

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ ПО ПОКАЗАТЕЛЯМ ВИБРАЦИИ СИЛОВОГО АГРЕГАТА

В работе решается проблема диагностирования сцеплений автомобилей. Предложен метод вибрационного диагностирования сцепления. Для сцеплений моделей 14 и 142 автомобилей КАМАЗ установлены структурный и диагностический параметры и определена диагностическая модель.

Ключевые слова: вибродиагностика, сцепление, колебательная мощность, спектральный анализ, силовой агрегат.

В современных условиях рыночной экономики автомобильный транспорт играет важную роль, что влечёт за собой повышенные требования к техническому состоянию подвижного состава автотранспортных предприятий. Работоспособность подвижного состава при эксплуатации поддерживается техническим обслуживанием и ремонтом. Одним из путей улучшения технического обслуживания является диагностирование, которое позволяет прогнозировать ресурс, контролировать качество выполненных работ и модернизировать конструкцию.

Вместе с тем, в настоящее время существует значительное количество проблем, связанных с диагностированием технического состояния сцепления автомобилей. На данный момент определение технического состояния механизма сцеплений автомобилей в основном осуществляется без применения специальных средств измерений, т. е. органолептическим методом по сопутствующим параметрам, исходя из которых устанавливают неисправность [1]. К таким сопутствующим параметрам относятся:

- неполное выключение сцепления;
- неполное включение сцепления;
- рывки при работе сцепления;
- повышенный уровень шума при выключении сцепления;
- повышенный уровень вибраций.

Органолептический метод диагностирования обладает низкой точностью, не позволяет прогнозировать техническое состояние и выявлять неисправность до наступления предельного состояния. В связи с этим введение инструментального способа диагностирования с относительно небольшими трудозатратами является актуальной проблемой.

Анализ эксплуатационной надёжности автомобилей КАМАЗ показал, что в структуре отказов силовых агрегатов на долю сцепления приходится 3,1% отказов (наработка на отказ в среднем 62 тыс. км.). Сцепления моделей 14 и 142 оснащаются автомобили КАМАЗ девяти модификаций (53212, 54115, 55111, 43114, 43118, 53228, 53229, 65115, 65111) [2] – [5]. Особенностью конструкции данных сцеплений является крестовая схема фрикционной муфты.

Наиболее часто встречающимися отказами являются «заклинивание шипов ведущих дисков в пазах маховика», «износ и поломка шипов маховика, ведущих дисков», влекущие за собой такие отказы, как «включение сцепления рывком» и «поломка оси отжимного рычага (механизма автоматического регулирования)». К тому же, данные отказы сопровождаются повышенным износом подшипников первичного вала коробки перемены передач (КПП), шлицевых соединений «первичный вал КПП – ведомый диск сцепления».

Установлено, что при увеличении зазоров вследствие износа в сопряжении «шип ведущего диска – паз маховика» при работе происходит смещение ведущих дисков относительно центральной оси сцепления на величину e , следствием чего является увеличение дисбаланса ведущих дисков, влекущего за собой вышеперечисленные отказы. Статистическая обработка микрометража пазов маховика и шипов ведущих дисков показала, что максимальные зазоры в сопряжении «шип ведущего диска – паз маховика» возникают в сечениях 1-1, 2-2 и 4-4 (рисунок 1,а). На рисунке 1,б видны следы износа по этим сечениям.

На рисунке 2 представлено распределение размеров в сечении 2-2 маховика, где сред-

нее значение составляет 60,94 мм при наработке 27 тыс. км.

Установлено, что распределение размеров соответствует нормальному закону. Для сечений 1-1 и 4-4 средние значения размеров составляет 60,35 мм и 60,48 мм соответственно. Среднее значение ширины шипа среднего ведущего диска при таком же пробеге составляет 59,08 мм. Смещение диска складывается из зазоров во взаимно перпендикулярных сопряжениях $\Delta_{1,2}$ (рисунок 3), которые в свою очередь складываются из величин износа шипа Δ_u и паза Δ_n :

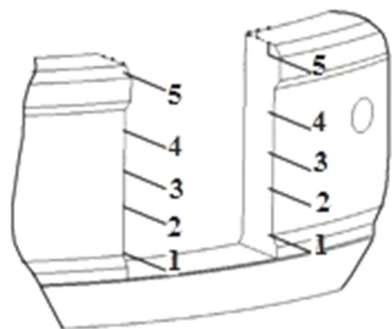
$$e = \sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_2^2} = \sqrt{\left(\frac{\Delta_u - \Delta_n}{2}\right)^2 + \left(\frac{\Delta_u - \Delta_n}{2}\right)^2}.$$

В данном случае величина смещения составляет $e = 1,3$ мм.

В свою очередь смещение центров тяжести ведущих дисков от оси коленчатого вала со-

провождается повышением уровня вибрации силового агрегата [4]. На основании этого было выдвинуто предположение, что существует достаточно тесная связь между техническим состоянием сцепления и вибрацией силового агрегата. Установление данной зависимости позволит выбрать в качестве диагностического метода виброакустический и выбрать диагностический параметр.

Для подтверждения выдвинутого предположения был проведен ряд исследований, направленных на оценку влияния изменения технического состояния механизма сцепления на вибронагруженность двигателя и его эксплуатационные характеристики. Экспериментальные исследования проводились на силовом агрегате КАМАЗ 7403.09.10 в сборе со сцеплением и первичным валом КПП на стенде фирмы «Вилати», укомплектованном необходимыми оборудовани-



а)



б)

Рисунок 1. Паз маховика: а) сечения микрометрирования; б) следы износа

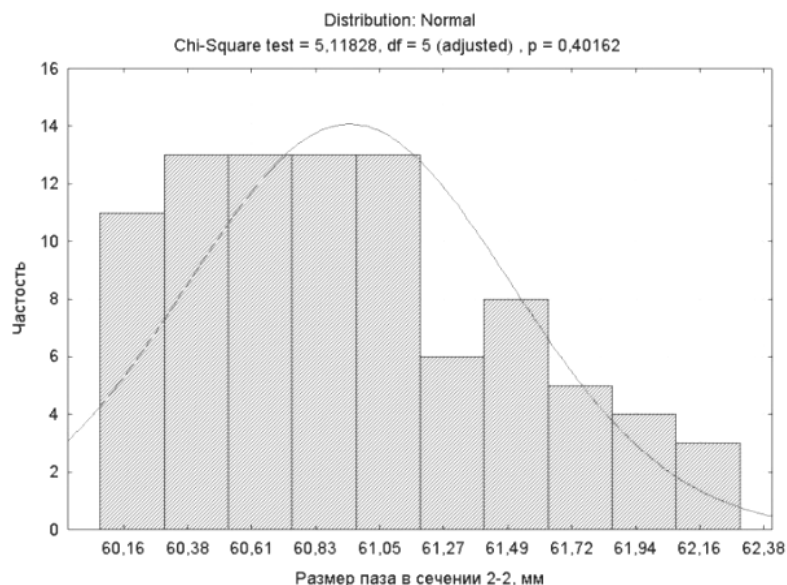
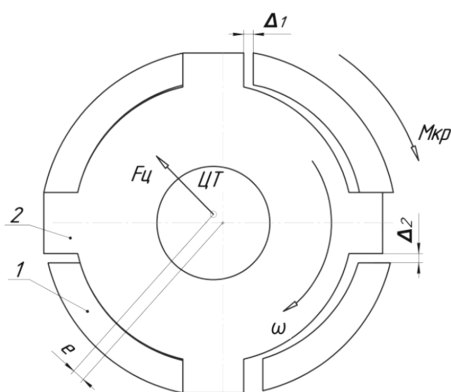


Рисунок 2. Распределение размеров в сечении 2-2 паза маховика

ем и средствами измерений в соответствии с ГОСТ 14846 на ЗАО «Ремдизель». Дополнительно стенд был оборудован передними и задними виброопорами и датчиками для обеспечения измерений вибрации двигателя при проведении испытаний.

Испытания проводились в пяти вариантах технического состояния сцепления: 1 – новое сцепление (вар. 1), 2 – ведущие диски сцепления имеют допустимые износы шипов (вар. 2),



1 – маховик, 2 – ведущий диск

Рисунок 3. Схема расположения ведущего диска

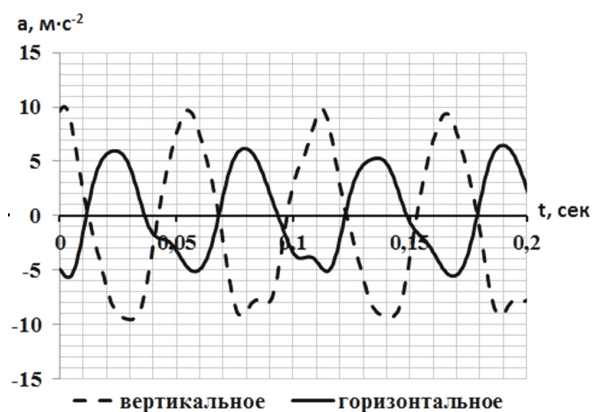


Рисунок 3. Виброграмма нового сцепления при частоте 2000 мин⁻¹

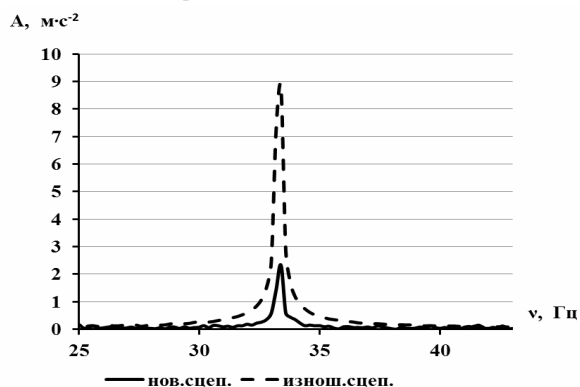


Рисунок 4. Амплитудно-частотная характеристика на частоте вращения 2000 мин⁻¹

3 – ведущие диски сцепления имеют предельные износы рабочих поверхностей шипов и отсутствуют два шипа на среднем ведущем диске (вар. 3), 4 – ведущие диски сцепления имеют предельные износы шипов и 4 элемента центрирования ведущих дисков (вар. 4), 5 – ведущие диски сцепления имеют предельные износы шипов и 8 элементов центрирования ведущих дисков (вар. 5).

Вибрации силового агрегата замерялись в диапазоне частот вращения коленчатого вала от 1000 мин⁻¹ до 2600 мин⁻¹ с интервалами в 200 мин⁻¹ на режиме холостого хода.

В результате проведенных испытаний был получен массив данных по вертикальным и горизонтальным виброускорениям силового агрегата при разных вариантах технического состояния сцепления в исследуемом диапазоне частот вращения коленчатого вала. Пример виброграмм вертикальных и горизонтальных колебаний для частного случая испытаний нового сцепления при частоте вращения коленчатого вала 2000 мин⁻¹ представлен на рисунке 3.

При обработке виброграмм был применен метод быстрого преобразования Фурье (БПФ) для перехода из амплитудно-временной характеристики к распределению амплитуд в частотной области, что позволило установить амплитуды гармоник оборотных частот коленчатого вала ν с разным техническим состоянием сцепления (рисунок 4) [6], [7].

По результатам проведенного спектрального анализа полученного массива данных была построена огибающая амплитуд на разных частотах, представленная на рисунке 5.

При анализе полученной зависимости установлено, что у двигателя с различными комплектами сцепления амплитуды гармоник оборотных частот отличаются. Коэффициенты парной корреляции между изменением технического состояния ведущих дисков и значениями амплитуд показали, что в диапазоне частот в 1600–2600 мин⁻¹ существует линейная зависимость с коэффициентами детерминации $R^2 = 0,8 - 0,9$. На рисунке 6 показан пример для частоты 1800 мин⁻¹.

Так как ранее было установлено [2], что положение ведущих дисков относительно маховика определяет техническое состояние всего механизма сцепления, то его можно принять в качестве структурного параметра. Под изменением технического состояния мы понимаем предельное отклонение положения ведущих дисков от

носителю оси маховика на величину e (рисунок 3).

Конструктивно ведущие диски расположены на конце коленчатого вала (рисунок 8) и смещение их центра тяжести от оси коленчатого вала на величину e приводит к повышению сил от неуравновешенных масс, которые и ведут к интенсификации амплитуды колебаний именно на той частоте, с которой вращается коленчатый вал двигателя. Данную конструктивную схему можно представить как консольный ротор, имеющий статический или динамический дисбаланс (рисунок 6). Так как в конструкции имеется два ведущих диска, то от расположения их центров тяжести относительно друг друга зависит вид дисбаланса. При спектральном анализе гармоника оборотной частоты явно выражена и в основном имеет максимальную амплитуду (рисунок 4).

В качестве диагностического параметра предлагается принять обобщенный показатель, являющийся производной величиной виброускорения. Данный обобщенный показатель устанавливает долю колебательной мощности (в процентах) в индикаторной мощности, вырабатываемой двигателем:

$$\Delta P = \frac{P}{N_i} \cdot 100,$$

где P – колебательная мощность, излучаемая машиной в опоры, кВт;

N_i – индикаторная мощность, вырабатываемая двигателем, кВт.

Колебательная мощность, излучаемая машиной через все опоры k , определяют как сумму колебательных мощностей, излучаемых через отдельные опоры n , и вычисляют по формулам [8]:

$$P = \sum_{n=1}^k P_n,$$

$$P_n = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_1}^{t_2} F_n(t) q_n(t) dt,$$

где $F_n(t)$ – сила, приходящаяся на n опору двигателя в момент времени t , Н;

$q_n(t)$ – ускорение на n опоре, м/с².

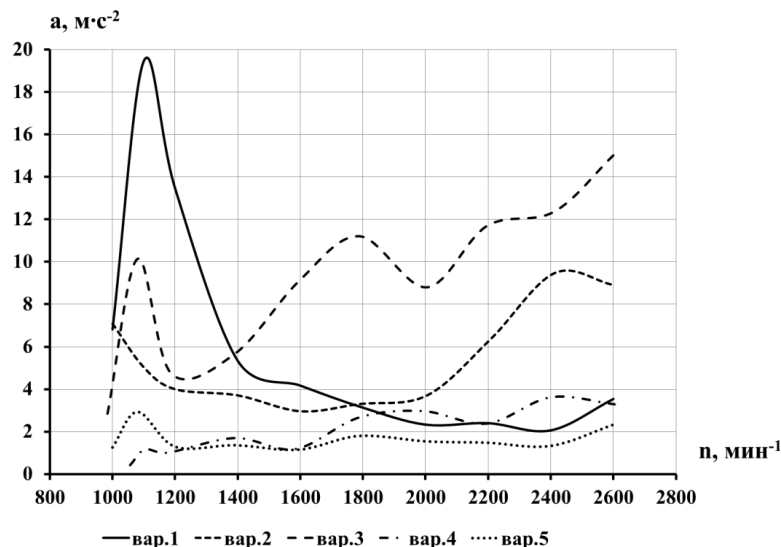


Рисунок 5. Значения виброускорений в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

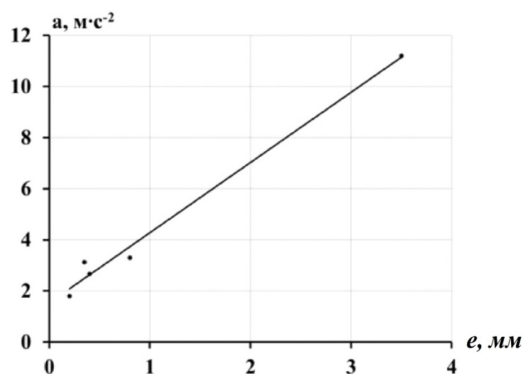


Рисунок 6. Значения амплитуд гармоники оборотной частоты в зависимости от смещения центров тяжести ведущих дисков

Так как скорость находится численным интегрированием таблично заданной функции виброускорений силового агрегата, то данная зависимость описывает техническое состояние более точно, чем значения амплитуд спектров и среднее квадратическое значение ускорения, скорости или перемещения. Расчетами были получены значения колебательной мощности силового агрегата, оснащенного различными вариантами сцепления, для различных частот вращения коленчатого вала двигателя и доли в мощности, вырабатываемой двигателем (таблица 1).

Наиболее тесная взаимосвязь проявляется на частотах вращения коленчатого вала $n=1800-2600$ мин⁻¹. Функция, связывающая долю колебательной мощности (ΔP) и смещение центра тяжести ведущих дисков e , является линейной и графически представлена на рисунке 8.

Таблица 1. Значения колебательной мощности и доли колебательной мощности

Варианты сцеплений	Колебательная мощность, кВт										e, мм
	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	
Вариант 5	1,4	0,7	0,3	0,3	0,4	0,3	0,6	0,4	0,3	0,5	0,2
Вариант 1	1,3	11,9	5,6	1,1	1,2	1,8	2,4	2,0	1,2	1,2	0,35
Вариант 4	0,3	0,3	0,2	0,3	0,3	0,6	0,9	1,0	1,4	2,4	0,4
Вариант 2	2,8	1,2	0,7	0,5	1,1	2,3	2,2	4,9	5,7	6,5	0,8
Вариант 3	0,7	3,4	1,3	1,1	5,2	14,4	15,2	16,8	17,8	24,9	3,5
Коэф. корреляции	-0,23	-0,04	-0,10	0,57	0,985	0,995	0,991	0,994	0,991	0,997	-
	Доля колебательной мощности ΔP , %										
Вариант 5	1,9	0,8	0,3	0,2	0,2	0,1	0,3	0,2	0,1	0,2	0,2
Вариант 1	1,8	13,9	5,7	0,8	0,7	0,9	1,1	0,8	0,5	0,5	0,35
Вариант 4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,6	0,9	0,4
Вариант 2	3,8	1,4	0,7	0,4	0,6	1,1	1,0	2,1	2,3	2,5	0,8
Вариант 3	1,0	4,0	1,3	0,8	3,0	6,9	6,8	7,2	7,2	9,6	3,5

На основании вышеизложенного предлагаемый алгоритм диагностирования представляет собой последовательность действий, выполняемых поэтапно. На первом этапе непосредственным измерением получают данные по виброускорениям. Измерения производят в частотном диапазоне $n_{\text{диаг}} = 2000 \pm 200 \text{ мин}^{-1}$ в течение минуты. Сигнал виброускорения должен квантоваться с частотой не более чем $1/1000 \text{ с}$.

На втором этапе находится колебательная мощность, излучаемая в опоры силового агрегата, и находится её доля в мощности, вырабатываемой двигателем. Далее определяется техническое состояние сцепления по установленной зависимости:

$$e = 0,49 \Delta P + 0,12.$$

Эта зависимость является диагностической моделью и позволяет установить номинальные ΔP_n , допустимые $\Delta P_{\text{дон}}$ и предельные $\Delta P_{\text{пр}}$ значения диагностического параметра.

По результатам проведенных аналитических и экспериментальных исследований установлено, что эффективным методом диагностирования сцеплений моделей 14 и 142 является виброакустический метод. В качестве структурного параметра обосновано значение смещения центров тяжести ведущих дисков, в качестве диагностического – значение доли колебательной мощности в индикаторной мощности, вырабатываемой двигателем. Предложена диагностическая модель для сцеплений с крестово-фрикционной муфтой.

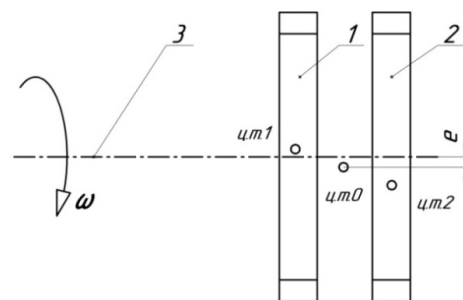


Рисунок 8. Смещение центра тяжести относительно оси коленчатого вала

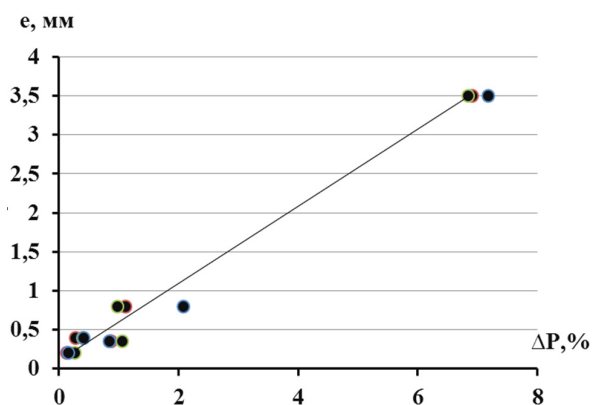


Рисунок 8. Зависимость доли колебательной мощности от смещения центров тяжести ведущих дисков

Для диагностирования сцепления в условиях эксплуатации необходимо разработать мобильное устройство, которое сможет реализовать предлагаемый метод с минимальными потерями времени при техническом обслуживании автомобиля.

5.08.2014

Список литературы:

1. Титунин, Н.Г. Ремонт автомобилей КамАЗ / Н.Г. Титунин. – Л.: Ленингр. отд-ние Агропромиздат, 1987. – 288 с.
2. Хуснетдинов, Ш.С. Восстановление работоспособности сцеплений грузовых автомобилей усовершенствованным ремонтным комплектом / Ш.С. Хуснетдинов, А.Т. Кулаков, С.Ю. Коваленко // Вестник Оренбургского государственного университета, 2013. – №12(161). – С. 233–240.
3. Пеньков, Е.А. Теоретическое обоснование повышения надежности сцепления КАМАЗ модели 14 при ремонте / Е.А. Пеньков, Р.Ф. Калимуллин // Молодой ученый, 2013. – №10(57). – С. 185–189.
4. Пеньков, Е.А. Оценка вибронегруженности автомобильного двигателя при износе деталей сцепления / Е.А. Пеньков, Р.И. Гарипов, С.Ю. Коваленко // Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы Международной научно-технической конференции. – Тюмень, 2014. – С. 208–212.
5. Пеньков, Е.А. Теоретическое обоснование предельного зазора в сопряжении «паз маховика – шип ведущего диска» сцеплений КАМАЗ / Е.А. Пеньков, С.Ю. Коваленко // Актуальные вопросы инновационного развития транспортного комплекса: материалы 4-ой Международной научно-практической интернет-конференции. – Орел, 2014. – С. 53–56.
6. Основы виброакустической диагностики машинного оборудования / В.Н. Костюков, А.П. Науменко, С.Н. Бойченко, Е.В. Тарасов. – Омск: НПЦ «ДИНАМИКА», 2007. – 286 с.
7. Костюков, В.Н. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования / В.Н. Костюков, А.П. Науменко. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. – 108 с.
8. ГОСТ Р 8.650-2008. Колебательная мощность, излучаемая машинами в присоединенные опорные конструкции. – 2010-01-01. – М.: Стандартинформ, 2009. – 22 с.

Сведения об авторах:

Пеньков Евгений Александрович, аспирант кафедры автомобильного транспорта
Оренбургского государственного университета,
460018, Оренбург, пр-т Победы, 13, тел.: (3532) 91-22-26, e-mail: pea-1i@mail.ru

Хуснетдинов Шамиль Сабирович, заведующий лабораториями кафедры эксплуатации
автомобильного транспорта Набережночелнинского института Казанского (Приволжского)
федерального университета, соискатель ученой степени кандидата технических наук
423823, Набережные Челны, проспект Мира, 68/19.

Гарипов Равиль Ильдарович, аспирант кафедры эксплуатации автомобильного транспорта
Набережночелнинского института Казанского (Приволжского) федерального университета,
423823,г. Набережные Челны, проспект Мира, 68/19, e-mail: ravil_g@mail.ru