

УДК 629.114.2.001.63 (075.8)

Методика ресурсных стендовых испытаний тракторных фрикционных сцеплений

Шарипов В. М.¹, Игнатенко В. Н.¹,

[*ostashkov@bk.ru](mailto:ostashkov@bk.ru)

Дмитриев М. И.^{1,*}

¹ Московский Государственный Университет Машиностроения
(МАМИ), Москва, Россия

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. Хорошая сходимость (погрешность не более 11%) результатов стендовых и эксплуатационных испытаний позволяет рекомендовать предложенную методику для оценки ресурса тракторных фрикционных сцеплений.

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

Введение

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 Дж/см² для двухдисковых и 196...245 Дж/см² для однодисковых ФС) и постоянное значение установившейся объемной температуры ведущего диска (120°C для среднего диска двухдискового ФС и нажимного диска однодискового).

Однако известно [2-12], 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 [4-12]. 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 условных 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, 5]. 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.

1. Методика построения типовых режимов нагружения ФС на стенде

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 $f_r(M_C)$ (рис. 1). При этом необходимо соблюдать условие нормировки [13]

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

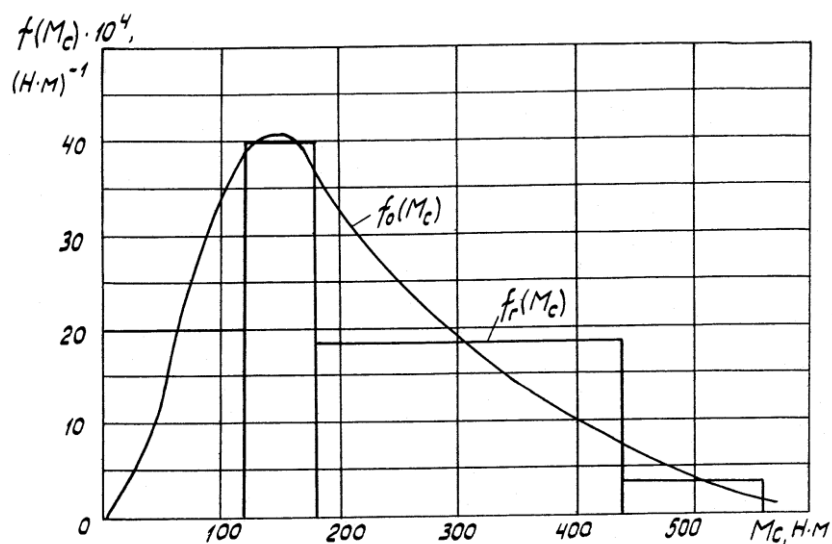


Рис. 1. Обобщенная плотность вероятности момента сопротивления на валу ФС трактора Т-4А

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

По рекомендациям Д. Тейлора [13], 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 (рис. 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]), 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

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

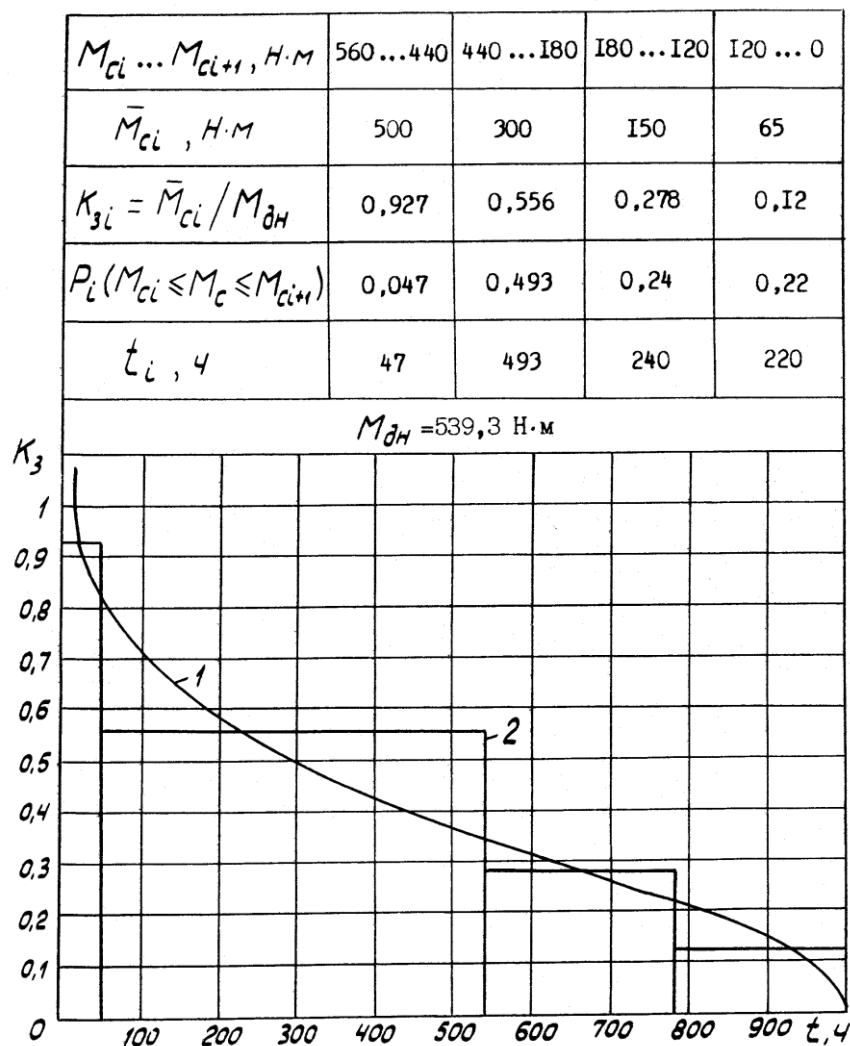


Рис. 2. Типовой режим нагружения трактора Т-4А по моменту сопротивления на валу ФС: 1 – в эксплуатации; 2 – ступенчатый

При этом интервальная площадь для ступенчатой функции распределения определяется площадью 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 (рис. 3).

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

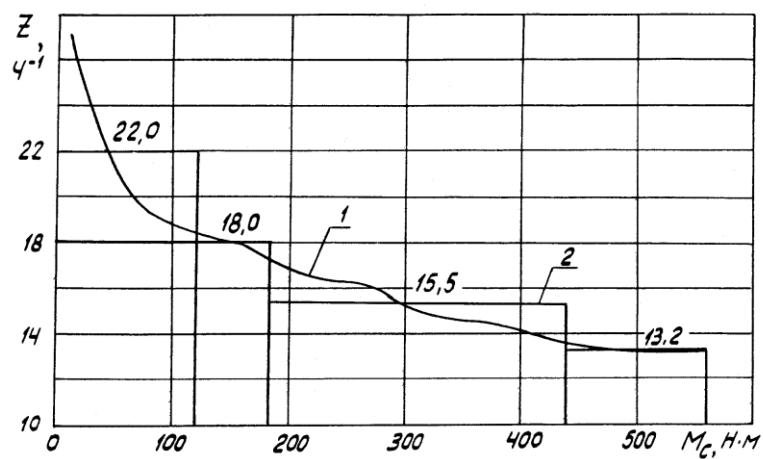


Рис. 3. Частота включения ФС трактора Т-4А в зависимости от передаваемого момента: 1 – в эксплуатации; 2 – ступенчатый

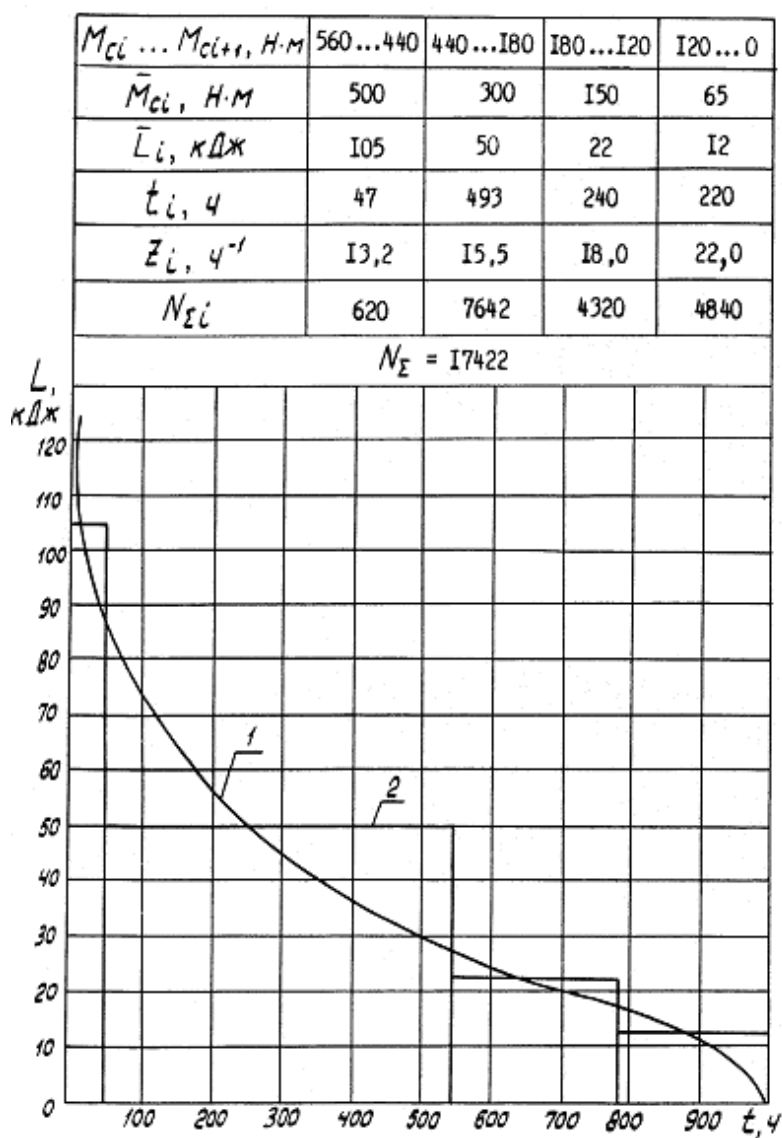


Рис. 4. Типовой режим нагружения ФС трактора Т-4А по работе буксования: 1 – в эксплуатации; 2 – ступенчатый

В таблице к рис. 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.

Аналогично были получены режимы ресурсных стендовых испытаний для ФС тракторов ТТ-4 и ДТ-75М различного класса и назначения.

Методика построения 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 $M_{дн}$ двигателя с использованием рис. 2 уточняется коэффициент K_z загрузки для каждой ступени блока нагружения. Затем из выражений для расчета работы буксования ФС трактора [5, 7-9] по ранее заданным величинам K_z 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 рис. 5. При этом параметры блока нагружения, рассчитанные по предлагаемой методике, для тракторов с дизелями Алтайского моторного завода приведены в табл. 1.

Таким образом, построенный по данной методике блок нагружения трактора (рис. 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_d вала двигателя, условиями теплоотвода, числом пар трения, неравномерностью их нагружения и др.). Поэтому при оценке долговечности пар трения ФС типовой блок нагружения по рис. 5 перестраивается

в блок нагружения конкретного ФС (рис. 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 накладки. Таким образом, каждому ФС одного назначения при общем блоке эксплуатационных нагрузок трактора (параметры K_3, J_n, Z, t по рис. 5) будет соответствовать индивидуальный блок нагружения (параметры $L, Z, \vartheta_{\max}, t$ по рис. 6), определяющий его долговечность. Параметры блока нагружения, подсчитанные для ФС Алтайского моторного завода, приведены в табл. 2.

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

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, 6].

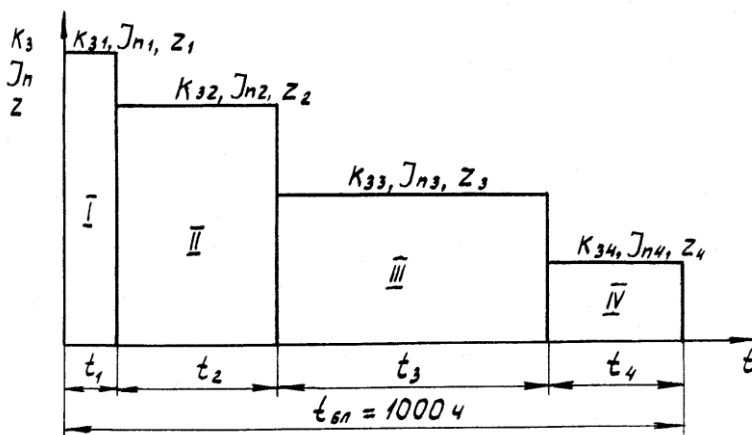


Рис. 5. Блок нагружения трактора

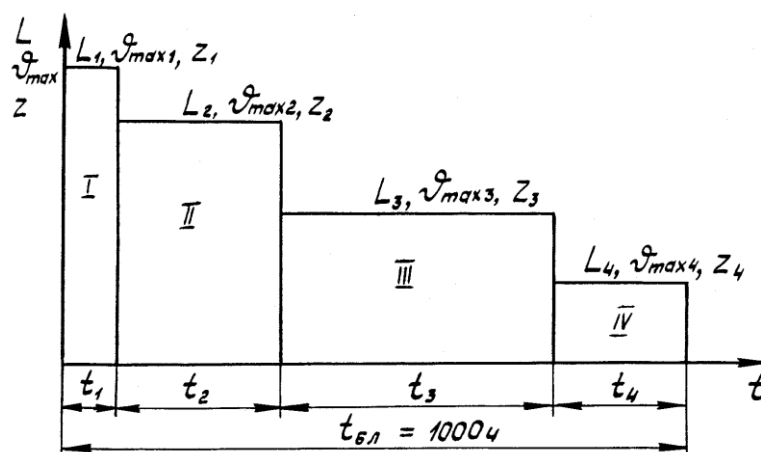


Рис. 6. Блок нагружения ФС

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].

2. Методика ресурсных стендовых испытаний ФС

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, равна

$$\vartheta_{vi} = \vartheta_{vi}'' + \vartheta_v^c.$$

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

Таблица 2. Параметры блока нагружения ФС Алтайского моторного завода

Марка ФС	Марка трактора	Степень блока	Параметры нагружения				
			$\vartheta_{\max i}, ^\circ C$	$L_i, \kappa Дж$	$Z_i, ч^{-1}$	$t_i, ч$	$\Sigma L_i, МДж$
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

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]

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

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; $N_{\Sigma i} = Z_i t_i$ - 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 натуральных образцов и эксплуатационного ресурса ФС тракторов ДТ-75М и ТТ-4.

Анализ износостойкости пар трения ФС 32 тракторов ДТ-75М 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, проведенных в леспромхозах ЦНИИМЭ, оценен в 3400 моточаса [2].

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

Хорошая сходимость (погрешность не более 11%) результатов стендовых и эксплуатационных испытаний позволяет рекомендовать предложенный метод для оценки ресурса тракторных ФС.

По предложенной методике был определен эксплуатационный ресурс ФС, разработанных на основе рекомендаций работ [2, 3] применительно к материалу фрикционных накладок шифра $F-202$, ресурс этих же ФС с накладками шифра 56 и ФС фирмы VALEO размерностью $D = 350 \text{ мм}$ и $D = 380 \text{ мм}$ с фрикционными накладками шифров 56, 2124F, $F-202$ и BENDIX 6501. Результаты стендовых испытаний указанных ФС представлены в табл. 3.

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 работ [2, 3], 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.

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 накладок	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 и 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	-	-

Заключение

Предложенная методика ресурсных стендовых испытаний тракторных ФС позволяет оценивать эксплуатационную долговечность фрикционных накладок при имитации на стенде типового блока нагружения, приближенного к эксплуатационному. Погрешность в оценке долговечности накладок ФС по результатам стендовых испытаний не превышает 11%. При этом 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.

Список литературы

1. ОСТ 23.1.155-86. Тракторы сельскохозяйственные. Муфты сцепления главные механические. Методы испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1987. 11 с.
2. Сцепления транспортных и тяговых машин / под ред. Ф.Р. Геккера, В.М. Шарипова, Г.М. Щеренкова. М.: Машиностроение, 1989. 334 с.
3. Шарипов В.М., Шарипова Н.Н., Шевелев А.С., Щетинин Ю.С. Теория и проектирование фрикционных сцеплений колесных и гусеничных машин / под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2010. 170 с.
4. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Крючков В.А. Нагруженность фрикционных муфт и синхронизаторов в коробке передач. Методы расчета параметров буксования фрикционных муфт и выравнивающего элемента синхронизаторов при переключении передач. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 122 с.
5. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
6. Шарипов В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. М.: МГТУ «МАМИ», 2002. 300 с.
7. Шарипов В.М., Коломиец С.Н. Работа буксования фрикционной муфты сцепления // Вестник машиностроения. 1987. № 7. С. 31-33.
8. Шарипов В.М., Городецкий К.И., Дмитриев М.И., Щетинин Ю.С., Маланин И.А., Зенин А.С. Переключение передач в КП трактора без разрыва потока мощности от двигателя // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 5. С. 19-23.
9. Шарипов В.М., Городецкий К.И., Дмитриев М.И., Щетинин Ю.С., Маланин И.А., Зенин А.С. Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора с помощью фрикционных муфт // Известия МГТУ «МАМИ». 2012. Т. 1, № 1. С. 112-121.
10. Sharipov V., Dmitriev M. Definition of Slippage Parameters of Friction Clutches for Different Installation Versions in Tractor Gearboxes // SAE Technical. 2013. Paper no. 2013-01-2894. DOI: [10.4271/2013-01-2894](https://doi.org/10.4271/2013-01-2894)
11. Dmitriev M., Sharipov V. Definition of Slippage Parameters of Friction Clutches in Gearboxes with Fixed Shaft Axles // Proceedings and Abstracts of FISITA 2012 World Automotive Congress (Beijing, China, 27-30 November 2012). 2012. P. 361-362.
12. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Зенин А.С. Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 5. С. 50-69. DOI: [10.7463/0514.0711329](https://doi.org/10.7463/0514.0711329)
13. Тейлор Д. Введение в теорию ошибок. М.: Мир. 1985. 272 с.

The Method of Life Benchmark Tests of a Frictional Tractor Clutches

V. M. Sharipov¹, V. N. Ignatenko¹,
M.I. Dmitriev^{1,*}

[*ostashkov@bk.ru](mailto:ostashkov@bk.ru)

¹Moscow State University of Mechanical Engineering, Moscow, Russia

Keywords: benchmark tests, friction clutch, friction lining, slipping work, temperature, linings wear

The paper proposes a technique for accelerated life benchmark tests of tractor friction clutches, imitating real mode loading. A loading diagram of a tractor unit, constructed by this technique, is common for all friction clutches of a given class and purpose. However, specific clutch loading is determined not only by a loading diagram, but by the design parameters of a friction unit as well (geometric dimensions, a value of the reserve coefficient β and a moment of inertia J_e of the engine shaft, terms of heat sink, the number of friction pairs, an irregularity of their loading, etc.). Therefore, when assessing a durability of friction pairs of clutch, a loading diagram of tractor is reconstructed into the loading diagram of a particular friction clutch. At life benchmark tests a loading mode is close to the operating mode, and a convenience of the experiment is provided by logging load levels and by using the minimum number of bench changeovers. Thus, each specific clutch, in a common diagram of operating loads of the tractor, will meet an individual loading diagram that determines its durability. The paper presents the model loading diagrams for three types of tractors and clutches, used in their transmissions.

Conclusions: The proposed technique for accelerated life benchmark tests of clutches is based on the principle of simulating a mode of loading to be equivalent to that of the operating mode. Thus, benchmark test acceleration is achieved by increasing the cyclic of clutching in comparison with an operating mode. Using the proposed technique allows 6 ... 10 times benchmark test acceleration as compared to the operating one, depending on the design, code of friction material and loading conditions under operation. Good convergence (error of 11% at most) of the results at bench and field tests allows us to recommend the proposed technique to evaluate a resource of tractor clutches.

References

1. OST 23.1.155-86. *Traktory sel'skokhozyaystvennyye. Mufty stsepleniya glavnyye mekhanicheskie. Metody ispytaniy* [Industry Standard 23.1.155-86. Agricultural tractors. Main

- mechanical clutch. Test methods]. Moscow, Standards Publishing House, 1987. 11 p. (in Russian).
2. Gekker F.R., Sharipov V.M., Shcherenkov G.M., eds. *Stsepleniya transportnykh i tyagovykh mashin* [Clutch of transport and traction machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 334 p. (in Russian).
 3. Sharipov V.M., Sharipova N.N., Shevelev A.S., Shchetinin Yu.S. *Teoriya i proektirovanie friktsionnykh stsepleny kolesnykh i gusenichnykh mashin* [Theory and design of friction clutches of wheeled and tracked machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2010. 170 p. (in Russian).
 4. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Kryuchkov V.A. *Nagruzhennost' friktsionnykh muft i sinkhronizatorov v korobke peredach. Metody rascheta parametrov buksovaniya friktsionnykh muft i vyравnivayushchego elementa sinkhronizatorov pri pereklyuchenii peredach* [Loading of clutches and synchronizers in gearbox. Methods for calculating the parameters of slipping clutches and synchronizers in changing gears]. Saarbrücken, LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 122 p. (in Russian).
 5. Sharipov V.M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov* [Tractors design and calculation]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p. (in Russian).
 6. Sharipov V.M. *Proektirovaniye mekhanicheskikh, gidromekhanicheskikh i gidroob"emnykh peredach traktorov* [Design of mechanical, hydro-mechanical and hydrostatic transmissions of tractors]. Moscow, MSTU "MAMI" Publ., 2002. 300 p. (in Russian).
 7. Sharipov V.M., Kolomiets S.N. Slipping work of clutch. *Vestnik mashinostroeniya*, 1987, no. 7, pp. 31-33. (in Russian).
 8. Sharipov V.M., Gorodetskiy K.I., Dmitriev M.I., Shchetinin Yu.S., Malanin I.A., Zenin A.S. Gear shift in the tractor gear box without break of power flow. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2012, no. 5, pp. 19-23. (in Russian).
 9. Sharipov V.M., Gorodetskiy K.I., Dmitriev M.I., Shchetinin Yu.S., Malanin I.A., Zenin A.S. Mathematic model of gear shifting by friction clutches in transmission of tractor. *Izvestiya MGTU "MAMI"*, 2012, vol. 1, no. 1, pp. 112-121. (in Russian).
 10. Sharipov V., Dmitriev M. Definition of Slippage Parameters of Friction Clutches for Different Installation Versions in Tractor Gearboxes. *SAE Technical*, 2013, paper no. 2013-01-2894. DOI: [10.4271/2013-01-2894](https://doi.org/10.4271/2013-01-2894)
 11. Dmitriev M., Sharipov V. Definition of Slippage Parameters of Friction Clutches in Gearboxes with Fixed Shaft Axles. *Proceedings and Abstracts of FISITA 2012 World Automotive Congress*, Beijing, China, 27-30 November, 2012, pp. 361-362.
 12. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Zenin A.S. The mathematical model of gear shifting in a tractor gearbox. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Bauman = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2014, no. 5, pp. 50-69. DOI: [10.7463/0514.0711329](https://doi.org/10.7463/0514.0711329) (in Russian).

13. Taylor J.R. *An Introduction to Error Analysis*. University Science Books, Mill Valley, California, 1982. (Russ. ed.: Taylor J.R. *Vvedenie v teoriyu oshibok*. Moscow, Mir Publ., 1985. 272 p.).