

УДК 629.017:621.891

Е. Г. Ю д и н

## ТРИБОЛОГИЧЕСКАЯ НАДЕЖНОСТЬ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

*Рассмотрена проблема обеспечения надежности фрикционных узлов трансмиссий транспортных машин, работающих в масле. На основании теоретического анализа и проведенных экспериментальных исследований получены математические модели и методики расчета основных показателей трибологической надежности — коэффициента трения и потерь мощности в зависимости от параметров режимов работы с учетом эксплуатационных изменений дисков трения (износа, коробления и усадки). Это позволило оптимизировать ряд функциональных характеристик фрикционных узлов и предложить конструктивные решения, повышающие их надежность в результате стабилизации масляного потока в междисковом пространстве и его равномерного распределения по поверхности дисков.*

В трансмиссиях современных транспортных машин широко используются фрикционные устройства с металлокерамическими дисками (МКД) трения, работающими в масле вместе со стальными дисками. С их помощью, как правило, осуществляется управление движением: трогание с места, переключение передач, повороты и торможение различных транспортных средств.

Фрикционные узлы — это одни из наиболее нагруженных устройств трансмиссий; в частности, число их включений на 1000 км пробега достигает 12500, а за одно включение время буксования может составлять 0...4,5 с, при этом удельная работа трения — 715,5 Дж/см<sup>2</sup>, износ — 0,005 мм, приращение температуры на поверхности трения — 150°С. Другие параметры, характеризующие условия работы дисков трения, могут изменяться в широких пределах: контактные давления — от 1,4 до 6,0 МПа; начальная скорость скольжения — до 75 м/с. Нагруженность фрикционных устройств существенно зависит от режимов работы трансмиссии. Различия в условиях эксплуатации транспортных машин с одинаковыми трансмиссиями приводят к тому, что ресурсы фрикционных узлов машин могут отличаться в несколько раз.

Наиболее характерные виды отказов фрикционных устройств, работающих в масле, — это повышенный износ, коробление, усадка, разрушение стальной основы и спекание дисков трения. Предельные зна-

чения износа зависят от условий формирования и восстановления масляного слоя между взаимодействующими поверхностями трения. Эти условия, в первую очередь, обеспечиваются наличием на поверхностях МКД смазочных канавок глубиной до 0,6 мм. При суммарном двухстороннем износе диска, равном 1,0 мм, канавки практически исчезают, что ухудшает смазывание, и величина износа резко возрастает. Поэтому, целесообразно рекомендовать величину среднего допустимого износа МКД не более 1,0 мм, если нет других ограничений, связанных с конструкцией фрикционного устройства или функциональными характеристиками трансмиссии.

Коробление, приводящее к отклонению диска от плоской формы, уменьшает осевые зазоры между дисками, что может привести к контакту поверхностей трения при работе фрикционного устройства в разомкнутом состоянии. При этом резко возрастают потери мощности и повышается температура в отдельных зонах трения. Следовательно, коробление можно косвенно оценить по потерям мощности в трансмиссии. Практикой подтверждено, что суммарный максимальный прогиб дисков в пакете фрикционного узла не должен превышать суммарный зазор между дисками в выключенном состоянии.

Усадка МКД может привести к их заклиниванию на внутреннем вращающемся барабане, что препятствует свободному перемещению дисков по шлицам и нарушает нормальную работу узла. Поэтому величина усадки диска не должна превышать величину радиального зазора в зацеплении диска с барабаном. В зависимости от сочетания допусков на изготовление радиальные и боковые зазоры в соединении позволяют ограничить усадку МКД до их заклинивания на барабане в пределах 2,3... 3,8 мм. При чрезмерной усадке сопряженных стальных дисков они могут контактировать с наружной поверхностью внутреннего вращающегося барабана. При этом на поверхности барабана появляются выработки и заусенцы, что затрудняет перемещение МКД по шлицам внутреннего барабана и также нарушает нормальную работу узла. Радиальный зазор между сопряженными стальными дисками и внутренним барабаном исчезает при величине усадки 4,8... 5,6 мм.

Стальная основа дисков трения разрушается либо от термонапряжений, обусловленных неравномерным нагревом рабочих поверхностей дисков, либо от действия на зубья дисков высокочастотных динамических виброударных нагрузок, возникающих в зацеплении дисков с барабаном из-за крутильных колебаний в динамической системе трансмиссии. Этот вид отказов характерен для определенных схем и конструкций моторно-трансмиссионных установок и не является общим случаем повреждения дисков трения.

Повышение требований к долговечности и несущей способности дисков трения заставляет искать пути улучшения функциональных характеристик этих элементов. Одно из перспективных направлений — совершенствование условий смазывания фрикционных узлов. Взаимодействие пар трения и смазочного материала происходит, в основном, при разомкнутых дисках или в процессе их включения. В разомкнутом фрикционном узле смазочный материал должен охлаждать поверхности трения и формировать на них адсорбированные граничные пленки. При этом необходимо равномерное орошение непрерывным потоком масла всех рабочих зон дисков и одновременно должна быть исключена возможность контактирования граничных слоев, образовавшихся на сопряженных поверхностях. Такой режим смазывания уменьшает тепловыделение и гидродинамические потери мощности, способствует увеличению КПД. При включении фрикционного узла смазочный материал обязан предохранять взаимодействующие пары трения от непосредственного сухого контакта. Из-за быстротечности процесса буксования дисков теплоотвода в масло практически нет. В идеальном случае вся работа буксования должна восприниматься граничными слоями смазочного материала, т.е. расходоваться на их разрушение или восстановление, которое происходит в результате термохимического взаимодействия масла с материалом поверхности трения. Для уменьшения изнашивания и формоизменения дисков необходимо обеспечить определенный уровень несущей способности пограничного слоя.

В общем виде гидродинамические процессы, развивающиеся между сопряженными поверхностями вращающихся дисков трения, можно описать системой уравнений Навье–Стокса [1]. Приближенное решение этой системы [2] для случая разомкнутого фрикционного узла показало, что при ограниченных реальных расходах масла, не превышающих  $(13,5 \dots 25,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$  на одну пару трения, и дискретном способе его подвода образуется существенная неравномерность смазывания и охлаждения поверхностей в окружном направлении. Обычно орошается не более 30 % площади трущейся пары. Однако в конструкциях фрикционных узлов с дисками, имеющими смазочные каналы определенной конфигурации, из-за высокой выносящей способности этих каналов орошаемая поверхность сокращается до 10 ... 15 %. Кроме того, в широких (более десяти пар трения) пакетах диски изнашиваются крайне неравномерно, что снижает срок службы фрикционного узла в целом, так как его долговечность определяется предельно допустимым износом одного, максимально изношенного из дисков.

Комплекс экспериментальных исследований, проведенных на специально созданной для изучения гидродинамических процессов в разо-

мкнутых фрикционных узлах установке [3], позволил выявить ряд особенностей взаимодействия дисков и потока масла. В частности, при высоких угловых скоростях дисков ( $\omega \geq 250 \text{ с}^{-1}$ ) происходит рикошети-рование масла от шлицевой поверхности наружного барабана и кромок окон, предназначенных для отвода смазочного материала из междисковой полости фрикционного узла. Эта полость заполняется маслом, которое начинает рециркулировать в замкнутом объеме. В результате гидродинамические потери мощности возрастают в 3–4 раза. Одновременно ухудшаются условия охлаждения дисков трения, а среднеобъемная температура масла увеличивается на  $30 \dots 40^\circ\text{C}$  по сравнению с режимом без рециркуляции смазочного материала. Изучение характера взаимодействия масла с поверхностью наружного барабана и влияния конфигурации окон, предназначенных для отвода смазочного материала, на возникновение рикошетирования позволило предложить ряд конструктивных мероприятий, обеспечивающих эффективный выход масла из междисковой полости, например ориентацию кромок окон по касательной к окружности вращающихся дисков и установку маслосборников на внутренней поверхности наружного барабана с их разгрузкой в осевом направлении.

Исследуя распределение смазочного материала по ширине пакета, выявили, что смазочный материал распределяется более равномерно при одновременном подводе масла ко всем отверстиям, расположенным по ширине внутреннего барабана. Для этого на его внутренней поверхности целесообразно делать осевые перегородки, между которыми образуются маслосборники. После наполнения их маслом попадающие туда очередные порции масла приводят к его переливу через перегородки, обеспечивая одновременную подачу масла ко всем отверстиям, расположенным в осевом направлении. Истечение масла из подводящих отверстий диаметром  $1 \dots 6$  мм носит струйный характер, причем размеры струй незначительно превышают диаметр подводящего отверстия. На выходе они увлекаются вращающимися дисками, и масло начинает растекаться по поверхности трения. Однако смыкания отдельных струй в окружном направлении не происходит. Их ширина на наружном диаметре диска не превышает трех диаметральных размеров подводящих отверстий. Причем в условиях ограниченного подвода смазочного материала интенсивность истечения масла из отверстий, равномерно расположенных по окружности внутреннего барабана фрикционного узла, различна и зависит от скорости вращения барабана, а также от направления подачи смазочного материала в его внутреннюю полость.

При диаметре отверстий более 6 мм характер истечения резко изменяется и становится пленочным. В этом случае в центре подводящего

канала образуется устойчивый воздушный поток, прижимающий масляную пленку к его стенкам. Одновременно масло помимо радиальной приобретает окружную составляющую скорости и при выходе из отверстия возникает эффект центробежной форсунки. Диаметр струи с пленочным характером истечения к моменту ее взаимодействия с поверхностью трения равен 8...10 диаметрам подводящих каналов, что вполне достаточно для образования сплошной масляной пленки и равномерного смазывания поверхности дисков. Таким образом, увеличение диаметра отверстия для подвода смазочного материала до 6...10 мм, т.е. до момента образования пленочного истечения масла, позволяет даже при ограниченном количестве масла равномерно оросить тонкой масляной пленкой взаимодействующие пары трения. Одновременно вследствие снижения кинетической энергии струй, истекающих из отверстий, уменьшается рикошетирование и рециркуляция масла, что улучшает охлаждение дисков и повышает их долговечность.

Экспериментальная проверка влияния перечисленных конструктивных мероприятий на функциональные характеристики фрикционных узлов показала, что при больших относительных скоростях скольжения, превышающих 50 м/с, потери мощности снижаются в 1,5–2,0 раза. Долговечность же фрикционных узлов с парой трения, например сталь 30ХГСА по металлокерамике МК-5, повышается на 30...40 % по износостойкости и примерно в 1,5–2,0 раза по термостойкости. Предложенные конструктивные решения обеспечивают стабилизацию масляного потока в междисковом пространстве, равномерное распределение масла по поверхности дисков и ширине пакета, снижение теплонапряженности трущихся пар и увеличение несущей способности пограничного смазочного слоя. Одновременно улучшаются и другие функциональные характеристики фрикционного узла, что и подтверждает целесообразность дальнейшего изучения влияния условий смазывания дисков трения на их ресурс.

При работе фрикционных элементов в разомкнутом состоянии гидродинамическое взаимодействие масла с вращающимися дисками приводит к появлению гидродинамического трения. Оно, в конечном итоге, определяет момент введения дисков, уровень потерь мощности, КПД и тепловой режим узла, оказывая существенное влияние на его эксплуатационные характеристики. Поэтому изучение процессов, протекающих в разомкнутых фрикционных устройствах, с целью уменьшения гидродинамического трения при ограниченном смазывании дисков и разработка метода расчета потерь мощности на стадии проектирования трансмиссии и оценки ее трибологической надежности является актуальной задачей, решение которой позволит повысить

эффективность использования этих узлов и всей транспортной машины в целом.

Как было отмечено ранее, гидродинамическое трение описывается системой уравнений Навье–Стокса, решаемой совместно с уравнениями сплошности и касательных напряжений, которые соответственно можно представить как

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$$

и

$$\tau_{r\varphi} = \mu r + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v_\varphi}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} \right)$$

при следующих граничных условиях:  $v_r = 0$ ,  $v_\varphi = \omega R$ ,  $v_z = 0$ , когда  $z = 0$ , и  $v_r = 0$ ,  $v_\varphi = 0$ , когда  $z = h$ , где  $v_r$ ,  $v_\varphi$ ,  $v_z$  — составляющие скорости частиц масла в цилиндрической системе координат;  $\tau_{r\varphi}$  — касательные напряжения трения;  $\mu$  — динамическая вязкость масла;  $\omega$  — угловая скорость диска;  $R$  — радиус диска;  $h$  — осевой зазор между сопряженными дисками.

Эта математическая модель справедлива для описания процессов, проходящих во фрикционных узлах, только при условии неразрывности смазочного слоя в междисковом пространстве, выполнение этого условия зависит от соотношения расхода  $Q$  подводимого масла и выносящей способности  $Q_b$  вращающихся дисков вследствие центробежного эффекта и пропускной способности выходных отверстий наружного барабана фрикционного узла. Сопrotивление вращению дисков фрикционных устройств, работающих в масле, характеризуется как режимом течения жидкости в зазоре, так и степенью его заполненности.

Учитывая относительную малость средних осевых зазоров  $h$  между дисками разомкнутых фрикционов, выносящую способность вращающегося диска можно оценить, аппроксимируя решения Кармана [4]. Если радиальная составляющая скорости  $v_r$  ламинарного потока вблизи диска определяется выражением

$$v_r = 0,2\omega Rz \sqrt{\omega/\nu},$$

где  $z$  — координата вдоль оси вращения;  $\omega$  и  $R$  — частота вращения и внутренний радиус диска соответственно;  $\nu$  — кинематическая вязкость масла, то выносящую способность вращающегося диска можно определить как

$$Q_b = 2\pi R \int_{z=0}^h v_r dz = 0,2\pi R h^{2,0} \omega^{1,5} \nu^{0,5}. \quad (1)$$

Для турбулентного потока, аналогично работе [1], получена оценка

$$Q_{\text{в}} = 0,132\pi R^2 \omega h. \quad (2)$$

Расчеты по уравнениям (1) и (2) показывают, что для дисков с  $R > 0,175$  м при режимных параметрах  $\omega \geq 25 \text{ с}^{-1}$  и  $\nu = 5 \cdot 10^{-6} \dots 2 \times 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  выносящая способность существенно превышает эксплуатационные расходы жидкости, подводимой к фрикционным узлам, т.е.  $Q_{\text{в}} \gg Q$ . Если при этом разгрузочные окна наружного барабана обеспечивают отвод всего подводимого масла без повышения давления в междисковой области, то сплошность потока в окружном направлении нарушается, и течение масла становится струйным, чему способствует и дискретность мест (точек) подвода смазочного материала. Толщина струи  $\delta$ , увлекаемой вращающимся диском, определяет минимально возможный зазор между дисками, при котором сопротивление будет наименьшим.

Для ламинарного режима течения жидкости, учитывая равенство выносящей способности дисков и расхода подводимого масла, можно получить выражение для  $\delta$  в безразмерном виде:

$$\frac{\delta}{R} = 3,17 \left( \frac{nd}{R} \right)^{-0,5} \text{Re}^{-0,75} \left( \frac{Q}{\nu R} \right)^{0,5}, \quad (3)$$

где  $n$  — число рядов,  $d$  — диаметр сверлений для подвода смазочного материала,  $\text{Re}$  — число Рейнольдса.

Для турбулентного режима

$$\delta = \frac{8Q}{7ndR(\omega - \beta) \sqrt{\frac{\omega + 8\beta}{38\omega + 28\beta}}}, \quad (4)$$

где  $\beta$  — коэффициент, учитывающий скорость среды в середине зазора, определяется численным решением уравнения

$$\begin{aligned} 0,2\rho(\omega - \beta)^2 \left( \frac{7nd\nu}{bQ} \right)^{1/4} \left( \frac{\omega + 8\beta}{38\omega + 28\beta} \right)^{1/4} \left[ \frac{36(\omega + \beta)}{38\omega + 28\beta} \right]^{3/8} (R_2^5 - R_1^5) = \\ = 0,182\rho'(\nu')^{0,2} \beta^{1,8} (R_2^{4,6} - R_1^{4,6}), \end{aligned}$$

где  $\rho'$ ,  $\nu'$  — плотность и кинематическая вязкость воздуха соответственно.

Расчеты, проведенные по уравнениям (3) и (4), показывают, что толщина слоя жидкости на вращающемся диске как для ламинарного, так и для турбулентного течений не превышает 0,3 мм. Следовательно, при

соответствующей пропускной способности разгрузочных окон можно исключить взаимодействие масляных слоев на сопряженных поверхностях дисков трения. Недостаточная пропускная способность разгрузочных окон приводит к заполнению междискового пространства маслом. Тогда течение жидкости между дисками сходно с течением Куэтта [4]. Вероятность заполнения междисковой полости возрастает с увеличением  $Re$  в результате образования масловоздушной смеси при турбулизации потока и вследствие рикошетирования масла от стенок окон и поверхностей шлицев наружного барабана, которые нормально ориентированы к направлению движения сбрасываемых струй.

Характер сброса жидкости с диска можно оценить, исходя из равенства сил трения и инерции,

$$\mu \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} = -\rho \omega^2 R,$$

где  $\mu$  и  $\rho$  — динамическая вязкость и плотность масла соответственно, при соблюдении следующих граничных условий:

$$\mu \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} = 0 \text{ при } z = \delta; \quad v_r = 0 \text{ при } z = 0.$$

Отсюда скорость жидкости в слое масла на наружном радиусе вращающегося диска можно определить по уравнению

$$v_r = -\frac{\rho \omega^2 R}{\mu} \left( \frac{z^2}{2} - z\delta \right).$$

Тогда угол между направлением сброса и касательной к окружности в точке сброса  $\theta = \arctg(v_y/v_\varphi)$ , где  $v_\varphi = \omega R$ , а его среднее значение

$$\bar{\theta} = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta \arctg \left[ \frac{\rho \omega}{\mu} \left( \frac{z^2}{2} - z\sqrt{\frac{3\nu Q}{2\pi R^2 \omega^2}} \right) \right] dz. \quad (5)$$

Интегрируя уравнение (5), получим

$$\bar{\theta} = \arctg \left[ 0,803Q^{2/3} (\nu\omega)^{-1,3} R^{-4/3} \right]. \quad (6)$$

Вычисление средних углов сброса для большинства эксплуатационных режимов работы фрикционных узлов с использованием выражения (6) показывает, что  $\bar{\theta}$  не превышает  $2^\circ$ . Поэтому можно считать, что срыв потока с вращающегося диска происходит практически по касательной к окружности его наружного радиуса.

Влияние геометрических параметров разгрузочных окон на их пропускную способность характеризуется центральным углом  $\varphi$  свободного выхода масла, определяемого условиями взаимодействия струй с поверхностью наружного барабана. Экспериментально установлено, что рикошетирование смазочной жидкости от поверхности наружного барабана и ее рециркуляция в междисковом пространстве начинаются при  $Re > 8,6 \cdot 10^5$ . В этом случае

$$\varphi = 2 \sum_m \arcsin(l_m/r) + \sum_m \arcsin[(r - a_m)/(r + b_m)] - \sum_m \arcsin[(r - a_m)/r]. \quad (7)$$

Когда рикошетирования нет, т.е.  $Re \leq 8,6 \cdot 10^5$ , то

$$\varphi = (1 + \cos \gamma) \sum_m \arcsin(l_m/r), \quad (8)$$

где  $Re$  — число Рейнольдса;  $l_m$  — ширина разгрузочного окна в окружном направлении;  $a_m$  — радиальный зазор между вращающимися дисками и наружным барабаном;  $b_m$  — толщина стенки барабана в зоне расположения  $m$ -го разгрузочного окна;  $r$  — расчетный радиус;  $\gamma$  — угол между потоком с торцевой поверхностью разгрузочного окна.

Используя уравнения (7) и (8), легко найти угол свободного выхода масла, который при рикошетировании составляет  $15 \dots 20^\circ$ , а без него равен  $110 \dots 130^\circ$ . Таким образом, можно заключить, что рикошетирование масла существенно ограничивает его выход из дисковой полости.

Анализируя выносящую способность дисков и пропускную способность выходных отверстий наружного барабана, выявили, что основные режимы фрикционного узла характеризуются разрывностью течения жидкости в междисковой области. Поэтому численное решение системы дифференциальных уравнений в частных производных может не дать удовлетворительного результата, так как математическая модель не отражает ряд существенных особенностей гидродинамического трения, протекающего в условиях ограниченного смазывания. Для получения приемлемого решения в этом случае целесообразно использовать критические уравнения, составленные на основе экспериментальных данных и полученных в работе [5] обобщенных характеристик процесса. Такой подход позволяет в определенной мере компенсировать действие некоторых неучтенных факторов и подобрать оптимальные значения числовых коэффициентов. В результате получаются зависимости, имеющие явный физический смысл, которые не только отражают

качественное влияние основных параметров гидродинамического трения в дисковых фрикционных узлах, но и дают возможность найти количественные характеристики, особенно необходимые в инженерной практике.

Уравнение для определения момента гидродинамического сопротивления можно записать как

$$M = F(\omega, \rho, \nu, Q, g, R, h, \varphi).$$

Представив это уравнение в виде степенной функции и пользуясь методами теории подобия и размерностей, получим

$$M = A\psi\omega^{\alpha_1}\rho^{\alpha_2}\nu^{\alpha_3}Q^{\alpha_4}g^{\alpha_5}R^{\alpha_6}h^{\alpha_7},$$

где  $\psi = I + H(I - \varphi/2\pi)^k$ .

Затем, используя способ интегральных аналогов и условий однозначности [5], получим выражение для определения относительного момента сопротивления как мультипликативной модели критериальных безразмерных комплексов, характеризующих процесс трения и смазывания фрикционного узла. Тогда

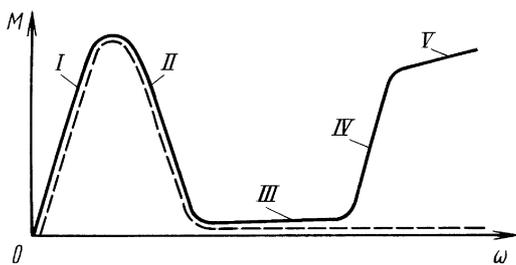
$$c_M = A\psi(\omega R^2/\nu)^x(Q/\nu R)^y(\delta/n)^n(\omega^2 R/g)^t, \quad (9)$$

где  $c_M = M/\rho\omega^2 R^5$  — критерий Эйлера, зависящий от отношения моментов сил трения и инерции;  $\omega R^2/\nu = Re_1$ ,  $Q/\nu R = Re_2$  — критерии Рейнольдса, характеризующие действие на поток жидкости, находящейся в междисковом пространстве, сил вязкостного трения и инерционных сил от окружной и радиальной составляющих скорости соответственно;  $\omega^2 R/g = Fr$  — критерий Фруда, выражающий соотношение центробежной силы и силы тяжести;  $\delta/n$  — симплекс, определяющий влияние степени деформации  $\delta$  пограничного слоя жидкости в осевом направлении;  $\psi$  — симплекс, учитывающий влияние условий выхода масла из междисковой полости. Указанные инварианты имеют принципиальное значение для получения расчетных зависимостей.

Если толщина  $h$  слоя масла, увлекаемого вращающимся диском, меньше среднего осевого зазора  $\delta$ , то можно утверждать, что  $h$  не влияет на мощность трения. Тогда уравнение (9) существенно упрощается

$$c_M = A\psi Re_1^{-1} Re_2^y Fr^t,$$

где  $Re_1$  определяется угловой скоростью вращения дисков, а  $Re_2$  связан с расходом подаваемого масла.



**Рис. 1.** Качественная зависимость момента  $M$  гидродинамического сопротивления вращению диска фрикционного узла от его угловой скорости  $\omega$

Экспериментальные исследования для определения эмпирических коэффициентов  $A$  и  $H$ , а также показателей степени  $x, y, n, t, k$  проведены на фрикционных узлах основных типов, применяемых в трансмиссиях транспортных машин (тормоз, фрикцион, “фрикцион под тормозом”), в широком диапазоне изменения эксплуатационных и конструктивных параметров. Установленные особенности гидродинамического взаимодействия масла с вращающимися дисками позволили уточнить физическую картину процесса. Качественная зависимость момента  $M$  гидродинамического сопротивления вращению диска фрикционного узла от его угловой скорости  $\omega$  при постоянных расходе и вязкости подводимого масла приведена на рис. 1. На кривой можно выделить пять характерных зон.

*Зона I. Интенсивное нарастание момента сопротивления с увеличением угловой скорости дисков при  $Re_1 < Re_{кр}$ , поток — ламинарный.* Инерционные силы, действующие на смазочный материал, соизмеримы с гравитационными. Масло заполняет лишь нижнюю часть междисковой полости. С ростом угловой скорости влияние гравитационных сил уменьшается, при этом площадь диска, участвующая в гидродинамическом трении, увеличивается. Одновременно возрастает градиент скорости потока. Совместное влияние этих факторов и определяет характер изменения момента сопротивления.

*Зона II. Уменьшение момента сопротивления при дальнейшем увеличении угловой скорости.* Значение критерия  $Re_1$  близко к критическому. Поток из ламинарного режима течения переходит в турбулентный. Вследствие увеличения выносящей способности диска его площадь, участвующая в гидродинамическом трении, уменьшается. Это происходит вследствие перехода течения в окружном направлении в струйное и уменьшения зоны контакта струй с сопряженным диском в радиальном направлении. Вместе с этим уменьшаются и касательные напряжения трения. В предельном случае ламинарный поток полностью трансформируется в турбулентный со струйным характером течения.

Контакт струй на сопряженных поверхностях отсутствует. Момент гидродинамического сопротивления минимален.

*Зона III. Незначительное увеличение  $M$  при дальнейшем возрастании угловой скорости дисков, поток — турбулентный.* Момент сопротивления определяется, главным образом, инерционной составляющей. Вязкостная составляющая трения практически равна нулю. Аналогично зонам *I* и *II* условия выхода масла обеспечивают его полное удаление из междискового пространства. Однако увеличение скорости вращения дисков приближает вектор результирующей составляющей скорости масла к касательной к наружной окружности диска. При значительной толщине кромок разгрузочных окон из-за возрастающей кинетической энергии потока масла, способствующей его рикошетированию от этих поверхностей, в междисковой полости возникают благоприятные условия для образования масловоздушной смеси. В целом по уровню момента сопротивления зона *III* наиболее удобна для работы разомкнутых фрикционных узлов.

*Зона IV. Сопротивление вращению дисков при последующем увеличении угловой скорости резко возрастает.* Вследствие рикошетирования масла от кромок разгрузочных окон и шлицев наружного барабана, междисковая полость достаточно быстро заполняется масловоздушной смесью с равномерными по всему объему вязкостно-плотностными характеристиками. Площадь диска, участвующая в вязкостном трении, увеличивается.

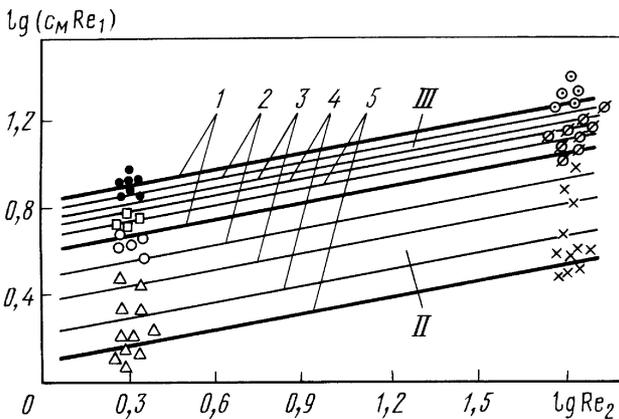
*Зона V характеризуется высоким моментом гидродинамического сопротивления, соизмеримым с моментом сопротивления в зоне I, и его дальнейшим незначительным увеличением с ростом угловой скорости.* Междисковая полость практически целиком заполнена маслом и масловоздушной смесью. С увеличением частоты вращения площадь диска, участвующая в вязкостном трении, остается неизменной. Поэтому здесь темп нарастания момента сопротивления существенно ниже, чем в зоне *I*, где с ростом угловой скорости диска площадь трения также увеличивается. Кроме того, как было отмечено ранее, касательные напряжения трения при турбулентном течении (зона *V*) менее чувствительны к изменению градиента скорости в потоке жидкости, чем при ламинарном ее течении (зона *I*).

С точки зрения потерь мощности работа фрикционных узлов в режимах, соответствующих зоне *V*, неблагоприятна. Эта зона характерна только для тормозных элементов. В блокирующих фрикциях разгрузочные окна вращающегося наружного барабана обеспечивают, как правило, опорожнение междискового пространства (см. рис. 1, штриховая линия). Следует отметить, что в реальных условиях эксплуата-

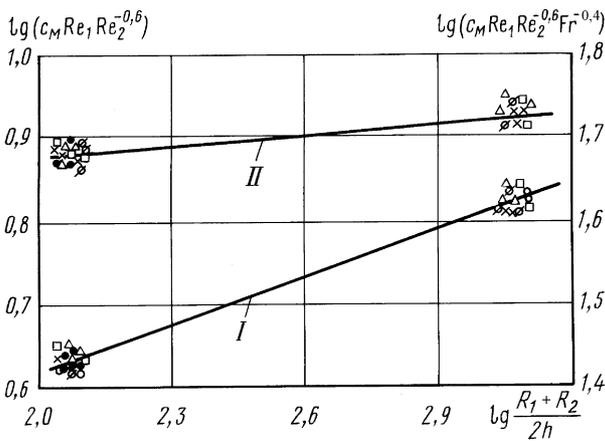
ции фрикционные узлы работают преимущественно в зонах II, III и V. Диапазон режимов их работы в зоне IV чрезвычайно узок, поэтому влиянием этой зоны на момент сопротивления можно пренебречь.

Экспериментальное исследование момента гидродинамического сопротивления проводилось на стенде, испытуемыми объектами которого были тормоз, фрикцион и конструкция “фрикцион под тормозом”. Воспроизводились основные сочетания режимов работы реальных фрикционных элементов для дисков трения двух типоразмеров ( $D_2 = 0,497$  м,  $D_1 = 0,449$  м и  $D'_2 = 0,407$  м,  $D'_1 = 0,359$  м). Осевой зазор при восьми парах трения изменялся от 2,08 до 0,1 мм. Варьировались в широком диапазоне геометрические размеры и конфигурация разгрузочных окон. Результаты экспериментов, обработанные с использованием теории обобщенных переменных [5], для тормозного узла приведены на рис. 2, а для конструкции “фрикцион под тормозом” — на рис. 3.

Проведенный анализ показал, что испытуемые фрикционные узлы в зависимости от сочетания режимных и конструктивных параметров работают в зонах II–V. В диапазоне изменения критериев Фруда  $Fr = \frac{\omega^2 R}{g} = 30 \dots 380$  и Рейнольдса  $Re = \frac{\omega \cdot R^2}{\nu} = (1,5-3,3) \cdot 10^5$  (зона II) момент зависит от Fr. В этой зоне масло, в основном, группируется в нижней части междискового пространства. Наблюдения через смотровые окна, расположенные в верхней части установки, подтвердили, что выброс масла через верхние разгрузочные окна практически отсутствует. Переход из зоны II в зону III происходит при



**Рис. 2.** Зависимость коэффициента момента сопротивления в зонах II  $Fr^{0,4} Re_2^{0,2} \geq 9,6$ ,  $Re < 8,6 \cdot 10^5$  и III ( $Re_1 \geq 8,6 \cdot 10^5$ ) от определяющих критериев при различных условиях выхода масла из междисковой полости. Угол свободного выхода  $\varphi$ :  
1...5 —  $\varphi = 0; 20; 60; 100$  и  $140^\circ$



**Рис. 3.** Влияние на момент сопротивления изменения осевого зазора  $h$  при меж-  
дисконной полости, заполненной маслом, в тормозе ( $Re_1 \geq 8,6 \cdot 10^5$ ;  $\Delta$  — окна за-  
крыты;  $\times$  — окна открыты) и конструкции “фрикцион под тормозом” (зона I —  
 $Fr^{0,4} Re_2^{0,2} < 9,6$ ; зона II —  $Fr^{0,4} Re_2^{0,2} \geq 9,6$ ,  $Re_1 < 8,6 \cdot 10^5$ ;  $\bullet$  — тормоз замкнут,  
фрикцион разомкнут;  $\square$  — фрикцион замкнут, тормоз разомкнут;  $\circ$  — фрикцион  
и тормоз разомкнуты)

$Re > 3,3 \cdot 10^5$ . Значения критерия  $Re$  близки к  $Re_{кр}$ , приведенным в работах других исследователей. На стыке этих зон поток почти полностью турбулентный. Момент гидродинамического сопротивления минимален. При  $Re > 8,6 \cdot 10^5$  отмечено скачкообразное увеличение момента сопротивления. Через смотровые окна наблюдался выброс из междисконной полости мелкодисперсной масловоздушной смеси. Часть масла после удара о стенку выносилась за пределы разгрузочного окна, а другая дробилась и препятствовала выходу новых порций жидкости. Интенсивное нарастание  $M$  соответствует зоне IV. Уменьшить потери мощности можно, профилируя кромку разгрузочных окон по направлению срыва потока масла с вращающегося диска. Опыты показали, что уровень момента сопротивления в результате таких конструктивных мероприятий может быть снижен в 1,5–1,7 раза (см. рис. 2).

Учитывая качественные особенности гидродинамического взаимодействия дисков для выбранной в результате теоретического анализа структуры математической модели процесса, определили оптимальный план проведения опытов с использованием методов теории планирования экспериментов. Статистическая обработка результатов экспериментальных исследований позволила найти коэффициенты и показатели степени безразмерных критериальных комплексов уравнения (9) для общего и ряда частных случаев, обусловленных конструктивными особенностями конкретного фрикционного узла. Их численные значения приведены в таблице.

## Результаты экспериментальных исследований фрикционных узлов

Тип узла трения	Режим работы узла		Характеристические параметры модели						
	Заполненность междискковой полости маслом	Значение комплекса $Fr^{0,4}Re_2^{0,2}$	$A$	$H$	$x$	$y$	$n$	$k$	$t$
Тормоз	$\delta < h$ и $\varphi \gg 0$	$< 9,6$	1	8,93	-1,0	0,6	0	4,7	-0,4
		$\geq 9,6$	1	6,59	-1,0	0,8	0	4,7	0
	$\delta \geq h$ или $\varphi \approx 0$	$< 9,6$	$2,65 \cdot 10^{-5}$	0	-1,0	0,6	-1,0	0	-0,4
		$\geq 9,6$	0,55	0	-1,0	0,8	-0,2	0	0
Фрикцион	$\delta < h$ ; наружный барабан фрикциона вращается	$< 9,6$	2,31	0	-1,0	0,6	0	0	-0,4
		$\geq 9,6$	1,83	0	-1,0	0,8	0	0	0
	$\delta \geq h$ ; наружный барабан фрикциона остановлен	$< 9,6$	$2,65 \cdot 10^{-5}$	0	-1,0	0,6	-1,0	0	-0,4
		$\geq 9,6$	0,55	0	-1,0	0,8	-0,2	0	0

Полученные зависимости послужили базой для разработки методики расчета гидродинамического момента сопротивления и потерь мощности в разомкнутых фрикционных узлах, работающих в условиях ограниченного смазывания [6]. При этом толщину пограничного слоя масла, увлекаемого вращающимся диском, следует рассчитывать по формуле  $\delta = 3,165 (sd/R)^{-0,5} Re_1^{-0,75} Re_2^{0,5}$ , где  $s$  и  $d$  — число отверстий для подвода смазочного материала и их диаметр соответственно. Рассмотренная методика дает возможность учесть влияние основных конструктивных и режимных параметров на величину гидродинамического сопротивления и еще на стадии проектирования трансмиссии и оценки ее трибологической надежности избежать повышенных потерь мощности и оптимизировать ряд конструктивных параметров фрикционных узлов, например, условия выхода масла из междискковой полости, геометрические размеры зон подвода смазочного материала, величину осевого зазора между дисками. Оценка потерь мощности в разомкнутых фрикционных элементах управления планетарными механическими и гидромеханическими трансмиссиями транспортных машин различных типов показала удовлетворительную, в пределах 10 %, сходимость расчетных и экспериментальных данных.

Опыт эксплуатации фрикционных узлов и анализ дефектов пар трения показывают, что фактические условия работы дисков в комплектах фрикционов значительно отличаются от расчетных. В том числе из-за того, что в число внешних факторов, определяющих характер процесса трения, не включают коробление дисков. Однако в реальных конструкциях оно встречается достаточно часто и приводит к перераспределению внешней нагрузки на рабочих поверхностях. Вследствие этого опытные данные по коэффициентам трения и износам дисков на внутреннем и внешнем радиусах не совпадают с расчетными. Указанные обстоятельства определяют необходимость учета упругих характеристик коробленных дисков при оценке эксплуатационных свойств взаимодействующих пар трения.

Во фрикционных узлах, работающих со смазочными материалами, суммарную силу трения  $F_{i\Sigma}$  на единичной ( $i$ -й) площади диска можно найти как

$$F_{i\Sigma} = F_{i1} + F_{i2} + F_{i3} + F_{i4}, \quad (10)$$

где  $F_{i1}$  и  $F_{i2}$  — соответственно сопротивления, обусловленные пластическим вытеснением и упругим деформированием материала;  $F_{i3}$  — сопротивление на срез граничной масляной пленки;  $F_{i4}$  — сопротивление, обусловленное объемными свойствами жидкого смазочного материала.

Теоретические и экспериментальные исследования позволили конкретизировать выражение (10) применительно к контакту металлокерамических дисков, работающих в масле:

$$f_i = F_{i\Sigma}/N_i = [k(1 + d \exp(-cV^{x_1})) + qT](1 + l/p_i^{0,5}) + mL\mu V/p_i, \quad (11)$$

где  $f_i$  — коэффициент трения на  $i$ -м радиусе диска;  $N_i$  — удельная нагрузка;  $T$  — поверхностная температура;  $p_i$  — контактное давление;  $\mu$  — динамическая вязкость масла;  $V$  — скорость скольжения;  $k, d, c, x_1, q, l, m, L$  — коэффициенты, зависящие от физико-механических свойств материалов, микрогеометрии поверхностей, особенностей взаимодействия коробленных дисков.

Коробление приводит к изменению давления, температуры и, как следствие, коэффициента трения вдоль радиуса дисков. В этом случае осевая нагрузка  $P$  распределяется по рабочим поверхностям пар трения с некоторой интенсивностью  $p(r)$ . Тогда в общем виде

$$P = 2\pi \int_{r_1}^{r_2} p(r)r dr = 2\pi \int_{r'_1}^{r'_2} p'(r)r dr,$$

где  $r_1, r_2, r'_1, r'_2$  — соответственно начальные и конечные радиусы кольцевой площади контакта с одной и другой сторон диска.

Если для идеально плоских дисков номинальное давление

$$p_a = P/\pi(R_2^2 - R_1^2),$$

где  $R_2$  и  $R_1$  — наружный и внутренний радиусы рабочих поверхностей трения, то при короблении, принимая допущение, что добавка к фактическому давлению от упругих сил коробленных дисков подчиняется линейному закону,  $p_i$  можно представить следующим образом:

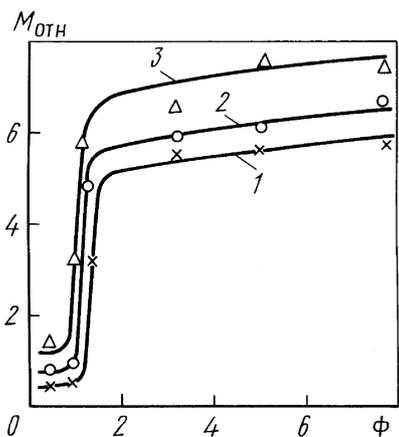
$$p_i = p_a + 2p_k[r_i - (R_1 + R_2)/2]/(R_2 - R_1), \quad (12)$$

где  $p_k$  — давление, необходимое для выпрямления коробленных дисков, а  $r_i$  — текущий радиус диска.

Следует заметить, что для блокирующих фрикционов осевое усилие  $P = P_c + P_{ц}$ , причем  $P_c = p_{ж}S$ ,  $P_{ц} = \pi\gamma(\alpha' - \omega)[R_6^4 - r_6^4 - 2r_0^2(R_6^2 - r_6^2)]/4g$ , где  $p_{ж}$  — давление жидкости в бустере;  $S$  — площадь его поршня;  $\gamma$  — удельный вес масла;  $\alpha'$  — коэффициент, учитывающий отличие скорости вращения жидкости от скорости бустера;  $\omega$  — скорость вращения бустера фрикциона;  $R_6$  и  $r_6$  — соответственно наружный и внутренний радиусы полости бустера;  $r_0$  — радиус подвода жидкости. Для тормоза  $P_{ц} = 0$ .

Рассмотрим влияние перераспределения давления, возникающего вследствие упругих свойств коробленных дисков, на изменение коэффициента трения. При включении фрикционного устройства, когда  $p_a \leq p_k$ , вся нагрузка воспринимается кромками дисков и коэффициент трения, в основном, определяется сопротивлениями  $F_{i3}$  и  $F_{i4}$ . С увеличением усилия сжатия поверхность контакта приобретает форму кольца из-за упругой деформации материала дисков и изменения их взаимного расположения. При полном выпрямлении пакета  $p_a = p_k$  и зона контакта занимает всю рабочую поверхность, а по величине равна номинальной площади взаимодействующих пар трения. Однако вследствие упругих свойств коробленных дисков распределение нагрузки по их радиусу сохраняется неравномерным. Самыми нагруженными остаются кромки. Наиболее сложно выяснить, как влияют упругие характеристики коробленных дисков на коэффициент трения при  $p_a \leq p_k$ . В этом случае площадь трения переменна, зависит от степени деформации коробленного диска и ее аналитическое определение затруднено.

В результате экспериментального исследования, проведенного на специальном стенде, позволяющем реализовать все возможные при эксплуатации фрикционного узла коробления дисков в диапазоне



**Рис. 4.** Зависимость относительного момента сопротивления  $M_{отн}$  от параметра  $\Phi$  при различных скоростях скольжения поверхности трения:

1 — 40 м/с; 2 — 60 м/с; 3 — 75 м/с

результате соответствующего подбора значений параметров, входящих в выражение (13). Опытные данные, приведенные на рис. 4, показывают, что при  $\Phi \leq 0,8$  заметного увеличения суммарного момента трения, по сравнению с моментом гидродинамического трения, пропорциональным  $\mu V/p_i$ , нет. В диапазоне  $0,8 \leq \Phi \leq 1,6$  момент возрастает в 7–8 раз, что объясняется деформацией пограничных слоев масла на взаимодействующих дисках. Одновременно из-за вибрации происходит эпизодическое контактирование поверхностей трения. При  $\Phi \geq 1,0$  диски имеют постоянный контакт. В этом случае характер поведения момента трения качественно совпадает с изменением упругих характеристик коробленных дисков. Темп нарастания  $M_{тр}$  снижается на участке их малой жесткости.

Влияние коробления дисков на коэффициент трения можно описать эмпирической зависимостью вида

$$f_{i4} = m[1 + a(1 - \exp(-b(\Phi - 0,8)^k) + c(\Phi - 0,8))] \mu M/p_i,$$

где  $a, b, k, c$  — постоянные, характеризующие изменение площади взаимодействующих поверхностей трения с увеличением  $\Phi$ . На основании анализа экспериментальных данных получены следующие значения коэффициентов:  $a = 6,4$ ;  $b = 10$ ;  $k = 2$ ;  $c = 0,53$ .

Учет неравномерности нагрузки по радиусу дисков и изменения площади их контакта при  $p_a \leq p_k$  позволил уточнить выражение (11) и определить средний коэффициент трения

$0 \leq p_a \leq p_k$ , установлено, что момент трения  $M_{тр}$  однозначно зависит от комплекса, характеризующего степень деформации коробленных дисков, и равного

$$\Phi = \sum_n \delta_n / \left( \sum_i h_i + \Delta_\Sigma \right), \quad (13)$$

где  $\sum_n \delta_n$  — сумма разносторонних короблений дисков;  $\sum_i h_i, \Delta_\Sigma$  — соответственно суммарные осевой зазор и износ дисков.

Дискретное изменение полученного комплекса в интервале  $0,4 \leq \Phi \leq 8,5$  осуществлялось в ре-

$$\begin{aligned}
f &= \frac{1}{R_2 - R_1} \int_{R_1}^{R_2} f_i dr = \\
&= \frac{1}{R_2 - R_1} [\Phi(1 + d \exp(-cV^k)) + qT] \int_{R_1}^{R_2} (1 + l/p_i^{0,5}) dr + \\
&+ m[1 + 6,4(1 - \exp(-10(\Phi - 0,8)^2) + 0,53(\Phi - 0,8))] \mu V \frac{1}{R_2 - R_1} \int_{R_1}^{R_2} \frac{dr}{p_i},
\end{aligned} \tag{14}$$

где  $p_i$  вычисляется по формуле (12).

Давление коробления можно найти из выражения, полученного аппроксимацией результатов экспериментальных исследований упругих характеристик коробленных дисков и имеющего вид

$$p_k = \frac{Et\delta_n s}{0,15R_2^2(1 - \mu_1^2)} \left[ (\delta_n - t) \left( \delta_n - \frac{t}{2} \right) + s^2 \right] \frac{1}{\pi(R_2^2 - R_1^2)},$$

где  $E, \mu_1$  — модуль продольной упругости и коэффициент Пуассона материала диска соответственно;  $t, s$  — осадка и толщина диска.

Для замыкания системы уравнений, характеризующих трение и износостойкость металлокерамических дисков с учетом неравномерного тепловыделения из-за их коробления, необходимо определить температуру на поверхностях трения, которая может быть рассчитана как

$$\begin{aligned}
\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} &= \frac{\partial}{\partial r} \lambda r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial X} \lambda \frac{\partial T}{\partial X} + \\
&+ Q(r; \tau) \delta(X - X_0) - K(T - T_m) - \delta(X - X_0)
\end{aligned} \tag{15}$$

при следующих граничных условиях:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial X} \Big|_{X=0} = 0; \quad \lambda \frac{\partial T}{\partial X} \Big|_{X=s} = 0; \quad \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_2} = 0; \quad \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_1} = 0.$$

Уравнение (15) решается методом конечных разностей с использованием локально-одномерного способа решения двумерных задач.

Поскольку физико-механические свойства металлокерамики МК-5 при механическом, тепловом, адсорбционном упрочнении и разупрочнении до сих пор не исследованы, численные значения неизвестных коэффициентов в выражении (14), определяющие особенности и взаимодействия металлокерамических и сопряженных с ними стальных

дисков, могут быть получены только экспериментально. Для нахождения зависимости коэффициента трения от параметров режима работы фрикционного узла проведены испытания партии металлокерамических дисков на одномассовом инерционном нагрузочном стенде в широком диапазоне варьирования режимных параметров, в частности:  $0,5 \leq p_a \leq 4,0$  МПа;  $10 \leq V \leq 75$  м/с. Металлокерамические накладки изготавливались из шихты МК-5, включающей 9,3 % олова, 8,9 % свинца, 4,3 % железа, 6,4 % карандашного графита, 71,0 % меди, и имели на поверхности однозаходную спиральную канавку с шагом 2,24 мм.

В результате совместного решения уравнений (14) и (15), с учетом коробления дисков, найдено выражение для определения среднего коэффициента трения, учитывающего упругие характеристики коробленных дисков:

$$f = [8,6 \cdot 10^{-3}(1 + 9,2 \exp(-1,25V^{0,6})) + 3,6 \cdot 10^{-4}T] \times \\ \times \left[ 1 + \frac{1,3}{p_k} (p(r))^{0,5} \right] \Big|_{R_1}^{R_2} + \frac{1,8 \cdot 10^{-4} L \mu V}{p_k} \ln |p(r)| \Big|_{R_1}^{R_2}, \quad (16)$$

где

$$L = 1 + 6,4[1 - \exp(-10(\Phi - 0,8)^2)] + 0,53(\Phi - 0,8);$$

$$p(r) = p_a - \frac{p_k(R_1 + R_2)}{R_2 - R_1} + \frac{2p_k r}{R_2 - R_1}.$$

Проверка формулы (16) для различных величин короблений дисков показала, что упругие характеристики коробленных дисков существенно влияют на коэффициент трения при  $p_a \leq 2,0$  МПа и  $V \geq 35,0$  м/с. При давлениях  $p_a > 2,0$  МПа  $f$  не зависит от коробления.

Таким образом, можно считать, что при малых давлениях ( $p_a \leq p_k$ ), соответствующих режимам поворота транспортных машин, коэффициент трения, в основном, определяется упругими характеристиками коробленных дисков. Полученная расчетная зависимость коэффициента трения, учитывающая влияние упругих сил в коробленных дисках и износ рабочих поверхностей трения, согласуется с экспериментальными данными и может быть использована при оценке долговечности фрикционных узлов, работающих в масле.

Дальнейшее изучение физико-химических и механических свойств поверхностей взаимодействующих тел в зависимости от температуры контакта, фактической площади трения, режимов работы и геометрических параметров фрикционного узла позволит расширить наши представления о дислокационных явлениях и процессах механического, теплового, адсорбционного упрочнения и разупрочнения при трении. Это даст возможность уточнить механизм взаимодействия пар

трения со сложной кинетикой химических реакций, рекристаллизацией, гетеродиффузией, релаксацией напряжений и повысить точность оценок эксплуатационных характеристик фрикционных устройств. Проведенные исследования могут служить основой для построения математической модели и позволяют на стадиях проектирования и доводки изделий осуществить выбор конструктивных и режимных параметров, обеспечивающих минимальный уровень потерь мощности в многодисковых фрикционах, тормозах и других аналогичных элементах трансмиссий транспортных машин, обеспечивая их высокую трибологическую надежность.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974. – 653 с.
2. Жучков В. М., Филиппов А. Н., Юдин Е. Г. Гидродинамическое трение в многодисковых фрикционных узлах // Изв. вузов. Машиностроение. – 1982. – № 2. – С. 19–24.
3. Установка для исследования гидродинамических процессов во фрикционных устройствах / В.М. Жучков, М.Г. Жучков, Б.Ю. Павлов и др. // Авторское свидетельство № 609069 (СССР). – М.: Бюллетень изобретений, 1978. – № 2. – С. 125.
4. Дорфман Л. А. Гидродинамические сопротивления и теплоотдача вращающихся тел. – М.: Физматгиз, 1974. – 215 с.
5. Дроздов Ю. Н. Обобщенные характеристики в анализе трения и смазки тяжело нагруженных тел // Машиноведение. – 1974. – № 6. – С. 70–74.
6. Жучков В. М., Филиппов А. Н., Юдин Е. Г. К расчету гидродинамических потерь мощности в дисковых фрикционных узлах // Изв. вузов. Машиностроение. – 1982. – № 4. – С. 3–7.

Статья поступила в редакцию 24.02.2004

Евгений Григорьевич Юдин родился в 1940 г., окончил в 1964 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой “Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы”, первый проректор – проректор по учебной работе МГТУ им. Н.Э. Баумана, действительный член РАЕН. Автор более 70 научных работ в области теории, расчета и конструирования гусеничных машин, трибологической надежности трансмиссий.

E.G. Yudin (b. 1940) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1964. Ph. D. (Eng), ass. professor of “Multipurpose Caterpillar Vehicles and Mobile Robots”, First Vice-Rector – Vice-Rector for Educational Activity of the Bauman Moscow State Technical University, member of the Russian Academy of Natural Sciences. Author of more than 70 publications in the field of theory and design of caterpillar machines, tribological reliability of transmissions.

