

УДК 629.33.02.073.243.5

В.А. Савельев

КРИТИЧЕСКАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ КАРДАННОГО ВАЛА И ЭФФЕКТ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ СИНХРОНИЗАЦИИ В ТРАНСМИССИИ С РЯДНЫМ ЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва

Цель работы: Установление причин высокой виброактивности карданных валов в резонансных зонах.

Методология: Анализ результатов испытаний карданных валов автобусов с двигателями CUMMINS.

Результаты работы: В статье показана роль прецессии карданного вала в повышении его виброактивности. Показано, что в случае установки на транспортное средство рядных четырехцилиндровых двигателей из-за эффекта принудительной синхронизации (захвата частот), проявляющемся в том, что при приближении частоты действия неуравновешенных сил инерции второго порядка двигателя к критической частоте вращения карданных валов, эти валы входят в резонансный режим колебаний, подвергаются интенсивным изгибным колебаниям, приводящим к аварийной ситуации.

Ключевые слова: виброактивность, карданный вал, неуравновешенные силы инерции, критическая частота, изгибные колебания, прецессия, принудительная синхронизация, двигатель.

Введение

Снижение степени неуравновешенности роторов разных машин является первоочередной задачей для решения проблемы их повышенной виброактивности, в связи с чем необходимо возможно более точное определение параметров их дисбаланса. Это касается как жестких, работающих при частотах вращения, меньших, чем критические, так и гибких, работающих при закритических частотах вращения, роторов [1, 2]. Однако при решении задачи идентификации параметров дисбаланса результаты расчетов часто расходятся с данными экспериментов, и «малые погрешности при измерении вибраций ротора приводят к большим погрешностям при определении параметров дисбаланса» [3].

Неуравновешенность вращающегося карданного вала также является одной из основных причин появления вибраций, действующих на его опоры и передаваемых соединяемым им агрегатам, и конструкции автомобиля в целом. При этом важно иметь в виду, что вращающийся карданный вал совершает сложное движение, которое можно представить как суперпозицию вращения вокруг собственной оси и прецессии.

Способы решения проблемы снижения неуравновешенности роторов разных машин известны. Теория и физическая сущность связанных с этим явлений, в том числе касающихся прецессионного движения, достаточно полно рассмотрены в литературе по динамике роторов [4–9]. Применительно к карданным валам трансмиссий автомобилей и других транспортных средств в существующей литературе проблеме прецессионного движения не уделено должного внимания.

В ней рассмотрение динамики вращательного движения в основном ограничивается расчетом критической частоты. Критическая частота вращения – важный параметр, характеризующий поведение карданного вала в эксплуатационных условиях, но суть проявления его виброактивности во многом определяется прецессионным движением, а не собственным вращением, что обычно остается за рамками обсуждения методики расчета параметров резонансного режима. Важно не только нахождение критической частоты вращения карданного вала, но и раскрытие существа вопроса: показать движение от явления к сущности проблемы.

В качестве критической частоты вращения принимается частота, соответствующая резкому возрастанию амплитуд колебаний, возбужденных неуравновешенностью карданного вала.

Это явление обычно объясняется как резонансное увеличение амплитуд колебаний на частоте действия возмущающих сил, обусловленных дисбалансом вращающегося вала, совпадающей с собственной частотой плоских изгибных колебаний невращающегося вала, что логически противоречиво, поскольку эффекты, проявляющиеся во вращательном движении, выводятся из условий, полученных для невращающейся системы.

Более логичным представляется подход к объяснению поведения вращающегося вала не с позиции анализа его изгибных колебаний относительно положения статического равновесия, а с точки зрения рассмотрения поведения во времени малых возмущений его установившегося движения – вращения с постоянной угловой скоростью. Это точнее отражает существо явления и особенно важно при анализе поведения рассматриваемого объекта при вращении с закритическими скоростями [5].

Для анализа эффектов, которые могут проявиться при вращении карданного вала, рассмотрим две ситуации: а) идеальный случай – вращение уравновешенного карданного вала; б) вращение неуравновешенного карданного вала.

Вращение уравновешенного карданного вала

Вращающийся ротор не вызывает переменного возмущающего действия на опоры, если ось вращения совпадает с одной из главных его осей инерции [1, 2]. При этом в качестве расчетной модели таких конструкций традиционно принимается масса, закрепленная на жесткой двухопорной балке, т.е. игнорируется вызываемый весовой нагрузкой прогиб оси вращения ротора. Чтобы не учитывать это явление в некоторых исследованиях рассматривается вращение ротора при его вертикальном расположении. Модель ротора с вертикальным расположением оси вращения применяется с целью упрощения решения задач его динамики [8, 10].

Однако карданный вал в трансмиссии автомобиля устанавливается обычно не вертикально и имеет прогиб, вызванный действием весовой нагрузки. При этом вращение вала происходит относительно полученной линии изгиба. Поскольку центр массы вала и центры сечений элементарных его масс находятся на линии изгиба, то уравновешенный (сбалансированный) двухопорный карданный вал с трубой кольцевого сечения при собственном вращении не должен бы вызывать вибраций.

Вращение неуравновешенного карданного вала

При вращении неуравновешенного карданного вала возникает центробежная сила $R = m\omega_{кв}^2 r$, где m - неуравновешенная масса; r - радиус расположения неуравновешенной массы; $\omega_{кв}$ - частота вращения карданного вала. Действие центробежной силы и весовой нагрузки при вращении упругого карданного вала, т.е. конструкции, обладающей конечной жесткостью в плоскости изгиба, приведет к изменению картины его кинематического поведения. При этом к вращению карданного вала вокруг линии изгиба, обусловленной действием весовой нагрузки, с угловой скоростью $\omega_{кв}$ добавится прецессионное движение – вращение плоскости изгиба карданного вала с угловой скоростью Ω , называемой скоростью прецессии. Такой вывод согласуется с результатами анализа прецессионного движения ротора в виде безмассового вала с насаженным на него диском, причем «осью прецессии оказывается не ось подшипников, а кривая линия, определяющая положение вала под действием статической (в данном случае весовой) нагрузки» [9].

Таким образом, действие весовой нагрузки и дисбаланс карданного вала порождают появление прецессии его оси и, как следствие, вибраций, передаваемых через опоры вращающегося вала на соединенные с ним агрегаты.

Первые работы (1869 г.) по динамике роторов в связи с явлением “прецессия ротора” связаны с именем У. Рэнкина, названной им “centrifugal whirling” [8].

Шарнирно опертый вращающийся карданный вал представляет из себя своеобразную

гироскопическую систему, напоминающую двухстепенной гироскоп. Одна степень такого гироскопа реализуется в виде собственного вращения вокруг изогнутой оси с угловой скоростью $\omega_{зир}$, а вторая – в виде вращения плоскости изгиба с угловой скоростью Ω . В механике под гироскопом понимают вращающееся твердое тело любой формы, причем скорость его вращения не является характерным признаком [11]. Задача о движении такого тела “в общем случае до сих пор не решена и в некотором смысле неразрешима” [6].

Для предсказания поведения гироскопических систем используется фундаментальный закон физики – закон сохранения момента импульса, в соответствии с которым

$$\frac{dL}{dt} = M, \quad (1)$$

где $L = \omega_{зир}I$ – момент импульса (кинетический момент или момент количества движения), I – момент инерции вращающегося тела.

Если момент M внешних сил, приложенных к гироскопу, равен нулю, то момент количества движения $L = \text{const}$, и ось вращения гироскопа будет сохранять свое положение в пространстве. Если момент внешних сил отличен от нуля, то гироскоп будет двигаться так, что только одна его точка будет оставаться неподвижной. Движение гироскопа в этом случае можно рассматривать как вращение вокруг мгновенной оси, проходящей через неподвижную точку. Для вращающегося карданного вала такими точками можно считать его шарнирные опоры.

Взаимосвязь угловых скоростей прецессии Ω , вращения вокруг собственной оси $\omega_{зир}$, внешнего момента M и момента инерции вращающегося тела I в соответствии с приближенной теорией гироскопических систем выражается следующим образом [12]:

$$\Omega = \frac{M}{\omega_{зир}I}. \quad (2)$$

Следует отметить, что прецессия вращающегося вала может быть как прямой, так и обратной в зависимости от направления угловых скоростей самого вала и его прецессионного движения, определяемые, например, пространственными характеристиками упругости опор вала, в том числе их анизотропией или изотропией [13, 14]. При этом, в общем случае, частота прецессии вращающегося вала Ω в зависимости от частоты вращения самого вала $\omega_{зир}$ определяется через некоторый коэффициент s , который может быть целым или дробным и иметь положительный или отрицательный знак, т. е. $\Omega = s\omega_{зир}$ [7]. Однако силы инерции неуравновешенных масс наиболее распространенных конструкций роторов, в том числе и карданных валов автомобилей, порождают вынужденные колебания этих конструкций в виде синхронной прецессии с частотой, равной частоте их вращения [2, 7] и для них $s = 1$ и $\Omega = \omega_{зир}$. Эти силы пропорциональны квадрату частоты вращения ротора. Источником возмущения может быть также собственный вес ротора, а также любая другая нагрузка неизменного направления.

В учебной литературе анализ движения статически неуравновешенных роторов часто ограничивается рассмотрением прямой синхронной прецессии. В [9] рассматриваются физическая сущность и условия возбуждения прямой и обратной прецессии ротора. Обратная прецессия безопорно вращающегося вала при определенных условиях его возбуждения была зафиксирована в экспериментах с помощью фотодиодных датчиков [15].

Синхронизация частоты действия неуравновешенных сил инерции второго порядка двигателя и критической частоты вращения карданного вала

Область опасного самовозбуждения изгибных колебаний карданных валов достаточно точно может быть определена в рамках методики, описание которой приводится в учебной литературе [16, 17], в стандарте [18]. Однако решение этой задачи не является исчерпывающим. Например, такое решение нельзя назвать достаточным для случая применения в авто-

мобиллях широко распространенных рядных четырехцилиндровых двигателей. Это связано с тем, что, как известно [19], вращение коленчатого вала в процессе работы рядного четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с угловой скоростью ω сопровождается действием неуравновешенных сил инерции второго порядка, происходящих с частотой 2ω . Эти силы передаются на опоры агрегатов и элементы динамической системы “коленчатый вал двигателя – сцепление – коробка перемены передач – карданный вал”, упруго связанными с податливой рамой, т.е. с общим основанием. При совпадении частоты 2ω действия неуравновешенных сил инерции второго порядка двигателя с критической частотой вращения карданного вала $\omega_{кр}$ последний входит в режим резонанса изгибных колебаний, характеризующихся резким возрастанием амплитуд изгибных колебаний.

Таким образом, при приближении частоты 2ω действия на опоры двигателя неуравновешенных сил инерции второго порядка к критической частоте $\omega_{кр}$ изгибных колебаний карданного вала, соединенного через коробку перемены передач и сцепление с вращающимся с частотой ω коленчатым валом, происходит принудительная синхронизация колебаний, захватывание частоты. При этом карданный вал подвергается интенсивным изгибным колебаниям с частотой 2ω синхронизирующей системы, поскольку он начинает функционировать в резонансной зоне, финалом чего может быть разрушение вала [20-22].

Следовательно, критическая частота $\omega^{синхр}$, соответствующая принудительной синхронизации колебаний, может быть определена следующим образом:

$$\omega = \omega^{синхр} = 0,5\omega_{кр} . \quad (3)$$

Здесь $\omega_{кр}$ - критическая частота вращения карданного вала (по первой форме).

Рис. 1 демонстрирует схему действия неуравновешенных сил инерции второго порядка возвратно-поступательно движущихся масс двигателя на его опоры.

На этом рисунке обозначено: 1 – двигатель, 2 – упругий элемент подвески двигателя, 3 – основание крепления двигателя, 4 – ось вращения неуравновешенной массы, 5 – корпус вибратора, 6 – стержень, 7 – неуравновешенная масса вибратора.

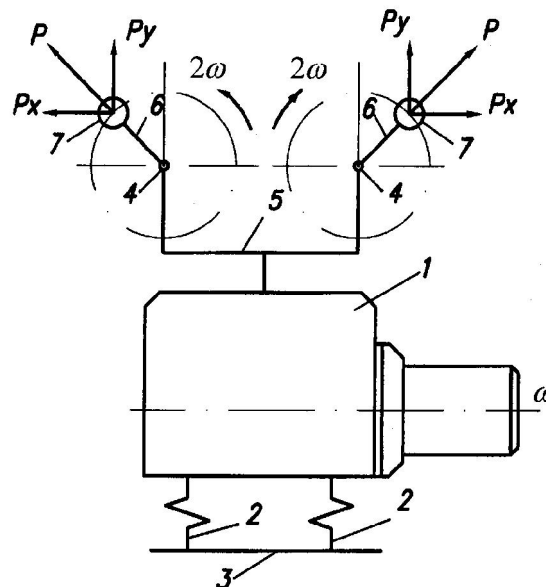


Рис. 1. Схема действия неуравновешенных сил инерции второго порядка возвратно-поступательно движущихся масс двигателя на его опоры

Изображенный схематично на приведенном рисунке вибратор представлен в виде двух одинаковых симметрично расположенных относительно вертикальной оси неуравновешенных масс, вращающихся в противоположных направлениях (в противофазе) с частотой 2ω . При этом горизонтальная составляющая от действия центробежных сил в каждый мо-

мент времени равна нулю, а на опоры передается только составляющая центробежных сил вертикального направления [23].

Заключение

1. Карданный вал – один из существенных источников вибраций, передаваемых от трансмиссии на конструкцию автомобиля в целом. Он в процессе своей работы совершает сложное движение, которое можно представить как суперпозицию вращения вокруг собственной оси и прецессии.

2. Современное состояние теории динамических процессов роторов позволяет сделать вывод о том, что достаточно точное отражение физической сущности повышения виброактивности вращающегося в трансмиссии автомобиля карданного вала возможно с позиции анализа его прецессионного движения.

3. В случае установки на транспортное средство рядных четырехцилиндровых двигателей из-за эффекта принудительной синхронизации (захвата частот), проявляющегося в том, что при приближении частоты действия неуравновешенных сил инерции второго порядка двигателя к критической частоте вращения карданных валов эти валы входят в резонансный режим колебаний, подвергаются интенсивным изгибным колебаниям, вследствие чего возможно возникновение аварийной ситуации. При этом определение запаса по критической частоте вращения карданных валов с целью обеспечения безопасности при работе в эксплуатационных условиях является необходимым, но не является достаточным. Дополнительным условием в данном случае является учет влияния на колебательную систему неуравновешенных сил инерции второго порядка двигателя.

Библиографический список

1. **Гусаров, А.А.** Динамика и балансировка гибких роторов / А.А.Гусаров. – М.: Наука, 1990. – 152 с.
2. **Никифоров, А.Н.** Состояние проблемы уравнивания роторов. Вестник научно-технического развития. www.vntf.ru. – 2013. – №4 (68). – С. 20–28.
3. **Ляхов, А.Ф.** Вычислительная обусловленность задачи балансировки ротора. Проблемы прочности и пластичности. – 2017. – Т. 79. – №2. – С. 135–146.
4. **Скубачевский, Г.С.** Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей / Г.С. Скубачевский. – 3-е изд., перераб. и дополн. – М.: Машиностроение, 1969. – 544 с.
5. Вибрация энергетических машин: справочное пособие/ под ред. Н.В. Григорьева. – Л.: Машиностроение”, (Ленингр. отд-ние), 1974. – 464 с.
6. **Арнольд, В.И.** Математические методы классической механики / В.И. Арнольд. – М.: Наука, 1979. – 432 с.
7. **Хронин, Д.В.** Колебания в двигателях летательных аппаратов / Д.В. Хронин. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1980. – 296 с.
8. **Пасынкова, И.А.** Динамика прецессионного движения неуравновешенного ротора / И.А. Пасынкова. – СПб.: Изд-во С.-Петербур. ун-та, 2014. – 238 с.
9. **Подольский, М.Е.** Физическая природа и условия возбуждения прямой и обратной прецессии ротора / М.Е. Подольский, С.В. Черенкова // Теория Механизмов и Машин. – 2014. – № 1. – Т. 12. – С. 27–40.
10. **Митенков, Ф.М.** О стационарных движениях распределенной и дискретной моделей ротора на электромагнитном подвесе / Ф.М. Митенков, Е.Ф. Сабаев, Т.А. Сабаева // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. – 2007. – № 1. – С. 130–136.
11. **Магнус, К.** Гироскоп. Теория и применения: [пер. с нем.] / К. Магнус; под ред. Г.Д. Блюмина. М.: Мир, 1974. – 526 с.
12. **Ландау, Л.Д.** Теоретическая физика. Т.1. Механика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – М.: Наука, 1988. – 214 с.
13. **Рыжик, Б.В.** Влияние дисбаланса на усталостную прочность ротора, опирающегося на анизотропные упругодемпферные опоры / Б.В. Рыжик. – М.: Наука. Машиноведение, 1986. – №3. – С. 34–38.

14. **Пасынкова, И.А.** Вынужденные колебания неуравновешенного ротора в неизотропных опорах. – Вестник СПбГУ. Сер. 1. – 2014. – Т. 1(59). – Вып. 2. – С. 292–302.
15. Денисов Г.Г., Неймарк Ю.И., Поздеев О.Д., Цветков Ю.В. Экспериментальное исследование колебаний безопорного вращающегося вала Г.Г./ Денисов [и др.] // Сб. Динамика машин, М., “Машиностроение”, 1969. – С. 127–138.
16. **Лукин, П.П.** Конструирование и расчет автомобиля / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
17. Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
18. ГОСТ Р 52430 – 2005 «Автомобильные транспортные средства. Передачи карданные автомобилей с шарнирами неравных угловых скоростей. Общие технические условия». – М.: Стандартинформ, 2006. – 12 с.
19. **Тольский, В.Е.** Колебания силового агрегата автомобиля / В.Е. Тольский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1976. – 266 с.
20. **Иванов, С.Н.** Особенности расчета карданной передачи с целью обеспечения ее безопасной работы в процессе эксплуатации / С.Н. Иванов, В.А. Савельев, Н.П. Кочешков // ААИ (Журн. ассоциации автомобильных инженеров). 2010. № 5.– С. 46– 48.
21. **Савельев, В.А.** Особенности влияния дисбаланса вращающихся масс трансмиссии автомобиля на ее виброактивность // Безопасность транспортных средств в эксплуатации: мат. 71-й Международной научно-технической конференции. – Н. Новгород, 12-13 октября 2010 г. – С. 20–22.
22. **Савельев, В. А.** Влияние неуравновешенных сил инерции второго порядка четырехцилиндрового рядного двигателя на изгибные колебания валов карданной передачи автомобиля // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. – 2012. – №5 (2). – С. 197–200.
23. **Литвак, В.И.** Автоматизация усталостных испытаний натуральных конструкций / В.И. Литвак. – М.: Машиностроение, 1972. – 384 с.

*Дата поступления
в редакцию 20.04.2018*

V. Saveliev

CRITICAL SPEED OF THE DRIVESHAFT AND THE EFFECT OF FORCED SYNCHRONIZATION IN THE TRANSMISSION WITH A FOUR-CYLINDER INLINE ENGINE

GNTS NAMI

The State Scientific Centre of the Russian Federation in the Automotive Equipment
The Central Automobile and Automobile Engine Scientific Research Institute

Purpose: To determine the causes of high vibration activity of cardan shaft in resonance zones.

Methodology: Analysis of test results of cardan shafts of buses with CUMMINS engines.

Results: The article shows the role of the precession of the propeller shaft in increasing its vibration. It is shown that in installed on a vehicle four-cylinder row engines, because of the effect of forced synchronization (capture of frequencies), which is manifested in the fact that as the frequency of action of unbalanced forces of inertia of the second order of the four-cylinder engine approaches a critical frequency of rotation of cardan shafts, these shafts enter into a resonance oscillations mode and they undergo intensive flexural oscillations leading to an emergency situation.

Key words: vibration activity, cardan shaft, unbalanced forces of inertia, critical frequency, flexural oscillations, precession, forced synchronization, engine.