

УДК 621.43.001

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ
ОПТИМАЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИИ МАСЛЯНЫХ КАНАВОК
ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ

Поляков Н.В., Иванников В.А., Попов Д.А. (ФГБОУ ВПО ВГЛТА)

В отечественном и зарубежном машиностроении нашли применение тормоза, работающие в масле. Так в гидромеханической коробке передач промышленного трактора К-703, в ГМП и тормозах промышленных тракторов Т-250, Т-330, Т-500 применяются фрикционы и тормоза, работающие в масле для этого традиционно используются тормоза ленточного типа, фрикционы дисковые. Фрикционные пары (ФП), работающие в масле имеют ряд преимуществ по сравнению с сухими ФП. Это большая надежность и долговечность, отсутствие частых эксплуатационных регулировок.

Рабочая поверхность фрикционного материала обычно выполняется не гладкой, а имеющей различного рода нарезку, определенной геометрии и формы [1, 2, 3]

Оптимально выбранная геометрия масляных канавок предотвращает явление гидродинамического режима трения, обеспечивает восстановление масляной пленки, которая разрушается в процессе буксования под действием высокой температуры и давления, значительно уменьшает теплонагруженность узла, выводит продукты износа из зоны трения, в конечном итоге стабилизируя и улучшая работу узла [2, 3]

Смазывание качественно меняет трибологические процессы при работе фрикционных пар. Температурный предел их работы ограничивается не допустимой температурой фрикционного материала, а температурой применяемого масла.

Одним из методов уменьшения теплонагруженности и улучшения фрикционных свойств является применение масляных канавок на рабочих поверхностях трения. Оптимально выбранная геометрия масляных канавок позволяет получить высокие значения коэффициента трения и значительно снизить теплонагруженность тормозного узла, она предотвращает появление гидродинами-

ческого режима трения, обеспечивает восстановление граничной масляной пленки, отводит продукты износа из зоны трения, в конечном итоге стабилизируя и улучшая работу узла. При выборе геометрии канавок учитывается также технологичность их изготовления. Исследование масляных канавок, проведенные на дисках трения, показали, что выбор оптимальной геометрии нарезки целесообразно проводить экспериментально. Строгий математический подход к определению профиля и рельефа масляных канавок затруднителен из-за сложности явлений, происходящих на смазанном контакте, а также многообразия факторов, посредством которых канавки влияют на поведение масляного слоя. Крестообразную нарезку можно характеризовать сечением профиля канавок ($b \times h$), углом наклона каналов к оси вращения барабана α и густотой нарезки a .

Все эти параметры определенным образом отражаются на формировании масляной пленки во фрикционном контакте. Как отмечается в обзоре литературы, механизм действия масляных канавок полностью не изучен. Исследованиями ученых применительно к микроканалам показано, что наиболее универсальным механизмом является охлаждающее действие масла. Остановимся на этом вопросе подробнее. В тормозных узлах, работающих в масле, применяются в основном открытые масляные канавки. При достаточном расходе масла они позволяют создать интенсивную прокачку масла через зону трения. От густоты канавок и их профиля зависит, следовательно, гидравлическое сопротивление, которое оказывает сеть канавок масляному потоку. Необходимые величины расходов масла в тормозных узлах таковы, что имеющиеся сечения канавок не создают сколько-нибудь значительного подпора давления масла на входе. Объем канавок выполняет также роль аккумулятора масла. В нагруженных тормозных узлах для интенсивного охлаждения поверхностей трения в процессе буксования необходимо значительное количество масла. Но при высоких расходах масла ухудшаются фрикционные характеристики, происходит “залипание” пар трения, растут энергетические потери в узле. В связи с этим объем масла, запасенный в масляных канавках перед очередным торможением, оказывает только положительное действие. По изложенным причинам следует добиваться увеличения профиля канавки. С другой стороны, тормозной узел должен быть компактным и энергоемким. Этими требованиями ограничивается ширина профиля канавки и густота сети.

На стадии проектирования профиль канавки выбирается обычно из конструктивных соображений. Глубина канавки задается с учетом толщины накладки и составляет примерно величину допустимого износа. Ширина профиля задается из условий сохранения наибольшей номинальной площади накладки и технологичности нарезки канавок. Предварительные экспериментальные исследования рельефа масляных канавок позволили бы более обоснованно выбирать при проектировании их геометрические размеры.

Согласно методике исследований проведено изучение профиля канавок. В начале исследовалось влияние ширины канавок на температуру (U , °C) и фрикционные свойства (коэффициент трения f) накладок при различных расходах масла (таблица 1). Параметры нарезки: $h = 3$ мм, $a = 40$ мм, $\alpha = 50^\circ$.

Таблица 1 – Влияние ширины канавок на температуру и фрикционные свойства накладок

Ширина канавки, мм	Изучаемые параметры	Удельный расход масла $\times 10^{-4}$ м ³ /м ² с			
		0,5	2,0	6,0	16,0
3	f	0,12	0,116	0,10	0,095
	U , °C	37,0	32,3	29,0	26,5
5	f	0,125	0,12	0,11	0,094
	U , °C	36,6	33,0	30,5	27,0
7	f	0,12	0,11	0,105	0,093
	U , °C	36,0	34,0	30,0	26,5

Приведенные данные свидетельствуют о том, что увеличение ширины канавок с 3 до 7 мм существенно не отразилось на коэффициенте трения и средней температуре поверхности трения испытуемой накладки. Повторение эксперимента на 4-х ступенях расхода масла также не выявило каких-либо закономерностей. При испытаниях одной накладки нарезка канавок различной ширины вызывает непостоянство удельных давлений при заданной нагрузке. В связи с этим необходимо знать, в каких пределах меняется удельное давление при изменении ширины масляных канавок от 3 до 7 мм и в какой степени оно влияет на коэффициент трения. Из литературы известно, что в общем случае график зависимости коэффициента трения от нагрузки проходит через минимум и зависит от вида контакта, диапазона температуры, скорости скольжения и других величин. В настоящих опытах такая зависимость получена на гладкой накладке при тех же условиях эксперимента. Необходимые ступени удельного давления задаются варьированием усилия затяжки тормоза.

Следует отметить, что во всех опытах накладки с масляными канавками показали на 30 ... 35 % большие значения коэффициента трения и, следовательно, улучшение фрикционных свойств накладок произошло только благодаря введению масляных канавок. Для дальнейших исследований выбран профиль канавок с наименьшей шириной – 3 мм, что позволяет в большей степени сохранить номинальную площадь накладки.

Влияние глубины профиля канавки на фрикционные свойства и температуру показано в таблице 2.

Таблица 2 – Влияние глубины профиля канавки на фрикционные свойства и температуру

Глубина канавки, мм	Исследуемые параметры	Удельный расход масла $\omega \times 10^{-4} \text{ м}^3/\text{м}^2 \times \text{с}$			
		0,5	2,0	6,0	16,0
2	f_{cp}	0,12	0,12	0,11	0,095
	$U, ^\circ\text{C}$	37,0	33,0	29,0	27,0
4	f_{cp}	0,120	0,113	0,108	0,095
	$U, ^\circ\text{C}$	37,0	32,0	27,3	26,5

Из таблицы видно, что величины f_{cp} и U существенно не меняются и не обнаруживают зримой закономерности при удвоении глубины профиля канавки. Во время испытаний проводились также визуальные наблюдения за степенью наполнения масляных канавок. Истечение масла с торцов канавок происходит равномерно по всей нарезке. При испытаниях с уменьшенным сечением профиля накладок наблюдается более интенсивное истечение масла. Фрикционные свойства и средняя температура поверхности трения накладки при этом существенно не меняются. С другой стороны, исследованиями установлено, что величины f_{cp} и U зависят от удельного расхода масла [1, 2, 4]. Отсюда следует, что в настоящих испытаниях поток масла через каналы с уменьшением профиля значительно не меняется, а наименьшего сечения канавок достаточно для смазки и охлаждения зоны трения. Полученные результаты не распространяются на микроканалы. Для определения оптимального угла наклона канавок к оси вращения барабана и густоты нарезки проведен большой объем испытаний. Результаты опыта представлены графически на рисунках 1, 2.

Из анализа результатов следует, что угол наклона масляных канавок и густота оказывают существенное влияние на параметры трения. С увеличением угла наклона канавок с 40° до 60° на всех режимах испытаний прослеживается

тенденция к увеличению коэффициента трения. Более ярко это выражено у накладок с густотой нарезки $a = 20$ мм.

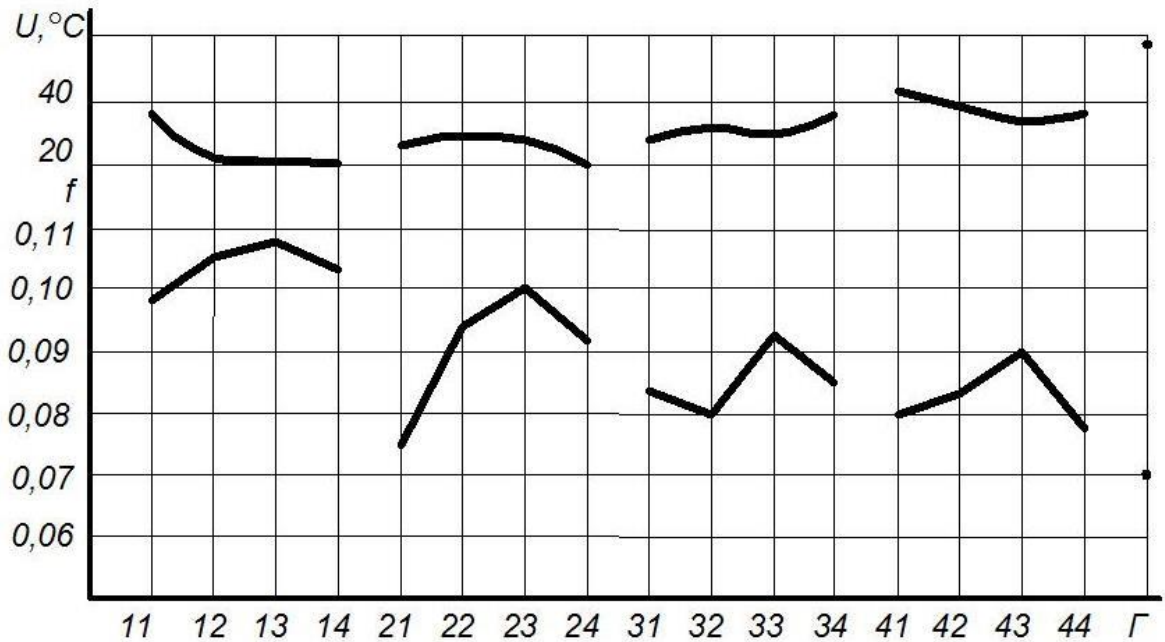


Рисунок 1 – Определение оптимального угла наклона и густоты нарезки канавок на фрикционные свойства при $a = 10$

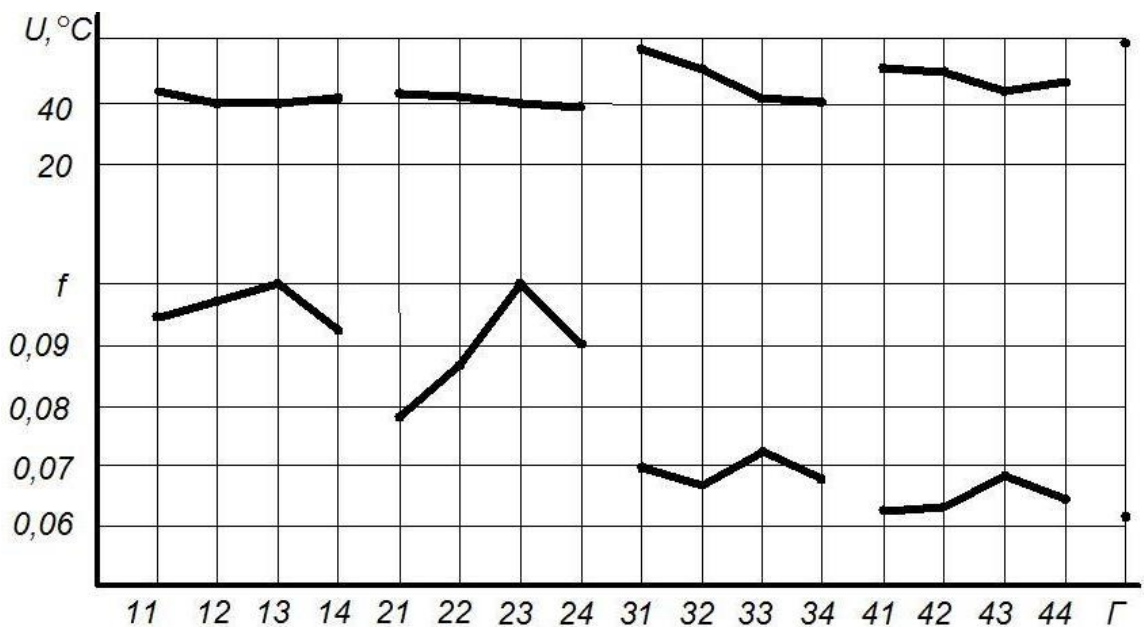


Рисунок 2 – Определение оптимального угла наклона и густоты нарезки канавок на фрикционные свойства $a = 20$

Густота нарезки оказывает заметное влияние на фрикционные свойства накладок; при больших расходах масла это влияние выражено сильнее. Следует отметить, что для вариантов с величиной $a = 10$ мм и 20 мм стабильность коэффициента трения температуры выше. Увеличение расхода масла ведет к снижению топливной нагруженности значительно в большей степени, чем фрикционных свойств. Положительные свойства масляных канавок проявляются заметнее при расходах масла $\omega = 6,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{с}$ и $\omega = 16,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{с}$. На рассматриваемых графиках буквой Г обозначены гладкая накладка, ее основные показатели значительно хуже, чем любой другой накладки с масляными канавками. Наилучшие показатели при испытаниях показали накладки вариантов № 13 и № 23 ($a = 10$ мм; $a = 60^\circ$; $a = 20$ мм; $a = 60^\circ$). Фрикционные свойства у этих накладок близки, но при выборе оптимального варианта канавок в расчет следует принимать также технологичность нанесения нарезки.

Таким образом, из 16 испытываемых вариантов нарезки оптимальными параметрами обладает колодка со следующей геометрией масляных канавок $b = 3$ мм; $h = 4$ мм; $a = 20$ мм; $a = 60^\circ$.

Показано влияние угла наклона канавок к оси вращения барабана и густоты нарезки на параметры трения в процессе остановочных торможений. Числа по оси абсцисс характеризуют испытываемые варианты нарезки. y – передача КПП (рис.1) – $\omega = 6,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{с}$.

Библиографический список

1 Поляков, Н. В. Возможности применения критерия тепловой нагруженности тормозов / Н. В. Поляков, В. Т. Жуков, А. В. Макаренко // Перспективные технологии, транспортные средства и оборудование при производстве, эксплуатации, сервисе и ремонте : межвузовский сборник научных трудов / под ред. В. И. Посметьева ; ВГЛТА. – Воронеж, 2007. – Вып. 2. – С. 50-52. – Библиогр. : с. 52 (3 назв.).

2 Поляков, Н. В. К вопросу расчета теплонагруженности фрикционного контакта при повторно-кратковременных торможениях / Н. В. Поляков, Д. А. Попов, Е. В. Снятков // Мир транспорта и технологических машин. – 2012. – № 1 (36). – С. 31-35.

3 Поляков Н. В., Чичинадзе А. В. Расчетно-экспериментальное определение теплонагруженности остановочных тормозов трактора Т – 330. – / В кн. : Решение задач тепловой динамики и моделирование трения и износа. М. : Наука, 1980, с. 43-49.

4 Поляков, Н. В. К вопросу расчета теплонагруженности фрикционного контакта при граничном трении в процессе торможения // Трение и износ, 1981, т. 2, № 5, с. 883-889.