

УДК 629.35

DOI: 10.46960/1816-210X_2026_1_95
EDN ZWEZJA**СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА
«БОРТОВОЙ ФРИКЦИОН» И «ЗК»****Б.В. Падалкин**

ORCID: 0009-0005-2766-6966 e-mail: padalkin@bmstu.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
*Москва, Россия***А.А. Стадухин**

ORCID: 0000-0003-1414-3435 e-mail: ant.m9@ya.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
*Москва, Россия***Д.С. Сахаров**

ORCID: 0009-0006-0495-5914 e-mail: saharow.danii@yandex.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Москва, Россия

Проведен сравнительный анализ маневренности гусеничных машин, оснащенной механизмами поворота «Бортовой фрикцион» и «ЗК» (Зайчика-Крейснера). Показано, что механизм поворота ЗК обеспечивает до 5,5 раз меньшую нагрузку на элементы управления, меньшую потребляемую мощность двигателя и меньшие потери мощности в повороте во всех исследуемых режимах. ЗК обладает большими тяговыми свойствами и более высокой маневренностью на любой передаче в сравнении с механизмом поворота «Бортовой фрикцион». Режим работы двигателя на гусеничной машине с ЗК смещается в зону с большими частотами вращения коленчатого вала и меньшими требуемыми крутящими моментами, что позволяет обеспечить лучшую маневренность в случае применения автомобильных бензиновых двигателей, развивающих большие моменты на высоких частотах вращения коленчатого вала.

Ключевые слова: гусеничная машина; маневренность; механизм поворота; бортовой фрикцион; тяговые свойства; фрикционные элементы управления.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Падалкин, Б.В. Сравнительный анализ механизмов поворота «Бортовой фрикцион» и «ЗК» / Б.В. Падалкин, А.А. Стадухин, Д.С. Сахаров // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2026. № 1. С. 95-107. DOI: 10.46960/1816-210X_2026_1_95 EDN: ZWEZJA

**COMPARATIVE ANALYSIS OF «SIDE FRICTION CLUTCH» AND «ZK»
STEERING MECHANISMS****B.V. Padalkin**

ORCID: 0009-0005-2766-6966 e-mail: padalkin@bmstu.ru

Moscow State Technical University n.a. N.E. Bauman
*Moscow, Russia***A.A. Stadukhin**

ORCID: 0000-0003-1414-3435 e-mail: ant.m9@ya.ru

Moscow State Technical University n.a. N.E. Bauman
Moscow, Russia

D.S. SakharovORCID: **0009-0006-0495-5914** e-mail: **saharow.danii@yandex.ru**

Moscow State Technical University n.a. N.E. Bauman

Moscow, Russia

Abstract. The article provides a comparative analysis of the maneuverability of tracked vehicle equipped with the «side friction clutch» and «ZK» (Zaichik-Kreisner) steering mechanisms. Analysis of results showed that ZK steering mechanism provides up to 5.5 times less load on the control elements, less required engine power and less power loss when turning in all studied modes. ZK possesses greater traction properties and higher maneuverability on any gear in comparison with «side friction clutch» steering mechanism. The engine operating mode on a tracked vehicle with ZK shifts to a zone with higher crankshaft rotation frequencies and lower required torques, which ensures better maneuverability in the case of using automobile gasoline engines that develop high torques at high crankshaft rotation frequencies.

Key words: tracked vehicle; maneuverability; steering mechanism; side friction clutch; traction properties; friction clutch control elements.

FOR CITATION: B.V. Padalkin, A.A. Stadukhin, D.S. Sakharov. Comparative analysis of «Side friction clutch» and «ZK» steering mechanisms. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2026. № 1. Pp. 95-107.

DOI: 10.46960/1816-210X_2026_1_95 EDN: ZWEZJA

Введение

Растущая потребность в гусеничных мобильных роботах, а также в легких гражданских гусеничных машинах (ГМ) заставляет искать новые пути по удешевлению их конструкции, например, использование готовых агрегатов из крупносерийного производства автомобилей. Автомобильный бензиновый двигатель внутреннего сгорания (ДВС) обладает высокой мощностью и низкой стоимостью, однако его использование для гусеничной машины затрудняется несколько неподходящими характеристиками. ДВС малолитражного автомобиля адаптирован для длительной и экономичной работы на низких частотах вращения (порядка 2000 об/мин), но в таком режиме двигатель не способен развить высокий крутящий момент и в случае внезапного увеличения сопротивления может заглохнуть. При этом гусеничная машина испытывает значительное (в 3...10 раз) [1, 2] увеличение требуемой силы тяги при каждом входе в поворот. Следовательно, использование наиболее экономичного режима работы ДВС невозможно, и приходится поднимать частоту вращения коленчатого вала до 4000 об/мин, где у большинства отечественных двигателей обеспечивается максимальный крутящий момент (рис. 1).

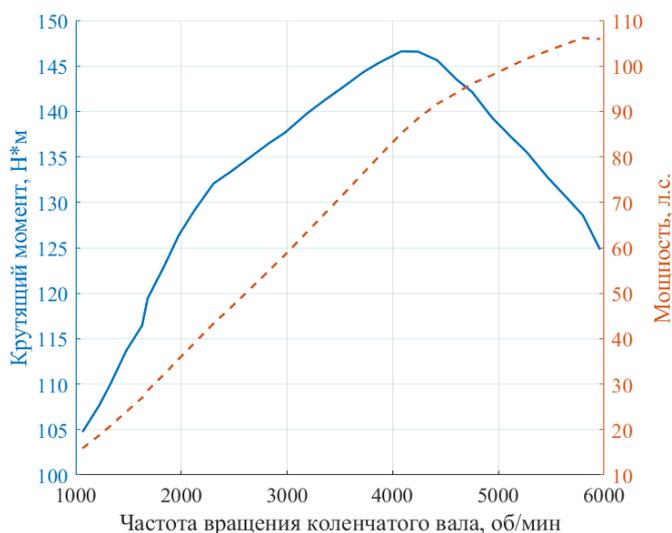


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя ВАЗ 21127

Fig. 1. External speed characteristics of the VAZ 21127 engine

Такое решение приводит к избыточному расходу топлива, повышенному шуму, сложности управления и невозможности двигаться с малыми скоростями. Указанные недостатки могут быть устранены путем применения в трансмиссии гусеничной машины механизма поворота, обладающего высокими тяговыми качествами в повороте. Начиная с самых первых гусеничных машин, одним из наиболее простых и наиболее часто используемых механизмов поворота (МП) является «Бортовой фрикцион» (БФ). К его недостаткам относят низкую энергоэффективность (в том числе, из-за отсутствия рекуперации мощности в повороте), высокую нагрузку на фрикционы и тормоза, а также сравнительно низкие тяговые качества в повороте [2]. Для обеспечения высоких тяговых качеств в повороте на некоторых гусеничных машинах (например, на советских тяжелых танках ИС-4 и Т-10) применялся МП ЗК (назван в честь своих разработчиков Г.И. Зайчика, М.А. Крейнеса, М.К. Кристи, являвшихся сотрудниками МВТУ им. Н.Э. Баумана). Указанный механизм обеспечивает увеличение силы тяги ГМ за счет снижения скорости перемотки отстающей и забегающей гусениц. Недостатком МП ЗК является то, что в некоторых режимах работы он может обеспечивать непредсказуемый радиус поворота (зависящий от свойств опорного основания). По этой причине механизм не получил широкого применения. Однако современные электронные регуляторы позволяют обеспечить устойчивое движение ГМ с ЗК и сделать этот механизм поворота перспективным.

В данной работе предлагается исследовать возможность применения МП ЗК для легкой гражданской гусеничной машины с автомобильным ДВС, а также сравнить этот вариант с МП БФ, который обычно применяется для такого рода техники.

Описание конструкции и расчетные зависимости для механизма поворота «Бортовой фрикцион»

МП БФ состоит из четырех элементов управления: двух тормозов Т и двух фрикционных муфт Ф (рис. 2).

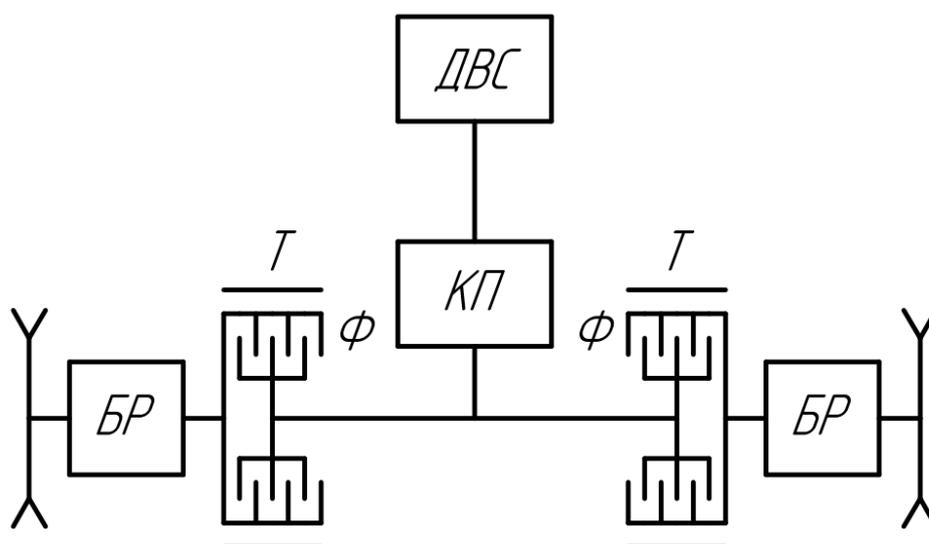


Рис. 2. Схема трансмиссии с бортовым фрикционом:

*ДВС – двигатель внутреннего сгорания; КП – коробка передач;
Ф – фрикцион; Т – тормоз; БР – бортовой редуктор*

Fig. 2. Transmission diagram with a side friction clutch:

*ДВС – internal combustion engine; КП – gearbox; Ф – friction clutch; Т – brake;
БР – side reducer*

Прямолинейное движение гусеничной машины с этим механизмом поворота устойчиво, так как при включении обоих фрикционов обеспечивается жесткая кинематическая связь ведущих колес обоих бортов. Для начала поворота выключается фрикцион отстающего борта. Забегающая гусеница остается кинематически связана с двигателем, т.е. сохраняет скорость прямолинейного движения (такие механизмы поворота относят ко второму типу [2]). Более крутые повороты достигаются путем торможения отстающей гусеницы тормозом Т. В нем утилизируется энергия, приходящая со стороны опорного основания (рис. 3), т.е. данный МП не обеспечивает рекуперацию энергии в повороте.

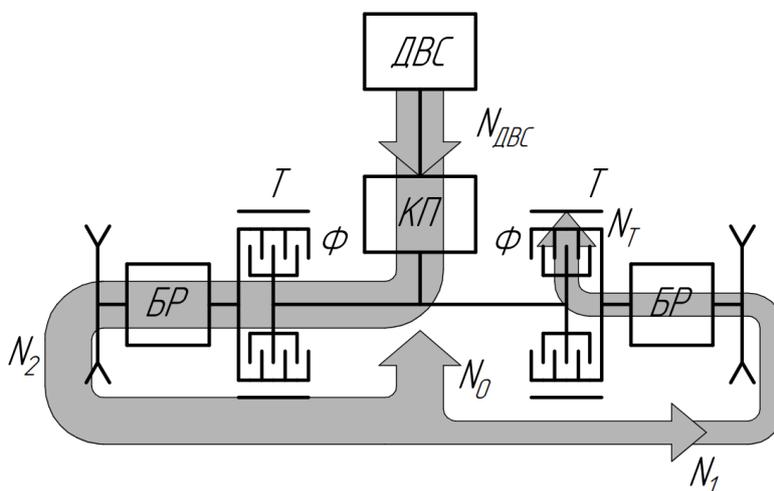


Рис. 3. Поворот гусеничной машины с механизмом поворота «Бортовой фрикцион» путем включения тормоза отстающего борта

Fig. 3. Turning a tracked vehicle with the «side friction clutch» steering mechanism by engaging the brake of the lagging side

Работа МП БФ описывается зависимостями (1-9), требуемые силы тяги на грунте определяются зависимостями (10-12).

$$M_{1МП} = \max\left(0, \frac{P_1 \cdot r_{вк}}{i_{бр}}\right), \quad (1)$$

где $M_{1МП}$ – потребный крутящий момент на выходе МП со стороны отстающего борта, Н·м;
 P_1 – потребная сила тяги на отстающем борту, Н;
 $r_{вк}$ – радиус ведущего колеса, м;
 $i_{бр}$ – передаточное отношение бортового редуктора.

$$M_{2МП} = \frac{P_2 \cdot r_{вк}}{i_{бр}}, \quad (2)$$

где $M_{2МП}$ – потребный крутящий момент на выходе МП со стороны забегающего борта, Н·м;
 P_2 – потребная сила тяги на забегающем борту (формула 11), Н.

$$M_{1фр} = M_{1МП}, \quad (3)$$

где $M_{1фр}$ – потребный крутящий момент на фрикционе отстающего борта МП.

$$M_{2фр} = M_{2МП}, \quad (4)$$

где $M_{2фр}$ – потребный крутящий момент на фрикционе забегающего борта МП.

$$M_{КП} = M_{1фр} + M_{2фр}, \quad (5)$$

где $M_{КП}$ – потребный крутящий момент от коробки передач, Н·м.

$$T_1 = \max\left(0, -\frac{P_1 \cdot r_{вк}}{i_{бр}}\right), \quad (6)$$

где T_1 – тормозной момент тормоза отстающего борта, Н·м.

$$w_{2\text{фр}} = \frac{V_c \cdot (B + 2 \cdot R_t) \cdot i_{\text{бр}}}{2 \cdot R_t \cdot r_{\text{БК}}}, \quad (7)$$

где $w_{2\text{фр}}$ – угловая скорость фрикциона забегающего борта, рад/с;

V_c – скорость центра масс ГМ, м/с;

B – ширина колеи ГМ, м;

R_t – теоретический радиус поворота ГМ, м.

Здесь и далее под радиусом поворота R_t понимается теоретический радиус поворота, т.е. радиус поворота ГМ без учета юза и буксования гусениц.

$$w_{1\text{фр}} = \frac{V_c \cdot (B - 2 \cdot R_t) \cdot i_{\text{бр}}}{2 \cdot R_t \cdot r_{\text{БК}}}, \quad (8)$$

где $w_{1\text{фр}}$ – угловая скорость фрикциона отстающего борта, рад/с.

$$w_{\text{КП}} = w_{2\text{фр}}, \quad (9)$$

где $w_{\text{КП}}$ – угловая скорость выходного вала коробки передач, рад/с.

$$P_2 = \frac{m_{\text{ГМ}} \cdot g \cdot f}{2} + \frac{\mu \cdot m_{\text{ГМ}} \cdot g \cdot L_{\text{ГМ}}}{4 \cdot B_{\text{ГМ}}}, \quad (10)$$

где $m_{\text{ГМ}}$ – масса гусеничной машины, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

f – коэффициент сопротивления прямолинейному движению;

μ – коэффициент сопротивления повороту;

$L_{\text{ГМ}}$ – длина опорной ветви гусеницы, м;

$B_{\text{ГМ}}$ – ширина колеи ГМ, м.

$$P_1 = \frac{m_{\text{ГМ}} \cdot g \cdot f}{2} - \frac{\mu \cdot m_{\text{ГМ}} \cdot g \cdot L_{\text{ГМ}}}{4 \cdot B_{\text{ГМ}}}, \quad (11)$$

$$\mu = \frac{\mu_{\text{max}}}{0,925 + 0,15 \cdot \frac{R_t}{B_{\text{ГМ}}}}, \quad (12)$$

где μ_{max} – максимальный коэффициент сопротивления повороту.

Описание конструкции и расчетные зависимости для механизма поворота ЗК

Принцип работы механизма поворота ЗК основан на свойстве планетарного ряда создавать на центральных звеньях разные по величине и направлению моменты (рис. 4). При ведущем малом центральном колесе и наличии на нем момента $M_{\text{тр}}$, подведенного от трансмиссии, на водило передается момент $M_0 = (1 + k) \cdot M_{\text{тр}}$, где k – конструктивный параметр планетарного ряда. Увеличение моментов на ведомых элементах планетарного ряда по сравнению с моментом, подведенным к ведущему элементу можно использовать для увеличения тяги гусеничной машины в повороте. Для поворота в обе стороны механизм поворота должен иметь два симметрично расположенных планетарных ряда (рис. 5). Управление поворотом осуществляется с помощью двух фрикционов Ф и двух тормозов Т.

При прямолинейном движении включены оба фрикциона, звенья планетарного ряда вращаются как одно целое. Прямолинейное движение устойчиво. Для начала поворота постепенно выключается фрикцион со стороны отстающего борта. Когда требуемая сила тяги на отстающей гусенице становится меньше нуля (т.е. отстающая гусеница перестает потреблять мощность от трансмиссии и начинает отдавать ее), начинается процесс рекуперации мощности. Он заключается в автоматической передаче части мощности со стороны гусеницы отстающего борта на гусеницу забегающего борта.

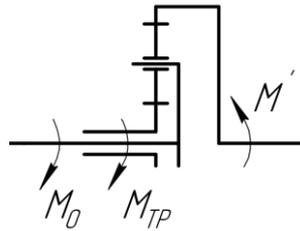


Рис. 4. Схема планетарного ряда с двумя ведомыми элементами:
 M' – крутящий момент на большом центральном колесе планетарного ряда,
 M_{mp} – крутящий момент на малом центральном колесе планетарного ряда,
 M_0 – крутящий момент на водиле планетарного ряда

Fig. 4. Diagram of a planetary gear set with two driven elements:
 M' – torque on the large central wheel of the planetary gear set, M_{mp} – torque on the small central wheel of the planetary gear set, M_0 – torque on the planetary gear set carrier

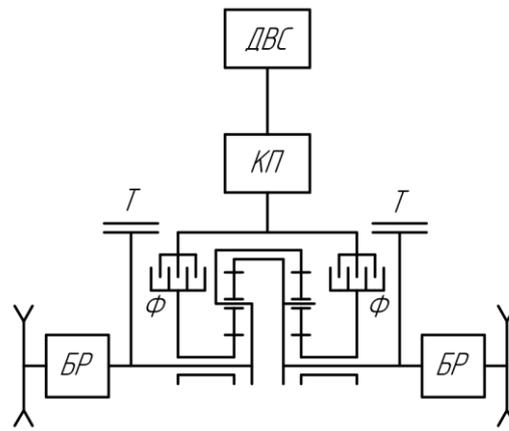


Рис. 5. Схема трансмиссии с механизмом поворота ЗК:
ДВС – двигатель внутреннего сгорания; КП – коробка передач;
Т – тормоз; Ф – фрикцион; БР – бортовой редуктор

Fig. 5. Transmission diagram with a ZK steering mechanism:
ДВС – internal combustion engine; КП – gearbox; Т – brake; Ф – friction clutch; БР – side reducer

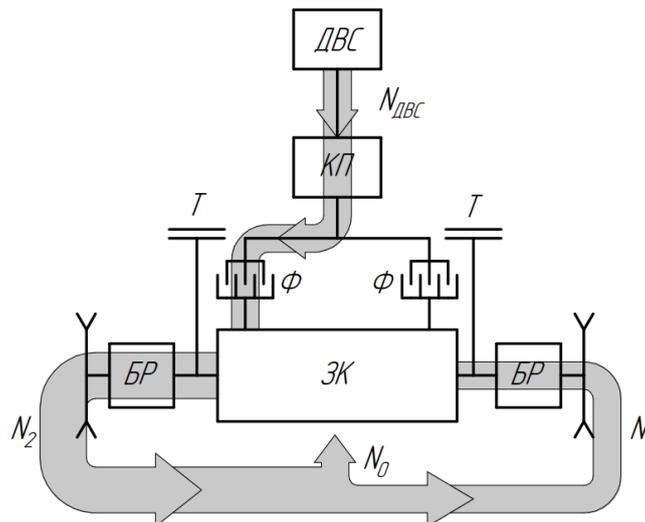


Рис. 6. Поворот гусеничной машины с механизмом поворота ЗК с полностью выключенным фрикционом

Fig. 6. Turning a tracked vehicle with a ZK steering mechanism with the friction clutch fully disengaged

При отключении фрикциона происходит полная рекуперация мощности в повороте, т.е. вся мощность отстающего борта передается на забегающий (рис. 6). В этом режиме момент, передаваемый из МП на забегающий и отстающий борт, больше, чем входящий, однако скорости вращения выходных валов меньше (такие механизмы относят к третьему типу [3]). Частичная рекуперация мощности сохраняется при постепенном включении тормоза со стороны отстающего борта для обеспечения малых радиусов поворота. Если тормоз отстающего борта включен полностью, то происходит поворот вокруг остановленного борта, причем момент на забегающем борту по-прежнему увеличен. Работа МП ЗК описывается зависимостями (13-21), требуемые силы тяги на грунте определяются зависимостями (10-12).

$$M_{1МП} = \frac{P_1 \cdot r_{BK}}{i_{6p}}, \tag{13}$$

$$M_{2МП} = \frac{P_2 \cdot r_{BK}}{i_{6p}}, \tag{14}$$

$$T_1 = \max \left(0, -\frac{M_{1МП} \cdot (1 + k) + M_{2МП} \cdot k}{k + 1} \right), \tag{15}$$

$$M_{2фр} = \frac{1 + k}{1 + 2 \cdot k} \cdot M_{2МП} + \frac{k}{1 + 2 \cdot k} \cdot (M_{1МП} + T_1), \tag{16}$$

$$M_{1фр} = \frac{1 + k}{1 + 2 \cdot k} \cdot (M_{1МП} + T_1) + \frac{k}{1 + 2 \cdot k} \cdot M_{2МП}, \tag{17}$$

$$M_{КП} = M_{1фр} + M_{2фр}, \tag{18}$$

$$w_{1фр} = (1 + k) \cdot \frac{V_c \cdot (B - 2 \cdot R_t) \cdot i_{6p}}{2 \cdot R_t \cdot r_{BK}} - k \cdot \frac{V_c \cdot (B + 2 \cdot R_t) \cdot i_{6p}}{2 \cdot R_t \cdot r_{BK}}, \tag{19}$$

$$w_{2фр} = (1 + k) \cdot \frac{V_c \cdot (B + 2 \cdot R_t) \cdot i_{6p}}{2 \cdot R_t \cdot r_{BK}} - k \cdot \frac{V_c \cdot (B - 2 \cdot R_t) \cdot i_{6p}}{2 \cdot R_t \cdot r_{BK}}, \tag{20}$$

$$w_{КП} = w_{2фр}. \tag{21}$$

Объект исследования

В качестве объекта исследования была принята гусеничная машина со следующими параметрами (табл. 1).

Таблица 1.

Основные характеристики исследуемой ГМ

Table 1.

Main characteristics of the tracked vehicle under study

| Параметр | Значение | |
|---|--------------------|-------|
| Модель КП | ВА3 2182 | |
| Модель ДВС | ВА3 21127 | |
| Передаточное отношение КП $i_{кп}$ | Главная пара | 3,7 |
| | Первая передача | 3,636 |
| | Вторая передача | 1,95 |
| | Третья передача | 1,357 |
| | Четвертая передача | 0,941 |
| Передаточное отношение БР i_{6p} | 3,3 | |
| Масса ГМ $m_{ГМ}$, кг | 3800 | |
| База ГМ $L_{ГМ}$, м | 2,666 | |
| Ширина колеи ГМ $B_{ГМ}$, м | 1,655 | |
| Радиус ведущего колеса ГМ r_{BK} , м | 0,22 | |
| Конструктивный параметр k (для МП ЗК) | 2 | |

Для указанной гусеничной машины была построена тягово-скоростная характеристика (график динамического фактора, рис. 7). Машина обладает достаточными тяговыми качествами в прямолинейном движении, однако, как будет показано далее, тяговые качества в повороте могут быть неудовлетворительными.

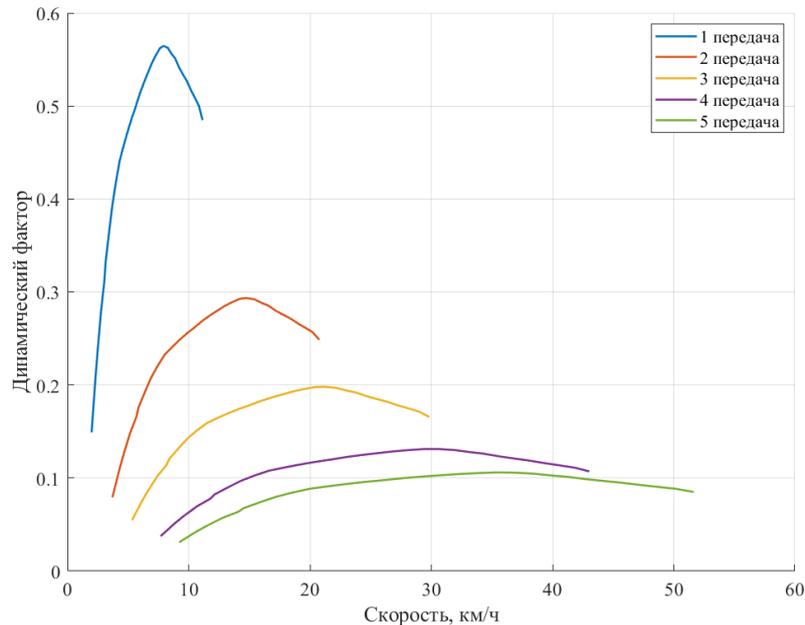


Рис. 7. Динамический фактор гусеничной машины

Fig. 7. Dynamic factor of a tracked vehicle

Для МП БФ была определена зависимость минимального реализуемого радиуса поворота от скорости ГМ (рис. 8).

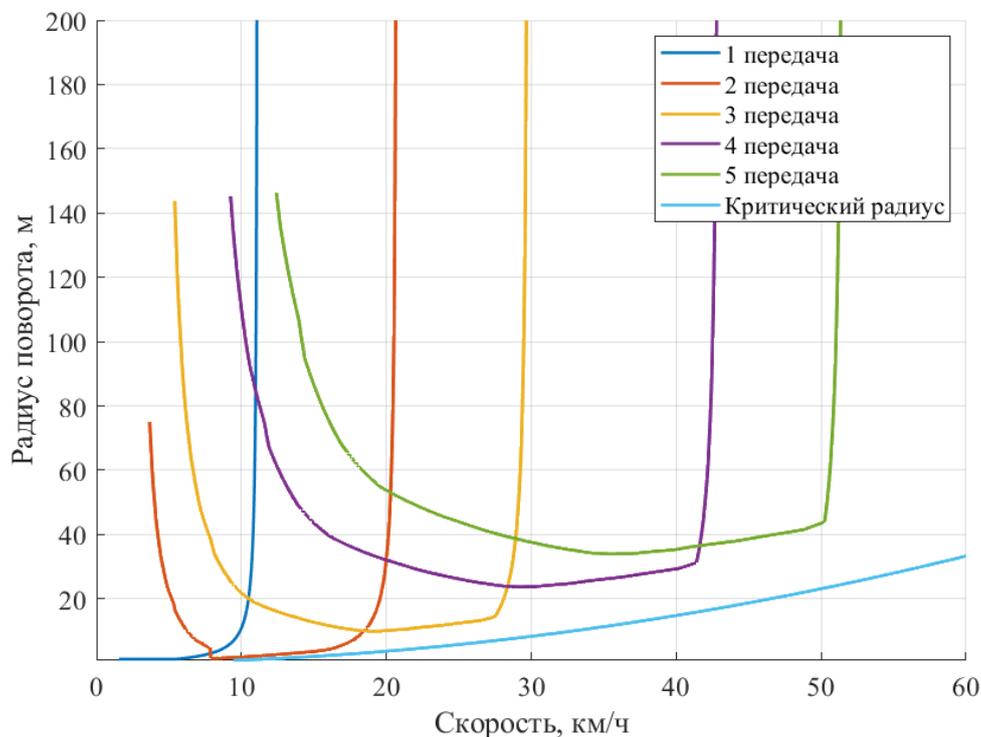


Рис. 8. Минимальный фактический радиус поворота, который способен реализовать двигатель, в зависимости от скорости центра масс для МП «Бортовой фрикцион»

Fig. 8. The minimum actual turning radius that the engine can achieve, depending on the speed of the center of mass for the «side friction clutch» steering mechanism

Зависимость была определена с применением формул (1-12) следующим образом. Задавалась скорость движения V_1 и радиус поворота R_1 при движении на каждой передаче. По приведенным зависимостям определялись угловая скорость и крутящий момент выходного вала коробки передач, требуемые для обеспечения движения. Используя передаточное отношение КП на выбранной передаче, определялась требуемая угловая скорость и момент от двигателя. Если реальный крутящий момент ДВС при потребной частоте вращения меньше требуемого момента, то ГМ не сможет повернуть на заданной скорости с заданным радиусом. В этом случае радиус поворота увеличивали на малую величину ΔR_1 и повторяли расчет. Если величина требуемого крутящего момента меньше или равна величине реализуемого двигателем крутящего момента, то это означает, что ГМ способна повернуть на заданной скорости с заданным радиусом. При таком способе расчета погрешность определения радиуса поворота будет равна ΔR_1 (для данной работы выбран $\Delta R_1 = 0,05$ м). Расчет производился для грунта с коэффициентом сопротивления прямолинейному движению $f = 0,04$ и максимальный коэффициентом сопротивления повороту $\mu_{max} = 0,85$.

На рис. 8 дополнительно показана зависимость критического радиуса от скорости. Критическим называют предельный радиус поворота, меньше которого ГМ уходит в неконтролируемый занос. Он определяется по следующей формуле (22) [4]:

$$R_{кр} = \frac{V_{кр}^2}{\mu_{max} \cdot g}, \quad (22)$$

где $R_{кр}$ – критический радиус, м;

$V_{кр}$ – критическая скорость по заносу, м/с.

Чтобы сравнивать критический радиус с минимально реализуемым радиусом поворота, необходимо перевести теоретический радиус поворота в фактический. Для этого используется формула (23) [4]:

$$R_f = 1,3 \dots 1,8 \cdot R_t, \quad (23)$$

где R_f – фактический радиус поворота, м.

В расчетах примем $R_f = 1,5 \cdot R_t$.

Анализ графика показывает, что МП «Бортовой фрикцион» способен обеспечить поворот гусеничной машины вокруг остановленного борта на первой передаче при низких скоростях движения. На второй передаче в широком диапазоне оборотов двигателя фактический радиус поворота близок к критическому. На других передачах при более высоких скоростях движения фактический радиус поворота в несколько раз больше критического. Следовательно, возможно уменьшение радиусов поворота без вхождения машины в занос. Кроме того, необходимо помнить, что на рисунке изображены радиусы поворота при работе двигателя на внешней скоростной характеристике. На практике это означает, что для достижения таких радиусов поворота при заданных скоростях движения, механику-водителю придется полностью выжимать педаль акселератора, что создает неудобства из-за невозможности тонкого контроля тяги.

Определим фактическую угловую скорость поворота вокруг остановленного борта. Для этого воспользуемся зависимостью (24), если данной скорости соответствует минимальный радиус поворота $R_f = 1,5 \cdot \frac{B}{2}$.

$$\omega_z = \frac{2 \cdot V_c}{B \cdot 1,5}, \quad (24)$$

где ω_z – фактическая угловая скорость поворота корпуса, рад/с.

На рис. 9 представлена зависимость фактической угловой скорости корпуса от угловой скорости вращения коленчатого вала при фактическом радиусе поворота $R_f = 1,5 \cdot \frac{B}{2}$ для механизма поворота «Бортовой фрикцион». Поворот осуществим только на первой передаче. Однако угловая скорость поворота довольно высока: 1,24 рад/с; полный разворот на 360 ° ГМ совершит примерно за 5 сек.

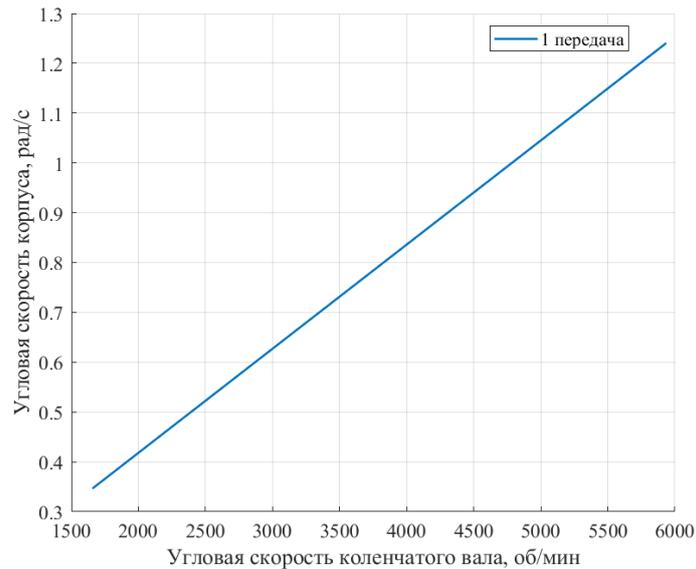


Рис. 9. Зависимость угловой скорости корпуса от угловой скорости коленчатого вала при радиусе поворота $R = B/2$ для механизма поворота «Бортовой фрикцион»

Fig. 9. Dependence of the angular velocity of the frame on the angular velocity of the crankshaft at a turning radius of $R = B/2$ for the «side friction clutch» steering mechanism

Аналогично рис. 8 и 9 были получены зависимости для МП ЗК (рис. 10, 11).

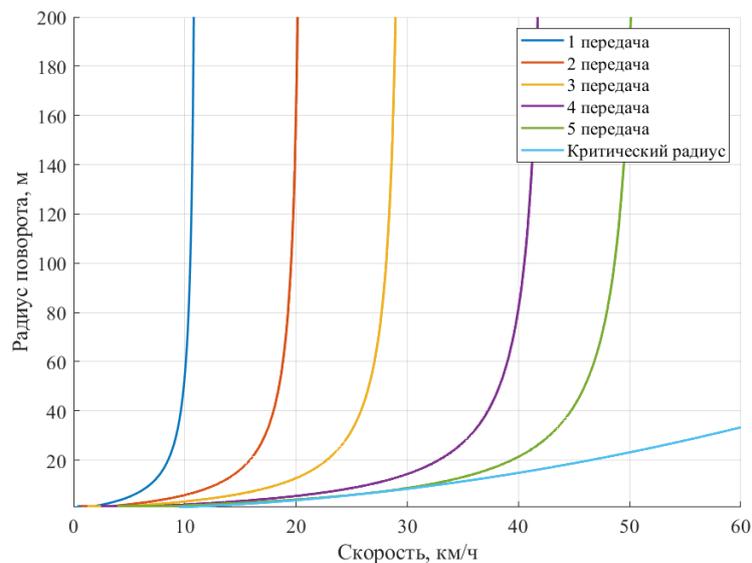


Рис. 10. Минимальный фактический радиус поворота, способный реализовать двигатель, в зависимости от скорости центра масс для механизма поворота ЗК

Fig. 10. Minimum actual turning radius that the engine can achieve, depending on the speed of the center of mass for the ZK steering mechanism

Из графика на рис. 10 видно, что ГМ с МП ЗК способна поворачивать вокруг остановленного борта на любой скорости. Кроме того, в большом диапазоне скоростей МП способен реализовать радиус поворота, близкий к критическому. Это говорит о том, что данный МП достаточно полно исчерпывает несущие возможности грунта, позволяя ГМ двигаться с радиусами, близкими к заносным. Следовательно, чтобы добиться таких же радиусов поворота, как, например, у МП БФ, нет необходимости полностью выжимать педаль акселератора, и появляется возможность более тонкого регулирования тяги по сравнению с МП БФ.

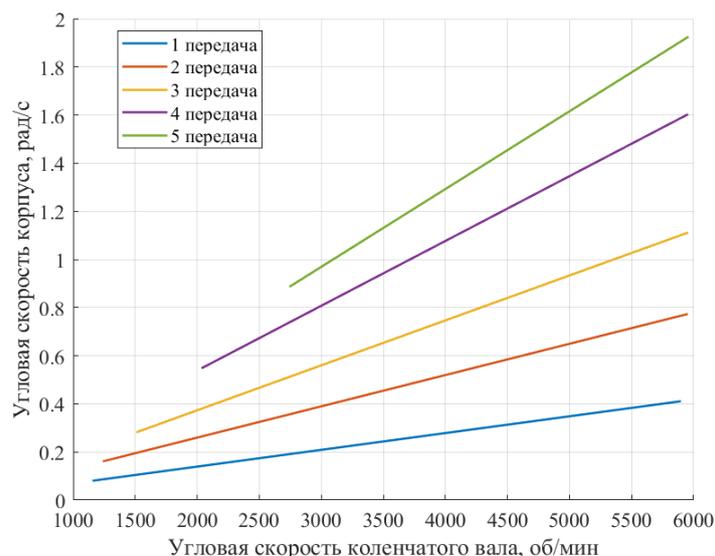


Рис. 11. Зависимость угловой скорости корпуса от угловой скорости коленчатого вала при радиусе поворота $R = B/2$ для механизма поворота ЗК

Fig. 11. Dependence of the angular velocity of the frame on the angular velocity of the crankshaft at a turning radius of $R = B/2$ for the ZK steering mechanism

Анализ зависимости на рис. 11 показывает, что угловая скорость поворота на первой передаче низкая. На второй передаче она приобретает приемлемые значения, на третьей – меньше, но сопоставима с угловой скоростью поворота на МП БФ. На более высоких передачах угловая скорость поворота избыточна для задачи разворота с минимальным радиусом. Результаты показывают, что механизм поворота ЗК обладает более высокими тяговыми характеристиками при повороте, что позволяет выполнять поворот вокруг остановленного на любой передаче. Для наглядного сравнения двух МП в табл. 2 приведен потребный крутящий момент на элементах управления, найденных по зависимостям (3,4,6,15-17) при различных радиусах поворота. Фрикционы МП БФ воспринимают крутящий момент до 3 раз больший, чем крутящий момент на фрикционах МП ЗК при аналогичном радиусе поворота. Тормоза, в свою очередь, у МП БФ воспринимают крутящий момент до 5,5 раз больший, чем крутящий момент на тормозах МП ЗК при аналогичном радиусе поворота.

Таблица 2. Требуемый крутящий момент на элементах управления механизмов поворота

Table 2. Required torque on the control elements of the steering mechanism

| R , м | Механизм поворота | T_1 , Н·м | $M_{1фр}$, Н·м | $M_{2фр}$, Н·м |
|-------------|-------------------|-------------|-----------------|-----------------|
| 100 | БФ | 0 | 1,8 | 172,2 |
| | ЗК | 0 | 69,9 | 104 |
| 97,7* (БФ) | БФ | 0 | 0 | 174 |
| | ЗК | 0 | 69,6 | 104,4 |
| 11,3** (ЗК) | БФ | 348 | 0 | 521,9 |
| | ЗК | 0 | 0 | 174 |
| 5 | БФ | 530,3 | 0 | 704,3 |
| | ЗК | 60,8 | 0 | 234,8 |
| 0,83 (B/2) | БФ | 763,7 | 0 | 937,7 |
| | ЗК | 138,6 | 0 | 312,6 |

* – свободный радиус для МП БФ; ** – радиус поворота, при котором в МП ЗК отсутствует буксование элементов управления и заблокирован фрикцион забегавшего борта

Дополнительно предлагается исследовать маневр входа в поворот ГМ. Он начинается с прямолинейного движения на скорости 20 км/ч с последующим плавным входом в поворот радиусом 4 м при сохранении скорости движения. При этом определяется мощность, реализуемая на грунте, а также мощности, потребные для МП БФ и МП ЗК (рис. 12). Скоростная характеристика свободной мощности двигателя ВАЗ 21127 взята из открытых источников и дана для сравнения [5]. Мощность, реализуемая на грунте, вычисляется по зависимости (25). Мощность, потребная для механизма поворота, вычисляется по зависимости (26).

$$N_{\text{гр}} = P_1 \cdot \frac{V_c \cdot (B - 2 \cdot R_t)}{2 \cdot R_t} + P_2 \cdot \frac{V_c \cdot (B + 2 \cdot R_t)}{2 \cdot R_t}, \quad (25)$$

где $N_{\text{гр}}$ – мощность, реализуемая на грунте, Вт.

$$N_{\text{МП}} = M_{\text{КП}} \cdot \omega_{\text{КП}}, \quad (26)$$

где $N_{\text{МП}}$ – мощность, потребная механизму поворота, Вт.

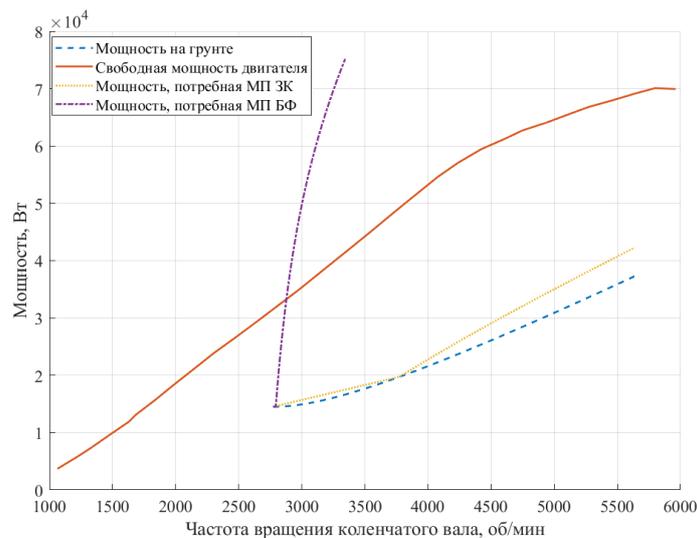


Рис. 12. Мощности, требуемые при повороте

Fig. 12. Power required when turning

МП БФ не способен завершить исследованный маневр из-за недостаточной мощности двигателя (и больших потерь мощности в тормозе) (рис. 12). Напротив, МП ЗК позволяет выполнить маневр с имеющимся двигателем, обеспечивая малые потери мощности в управляющих элементах. Рис. 13 также подтверждает, что МП ЗК обладает высокими тяговыми качествами в повороте, что позволяет иметь хороший запас динамики при маневрировании.

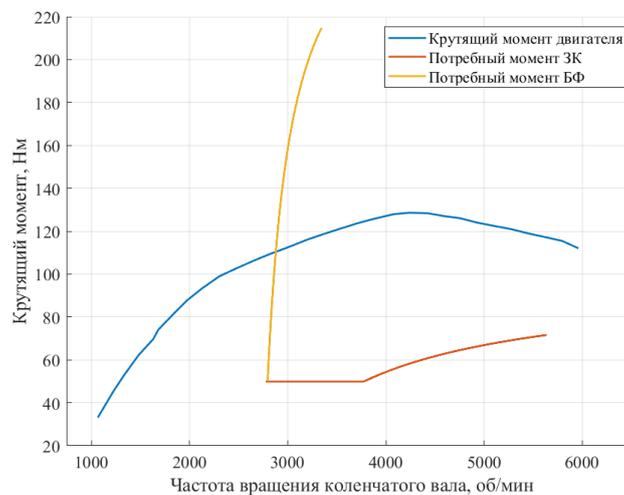


Рис. 13. Моменты, требуемые при повороте

Fig. 13. Torques required when turning

Выводы

Исследованы перспективы использования классического механизма поворота ЗК для легких гусеничных машин, оснащенных дешевыми бензиновыми автомобильными двигателями. В сравнении с механизмом поворота «бортовой фрикцион» МП ЗК дает до 5,5 раз меньшую нагрузку на элементы управления, показывает лучшие тяговые качества и меньшие потери мощности в повороте во всех исследованных режимах. Режим работы двигателя на гусеничной машине с ЗК смещается в зону с большими частотами вращения коленчатого вала и меньшими требуемыми крутящими моментами, что позволяет обеспечить лучшую маневренность в случае применения автомобильных бензиновых двигателей (развивающих большие моменты на высоких частотах вращения коленчатого вала).

Недостатком ЗК, помимо сложной конструкции из двух планетарных рядов, является то, что на первой он не обеспечивает приемлемую скорость разворота. Специфический режим работы ЗК, при котором нет буксования фрикционов и тормозов, но имеется две степени свободы, может затруднять управление ГМ. Кроме того, высокие тяговые свойства МП ЗК делают возможным движение на скоростях, близких к заносным. Оба этих обстоятельства могут потребовать применение электронной системы управления, разработка которой является дальнейшим направлением исследований.

Библиографический список

1. **Антонов, А.С.** Гусеничные тягачи. Часть первая. Теория. М.: Военное издательство Министерства обороны Союза ССР. 1959. – 356 с.
2. **Буров, С.С.** Конструкция и расчёт танков. Москва: Типолитография Военной ордена Ленина Красноказарменной академии бронетанковых войск. 1973. – 599 с.
3. **Чобиток, В.А.** Конструкция и расчет танков и БМП: учебник. – Москва: Воениздат, 1984. – 376 с.
4. **Чобиток, В.А.** Теория движения танков и БМП. М.: Воениздат, 1984. – 264 с.
5. Анализ ВСХ ВАЗ-21127 для МКПП Лада Гранта // DRIVE2.RU URL: <https://www.drive2.ru/l/584913798771543657/?ysclid=mig1b2yaen403481227> (дата обращения: 26.11.2025).

References

1. Antonov A.S. Gusenichnye tyagachi. Chast' pervaya. Teoriya [Crawler tractors. Part one. Theory]. Moscow: Voennoe izdatel'stvo Ministerstva oborony Soyuzha SSR; 1959. 356 p. (In Russian).
2. Burov S.S. Konstruktsiya i raschet tankov [Design and calculation of tanks]. Moscow: Tipolitografiya Voennoy ordena Lenina Krasnokazarmennoy akademii bronetankovykh voysk; 1973. 599 p. (In Russian).
3. Chobitok V.A. Konstruktsiya i raschet tankov i BMP [Design and calculation of tanks and infantry fighting vehicles]. Moscow: Voenizdat; 1984. 376 p. (In Russian).
4. Chobitok V.A. Teoriya dvizheniya tankov i BMP [Theory of motion of tanks and infantry fighting vehicles]. Moscow: Voenizdat; 1984. 264 p. (In Russian).
5. Analiz VSKh VAZ-21127 dlya MKPP Lada Granta [Analysis of the WOT characteristic of the VAZ-21127 engine for the Lada Granta manual transmission]. DRIVE2.RU. Available from: <https://www.drive2.ru/l/584913798771543657/?ysclid=mig1b2yaen403481227> [accessed 2025 Nov 26] (in Russian).

*Дата поступления
в редакцию: 19.12.2025*

*Дата принятия
к публикации: 26.02.2026*