
НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.83:629.114

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМОВ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЯ КАМАЗ-5320 ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИХ КОНТРОЛЕПРИГОДНОСТИ

© 2023 г. Е. П. Тимашов¹, А. Г. Пастухов^{1,*}

¹Белгородский государственный аграрный университет им. В.Я. Горина, Белгород, Россия

*e-mail: pastukhov_ag@mail.ru

Поступила в редакцию 20.03.2023 г.

После доработки 10.04.2023 г.

Принята к публикации 20.04.2023 г.

Представлены результаты аналитического исследования температурных режимов подшипниковых узлов коробки передач, обоснованы их диагностические критерии. Экспериментально доказана возможность практического применения автоматической термодиагностики на основе изучения тепловых режимов подшипниковых узлов.

Ключевые слова: техническая диагностика, подшипниковый узел, термодиагностика, надежность, контролепригодность, автоматическая диагностика

DOI: 10.31857/S023571192304017X, EDN: XXFHBS

Проблема обеспечения надежности узлов и агрегатов автомобилей остается актуальной в современных условиях. Поддержание требуемого уровня надежности зависит от эффективности системы технического обслуживания и ремонта, определяющим фактором которой является техническая диагностика. Целесообразно на этапах проектирования, производства и эксплуатации обеспечить высокие показатели контролепригодности, и, в конечном счете, автоматизировать процесс технической диагностики [1–4].

В современных автомобилях уже применяется автоматическая диагностика и телематические системы, однако узлы и агрегаты механических трансмиссий пока не обеспечены технологиями и средствами автоматической диагностики. Актуальность исследований в этой области безусловна, т.к., например, доля отказов подшипников коробки передач автомобиля КамАЗ достигает 43% [5, 6].

Среди методов диагностирования технического состояния узлов механических трансмиссий наиболее приемлемым для автоматизации является тепловой метод [7, 8]. Термодиагностика, наряду с вибродиагностикой, позволяет выявлять изменение технического состояния узла по уровню потерь механической энергии. Методически целесообразно измерять температуру в зоне трения, как показатель уровня потерь механической энергии, и сравнивать ее с предельным значением в 250°C [9]. Однако практическое измерение температуры в зоне трения, например, для подшипника качения, практически невозможно, к тому же, оно требует внесения существенных изменений в конструкцию узла. Для решения такой проблемы предлагается способ косвенного вычисления температуры в зоне трения с использованием температуры на доступной поверхности детали и коэффициента пропорциональности конечно-элементной модели. При этом необходимо внести минимальные изменения в конструкцию узла, например, предусмотреть крепление для датчика температуры на поверхности крышки

подшипника. Также для трехмерной конечно-элементной модели подшипникового узла необходимо установить взаимосвязь между температурой в зоне трения и температурой в зоне измерения, как коэффициент пропорциональности конечно-элементной модели. При эксплуатации автомобиля бортовая диагностическая система – регистратор неисправности трансмиссии, будет автоматически измерять температуру на поверхности, вычислять температуру в зоне трения и сравнивать ее с предельной величиной.

Применение технологии автоматической термодиагностики в своей основе должно содержать изучение тепловых режимов каждого диагностируемого узла. Расчет величины теоретической температуры в зоне трения подшипника на основе его нагрузочных режимов позволит подтвердить правильность проектирования подшипникового узла, и, что более важно, определить диагностические величины температуры при номинальных нагрузках [10].

Решение поставленной задачи проведем на примере коробки перемены передач автомобиля КамАЗ-5320, валы которой опираются на пять подшипников различных типов. Для определения номинальных нагрузок на подшипники используем режим двигателя с частотой вращения коленчатого вала 2600 об/мин при крутящем моменте 638 Нм и техническое описание коробки перемены передач без делителя.

Коробка перемены передач выполнена по трехвальной схеме с передаточными числами I, ..., V передач: 7.82; 4.03; 2.5; 1.53; 1.0. Входной вал коробки передач установлен в шариковом радиальном однорядном подшипнике с латунным сепаратором 170412 АКЛ ГОСТ 520-89, а его торец соединен с торцом выходного вала подшипником роликовым радиальным однорядным 76-592708М1 ГОСТ 520-89. Промежуточный вал установлен в двух подшипниках: передний – подшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами 12213 КМ ГОСТ 8328-75, задний – роликовый радиальный сферический двухрядный 53610 ГОСТ 24696-81. Передний торец выходного вала сопряжен с входным валом, и опирается на задний радиальный шариковый подшипник 50412 АК ГОСТ 2893-82. Осевые усилия от косозубых зубчатых зацеплений воспринимаются передним подшипником входного вала, задним подшипником промежуточного вала и задним подшипником выходного вала. Смазывание подшипников промежуточного вала осуществляется разбрызгиванием, остальных – под давлением.

Для расчета реакций подшипниковых опор учитываем тангенциальные (горизонтальные) и радиальные (вертикальные) нагрузки от зубчатых колес, осевые не учитываем. На рис. 1 представлена расчетная схема к определению реакций подшипниковых опор. Так как пятая передача прямая, то зубчатые зацепления не создают нагрузки на валы, поэтому работу коробки на этой передаче не рассматриваем.

При расчете тангенциальных и радиальных сил в зацеплении использованы диаметры делительных окружностей зубчатых колес, вычисленные на основании данных числа зубьев, модуля и угла наклона зубьев (табл. 1).

В опорах вычислены реакции, начиная с выходного вала (рис. 1, позиция 3). При расчете использованы вертикальные и горизонтальные проекции и размеры участков вала на каждой передаче, расчет выполнялся в двух плоскостях с учетом направлений векторов сил, в табл. 2 занесены величины суммарных реакций в опорах *A* и *D* по модулю. Затем выполнен аналогичный расчет реакций опор промежуточного вала (рис. 1, позиция 2) *B* и *C* с учетом двух действующих сил – от зубчатого зацепления привода промежуточного вала и от сил в зацеплении каждой из передач. Входной вал (рис. 1, позиция 1) передним торцом установлен в подшипнике торца коленчатого вала двигателя, ввиду его минимальных нагрузок этот подшипник не рассматриваем и определяем только реакцию в опоре *E*. При расчете входного вала использована нагрузка от его зубчатого зацепления, а также консольная сила в опоре *D*, вычисленная при расчете реакций выходного вала.

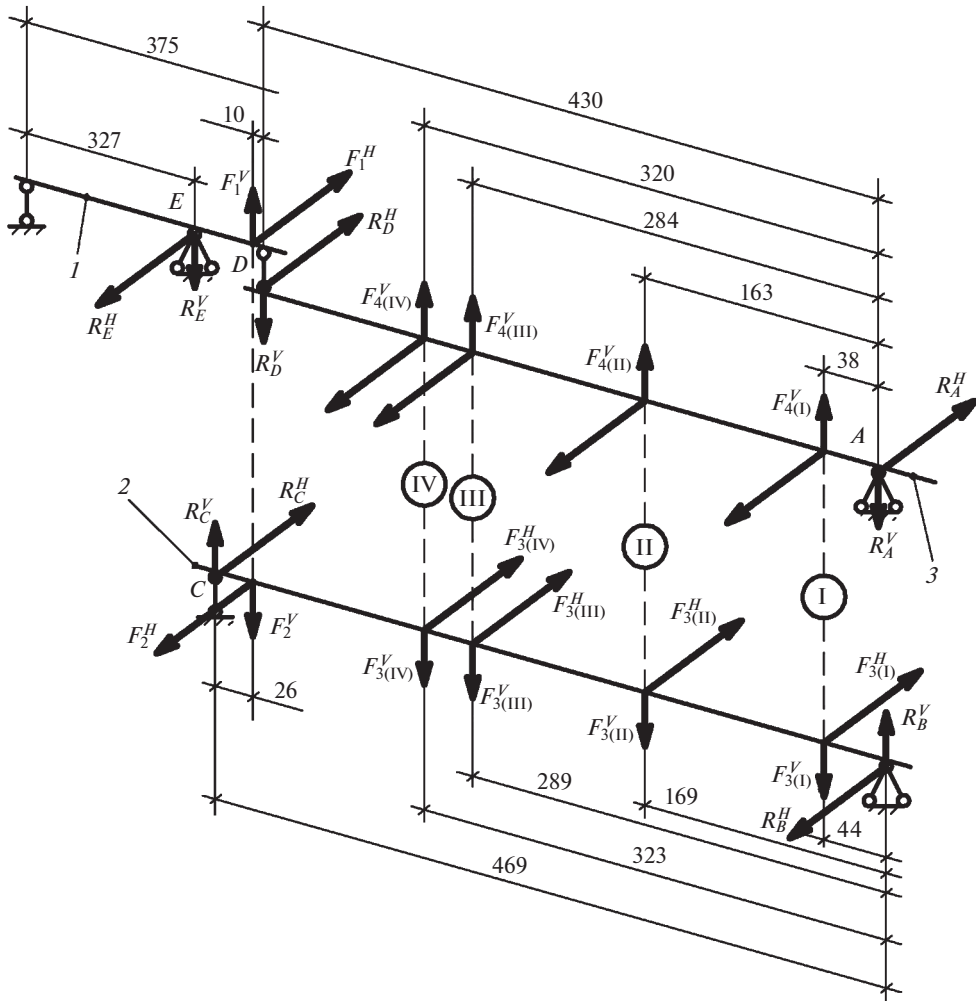


Рис. 1. Схема расчета реакций подшипниковых опор: 1 – входной вал; 2 – промежуточный вал; 3 – выходной вал; I, II, III, IV – номера передач; A, B, C, D, E – подшипниковые опоры; $F_{1...4}^H$ – горизонтальные проекции сил в зацеплении; $F_{1...4}^V$ – вертикальные проекции сил в зацеплении; $F_{A...E}^H$ – горизонтальные проекции реакций опор; $F_{A...E}^V$ – вертикальные проекции реакций опор.

Частоту вращения в опоре A принимаем, как частоту вращения выходного вала на каждой передаче при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2600 об/мин. Частоту вращения в опорах B и C принимаем, как постоянную, зависящую от передаточного числа привода промежуточного вала. Так как подшипник в опоре D соединяет входной и выходной валы, вращающиеся в одном направлении с разной частотой, то его частоту вращения определяем как разность между вращением этих валов. Частоту вращения в опоре E принимаем постоянной, как частоту вращения коленчатого вала двигателя (табл. 2).

Таблица 1. Результаты расчета сил в зацеплении

Параметр	Привод промежуточного вала	Передачи			
		I	II	III	IV
Число зубьев (вх/вых)	25/46	12/51	21/46	28/38	36/30
Модуль, мм	4.25	5	4.5	4.5	4.5
Угол наклона зубьев	18°	0°	17°	19°31′	21°
Диаметр делительной окружности (вх.), мм	111.7	60.0	98.8	133.3	173.5
Диаметр делительной окружности (вых.), мм	205.6	255.0	216.5	180.9	144.6
Тангенциальная сила, кН	11.2	36.1	21.9	16.3	12.5
Радиальная сила, кН	4.08	13.1	7.97	5.92	4.53

Таблица 2. Результаты расчета подшипниковых опор

Подшипниковые опоры		Передачи			
		I	II	III	IV
Реакции, кН	A	35.0	14.5	5.88	3.39
	B	34.3	14.4	6.15	3.64
	C	8.81	7.24	7.52	7.24
	D	3.39	8.84	11.4	9.86
	E	10.6	8.55	9.04	8.61
Частота вращения, об/мин	A	333	645	1040	1700
	B	1412	1412	1412	1412
	C	1412	1412	1412	1412
	D	2267	1955	1560	900
	E	2600	2600	2600	2600
Температура, °C	A	182.9	106.6	55.3	41.0
	B	377.5	158.6	67.7	40.1
	C	156.3	128.4	133.5	128.4
	D	95.6	230.7	265.7	172.2
	E	159.6	120.4	135.9	129.3

Для расчета температуры в зоне трения применим аналитическую модель оценки температуры в зоне трения подшипникового узла, разработанную авторами, с учетом влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов

$$\Theta_F = \frac{\delta f F \omega}{2h \left(\lambda \sqrt{\frac{2\alpha(h + \pi r)}{\lambda h \pi r}} + k' \rho c \cdot 2.6 \sqrt{\frac{a \omega r}{\lambda_R}} \right)},$$

где Θ_F – температура в зоне трения, °C; δ – коэффициент распределения теплоты между трущимися телами; f – коэффициент трения; F – нагрузка на подшипник, Н; ω – угловая скорость, с⁻¹; h – длина шипа, м; r – радиус шипа, м; λ – теплопроводность, Вт/м°C; m ; α – коэффициент теплоотдачи поверхности, Вт/м²°C; k' – коэффи-

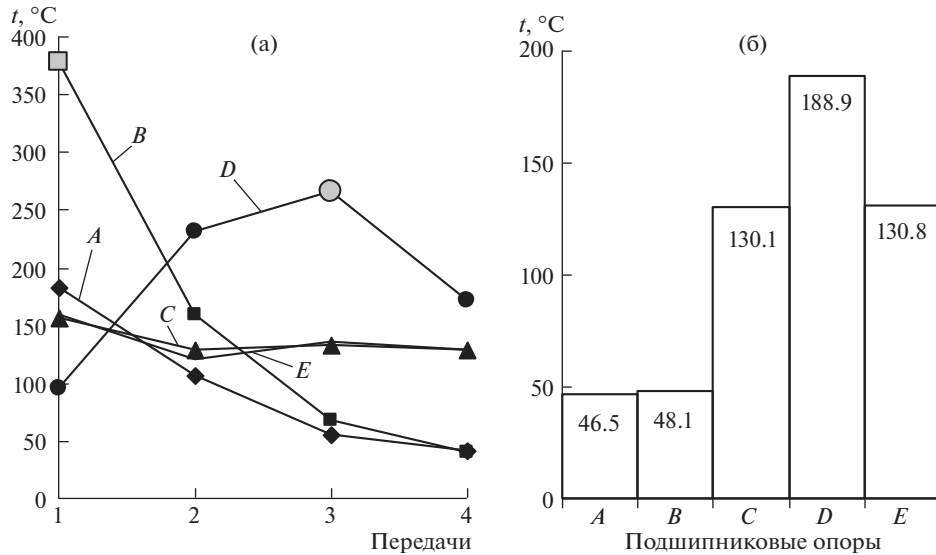


Рис. 2. Результаты расчета температуры в зоне трения: (а) — температура в зоне трения на каждой передаче, (б) — усредненная температура в зоне трения каждой подшипниковой опоры (A, B, C, D, E).

коэффициент пропорциональности; ρ — плотность материала кг/м^3 ; c — удельная теплоемкость $\text{Дж/кг}^\circ\text{C}$; a — коэффициент температуропроводности $\text{м}^2/\text{с}$; λ_R — длина волны неровностей на трущейся поверхности, м.

Приведенная аналитическая модель используется для расчета подшипников скольжения, поэтому заменим подшипник его условной моделью, где ширина подшипника приравняется к длине шипа h , а радиус шипа r вычисляется как четверть от суммы внутреннего и наружного диаметров. Результаты расчета температуры в зоне трения представлены в табл. 2.

Так как коробка передач автомобиля КамАЗ эксплуатируется на V передаче 70% времени, то на работу остальных передач приходится 30% от общего времени эксплуатации. Так как тепловой поток есть функция от приращения температуры и времени, то можно определить усредненную величину температуры, приняв работу на I, ..., IV передачах за 100% времени. Тогда доля работы на I передаче 2%, на II передаче 6%, на III передаче 25.3%, на IV передаче 66.7% [11]. На рис. 2 представлены результаты расчета температуры в зоне трения.

Анализ графика (рис. 2а) показывает, что в опоре B (задний подшипник промежуточного вала) при работе на I передаче, температура значительно превышает предельное значение в 250°C . Объяснить несоответствие рассчитанной температуры реальным показателям надежности можно тем, что I передача при эксплуатации автомобиля используется минимальное время, за которое подшипник не успевает достичь предельной температуры. Также отмечено превышение предельной температуры в опоре D (передний подшипник выходного вала) на III передаче. Однако этот подшипник обеспечен подачей смазочного материала под давлением, что способствует более эффективному теплоотводу. К тому же, график усредненных температур (рис. 2б) показывает, что ни в одной из опор предельная температура не достигнута. Полученные величины усредненных температур могут служить диагностическими критериями работы при номинальных нагрузках.

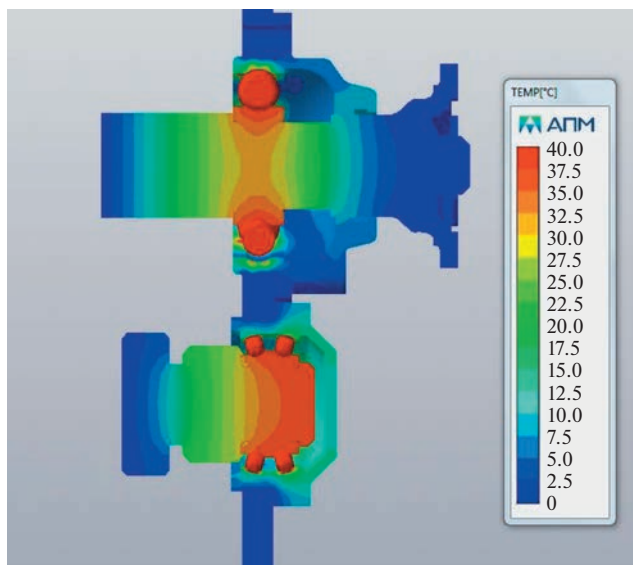


Рис. 3. Карты температурных полей к определению коэффициентов пропорциональности конечно-элементной модели.

При термодиагностике предполагается косвенное измерение температуры в зоне трения, для чего определим коэффициент пропорциональности конечно-элементной модели фрагмента коробки передач с подшипниковыми опорами *A* и *B*. На рис. 3 показаны карты температурных полей исследуемых узлов для вычисления коэффициентов пропорциональности конечно-элементных моделей. При расчете коэффициентов пропорциональности конечно-элементной модели зоны трения подшипников последовательно нагружались температурой от 0 до 24°C, а по полученным картам температурных полей определяли температуру на поверхностях крышек подшипников. В результате установлена прямая пропорциональная зависимость между температурой в зоне трения и температурой на поверхности узлов с коэффициентами $k_A = 0.344$, $k_B = 0.328$. Таким образом для подшипниковой опоры *A* при температуре в зоне трения 46.5°C температура на поверхности крышки подшипника будет на 16°C превышать температуру окружающего воздуха; для подшипниковой опоры *B* при температуре в зоне трения 48.1°C температура на поверхности крышки подшипника будет на 15.8°C превышать температуру окружающего воздуха.

Для экспериментальной проверки полученных результатов было проведено тепловизионное наблюдение поверхностей крышек подшипниковых опор *A* и *B* при температуре окружающего воздуха 16.7°C. Измерение температуры крышек показало, что превышение температуры окружающего воздуха у опоры *A* составило 18.2°C, для опоры *B* 18.4°C. Сходимость теоретических и экспериментальных величин показывает эффективность и возможность практического применения автоматической термодиагностики на основе изучения тепловых режимов подшипниковых опор коробки передач.

Выводы. 1. Результаты теоретического исследования показали значимость изучения теплового режима узлов механических трансмиссий на основе силовых и кинематических факторов эксплуатации. **2.** Получены расчетные величины температур подшипниковых узлов коробки передач автомобиля КамАЗ-5320, дано их аналитическое обоснование; определены величины усредненных температур — диагностических кри-

териев. 3. Экспериментальная проверка полученных результатов показала их сходимость, и подтвердила возможность практического применения автоматической термодиагностики на основе изучения тепловых режимов подшипниковых опор коробки передач.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Костомахин М.Н., Катаев Ю.В., Петрищев Н.А. и др. Система дистанционного мониторинга технического состояния с функцией контроля соблюдения режимов мобильных энерго-средств // Вестник машиностроения. 2022. № 1. С. 67.
2. Катаев Ю.В., Герасимов В.С., Тишанинов И.А. Использование систем бесконтактной диагностики при техническом обслуживании энергонасыщенной сельскохозяйственной техники // Технический сервис машин. 2022. № 2 (147). С. 60.
3. Щукина В.Н., Девянин С.Н., Казанцев С.П., Матвеев А.И. Проектирование интеллектуальной системы контроля технического состояния парка мобильных машин // Агроинженерия. 2022. Т. 24. № 5. С. 52.
4. Пастухов А.Г., Тимашов Е.П. Проектирование контролепригодных узлов механических трансмиссий // Вестник машиностроения. 2021. № 7. С. 22.
5. Лянденбургский В.В., Тарасов А.И., Нефедов М.В., Боровков В.Н. Анализ неисправностей коробок перемены передач автомобилей КамАЗ // Интернет-журнал Науковедение. 2014. № 5 (24). С. 153.
6. Кулаков О.А. Обоснование новой методики диагностирования опорных подшипников коробки передач автомобиля КамАЗ в эксплуатации // Научно-технический вестник Поволжья. 2018. № 2. С. 25.
7. Албагачиев А.Ю., Михеев А.Н., Тананов М.А., Тохметова А.Б. Определение температуры нагрева смазочного слоя при трении // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 5. С. 93.
8. Габитов И.И., Неговора А.В., Разяпов М.М. Оперативный мониторинг и управление температурными режимами ресурснозначимых агрегатов автотракторной техники // Технический сервис машин. 2021. № 1 (142). С. 89.
9. Методика ускоренных испытаний карданных передач сельскохозяйственных машин. Руководящий технический материал РТМ 23.2.74-79. М.: ВИСХОМ, 1980. 40 с.
10. Гриценко А.Е., Серегин А.А. Силовой анализ главной передачи ведущего моста трактора "Кировец" // Активная честолюбивая интеллектуальная молодежь сельскому хозяйству. 2022. № 1 (12). С. 42.
11. Проектирование трансмиссий автомобилей. Справочник / Под общ. ред. А.И. Гришкевича. М.: Машиностроение, 1984. 272 с.