалась ниже названных плоскостей.

Углы свеса характеризуют возможность преодоления препятствий с короткими подъёмами и спусками. Чем больше углы свеса, тем больше крутизна коротких неровностей, которые преодолевает автомобиль без задевания выступающими частями за неровности при въезде на них и съезде.

*Продольный угол проходимости*  $\lambda_{\text{пр}}$  (рис. 8.3) – минимальный острый угол между двумя плоскостями, которые расположены перпендикулярно к средней продольной плоскости автомобиля, проходят по касательной к шинам передних и задних колёс при статической нагрузке и пересечение которых происходит в нижней части автомобиля вне его колёс.



**Рис. 8.3. Продольный угол проходимости**

Угол  $\lambda_{\text{пр}}$  определяет наибольший перекат, который может быть преодолен автомобилем.

*Продольный радиус проходимости*  $R_{\text{пр}}$  (рис. 8.2) – радиус цилиндра, касательного к окружностям, описанным свободными радиусами соседних колёс, наиболее разнесённых по базе, и проходящий через точку контура

нижней части автомобиля таким образом, что все остальные точки контура оказываются с внешней стороны этого цилиндра.

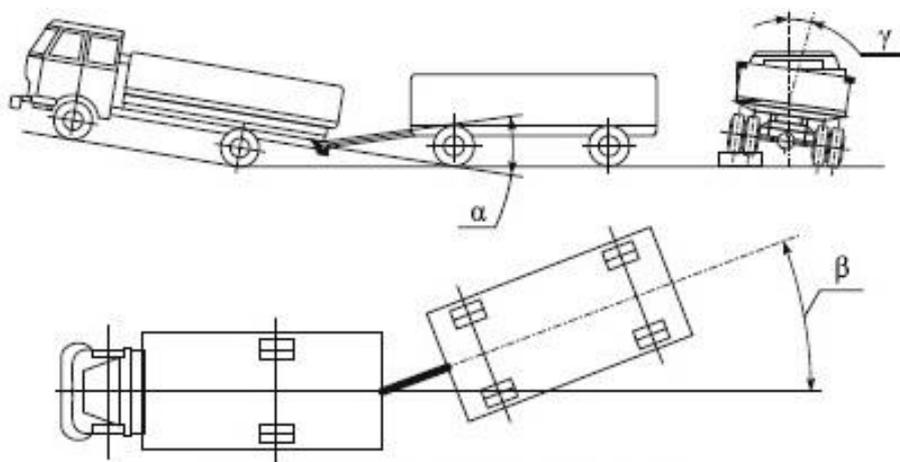
Названный радиус характеризует возможность преодоления препятствий гребнистого характера, складок местности, насыпей, бугров и др. Уменьшения продольного радиуса проходимости достигают сокращением расстояния между колёсами и увеличением дорожного просвета.

*Поперечный радиус проходимости*  $R_{\text{поп}}$  (рис. 8.2) – радиус цилиндра, касательного к колёсам одного моста и проходящего через точку контура нижней части автомобиля. Он определяет возможность преодоления поперечных неровностей, ширина которых соизмерима с колеёй автомобиля, и должен быть как можно меньше.

*Наибольший угол преодолеваемого автомобилем подъёма*  $\alpha_{\text{max}}$  – максимальный угол подъёма, имеющего протяжённость не менее двукратной длины автомобиля или автопоезда и ровную опорную поверхность, преодолеваемый автомобилем без использования инерции, нарушений условий нормальной работы агрегатов и безопасности движения.

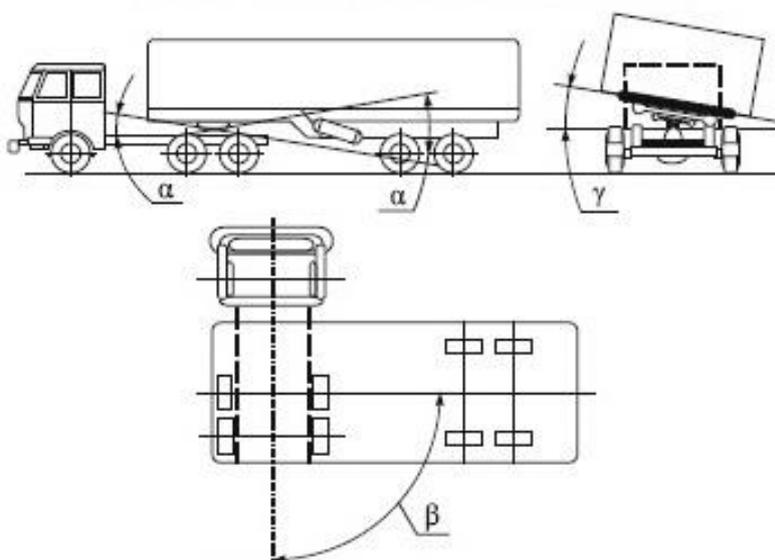
*Наибольший угол преодолеваемого автомобилем косогора*  $\beta_{\text{max}}$  – максимальный угол поперечного уклона с ровной опорной поверхностью, который преодолевает автомобиль без бокового скольжения колёс более чем на ширину профиля шины, без нарушения условий нормальной работы агрегатов и безопасности движения.

*Углы гибкости автопоездов* рассматривают в вертикальной и горизонтальной плоскостях. У прицепного автопоезда (рис. 8.4) вертикальный продольный угол гибкости  $\alpha$  и горизонтальный угол гибкости  $\beta$  представляют углы возможного отклонения оси дышла прицепа от оси тягово-сцепного устройства тягача, а вертикальный поперечный угол гибкости  $\gamma$  – угол поворота прицепа вокруг продольной оси относительно тягача.



**Рис. 8.4. Углы гибкости прицепного автопоезда**

У седельного автопоезда (рис. 8.5) углы гибкости  $\alpha$  и  $\beta$  образуют соответствующие предельные положения продольных осей седельного тягача и полуприцепа, угол гибкости  $\gamma$  – поперечный наклон полуприцепа относительно седельного тягача (при наличии в седельно-сцепном устройстве третьей степени свободы).



**Рис. 8.5. Углы гибкости седельного автопоезда**

Углы продольной и поперечной вертикальной гибкости автопоезда характеризуют возможность движения на продольных и поперечных уклонах и по неровностям пути, а угол горизонтальной гибкости – способность автопоезда вписываться в заданную полосу движения.

Угол перекоса мостов  $\gamma_{п}$  (рис. 8.6) – сумма углов перекоса переднего  $\gamma_{п1}$  и заднего  $\gamma_{п2}$  мостов относительно горизонтальной плоскости. Угол перекоса моста представляет угол поворота его оси относительно продольной оси автомобиля.

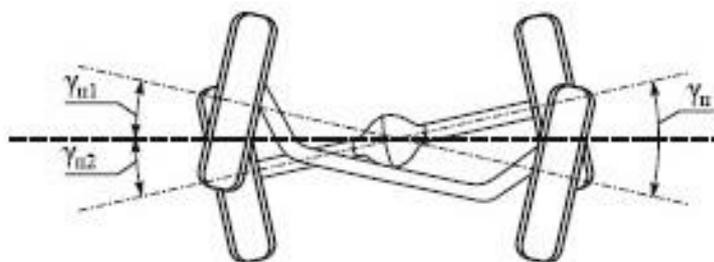


Рис. 8.6. Угол перекоса мостов автомобиля

Названный угол характеризует способность автомобиля приспособляться к неровностям поверхности движения без потери контакта колёс с дорогой. Перекос ведущих мостов вызывает перераспределение нормальных реакций,

действующих на ведущие колёса, что при наличии простых шестерёнчатых межколёсных и межосевых дифференциалов приводит к уменьшению суммарной силы тяги на ведущих колёсах по условиям сцепления с опорной поверхностью и тем самым к снижению проходимости.

Коэффициент совпадения следов передних и задних колёс  $\eta_c$  (рис. 8.7) – отношение ширины следов за передними  $b_{с.п}$  и задними  $b_{с.з}$  колёсами соответственно:

$$\eta_c = \frac{b_{с.п}}{b_{с.з}}. \quad (8.2)$$

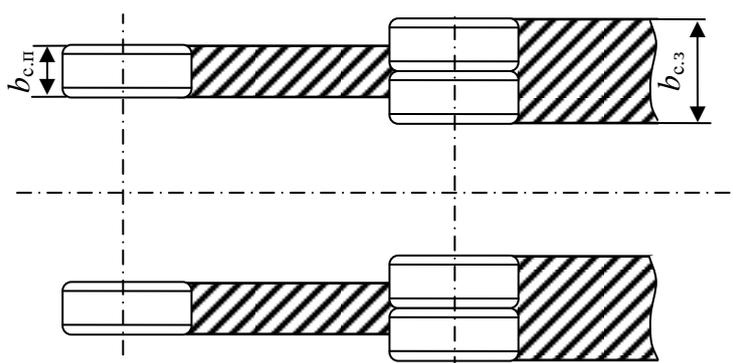


Рис. 8.7. Схема для расчёта коэффициента совпадения следов передних и задних колёс автомобиля

Коэффициент  $\eta_c$  рассчитывают при условии, что колея передних и задних колёс одинакова. Чем ближе  $\eta_c$  к единице, тем меньше сопротивление качению колёс по деформируемой опорной поверхности. Исключение составляет случай движения по поверхности, материал которой находится в текучем состоянии, например, по болоту.

Ширина рва  $b_p$  – наибольшая ширина рва, преодолеваемого в поперечном направлении при движении автомобиля на низшей передаче в трансмиссии под прямым углом к его оси.

Высота вертикальной стенки (эскарпа)  $h_c$  – наибольшая высота стенки, преодолеваемой автомобилем при движении на низшей передаче в трансмиссии под прямым углом к ней.

*Глубина брода  $H_6$*  – максимальная глубина водной преграды, преодолеваемой автомобилем.

**Определение оценочных параметров профильной проходимости.** Дорожный просвет, свесы, углы свесов, продольный угол проходимости, продольный и поперечный радиусы проходимости, углы гибкости автопоезда, угол перекоса мостов являются *геометрическими параметрами* автомобиля (автопоезда). Их определяют непосредственными измерениями. Все измерения выполняют при полной нагрузке автомобиля, установленного на горизонтальной площадке с твёрдым и ровным покрытием в положении, соответствующем прямолинейному движению.

Продольный радиус проходимости многоосного автомобиля определяют между всеми смежными мостами при последовательном подъёме до упора колёс всех мостов, кроме первого и последнего, и берут большее из найденных значений. У трёхосного автомобиля с балансирной подвеской мостов тележки продольный радиус проходимости находят при подъёме колёс среднего моста до полного смятия буфера, когда начинается отрыв колёс названного моста от опорной поверхности. У автопоезда, состоящего из трёхосного тягача и двухосного полуприцепа с балансирными подвесками мостов тележек, продольный радиус проходимости автомобиля-тягача измеряют по описанной выше методике. Дополнительно определяют продольный радиус проходимости полуприцепа при подъёме колёс заднего моста тягача и колёс переднего моста тележки полуприцепа до полного смятия буферов.

Углы вертикальной продольной гибкости седельного автопоезда  $\alpha$  (рис. 8.5) измеряют между опорным листом полуприцепа и верхними полками рамы тягача при отклонении вверх переднего и заднего мостов тягача. Углы вертикальной поперечной гибкости седельного автопоезда  $\gamma$  определяют измерениями между опорным листом полуприцепа и плоскостью верхних полок рамы тягача при последовательном отклонении вверх левого и правого колёс заднего моста тягача. При этих испытаниях определяют также угол перекоса мостов  $\gamma_{\text{п}}$  (рис. 8.6) автомобиля.

Наибольшие углы преодолеваемого подъёма и преодолеваемого косогора определяют по специальным методикам.

Коэффициент совпадения следов передних и задних колёс рассчитывают по предварительно измеренной ширине отпечатков передних и задних колёс.

Ширину преодолеваемого в поперечном направлении рва, высоту преодолеваемой вертикальной стенки и глубину преодолеваемого брода для полноприводных автомобилей *экспериментально определяют* по методике, изложенной в нормативных документах.

Некоторые оценочные параметры профильной проходимости находят расчётным путем.

*Продольный радиус проходимости* (рис. 8.8, а) рассчитывают по формуле:

$$R_{\text{пр}} = 0,5E + \sqrt{0,25E^2 + H}, \quad (8.3)$$

где  $E = \frac{0,25L^2 + h_{\text{к}}^2 - n^2 - 2r_{\text{с}}h_{\text{к}}}{2h_{\text{к}}}$ ;  $H = \frac{n^2(h_{\text{к}} - r_{\text{с}})}{2h_{\text{к}}}$  ( $L$  – база;  $r_{\text{с}}$  – свободный радиус колёс;  $h_{\text{к}}$  – расстояние от точки  $A$  до опорной поверхности;  $n$  – расстояние от точки  $A$  до середины базы автомобиля).

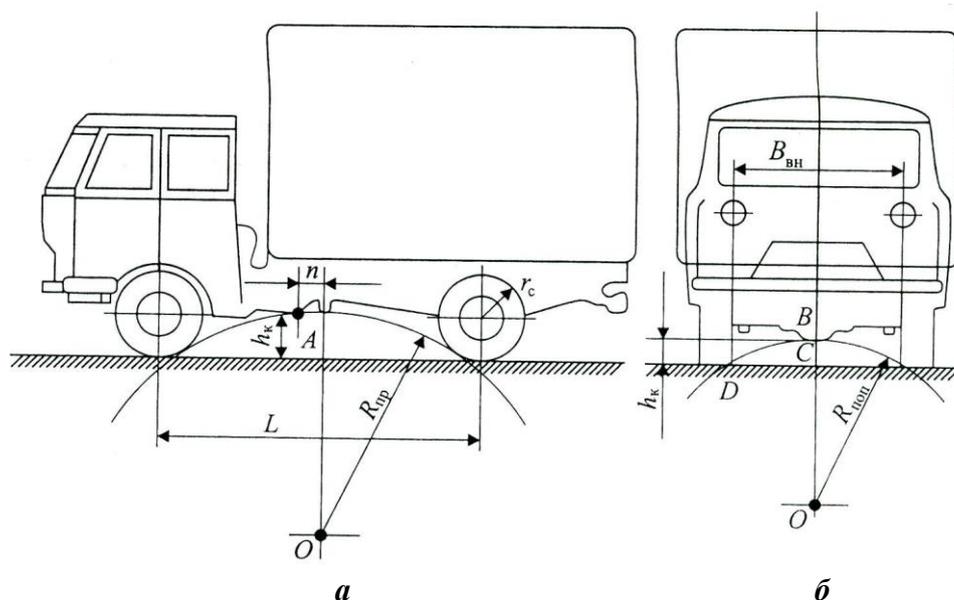


Рис. 8.8. Схемы для расчёта радиусов проходимости:  
а – продольного; б – поперечного

В частном случае, когда точка  $A$  расположена в середине базы автомобиля,  $n = 0$ , при этом  $H = 0$  и

$$R_{\text{пр}} = E = \frac{0,25L^2 + h_{\text{к}}^2 - 2r_{\text{с}}h_{\text{к}}}{2h_{\text{к}}}. \quad (8.4)$$

Для большинства автомобилей свободный радиус колёс на порядок меньше базы автомобиля, поэтому без большой погрешности третье слагаемое из формулы (8.4) исключают и  $R_{\text{пр}}$  рассчитывают по приближённой формуле:

$$R_{\text{пр}} \approx \frac{L^2 + 4h_{\text{к}}^2}{8h_{\text{к}}}. \quad (8.5)$$

Поперечный радиус проходимости (рис 8.8, б) при условии, что точка  $B$  расположена в середине колеи автомобиля, находят из треугольника  $OCD$ :

$$R_{\text{поп}} = \frac{B_{\text{вн}}^2 + 4h_{\text{к}}^2}{8h_{\text{к}}}, \quad (8.6)$$

где  $B_{\text{вн}}$  – расстояние между внутренними поверхностями шин колёс оси;  $h_{\text{к}}$  – расстояние от точки  $B$  до опорной поверхности дороги.

Высоту преодолеваемой автомобилем вертикальной стенки  $h_c$  рассчитывают по схеме, приведённой на рис. 8.9.

Рассматривают взаимодействие передних ведущих колёс автомобиля с вертикальной стенкой высотой  $h_c$  в момент потери колёсами контакта с опорной поверхностью. Со стороны автомобиля к ведущим колёсам приложены нормальная сила  $F_z$ , толкающая сила  $F_x$ , крутящий момент  $T_k$ . Опорная реакция препятствия приложена в точке  $O_1$  контакта колёс с углом вертикальной стенки и состоит из касательной  $R_\tau$  и нормальной  $R_n$  составляющих. Нормальная составляющая направлена вдоль оси  $n$ , проходящей через ось вращения колёс  $O$  под углом  $\alpha$  к вертикальной оси  $z$ . Касательная составляющая действует вдоль оси  $\tau$ , направленной под прямым углом к оси  $n$ .

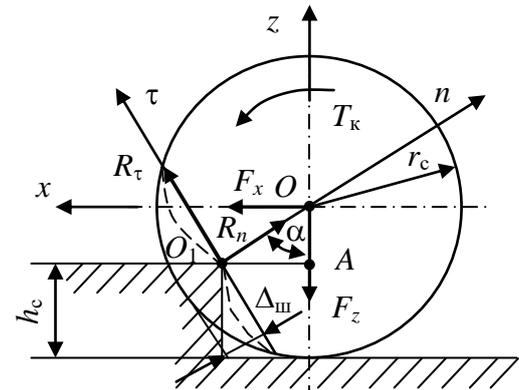


Рис. 3.9. Схема сил, действующих на колесо при преодолении вертикальной стенки

Условие преодоления ведущими колёсами вертикальной стенки по сцеплению с её кромкой (углом) имеет вид:

$$R_\tau \leq \varphi_c R_n, \quad (8.7)$$

где  $\varphi_c$  – коэффициент сцепления колёс с кромкой стенки.

Входящие в неравенство (8.7) реакции  $R_\tau$  и  $R_n$  можно найти из суммы проекций всех сил, действующих на ведущие колёса, на оси  $n$  и  $\tau$ :

$$\Sigma n = 0; R_n - F_x \sin \alpha - F_z \cos \alpha = 0; \quad (8.8)$$

$$\Sigma \tau = 0; R_\tau + F_x \cos \alpha - F_z \sin \alpha = 0, \quad (8.9)$$

откуда

$$R_n = F_x \sin \alpha + F_z \cos \alpha; \quad (8.10)$$

$$R_\tau = F_z \sin \alpha - F_x \cos \alpha. \quad (8.11)$$

Условие преодоления вертикальной стенки после подстановки выражений реакций  $R_n$  и  $R_\tau$ , из уравнений (8.10) и (8.11), в неравенство (8.7) записывают в виде:

$$F_z \sin \alpha - F_x \cos \alpha \leq \varphi_c (F_x \sin \alpha + F_z \cos \alpha). \quad (8.12)$$

После деления неравенства (8.12) на  $\cos \alpha$  получают:

$$F_z \operatorname{tg} \alpha - F_x \leq \varphi_c (F_x \operatorname{tg} \alpha + F_z). \quad (8.13)$$

Из  $\Delta OO_1A$ :

$$\cos \alpha = \frac{OA}{OO_1} = \frac{r_c - h_c}{r_c - \Delta_{\text{ш}}}, \quad (8.14)$$

где  $r_c$  – свободный радиус колеса;  $\Delta_{\text{ш}}$  – радиальная деформация шины в точке контакта с углом вертикальной стенки.

Из тригонометрии известна зависимость между функциями  $\cos\alpha$  и  $\operatorname{tg}\alpha$ :

$$\cos^2 \alpha = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}, \quad (8.15)$$

откуда

$$\operatorname{tg}\alpha = \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \alpha} - 1}. \quad (8.16)$$

После подстановки в уравнение (8.16) выражения (8.14) получают:

$$\operatorname{tg}\alpha = \sqrt{\left(\frac{r_c - \Delta_{\text{ш}}}{r_c - h_c}\right)^2 - 1}. \quad (8.17)$$

Из неравенства (8.13):

$$\operatorname{tg}\alpha \leq \frac{F_x + \varphi_c F_z}{F_z - \varphi_c F_x}. \quad (8.18)$$

Решая совместно (8.17) и (8.18), после преобразований получают *формулу для расчёта высоты стенки*, преодолеваемой ведущими колёсами автомобиля:

$$h_c \leq r_c \frac{1 - \left(1 - \frac{\Delta_{\text{ш}}}{r_c}\right)}{\sqrt{1 + \left(\frac{F_x + \varphi_c F_z}{F_z - \varphi_c F_x}\right)^2}}. \quad (8.19)$$

Анализ формулы (8.19) показывает, что высота преодолеваемой эластичными ведущими колёсами автомобиля вертикальной стенки возрастает при увеличении свободного радиуса  $r_c$ , радиальной деформации (прогиба) шин  $\Delta_{\text{ш}}$ , толкающей силы  $F_x$ , коэффициента сцепления  $\varphi_c$  и снижается при увеличении нормальной нагрузки на колёса  $F_z$ . Решающее влияние на величину  $h_c$  оказывает нормальная нагрузка, затем радиус колёс и толкающая сила.

Если колёса ведомые,  $\varphi_c = 0$ , и формула (8.19) приобретает вид:

$$h_c \leq r_c \frac{1 - \left(1 - \frac{\Delta_{\text{ш}}}{r_c}\right)}{\sqrt{1 + \left(\frac{F_x}{F_z}\right)^2}}. \quad (8.20)$$

Из формулы (8.20) очевидно, что при заданной нагрузке на ведомые колёса  $F_z$  высота преодолеваемой стенки возрастает с увеличением толкающей силы  $F_x$ , радиуса колёс  $r_c$  и в меньшей мере при увеличении радиального прогиба шин  $\Delta_{\text{ш}}$ .

Расчёты по формулам (8.19) и (8.20) показывают, что неполноприводные автомобили могут преодолевать передними колёсами вертикальные стенки следующей высоты:

- легковые переднеприводные автомобили  $h_c = 0,3 r_c$ ;
- легковые автомобили классической компоновки  $h_c = 0,32 r_c$ ;
- грузовые автомобили с колёсной формулой 4×2  $h_c = 0,53 r_c$ ;
- грузовые автомобили с колёсной формулой 6×4  $h_c = (0,6...0,73) r_c$ .

Аналогично высота стенки, преодолеваемой задними колёсами, составляет для перечисленных типов автомобилей:

- легковые переднеприводные автомобили  $h_c = (0,35...0,36) r_c$ ;
- легковые автомобили классической компоновки  $h_c = (0,29...0,3) r_c$ ;
- грузовые автомобили с колёсной формулой 4×2  $h_c = 0,3 r_c$ ;
- грузовые автомобили с колёсной формулой 6×4  $h_c = 0,52 r_c$ .

Полноприводные автомобили преодолевают стенки высотой:

- передними колёсами:
  - ◇ с колёсной формулой 4×4  $h_c = (0,52...0,56) r_c$ ;
  - ◇ с колёсной формулой 6×6  $h_c = (0,68...0,78) r_c$ ;
- задними колёсами:
  - ◇ с колёсной формулой 4×4  $h_c = (0,49...0,52) r_c$ ;
  - ◇ с колёсной формулой 6×6  $h_c = (0,6...0,64) r_c$ .

*Ширина преодолеваемого автомобилем рва  $b_p$  зависит от размеров колёс, числа и расположения осей и положения центра масс по длине автомобиля (рис. 8.10).*

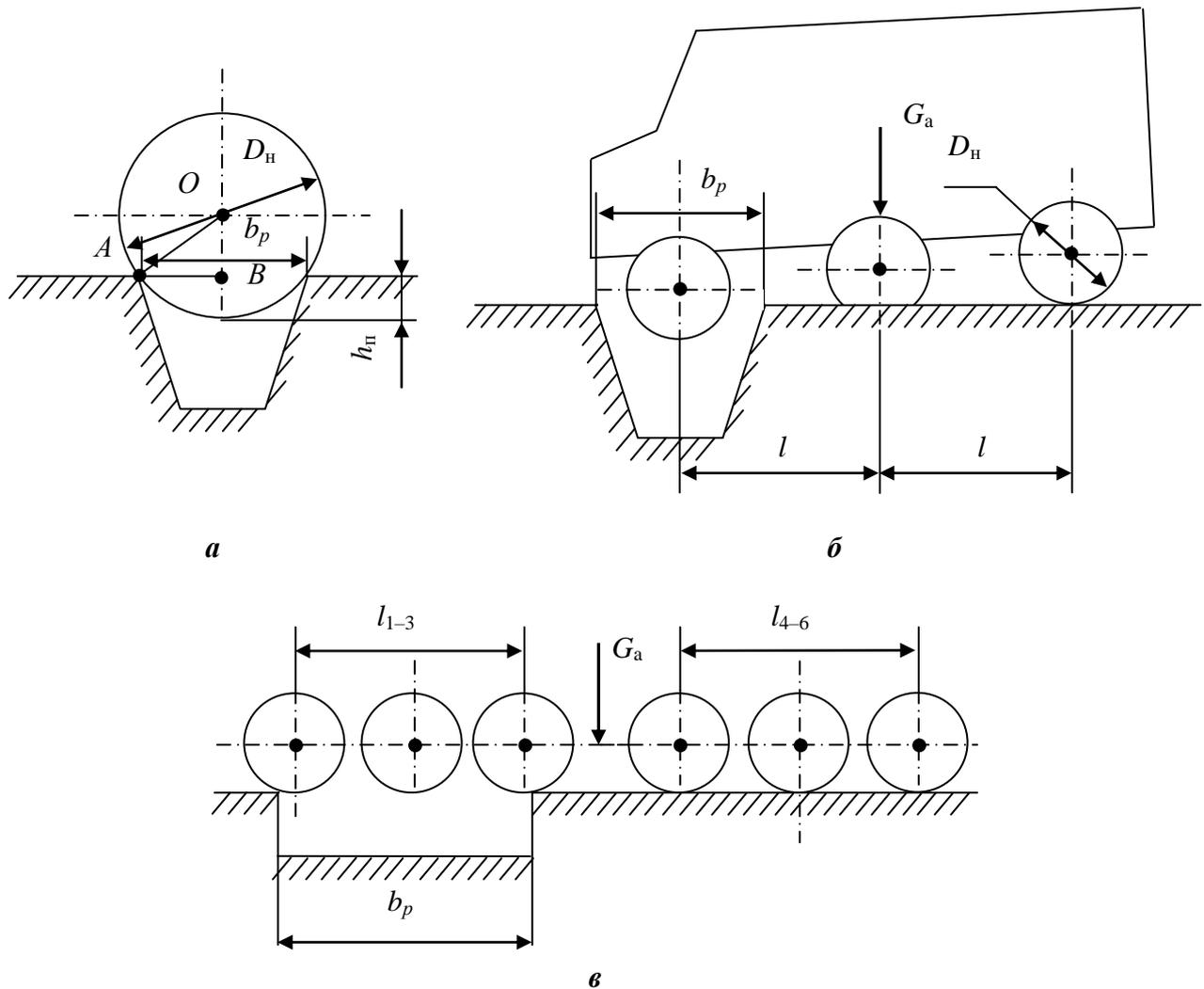
У двухосного и трёхосного автомобилей, если центр масс не над средней осью последнего, ширина преодолеваемого рва зависит от наружного диаметра колеса  $D_n$  и глубины погружения колеса в ров  $h_n$ . Из  $\Delta AOB$  (рис. 8.10, а):

$$b_p = 2\sqrt{D_n h_n - h_n^2} . \quad (8.21)$$

Расчёты по методике, аналогичной определению высоты преодолеваемой стенки, показывают, что если жёсткое колесо преодолевает стенку высотой  $0,15D_n$ , то оно преодолеет ров  $b_p \leq (0,6...0,7) D_n$ .

Преодоление трёхосным автомобилем ширины рва, большей  $D_n$ , возможно при симметричном расположении средней оси и равномерном распределении веса по осям, когда центр масс находится над средней осью (рис. 8.10, б).

Многоосные автомобили с числом осей более трёх могут преодолевать ширину рва, бóльшую диаметра колеса. Например, шестиосный автомобиль (рис. 8.10, в) может преодолеть ров, ширина которого больше расстояния от первой оси до оси, расположенной непосредственно перед центром масс,  $l_{1-3}$  или расстояния от последней оси до оси, расположенной непосредственно за центром масс,  $l_{4-6}$ . При расчёте ширины преодолеваемого рва  $b_p$  из двух указанных величин  $l_{1-3}$  и  $l_{4-6}$  следует взять меньшую.



**Рис. 8.10. Схемы преодоления рва:**

*a* – одиночной осью; *б* – трёхосным автомобилем; *в* – шестиосным автомобилем

Ориентировочно ширину рва, преодолеваемого многоосным автомобилем, рассчитывают по выражению:

$$b_p \leq 0,2 l_0 (n - 1), \quad (8.22)$$

где  $l_0$  – расстояние от оси передних колёс до центра масс;  $n$  – число осей автомобиля.

#### 8.4. Опорная проходимость

*Опорная проходимость* характеризует возможность движения автомобиля в ухудшенных дорожных условиях и по деформируемым опорным поверхностям.

**Оценочные показатели опорной проходимости автомобиля.** Оценочными показателями опорной проходимости служат: 1) сцепная масса (вес)  $m_{сц}$  ( $G_{сц}$ ); 2) коэффициент сцепной массы (сцепного веса)  $k_{сц}$ ; 3) давление колёс на дорогу: среднее давление в контакте  $p_k$  и среднее давление по выступам рисун-

ка протектора  $p_{\text{пр}}$ ; 4) удельная мощность  $P_{\text{уд}}$ ; 5) мощность сопротивления качению  $P_f$ ; 6) мощность сопротивления движению  $P_{\text{д}}$ ; 7) мощность колееобразования  $P_{\text{ф}}$ ; 8) полная сила тяги  $F_T$ ; 9) свободная сила тяги  $F_{\text{св}}$ ; 10) коэффициент свободной тяги  $k_{\text{св}}$ ; 11) сила тяги на крюке (в сцепном устройстве)  $F_{\text{кр}} = F_{\text{сх}}$ ; 12) удельная сила тяги на крюке  $k_{\text{кр}}$  ( $k_c$ ); 13) тяговая мощность на крюке  $P_{\text{кр}}$ ; 14) удельная тяговая мощность на крюке  $\gamma_{\text{кр}}$  ( $\gamma_c$ ); 15) тягово-скоростная характеристика автомобиля на заданном участке  $k_{\text{кр}} = f(V)$ ; 16) зависимость мощности сопротивления качению от скорости движения  $P_f = f(V)$ ; 17) способность преодоления труднопроходимых участков пути; 18) наибольшая глубина снежной целины  $H_{\text{г}}$ .

Четыре последних показателя служат для оценки опорной проходимости полноприводных автомобилей в условиях бездорожья.

**Расчёт показателей опорной проходимости.** *Сцепная масса (сцепной вес)* – часть массы (веса) автомобиля, создающая нормальные нагрузки его ведущих колёс.

Для двухосного автомобиля и трёхосного автомобиля с балансирной тележкой средней и задней осей, неподвижно стоящих на горизонтальной опорной поверхности, сцепная масса (сцепной вес) равны:

а) у переднеприводного автомобиля – массе (весу), приходящимся на переднюю ось,  $m_{\text{сц}} (G_{\text{сц}}) = m_{a1} (G_{a1})$ ;

б) у заднеприводного автомобиля – массе (весу), приходящимся на заднюю ось,  $m_{\text{сц}} (G_{\text{сц}}) = m_{a2} (G_{a2})$ ;

в) у полноприводного автомобиля – полной массе (весу)  $m_{\text{сц}} (G_{\text{сц}}) = m_a (G_a)$ .

Для неполноприводных автомобилей величины сцепного веса (массы) рассчитывают по формулам (1.137) и (1.138):

$$G_{\text{сц1}} = G_{a1} = \Sigma R_{z1}^{\text{ср}} = \frac{G_a b}{L}; \quad m_{\text{сц1}} = m_{a1} = \frac{\Sigma R_{z1}^{\text{ср}}}{g} = \frac{m_a b}{L};$$

$$G_{\text{сц2}} = G_{a2} = \Sigma R_{z2}^{\text{ср}} = \frac{G_a a}{L}; \quad m_{\text{сц2}} = m_{a2} = \frac{\Sigma R_{z2}^{\text{ср}}}{g} = \frac{m_a a}{L}.$$

Для расчётов сцепного веса (массы) необходимо знать положение центра масс по длине автомобиля, задаваемого координатами  $a$  и  $b$ , и базу  $L$  автомобиля.

У полноприводного автомобиля  $G_{\text{сц}} = \Sigma R_{z1}^{\text{ср}} + \Sigma R_{z2}^{\text{ср}} = G_a$ ;  $m_{\text{сц}} = \frac{G_a}{g} = m_a$ .

При движении величины сцепного веса (сцепной массы) изменяются. Их расчёт производят по формулам (1.137) и (1.138) для неполноприводных автомобилей:

$$G_{\text{сц1}} = m_{R1} \Sigma R_{z1}^{\text{ср}} = m_{R1} G_{a1}; \quad m_{\text{сц1}} = m_{R1} m_{a1}; \quad (8.23)$$

$$G_{\text{сц2}} = m_{R2} \Sigma R_{z2}^{\text{ср}} = m_{R2} G_{a2}; \quad m_{\text{сц2}} = m_{R2} m_{a2}. \quad (8.24)$$

У полноприводного автомобиля:

$$G_{\text{сц}} = \Sigma R_{z1} + \Sigma R_{z2} = G_{\text{н}} = G_{\text{а}} \cos \alpha; m_{\text{сц}} = m_{\text{а}} \cos \alpha, \quad (8.25)$$

где  $\alpha$  – угол продольного уклона дороги.

Сцепную массу как один из основных показателей опорной проходимости дорожных автомобилей и автопоездов указывают в технической характеристике и другой технической документации.

Коэффициент сцепной массы (сцепного веса)  $k_{\text{сц}}$  – отношение сцепной массы (сцепного веса) к полной массе (полному весу) автомобиля (см. формулу 1.223):  $k_{\text{сц}} = m_{\text{сц}} / m_{\text{а}} = G_{\text{сц}} / G_{\text{а}}$ . По  $k_{\text{сц}}$  рассчитывают условие движения автомобиля по сцеплению ведущих колёс с опорной поверхностью дороги.

В тяжёлых дорожных условиях автомобиль движется с малой установившейся скоростью ( $V = \text{const}$ ), поэтому сила сопротивления разгону при  $a_{\text{а}} = 0$   $F_{\text{а}} = \delta m_{\text{а}} a_{\text{а}} = 0$ , а сила сопротивления воздуха пренебрежимо мала при небольшой скорости движения ( $F_{\text{в}} = W V^2 \approx 0$ ). Тяговая сила на ведущих колёсах будет затрачиваться только на преодоление силы сопротивления дороги  $F_{\psi}$ , и условие возможности движения, согласно формуле (1.121), имеет вид:

$$F_{\text{т0}} \geq F_{\psi} = \psi G_{\text{а}} = (f \cos \alpha + \sin \alpha) G_{\text{а}} \approx (f + i) G_{\text{а}}. \quad (8.26)$$

Максимальная тяговая сила ограничена силой сцепления ведущих колёс с дорогой (1.222):

$$F_{\text{т0}} \leq F_{\text{тф}} = \varphi_x \Sigma R_{z \text{ вщ}} = \varphi_x G_{\text{сц}} \quad (8.27)$$

или

$$(f + i) G_{\text{а}} \leq \varphi_x G_{\text{сц}}. \quad (8.28)$$

Делят обе части неравенства (8.28) на  $G_{\text{а}}$ . Учитывая, что  $G_{\text{сц}} / G_{\text{а}} = k_{\text{сц}}$ , получают условие устойчивого движения автомобиля:

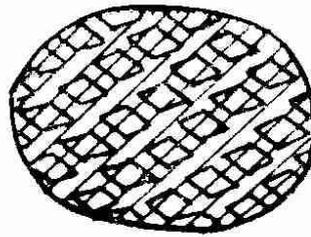
$$k_{\text{сц}} \geq \frac{f + i}{\varphi_x}. \quad (8.29)$$

Наименьшее значение коэффициента  $k_{\text{сц}}$  имеют магистральные автопоезда. Необходимую минимальную величину  $k_{\text{сц}}$  для них находят в наихудших дорожных условиях, характеризуемых минимальным значением коэффициента сцепления  $\varphi_x = 0,2$  (обледенелая дорога), максимальным подъёмом  $i_{\text{max}} = 0,05$  (5% для дорог I и II категорий) и максимальным значением коэффициента сопротивления качению на ровной гладкой обледенелой дороге  $f = 0,012$ . По формуле (8.29):

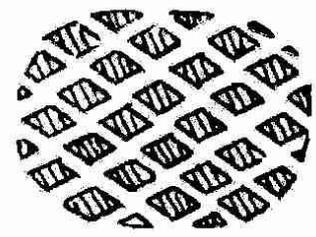
$$k_{\text{сцmin}} \geq \frac{f + i}{\varphi_x} = \frac{0,012 + 0,005}{0,2} = 0,31.$$

Давление колёс на дорогу равно отношению нормальной реакции  $R_z$  к площади контакта колёс с опорной поверхностью  $A$  (рис. 8.11). Различают контурную площадь контакта  $A_k$  (рис. 8.11, а) и площадь контакта по выступам рисунка протектора  $A_{пр}$  (рис. 8.11, б).

Среднее давление колеса в контакте  $p_k$  и среднее давление колеса по выступам рисунка протектора  $p_{пр}$  рассчитывают по выражениям:



а



б

Рис. 8.11. Площадь контакта с опорной поверхностью:

а – контурная; б – по выступам рисунка протектора

$$p_k = \frac{R_z}{A_k}; \quad (8.30)$$

$$p_{пр} = \frac{R_z}{A_{пр}}. \quad (8.31)$$

Отношение площади контакта по выступам рисунка протектора к контурной площади контакта называют коэффициентом насыщенности протектора:

$$k_H = \frac{A_{пр}}{A_k}. \quad (8.32)$$

Коэффициент насыщенности протектора  $k_H < 1$  для шин с профилированным (негладким) протектором, поэтому  $p_{пр} > p_k$ , так как:

$$p_{пр} = \frac{p_k}{k_H}. \quad (8.33)$$

Средние давления  $p_k$  и  $p_{пр}$  оказывают влияние на проходимость автомобиля прежде всего при движении по деформируемым опорным поверхностям. С уменьшением давления становится меньше глубина колеи и, соответственно, сопротивление движению.

На дорогах с твёрдой опорной поверхностью ограничивают верхний предел давлений во избежание быстрого износа и разрушения дорожного покрытия. По отечественным нормам  $p_k \leq 0,6$  МПа и  $p_{пр} \leq 0,85$  МПа. Допустимые значения  $p_k$  и  $p_{пр}$  обеспечивают прежде всего подбором давления воздуха в шинах  $p_B$ , так как между давлением в контакте  $p_k$  и давлением воздуха  $p_B$  существует соотношение:

$$p_k = k_k p_B,$$

где  $k_k$  – коэффициент, учитывающий жёсткость покрышки шины;  $k_k = 1,1 \dots 1,2$ .

Оценочные показатели (4)...(14) рассчитывают по уравнениям силового и мощностного балансов автомобиля, рассмотренных в гл. «Тягово-скоростные свойства автомобиля».

## 8.5. Рабочие процессы в трансмиссии автомобиля

### Распределение тяговой силы между ведущими колёсами автомобиля.

При движении в ухудшенных дорожных условиях реализация сил сцепления ведущих колёс с опорной поверхностью зависит от конструкции *межколёсного дифференциала*. Схема сил и моментов, действующих на ведущий мост, показана на рис. 8.12.

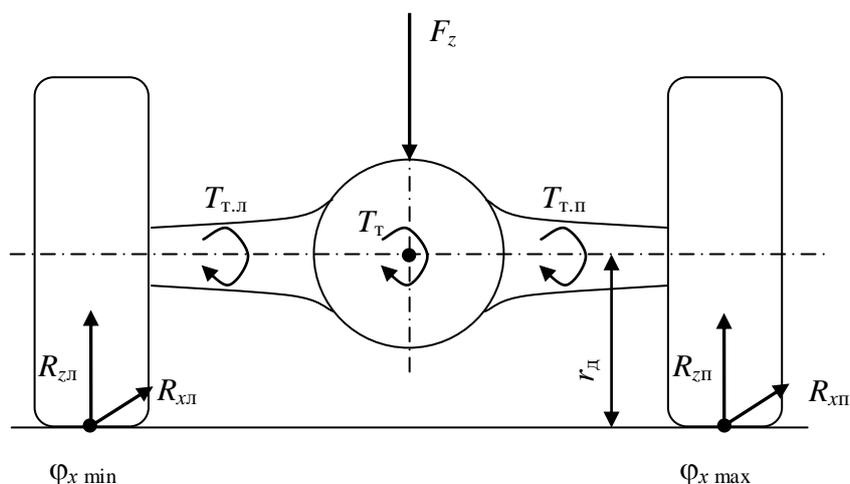


Рис. 8.12. Схема сил и моментов, действующих на ведущий мост

На ведущий мост действует нормальная нагрузка  $F_z$ . Считают, что она распределяется между левым и правым колёсами поровну:  $R_{zл} = R_{zп} = F_z/2$ , предполагая, что коэффициент сцепления левого колеса с опорной поверхностью имеет минимальное значение ( $\varphi_{xл} = \varphi_{x\min}$ ), правого колеса – максимальное ( $\varphi_{xп} = \varphi_{x\max}$ ). Для упрощения задачи рассматривают движение автомобиля с постоянной скоростью, при этом угловое ускорение колёс  $\varepsilon_k = 0$ .

Для оценки влияния конструкции дифференциала на опорную проходимость автомобиля вводят понятие обобщённого коэффициента сцепления. *Обобщённый коэффициент сцепления* – отношение максимальной суммарной продольной реакции  $\sum R_{x\max}$  на левое и правое ведущие колёса к суммарной вертикальной реакции на оба эти колеса  $\sum R_z = R_{zл} + R_{zп}$ :

$$\varphi_{\text{хоб}} = \frac{\sum R_{x\max}}{\sum R_z}. \quad (8.34)$$

1. В ведущем мосту установлен *простой шестерёнчатый дифференциал*. Из-за малого внутреннего трения он распределяет подводимый к нему тяговый момент  $T_T$  между левым и правым ведущими колёсами примерно поровну:  $T_{T,л} = T_{T,п} = T_T / 2$ . При движении с постоянной скоростью уравнение силового баланса для левого и правого колёс имеет вид, согласно (1.31):

$$R_{xл} = \frac{T_{т.л}}{r_d} - f_c R_{zл}; \quad (8.35)$$

$$R_{xп} = \frac{T_{т.п}}{r_d} - f_c R_{zп}. \quad (8.36)$$

В уравнениях (8.35) и (8.36) вторым слагаемым ввиду малости коэффициента  $f_c = 0,01 \dots 0,02$  можно пренебречь. Тогда

$$R_{xл} = R_{xп} = \frac{T_t}{2r_d}. \quad (8.37)$$

Максимальная суммарная продольная реакция на колёса моста:

$$\Sigma R_{x\max} = R_{xл\max} + R_{xп\max} = 2R_{xл\max} = 2\varphi_{x\min} R_{zл} = 2\varphi_{x\min} \frac{\Sigma R_z}{2} = \varphi_{x\min} \Sigma R_z. \quad (8.38)$$

После деления левой и правой частей уравнения (8.38) на  $\Sigma R_z$  получают выражение для обобщённого коэффициента сцепления:

$$\varphi_{\text{хоб}} = \varphi_{x\min} \frac{\Sigma R_z}{\Sigma R_z} = \varphi_{x\min}. \quad (8.39)$$

Таким образом, при наличии простого шестерёнчатого дифференциала обобщённый коэффициент сцепления равен минимальному коэффициенту сцепления  $\varphi_{x\min}$  (в нашем случае коэффициенту сцепления левого колеса с опорной поверхностью).

2. *Дифференциал повышенного внутреннего трения, или самоблокирующийся дифференциал*, распределяет подводимый к нему крутящий момент не поровну: на отстающем правом колесе момент  $T_{т.п} = 0,5 (T_t + T_r)$ , на опережающем левом  $T_{т.л} = 0,5 (T_t - T_r)$ , где  $T_r$  – момент внутреннего трения в дифференциале. Чем больше  $T_r$ , тем больше разница моментов  $T_{т.л}$  и  $T_{т.п}$ .

Для характеристики блокирующих свойств дифференциала вводят понятие *коэффициента блокировки*, который равен отношению максимальной продольной реакции на отстающее колесо к максимальной суммарной продольной реакции на оба ведущих колеса моста. В нашем случае:

$$k_6 = \frac{\Sigma R_{xп\max}}{\Sigma R_{x\max}}. \quad (8.40)$$

Максимальная продольная реакция на колёса ведущего моста с учётом выражения (8.40):

$$\Sigma R_{x\max} = R_{xл\max} + R_{xп\max} = \frac{\varphi_{x\min} R_z}{2} + k_6 \Sigma R_{x\max}. \quad (8.41)$$

Подставив в выражение (8.41)  $\Sigma R_{x\max}$  из (8.34) получают:

$$\varphi_{\text{хоб}} \Sigma R_z = \frac{\varphi_{x\min} \Sigma R_z}{2} + k_6 \varphi_{\text{хоб}} \Sigma R_z. \quad (8.42)$$

После деления уравнения (8.42) на  $\sum R_z$  и некоторых преобразований получают выражение обобщённого коэффициента сцепления:

$$\varphi_{\text{хоб}} = \frac{\varphi_{x\text{min}}}{2(1 - k_6)}. \quad (8.43)$$

Коэффициент блокировки в реальных конструкциях дифференциалов  $0,5 \leq k_6 \leq 1$ , у шестерёнчатых дифференциалов он равен  $0,51 \dots 0,53$ , у кулачковых и червячных –  $0,7 \dots 0,8$ , у дифференциалов с муфтой свободного хода – 1. Чем больше величина  $k_6$ , тем выше обобщённый коэффициент сцепления. Однако с увеличением момента внутреннего трения возрастает износ деталей дифференциала и снижается его долговечность.

3. *Блокированный дифференциал.* При его блокировке максимальные продольные реакции на левое и правое ведущие колёса равны силам их сцепления с опорной поверхностью:  $R_{x\text{лmax}} = \varphi_{x\text{min}} R_{z\text{л}} = \varphi_{x\text{min}} \sum R_z / 2$ ;  $R_{x\text{пmax}} = \varphi_{x\text{max}} R_{z\text{п}} = \varphi_{x\text{max}} \sum R_z / 2$ . Максимальная суммарная продольная реакция на колёса ведущего моста:

$$\sum R_{x\text{max}} = \frac{\varphi_{x\text{min}} \sum R_z}{2} + \frac{\varphi_{x\text{max}} \sum R_z}{2}. \quad (8.44)$$

После подстановки в уравнение (8.44)  $\sum R_{x\text{max}}$  из (8.34) и деления на  $\sum R_z$  получают:

$$\varphi_{\text{хоб}} = \frac{\varphi_{x\text{min}} + \varphi_{x\text{max}}}{2}. \quad (8.45)$$

Расчёт обобщённого коэффициента сцепления при  $\varphi_{x\text{л}} = \varphi_{x\text{min}} = 0,2$ ,  $\varphi_{x\text{п}} = \varphi_{x\text{max}} = 0,8$  и  $k_6 = 0,75$  для дифференциала повышенного внутреннего трения даёт следующие результаты:

- простой шестерёнчатый дифференциал  $\varphi_{\text{хоб}} = \varphi_{x\text{min}} = 0,2$ ;
- дифференциал повышенного внутреннего трения

$$\varphi_{\text{хоб}} = \frac{\varphi_{x\text{min}}}{2(1 - k_6)} = \frac{0,2}{2(1 - 0,75)} = 0,4;$$

- блокированный дифференциал

$$\varphi_{\text{хоб}} = \frac{\varphi_{x\text{min}} + \varphi_{x\text{max}}}{2} = \frac{0,2 + 0,8}{2} = 0,5.$$

Приведённые расчёты показывают, что установка в ведущих мостах автомобилей дифференциалов повышенного внутреннего трения (самоблокирующихся дифференциалов) и дифференциалов с принудительной блокировкой увеличивает обобщённый коэффициент сцепления и повышает проходимость автомобиля в ухудшенных дорожных условиях.

**Циркуляция мощности в трансмиссии полноприводного автомобиля.** Автомобили повышенной проходимости имеют привод ко всем ведущим колёсам, что обеспечивает максимальное значение коэффициента сцепной массы

(сцепного веса). У автомобиля со всеми ведущими колёсами применяют два типа привода ведущих мостов (осей): дифференциальный и блокированный.

При дифференциальном приводе между осями, например, в раздаточной коробке устанавливают межосевой дифференциал, позволяющий вращаться передним и задним ведущим колёсам с разными угловыми скоростями, то есть  $\omega_{к1} \neq \omega_{к2}$ . Однако межосевой неблокируемый дифференциал ограничивает проходимость автомобиля из-за малого обобщённого коэффициента сцепления.

Блокированный привод жёстко соединяет приводные валы ведущих мостов (осей), поэтому  $\omega_{к1} = \omega_{к2} = \omega_{к}$ . Равенства угловых скоростей всех колёс полноприводного автомобиля достигают при блокировке межосевого дифференциала либо при его отсутствии в трансмиссии. При блокированном приводе проходимость автомобиля повышается из-за более высокого значения обобщённого коэффициента сцепления передних и задних ведущих колёс, но при этом возникает явление циркуляции паразитной мощности, оказывающее отрицательное воздействие на работу автомобиля.

Циркуляция мощности возникает при неравенстве радиусов качения ведущих колёс автомобиля. У двухосного полноприводного автомобиля различные радиусы качения передних и задних колёс ( $r_{к1} \neq r_{к2}$ ) могут возникнуть вследствие неодинаковых допусков при изготовлении шин, разного давления воздуха в них, различных нормальных нагрузок колёс и износов шин.

#### 1. Автомобиль с жёсткими колёсами

Пусть  $r_{к1} > r_{к2}$ . Скорости линейного перемещения осей будут неодинаковы, так как  $V_1 = \omega_{к} r_{к1}$ ,  $V_2 = \omega_{к} r_{к2}$  и  $V_1 > V_2$ . Поскольку оси передних и задних колёс жёстко соединены с рамой в продольном направлении и поэтому не могут иметь разные скорости поступательного движения, колёса с бóльшим радиусом будут работать в ведущем режиме, колёса с меньшим радиусом – в ведомом или тормозном режимах. При этом может происходить буксование ведущих колёс и скольжение тормозящих, приводящие к появлению циркуляции мощности.

Для случая равномерного движения двухосного полноприводного автомобиля на подъёме с углом  $\alpha$  (рис. 8.13) уравнение силового баланса имеет вид:

$$\Sigma R_{x1} = F_f + F_i + F_B + \Sigma R_{x2}. \quad (8.46)$$

По мере возрастания сопротивления движению  $\Sigma R_{x1}$  будет увеличиваться до тех пор, пока не достигнет максимального значения по сцеплению колёс с дорогой  $\Sigma R_{x1\max} = \varphi_x \Sigma R_{z1}$ . При этом уравнение движения приобретает вид:

$$\varphi_x \Sigma R_{z1} = F_f + F_i + F_B + \Sigma R_{x2}. \quad (8.47)$$

Уравнение мощностного баланса:

$$P_1 = P_f + P_i + P_B + P_s + P_2, \quad (8.48)$$

где  $P_1$  – мощность, подводимая к передним ведущим колёсам;  $P_f$ ,  $P_i$ ,  $P_B$  – мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивлений качению, подъёму и воз-

духа соответственно;  $P_s$  – мощность, затрачиваемая на скольжение колёс;  $P_2$  – мощность, необходимая для преодоления сопротивления движению задних тормозящих колёс.

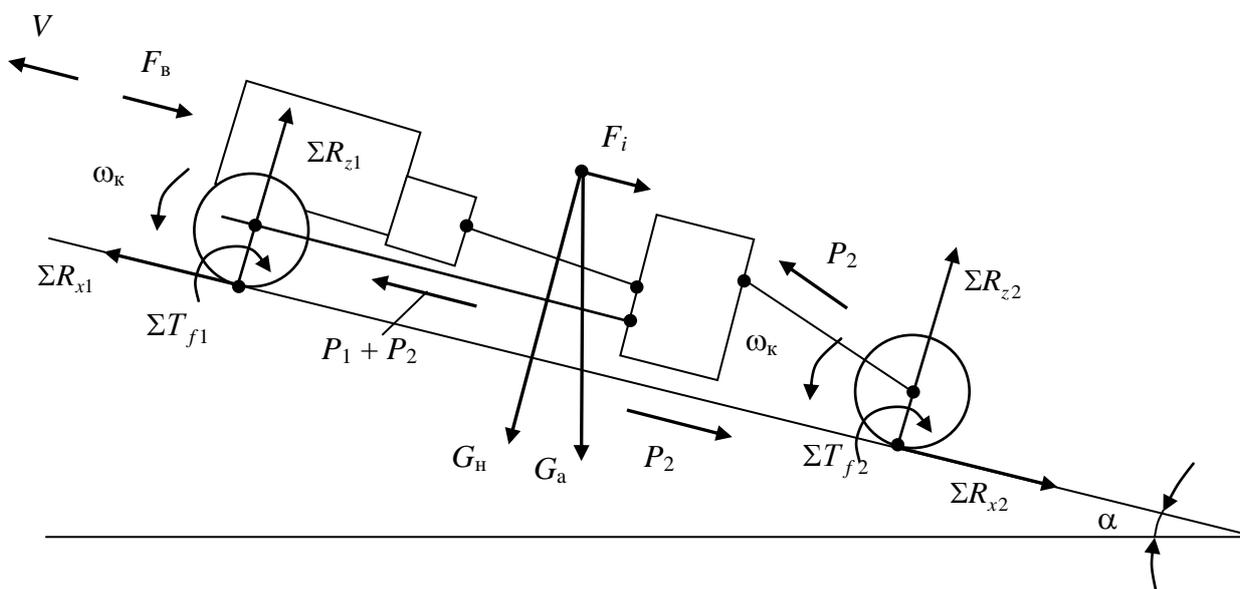


Рис. 8.13. Схема циркуляции мощности в трансмиссии полноприводного автомобиля

Мощности  $P_f$ ,  $P_i$ ,  $P_B$  рассчитывают по формулам (1.79), (1.83), (1.101).

Мощность, затрачиваемая на скольжение колёс:

$$P_s = \Sigma R_{x1max} V_s, \quad (8.49)$$

где  $V_s$  – скорость скольжения. Скорость скольжения равна разности скоростей поступательного движения передних и задних колёс  $V_1 - V_2$ :

$$V_s = V_1 - V_2 = (r_{k1} - r_{k2}) \omega_k. \quad (8.50)$$

Учитывая, что  $\Sigma R_{x1max} = \varphi_x \Sigma R_{z1}$ , получают выражение для  $P_s$ :

$$P_s = \varphi_x \Sigma R_{z1} (r_{k1} - r_{k2}) \omega_k. \quad (8.51)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления движению задних тормозящих колёс:

$$P_2 = T_2 \omega_k = \Sigma R_{x2} r_{k2} \omega_k. \quad (8.52)$$

Из уравнения (8.47):

$$\Sigma R_{x2} = \varphi_x \Sigma R_{z1} - F_f - F_i - F_B. \quad (8.53)$$

Таким образом:

$$P_2 = (\varphi_x \Sigma R_{z1} - F_f - F_i - F_B) r_{k2} \omega_k. \quad (8.54)$$

Мощность  $P_2$  через задние тормозящие колёса возвращается в трансмиссию, так как продольное воздействие дороги  $\Sigma R_{x2}$  на задние колёса заставляет их *принудительно вращаться* при работе в тормозном режиме. Эта мощность складывается с мощностью  $P_1$  и вновь подводится к передним ведущим колё-

сам. Таким образом, в замкнутом контуре, образованном поверхностью дороги, задними тормозящими колёсами, полуосями задних колёс, главной передачей заднего моста, карданной передачей привода заднего моста, раздаточной коробкой, карданной передачей привода переднего моста, главной передачей переднего моста, полуосями передних колёс и передними ведущими колёсами циркулирует мощность  $P_2$ , называемая *паразитной*. Паразитная мощность дополнительно нагружает колёса и трансмиссию автомобиля, вызывая их повышенный износ. Кроме того, из-за дополнительных потерь мощности в трансмиссии  $P_{тр} = (P_1 + P_2) (1 - \eta_{тр})$  и на скольжение колёс  $P_s$  возрастает расход топлива.

Согласно выражению (8.54), при движении автомобиля на горизонтальных участках дорог с твёрдым сухим покрытием, когда  $\varphi_x = 0,7 \dots 0,8$ ,  $f = 0,012 \dots 0,015$ ,  $\alpha = 0$ ,  $\Sigma R_{x1max}$  достигает большой величины,  $F_f$  мала, а  $F_i = 0$ , величина циркулирующей паразитной мощности может быть значительной. Во избежание отрицательных явлений, связанных с циркуляцией паразитной мощности, крутящий момент должен подводиться только к одному ведущему мосту. Если же принята компоновка трансмиссии, предусматривающая постоянную работу нескольких ведущих мостов, в ней обязательно следует устанавливать межосевые дифференциалы с принудительной блокировкой, которая должна быть выключена в рассматриваемых условиях движения.

Блокировку привода ко всем ведущим мостам следует осуществлять при работе автомобиля в тяжёлых дорожных условиях – на опорных поверхностях с малым коэффициентом сцепления и высоким коэффициентом сопротивления качению, на подъёмах, когда из-за низкой величины силы сцепления ведущих колёс и повышенного сопротивления движению величина паразитной мощности незначительна.

## 2. Автомобиль с эластичными колёсами

У автомобилей с эластичными колёсами происходит уравнивание радиусов качения, так как бóльший радиус качения под действием тягового момента уменьшается, а меньший увеличивается при действии тормозного момента. При этом циркуляция паразитной мощности в трансмиссии может не возникать.

Согласно уравнению (1.10), радиус качения эластичного колеса зависит от подведённого к нему момента  $T_k$ :

$$r_k = r_{к.в} - \lambda_T T_k.$$

Выражают зависимость  $r_k$  от тяговой силы  $F_{T0}$ . Так как  $F_{T0} = T_k / r_d$ , то

$$r_k = r_{к.в} - \lambda'_T F_{T0}, \quad (8.55)$$

где  $\lambda'_T = \lambda_T r_d$ .

Рассматривают случай, когда  $r_{к.в1} > r_{к.в2}$ . Радиусы качения передних  $r_{к1}$  и задних  $r_{к2}$  колёс будут выражаться, согласно (8.55), соотношениями:

$$r_{к1} = r_{к.в1} - \lambda'_{T1} F_{T01}; \quad (8.56)$$

$$r_{к2} = r_{к.в2} - \lambda'_{T2} F_{T02}. \quad (8.57)$$

Из уравнения силового баланса (1.188):

$$F_{T0} = F_{T01} + F_{T02} = F_{\psi} + F_B + F_a + F_{cx} = F_d, \quad (8.58)$$

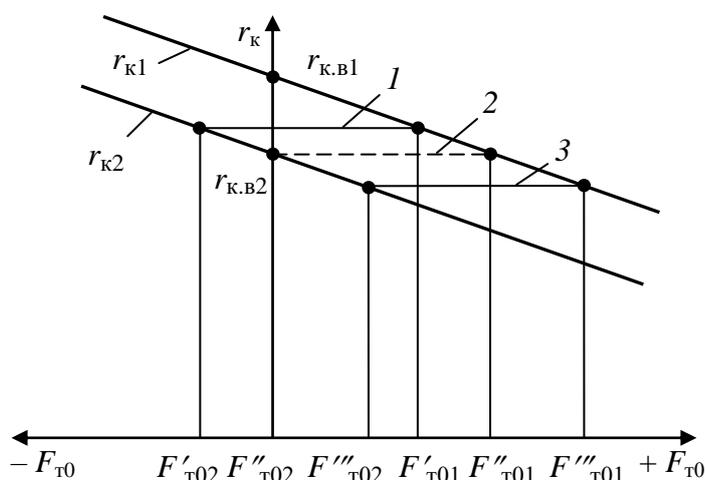
где  $F_d$  – сила сопротивления движению, представляющая сумму сил сопротивления дороги  $F_{\psi}$ , воздуха  $F_B$ , разгону  $F_a$ , а также в сцепном устройстве  $F_{cx}$ .

Необходимо рассчитать тяговые силы на передних и задних колёсах, при действии которых радиусы их качения уравниваются, то есть будет выполнено условие  $r_{k1} = r_{k2}$ . Для этого следует приравнять правые части уравнений (8.56) и (8.57), выразить силы  $F_{T01}$  и  $F_{T02}$  через силу  $F_d$ , по уравнению (8.58), и ввести обозначение  $\Delta r_k = r_{k1} - r_{k2}$ . Выполнив необходимые преобразования, получают:

$$F_{T01} = \frac{\lambda'_{T2} F_d + \Delta r_k}{\lambda'_{T1} + \lambda'_{T2}}; \quad (8.59)$$

$$F_{T02} = \frac{\lambda'_{T1} F_d - \Delta r_k}{\lambda'_{T1} + \lambda'_{T2}}. \quad (8.60)$$

Из формул (8.59) и (8.60) следует, что при заданных величинах  $\lambda'_{T1}$  и  $\lambda'_{T2}$  распределение тяговых сил между передними и задними ведущими колёсами зависит от силы сопротивления движению  $F_d$  и разности радиусов качения  $\Delta r_k$ .



**Рис. 8.14. Зависимость радиусов качения от тяговых сил на колёсах автомобиля с заблокированным приводом**

возникает циркуляция паразитной мощности.

При возрастании сопротивления движению тяговая сила на передних колёсах увеличивается, на задних уменьшается. При сопротивлении движению, когда выравнивание радиусов происходит по прямой 2, тяговая сила на задних колёсах  $F''_{T02} = 0$  и циркуляция мощности в трансмиссии прекращается. При дальнейшем возрастании сопротивления движению (прямая 3)  $F'''_{T01} > 0$  и  $F'''_{T02} > 0$ , то есть оба моста становятся ведущими. Таким образом, условие от-

На рис. 8.14 показаны зависимости (8.56) и (8.57). Согласно выражению (8.59), тяговая сила на колёсах большего радиуса  $F_{T01}$  всегда положительна, то есть они всегда работают в ведущем режиме. Величина тяговой силы  $F_{T02}$  на колёсах меньшего радиуса зависит от величины силы сопротивления движению. При малом сопротивлении движению (прямая 1)  $F'_{T02} < 0$ . Это означает, что задние колёса работают в тормозном режиме, тяговая сила на них становится тормозной и

сутствия циркуляции мощности в трансмиссии полноприводного автомобиля получают из уравнения (8.60) при  $F_{T02} \geq 0$ :

$$F_d \geq \frac{\Delta r_k}{\lambda'_{T1}}. \quad (8.61)$$

Следует иметь в виду, что циркуляция мощности в трансмиссии возникает не только при различных радиусах колёс, но и в условиях, когда ведущие колёса автомобиля за одинаковый промежуток времени проходят разные расстояния, например, при движении по криволинейной траектории с заблокированным межосевым дифференциалом и по неровной дороге.

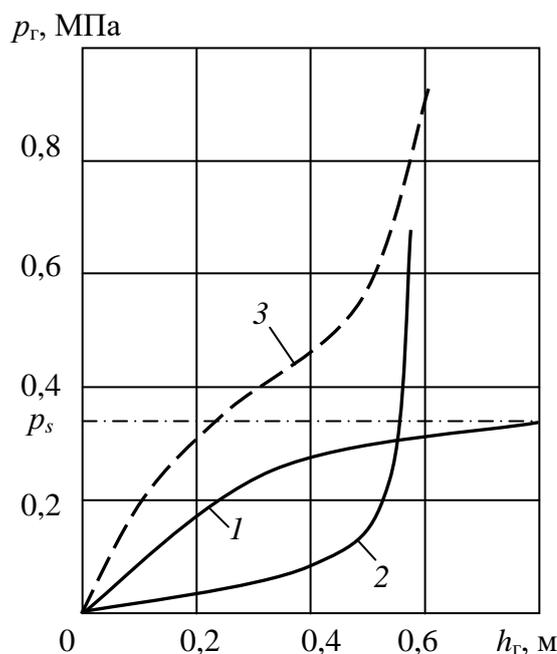
### 8.6. Движение автомобиля по деформируемой опорной поверхности

При взаимодействии эластичных колёс движителя автомобиля с деформируемой опорной поверхностью деформируются оба контактирующих тела. Характер их взаимодействия зависит от механических свойств материалов опорной поверхности движения и шин колёсного движителя.

**Механические свойства поверхности движения.** Деформация опорной поверхности, обычно называемой *грунтом*, происходит одновременно в нормальном, тангенциальном (продольном) и боковом (поперечном) направлениях. Нормальную деформацию характеризуют *смятием* материала, тангенциальную – *сдвигом* в направлении движения, боковую – *выпиранием* материала из колеи в стороны перпендикулярно плоскости качения колеса.

Под действием силы тяжести возникает *нормальное давление*  $p_r$  колеса на *грунт*, и колесо погружается в него на величину  $h_r$ . Связь между давлением и *нормальной деформацией (осадкой) грунта* (рис. 8.15) получают экспериментально при помощи специальных устройств – штампов. Характеристикой однородного грунта (кривая 1, рис. 8.15) является его *несущая способность*  $p_s$  – давление, при котором штамп погружается в грунт без дальнейшего роста нормального давления.

Экспериментально полученные зависимости  $p_r = f(h_r)$  аппроксимируют аналитическими выражениями. Одним из первых такую зависимость получил М.Н. Летошнев:



**Рис. 8.15. Зависимость давления от деформации грунта:**  
1 – однородный грунт;  
2, 3 – грунт на жестком основании

$$p_r = ch_r^\mu, \quad (8.62)$$

где  $c$  и  $\mu$  – параметры грунта:  $c$  – коэффициент осадки;  $\mu$  – коэффициент уплотнения.

Известны также зависимости, предложенные М.Г. Беккером, А. Рисом, В.В. Кацыгиным, Я.С. Агейкиным и др.

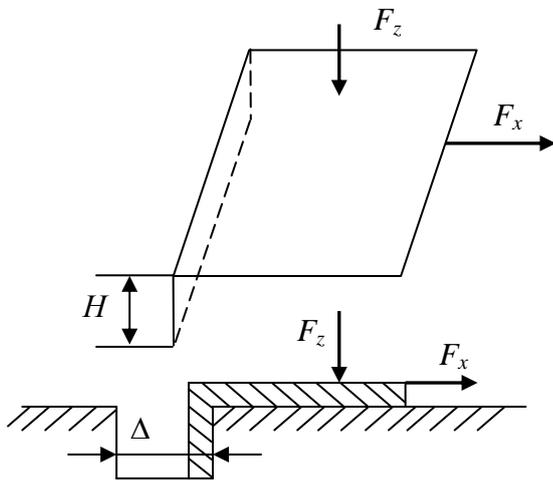


Рис. 8.16. Схема определения сопротивления грунта сдвигу

Сопротивление грунта сдвигу также определяют экспериментально, прилагая к штампу, нагруженному силой  $F_z$ , продольную горизонтальную силу  $F_x$  (рис. 8.16).

Сила сопротивления грунта сдвигу обусловлена действием силы сцепления  $F_{сц}$  частиц и силы трения  $F_{тр}$  между частицами грунта:

$$F_x = F_{сц} + F_{тр}. \quad (8.63)$$

Сила сцепления равна:

$$F_{сц} = c_0 A, \quad (8.64)$$

где  $c_0$  – коэффициент внутреннего сцепления грунта;  $A$  – площадь сдвига грунта, равная площади штампа.

Внутреннее сцепление в грунтах обусловлено жёсткими молекулярными и капиллярными (водно-коллоидными) связями между твёрдыми частицами.

По закону Кулона, сила трения:

$$F_{тр} = F_z \operatorname{tg} \varphi_0, \quad (8.65)$$

где  $F_z$  – нормальная сила, действующая на штамп;  $\operatorname{tg} \varphi_0$  – коэффициент внутреннего трения грунта;  $\varphi_0$  – угол внутреннего трения (угол естественного откоса).

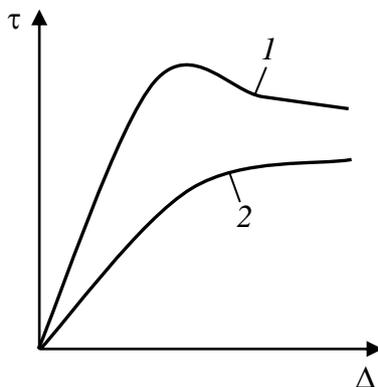
Внутреннее трение возникает в точках контакта твёрдых частиц грунта. Подставив в формулу (8.63) выражения входящих в неё сил, получают:

$$F_x = c_0 A + F_z \operatorname{tg} \varphi_0. \quad (8.66)$$

После деления всех членов уравнения (8.66) на  $A$  получают:  $F_x / A = \tau$  – сопротивление грунта сдвигу;  $F_z / A = p_r$  – нормальное давление штампа на грунт:

$$\tau = c_0 + p_r \operatorname{tg} \varphi_0. \quad (8.67)$$

Рис. 8.17. Зависимость сопротивления сдвигу от деформации сдвига для:  
1 – связных грунтов;  
2 – сыпучих грунтов



Зависимость, описываемую уравнением (8.67), называют законом Кулона – Мора. Экспериментально полученные сдвиговые характеристики  $\tau = f(\Delta)$  показаны на рис. 8.17.

**Механические характеристики автомобильной шины.** Автомобильная шина представляет резинокордную оболочку, заполненную воздухом под определённым давлением. Она обладает податливостью во всех направлениях, но при рассмотрении проходимости автомобиля учитывают нормальную деформацию, которую оценивают нормальным прогибом  $h_z$  (м) под действием нормальной нагрузки  $F_z$  (Н). Зависимость нормальной нагрузки от нормальной деформации шины называют её *упругой характеристикой*. Упругая характеристика шины дорожного грузового автомобиля показана на рис. 8.18.

Для аналитического описания зависимости  $F_z = f(h_z)$  при качении колеса по твёрдой (условно недеформируемой) опорной поверхности предложено несколько выражений. Довольно распространена эмпирическая формула, полученная в НАМИ:

$$h_z = \frac{k_z F_z^{3/4}}{1 + p_B}, \quad (8.68)$$

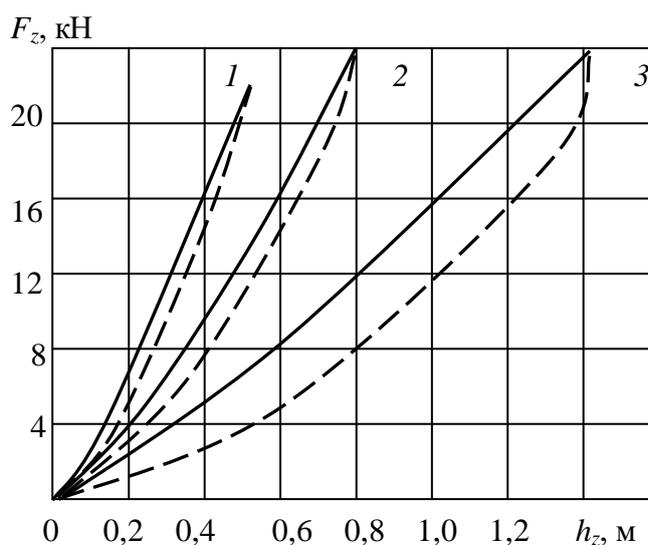
где  $k_z$  – постоянный коэффициент, определяемый экспериментально для конкретной шины,  $\text{м} \cdot \text{МПа}/\text{Н}^{3/4}$ ;  $p_B$  – давление воздуха в шине, МПа.

Численные значения коэффициента  $k_z$  ( $10^{-3} \text{ м} \cdot \text{МПа}/\text{Н}^{3/4}$ ): для диагональных шин низкого давления – 0,41...0,74; для шин с регулируемым давлением – 0,45...0,63; для широкопрофильных шин – 0,25...0,50.

Я.С. Агейкиным предложена универсальная формула для всех современных шин автомобилей повышенной и высокой проходимости (с регулируемым давлением воздуха, широкопрофильных, арочных, пневмокатков) с учётом изменения ширины под действием нормальной нагрузки:

$$F_z = \frac{\pi^2 h_z (p_B + k_k p_{B\max})}{4} \left( \frac{B_{\text{ш}}}{H_{\text{ш}}} + \frac{3H_{\text{ш}}}{2B_{\text{ш}}} \right) \left( 1 - \frac{h_z}{B_{\text{ш}}} \right) \sqrt{D_{\text{н}} h_z - h_z^2}, \quad (8.69)$$

где  $p_B$  – давление воздуха в шине;  $k_k$  – коэффициент, учитывающий жёсткость каркаса шины;  $p_{B\max}$  – максимальное давление воздуха в шине при его регули-



**Рис. 8.18.** Упругая характеристика шины 12.00–18 при различных давлениях воздуха (МПа): 1 – 0,3; 2 – 0,15; 3 – 0,05

ровании;  $B_{\text{ш}}$ ,  $H_{\text{ш}}$ ,  $D_{\text{н}}$  – размеры шины, показанные на рис. 8.19;  $h_z$  – нормальная деформация шины под действием нормальной нагрузки  $F_z$ . В формуле (8.69)  $k_{\text{к}} p_{\text{в max}} = p_0$  – давление, обусловленное жёсткостью каркаса шины при  $p_{\text{в}} = 0$ .

Размеры площади контакта эластичного колеса с грунтом (рис. 8.19):

- ширина

$$b = b_{\text{пр}} + 10 \frac{(B_{\text{ш}} + h_z - b_{\text{пр}}) h_{\text{г}}}{H_{\text{ш}} + h_z + 10 h_{\text{г}}}; \quad (8.70)$$

- длина

◇ без учёта деформации грунта из  $\Delta OAB$

$$l = 2l_2 = 2\sqrt{D_{\text{н}} h_z - h_z^2} \approx 2\sqrt{D_{\text{н}} h_z}; \quad (8.71)$$

◇ с учётом деформации грунта из  $\Delta OA_1B_1$  и  $\Delta OAB$

$$l = l_1 + l_2 = \sqrt{D_{\text{н}} (h_z + h_{\text{г}}) - (h_z + h_{\text{г}})^2} + \sqrt{D_{\text{н}} h_z - h_z^2}; \quad (8.72)$$

◇ площадь без учёта деформации грунта

$$A_{\text{к}} = \frac{\pi b_{\text{пр}} l}{4} = \frac{\pi b_{\text{пр}}}{2} \sqrt{D_{\text{н}} h_z - h_z^2}. \quad (8.73)$$

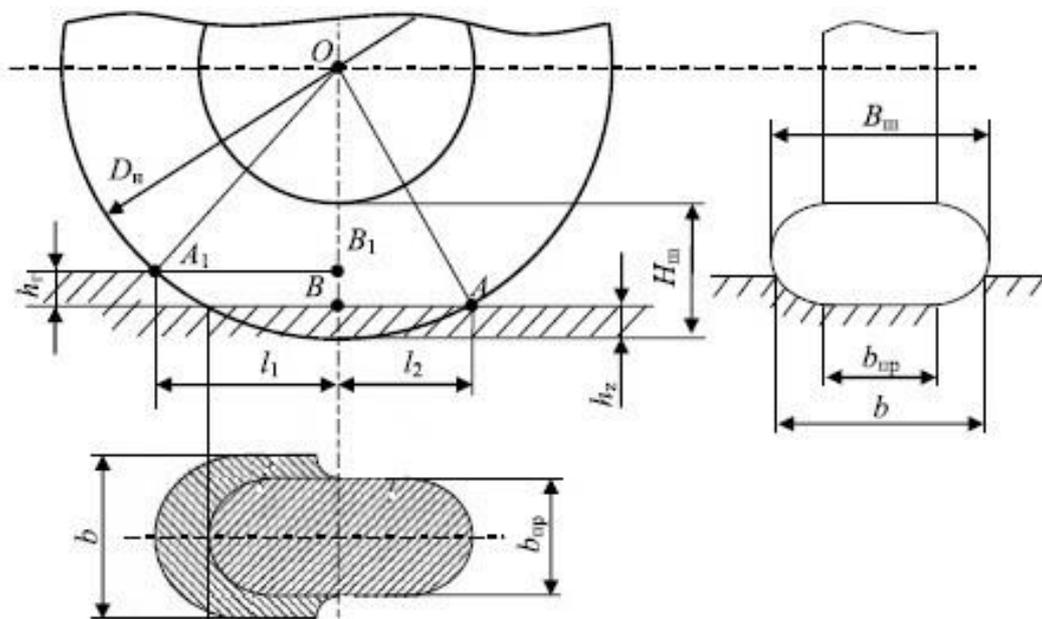


Рис. 8.19. Размеры шины и колеи в грунтовой поверхности

Давление в контакте колеса с грунтом, обусловленное деформацией шины:

$$p_{\text{ш}} = \frac{F_z}{A_{\text{к}}} \approx \frac{\pi h_z (p_{\text{в}} + k_{\text{к}} p_{\text{в max}})}{2 b_{\text{пр}}} \left( \frac{B_{\text{ш}}}{H_{\text{ш}}} + \frac{3 H_{\text{ш}}}{2 B_{\text{ш}}} \right) \left( 1 - \frac{h_z}{B_{\text{ш}}} \right). \quad (8.74)$$

При последовательном качении колёс каждой из осей автомобиля по следу давление в контакте зависит от времени действия нагрузки на грунт. При приложении нагрузки к пластичному телу, каким является грунт, происходит *релаксация – выравнивание напряжений*. Релаксационные свойства грунта учитывают *коэффициентом динамичности*:

$$k_d = \frac{t}{t + t_p}, \quad (8.75)$$

где  $t$  – время действия нагрузки;  $t_p$  – время релаксации:

$$t = \frac{ln}{V}, \quad (8.76)$$

где  $l$  – длина контакта колеса с грунтом;  $n$  – число проходов колеса по следу;  $V$  – скорость автомобиля;

$$t_p = \frac{1}{2\varphi_0}, \quad (8.77)$$

где  $\varphi_0$  – угол внутреннего трения грунта (8.65).

После подстановки выражений (8.76) и (8.77) в (8.75) получают формулу для расчёта коэффициента динамичности:

$$k_d = \frac{ln}{ln + \frac{V}{2\varphi_0}}. \quad (8.78)$$

*Динамическое давление* в контакте движущегося колеса с грунтом:

$$p_{г.д} = k_d p_{г} = \frac{ln}{ln + \frac{V}{2\varphi_0}} p_{г}. \quad (8.79)$$

При качении колеса по мере уплотнения грунта под грунтозацепами происходит разрушение его структуры, что сказывается на величине касательных напряжений. Это обстоятельство учитывают *корректирующим коэффициентом*:

$$k_{\tau} = 1 - e^{-\frac{s_6 l}{E_{сд}}}, \quad (8.80)$$

где  $s_6$  – коэффициент буксования колеса;  $l$  – длина контакта колеса с грунтом;  $E_{сд}$  – модуль сдвига грунта.

Динамическое сопротивление грунта сдвигу в контакте движущегося колеса:

$$\tau_d = k_{\tau} \tau = \left( 1 - e^{-\frac{s_6 l}{E_{сд}}} \right) (c_0 + p_{г.д} \operatorname{tg} \varphi_0). \quad (8.81)$$

Условие прекращения осадки, то есть погружения колеса в грунт:

- неподвижного колеса

$$p_{\Gamma} = p_{\text{ш}}; \quad (8.82)$$

- движущегося колеса

$$p_{\Gamma, \text{д}} = p_{\text{ш, д}}, \quad (8.83)$$

где  $p_{\Gamma}$  и  $p_{\Gamma, \text{д}}$  – давление, обусловленное деформацией грунта  $h_{\Gamma}$ ;  $p_{\text{ш}}$  и  $p_{\text{ш, д}}$  – давление, обусловленное деформацией шины  $h_z$ .

**Сопротивление качению колеса.** При качении эластичного колеса по деформируемому грунту учитывают потери на деформацию шины, характеризующиеся коэффициентом  $f_{\text{ш}}$  сопротивления шины качению колеса, и потери на деформацию грунта, характеризующиеся суммарным коэффициентом  $f_{\Gamma, \text{с}}$  сопротивления грунта качению колеса. В общем случае:

$$f = f_{\text{ш}} + f_{\Gamma, \text{с}}. \quad (8.84)$$

В частных случаях при качении колеса по твёрдой опорной поверхности  $f_{\Gamma, \text{с}} = 0$ , а при качении абсолютно жёсткого колеса по деформируемому грунту  $f = f_{\Gamma, \text{с}}$ .

Силу сопротивления качению колеса, обусловленную гистерезисными потерями в шине, рассчитывают по формуле, предложенной Я.С. Агейкиным:

$$F_{f_{\text{ш}}} = \frac{1,75 \cdot 10^6 \psi_0 k_{\text{к}} p_{\text{вmax}} h_z^2 (B_{\text{ш}}^2 + 1,5 H_{\text{ш}}^2) (B_{\text{ш}} - 0,3 h_z)}{H_{\text{ш}} B_{\text{ш}}^2}, \quad (8.85)$$

где  $\psi_0$  – коэффициент гистерезисных потерь;  $k_{\text{к}}$  – коэффициент, учитывающий жёсткость каркаса;  $p_{\text{вmax}}$  – максимальное давление воздуха в шине;  $h_z$  – нормальная деформация шины;  $B_{\text{ш}}$  и  $H_{\text{ш}}$  – ширина и высота профиля шины.

Коэффициент сопротивления шины качению колеса:

$$f_{\text{ш}} = \frac{F_{f_{\text{ш}}}}{R_z}, \quad (8.86)$$

где  $R_z$  – нормальная реакция дороги на колесо.

При качении колеса по деформируемой опорной поверхности в общем случае подводимая к нему энергия затрачивается на смятие грунта, преодоление сопротивления от прилипания грунта, сдвиг грунта (бульдозерное сопротивление) и экскавационное погружение колеса в грунт при его буксовании.

1. Сопротивление качению колеса от смятия грунта. Работа, затрачиваемая на нормальную деформацию грунта за один оборот колеса, равна работе на деформацию объёма грунта шириной  $b$ , высотой  $h_{\Gamma}$  и длиной  $S = 2\pi r_{\text{к}}$  (рис. 8.20):

$$A_{\Gamma} = 10^6 S b \int_0^{h_{\Gamma}} p_{\Gamma} dh_{\Gamma}. \quad (8.87)$$

Выразив эту же работу как  $A_{\Gamma} = F_{f\Gamma} S$ , находят силу сопротивления качению колеса от смятия (осадки) грунта:

$$F_{f\Gamma} = \frac{A_{\Gamma}}{S} = 10^6 b \int_0^{h_{\Gamma}} p_{\Gamma} dh_{\Gamma}, \quad (8.88)$$

и коэффициент сопротивления качению колеса от смятия (осадки) грунта:

$$f_{\Gamma} = \frac{F_{f\Gamma}}{R_z} = \frac{10^6 b}{R_z} \int_0^{h_{\Gamma}} p_{\Gamma} dh_{\Gamma}. \quad (8.89)$$

При расчётах  $b$  вычисляют по формуле (8.70), функцию  $p_{\Gamma} = f(h_{\Gamma})$  задают графически, как на рис. 8.15, или аналитическими зависимостями. Например, при зависимости (8.62), предложенной М.Н. Летошневым,  $p_{\Gamma} = ch_{\Gamma}^{\mu}$ :

$$F_{f\Gamma} = \frac{1,5 \cdot 10^6 b c h_{\Gamma}^{\mu+1}}{\mu + 1}; \quad (8.90)$$

$$f_{\Gamma} = \frac{1,5 \cdot 10^6 b c h_{\Gamma}^{\mu+1}}{R_z (\mu + 1)}. \quad (8.91)$$

Из формулы (8.91) следует, что при определённых параметрах грунта  $c$  и  $\mu$  коэффициент сопротивления качению  $f_{\Gamma}$  уменьшается при увеличении  $R_z$ , уменьшении  $b$  и  $h_{\Gamma}$ , причём его зависимость от  $h_{\Gamma}$  нелинейная.

2. При движении по некоторым грунтам, особенно связным, происходит прилипание грунта к поверхности колеса, что увеличивает сопротивление его качению. Сила  $F_{f\pi}$  и коэффициент  $f_{\pi}$  сопротивления качению колеса от прилипания грунта могут быть определены из следующих соотношений.

Работа, затрачиваемая на отрыв от грунта колеса за один его оборот:

$$A_{\pi} = 0,5 \cdot 10^6 \int_0^S p_{\pi} b l dx \approx 0,5 \cdot 10^6 p_{\pi} b l S, \quad (8.92)$$

где  $p_{\pi}$  – удельная сила прилипания грунта к колесу;  $b$  и  $l$  – ширина и длина контакта, рассчитываемые по формулам (8.70)...(8.72).

Сила сопротивления качению колеса от прилипания грунта:

$$F_{f\pi} = \frac{A_{\pi}}{S} \approx 0,5 \cdot 10^6 p_{\pi} b l; \quad (8.93)$$

коэффициент сопротивления качению колеса от прилипания грунта:

$$f_{\pi} = \frac{F_{f\pi}}{R_z} = \frac{0,5 \cdot 10^6 p_{\pi} b l}{R_z}. \quad (8.94)$$

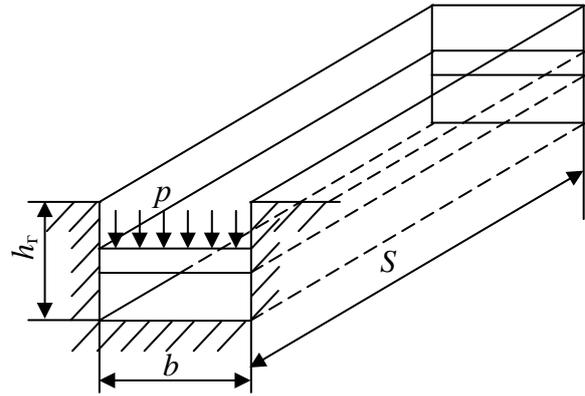


Рис. 8.20. Схема деформации грунта колесом

3. На многих грунтах, особенно на снегу, происходит нагребание (выпирание) материала опорной поверхности колесом, которое называют *бульдозерным действием* или *бульдозерным эффектом*. Бульдозерный эффект приводит к увеличению сопротивления качению колеса.

Силу сопротивления качению колеса от сдвига грунта вперёд (силу бульдозерного сопротивления) определяют по выражению:

$$F_{f\delta} = p_{от} A_{\delta}, \quad (8.95)$$

где  $p_{от}$  – удельное сопротивление грунта горизонтальному смещению (отпор грунта);  $A_{\delta}$  – проекция передней части колеса, погружённой в грунт, на поперечную плоскость.

Величину  $p_{от}$  рассчитывают по формуле:

$$p_{от} = 0,5\rho_{г}gh_{г}\operatorname{tg}^2\left(45^{\circ} + \frac{\varphi_0}{2}\right) + 2 \cdot 10^6 c_0 \operatorname{tg}\left(45^{\circ} + \frac{\varphi_0}{2}\right), \quad (8.96)$$

где  $\rho_{г}$  и  $h_{г}$  – плотность и нормальная деформация грунта;  $c_0$  и  $\varphi_0$  – коэффициенты внутреннего сцепления и внутреннего трения грунта.

Проекция передней части колеса:

$$A_{\delta} = b h_{г}, \quad (8.97)$$

где  $b$  – ширина колеи;  $h_{г}$  – нормальная деформация (осадка) грунта.

С учётом выражений (8.96) и (8.97) сила сопротивления качению колеса от сдвига грунта:

$$F_{f\delta} = bh_{г} \left[ 0,5\rho_{г}gh_{г}\operatorname{tg}^2\left(45^{\circ} + \frac{\varphi_0}{2}\right) + 2 \cdot 10^6 c_0 \operatorname{tg}\left(45^{\circ} + \frac{\varphi_0}{2}\right) \right], \quad (8.98)$$

коэффициент сопротивления качению колеса от сдвига грунта:

$$f_{\delta} = \frac{F_{f\delta}}{R_z} = \frac{bh_{г}}{R_z} \left[ 0,5\rho_{г}gh_{г}\operatorname{tg}^2\left(45^{\circ} + \frac{\varphi_0}{2}\right) + 2 \cdot 10^6 c_0 \operatorname{tg}\left(45^{\circ} + \frac{\varphi_0}{2}\right) \right]. \quad (8.99)$$

4. Движение колеса по деформируемой опорной поверхности сопровождается значительным буксованием. При буксовании колесо своими грунтозацепами выносит материал основания в межколёсную область, в результате чего происходит его *экскавационное (дополнительное) погружение в грунт*, что увеличивает сопротивление качению.

Силу сопротивления качению колеса от экскавационного погружения в грунт рассчитывают по формуле:

$$F_{f\delta} = \frac{1,5 \cdot 10^6 bc}{\mu + 1} \left[ \frac{h_{гп}(t - t_{гп})}{(1 - s_{\delta})(0,5D_{н} - h_z)2 \arcsin\left(\frac{t}{D_{н}}\right)} \right]^{\mu+1}, \quad (8.100)$$

где  $\mu$  и  $c$  – безразмерные параметры грунта;  $s_6$  – коэффициент буксования;  $h_z$  – нормальная деформация шины;  $h_{гр}$ ,  $t$ ,  $t_{гр}$  – высота, шаг и толщина грунтозацепов;  $D_H$  – наружный диаметр колеса;  $b$  – ширина колеи, рассчитываемая по формуле (8.70) (рис. 8.21).

Коэффициент сопротивления качению колеса от экскавационного погружения в грунт:

$$f_3 = \frac{F_{f_3}}{R_z} = \frac{1,5 \cdot 10^6 bc}{R_z(\mu + 1)} \left[ \frac{h_{гр}(t - t_{гр})}{(1 - s_6)(0,5D_H - h_z)2 \arcsin\left(\frac{t}{D_H}\right)} \right]^{\mu+1} \quad (8.101)$$

Сила сопротивления грунта качению колеса:

$$F_{f_3} = F_{f_Г} + F_{f_Л} + F_{f_6} + F_{f_3} = f_{Г.с} R_z, \quad (8.102)$$

где  $f_{Г.с}$  – суммарный коэффициент сопротивления грунта качению колеса:

$$f_{Г.с} = f_Г + f_Л + f_6 + f_3. \quad (8.103)$$

Согласно (8.84), коэффициент сопротивления качению колеса:

$$f = f_{ш} + f_Г + f_Л + f_6 + f_3. \quad (8.104)$$

Наибольшее влияние на коэффициент сопротивления качению колеса при движении по деформируемым опорным поверхностям оказывают размеры колеса, конструкция протектора шины, давление воздуха в шине, нормальная нагрузка на колесо.

Коэффициент сопротивления качению зависит от наружного диаметра  $D_H$ , ширины  $B_{ш}$  и высоты  $H_{ш}$  профиля шины, а также от соотношения этих размеров.

Увеличение *наружного диаметра шины* заметно уменьшает сопротивление качению, так как при этом уменьшается работа, затрачиваемая на образование колеи и преодоление бульдозерного сопротивления движению колеса.

С увеличением *ширины профиля шины* уменьшается глубина колеи, приводящая к снижению сопротивления качению, но одновременно возрастает ширина колеи, вызывающая повышение затрат энергии на её образование. В большинстве случаев более эффективным оказывается влияние уменьшения глубины колеи на затраты энергии при качении колеса, в результате чего при увеличении ширины профиля шины сопротивление качению уменьшается.

При увеличении *высоты профиля шины*, когда её наружный диаметр и ширина профиля остаются постоянными, уменьшается жёсткость её боковин и она становится более податливой в нормальном (радиальном) направлении. По

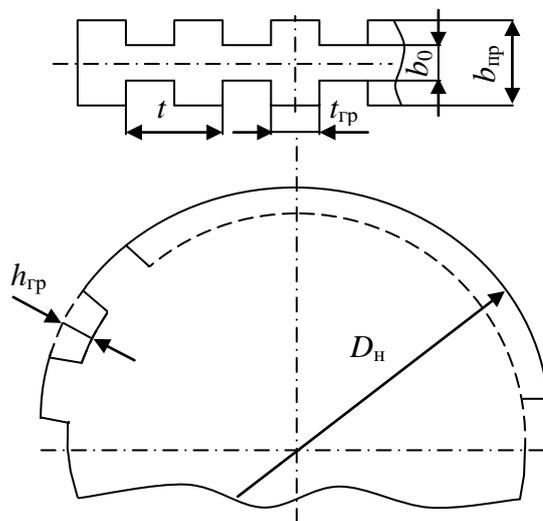
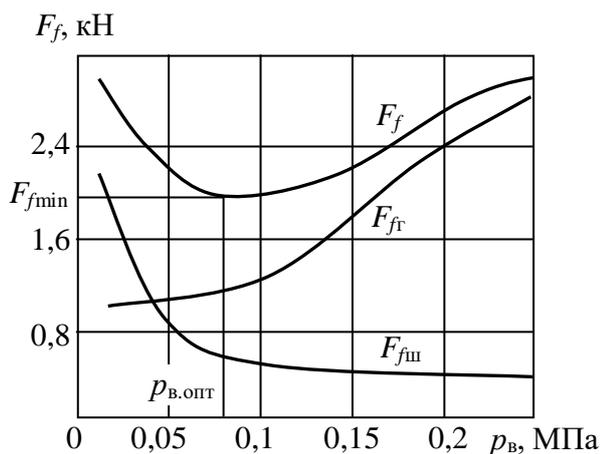


Рис. 8.21. Размеры рисунка протектора автомобильной шины

этой причине при одинаковой нагрузке на колесо шина с бóльшей высотой профиля деформируется на бóльшую величину, что приводит к увеличению ширины площади контакта. Вследствие этого сопротивление качению уменьшается, но в меньшей мере, чем при увеличении наружного диаметра и ширины профиля шины.

Параметры протектора (рис. 8.21) оказывают влияние на экскавационное сопротивление движению автомобиля. С увеличением шага грунтозацепов  $t$  сила экскавационного сопротивления сначала резко возрастает, а затем её величина стремится стабилизироваться. Последнее обстоятельство объясняют тем, что при увеличении шага грунтозацепов и постоянном кинематическом режиме работы колеса объём грунта, переносимого в межколёсную зону, уменьшается.

Увеличение высоты грунтозацепов протектора  $h_{гр}$  приводит к прямо пропорциональному росту силы экскавационного сопротивления, так как при этом растёт объём грунта, выносимого в межколёсную область. По этой же причине существенно возрастает бульдозерное сопротивление движению при увеличении ширины активной зоны протектора  $b_a$ , равной разности между шириной протектора  $b_{пр}$  и шириной неактивной зоны  $b_0$  ( $b_a = b_{пр} - b_0$ ).



**Рис. 8.22.** Зависимость силы сопротивления качению автомобиля 4 × 4 с шинами 14.00–18 при нормальной нагрузке на колесо 15 кН от давления воздуха в шинах

– песке, снеге, суглинке.

С увеличением нагрузки на колесо (рис. 8.23) растут гистерезисные потери в шине и потери на деформирование материала опорной поверхности, причём второй вид возрастает значительно быстрее. Объясняют это тем, что работа, затрачиваемая на деформирование опорной поверхности, теряется полностью, а бóльшая часть работы на деформирование шины является обратимой. Вследствие этого общее сопротивление качению на сильно деформируемых опорных поверхностях с ростом нагрузки увеличивается значительно быстрее (кривые 3 и 4, рис. 8.23). На слабодеформируемых поверхностях, например на

При движении по деформируемой опорной поверхности сила сопротивления качению  $F_f$  (рис. 8.22) равна сумме сил сопротивления качению шины  $F_{fш}$  и опорной поверхности  $F_{fr}$ . С увеличением давления воздуха потери, обусловленные нормальной деформацией шины, уменьшаются, а потери, связанные с образованием колеи в материале опорной поверхности, возрастают. При некотором оптимальном давлении воздуха  $p_{в.опт}$  сила сопротивления качению имеет минимальное значение  $F_{fmin}$ . Описанный характер зависимости  $F_f = f(p_в)$  имеет место для всех типов шин на большинстве деформируемых поверхностей движения

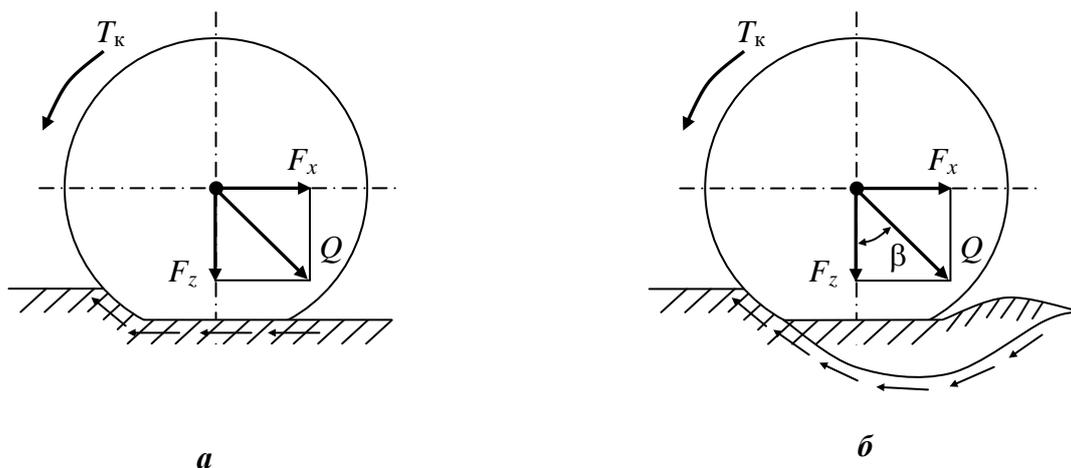
грунтовой дороге с незначительным увлажнением верхнего слоя (кривая 2, рис. 8.23), коэффициент сопротивления качению растёт менее интенсивно, так как величины потерь на деформирование шины и опорной поверхности примерно одинаковы.

Для сравнения на рис. 8.23 линией 1 изображена зависимость коэффициента сопротивления качению от нормальной нагрузки при качении колеса по твёрдой опорной поверхности, когда потери мощности обусловлены гистерезисными потерями в шине. Эта зависимость имеет линейный характер, а величина потерь в несколько раз меньше, чем при движении по деформируемым опорным поверхностям.

**Сцепление колеса с опорной поверхностью.** При движении колеса по деформируемой опорной поверхности возможны две схемы ограничения сцепления.

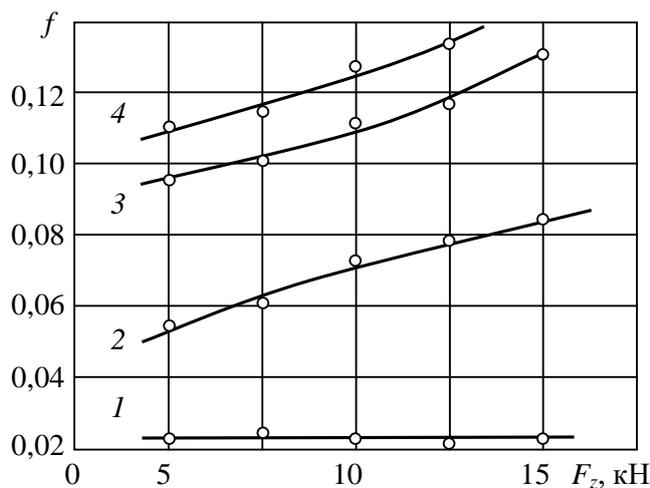
По первой схеме (рис. 8.24, а) буксование происходит, когда возможная по сцеплению продольная реакция грунта  $R_{x\phi}$  становится равной сумме двух сил – силы трения скольжения  $F_{T\phi}$  выступов протектора о грунт и силы сопротивления грунта сдвигу  $F_{с\phi}$ , заключённого между грунтозацепами:

$$R_{x\phi} = F_{T\phi} + F_{с\phi}. \quad (8.105)$$



**Рис. 8.24. Схемы, иллюстрирующие ограничение сцепления колеса с деформируемой опорной поверхностью:**

а – скольжением колеса по опорной поверхности; б – несущей способностью материала опорной поверхности



**Рис. 8.23. Зависимость коэффициента сопротивления качению от нормальной нагрузки на колесо с шиной 12.00–18 автомобиля 4 × 4 при движении:**

1 – по твёрдой опорной поверхности; 2 – по влажной грунтовой дороге; 3 – по сухому песку; 4 – по влажной суглинистой пахоте

Сила трения выступов протектора:

$$F_{тф} = \varphi_p k_H R_z, \quad (8.106)$$

где  $\varphi_p$  – коэффициент трения резины протектора шины по грунту;  $R_z$  – нормальная реакция опорной поверхности на колесо;  $k_H$  – коэффициент насыщенности протектора, который определяет долю нормальной силы  $F_z = R_z$ , приходящейся на выступы протектора.

Сила сопротивления грунта сдвигу:

$$F_{сф} = A \tau_d, \quad (8.107)$$

где  $A$  – площадь впадин протектора, заполненных подвергающимся сдвигу грунтом;  $\tau_d$  – динамическое сопротивление грунта сдвигу.

$$A = (1 - k_H) A_k, \quad (8.108)$$

где  $A_k$  – площадь контакта колеса с грунтом, рассчитываемая по формуле (8.73).

После подстановки в (8.107) выражений  $A$ , из (8.108), и  $\tau_d$ , из (8.81), получают:

$$F_{сф} = (1 - k_H) A_k \left( 1 - \frac{1}{e^{\frac{s_6 l}{E_{сд}}}} \right) (c_0 + p_{г.д} \operatorname{tg} \varphi_0). \quad (8.109)$$

С учетом выражений (8.106) и (8.109) сила сцепления колеса с дорогой, вычисляемая по уравнению (8.105), имеет вид:

$$R_{хф} = \varphi_p k_H R_z + (1 - k_H) A_k \left( 1 - \frac{1}{e^{\frac{s_6 l}{E_{сд}}}} \right) (c_0 + p_{г.д} \operatorname{tg} \varphi_0). \quad (8.110)$$

Согласно определению (1.45),  $R_{хф} = \varphi_x R_z$ . Поделив (8.110) на  $R_z$  и имея в виду, что  $R_z = p_{г.д} A_k$ , получают формулу для расчёта коэффициента сцепления эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью:

$$\varphi_x = \varphi_p k_H + (1 - k_H) \left( 1 - \frac{1}{e^{\frac{s_6 l}{E_{сд}}}} \right) \left( \frac{c_0}{p_{г.д}} + \operatorname{tg} \varphi_0 \right). \quad (8.111)$$

Анализ уравнения (8.111) показывает, что коэффициент сцепления зависит от свойств грунта, характеризуемых коэффициентами  $c_0$ ,  $\varphi_0$ ,  $E_{сд}$ , конструкции рисунка протектора (коэффициента насыщенности  $k_H$  и коэффициента трения резины  $\varphi_p$ ), давления колеса на грунт  $p_{г.д}$ , длины линии контакта  $l$  и коэффициента буксования колеса  $s_6$ . С увеличением коэффициента буксования колеса  $\varphi_x$  возрастает (рис. 8.25).

По второй схеме (рис. 8.24, б) сдвиг грунта происходит под действием суммарной силы  $F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}$ , приложенной к колесу, на некотором удалении от поверхности контакта. Грунт теряет несущую способность, когда суммарная сила  $F$ , действующая на колесо, становится равной допустимой нагрузке на грунт  $Q_s$ :

$$Q_s = p_s A_k, \quad (8.112)$$

где  $p_s$  – несущая способность грунта;  $A_k$  – площадь контакта колеса с опорной поверхностью. При этом  $F_x = R_{x\phi}$ ;  $F_z = R_z$ :

$$R_{x\phi} = \varphi_x R_z = \sqrt{Q_s^2 - R_z^2} = R_z \sqrt{\left(\frac{p_s A_k}{R_z}\right)^2 - 1}; \quad (8.113)$$

$$\varphi_x = \frac{R_{x\phi}}{R_z} = \sqrt{\left(\frac{p_s A_k}{R_z}\right)^2 - 1} = \operatorname{tg} \beta. \quad (8.114)$$

Из уравнения (8.114) очевидны пути повышения коэффициента сцепления колеса с деформируемой опорной поверхностью (грунтом). При заданной несущей способности грунта  $p_s$  коэффициент сцепления возрастает при увеличении площади контакта колеса с грунтом  $A_k$  и снижении нагрузки на колесо  $R_z$ . Коэффициент сцепления увеличивается при возрастании угла  $\beta$ .

На деформируемых опорных поверхностях коэффициент сцепления зависит от размеров колеса, конструкции протектора шины, давления воздуха в шине и нормальной нагрузки на колесо.

Сцепление колеса с материалом деформируемой поверхности движения при увеличении *наружного диаметра колеса* зависит от свойств материала поверхности. Если сцепные свойства материала не изменяются по глубине, то при увеличении наружного диаметра коэффициент сцепления возрастает за счёт более равномерного распределения нормальных давлений и касательных напряжений по площади контакта. Если же сцепные свойства материала возрастают при погружении в него колеса, то увеличение диаметра приводит к уменьшению коэффициента сцепления.

Увеличение *ширины профиля шины* приводит к повышению ширины контакта колеса с опорной поверхностью без изменения длины контакта, что обеспечивает увеличение площади контакта без изменения нормальной деформации шины. Влияние ширины контакта на коэффициент сцепления с деформируемой опорной поверхностью неоднозначно. В том случае, когда с увеличением ширины колеи возрастают площадь контакта и коэффициент внутреннего сцепления материала, коэффициент сцепления увеличивается. На песчаных грунтах с

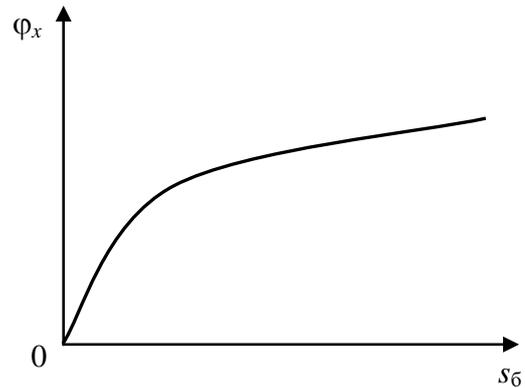
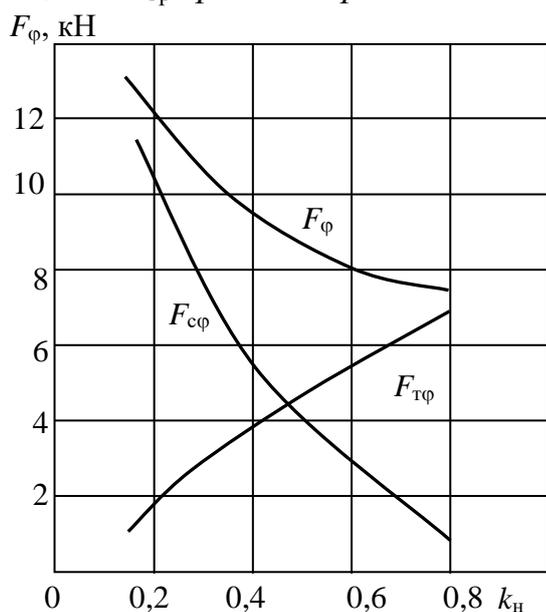


Рис. 8.25. Зависимость коэффициента сцепления от коэффициента буксования

коэффициентом внутреннего сцепления, близким к нулю, изменение ширины профиля шины не влияет на её сцепные свойства, а на глинистых грунтах после дождя понижение давления в контакте, вызванное увеличением ширины колеи, может привести к уменьшению коэффициента сцепления из-за худшего выдавливания влаги с поверхности контакта.

Увеличение *высоты профиля шины* и вызванное им возрастание ширины контакта с деформируемой опорной поверхностью приводит к незначительному повышению коэффициента сцепления.

На коэффициент сцепления колеса с деформируемой опорной поверхностью оказывают влияние коэффициент насыщенности  $k_n$ , шаг  $t$  и высота грунтозацепов  $h_{гр}$  протектора шины.



**Рис. 8.26.** Влияние коэффициента насыщенности протектора шины 13.00–18 при давлении воздуха 0,05 МПа автомобиля 4 × 4 полной массой 4 т на силу сцепления колеса со снегом глубиной 0,6 м

На несвязных песчаных грунтах, обладающих низким сопротивлением сдвигу, силу сцепления создают в основном за счёт трения выступов протектора, которая возрастает с увеличением *коэффициента насыщенности*. По этой причине для автомобилей, работающих в условиях пустынь и полупустынь, рекомендуют шины с высоким коэффициентом насыщенности протектора.

На связных поверхностях движения (суглинок, заболоченный луг, снег) с увеличением коэффициента насыщенности протектора уменьшается размер впадин между грунтозацепами и возрастает площадь поверхности выступов протектора. В результате сила сцепления  $F_{сφ}$ , обусловленная сдвигом материала, заключённого между грунтозацепами (рис. 8.26), уменьшается, а сила сцепления  $F_{тφ}$ , обусловленная трением выступов протектора, возрастает.

Конкретное соотношение между двумя составляющими силы сцепления зависит от механических свойств материала поверхности движения. Например, при движении по снегу (рис. 8.26) сила сцепления  $F_φ$  при увеличении коэффициента насыщенности уменьшается.

*Шаг грунтозацепов* оказывает двойное влияние на силу сцепления колеса с опорной поверхностью. С одной стороны, с изменением шага грунтозацепов также изменяется коэффициент насыщенности протектора. С другой — сила сцепления зависит от коэффициента буксования колеса, на который влияет шаг грунтозацепов. На связных поверхностях движения при малых величинах коэффициента буксования сила сцепления больше при малом расстоянии между грунтозацепами, а при больших коэффициентах буксования с увеличением шага грунтозацепов она сначала растёт, а затем начинает падать. В результате для

некоторых поверхностях движения удаётся подобрать оптимальную величину шага грунтозацепов, при которой обеспечивают реализацию максимальной силы сцепления.

*Высота грунтозацепов* по-разному влияет на коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью. На связных поверхностях движения с повышением высоты грунтозацепов увеличивается площадь сдвига материала основания, что приводит к увеличению коэффициента сцепления. На несвязных основаниях (песок, зернистый маловлажный снег), где силу сцепления создают в основном за счёт трения выступов грунтозацепов, увеличение их высоты не обеспечивает возрастания коэффициента сцепления.

Характер зависимости коэффициента сцепления от *давления воздуха* определяют свойства материала опорной поверхности. На однородных по глубине основаниях главное влияние на коэффициент сцепления оказывает площадь контакта шины с опорной поверхностью. На связном грунте при снижении давления воздуха увеличение площади приводит к возрастанию составляющей, обусловленной сдвигом материала основания. На несвязном грунте по мере уменьшения давления воздуха проявляется мембранный эффект, приводящий к уплотнению материала и повышению коэффициента сцепления. На неоднородных по глубине основаниях важнейшее влияние имеет характер изменения сцепных свойств по глубине. В частности, на грунтах с размокшим верхним слоем по мере уменьшения давления воздуха коэффициент сцепления снижается.

При возрастании *нормальной нагрузки* на колесо сила его сцепления с деформируемой опорной поверхностью в большинстве случаев повышается, но коэффициент сцепления может и увеличиваться, и уменьшаться в зависимости от изменения сцепных свойств материала по глубине. Если сцепные свойства материала по глубине остаются постоянными, то коэффициент сцепления при увеличении нагрузки снижается, так как при этом площадь контакта растёт менее интенсивно, чем нормальная нагрузка.

## 8.7. Обобщённые показатели проходимости

Согласно уравнению (8.29), условие движения автомобиля может быть записано в виде:

$$k_{сц} \varphi_x \geq \operatorname{tg} \alpha + f. \quad (8.115)$$

Данное неравенство не учитывает некоторых особенностей взаимодействия колёс автомобиля с деформируемой опорной поверхностью.

1. Левая часть неравенства справедлива при условии, что коэффициенты сцепления всех ведущих колёс с грунтом одинаковы. В реальных условиях движения это условие не всегда выполняется, поэтому в расчётах следует использовать обобщённый коэффициент продольного сцепления  $\varphi_{хоб}$ .

2. При движении по деформируемой опорной поверхности  $f = f_{ш} + f_{г.с}$  (8.84). Однако для ведущих колёс сила сцепления не равна полной тяговой силе, так как часть последней затрачивается на преодоление внутренних гистерезисов.

зисных потерь в шине, характеризующихся коэффициентом сопротивления качению  $f_{ш}$ . Следовательно, в уравнении (8.115) следует учитывать только сопротивление качению шин ведомых колёс.

С учётом названных особенностей условие движения (8.115) приобретает вид:

$$k_{сц} \varphi_{хоб} \geq \operatorname{tg} \alpha + f_{г.с} + (1 - k_{сц}) f_{ш}. \quad (8.116)$$

Из неравенства (8.116) может быть получен *обобщённый показатель опорной проходимости*:

$$\Pi = \operatorname{tg} \alpha_{\max} = k_{сц} \varphi_{хоб} - f_{г.с} - (1 - k_{сц}) f_{ш}. \quad (8.117)$$

Обобщённый показатель проходимости численно равен тангенсу максимального угла подъёма при движении в заданных грунтовых условиях  $\varphi_{хоб}$  и  $f_{г.с}$ . Он показывает, какая часть запаса полной тяговой силы по сцеплению ведущих колёс с опорной поверхностью может быть использована на преодоление подъёмов, разгон, буксирование прицепов. Чем больше обобщённый показатель проходимости  $\Pi$ , тем выше проходимость автомобиля.

Помимо названного показателя опорной проходимости используют также *уточнённый* и *вероятностный показатели проходимости*, в которых учитывают большее число факторов, оказывающих влияние на проходимость автомобиля.

### Вопросы для самоконтроля

1. Что называют проходимостью автомобиля, и какие факторы влияют на потерю проходимости?
2. Перечислите и охарактеризуйте измерители профильной проходимости автомобиля.
3. От каких факторов зависит возможность преодоления вертикальной стенки ведомыми и ведущими колёсами автомобиля?
4. Напишите формулы для вычисления основных показателей опорной проходимости автомобиля.
5. Для каких целей устанавливают дифференциалы в трансмиссии автомобилей?
6. Перечислите способы повышения проходимости автомобиля с дифференциальным приводом ведущих колёс.
7. Дайте определения коэффициента блокировки дифференциала.
8. Объясните причины и условия возникновения циркуляции мощности в заблокированном приводе ведущих колёс автомобиля и назовите способы её уменьшения.
9. Назовите и дайте определения основных физико-механических параметров и характеристик деформируемых поверхностей движения.
10. По каким формулам рассчитывают геометрические параметры эластичного автомобильного колеса в контакте с деформируемой опорной поверхностью?

11. Назовите составляющие коэффициента сопротивления качению эластичного колеса по деформируемому основанию и объясните их физический смысл.
12. Какие физические процессы обуславливают сцепление колеса с грунтом?
13. Какие конструктивные факторы влияют на коэффициенты сопротивления качению и сцепления колеса с грунтом и каким образом?

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### *Основная*

1. Гришкевич, А.И. Автомобили: теория / А.И. Гришкевич. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 208 с.
2. Кравец, В.Н. Теория автомобиля / В.Н. Кравец, В.В. Селифонов. – М.: ООО «Гринлайт+», 2011. – 884 с.
3. Ларин, В.В. Теория движения полноприводных колёсных машин / В.В. Ларин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 392 с.
4. Смирнов, Г.А. Теория движения колёсных машин / Г.А. Смирнов; 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
5. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля / В.П. Тарасик. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
6. Фалькевич, Б.С. Теория автомобиля / Б.С. Фалькевич; 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машгиз, 1963. – 240 с.
7. Чудаков, Е.А. Избранные труды. Т. 1. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – 464 с.

### *Дополнительная*

8. Автомобильные транспортные средства / Д.П. Великанов [и др.]; под ред. Д.П. Великанова. – М.: Транспорт, 1977. – 326 с.
9. Агейкин, Я.С. Теория автомобиля / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская – М.: Москов. гос. индустр. ун-т, 2008. – 318 с.
10. Аксёнов, П.В. Многоосные автомобили / П.В. Аксёнов; 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.
11. Белоусов, Б.Н. Колёсные транспортные средства особо большой грузоподъёмности. Конструкция. Теория. Расчёт / Б.Н. Белоусов, С.Д. Попов; под общ. ред. Б.Н. Белоусова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 728 с.
12. Вахламов, В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства / В.К. Вахламов; 2-е изд., стер. – М.: ИЦ «Академия», 2006. – 240 с.
13. Вонг, Дж. Теория наземных транспортных средств / Дж. Вонг; пер. с англ. А.И. Аксёнова. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.
14. Гладов, Г.И. Специальные транспортные средства. Теория / Г.И. Гладов, А.М. Петренко; под ред Г.И. Гладова. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2006. – 215 с.
15. Закин, Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда / Я.Х. Закин. – М.: Транспорт, 1967. – 255 с.
16. Зимелёв, Г.В. Теория автомобиля / Г.В. Зимелёв. – М.: Машгиз, 1959. – 312 с.
17. Иларионов, В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля: теоретический анализ / В.А. Иларионов. – М.: Машиностроение, 1966. – 280 с.

18. Кошарный, Н.Ф. Техничко-эксплуатационные свойства автомобилей высокой проходимости / Н.Ф. Кошарный. – Киев: Вища школа, 1981. – 208 с.
19. Кравец, В.Н. Законодательные и потребительские требования к автомобилям / В.Н. Кравец, Е.В. Горынин. – Нижний Новгород: НГТУ, 2000. – 400 с.
20. Кравец, В.Н. Измерители эксплуатационных свойств автотранспортных средств / В.Н. Кравец. – Нижний Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2007. – 118 с.
21. Кравец, В.Н. Классификация транспортных средств / В.Н. Кравец, А.А. Хорычев. – Нижний Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2008. – 96 с.
22. Кравец, В.Н. Проектирование автомобиля / В.Н. Кравец. – Горький: ГПИ им. А.А. Жданова, 1983. – 95 с.
23. Кравец, В.Н. Проектирование автомобиля / В.Н. Кравец; 2-е изд., перераб. и доп. – Нижний Новгород: НПИ, 1992. – 230 с.
24. Кравец, В.Н. Теория автомобиля / В.Н. Кравец. – Нижний Новгород, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2007. – 368 с.
25. Ксенович, И.П. Наземные тягово-транспортные системы: энциклопедия. В 3-х тт. / И.П. Ксенович, В.А. Гоберман, Л.А. Гоберман; ред. совет И.П. Ксенович (пред.) [и др.]. – М.: Машиностроение. 2003. – Т. 1. Введение в теорию и методологию исследования наземных тягово-транспортных систем; под общ. ред. И.П. Ксеновича. – 743 с.
26. Литвинов, А.С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
27. Машиностроение: энциклопедия / Ред. совет К.В. Фролов (пред.) [и др.]. – М.: Машиностроение. 1997. – Т. IV-15. Колёсные и гусеничные машины / В.Ф. Платонов [и др.]; под общ. ред. В.Ф. Платонова. – 688 с.
28. Песков, В.И. Совершенствование эксплуатационных качеств автомобиля / В.И. Песков, В.И. Сердюк, А.Е. Сердюк. – Нижний Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2009. – 135 с.
29. Петров, В.А. Теория автомобиля / В.А. Петров. – М.: Москов. гос. общ.образоват. ун-т, 1996. – 180 с.
30. Пирковский, Ю.В. Теория движения полноприводного автомобиля (прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси) / Ю.В. Пирковский, С.Б. Шухман. – М.: Юнити-Дана, Элит, 2001. – 230 с.
31. Платонов, В.Ф. Полноприводные автомобили / В.Ф. Платонов; 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 312 с.
32. Проектирование полноприводных колёсных машин. В 3-х тт. Т. 1 / Б.А. Афанасьев [и др.]; под общ. ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 496 с.
33. Проектирование полноприводных колёсных машин. В 3-х тт. Т. 2 / Б.А. Афанасьев [и др.]; под общ. ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 528 с.

34. Проектирование полноприводных колёсных машин. В 3-х тт. Т. 3 / Б.А. Афанасьев [и др.]; под общ. ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 432 с.
35. Селифонов, В.В. Теория автомобиля / В.В. Селифонов. – М.: Гринлайт, 2009. – 208 с.
36. Таборек, Я. Механика автомобиля / Я. Таборек; под ред. В.Ф. Родионова; пер. с англ. А.Н. Нарбута. – М.: Машгиз, 1960. – 207 с.
37. Теория движения боевых колёсных машин / С.И. Беспалов, Д.А. Антонов, В.П. Лазаренко и др. – М.: Изд-во Министерства обороны, 1993. – 385 с.
38. Успенский, И.Н. Определение тягово-скоростных качеств автомобиля с механической и гидромеханической трансмиссиями / И.Н. Успенский, В.Н. Кравец. – Горький: ГПИ им. А.А. Жданова, 1976. – 78 с.
39. Фаробин, Я.Е. Оценка эксплуатационных свойств автомобилей для международных перевозок / Я.Е. Фаробин, В.С. Шупляков. – М.: Транспорт, 1983. – 200 с.
40. Цитович, И.С. Динамика автомобиля / И.С. Цитович, В.Б. Альгин. – Минск: Наука и техника, 1981. – 191 с.
41. Яковлев, Н.А. Теория автомобиля / Н.А. Яковлев, Н.В. Диваков. – М.: Высшая школа, 1962. – 299 с.
42. Янте, А. Механика движения автомобиля / А. Янте; пер. с нем. Н.И. Владинца и И.А. Левина. – М.: Машгиз, 1958. – 263 с.





**Владислав Николаевич Кравец**

## **ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ**

Издание второе, переработанное

Редактор Т.В. Третьякова  
Компьютерный набор и вёрстка Т.В. Решетова

Подп. в печать 25.04.2013. Формат  $60 \times 84 \frac{1}{16}$ . Бумага офсетная.  
Печать офсетная. Усл. печ. л. 26. Уч.-изд. л. 25. Тираж 200 экз. Заказ

---

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева.  
Типография НГТУ.

Адрес университета и полиграфического предприятия:  
603950, ГСП-41, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24.



**КРАВЕЦ ВЛАДИСЛАВ НИКОЛАЕВИЧ** – доктор технических наук, профессор, действительный член Академии проблем качества Российской Федерации и Российской Академии транспорта, член-корреспондент Академии инженерных наук им. А.М. Прохорова, Заслуженный работник высшей школы Российской Федерации, Отличник высшей школы СССР, Почётный работник высшего профессионального образования Российской Фе-

дерации.

В 1962 г. с отличием окончил Горьковский политехнический институт имени А.А. Жданова (ныне Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева) по специальности «Автомобили и тракторы». По распределению был направлен на преподавательскую работу на кафедру автомобилей и тракторов названного вуза, где работал ассистентом, старшим преподавателем, доцентом. С 1992 г. – профессор, с 2010 г. – ведущий профессор кафедры.

Основал на кафедре научное направление по исследованию и повышению эксплуатационных свойств колёсных машин и совершенствованию их конструкций. Научный руководитель комплекса работ по реализации государственного постановления о создании промышленного транспорта чёрной металлургии страны на базе внедорожных автотранспортных средств особо большой грузоподъёмности. Его разработки защищены 23 авторскими свидетельствами и патентами на изобретения.

Автор и соавтор около 550 научных, учебно-методических и публицистических работ, в том числе 37 книг и брошюр. В числе опубликованных работ 2 учебника и 22 учебных пособия.

Основой настоящего учебника являются лекции, читаемые автором в НГТУ имени Р.Е. Алексеева студентам специальности «Автомобиле- и тракторостроение» в течение более сорока лет.

## Предметный указатель

### А

- Автобус 123
- Автомобиль высокой проходимости 123, 356
  - грузовой 123
  - легковой 123
  - ограниченной проходимости 123, 356
  - повышенной проходимости 123, 356
  - с гидромеханической трансмиссией 80, 116, 142
    - топливная экономичность 116
    - тягово-скоростные свойства 88, 90
- Автоколебания управляемых колёс 228
- Автопоезд 125
  - манёвренность 244
  - торможение 188
  - устойчивость на подъёме 274
- Аквапланирование 29
- Амортизатор 315
- Амплитуда колебаний 295

### Б

- База автомобиля 47, 195, 274
- Баланс мощностной автомобиля 64, 89, 130, 375
  - силовой автомобиля 60, 89, 375
    - колеса 18
  - тормозной автомобиля 154
  - энергетический колеса 18
- Балансировка колёс 225
- Бездорожье 355
- Безопасность автомобиля активная 148, 192, 250

- Буксование колеса 15, 26
  - ведущих колёс 276, 278, 279, 375

### В

- Вибрация 293
  - диапазон частот 294, 309
  - интенсивность 298
  - направление действия 298
- Вибронагруженность 292
- Виброперемещение 293
- Виброскорость 295
- Виброускорение 295
- Виды колебаний автомобиля 316
- Виразж 254
- Вместимость автомобиля 123
- Время запаздывания тормозного привода 164
  - нарастания замедления 164
  - переключения передач 72
  - разгона автомобиля 71, 79
  - растормаживания 166
  - реакции водителя 163
  - служебного торможения 157
  - срабатывания тормозной системы 165
  - торможения остановочное 166
    - полное 166
  - установившегося замедления 165
  - экстренного торможения 162
- Выбор параметров и характеристик гидродинамической передачи 142
  - регулятора тормозных сил 177
  - шин 129
- Высота автомобиля габаритная 44
  - преодолеваемой стенки 358, 365
  - профиля шины 12, 382, 387, 392
  - центра масс 40, 47, 173, 251, 274
  - парусности 47

### Г

- Галопирование 311, 327
- Гироскоп 223

Глубина преодолеваемого брода 363  
    снежной целины наибольшая 369  
График мощностного баланса 65, 89  
    силового баланса 60, 89  
Грузоподъёмность 122  
    удельная 125  
Грунт 379  
    давление 379  
    заболоченный 355  
    коэффициент внутреннего трения 380  
        осадки 380  
        уплотнения 380  
    механические характеристики 379  
    модуль сдвига 383, 390  
    несущая способность 379, 391  
    основание жёсткое 379  
    отпор 386  
    прилипание 385  
    релаксация напряжений 383  
    связный 355  
    сдвиг 380  
    сопротивление сдвигу 380, 383, 390  
        сжатию (смятию) 379  
    суглинистый 355  
    супесчаный 355  
    сцепление внутреннее 380  
    угол внутреннего трения 380, 383

## Д

Давление воздуха в шине 12, 13, 23, 29, 201, 388, 393  
    колеса на грунт 356, 368, 369, 371, 382, 383  
        на твёрдую опорную поверхность 371  
        среднее в контакте 368, 371

    по выступам рисунка протектора 369, 371  
Двигатель 30, 98, 122  
Движение автомобиля асимптотически устойчивое 248  
    криволинейное 191  
    круговое 220, 252, 262, 272, 285  
    на спуске 280  
    неасимптотически устойчивое 248  
    невозмущённое 248  
    неустойчивое 248  
    по косоугору 250  
    прямолинейное 10, 191  
    установившееся 101, 111  
    устойчивое 248  
        криволинейное 262  
        прямолинейное 260  
Движитель колёсный 10  
Декремент колебаний 337  
    логарифмический 338  
Деформация подвески нормальная 313  
    шины боковая 199  
    нормальная 12, 381  
    окружная 14, 26  
Диаграмма разгона 138  
    тормозная 163  
Диаметр гидротрансформатора активный 82, 142  
    колеса наружный 11, 22, 28, 382, 387, 391  
    посадочный 12  
Диапазон передаточных отношений гидротрансформатора рабочий 83  
    передаточных чисел трансмиссии 135  
    частот вибраций 309  
Динамика колеса 15  
Дисбаланс колёс динамический 226  
    комбинированный 226  
    статический 225  
Дисперсия 304

Дифференциал межколёсный 372  
межосевой 375  
повышенного трения 373  
простой шестерёнчатый 372  
самоблокирующийся 373  
с принудительной блокировкой  
374

## Ж

Жёсткость опорной поверхности  
нормальная 10  
подвески нормальная 314  
    приведённая 317, 323,  
    333, 342  
    угловая 269  
шины боковая 201  
нормальная 10, 314

## З

Зависимость статической чувстви-  
тельности к управлению от скорости  
222  
    удельного расхода топлива от  
    степени использования мощно-  
    сти двигателя 103  
Закон распределения передаточных  
чисел геометрический 138  
Замедление автомобиля максималь-  
ное 162  
    при торможении с неполным  
    использованием сил сцепления  
    156, 175  
    установившееся 165  
Занос (скольжение) автомобиля 249,  
251, 253, 255, 289  
    колеса 199, 258  
    осей 259, 260, 262  
Запас курсовой устойчивости 282  
    мощности 66  
    тяговой силы 62  
Застревание автомобиля 355

Знаменатель геометрической про-  
грессии 139

## И

Источники колебаний и вибраций  
автомобиля 292

## К

Категории автотранспортных средств  
122, 123, 174  
Качение колеса по деформируемой  
опорной поверхности 379  
    по твёрдой опорной по-  
    верхности 11  
Квадрат модуля частотной характе-  
ристики 348  
    деформации шин 352  
    перемещений неподрессо-  
    ренной массы 351  
    подрессоренной массы  
    351  
    прогиба подвески 352  
    ускорений подрессоренной  
    массы 352  
Кинематика колеса 15  
    поворота автомобиля с жёсткими  
    колёсами 205  
    с эластичными колёсами  
    207  
    подвески 266, 318  
Классификация автотранспортных  
средств 122  
Колебания автомобиля 309  
    вынужденные 316, 342  
    неустановившиеся 316  
    поперечно-угловые 312  
    продольно-угловые 312  
    свободные без затухания 316,  
    317, 330  
    с затуханием 316, 334, 339  
    связанные 327  
    случайные 316, 349

- управляемых колёс относительно шкворней 222
  - вынужденные 231
  - вызываемые несоответствием кинематики подвески и рулевого привода 224, 231
  - неуравновешенностью колёс 225, 231
- Колесо автомобильное 10
  - ведомое 19
  - ведущее 18, 259
  - нейтральное 19
  - свободное 19
  - тормозящее 19, 149, 259
  - управляемое 193
- Колея автомобиля 195, 211, 257
- Количество ступеней трансмиссии 135, 136
- Координаты обобщённые подрессоренной массы 324
  - центра масс автомобиля 47, 173, 274
- Коэффициент апериодичности 336, 342, 344
  - аэродинамического момента крена 43
    - опрокидывающего 43
    - поворачивающего 43
    - полного 42
  - аэродинамической силы боковой 43
    - подъёмной 43
    - полной 42
  - блокировки дифференциала 211, 373
  - боковой силы 171, 259
  - буксования ведущего колеса 26, 64, 101, 383, 387, 390
  - влияния нагрузки 35
  - демпфирования шины 316
  - динамичности грунта 383
    - подвески 314
  - запаса курсовой устойчивости 282
  - затухания вертикальных колебаний 335
    - парциальный вертикальных колебаний 340
  - изменения нормальных реакций 52, 134, 262
  - использования мощности двигателя 104, 114
    - сцепления дороги 175
    - сцепной силы колёс 246
    - угловой скорости 103
  - корректирующий сопротивления грунта сдвигу 383, 390
  - коррекции передаточных чисел 139
    - увода 203
    - характеристики двигателя 34, 132
  - лобового сопротивления 43, 126
  - момента насоса гидродинамической передачи 82, 87
  - насыщенности протектора 371, 392
  - нормальной деформации шины 12
  - передачи регулятора 181
  - поглощения энергии в подвеске 339
  - полезного действия гидродинамической передачи 82
    - механической трансмиссии 34, 128
    - обратный 150
  - рулевого управления 246
  - согласующего редуктора 86
  - полноты сечения 44
  - поперечной устойчивости 256

приспособляемости двигателя по моменту 32  
по угловой скорости 32  
продольной силы колеса 25, 259  
прозрачности гидротрансформатора 82  
распределения поддресоренных масс 329  
тормозных сил 173  
расхода топлива 114  
свободной тяги 369  
связи 325  
скольжения тормозящего колеса 26, 171, 183  
совпадения следов передних и задних колёс 358, 362  
сопротивления амортизатора 315  
боковому уводу от наклона колеса 205  
силовой 200  
воздуха 45  
грунта качению колеса 384, 387  
дороги 41, 122, 124  
качению колеса 17  
кинематический 17  
осреднённый 39  
силовой 17  
энергетический 18  
шины качению колеса 17, 384  
катящейся с уводом 211  
статической поворачиваемости 220  
сцепления 258  
обобщённый 372  
продольного 27  
поперечного 200  
расчётный 174

сцепной массы (веса) 69, 368, 370  
тангенциальной эластичности шины по моменту 14, 377  
по силе 14  
трансформации гидротрансформатора 82  
трения резины по грунту 390  
учёта вращающихся масс 49, 153, 161, 214  
автомобиля с гидромеханической трансмиссией 92  
формы профиля шины 12  
эффективности торможения 163  
Крен поддресоренной массы 265  
ось 266  
плечо 267  
центр 266  
Критерии воздействия вибрации на человека 298

## Л

Лагранжа уравнение 313  
Лапласа преобразование 348, 349

## М

Макропрофиль дороги 300  
Манёвренность автомобиля 7, 242  
Масса автомобиля в снаряжённом состоянии 125  
неподдресоренная 265, 310  
поддресоренная 265, 310  
полная 128  
сухая 126  
сцепная 368, 369  
Метацентр боковой 286  
Методика построения топливно-экономической характеристики автомобиля 106, 117  
Метод подобия 142

- Методы решения уравнений силового и мощностного балансов 60  
 статистической динамики 348
- Микропрофиль дороги 300  
 среднее значение ординат 303  
 квадратическое значение ординат 304
- Момент автомобиля инерционный 214  
 аэродинамический крена 43  
 опрокидывающий 43  
 поворачивающий 43, 286  
 восстанавливающий 269  
 гироскопический 224, 229  
 двигателя крутящий 31  
 стендовый 34  
 тормозной 150  
 дисбаланса колеса 227  
 инерции вращающихся деталей двигателя 37, 91  
 трансмиссии 90  
 колёс 38, 91  
 инерционный двигателя 37, 90  
 колёс 38, 91  
 насоса гидротрансформатора 91  
 турбины гидротрансформатора 91  
 колеса дестабилизирующий 235  
 крутящий 14  
 стабилизирующий 234, 237, 239  
 весовой 240  
 скоростной 238  
 тормозной 19  
 тяговый 18  
 крена подрессоренной массы 268  
 насоса гидродинамической передачи 81  
 поворачивающий 195, 198, 241  
 силы сцепления колеса с дорогой 38, 151  
 сопротивления качению колёс 17, 51  
 повороту автомобиля 195, 198, 211  
 турбины гидродинамической передачи 81
- Мост автомобиля ведущий 372  
 управляемый 225
- Мощность автомобиля удельная 369  
 двигателя при движении с критической скоростью 131  
 с максимальной скоростью 130  
 стендовая 31, 132  
 затрачиваемая на скольжение колёс 376  
 нагрузки двигателя 104  
 паразитная 377  
 потерь в трансмиссии 35  
 сопротивления воздуха 45  
 движению 369  
 дороги 41  
 качению 40, 369  
 колеса 17  
 подъёму 41  
 разгону 64  
 тяговая на ведущих колёсах 37  
 на крюке 369  
 удельная 369
- Муфта гидродинамическая 80  
 свободного хода 84
- Н**
- Нагрузка автомобиля осевая 127, 372  
 колеса нормальная 13, 23, 29, 201, 388, 393
- Наклон шкворня поперечный 239  
 продольный 236
- Насос гидродинамической передачи 80

Неровности микропрофиля единичные 300

    периодические 301

    случайные 302

Несоответствие кинематики передней подвески и рулевого привода 224

Нормы расхода топлива 120

## О

Обтекаемость автомобиля 45

Октава 294

Определение мощности двигателя максимальной по максимальной скорости 130

    по максимальному динамическому фактору на высшей передаче 131

Опрокидывание автомобиля 249, 251, 252, 254, 271, 274, 275

Отношение передаточное гидродинамической передачи 81

## П

Параметр критический 248

    шины 22, 28, 201, 387, 391

Передача гидродинамическая 80

    гидромеханическая 80

    главная 136

Период колебаний 323, 337

Плавность движения автомобиля 7, 10, 292

Плечо обкатки 240, 242

Плотность микропрофиля спектральная 306

    нормированная 306

Площадь миделя 42, 126

Пневмокоток 357, 381

Поверхность опорная 10

    деформируемая 11, 379

    твёрдая 10

Поворачиваемость автомобиля 219

    избыточная 219, 284

    недостаточная 219, 284

    нейтральная 219, 283

    статическая 220

Поворот автомобиля 191

Подвеска зависимая 267, 318, 356

    независимая 230, 267, 318, 356

Подрессоривание вторичное 292

Подъём преодолеваемый максимальный 68, 76

Показатели оценочные плавности движения 293

    проходимости обобщённые 393

    опорной 368

    профильной 358

    топливной экономичности 98

Показатель статической поворачиваемости 221

Покачивание 311, 327

Полоса габаритная движения 244

    частот октавная 294

    третьоктавная 294

Потери в трансмиссии 34

    в шине силовые (гистерезисные) 17, 20

    скоростные (кинематические) 17, 21

Потеря проходимости 355

Препятствия барьерные 355

    дискретные 355

Прецессия 223

Приёмистость автомобиля 69, 90

Пробой подвески 314

Прогиб подвески 314, 321, 331

    шины 315, 331, 382

Прозрачность гидродинамической передачи 82

Просвет дорожный 358

Проходимость 7, 10, 355

    опорная 368

    профильная 358

Процесс случайный 307  
Путь остановочный 166  
    разгона 74, 79, 94  
    торможения служебного 157  
        экстренного 163  
    тормозной 166

## Р

Радиус виража критический по боковому опрокидыванию 255  
    по боковому скольжению 256  
инерции автомобиля 214  
качения колеса 13  
    ведомого 14  
    ведущего 14  
    свободного 26  
    тормозящего 14  
колеса 11  
    динамический 13  
    свободный 11  
    статический 12  
поворота автомобиля габаритный внешний 243  
    внутренний 243  
    минимальный 243  
    внутренний 243  
    с жёсткими колёсами 206  
    с эластичными колёсами 210, 220  
критический по боковому опрокидыванию 253  
    по боковому скольжению 253  
проходимости поперечный 358, 360  
    продольный 358, 360  
Разгон автомобиля 70, 78  
Размеры автомобиля габаритные 44  
    площади контакта колеса с грунтом 382

Распределение массы автомобиля по осям 127, 209, 217, 220, 263, 285, 323  
    тормозных сил неоптимальное 175

    оптимальное 170

Расход топлива в городском цикле на дороге 109

    контрольный 102

    на заданном маршруте 108  
    путевой 99

    удельный автомобиля 99  
    двигателя 98

    часовой двигателя 99

Расчёт аналитический измерителей расхода топлива 113

    тормозных свойств 163

    тягово-скоростных свойств 75

Расчёт автомобиля тяговый 122

    исходные данные 122

    последовательность 128

    цель 122

Реакция автомобиля на управление кинематическая 192

    силовая 192

    опорной поверхности на колесо нормальная 16

    поперечная (боковая) 216, 258

    продольная 14, 16, 203, 258

    удельная поперечная 171, 259

        продольная 25, 259

    на ось динамическая 51, 172

        по сцеплению с опорной поверхностью 53, 55, 58

        статическая 52

Регулятор тормозных сил динамический 180

    идеальный 179

лучевой 181  
статический 179  
Редуктор согласующий 86, 143  
Режим автомобиля тяговый 9  
качения колеса 18  
ведомый 19  
ведущий 18  
нейтральный 19  
свободный 19  
тормозной 19  
Режимы работы гидротрансформатора 83  
торможения 147  
Резонанс высокочастотный 346  
низкочастотный 346  
Рыскание автомобиля 311

## С

Свес 358, 359  
Свойства тормозные 7, 10, 147  
тягово-скоростные 7, 9  
Сила аэродинамическая боковая 43, 286  
подъёмная 43, 47  
полная 42  
боковая 198, 214, 220, 258  
взаимодействия в сцепном устройстве 45  
возмущающая 248  
движущая 47  
инерции автомобиля 173, 214  
вращающихся частей автомобиля 46  
поступательно движущихся частей автомобиля 45, 47  
центробежная 216  
колеса боковая 171, 199, 258  
инерционная 16, 25  
полная окружная 18  
тяговая 18  
продольная 15

тангенциальная 13  
толкающая 19  
сопротивления амортизатора 315, 335, 339  
воздуха 43  
удельная 156  
движению 355, 378  
дороги 41  
качению автомобиля 38, 48, 152, 161  
колеса 17  
от гистерезисных потерь в шине 384  
от прилипания грунта 385  
от сдвига грунта 386  
от смятия грунта 384  
от экскавационного погружения в грунт 386  
подъёму 40  
прицепа 46, 47, 151, 274  
разгону 45, 49  
сцепления колеса с опорной поверхностью 27, 389  
между частицами грунта 380  
тормозная автомобиля 153  
удельная 156  
двигателя 153  
удельная 156  
трения в подвеске 311, 334  
в шине 20, 316, 334  
выступов протектора о грунт 390  
между частицами грунта 380  
тяги автомобиля полная 369  
свободная 369

- ведущего колеса 18
- на крюке 369
  - удельная 155, 369
- тяговая на ведущих колёсах 36
  - удельная для совершения поворота 246
- тяжести автомобиля 38
  - автопоезда приведённая 189
  - управляющая 248
- Силы, действующие на автомобиль при криволинейном движении 210
  - при прямолинейном движении 46
    - на подъёме 47, 274
  - при торможении на подъёме 151
- Система колебательная 309
  - подрессоривания 313
  - тормозная антиблокировочная 182
    - вспомогательная 148, 187
    - запасная 148, 184
    - рабочая 148
    - стояночная 148, 186
- Складывание автопоезда 189, 190
- Скольжение гидродинамической передачи 82
  - колеса боковое 199, 258
- Скорость автомобиля 15
  - минимальная устойчивая 134
  - максимальная 62, 67, 76, 102, 124
  - экономичная 102
  - аквапланирования шины 29
  - колеса действительная 26
    - теоретическая 25
    - угловая 13
  - критическая движения на вираже по боковому опрокидыванию 255
    - по боковому скольжению 256
    - по динамической характеристике 67, 131
    - по курсовой устойчивости 285
    - установившегося кругового движения по боковому опрокидыванию 253
      - по боковому скольжению 253
      - по боковому скольжению колёс оси 263
    - поворота угловая с жёсткими колёсами 206
      - с эластичными колёсами 210, 221
      - центра масс 212
- Смещение временное 307
  - корреляционное 304
- Снег 355
- Соотношения углов поворота управляемых колёс 205, 210
- Сопrotивление качению колеса по деформируемой опорной поверхности 384
  - по твёрдой опорной поверхности 20
- Составляющие силы сопротивления воздуха 43
- Способы поворота колёсных машин 193
  - уменьшения колебаний колёс относительно шкворней 230
- Стабилизатор поперечной устойчивости 270
- Стабилизация управляемых колёс 232
  - за счёт увода 233
    - продольного наклона или смещения шкворня 236

поперечного наклона шкворня 239  
Степень использования мощности двигателя 66, 104, 115  
угловой скорости вала двигателя 104  
свободы недрессоренной массы 311  
дрессоренной массы 310  
статической поворачиваемости 221

## Т

Теория нелинейного увода 203  
Торможение автомобиля 147  
двигателем 157  
длительное непрерывное 147, 160  
полное 147  
рабочее 147, 158  
служебное 147, 154  
совместное двигателем и тормозными механизмами 158  
с полным использованием сил сцепления 160  
стояночное 147  
тормозом-замедлителем 187  
частичное 147  
экстренное 147  
Тормоз-замедлитель 148  
моторный 148  
Точка направляющая 191  
нейтральной поворачиваемости 281  
Трансмиссия гидромеханическая 80, 116, 142  
механическая 34, 123, 132  
Трансформатор гидродинамический 81  
блокируемый 84

комплексный 84  
непрозрачный 83, 143  
полимерический 84  
прозрачный 83, 144

Трение в подвеске вязкостное 311  
сухое 311

## У

Увод колеса боковой 198  
кинематический 204  
силовой 199  
Угол гибкости автопоезда 358, 361  
крена дрессоренной массы (кузова) 268, 271, 273  
критический виража по боковому опрокидыванию 255  
по боковому скольжению 256  
косогора по боковому опрокидыванию 251  
по боковому скольжению 252  
курсовой автомобиля 191, 249  
наибольший преодолеваемого косогора 358, 360  
подъёма 76, 358, 360  
по опрокидыванию автомобиля 275  
по сцеплению ведущих колёс автомобиля 276, 278, 279  
наклона шкворня продольный 236  
поперечный 239  
перекоса мостов 358, 361  
проходимости продольный 358, 360  
свеса автомобиля 358, 359  
увода колеса 199, 205  
фазовый 294, 322, 345, 366  
Уклон дороги 40  
поперечный 355

продольный 355  
Управление автомобилем 191  
Управляемость автомобиля 7, 10, 191  
Уравнение движения автомобиля прямолинейного 47  
    при торможении 151  
    качения колеса ведомого 19  
    ведущего 16  
    нейтрального 19  
    свободного 19  
    тормозящего 19  
    расхода топлива путевого 100  
    с гидромеханической трансмиссией 117  
    удельного 100  
    частот колебаний 326, 332, 341  
Уровень виброскорости 297  
    логарифмический 297  
    виброускорения 297  
    логарифмический 297  
Усилие на рулевом колесе при повороте на месте 246  
Ускорение разгона автомобиля 15, 69, 78  
    центра масс 213  
Условие безопасности автомобиля 252, 254, 256  
    отсутствия циркуляции мощности в трансмиссии полноприводного автомобиля 379  
    прекращения погружения колеса в грунт 384  
    рациональности торможения автомобиля с неотсоединённым двигателем 159  
Условия возможности движения автомобиля 50, 355  
    движения критические 248  
    дорожные ухудшенные 355  
    осуществления поворота 196, 198

Устойчивость автомобиля 7, 248  
    аэродинамическая 250, 286  
    гравитационная 250  
    инерционная 250  
    курсовая 249, 281  
    поперечная 250  
    продольная 250, 274  
    против заноса 249, 258  
    траекторная 249  
    движения 248  
    положения 248  
Устройство направляющее подвески 230, 266, 270  
    седельно-цепное 361  
    тягово-цепное 360

## Ф

Фактор динамический 66, 131  
    по сцеплению 68  
    тормозной динамический 155  
    обтекаемости 45, 126  
Формула колёсная 123, 356  
Функция микропрофиля корреляционная 304  
    нормированная 304  
    стационарная 302  
    центрированная 304  
    эргодическая 302  
    передаточная 348, 350  
Фурье преобразование 306

## Х

Характеристика автомобиля амплитудно-частотная 346  
    динамическая 66, 89  
    мощностная 65, 89  
    статистическая выходного процесса 353  
    топливно-экономическая 101, 102, 117  
    тяговая 60  
амортизатора 315

гидродинамической передачи  
безразмерная 81

двигателя нагрузочная 103

    скоростная внешняя 31,  
    104

    частичная 31

регулятора тормозных сил ра-  
бочая 178

системы «двигатель – гидро-  
трансформатор» входная 86

    выходная 87

подвески приведённая упругая  
313

упругого элемента подвески 314  
шины упругая 314

Характеристики механической транс-  
миссии 34

опорной поверхности геометри-  
ческие 300

поверхности движения 379

системы подрессоривания 313

топливно-экономические ав-  
томобиля 101, 102

    с гидромеханической транс-  
миссией 117

тягово-скоростных свойств ав-  
томобиля 60

    с гидромеханической транс-  
миссией 88

## Ц

Центр боковых реакций 281

    колебаний кузова 327

    колеса 11

    контактной площадки 51, 172,  
    251, 252, 254, 275

    масс автомобиля 47, 151, 274

    парусности 42, 47, 286

    поворота автомобиля 205, 207

    подрессоренной массы 266, 310,  
    323

Цикл ездовой городской 109

Циркуляция мощности 374

## Ч

Частота воздействия (возмущения)  
301, 307, 346

    вращения вала двигателя 31,  
    128

    колебаний вынужденных 346

        свободных 346

        парциальная 326, 332,  
        340

        резонансная 346

        связи 327, 332

        собственная 321, 326,  
        332, 336, 341

    октавная центральная 294

    путевая 302

    угловая 321

    циклическая 302

Число передаточное базовой короб-  
ки передач 137

    главной передачи 136

    заднего хода 140

    подвески 319

    промежуточной передачи  
    коробки передач 137

    раздаточной коробки 141

    рулевого управления 246

    согласующего редуктора  
    143

    трансмиссии максимальное  
    132

        минимальное 135

    степеней свободы колебатель-  
    ной системы 309

Чувствительность статическая авто-  
мобиля к управлению 221

## Ш

Шероховатость дороги 300

Шимми 228

Шина автобуса 129  
арочная 356, 381  
грузового автомобиля 129  
диагональная 129  
легкового автомобиля 129  
радиальная 129  
с регулируемым давлением 129,  
356, 381  
широкопрофильная 356, 381  
Ширина автомобиля габаритная 44  
поворотная по следу колёс 244  
преодолеваемого рва 367  
профиля шины 12, 201, 387, 391  
Штамп испытательный 379, 380

## Э

Экономичность топливная автомо-  
биля 7, 97  
двигателя 98  
Эксцентриситет колеса 225  
Эскарп 358  
Эффект бульдозерный 386  
Эффективность тормозной системы  
вспомогательной 187  
запасной 184  
рабочей 162, 163  
стояночной 186

## Ю

Юз колеса 15