

УДК 621.891

Д. Ю. ЖУРАВЛЕВ

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

НЕРАВНОВЕСНАЯ ТРИБОЛОГИЯ ПРИ ФРИКЦИОННОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ПАР ТРЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ (ЧАСТЬ ВТОРАЯ)

Неравновесная трибология во фрикционных парах трения тормозных устройств выражается в непрерывном изменении внутренних и внешних эксплуатационных параметров в их поверхностных и подповерхностных слоях при электротермомеханическом трении.

Ключевые слова: электротермомеханическое трение, пара трения, металлический и полимерный фрикционный элемент, электронно-ионная теория, робастный подход, энергетическая оценка ресурса накладок.

Введение. В первой части настоящей публикации были затронуты вопросы касающиеся неравновесной трибологии при контактно-импульсном фрикционном взаимодействии а также электропроводности поверхностных и подповерхностных слоев металлополимерных пар трения, влияющих на энергонагруженность трибологической системы.

Робастный подход при оценке процессов, явлений и эффектов в трибо-системах. Робастный подход к расчету и проектированию фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов подъемно-транспортных машин базируется на прогнозировании процессов, явлений, и эффектов сопровождающие их пары трения. Он включает в себя состояния их поверхностных и подповерхностных слоев, связанных с качеством фрикционных поверхностей, устойчивостью и стабилизацией эксплуатационных параметров. Кроме того, осуществляется регулирование и управление эксплуатационными параметрами при электротермомеханическом трении. В конечном итоге, проводится оптимизация как конструктивных, так и эксплуатационных параметров фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза. Основой для проведения последней является структурно-параметрический синтез фрикционного узла тормоза (рис. 1).

В дальнейшем рассматривается качество переходных процессов фрикционных узлов, устойчивость, стабилизация, регулирование и управление их эксплуатационными параметрами и в конце оптимизация конструктивных и эксплуатационных параметров пар трения тормоза.

Алгоритм синтеза фрикционного узла формируют в соответствии с техническими условиями на пару трения тормоза, в которых должны учитываться для материалов пары составляющие их поверхностных и подповерхностных слоев, рассматриваемые на нано-, микро- и миллиуровнях. При этом необходимо обратить внимание на: работу выхода электронов и их дебаевскую длину пробега, уровни Ферми, тип контакта (омический, нейтральный и блокирующий) и его электро- и теплопроводность, а также условные снижения трибоэффекта. Производят предварительный выбор пары трения, включающий:

– по справочным данным, пользуясь критерием НВ (твердость по Бринеллю) и δ_p (линейное удлинение при разрыве), подбирают наиболее износостойкий материал контртела (сопротивление изнашиванию пропорционально этому критерию);

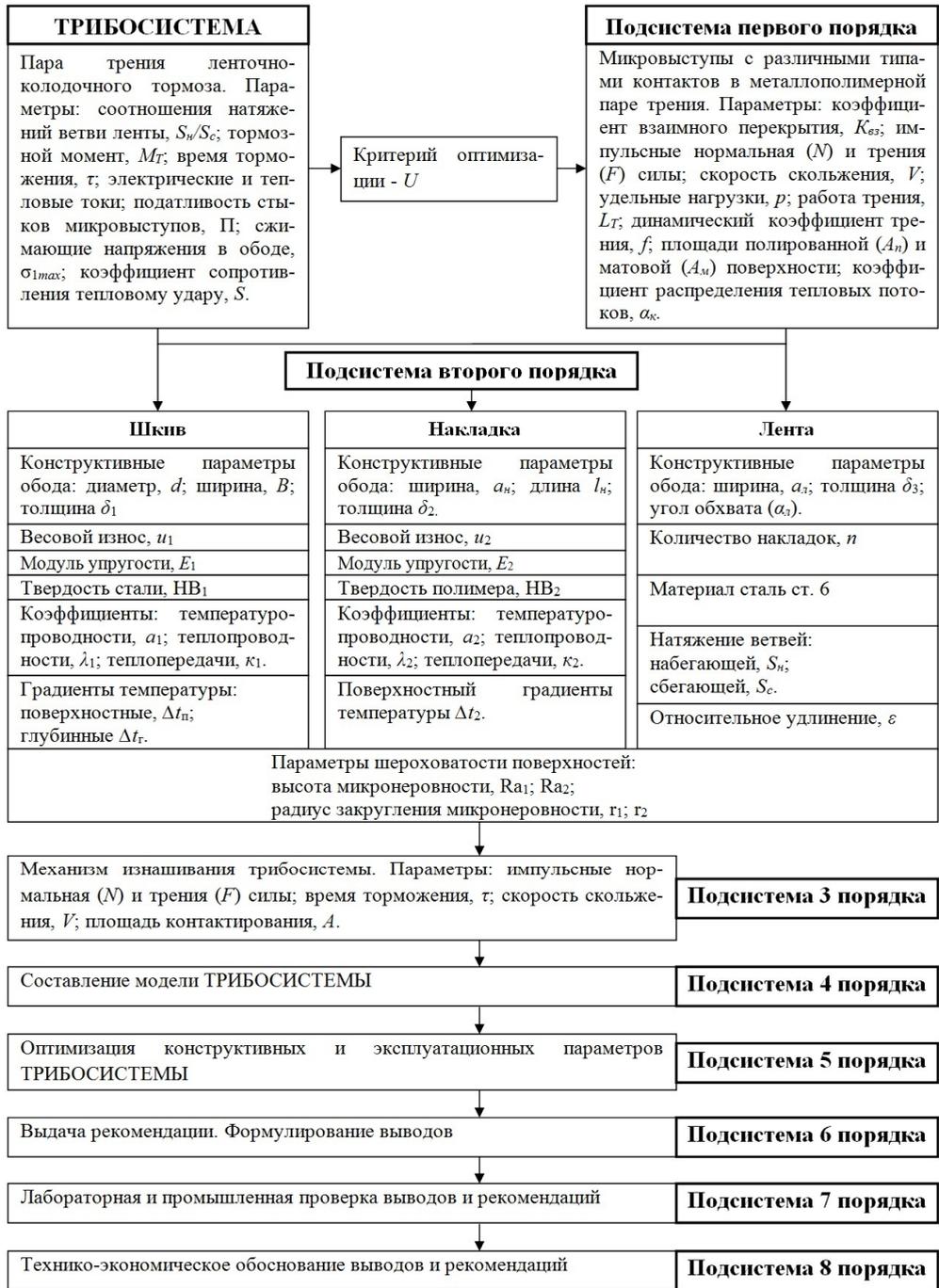


Рис. 1. Разработанная трибосистема (пары трения) ленточно-колодочного тормоза и ее подсистемы различного порядка

– на основании сопоставления кривых фрикционной теплостойкости в виде зависимостей динамического коэффициента трения f и интенсивности изнашивания I от максимальной температуры поверхности трения ϑ_{max} (ниже и выше допустимой температуры для материалов фрикционной накладки) $f = f(W_T, N,$

\mathcal{G}_{\max}) и $I = I(W_T, N, \mathcal{G}_{\max})$ (где W_T – работа трения; N – нормальное прижимное усилие; p – удельные нагрузки) выявляют пару трения, отвечающую техническим условиям;

– выбирают конструкцию фрикционного узла (одно- или многопарный) и вид нагружения (апериодический циклический или длительный), обеспечивающий импульсный или длительный подвод теплоты к фрикционным поверхностям, коэффициент взаимного перекрытия $k_{\text{вз}}$ и конструктивные размеры пары трения, а также продолжительность их косвенного охлаждения;

– в тех случаях, когда в готовой конструкции фрикционная пара не удовлетворяет техническим условиям или разрабатывается новая конструкция, применяют при отборе ряда опытных материалов как модельные так и промышленные испытания пар трения ленточно-колодочного тормоза.

Остановимся на этапах моделирования динамической и тепловой нагруженности трибосистемы.

Согласно первого этапа для оценки степени динамической нагруженности в зоне фрикционного взаимодействия возникает необходимость построения кривой опорной поверхности, исходя из профилограмм шероховатой поверхности по методу Ю.П. Шлыкова [1] или С.И. Крыштопы [2].

В дальнейшем, зная длину типовой поверхности микровыступа и диаметра пятна контакта на нем, можно установить закономерности изменения:

– твердости металлического и неметаллического материала от удельных нагрузок и величины отношения d/L (d, L - диаметр и путь трения пятна контакта);

– микротоков на пятнах контактов микровыступов трибосопряжения в зависимости от поверхностной температуры, ее градиента по длине пятен контактов и различной импульсной нормальной нагрузки;

– деформаций микровыступов поверхностей трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки от импульсных удельных нагрузок при различных площадях пятен контакта;

– площадей пятен контактов микровыступов металлической поверхности трения и их количества от действующих импульсных нормальных усилий.

Программное обеспечение модельного тормозного стенда включает специальную программу записи и обработки сигналов с датчиков. В программе задается:

– частота дискретизации. Максимальная частота зависит от тактовой частоты компьютера, технической характеристики АЦП (аналогово-цифрового преобразователя) и подбирается экспериментально (например, 1,2 кГц);

– длительность выборки (время записи в секундах). Запись начинается с момента нажатия на клавишу СТАРТ и продолжается до истечения времени, заданного в данном пункте или до нажатия на клавишу СТОП. Длительность записи ограничена только размером жесткого диска компьютера;

– калибровка – уровни, установленные в данный момент, считаются нулевыми (выбираем сдвиг нуля).

Записанные программой сигналы обрабатываются при помощи программы, например MATLAB, Система MATLAB разработана фирмой The Math Works, Inc. (США, г. Нейтик, штат Массачусетс) и является интерактивной системой для выполнения инженерных и научных расчетов, ориентирована на работу с массивами данных. Система использует математический сопроцессор и допускает возможность обращения к программам, написанным на языках FORTRAN, С и С++.

Программное обеспечение вычисляет частотную функцию передачи по результатам обработки сигналов импульсной нормальной нагрузки и силы трения. На основе анализа частотной функции передачи осуществляется анализ динамического состояния пятен контактов микровыступов трибосистемы, а также проверка ее устойчивости по критериям устойчивости Найквиста, Ляпунова и др.

На втором этапе моделирования анализируется динамическое и тепловое подобие подсистемы пар трения ленточно-колодочного тормоза.

При фрикционном взаимодействии рабочих поверхностей металлополимерных пар трения, имеющем контактно-импульсный характер, протекают сложные нелинейные процессы, явления и эффекты. Они оказывают влияние на подповерхностные слои трущихся поверхностей, а также на тепловое состояние металлического элемента трения. При электротермомеханическом трении металлополимерных пар процессы, явления и эффекты оказывают внешнее и внутреннее воздействие на их поверхностные и подповерхностные слои, способствуя возникновению механических, электрических, тепловых и химических полей.

Перечисленные поля взаимодействуют между собой, находясь при этом в едином энергетическом поле. Для их математического описания необходимо использовать неоднородную систему нелинейных уравнений, учитывающих не только то, какие фрикционные материалы используются в узле трения, при каких импульсных нагрузках и скоростях скольжения они контактируют друг с другом, какой подвод теплоты реализуется в парах трения, какое долевое распределение теплоты между фрикционными элементами, какое внешнее управляющее воздействие реализуется в трибосистеме, но и в каком механическом и тепловом поле функционирует узел трения, теоретико-аналитический, динамический и тепловой расчеты трибосистем – это очень сложный [процесс. по данным А.В. Чичинадзе в таких расчетах используется более 50-ти параметров со многими допущениями, упрощениями и линеаризацией динамических и тепловых процессов. В результате этого зачастую результаты расчета неадекватны реальным условиям эксплуатации из-за нестыковки различных оценочных методик, опирающихся на огромное количество моделей (около миллиона и более), и несоответствия их результатам экспериментальных исследований в лабораторных (стендовых) и эксплуатационных (промышленных) условиях.

Таким образом, эффективная аналитическая оптимизация конструктивных и эксплуатационных параметров пар трения является, практически, нерешаемой задачей. Наиболее целесообразно пользоваться достоверные экспериментальные данные, полученные в лабораторных условиях на тормозных стендах. Их получают с использованием методов физического подобия и моделирования с привлечением элементов теории системного подхода.

Конкретная физическая модель металлополимерной пары трения доступнее для исследования, чем реальный объект. При этом модель должна достаточно точно отражать поведение трибосистемы при определенных ограничениях, что позволит получить решение, отражающее ее адекватность по отношению к реальной трибосистеме.

В качестве объекта исследований выступают фрикционные узлы ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки У2-5-5. Фрикционные узлы в стендовых условиях устанавливались на модельный ленточно-колодочный тормоз. При этом определялись следующие параметры: колебание основных деталей; деформации тормозной ленты; податливость стыков фрикционного взаимодействия;

статический и динамический коэффициент взаимного перекрытия; импульсные нормальные усилия; тормозной момент; скорость скольжения; температуры: вспышки, поверхностная и объемная; кинематические и термодинамические параметры потоков омывающей среды.

На третьем этапе моделирования рассмотрены критерии физического подбора узла трения трибосистемы, а также все конструктивные и эксплуатационные параметры применительно к фрикционным узлам ленточно-колодочного тормоза (рис. 2).

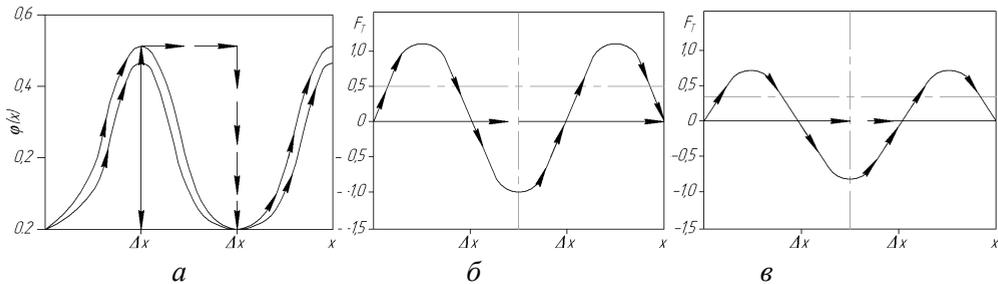


Рис. 2. Величины потенциалов (φ) в паре трения при различных амплитудах периодического перемещения электронов металлического элемента трения (а) при взаимодействии с поверхностными ионами накладки в интервале температур ниже (б) и выше (в) допустимой температуры для ее материалов и возникающая при этом мгновенная (1, 3), средняя (2, 4) силы трения (F_T)

В заключении третьего этапа проводится оценка энергонагруженности дискретного контакта микровыступов металлополимерных пар трения трибосистем (см. рис. 2). На этом моделирование процессов, вызываемых трением в трибосистеме, завершается.

Контактное взаимодействие металлополимерных пар трения тормозных устройств способствует возникновению в их приповерхностных слоях в интервале поверхностных температур ниже и выше допустимой для материалов фрикционных накладок двойных электрических слоев (ДЭС).

При замыкании тормоза поверхности трения сближаются к молекулярным расстояниям l , то есть к расстояниям порядка 10^{-10} м (рис. 2, а). За счет накопления рабочей поверхностью накладки электронов, которые отдаются ей рабочей поверхностью металлического элемента трения способствуют возникновению в их приграничном слое электрического поля с очень короткими линиями. Его называют двойным слоем, а напряжение, которое возникает в нем – контактным напряжением.

Установлено, что микроучастки поверхностей трения, которые имеют остаточные сжимающие напряжения, становятся анодами, а не напряженные - катодами (рис. 2, в).

Парам трения тормозных устройств свойственно электромагнитное поле – физическое поле, через которое осуществляется электромагнитное взаимодействие. Это отдельный вид физического поля, представляющий собой единство электрического и магнитного полей. Отдельное проявление стационарного электромагнитного поля – электростатическое поле (поле постоянных макро- или микровыступов) (на завершающей стадии торможения). На начальной стадии торможения нестационарное электромагнитное поле проявляется как поле ускоренных зарядов или как электрическое поле сменных токов.

Нанотрибологія має справу з взаємодією окремих електронів з іонами в трибологічних системах гальмівних колодок. Проаналізуємо, як це взаємодія впливає на силу тертя. Представимо, що кількість поверхневих електронів металічного елемента тертя змінюється по періодичному закону при взаємодії з поверхневими іонами накладної (рис. 2, а) при умові відсутності дисипації енергії. Дійшовши до верхньої точки потенціалу $\varphi(x)$, електрони, відrywаяться від поверхні металічного елемента тертя і потрапляють в точку мінімального потенціалу, тобто на поверхню фрикційних накладок (рис. 2, б) або в їх рідкий поверхневий шар (рис. 2, в). Так здійснюється перехід електронів в точку з іншою енергією. Миттєва сила при цьому вирівнюється (рис. 2, б, в):

$$F_T(x) = \frac{\partial \varphi(x)}{\partial x}, \text{ якщо } 0 < x < \frac{\Delta x}{2}; \quad (1) \quad F_T(x) = 0, \text{ якщо } \frac{\Delta x}{2} < x < \Delta x. \quad (2)$$

З урахування основних положень нанотрибологічної теорії можна утвердити, що енергія електронів в першому випадку накопичується на поверхню фрикційних накладок (рис. 2, б), а в другому - передається вглиб рідкого поверхнього шару накладок, тобто концентрується в ньому.

Це дозволяє утвердити, що одним з найважливіших аспектів впливу процесів електризації є збільшення сили тертя за рахунок електростатичного взаємодія контактуючих поверхнь [1]. Однак, це зовсім не так. Другою складовою збільшення сили тертя є магнітне притягання пари тертя «металл – полімер» в результаті існування паралельно рухомих зарядів одного знаку на їх поверхнях. Вони викликають електричне відштовхування поверхнь тертя. В випадку виникнення паралельно рухомих рядів зарядів різного знаку на поверхні тертя пари «металл – полімер» складовою їх електростатичного взаємодія збільшується, а магнітне взаємодія – зменшується.

Іонна адсорбція рідкої фази складових компонентів фрикційних матеріалів накладної характеризується тим, що наявні в ній тверді компоненти адсорбують різні іони того ж речовини по-різному. Так, іони, здатні поляризуватися, адсорбуються на поверхнях пар тертя, складених з полярних молекул або іонів.

Мікрочастки поверхніх пар тертя, які несуть певний заряд, адсорбують протилежно заряджені іони. При цьому іони рідкої фази зв'язують компоненти фрикційних матеріалів, які одночасно заряджені з робочою поверхню накладної не адсорбуються. Під дією електромагнітних сил вони залишаються поблизу адсорбованих іонів, утворюючи разом з ними на поверхні адсорбента (на робочій поверхні обода гальмівного барабана) подвійний електричний шар. В цьому випадку адсорбовані процеси об'ємні.

Катализатором для електронів і іонів є внутрішня і зовнішня поверхні обода гальмівного шків. Слід зауважити, що катализатор не ініціює взаємодія іонізованих повітряних потоків, які омивають робочі поверхні пар тертя гальмівних колодок з газовими сумішми, які виділились з приповерхніх шарів накладок. Він тільки прискорює реакції взаємодія, які можуть відбуватися і за його відсутності, але значно повільніше.

При взаємодії фрикційні пари «металл – полімер» в барабанно- і ленточно-колодочних гальмах в інтервалі поверхніх температур вище допустимої для матеріалів фрикційних накладок перетворюються в електрохі-

мические системы. В них происходят обратные катодно-анодные процессы, а их временные зарядно-разрядные характеристики свойственны электрохимическим цилиндрическим конденсатором. Емкость в последних ДЭС, который образуется в межфазной границе «металл – полимер».

Образование ДЭС происходит на межфазной границе двоих сред с разными характеристиками проводимости электронной (металлический элемент трения) и ионно-электронной (поверхностный и приповерхностный слой накладки, которые находятся в различных термодинамических состояниях). Поверхностный и приповерхностный слои накладок являются многокомпонентными и представляют собой гетерогенную систему, в которой рассмотрение их моделей необходимо вести с точки зрения химической кинетики колебания реакций. Их химический потенциал зависит от концентрации компонентов в накладке.

Среднюю концентрацию связей в контакте можно оценить отношением нормальной нагрузки N , Па к модулю упругости E , Па. Она находится в диапазоне $10^{-6} - 10^{-3}$ от общего количества атомов на поверхности трения 10^{15} на см^2 . Импульсная суммарная отталкивающая сила этих связей в нормальном к контакту направлении равна нагрузке, а притягивающая сила в направлении движения импульсной силе трения. Методы теории неравновесных систем позволяют сделать оценку динамического коэффициента трения. Для этого условно разделим связи на три ансамбля относительно действующих импульсных сил. Концентрация отталкивающих связей определяется отношением N , Па к E , Па, импульсная суммарная сила ансамбля равна импульсной внешней нагрузке. При электротермомеханическом трении половина связей находится на этапе сближения, при этом поверхностный потенциал самопроизвольно превращается в кинетическую энергию электрических и тепловых колебаний. Вероятности таких колебаний и межатомные силы равномерно распределены в трехмерном пространстве, то есть импульсная суммарная сила по ансамблю равна нулю в любом направлении. Третий ансамбль составляет вторая половина связей, которые находятся на этапе разрыва, при этом совершается работа против импульсных сил электрического притяжения и восстанавливается поверхностный потенциал. Концентрация связей в ансамбле равна относительной площади фактического контакта, связи разделены и независимы. Поэтому, при оценке суммарной силы разрыва связей ансамбля, равной импульсной силе трения, можно использовать теоретическую прочность по Френкелю σ_m . Тогда импульсная сила трения равна $F_{mp} = \sigma_m N / 2E$, а динамический коэффициент трения $f = \sigma_m / 2E$.

Если принять в качестве теоретической прочности стали оценку по Френкелю $\sigma_m = 10^5$ МПа, объемный модуль упругости стали $D = 1,7 \times 10^5$, то получаем значение динамического коэффициента трения $f = 0,3$. В данном случае речь идет о средней величине динамического коэффициента трения.

Энергетическая оценка ресурса фрикционных накладок в узлах трения ленточно-колодочного тормоза. Остановимся на процессах и эффектах имеющих место на микроуровнях, характеризующиеся типовым микропрофилем с радиусом микровыступа r , на котором происходят механические, электрические и тепловые взаимодействия, связанные с возникновением и воздействием динамических, электрических и тепловых токов, взаимодействующих с омывающими и выделяющимися с поверхностных слоев накладок токами сред, способствующих окислительно-восстановительным процессам на поверхностях микровыступов элементов трения.

Рассмотрим процессы и эффекты происходящие на макроуровнях к которым относятся, имеющие импульсную и волновую природу, эксплуатационные параметры: прижимные нормальные усилия, скорости скольжения, удельные нагрузки, динамические коэффициенты трения, работа трения, температуры: вспышки, поверхностные и объемные; две последних способствуют развитию поверхностных и объемных температурных градиентов, и как следствие, – термонапряжений; тормозные моменты, механические напряжения, механические свойства материалов, имеющими положительный градиент (модуль упругости E или твердость НВ, прочность и относительное удлинение ϵ_0 при разрыве). При этом возможно ослабление положительного градиента механических свойств материалов пары трения при высоких поверхностных температурах, а также при инверсии тепловых потоков между рабочими поверхностями пар трения.

Большей частью износ рабочих поверхностей фрикционных накладок происходит в результате усталостного механизма разрушения. В первую очередь, такой механизм обусловлен дискретным характером фрикционного контакта микровыступов металлополимерных пар. В результате наличия различных энергетических уровней поверхностных и приповерхностных слоев металлополимерных пар трения на стадиях явления электротермомеханического трения зарождаются, развиваются и совершаются в определенной последовательности и с особыми переходными процессами, принципами суперпозиции и возникновением побочных эффектов, и при этом происходят изменения линий токов динамического, электрического, магнитного, теплового и химического полей, прошивающих микровыступы пар трения и воздействующих на пятнах контакта и способствующих их усталостному разрушению и последующему отделению материалов фрикционной накладки. Последний акт относится к абразивному износу в связи с внедрением микровыступов металлического фрикционного элемента в сопряженную рабочую поверхность полимерной накладки [3].

Количественно износ материалов определяется объемом изношенного материала V_m (в мм^3), весом изношенного материала Δg (в г), толщиной (высотой) изношенного слоя $u_{p.n.}$ (в мм) и характеризуется следующими эксплуатационными параметрами: весовой интенсивностью износа $I_q = \Delta g/A_n l$ (в $\text{г}/\text{мм}^3$), линейной интенсивностью износа $i_h = h/l$, энергетической интенсивностью износа $I_W = \sum W/A_n l$ (в $\text{Дж}/\text{мм}^3$). В дальнейшем, при оценке рабочей поверхности накладки использована ее энергетическая интенсивность износа.

Оценку фрикционных накладок пар трения тормозов производим исходя из концепции затрат мощности электротермомеханического трения [4].

В суммарную составляющую мощности трения фрикционного узла тормоза входят механическая, электрическая и тепловая компоненты. На основании расчетно-экспериментальных данных определяют механическую составляющую мощности узла трения при заданных параметрах фрикционной накладки по следующей зависимости

$$W_{\text{мех}} = 2,63 \frac{r_{\text{max}} V_{\text{ск}} N}{L_n}, \text{ Дж/с.} \quad (3)$$

Электрическая составляющая мощности трения фрикционного узла трения тормоза равна

$$W_{\text{эл}} = k_e \cdot I \cdot u, \text{ Дж/с.} \quad (4)$$

Сила тока I определяется по зависимости вида

$$I = \sqrt{\frac{t_n \cdot \alpha_T \cdot (dt/dl) \cdot V_{мв} \cdot \tau}{R_k \cdot \rho \cdot N}}. \quad (5)$$

Тепловая составляющая мощности трения фрикционного узла тормоза равна

$$W_{менл} = 0,68 \cdot 10^{-3} \omega \cdot M_T = 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V_{ск} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi}, \text{ Дж/с}. \quad (6)$$

Таким образом, суммарная составляющая мощность трения фрикционного узла тормоза равна

$$\sum W = W_{мех} + W_{менл} + W_{эл}, \text{ Дж/с}, \quad (7)$$

По найденной величине энергетического баланса фрикционного узла тормоза определяют объемную интенсивность изнашивания рабочей поверхности накладки по формуле

$$u_v = I_W^{-1} \cdot \sum W = i_h \cdot \frac{\sum W}{f \cdot HB}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (8)$$

Затем по величине объемной интенсивности изнашивания рабочей поверхности накладки определяют ее фактический ресурс по следующей зависимости

$$t_r = \frac{L_n \cdot B_n \cdot 2/3\delta_H}{u_v}, \text{ с}. \quad (9)$$

В дальнейшем в зависимости от прогнозируемой долговечности фрикционной накладки пары трения тормозного устройства задают величину требуемого приращения ее ресурса $n(t_r)$.

Определение рациональных значений площади, длины фрикционной накладки и приведенного радиуса микровыступов металлических фрикционных элементов осуществляют по эмпирическим формулам, полученным в ходе экспериментальных исследований тормозных устройств.

Рабочую площадь накладки, обеспечивающую прогнозируемый ресурс, находим по формуле

$$A_{ф.н} = \frac{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1} \cdot \left(0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V_{ск} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} + k_g \cdot I \cdot u + 2,63 \cdot \frac{r \cdot V_{ск} \cdot N}{L_n} \right)}{2/3 \cdot \delta_n}. \quad (10)$$

Приведенный радиус микровыступов поверхностей металлического обода шкива, обеспечивающих прогнозируемый ресурс накладки определяем по зависимости вида

$$r_{\max} = \frac{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot A_{ф.н}}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V_{ск} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_g \cdot I \cdot u \right) \cdot L_n}{2,63 \cdot V_{ск} \cdot N}. \quad (11)$$

Длину накладки, обеспечивающую ее прогнозируемый ресурс определяем по зависимости вида

$$L_n = \frac{2,63 \cdot r \cdot V_{ск} \cdot N}{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot A_{ф.н}}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V_{ск} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_g \cdot I \cdot u \right)}, \quad (12)$$

где t_r – фактический ресурс накладки при ее износе до допустимой толщины, с.

В дальнейшем производим проверочный расчет конструктивных и эксплуатационных параметров различных типов фрикционных узлов тормоза.

На последнем этапе энергетической оценки ресурса фрикционных накладок узлов трения тормоза производят проверочный расчет конструктивных (ширины фрикционных накладок в узлах трения) и эксплуатационного (тормозного момента) параметра с новыми конструктивными параметрами фрикционных накладок.

Расчетные зависимости для проверочной оценки конструктивных и эксплуатационных параметров фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза имеют вид для определения:

$$\text{– ширины фрикционной накладки –} \quad B_H = \frac{K_{\text{вз}} 2\pi R_{\text{ш}}}{n_n}; \quad (13)$$

$$\text{– тормозного момента –} \quad M_T = (S_H - S_C) R_{\text{ш}}. \quad (14)$$

В приведенных зависимостях (13) – (14) использованы следующие условные обозначения: $K_{\text{вз}}$ – коэффициент взаимного перекрытия пар трения; S_H, S_C – натяжение набегающей и сбегаящей ветви тормозной ленты; $R_{\text{ш}}$ – радиус рабочей поверхности обода шкива; n – количество накладок.

При условии, что M_T (тормозной момент, заложенный в тепловую составляющую мощности трения) примерно равен величине M_{T1} и завершается определение конструктивных параметров фрикционных накладок колодок. В случае если M_{T1} отличается на более чем 10,0% для M_T необходимо провести новые расчеты с откорректированными конструктивными и эксплуатационными параметрами ленточно-колодочного тормоза.

В качестве примера остановимся на оценке ресурса фрикционных накладок ленточно-колодочного тормоза.

В табл. 1 и 2 приведены исходные и расчетно-экспериментальные данные фактического ресурса фрикционной накладки при ее изнашивании до допустимой толщины при заданных конструктивных параметрах пары трения «сталь 35ХНЛ-ФК 24А» ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки У2-5-5. На основании полученных расчетно-экспериментальных данных были построены графические зависимости вида $t_r = \mu(N, f)$ при $V_{\text{ск}} = 1,5; 3,0; 4,5$ м/с (рис. 3). Анализ последних показал следующее. Для увеличения в 1,25 раза ресурса фрикционной накладки необходимо соблюдать регламентируемые величины коэффициентов взаимного перекрытия пар трения, но при этом представляется возможным в:

– 1,25 раза увеличить площадь фрикционной накладки при сохранении неизменным отношения ее длины к ширине. При этом она составит 0,0276 м²;

– 1,88 раза увеличить длину фрикционной накладки за счет уменьшения ее ширины при сохранении площади на прежнем уровне. Новые конструктивные параметры составят: длина 0,43 м, ширина 0,064 м;

– 2,24 раза уменьшить приведенный радиус микровыступов поверхностей обода шкива за счет повышения чистоты обработки его рабочей поверхности.

Отклонение M_{T1} , полученного значения по зависимости (14) от M_T , фигурируемого в зависимости (1) составляет всего 1,5%, что для подобных расчетов является хорошим результатом.

Таблица 1

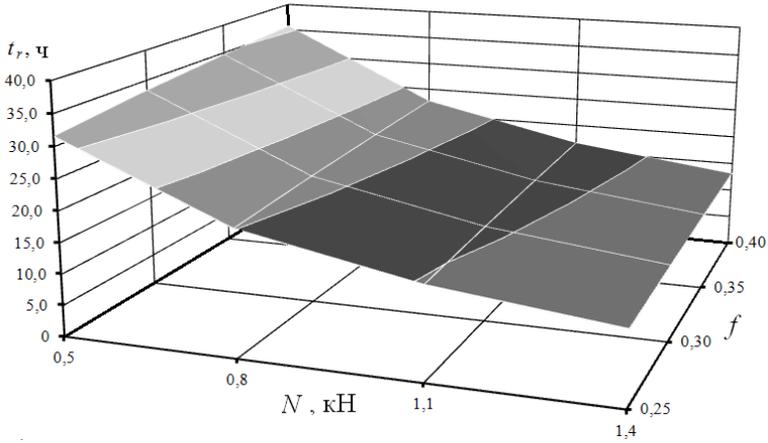
Значение улучшенных конструктивных параметров пары трения «ФК-24А – сталь 35ХНЛ» ленточно-колодочного тормоза для увеличения ресурса фрикционной накладки в 1,25 раза при различных эксплуатационных параметрах

f	N , кН	$V_{ck} = 1,5$ м/с			$V_{ck} = 3,0$ м/с			$V_{ck} = 4,5$ м/с			$V_{ck} = 6,0$ м/с		
		A_{ϕ_2} , М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М	A_{ϕ_2} , М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М	A_{ϕ_2} , М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М	A_{ϕ_2} , М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М
0,25	0,5	0,0345	0,59	0,39	0,0345	0,62	0,37	0,0345	0,63	0,36	0,0345	0,64	0,36
	0,8		0,97	0,24		1,01	0,23		1,02	0,23		1,03	0,22
	1,1		1,36	0,17		1,40	0,16		1,41	0,16		1,42	0,16
	1,4		1,75	0,13		1,79	0,13		1,80	0,13		1,81	0,13
0,30	0,5		0,33	0,71		0,36	0,65		0,37	0,63		0,37	0,62
	0,8		0,56	0,41		0,59	0,39		0,60	0,38		0,60	0,38
	1,1		0,79	0,29		0,82	0,28		0,83	0,28		0,83	0,28
	1,4		1,02	0,23		1,05	0,22		1,06	0,22		1,07	0,22
0,35	0,5		0,14	1,65		0,17	1,37		0,18	1,30		0,18	1,27
	0,8		0,26	0,90		0,28	0,81		0,29	0,78		0,30	0,77
	1,1		0,37	0,62		0,40	0,57		0,41	0,56		0,42	0,55
	1,4		0,49	0,47		0,52	0,44		0,53	0,44		0,53	0,43
0,40	0,5		–	–		0,03	8,81		0,04	6,56		0,04	5,81
	0,8		0,03	7,79		0,06	4,02		0,07	3,46		0,07	3,24
	1,1		0,06	3,84		0,09	2,60		0,10	2,35		0,10	2,24
	1,4		0,09	2,55		0,12	1,93		0,13	1,78		0,13	1,72

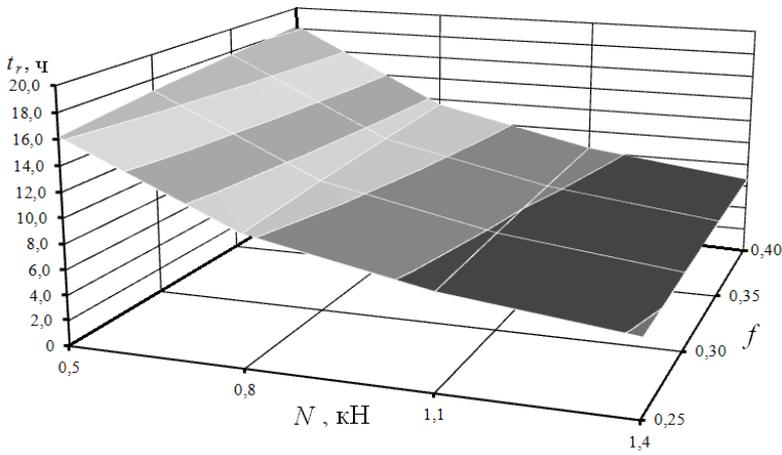
Таблица 2

Значение величин, указывающих в сколько раз увеличиваются (A_{ϕ_n} , L_n) и уменьшаются (r_{max}) конструктивные параметры пары трения «ФК-24А – сталь 35ХНЛ» ленточно-колодочного тормоза для увеличения ресурса фрикционной накладки в 1,25 раза при различных эксплуатационных параметрах

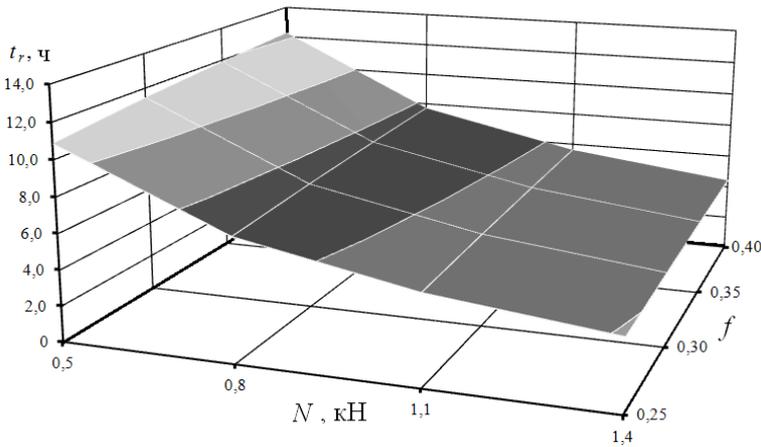
f	N , кН	$V_{ck} = 1,5$ м/с			$V_{ck} = 3,0$ м/с			$V_{ck} = 4,5$ м/с			$V_{ck} = 6,0$ м/с		
		A_{ϕ_2} , М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М	A_{ϕ_2} , М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М	A_{ϕ_2} , М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М	A_{ϕ_2} , М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М
0,25	0,5	1,25	1,7	1,71	1,25	1,6	1,61	1,25	1,6	1,59	1,25	1,6	1,57
	0,8		1,0	1,03		1,0	0,99		1,0	0,98		1,0	0,97
	1,1		0,7	0,73		0,7	0,71		0,7	0,71		0,7	0,70
	1,4		0,6	0,57		0,6	0,56		0,6	0,55		0,6	0,55
0,30	0,5		3,1	3,07		2,8	2,81		2,7	2,73		2,7	2,69
	0,8		1,8	1,80		1,7	1,70		1,7	1,67		1,7	1,66
	1,1		1,3	1,27		1,2	1,22		1,2	1,21		1,2	1,20
	1,4		1,0	0,98		1,0	0,95		0,9	0,94		0,9	0,94
0,35	0,5		7,2	7,18		6,0	5,97		5,6	5,65		5,5	5,50
	0,8		3,9	3,92		3,5	3,52		3,4	3,40		3,3	3,35
	1,1		2,7	2,70		2,5	2,49		2,4	2,43		2,4	2,40
	1,4		2,1	2,05		1,9	1,93		1,9	1,89		1,9	1,88
0,40	0,5		–	–		38,3	38,32		28,5	28,5		25,3	25,27
	0,8		33,9	33,88		17,5	17,48		15,1	15,05		14,1	14,07
	1,1		16,7	16,70		11,3	11,32		10,2	10,23		9,8	9,75
	1,4		11,1	11,08		8,4	8,37		7,7	7,74		7,5	7,46



а



б



в

Рис. 3. Закономерности изменения фактического ресурса рабочей поверхности накладки в интервалах: а – $t_r = (0 - 40,0)$ ч; б – $t_r = (0 - 20,0)$ ч; в – $t_r = (0 - 14,0)$ ч при постоянных величинах импульсной нормальной нагрузки (N , кН) и динамического коэффициента трения (f) при изменении геометрических параметров фрикционной накладки согласно табл. 1 и 2

Выводы. Таким образом, показан робастный подход при оценке процессов, явлений и эффектов применительно к фрикционным узлам ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок, являющегося мощным инструментом при их проектировании, а также приведена энергетическая оценка их пар трения с последующим определением оптимальных конструктивных параметров фрикционных накладок.

Список литературы

1. Шлыков Ю.П. Контактное термическое сопротивление / Ю.П. Шлыков, Е.А. Ганин, С.И. Царевский. – М.: Энергия, 1977. – 328 с.
2. Криштопа С.І. Контактно-імпульсна фрикційна взаємодія / С.І. Криштопа. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2015. – 252 с.
3. Градиентные полимерные материалы / [А.А. Аскадский, Л.М. Голенева, К.А. Бычко и др.] Рос. хим. ж. (Журнал рос. хим. об-ва им Д.И. Менделеева). 2001. т. XLV, №3. – с. 132 –129.
4. Закономерность реализации процесса электротермомеханического трения в рабочих слоях металлополимерных пар / [Джанахмедов А.Х., Вольченко А.И., Вольченко Д.А. и др.] Научное открытие №476. – Баку: Апострофф, 2015. – 180 с.

Стаття надійшла до редакції 25.01.2016

Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ

НЕРІВНОВАЖНА ТРИБОЛОГІЯ ПРИ ФРИКЦІЙНІЙ ВЗАЄМОДІЇ ПАР ТЕРТЯ ГАЛЬМІВНИХ ПРИСТРОЇВ (ЧАСТИНА ДРУГА)

Нерівноважна трибологія у фрикційних парах тертя гальмівних пристроїв виражається в безперервній зміні внутрішніх і зовнішніх експлуатаційних параметрів в їх поверхневих і підповерхневих шарах при електротермомеханічному терті.

Ключові слова: електротермомеханічне тертя, пара тертя, металевий і полімерний фрикційний елемент, електронно-іонна теорія, робастний підхід, енергетична оцінка ресурсу накладок.

D. YU. ZHURAVLOV

NONEQUILIBRIUM TRIBOLOGY FRICTION INTERACTION OF FRICTION PAIRS OF BRAKING DEVICES (PART TWO)

A robust approach to the analysis and design of band-shoe brake friction units of lifting and transportation equipment is based on forecasting processes, phenomena and effects accompanying their friction pairs. It includes the state of their surface and subsurface layers relating to the quality of friction surfaces, durability and stabilization of operating parameters. In addition, it is observed regulation and control of operating parameters at electro-thermo-mechanical friction. The paper examines the quality of friction unit transition processes, durability, stabilization, regulation and control of operating parameters as well as the optimization of brake friction pair design and operating parameters. As a result of different energy levels of surface and subsurface layers of metal-polymer friction pairs, in the stages of the electro-thermo-mechanical friction phenomenon superpositions and fallouts originate, develop and occur in some sequence and with special transition processes and principles, and thus there occur changes of current lines, dynamic, electric, magnetic, thermal and chemical fields. Micro-projections of friction pairs are broached that affects the contact patches and contributes to their fatigue failure and subsequent separation of the friction material lining.

Key words: electrothermal friction, friction pair, metal and polymer friction element, electron-ion theory, robust approach, energy resource assessment linings.

Журавлев Дмитрий Юрьевич – канд. техн. наук, доцент кафедри механіки машин, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатська, 15, г. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 03427 2 71 47, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.