

Ресурсные стендовые испытания тракторных фрикционных сцеплений

д.т.н. проф. Михайлов В.А., к.т.н. доц. Шарипова Н.Н., к.т.н. доц. Есеновский-Ложков М.Ю.

Университет машиностроения
8(495)223-05-23 (1313), eco@mami.ru

Аннотация. Предложена методика ускоренных ресурсных стендовых испытаний тракторных фрикционных сцеплений, имитирующая режим их нагружения в реальной эксплуатации. Ускорение при стендовых испытаниях фрикционных сцеплений по предложенной методике по сравнению с эксплуатационными достигает 6...10 раз в зависимости от конструкции, шифра материалов пар трения и условий их нагружения в эксплуатации.

Ключевые слова: *стендовые испытания; фрикционное сцепление; фрикционная накладка; работа буксования; температура; износ накладок.*

Известно, что фрикционные накладки лимитируют долговечность фрикционных сцеплений (ФС) тракторов. В настоящее время долговечность ФС наиболее часто оценивают по результатам их стендовых испытаний. В инженерной практике широкое распространение получили ускоренные стендовые испытания, требующие меньших временных и материальных затрат. Они обычно проводятся на режимах форсированных нагрузок, не зависящих от конструктивных особенностей испытуемых ФС и лишь частично соответствующих эксплуатационным. Например, при испытаниях по отраслевой методике [1, 2] задается постоянная величина удельной работы буксования ($147...167 \text{ Дж/см}^2$ для двухдисковых и $196...245 \text{ Дж/см}^2$ для однодисковых ФС) и постоянное значение установившейся объемной температуры ведущего диска (120°C для среднего диска двухдискового ФС и нажимного диска однодискового).

Однако известно [2-10], что в реальных условиях нагруженность ФС, например, на сельскохозяйственном тракторе и его промышленной модификации существенно различается. Более того, разной окажется нагруженность ФС при их установке на один и тот же трактор, если различны конструктивные параметры этих муфт [4-8]. Иными словами, тепловая и силовая нагруженность ФС определяется условиями эксплуатации (весьма разнообразными для тракторов одного класса), а также их конструктивными параметрами и особенностями.

Поэтому при испытаниях ФС (ресурсных, сравнительных или любых других) необходимо по возможности в наибольшей степени имитировать реальные условия нагружения данного ФС конкретного трактора и корректировать эти условия при изменении параметров ФС или назначении тракторного агрегата. Испытания различных ФС на одинаковых условиях режимах не позволяют объективно оценить их ресурс. Например, испытания при одинаковой объемной температуре двух разных ФС могут показать преимущество по ресурсу у одной из муфт, но в реальных условиях благодаря более удачным параметрам у другой муфты нагрев и износ накладок окажутся меньше [2, 3]. Поэтому даже при сравнительных ускоренных испытаниях двух разных ФС, предназначенных для одной и той же машины, режимы стендовых испытаний по величинам работы буксования и температуры нагрева пар трения должны быть различны.

Следовательно, методика стендовых ресурсных испытаний тракторных ФС должна базироваться на обобщенном режиме нагружения ФС тракторов данного класса и назначения с учетом конструктивных особенностей фрикционного узла.

Под режимами ресурсных стендовых испытаний ФС подразумевается совокупность основных факторов, обеспечивающих механизм изнашивания пар трения, идентичный эксплуатационному. К ним относятся величина передаваемого момента M_C , частота включения Z в час и работа буксования L при включении ФС.

Режим ресурсных стендовых испытаний ФС должен быть приближен к типовому эксплуатационному и обеспечивать удобство проведения эксперимента за счет фиксации уровней нагрузки и минимального числа переналадок стенда.

Методику построения типовых режимов стендовых испытаний рассмотрим на примере

ФС трактора Т-4А.

Определение нагрузочных характеристик начинаем с интервальной замены переменных нагрузочных режимов, методика построения которых рассмотрена в работе [3], постоянными ступенчатыми.

Для этого обобщенную по всем видам работ плотность вероятности нагрузки $f_o(M_C)$ представим в виде прерывистой ступенчатой функции $f_r(M_C)$ (рисунок 1). При этом необходимо соблюдать условие нормировки [11]

$$\int_0^{\infty} f_o(M_C) dM_C = \int_0^{\infty} f_r(M_C) dM_C = 1.$$

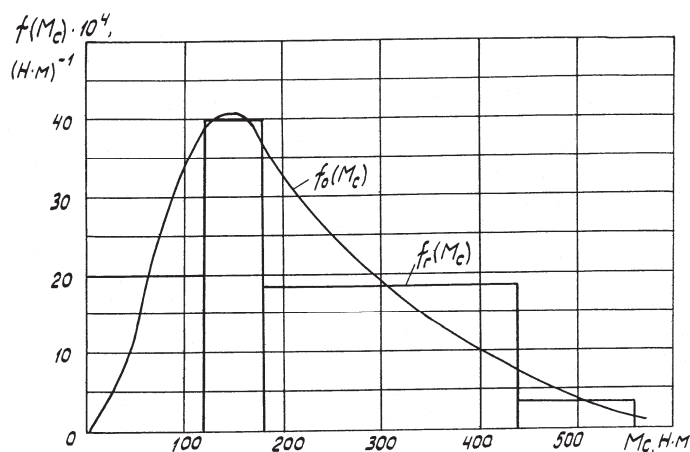


Рисунок 1. Обобщенная плотность вероятности момента сопротивления на валу ФС трактора Т-4А

Количество участков с постоянными характеристиками нагруженности выбираем из условий обеспечения достаточно высокой точности замены непрерывного нагрузочного режима его дискретными значениями и удобства проведения эксперимента.

По рекомендациям Д. Тейлора [11] при замене случайной функции, подчиненной нормальному закону распределения, дискретной, для получения приемлемых значений коэффициента согласия χ^2 , показывающего степень их приближения, число бинов (ступеней) дискретной функции должно удовлетворять условию $n \geq 4$. Поэтому в нашем случае с целью сокращения переналадок стенда примем $n = 4$.

Для удобства проведения расчетов годовую наработку трактора в эксплуатации принимаем условно равной $L_h = 1000$ ч. При этом на графиках типового режима нагружения по M_C (рисунок 2) получаем продолжительность режима в часах.

Если время эксплуатации трактора в течение года отлично от условно выбранного (для сельскохозяйственных тракторов $L_h = 1350$ ч. [3, 5, 6]), продолжительность действия нагрузки на каждой ступени блока определяется по зависимости:

$$t_i = P_i(M_{Ci} \leq M_C \leq M_{Ci+1}) L_h.$$

Здесь:

$$P_i(M_{Ci} \leq M_C \leq M_{Ci+1}) = \int_{M_{Ci}}^{M_{Ci+1}} f_o(M_C) dM_C = \int_{M_{Ci}}^{M_{Ci+1}} f_r(M_C) dM_C.$$

При этом интервальная площадь для ступенчатой функции распределения определяется площадью соответствующих прямоугольников, на которые расчленялась соответствующая часть площади опытной плотности распределения $f_o(M_C)$.

Интервалы значений момента сопротивления M_C выбираются из удобства выполнения

расчетов и в зависимости от характера изменения интегральной функции. Частота включения в выбранном нагрузочном интервале действия момента сопротивления определяется осреднением типового графика (рисунок 3).

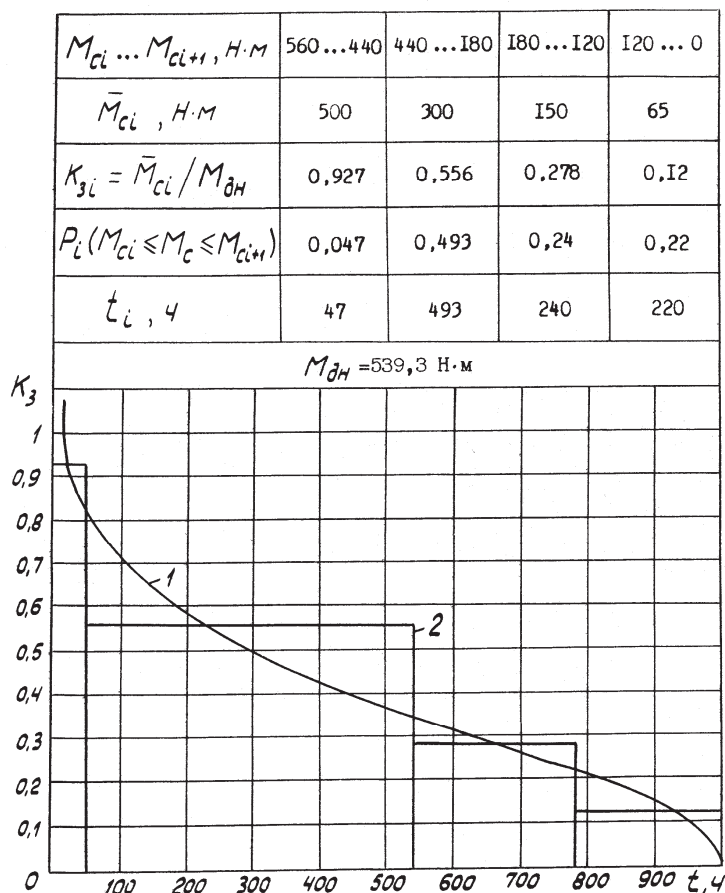


Рисунок 2. Типовой режим нагружения трактора Т-4А по моменту сопротивления на валу ФС: 1 – в эксплуатации; 2 – ступенчатый

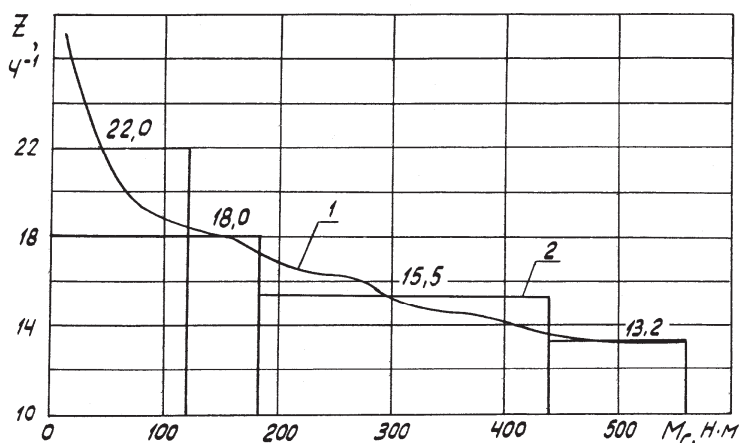


Рисунок 3. Частота включения ФС трактора Т-4А в зависимости от передаваемого момента: 1 – в эксплуатации; 2 – ступенчатый

Аналогично моменту сопротивления на валу ФС производится замена графика типового режима работы буксования ступенчатым блоком нагружения (рисунок 4). При этом время испытаний на каждой ступени соответствует времени нагружения по моменту сопротивления.

В таблице к рисунку 4 приняты следующие обозначения:

M_{ci} и M_{ci+1} – граничные значения момента сопротивления на валу ФС выбранного нагрузочного режима с постоянными параметрами испытаний;

$\overline{M_{ci}}$ и $\overline{L_i}$ – постоянные значения момента сопротивления и работы буксования для i нагрузочного режима;

Z_i – число включений в час, соответствующее i режиму;

t_i – продолжительность испытаний на i режиме с постоянными значениями $\overline{M_{ci}}$, $\overline{L_i}$ и Z_i при $L_h = 1000$ часов;

N_Σ – общее число включений ФС, соответствующее 1000 часам работы трактора в эксплуатации;

$N_{\Sigma i}$ – число включений ФС на i режиме, соответствующее 1000 часам работы трактора в эксплуатации.

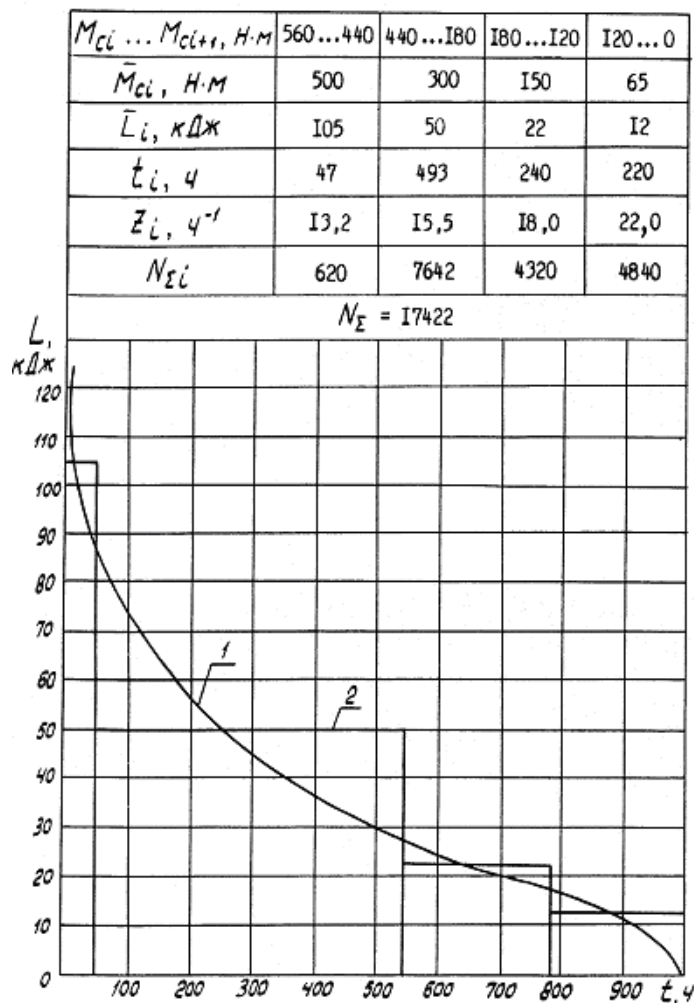


Рисунок 4. Типовой режим нагружения ФС трактора Т-4А по работе буксования:
1 – в эксплуатации; 2 – ступенчатый

Аналогично были получены режимы ресурсных стендовых испытаний для ФС тракторов различного класса и назначения.

Методика расчета типового режима нагружения ФС детально изложена в работе [3].

Данные режимы стендовых испытаний ФС тракторов различных классов и назначения, как и их типовые режимы нагружения, существенно различаются.

При использовании на тракторе ФС с другим коэффициентом запаса β или двигателя с отличающейся внешней скоростной характеристикой нагрузочный режим ресурсных стендовых испытаний требует корректировки, которая производится в следующей последовательности. Сначала по известному номинальному моменту $M_{\text{дн}}$ двигателя с использованием рисунка 2 уточняется коэффициент K_z загрузки для каждой ступени блока нагружения. Затем

из выражений для расчета работы буксования ФС трактора [5, 6, 8-10] по ранее заданным величинам K_3 и L методом итераций на ЭВМ находят для каждой ступени блока нагружения момент инерции J_n тракторного агрегата, приведенный к валу двигателя. В результате блок нагружения трактора имеет вид, представленный на рисунке 5. При этом параметры блока нагружения, рассчитанные по предлагаемой методике, для тракторов с дизелями Алтайского моторного завода приведены в таблице 1.

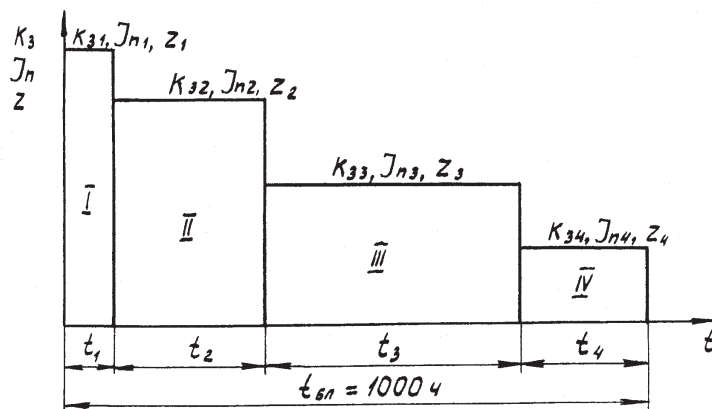


Рисунок 5. Блок нагружения трактора

Таблица 1

Параметры блока нагружения трактора

Марка трактора	Ступень блока	Параметры нагружения			
		K_{3i}	$J_{ni}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	$Z_i, \text{ ч}^{-1}$	$t_i, \text{ ч}$
Т-4А	I	0,93	2,15	13	47
	II	0,56	1,50	16	497
	III	0,28	0,81	18	240
	IV	0,12	0,65	22	220
ТТ-4	I	1,02	0,88	95	69
	II	0,61	0,82	100	734
	III	0,31	0,72	112	139
	IV	0,18	0,62	122	58
ДТ-75М	I	1,03	2,72	20	50
	II	0,91	2,19	19	110
	III	0,64	1,31	17	680
	IV	0,25	0,93	22	160

Таким образом, построенный по данной методике блок нагружения трактора (рисунок 5) является общим для всех ФС данного класса и назначения. Однако нагруженность конкретного ФС определяется не только указанным блоком нагружения, но и конструктивными параметрами фрикционного узла (геометрическими размерами, величиной коэффициента запаса β и момента инерции J_ϕ вала двигателя, условиями теплоотвода, числом пар трения, неравномерностью их нагружения и др.). Поэтому при оценке долговечности пар трения ФС типовой блок нагружения по рисунку 5 перестраивается в блок нагружения конкретного ФС (рисунок 6). Каждая ступень этого блока нагружения характеризует величину суммарной работы буксования ФС в эксплуатации $\Sigma L_i = L_i Z_i t_i$ и соответствующую максимальную температуру $\vartheta_{\max i}$ на поверхности трения лимитирующей фрикционной накладкой. Таким образом, каждому ФС одного назначения при общем блоке эксплуатационных нагрузок трактора (параметры K_3, J_n, Z, t по рисунку 5) будет соответствовать индивидуальный

блок нагружения (параметры $L, Z, \vartheta_{\max}, t$ по рисунку 6), определяющий его долговечность. Параметры блока нагружения, подсчитанные для ФС Алтайского моторного завода, приведены в таблице 2.

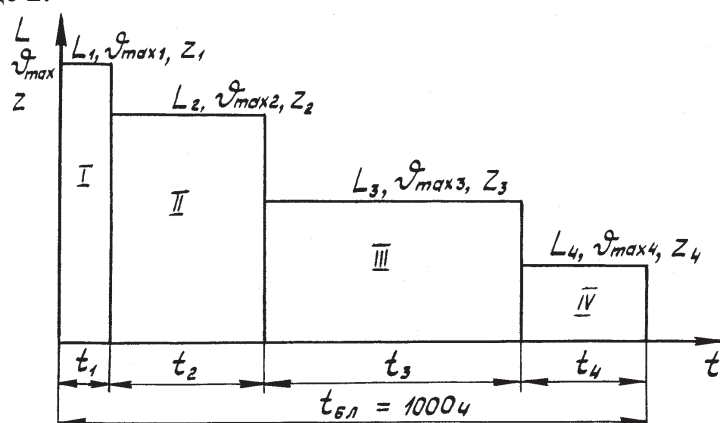


Рисунок 6. Блок нагружения ФС

Таблица 2

Параметры блока нагружения ФС Алтайского моторного завода

Марка ФС	Марка трактора	Ступень блока	Параметры нагружения				
			$\vartheta_{\max i}, ^\circ\text{C}$	$L_i, \text{кДж}$	$Z_i, \text{ч}^{-1}$	$t_i, \text{ч}$	$\Sigma L_i, \text{МДж}$
01М	Т-4А	I	135	105	13	47	64
		II	105	50	16	493	394
		III	85	22	18	240	95
		IV	75	12	22	220	58
01М	ТТ-4	I	195	52	95	69	341
		II	145	21	100	734	1541
		III	95	6	112	139	93
		IV	75	3	122	58	21
41	ДТ-75М	I	170	95	20	50	95
		II	160	75	19	110	157
		III	152	45	17	680	520
		IV	130	20	22	160	70

При стендовых испытаниях пар трения ФС обычно с целью ускорения испытаний их проводят в форсированном режиме. Наиболее часто это обеспечивается за счет форсирования величины работы буксования или температуры поверхности трения или того и другого параметра одновременно. В результате таких ускоренных стендовых испытаний могут быть получены результаты, существенно отличающиеся от эксплуатационных [3, 7].

Для получения достоверных результатов по износостойкости и эксплуатационному ресурсу пар трения условия нагружения ФС на стенде и в эксплуатации должны быть одинаковыми. Однако если типовой режим нагружения для стендовых ресурсных испытаний по работе буксования и числу включения в час ФС эквивалентен эксплуатационному, то температура контактирующих пар трения будет меньше чем в эксплуатации. Это объясняется отсутствием подвода теплоты от тракторного двигателя к ФС при испытании на стенде с электроприводом [2, 3].

В данной работе предлагается новая методика ускоренных ресурсных стендовых испытаний пар трения ФС тракторов. Суть данной методики заключается в следующем.

Для обеспечения эксплуатационного теплового режима работы пар трения сначала определяется объемная температура насыщения одного из ведущих дисков ФС на стенде для всех i ступеней блока нагружения. Для этого нагрузка (работа буксования ФС на стенде на

i -ом режиме нагружения) L_i повторяется с цикличностью Z_i до получения установившейся объемной температуры ϑ_{Vi}'' . При этом время включения ФС выбирается так, чтобы обеспечить на стенде близкий к эксплуатационному закон нарастания момента трения.

Затем расчетом определяется эксплуатационный тепловой режим ФС для всех i ступеней блока нагружения. В результате установившаяся объемная температура одного из ведущих дисков ФС, где установлена термопара для контроля температуры,

$$\vartheta_{Vi} = \vartheta_{Vi}'' + \vartheta_V^C.$$

Здесь ϑ_V^C - перепад температур во внутренней полости картера ФС тракторного двигателя и окружающей среды в испытательном боксе.

Для каждого значения L_i опытным путем подбирается частота включений ФС на стенде Z_i^C , при которой достигается объемная температура ведущего диска ϑ_{Vi} . Так как ϑ_{Vi} существенно больше ϑ_{Vi}'' , то Z_i^C на стенде будет существенно больше Z_i в эксплуатации. Этим и обеспечивается ускорение испытаний при сохранении реального теплового и силового режима нагружения ФС.

Далее для каждого этапа нагружения при заданных L_i и Z_i^C производится набор на стенде необходимого числа циклов нагружения ФС до появления ощутимого суммарного износа. В зависимости от нагруженности и износостойкости пар трения количество циклов нагружения для получения указанного износа для разных конструкций ФС будет различным. Как показали наши испытания, при нагружении реальными эксплуатационными нагрузками отечественных и фирмы VALEO тракторных ФС необходимое суммарное число циклов включения за время стендовых испытаний обычно не превышает 5...10 тысяч.

Фактический ресурс накладок ФС в моточасах работы трактора определяется долговечностью лимитирующей накладки по зависимости [3, 5, 6]

$$h = \frac{H L_h}{\sum_{i=1}^n q_i N_{\Sigma i}},$$

где: H - допустимый износ фрикционной накладки ведомого диска; L_h - наработка трактора в моточасах за год; n - число режимов нагружения ФС на стенде; q_i - износ лимитирующей накладки за одно включение на i -ом режиме нагружения; $N_{\Sigma i} = Z_i \cdot t_i$ - число циклов включения ФС в год на i -ом режиме нагружения.

Таким образом, предложенный метод ускоренных стендовых испытаний ФС базируется на принципе воспроизведения на стенде режима нагружения эквивалентного эксплуатационному. При этом за счет повышения цикличности включения ФС на стенде в сравнении с эксплуатационной достигается ускорение испытаний.

Для проверки достоверности предложенной методики было проведено сопоставление результатов стендовых испытаний натурных образцов и эксплуатационного ресурса ФС тракторов ДТ-75М и ТТ-4.

Анализ износостойкости пар трения ФС 32 тракторов ДТ-75М выпуска 1975...1986 г.г. по результатам испытаний МИС Госагропрома позволил оценить ресурс их фрикционных накладок в 3940 моточасов [2].

Ресурс фрикционных накладок ФС ТТ-4 по результатам испытаний 16 тракторов выпуска 1980...1986 г.г., проведенных в леспромхозах ЦНИИМЭ, оценен в 3400 моточаса [2].

Конструктивные особенности указанных ФС, а также результаты стендовых и эксплуатационных испытаний представлены в таблице 3.

Хорошая сходимость (погрешность не более 11%) результатов стендовых и эксплуата-

ционных испытаний позволяет рекомендовать предложенный метод для оценки ресурса тракторных ФС.

Таблица 3

Результаты ресурсных стендовых испытаний ФС

Марка трактора	ФС и его размерность	Конструктивные особенности				Ресурс, ч		Погрешность в %
		Кол-во ведомых дисков	Давление p , МПа	Шифр накладки	Осевая податливость у ведомого диска	Стендовый	Эксплуатационный	
ДТ-75М	41-21с1, $D=350$ мм	2	0,124	56	нет	3550	3940	11
	A52.20.000 $D=350$ мм	2	0,122	56	нет	3240	-	-
	Опытная однодисковая, $D=350$ мм	1	0,228	56	нет	1860	-	-
		1	0,228	F-202	есть	6700	-	-
	VALEO, $D=350$ мм	1	0,236	F-202	есть	6200	-	-
	Опытная однодисковая с автоматом стабилизации нажимного усилия, $D=350$ мм	1	0,228	F-202	есть	15860	-	-
ТТ-4	01М-21с1, $D=400$ мм	2	0,11	56	нет	3700	3400	9
	Опытная однодисковая, $D=400$ мм	1	0,228	F-202	есть	10310	-	-
		1	0,228	56	нет	1650	-	-
	VALEO, $D=380$ мм	1	0,205	F-202	есть	6800	-	-
		1	0,405	BENDJX	нет	2200	-	-
		1	0,205	2124F	есть	1580	-	-

По предложенной методике был определен эксплуатационный ресурс ФС, разработанных на основе рекомендаций работы [2] применительно к материалу фрикционных накладок шифра $F-202$, ресурс этих же ФС с накладками шифра 56 и ФС фирмы VALEO размерностью $D=350$ мм и $D=380$ мм с фрикционными накладками шифров 56, 2124F, $F-202$ и BENDJX 6501.

Испытания выявили значительную неравномерность (в 2...3 раза) износа накладок по парам трения в двухдисковых ФС вследствие их различной силовой и тепловой нагруженности. В однодисковых ФС, разработанных согласно рекомендаций работы [2], и ФС фирмы VALEO, параметры которых соответствуют этим рекомендациям, данный дефект отсутствует. При этом указанные однодисковые ФС отвечают современным требованиям по ресурсу.

Ускорение при стендовых испытаниях ФС по предложенной методике по сравнению с эксплуатационными достигает 6...10 раз в зависимости от конструкции, шифра материалов пар трения и условий нагружения ФС в эксплуатации.

Литература

- ГОСТ 24600-81. Муфты сцепления главные механические. Методы испытаний.
- Сцепления транспортных и тяговых машин. / Под ред. Ф.Р. Геккера, В.М. Шарипова, Г.М. Щеренкова. – М.: Машиностроение, 1989. 334 с.
- Теория и проектирование фрикционных сцеплений колесных и гусеничных машин. / В.М. Шарипов, Н.Н. Шарипова, А.С. Шевелев, Ю.С. Щетинин; Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2010. 170 с.
- Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Крючков В.А. Нагруженность фрикционных муфт и син-

- хронизаторов в коробке передач. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. – 122 с.
5. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2004. 592 с.
 6. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
 7. Шарипов В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002. 300 с.
 8. Шарипов В.М., Коломиец С.Н. Работа буксования фрикционной муфты сцепления. // Вестник машиностроения. 1987, № 7, с. 31-33.
 9. Переключение передач в КП трактора без разрыва потока мощности. / В.М. Шарипов, К.И. Городецкий, М.И. Дмитриев и др. // Тракторы и сельхозмашины, 2012, № 5, с. 19-23.
 10. Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора с помощью фрикционных муфт. / В.М. Шарипов, К.И. Городецкий, М.И. Дмитриев и др. // Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1 (13), 2012, с. 112-121.
 11. Тейлор Д. Введение в теорию ошибок. – М.: Мир. – 1985. 272 с.

Определение рационального передаточного отношения межосевого дифференциала при модернизации трансмиссии автомобиля многоцелевого назначения

к.т.н. проф. Мурог И.А.
ФГБОУ ВПО ЮУрГУ (НИУ)
8 (351) 267-91-10, uni1@susu.ac.ru

Аннотация. В статье предложена методика выбора рационального передаточного отношения межосевого дифференциала полноприводных автомобилей и оценки эффективности ее использования для улучшения эксплуатационных характеристик автомобилей.

Ключевые слова: полноприводный автомобиль, межосевой дифференциал, передаточное отношение

Передаточное отношение межосевого дифференциала существенно влияет на распределение мощности и крутящего момента по ведущим мостам полноприводного автомобиля, а следовательно, на проходимость, среднюю скорость движения и топливную экономичность. Поэтому представляет научный и практический интерес совершенствования методики выбора передаточного отношения.

Преобладает практика равномерного распределения крутящего момента по ведущим мостам. Это верно для одинаковой вертикальной нагрузки на ведущие мосты, одинаковых характеристик сцепления колес с опорной поверхностью и сопротивления качению колес [1].

В большинстве реальных случаев эксплуатации эти условия не выполняются, принятое таким образом передаточное отношение межосевого дифференциала не оптимально и снижает эффективность использования мощности двигателя.

Вследствие неравномерного распределения сил тяги по ведущим колесам, возникающего при движении автомобиля с межосевым дифференциалом, возникают дополнительные затраты мощности, которые определяются следующими зависимостями (1):

- для автомобиля с колесной формулой 4×4:

$$N_{\text{доп}4X4} = \gamma \cdot \frac{\omega}{1} \cdot \left[2 \cdot P_a \cdot \frac{(f_a \cdot G_a - u \cdot R_z l \cdot f_l) \cdot (1 - u^2 \cdot 1)}{(u + 1)^3} + \frac{(f_a \cdot G_a - u \cdot R_z l \cdot f_l)^2}{(u + 1)^2} \right]$$

- для автомобиля с колесной формулой 6×6:

$$N_{\text{доп}6X6} = \gamma \cdot \frac{\omega}{2} \cdot \left[2 \cdot P_a \cdot \frac{(f_a \cdot G_a - u \cdot R_z l \cdot f_l) \cdot (2 - u^2 \cdot 1)}{(u + 1)^3} + \frac{(f_a \cdot G_a - u \cdot R_z l \cdot f_l)^2}{(u + 1)^2} \right] \quad (1)$$