

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ СЦЕПЛЕНИЯ ТРАКТОРА КЛАССА 0,9 С РАЗЛИЧНЫМИ ФРИКЦИОННЫМИ МАТЕРИАЛАМИ

Олег Иванович Поливаев¹
Алексей Николаевич Ларионов¹
Олег Сергеевич Ведринский¹
Владислав Викторович Винокуров²

¹Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I

²Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)
Министерства обороны Российской Федерации

Сцепление трактора подвержено большим динамическим нагрузкам, особенно при трогании и разгоне на повышенных передачах. Современные тракторы оснащаются сухими сцеплениями, в которых ведомые диски имеют фрикционные накладки. Из-за сложного процесса замены ведомых дисков фрикционные материалы должны обладать высокими коэффициентом трения и износостойкостью. Предпочтение следует отдавать таким материалам, которые в паре трения с металлическими маховиком и прижимным диском имеют максимальный коэффициент трения при минимальной силе прижатия, чтобы снизить буксование дисков и, как следствие, их износ. В настоящее время используются материалы на асбокаучуковой (КФ-2, 63-7-67) и металлокерамической основе (МКВ-50 и ФМК-11М). Испытания сцеплений проводили на универсальном стенде СИМС, имитирующем процесс разгона трактора с двигателем мощностью 50 л. с. с прицепом общим весом 6 т на пятой передаче, до потери фрикционных свойств ведомого диска, с периодичностью включения сцепления 43–45 с и темпом включения 0,3–0,5 с. В процессе испытаний контролировался суммарный линейный износ фрикционных накладок ведомого диска сцепления. Результаты испытаний показали, что материал 63-7-67 имеет самый большой износ, так как при достижении рабочих температур фрикционной пары трения происходит выгорание связывающих компонентов. Накладки из металлокерамического материала МКВ-50 имеют высокую износостойкость, что приводит к повышенному износу маховика и нажимного диска. Показатель стабильности фрикционных свойств материала ФМК-11М после 3500 циклов превышает показатели материалов КФ-2 и МКВ-50 – соответственно в 2,2 и 1,3 раза. Таким образом, для диска сцепления трактора с двигателем мощностью 50 л. с. наиболее эффективным по суммарной износостойкости и стабильности является фрикционный материал ФМК-11М.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: трактор, сцепление, фрикционный материал, износостойкость, разгон, буксование.

PERFORMANCE CAPABILITY OF A CLASS 0.9 TRACTOR CLUTCH WITH VARIOUS FRICTION MATERIALS

Oleg I. Polivaev¹
Alexey N. Larionov¹
Oleg S. Vedrinsky¹
Vladislav V. Vinokurov²

¹Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great

²Military Educational and Scientific Center of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin
Air Force Academy (Voronezh) the Ministry of Defence of the Russian Federation

It is commonly known that the clutch of a tractor is exposed to high dynamic loads especially at starting and over drive acceleration from stop. Modern tractors are equipped with dry disk clutches supplied with plate facing. Due to the complexity of clutch driven plate replacement friction disk materials should have high coefficient of friction and wear resistance. Preference should be given to those materials that when placed in the contact pair of metal flywheel and pressure plate have maximum coefficient of friction at minimum pressure force in order to reduce the slipping of the disks and, as a result, their wear. In modern practice it is common to use different asbestos and rubber materials (KF-2, 63-7-67), as well as cermet ones (MKV-50, FMC-11M). Clutch tests were carried out on a universal SIMS engine test facility simulating the process of acceleration of a tractor loaded with a trailer. Gross combination weight was of 6 tons, the effective engine capacity was 50 h.p. Clutch tests were performed at the

fifth speed to the point of exhaustion of friction properties of the driven disk, clutch switching periodicity was 43–45 s, and the switching rate was 0.3–0.5 s. During the tests accumulative linear wear of the friction materials of plate facings of the driven clutch disc was monitored. The test results showed that the worse for wear was the 63-7-67 material, because the binding components burnt out when the operating temperatures of the friction pair were reached. The MKV-50 cermet plate facings were characterized by high wear resistance, and due to this property an increased wear of the flywheel and pressure plate was registered. After 3500 cycles the figures of friction properties stability of the FMC-11M material were higher than of the KF-2 and MKV-50 materials by 2.2 and 1.3 times, respectively. Thus, for the tractor clutch disc the most effective is the FMC-11M friction material in terms of accumulative wear resistance and stability when the engine capacity is 50 h.p.

KEYWORDS: tractor, clutch, friction material, wear resistance, acceleration, frictional sliding.

Повышение энергонасыщенности и рабочих скоростей современных тракторов создаёт более напряжённые режимы работы сцепления и приводит к резкому снижению работоспособности фрикционных накладок [6].

Отечественная промышленность за последние годы освоила выпуск новых материалов, обладающих высокими фрикционными качествами.

Исследования износостойкости, коэффициента трения, температуры и других параметров сцепления в эксплуатационных условиях являются довольно трудоёмким и длительным процессом. Из большого числа параметров целесообразно выделить основные, влияющие на работоспособность и эффективность конструкции, и исследовать их при форсированных режимах в условиях, наиболее приближенных к эксплуатационным.

С точки зрения срока службы сцепления и простоты технического обслуживания при эксплуатации важным параметром является высокая износостойкость его фрикционного материала. Величина допустимого износа для данной пары трения может быть установлена, если задаться межрегулирующим периодом или желательным сроком службы с учётом условий работы фрикционных накладок диска сцепления. Высокая износостойкость фрикционных накладок позволяет допустить повышенные удельные давления на них и, следовательно, уменьшить габариты диска сцепления.

Вторым важным параметром является достаточно высокий коэффициент трения и его незначительная зависимость от скорости скольжения, температуры и удельного давления. Чем выше коэффициент трения, тем, при прочих равных условиях, меньше габариты фрикционных накладок диска сцепления. Если при конструировании не ставятся условия по ограничению габаритов, то высокий коэффициент трения позволяет уменьшить удельное давление и, следовательно, повысить срок службы фрикционных накладок сцепления. Следует отдавать предпочтение паре трения, которая обеспечивает минимальный износ и высокую стабильность коэффициента трения, даже если значения последнего сравнительно невелики.

Таким образом, основными параметрами фрикционных материалов сцепления являются высокая износостойкость и достаточно стабильные фрикционные свойства [5, 7, 9].

Если принять за стабильность фрикционных свойств отношение минимального времени буксования фрикционной пары (в начале испытания) к максимальному (в конце испытания), то получим коэффициент стабильности фрикционных свойств сцепления [8]

$$k = \frac{t_{\min}}{t_{\max}},$$

где t_{\min} – минимальное время буксования фрикционной пары в начале испытания;

t_{\max} – время буксования фрикционной пары в конце испытаний.

Очевидно, желательным будет коэффициент $k = 1$.

Сотрудники агроинженерного факультета Воронежского государственного аграрного университета имени императора Петра I и Липецкого тракторного завода провели сравнительные испытания сцепления трактора ЛТЗ-55 с накладками из фрикционных материалов на асбокаучуковой основе КФ-2, 63-7-67 и металлокерамических мате-

риалов на железной основе МКВ-50 и ФМК-11М. Испытания проведены по методике форсированных износных испытаний на универсальном стенде СИМС при нагрузочном режиме, соответствующем разгону трактора с двигателем мощностью 50 л. с., и с прицепом общим весом 6 т на V передаче [1, 2, 3, 8] (рис. 1).

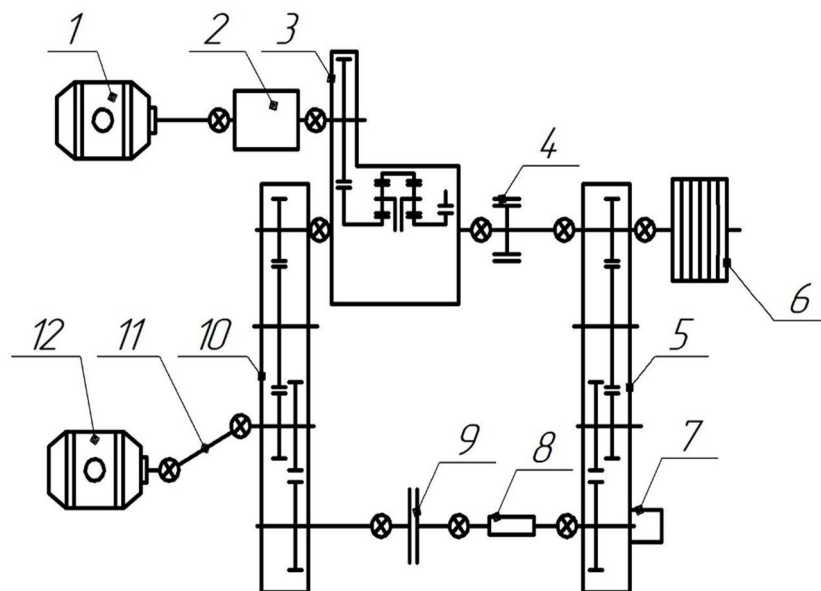


Рис. 1. Кинематическая схема стенда СИМС: 1 и 12 – электродвигатели; 2 – коробка передач; 3 – редуктор-загрузатель; 4 – ленточный тормоз; 5 и 10 – цилиндрические редукторы; 6 – инерционные грузы; 7 – тахогенераторы; 8 – тензодатчики; 9 – испытываемый диск сцепления; 11 – карданный пульсатор

Главный привод стенда работает от электродвигателя 12, а для воспроизводства колебательного процесса крутящего момента дизеля служит карданный пульсатор 11. Замкнутый силовой контур включает два одинаковых цилиндрических редуктора 5 и 10, испытываемый диск сцепления 9, вал с датчиком для замера крутящего момента и загрузатель 3. Последний предназначен для создания нагрузки в силовом контуре и имеет индивидуальный привод от электродвигателя 1 и коробку передач 2. Для быстрой остановки стенда служит ленточный тормоз 4.

Тепловой режим сцепления создавали обдувом сжатым воздухом, при этом температура поверхности трения не превышала 240–260°C. Во избежание появления зазоров на поверхности трения диска сцепления (как серийного, так и опытного) первые 200 циклов включения проводили с отсоединенным инерционным грузом при периодичности включения 60 секунд.

Испытываемый фрикционный диск сцепления 9 располагали на маховике, закреплённом на приводном валу стенда. На ведомый вал 8 устанавливали тензодатчики для замера крутящего момента. Измерение чисел оборотов ведущей и ведомой систем проводили с помощью двух тахогенераторов ТЭ-45. Число циклов включения регистрировали датчиком в приводе управления диском сцепления.

Запись исследуемых параметров производили с помощью осциллографа Н-700 через каждые 500 циклов включения. Линейный износ поверхностей трения определяли путём их микрометрирования до и после испытаний, в четырёх равномерно расположенных точках с точностью 0,01 мм.

Испытания проводили до потери фрикционных свойств диска сцепления (т. е. прекращали при продолжительности разгона инерционных масс выше 6–8 с). Периодичность включения сцепления составляла 43–45 с, а темп включения 0,3–0,5 с.

ПРОЦЕССЫ И МАШИНЫ АГРОИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ

В процессе испытаний суммарный линейный износ накладок ведомого диска контролировали без разборки муфты сцепления измерением продольного перемещения нажимного диска относительно маховика [4, 5, 10]. Стабильность фрикционных свойств диска сцепления оценивали временем буксования в начале и в конце испытания (табл. 1).

Таблица 1. Результаты испытаний накладок диска сцепления

Материал накладок ведомого диска	Время буксования ведомого диска сцепления, с		Твёрдость фрикционных накладок сцепления, Н _В		Общий износ накладок ведомого диска, мм	Количество циклов до регулировки	Общее количество циклов включения сцепления
	в начале испытания	в конце испытания	до испытания	после испытания			
63-7-67	3	4	-	-	4,08	2180	2180
КФ-2	3	4	-	-	3,10	3000	5000
МКВ-50	3	8	107	107	1,72	5260	9460
ФМК-11М	3	4	95	95	2,03	8100	10 400

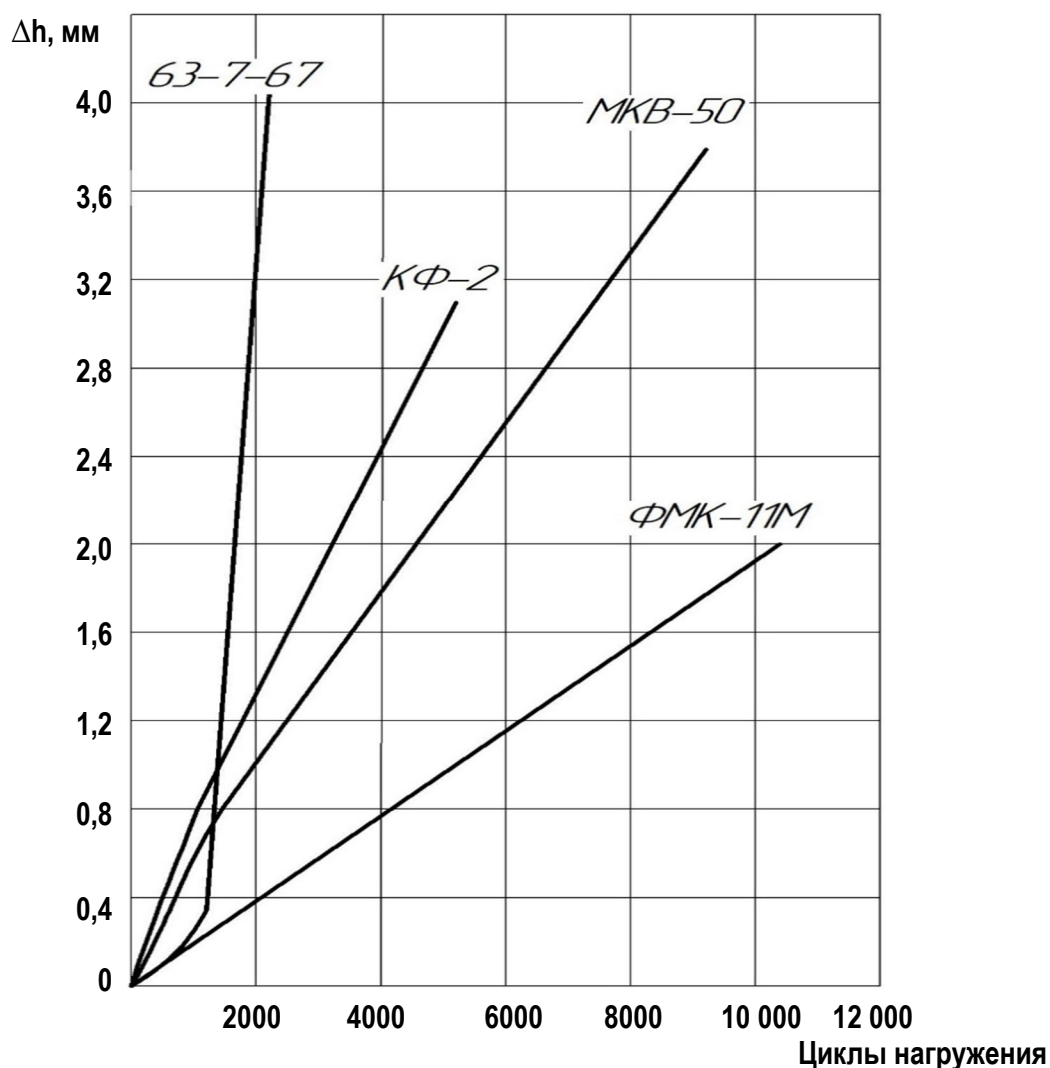


Рис. 2. Суммарный износ поверхностей трения (маховика, ведомого и нажимного дисков) за период сравнительных испытаний

При испытании диска сцепления фрикционные накладки из материала 63-7-67 выдержали 2180 циклов включения, после чего ведомый диск терял фрикционные свойства. При разборке сцепления было выявлено, что у ведомого диска накладки со стороны маховика имели незначительный износ (на величину приработки) и были полностью изношены со стороны нажимного диска.

При испытании диска сцепления с накладками из металлокерамического материала МКВ-50 число циклов включения достигло 9460. При этом оказалось, что маховик и нажимной диск имели больший суммарный износ, чем сами металлокерамические накладки. Максимальный износ маховика составил 0,2 мм, нажимного диска – 1,7 мм.

Испытание фрикционных накладок из металлокерамического материала ФМК-11М было прекращено после 10 400 циклов включения.

При испытании накладок из серийного материала КФ-2 было выявлено, что максимальное количество циклов, которое они выдерживают до полной потери фрикционных свойств, равно 5000, при этом износ накладок составил 3,1 мм.

На рисунке 2 приведены графики изменения суммарного линейного износа поверхностей трения маховика, ведомого и нажимного дисков за период сравнительных испытаний.

Стабильность фрикционных свойств исследуемых материалов для сопоставимости подсчитывали после набора 2000, 3500 и 9400 циклов нагружения муфты сцепления.

Результаты стабильности фрикционных свойств исследуемых материалов сведены в таблицу 2.

Таблица 2. Стабильность фрикционных свойств исследуемых материалов

Материал накладок ведомого диска	Количество циклов включения		
	2000	3500	9400
63-7-67	0,75	-	-
КФ-2	0,66	0,45	-
МКВ-50	1,00	0,75	0,37
ФМК-11М	1,00	1,00	0,60

Выводы

Фрикционный материал на асбокаучуковой основе 63-7-67 при работе с диском сцепления трактора с двигателем мощностью 50 л. с. изнашивается в 2,3 раза быстрее серийного материала КФ-2, так как при достижении рабочих температур фрикционной пары трения (240–260°С) происходит выгорание связывающих компонентов.

Показатели износостойкости накладок из металлокерамического материала МКВ-50 в 3,4 раза превосходят показатели накладок из материала КФ-2, однако, учитывая значительный износ маховика и нажимного диска, данный материал не может быть рекомендован к использованию, так как замена маховика и нажимного диска требует больших материальных затрат.

Суммарная износостойкость фрикционной пары диска сцепления из металлокерамического материала ФМК-11М в 3 раза превосходит износостойкость фрикционной пары из серийного материала КФ-2.

Показатель стабильности фрикционных свойств металлокерамического материала ФМК-11М после 3500 циклов превышает показатели материалов КФ-2 и МКВ-50 – соответственно в 2,2 и 1,3 раза.

Таким образом, для диска сцепления трактора с двигателем мощностью 50 л. с. наиболее эффективным по суммарной износостойкости и стабильности является фрикционный материал ФМК-11М.

Библиографический список

1. Борисов С.Г. Муфты сцепления тракторов / С.Г. Борисов, И.М. Эглит. – Москва : Машиностроение, 1972. – 215 с.
2. Васильев А.В. Тензометрирование и его применение в исследованиях тракторов / А.В. Васильев. – Москва : Машгиз, 1963. – 235 с.
3. Геккер Ф.Р. К методике определения оптимального момента трения демпфера трансмиссий автомобилей / Ф.Р. Геккер // Автомобильная промышленность. – 1969. – № 2. – С. 20–23.
4. Геккер Ф.Р. Трение и рассеивание энергии при крутильных колебаниях в силовой передаче тракторов / Ф.Р. Геккер // Труды НАТИ. – Москва : НАТИ, 1974. – Вып. 227. – 95 с.
5. Зельцерман И.М. Фрикционные муфта и тормоза гусеничных машин / И.М. Зельцерман. – Москва : Машиностроение, 1965. – 252 с.
6. Исследование фрикционных узлов тракторов и пути повышения их долговечности : сб. статей ; под ред. проф. В.А. Каргополова и др. – Москва : ОНТИ НАТИ, 1968. – 100 с.
7. Испытания сцепления трактора класса 0,9 в полевых условиях с различными сельскохозяйственными агрегатами / О.И. Поливаев, А.Н. Ларионов, О.М. Костиков, А.В. Божко, О.С. Ведринский // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2019. – Т. 12, № 2 (61). – С. 43–47.
8. Коренник В.С. Универсальный стенд для испытания тракторных муфт сцепления / В.С. Коренник, И.М. Эглит // Известия вузов. – 1963. – № 10. – С. 10–14.
9. Поливаев О.И. Испытание сельскохозяйственной техники и энергосиловых установок : учеб. пособие / О.И. Поливаев, О.М. Костиков. – Воронеж : ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2015. – 291 с.
10. Поляков В.С. Муфты / В.С. Поляков, И.Д. Барабанов. – Москва : Машгиз, 1964. – 231 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ Принадлежность к организации

Олег Иванович Поливаев – доктор технических наук, профессор кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Россия, г. Воронеж, e-mail: car205@agroeng.vsau.ru.

Алексей Николаевич Ларионов – доктор физико-математических наук, профессор кафедры математики и физики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Россия, г. Воронеж, e-mail: physics@agroeng.vsau.ru.

Олег Сергеевич Ведринский – старший преподаватель кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Россия, г. Воронеж, e-mail: vedrin@agroeng.vsau.ru.

Владислав Викторович Винокуров – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры ремонта и эксплуатации САТОП ФГКВУ ВО «Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж) Министерства обороны Российской Федерации, Россия, г. Воронеж, e-mail: vinbrothers@mail.ru.

Дата поступления в редакцию 15.02.2020

Дата принятия к печати 26.03.2020

AUTHOR CREDENTIALS Affiliations

Oleg I. Polivaev, Doctor of Engineering Sciences, Professor, the Dept. of Agricultural Machinery, Tractors and Cars, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russia, Voronezh, e-mail: car205@agroeng.vsau.ru.

Alexey N. Larionov, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor, the Dept. of Mathematics and Physics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russia, Voronezh, e-mail: physics@agroeng.vsau.ru.

Oleg S. Vedrinsky, Senior Lecturer, the Dept. of Agricultural Machinery, Tractors and Cars, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russia, Voronezh, e-mail: vedrin@agroeng.vsau.ru.

Vladislav V. Vinokurov, Candidate of Engineering Sciences, Senior Lecturer, the Dept. of Repair and Operation of Airfield Technical Flight Support Means, Military Educational and Scientific Centre of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy (Voronezh) the Ministry of Defence of the Russian Federation, Russia, Voronezh, e-mail: vinbrothers@mail.ru.

Received February 15, 2020

Accepted after revision March 26, 2020