

Приведенная методика также может быть использована при проектировании тормозных систем полноприводных тракторов, оборудованных тормозными механизмами на обоих мостах, в том числе и при блокировании при торможении межосевого [привода](#).

УДК 629.025

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ФРИКЦИОННЫХ ПАР ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ, РАБОТАЮЩИХ В МАСЛЕ

Д.В.Татур, А.С.Поварехо

Аннотация: Рассмотрены особенности работы пар трения дисковых тормозных механизмов, работающих в масле, приведена математическая модель для определения толщины масляной пленки при сжатии дисков, представлены графические результаты расчетов.

Одной из важных проблем, с которыми сталкиваются разработчики тормозных механизмов, работающих в масле, заключается в том, что переходные режимы их работы зависят от вязкостно-температурной характеристики применяемого для охлаждения пар трения масла, нажимного усилия и некоторых конструктивных параметров. В связи с этим интерес представляет оценка характеристик процесса выдавливания масляной пленки при замыкании фрикционных пар для определения влияния температуры масла, размеров дисков и условий нагружения на его выходные характеристики.

При исследовании переходных процессов, связанных с выдавливанием масла из зазора между сжимаемыми дисками, использовалось уравнение Рейнольдса [1] в котором учитывается влияние масляного клина и растяжения жидкости на процесс сближения дисков. В случае параллельного расположения сжимаемых дисков уравнение имеет вид:

$$\nabla^2 = \frac{12 \cdot \mu}{h^3} \cdot \frac{dh}{dt},$$

где p – местное давление внутри масляной пленки; μ – коэффициент динамической вязкости масла; h – толщина пленки; t – текущее время.

Усилие, действующее на диски, уравнивается силами давления и его можно определить:

$$F = \int_S p \cdot dA$$

где S – площадь диска.

Решая совместно приведенные выше уравнения получаем, что изменение толщины пленки описывается следующим выражением:

$$h = h_0 \cdot L^2 \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot \mu}{64 \cdot F \cdot h_0^2 \cdot t + \pi \cdot \mu \cdot L^2}}$$

где h_0 – начальная толщина сдавливаемой пленки; L – характерный линейный размер диска; F – усилие сжатия пакета дисков.

Для кольцевого диска характерный линейный размер диска может быть определен по выражению:

$$L = D_H \cdot \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{D_B}{D_H} \right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{D_B}{D_H} \right)^3 - \left(\frac{D_B}{D_H} \right)^4 \right]^{1/4}$$

где D_B , D_H - внутренний и наружный диаметры фрикционного диска.

Как показал анализ результатов проведенных исследований, процесс замыкания фрикционных пар тормозного механизма можно представить состоящим из трех этапов.

Первый этап – этап сжатия масляной пленки. После того как диски начинают входить в контакт друг с другом толщина масляной пленки составляет $50 \cdot 10^{-6}$ м [2] и происходит ее быстрое уменьшение. При этом имеет место гидродинамический режим трения.

После первого тапа наступает этап граничного трения. При этом толщина масляной пленки составляет не более $0,25 \cdot 10^{-6}$ м [2]. При обеспечении оптимальных условий функционирования узла этап граничного трения определяет наибольшую часть процесса торможения. Трение на этом этапе носит смешанный характер. В зависимости от толщины пленки граничное трение может быть полужидкостным или полусухим. Полусухое трение характеризуется возможностью "схватывания" микровыступов трущихся поверхностей, склонностью к задирам и эрозивному изнашиванию.

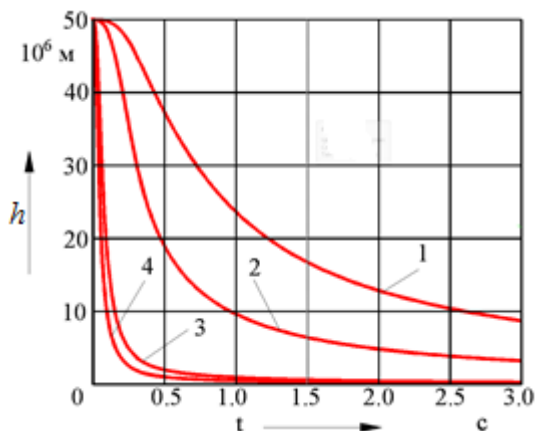
Третьим этапом работы пар трения является этап адгезионного контакта. На этот этап приходится небольшая доля времени цикла торможения и здесь осуществляется переход к трению без смазочного материала.

Этапы полусухого трения и адгезионного контакта сопровождаются высокочастотными вибрациями («скрипом») тормозных механизмов. Для обеспечения гарантированного граничного полужидкостного трения следует применять специальные масла, пористые материалы пар трения, обеспечивающие длительную сохранность масляной пленки за счет выдавливания масла из пор фрикционных материалов. Кроме того, необходимы конструктивные

мероприятия, связанные с выбором формы масляных канавок на поверхности фрикционных дисков, обеспечивающих, с одной стороны, быстрое выдавливание масла из зоны трения и исключение гидродинамического режима, а с другой – гарантированное граничное трение.

Для анализа динамики изменения толщины масляного слоя между парами трения были проведены расчеты для тормозных механизмов трактора «Беларус-3023». При расчетах принимались размеры фрикционного диска $D_n = 285\text{ мм}$; $D_s = 224\text{ мм}$.

На рисунке 1 приведены характеристики изменения толщины масляной пленки при сжатии фрикционных дисков для различных значений давления на поверхностях трения и начальной температуры охлаждающего масла.



1 – $T = -15^\circ\text{C}$; 2 – $T = 0^\circ\text{C}$; 3 – $T = 60^\circ\text{C}$; 4 – $T = 100^\circ\text{C}$

Рисунок 1 – Изменение толщины масляной пленки при сжатии дисков тормозного механизма трактора «Беларус-3023» для различных значений температуры масла (T) и усилия на педали 400Н

Полученные зависимости свидетельствуют о существенном влиянии на фрикционные характеристики пар трения вязкостных характеристик применяемого масла, размеров дисков и нажимного усилия. В частности, при температуре масла 0°C не наблюдается перехода к граничному трению на протяжении всего цикла торможения. Это следует учитывать при моделировании динамики торможения трактора путем варьирования значением коэффициента трения от 0 до максимального значения 0,08 при переходе к режиму граничного трения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Мур Д. Основы и применения трибоники. - М.: Мир, 1978. - 487 с.
2. Oil-immersed Brakes and Clutches. – Institution of Mechanical Engineers. Conference Publications, 1977, [№ 2, III, p. 1...101](#).

УДК 629.025

ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ПЕРЕДНЕГО ВЕДУЩЕГО МОСТА ТРАКТОРА

П.А.Шишко, А.С.Поварехо

Аннотация: Рассмотрены конструкции передних ведущих мостов тракторов, оборудованных тормозной системой, проведен выбор рационального конструктивного исполнения тормозных механизмов для переднего ведущего моста тракторов «Беларус».

На тракторах устанавливаются тормозные системы различных конструктивных исполнений, однако рабочие тормозные механизмы подавляющего большинства тракторов дисковые, работающие в масле, встроенные в задний мост и расположенные перед конечной передачей. Вследствие увеличения максимальной скорости движения тракторов, ужесточения требований к безопасности движения целесообразно использовать при торможении весь сцепной вес трактора, когда в процессе торможения участвуют все колеса.

Целью данной работы является повышение тормозных качеств трактора путем установки тормозных механизмов в передний ведущий мост (ПВМ).

Для выбора рационального конструктивного решения проведен анализ существующих и запатентованных конструкций, который позволил выявить различные варианты установки тормозных механизмов на ПВМ.

1. Тормозной механизм располагается на ведущей шестерне главной передачи (рисунок 1) или в приводе до ПВМ (рисунок 2).

При таком решении тормозной момент механизма может быть меньше в соответствии с передаточным отношением главной передачи, что позволяет снижать габариты тормозных механизмов. Кроме того, конструкция отличается простотой и обеспечением лёгкого доступа.