

УДК 621.9.015

Е.А. Польский, к.т.н., доц.

С.В. Сорокин

Брянский государственный технический университет

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗНАШИВАНИЯ ПОДВИЖНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Рассматривается моделирование трибологической системы, позволяющее прогнозировать условия функционирования узла трения.

Введение. Современный этап развития технологии машиностроения заключается в объединении технологий проектирования, изготовления и эксплуатации машин, а также в разработке научных основ по системному описанию технологических методов, позволяющих обеспечить необходимые эксплуатационные свойства деталей машин. Одним из инструментов решения этих задач является интегральная автоматизация этапов технической подготовки производства (ТПП) путем построения моделей элементов ТПП, широкого применения средств вычислительной техники и программного обеспечения, в том числе систем искусственного интеллекта.

Решения, принимаемые на предпроектных этапах ТПП (анализ технических условий работы изделия, выбор материала, расчет требуемых эксплуатационных свойств и обеспечивающих их параметров качества) определяют конструктивное оформление узлов машин и технологические методы обеспечения эксплуатационных характеристик. Исправление ошибок, допущенных на этой стадии, приводит к значительным временным и материальным затратам, которые тем сложнее, чем позже ошибки были выявлены.

Цель исследования. Таким образом, моделирование трибологической системы позволит спрогнозировать условия функционирования узла трения, и, на основании этого, поможет проектировщику заранее оценить и проанализировать последствия выбора каждого решения, исключить недопустимые варианты и выделить наиболее удачные решения, вследствие чего сократить сроки проектирования, повысить научную и инженерную обоснованность и снизить субъективный фактор принимаемых решений.

Основная часть. Понятие «модель трибосистемы» может быть определено как некоторая логико-математическая структура, имеющая систему переменных, соответствующих элементам трибосистемы. Данные элементы трибосистемы могут быть классифицированы как её

основные подсистемы: выбора материала; прочностная; динамическая; контактирования; трения и изнашивания; термодинамическая.

Прочностная подсистема. Одним из важных факторов, существенно влияющих на износостойкость, величину износа и форму изношенных поверхностей, является давление. Знание реальной эпюры силового взаимодействия деталей пар трения позволяет повысить достоверность расчетов при обеспечении наработки узла на отказ.

Для определения сближения в цилиндрическом стыке за счет собственной деформации вала и втулки, при симметричном нагружении вала, выведем дифференциальное уравнение изогнутой оси вала и проинтегрируем его. Пусть участок вала АВ (рис. 1) находится на втулке, которая предполагается упругим основанием.

Для общности вывода примем, что на участке АВ втулки действует сосредоточенная сила P_1 , распределенная нагрузка интенсивности P_ζ и со стороны упругого основания распределенная нагрузка:

$$q_\zeta = k_\Pi y_\zeta, \quad (1)$$

где k_Π – коэффициент пропорциональности. Значение коэффициента пропорциональности k_Π устанавливается экспериментально для различных материалов сопрягаемых деталей.

Дважды дифференцируя уравнение, связывающее ординаты изогнутой оси y_x с изгибающим моментом M_x , обозначив через

$$\beta^2 = \frac{k_\Pi}{EI} \text{ и } \frac{1}{EI} = \frac{\beta^2}{k_\Pi}, \text{ получим:}$$

$$\frac{d^4 y_x}{dx^4} + \beta^2 y_x = \frac{\beta^2}{k_\Pi} P_x. \quad (2)$$

Решение будем искать в виде зависимости:

$$y_x = c_1 y_{1,x} + c_2 y_{2,x} + c_3 y_{3,x} + c_4 y_{4,x} + \frac{P_x}{k_\Pi}. \quad (3)$$

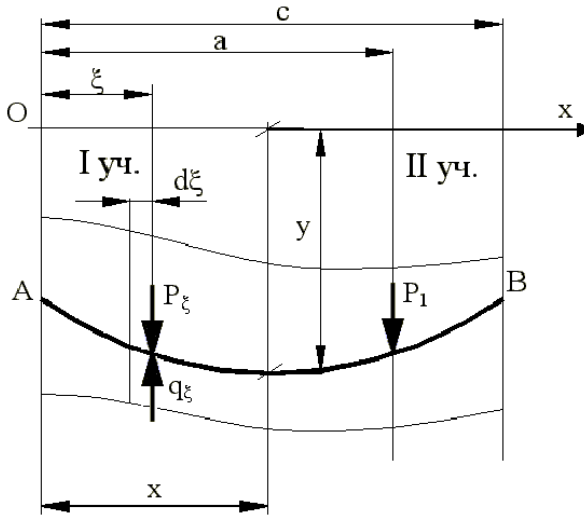


Рис. 1. Система «вал-втулка»

Частные решения $y_{1,x}$, $y_{2,x}$, $y_{3,x}$ и $y_{4,x}$ однородного дифференциального уравнения

$$\frac{d^4 y_x}{dx^4} + \beta^2 y_x = 0 \tag{4}$$

представляются в виде бесконечных рядов. Произвольные постоянные c_i имеют физический смысл. Если обозначить в начале отсчета (точка А) через y_0 , α_0 , M_0 и Q_0 – соответственно начальную осадку, угол поворота, изгибающий момент и поперечную силу, то, подставляя в формулу (4) и в ее последующие производные $x = 0$, уравнение (3) можно переписать так:

$$y_{x_1} = y_0 y_{1,x} + \alpha_0 y_{2,x} + \frac{M_0}{EI} y_{3,x} + \frac{Q_0}{EI} y_{4,x} \tag{5}$$

Это уравнение применительно для точек оси вала, расположенных в первом участке. Для второго участка, когда на вал действует сосредоточенная сила, смещение осевых точек находят по уравнению:

$$y_{x_{II}} = y_{x_I} + \frac{P}{EI} y_{4,x-a} \tag{6}$$

На основании полученных уравнений определяют деформации вала, лежащего на упругих опорах.

Вал, лежащий на упругих основах, представляет симметричную систему (рис. 2). Если расечь вал по опорам А, то система

расчленится на три части. Крайние опорные части вала расположены на сплошном упругом основании (системы I и II).

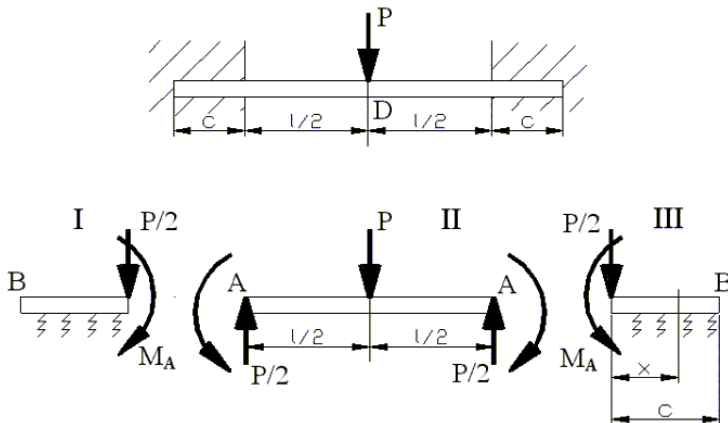


Рис. 2. Схема нагружения вала

Неизвестным для системы III является изгибающий момент M_a , приложенный в точке А. Для крайней правой части вала, имеющей один участок и лежащей на упругом основании, можно составить систему трех уравнения, из которой определяются все неизвестные – прогиб в сечении А, угол поворота и изгибающий момент этого сечения. Запишем уравнение изогнутой оси вала на участке АВ (III система) для произвольного сечения защемленного участка:

$$y_x = y_a y_{1,x} + \alpha_a y_{2,x} + \frac{M_a}{EI} y_{3,x} + \frac{P}{2EI} y_{4,x}, \quad (7)$$

где $y_{1,x}$, $y_{2,x}$, $y_{3,x}$ и $y_{4,x}$ – известные функции.

На участке АА (система II) при $x = 0$, $y_0 = y_a$ прогибы в произвольном сечении вала АА находятся по формуле:

$$y_x = \left[\frac{P(3l - x^2)}{24} - M_a(x - l) \frac{x}{2EI} + y_a \right]. \quad (8)$$

В различных машинах, имеющих подшипники скольжения, наблюдается отклонение от параллельности осей вала и втулки. Перекос вызывает перераспределение контактных напряжений и их концентрацию на крае втулки. При рассмотрении силового взаимодействия вала и втулки, при симметричном нагружении вала, принимаем допущение, что вал в зоне контакта с втулкой не изгибается и по отношению к ней является абсолютно жестким телом. При нагружении деформируется только втулка.

Установлено, что распределение максимальных деформаций в осевом сечении (по длине контакта) имеет вид трапеции (рис. 3), где значения перемещений y_1 и y_2 определяются в соответствии с приведенной выше методикой.

Используя графическую зависимость нагрузки от угла контакта, полученную Штаерманом, в результате приближенного решения основного интегрального уравнения приведем аппроксимацию этой зависимости уравнением [10]:

$$\frac{P}{E \cdot \varepsilon} = K_M (\varphi_0 \sec \varphi_0 - \sin \varphi_0), \quad (9)$$

где P – нагрузка на единицу длины линии контакта; ε – радиальный зазор; φ_0 – половина угла контакта; K_M – коэффициент, учитывающий свойства материалов контактирующих деталей.

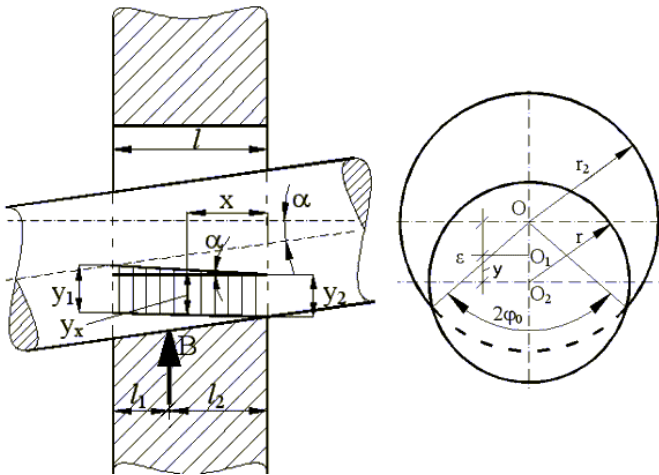


Рис. 3. Схема распределения деформаций в осевом сечении пары трения

Для нахождения максимальных давлений воспользуемся уравнением (10):

$$P_{max} = K_M E \varepsilon \left(\frac{\arccos \frac{\varepsilon}{y_1 + \varepsilon}}{\frac{\varepsilon}{y_1 + \varepsilon}} - \sqrt{1 - \frac{\varepsilon^2}{(y_1 + \varepsilon)^2}} \right). \quad (10)$$

Для определения контактной равнодействующей давления в цилиндрическом стыке с весьма малым зазором будем считать, что вал

жесткий, а втулка упругая. Вал распределяет давление на втулку, являющуюся упругим основанием. В результате нагружения вала симметрично или несимметрично приложенной силой, вследствие изгиба его оси, в цилиндрическом сопряжении с весьма малым зазором произойдет выборка зазора и контакт верхней и нижней образующих вала с соответствующими поверхностями отверстия втулки (рис. 4).

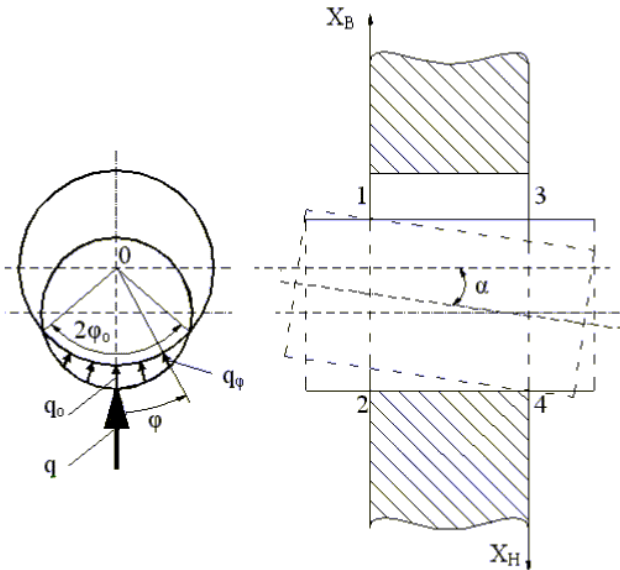


Рис. 4. Схема контакта пары “вал–втулка”

Произведем определение контактной равнодействующей давления q :

$$q = 2q_0 r \int_0^\alpha \cos \frac{\pi \varphi}{2\alpha} \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi = \frac{4\pi\alpha \cos(\alpha) q_0 r}{\pi^2 - 4\alpha^2} \quad (11)$$

Для определения контактной равнодействующей выразим q через давление P . Контактная составляющая X_H :

$$q = x_H = \frac{0,05 \cdot P \left(a^2 l + \frac{a^3}{3} + l^2 a - 4\varepsilon EI \right)}{a^2 \left(\frac{a}{3} + l \right)} \quad (12)$$

Разрешив уравнение (12) относительно давления P и учитывая зависимость (11), получим:

$$P = \frac{80 \cdot \pi \alpha \cos(\alpha) q_0 r \cdot a^2 \left(\frac{a}{3} + l\right)}{(\pi^2 - 4\alpha^2) \left(a^2 l + \frac{a^3}{3} + l^2 a - 4 \varepsilon E l\right)}, \quad (13)$$

где q_0 – максимальная нагрузка в сечении.

Подсистема трения и износа. Процесс трения в значительной мере предопределяет износостойкость контактирующих деталей. Износостойкость характеризуется способностью поверхностных слоев деталей сопротивляться разрушению при трении скольжения, трении качения, а также при микроперемещениях, обусловленных воздействием вибраций (фреттинг-процесс). Износ деталей машин приводит к потере точности, понижению КПД, понижению прочности, увеличению динамических нагрузок, которые являются следствием увеличения зазоров в сопряжениях, повышению шума. Износ является причиной выхода из строя подавляющего большинства машин (до 80 %) и их деталей. Создание узлов с минимальными потерями на трение равносильно высвобождению огромных ресурсов рабочей силы и различных материальных затрат, в том числе ремонтных предприятий, которые в среднем по машиностроению составляют не менее 60–80 % основного производства [3, 7, 10, 12].

С практической точки задача установления связей и количественных соотношений между эксплуатационными показателями и параметрами качества поверхностного слоя весьма важна и актуальна.

При решении задачи определения взаимосвязи интенсивности изнашивания и параметров состояния поверхностей трения используется зависимость для расчета величины интенсивности изнашивания, предложенная А.Г. Суловым [8]:

$$I_h = \frac{2,5\pi v^{1/2} p^{7/6}}{n\lambda(v+1)t_m^{3/2}(k\sigma_T)^{2/3}} \sqrt{\frac{30(1-\mu^2)(2\pi RaWzH \max)^{1/3}}{E s_m}}, \quad (14)$$

где Ra – среднее арифметическое отклонение профиля, мкм; Rz – высота неровностей по десяти точкам, мкм; W_z – средняя высота волнистости по десяти точкам, мкм; H_{\max} – максимальная величина макроотклонений формы поверхности, мкм; t_m – относительная опорная длина профиля на уровне средней линии; s_m – средний шаг неровностей, мкм; λ – коэффициент, учитывающий знак и значение остаточных напряжений; σ_T – величина остаточных напряжений, МПа; k – коэффициент упрочнения; p – давление, МПа; n – количество циклов воздействия до разрушения поверхностного слоя; E , μ – механические свойства материала заготовки.

Данная формула показывает, что износостойкость деталей машин характеризуется комплексным состоянием поверхностей трения.

При достижении равновесной шероховатости контактные перемещения стабилизируются, коэффициент трения и интенсивность изнашивания становятся минимальными, что возможно при реализации упругого контакта взаимодействующих тел. Однако несущая способность поверхности деталей, их коэффициент трения и интенсивность изнашивания при трении скольжения наряду с шероховатостью определяются макроотклонением, волнистостью и физико-механическими свойствами (микротвердость и остаточные напряжения). Поэтому очевидно, что образующаяся шероховатость поверхностей трения в процессе приработки будет зависеть от остальных параметров состояния поверхностного слоя контактирующих деталей. Следовательно, достижение так называемой равновесной шероховатости, зависящей только от условий трения, возможно после длительного процесса работы узла трения, когда будут стабилизированы все параметры состояния поверхностного слоя контактирующих деталей, характеризующие их несущую способность, коэффициент трения и износостойкость.

Это указывает на необходимость введения понятия “равновесное состояние поверхностного слоя контактирующих деталей” и соответствующей его оценки. Впервые понятие и оценка равновесного состояния поверхностного слоя деталей были даны в работах Э.В. Рыжова, А.Г. Сулова и др.

Разрешив уравнение (14) относительно параметров состояния поверхностного слоя, а также принимая во внимание требования по возможности метрологического контроля, технологического управления и приоритетность параметров качества влияющих на износостойкость, представим следующую интерпретацию зависимости:

$$I_h \cdot C_M = C_R, \quad (15)$$

где C_R – комплексный параметр, характеризующий зависимость интенсивности изнашивания поверхности от параметров качества поверхностного слоя:

$$C_R = \frac{(WzH \max)^{1/6}}{s_m^{1/2} \lambda (k \sigma_T)^{2/3}} Ra^{2/3} (Rp - Ra)^{1/2}, \quad (16)$$

где C_M – комплексный параметр, зависящий от механических свойств материала контактирующей детали:

$$C_M = \frac{n}{43,47(\rho\pi)^{7/6}} \sqrt{\frac{E}{1-\mu^2}}. \quad (17)$$

Подставим зависимость (13) в уравнение (17):

$$C_M = \frac{1,84 \cdot n}{\pi^{7/6}} \sqrt{\frac{E}{1-\mu^2}} \left(\frac{\pi \alpha \cos(\alpha) q_0 r \cdot a^2 \left(\frac{a}{3} + l \right)}{(\pi^2 - 4\alpha^2) \left(a^2 l + \frac{a^3}{3} + l^2 a - 4\varepsilon E l \right)} \right). \quad (18)$$

Таким образом, при обеспечении равных значений составляющих комплексного параметра C_M , (одинаковые свойства материалов, одинаковая схема нагружения, равные условия работы узлов трения и т. д.) для обеспечения режима установившегося износа достаточно варьировать параметрами качества поверхностного слоя, входящими в параметр C_R .

Подсистема контактирования. Первичной проблемой при изучении трения является контактирование соприкасающихся поверхностей. В понятие “контактирование” входит взаимодействие поверхностей, принадлежащих твердым телам, под действием относительного смещения и сжимающих сил с учетом их отклонения от идеальной формы и влияния среды (газы и смазочные материалы), присутствующей в зоне контакта.

Для решения задачи контактирования двух твердых тел необходимо представить модель поверхности, максимально приближенную к реальной поверхности и при этом имеющую минимальный набор входных параметров. Построение пространственной модели производится на основе стрессневых конечных элементов.

В качестве исходных параметров используются как стандартизованные параметры (среднее арифметическое отклонение профиля от средней линии – Ra ; средний шаг неровностей профиля по средней линии – Sm ; ГОСТ 2789-73), так и пока не стандартизованные параметры волнистости (в продольном и поперечном направлении: средняя арифметическая высота волны по средней линии – Wa , Wz ; шаг волны по средней линии – Sw_a , Sw_z).

Профиль волнистой поверхности моделируется синусоидой с амплитудой волны, равной Wa (Wz) и шагом волны Sw_a (Sw_z). Профиль шероховатой поверхности также моделируется синусоидой. Окончательный профиль поверхности получается сложением координат двух исходных синусоид.

Общее уравнение профиля имеет следующий вид (для i -го конечного элемента):

$$Y_i = \Delta_i + A_{Ra_i} \cdot \sin(S_{Ra}) + A_{Wa_i} \cdot \sin(S_{Wa}), \quad (19)$$

где Δ – параметр, отражающий влияние радиального биения и других отклонений формы на профиль поверхности ($1 \div 5$ мкм); A_{Ra_i} , A_{Wa_i} –

значение амплитуды шероховатой и волнистой поверхности; S_{Ra} , S_{Wa} – шаг синусоиды шероховатого и волнистого профиля, изменяющееся для каждого полупериода по закону нормального распределения ($A_{Ra} = k_1 \cdot Ra$; $A_{Wa} = k_2 \cdot Wa$; $S_{Ra} = k_1 \cdot Sm$; $S_{Wa} = k_2 \cdot Sm$), где k_1, k_2 – коэффициент, отражающий вероятность нахождения (параметра) в заданных пределах закону нормального распределения.

Разбиение профиля на стержневые конечные элементы производится в зависимости от поверхностной твердости материала и требуемой точности расчета.

Пример окончательной поверхностной сетки твердого тела, получаемой в результате моделирования, представлен на рис. 5.

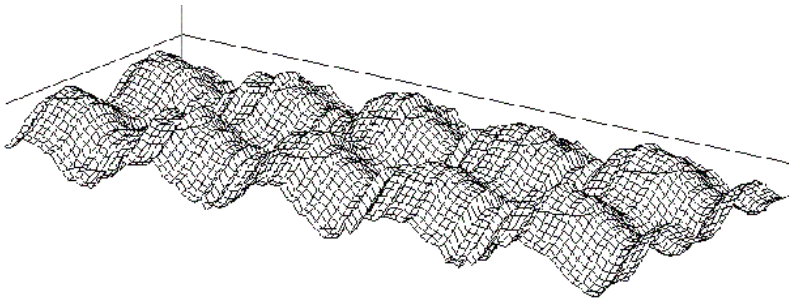


Рис. 5. Окончательный пространственный профиль поверхности

Контактные деформации будут происходить, если выполняется условие:

$$\sigma \geq P_i, \tag{20}$$

где

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{y_n \cdot dy}{l}; \tag{21}$$

$$P_i = \frac{P}{L \cdot dx \cdot n}, \tag{22}$$

где E – модуль упругости; ε – относительное удлинение; y_n – число итераций контактных деформаций; l – толщина тела; P – общая нагрузка; L – длина контакта; dx – шаг разбиения; n – число элементов, вступивших в контакт.

Новая координата узла вследствие контактных деформаций определяется по следующей зависимости (применительно к нижней детали):

$$Y = Y_0 - y_n \cdot dy \cdot \frac{E_1}{E_1 + E_2}, \quad (23)$$

здесь Y_0 – начальная координата узла; $E_{1, 2}$ – модули упругости двух контртел соответственно.

Значение твердости элемента определяется в зависимости от величины деформации (с увеличением деформации – увеличивается) и температуры элемента (с увеличением температуры – уменьшается) и может быть выражено зависимостью:

$$H_{\mu} = \exp \left(A - \frac{\alpha \cdot T}{T_{пл}} \right), \quad (24)$$

где A , α – коэффициенты, учитывающие степень деформации и градиент температуры элемента [1]; $T_{пл}$ – температура плавления.

Подсистема выбора материала. Вследствие недостаточно обоснованного выбора материалов для деталей пар трения скольжения сроки службы машин и агрегатов уменьшаются, возрастает количество ремонтных работ, снижается производительность. При проектировании материал выбирается таким образом, чтобы, сведя до минимума или полностью устранив вредное влияние его отрицательных характеристик, наиболее полно использовать низкий коэффициент трения и его высокую износостойкость. Физико-механические свойства материала втулки должны обеспечивать наиболее высокую износостойкость и упругий контакт при трении, минимальный коэффициент трения, отсутствие склонности к задиру, хорошую прирабатываемость. Кроме этого, материал должен обладать достаточной механической прочностью, стойкостью к воздействию окружающей среды, простотой и доступностью получения заготовок и технологической обработки [2].

Выбор конкретного материала деталей пары трения осуществляется в условиях наличия многих критериев, при этом для ряда критериев характерна неполнота и неточность информации, необходимой для оценивания. Разработка и применение средств программной поддержки решения таких задач позволит проектировщику более детально и последовательно отразить свои предпочтения, заранее оценить и проанализировать последствия выбора каждого решения, исключить недопустимые варианты и выделить наиболее удачные решения, вследствие чего сократить сроки проектирования, повысить научную и инженерную обоснованность и снизить субъективный фактор принимаемых решений.

В настоящей работе предлагается методика построения математической модели выбора материалов деталей при проектировании узлов трения скольжения. Материалы деталей пар трения скольжения выбираются в зависимости от свойств рабочей среды, ее температуры и давления, скорости скольжения по валу, реакции в опоре (нагрузки), теплоотвода из зоны трения, графика межремонтных периодов и срока наработки узла на отказ.

Процесс моделирования выбора материала деталей пар трения можно представить в виде последовательности шагов.

Шаг 1. Для каждого материала выполняется процедура сравнения входной информации с множеством параметров $\{P_i, T_i, V_i\}$, где P_i – допустимые значения нагрузки, T_i – температуры и V_i – скорости скольжения, которые могут обеспечить функционирование узла трения в заданных условиях. В результате указанной процедуры формируется начальное множество альтернатив, содержащее сочетания «материал – предельно допустимые значения нагрузки, температуры, скорости скольжения», параметры которых удовлетворяют входным данным; оно формально представляется в следующем виде:

$$A = \{ \langle M_k, P_i, T_i, V_i \rangle \mid M_k \in M; P_i < P_B; T_i < T_B; V_i < V_B \} \quad (25)$$

здесь P_B, T_B, V_B – условия функционирования узла трения (входные данные). Примером альтернативы может являться сочетание <материал – графит АМС-3, допустимые условия работы: нагрузка $P < 0,5$ МПа, температура $T < 400$ °С, скорость скольжения $V < 1,5$ м/с>.

Шаг 2. Из множества A выделяется подмножество X альтернатив, для которых удовлетворяются ограничения по размерам выпускаемых промышленностью заготовок.

Шаг 3. Ранжирование допустимых альтернатив в соответствии с уровнем их предпочтительности. На предпочтительность того или иного материала, помимо условий обеспечения требуемых параметров работы узла (нагрузка, температура, скорость скольжения), может влиять целый ряд дополнительных условий (критериев), к которым обычно относят коррозионную стойкость, износостойкость, предпочтительность по стоимости изготовления и обработки, прирабатываемость и др. При этом различные альтернативы удовлетворяют каждому из этих условий в разной степени, и увеличение предпочтительности по одному критерию часто ведет к ее уменьшению по другим. Таким образом, для построения процедуры синтеза оценок предпочтительности альтернатив необходимо привлечение методов многокритериального анализа решений, учитывающих данные условия и обладающих свойством устойчивости

к неполноте и неопределенности исходной информации. Одним из таких методов является метод анализа иерархий [1], [4], [6].

Для оценки предпочтительности множества X допустимых альтернатив главная цель, состоящая в выборе материала деталей пары трения, детализируется несколькими критериями $C_1 \dots C_i$, характеризующими выделенные ранее условия, влияющие на результат выбора. Параметры λ характеризуют степени относительной важности детализирующих критериев по отношению к детализируемому, и для оценки их значений существуют специальные методы, среди которых основным является метод парных сравнений [1], [4], [6].

Шаг 4. Оценивание альтернатив по критериям, имеющим числовое выражение проводится, по зависимости:

$$C_i(x) = \frac{C_i(x)}{\sum_{x \in X} C_i(x)}. \quad (26)$$

Шаг 5. На данном шаге осуществляется иерархический синтез, результатом которого является вектор обобщенных оценок предпочтительности альтернатив $x \in X$. Указанные оценки определяются в соответствии с правилом

$$C(x) = \sum_j \lambda_j C_j(x). \quad (27)$$

Полученные значения $C(x)$ упорядочивают допустимые альтернативы по степени их предпочтительности в условиях поставленной задачи выбора оптимальных параметров ЗУ. Таким образом, в качестве решения задачи можно рассматривать набор $< X, \{C(x) | x \in X\} >$, где множество X допустимых альтернатив представляется в форме (25).

На основе описанного метода парных сравнений были созданы алгоритмы, а на основании этих алгоритмов – программная основа модуля пополнения, редактирования и ранжирования материалов в базе данных.

Динамическая подсистема. Известно, что все материалы в большей или меньшей степени обладают вязкоупругостью и вязкопластичностью, т. е. упругая и пластическая деформации возникают не мгновенно после нагружения, а развиваются во времени. Такое поведение материалов, приводящее к изменению фактической площади контакта (ФПК) в зависимости от температуры и времени, описывается с помощью реологических моделей. В рамках рассматриваемой модели используется модель Кельвина–Фойгта,

отражающая свойства реальных тел. Учитывая, что связь между напряжением (σ) и деформацией (ε) для модели Кельвина–Фойгта отражена законами Гука и Ньютона [11]:

$$\sigma = \sigma_E + \sigma_\eta = E \cdot \varepsilon + \eta \cdot \dot{\varepsilon}. \quad (28)$$

Считая $\sigma = \text{const}$ и интегрируя, получаем закон развития деформации во времени:

$$\varepsilon = \left(\frac{\sigma}{E} \right) \cdot \left[1 - \exp \left(- \frac{E}{\eta} \right) \cdot t \right]. \quad (29)$$

Если в какой-то момент времени τ тело разгрузить ($\sigma = 0$), то, интегрируя уравнение, получим закон снижения деформации во времени:

$$\varepsilon = \varepsilon_\tau \cdot \exp \left[\left(- \frac{E}{\eta} \right) \cdot (t - \tau) \right]. \quad (30)$$

Отношение $\frac{E}{\eta} = t_0$ называют временем релаксации.

Термодинамическая подсистема. Значение температуры для деформированного элемента можно представить в виде суммы [11]:

$$T_i = T_0 + T_v + T_B, \quad (31)$$

где T_0 – исходная температура элемента (в начальный момент равная температуре окружающей среды; T_v – средняя объемная температура элемента (обусловлена теплопроводностью λ материала детали); T_B – температурная вспышка на пятне контакта.

T_B определяется из условия, что работа по деформированию элемента направлена на теплообразование. Количество теплоты нагревания $Q = c \cdot m \cdot \Delta T$, где c – удельная теплоемкость материала детали; m – масса элемента.

В результате повышения температуры происходит тепловое расширение элемента. Длина элемента при этом $l = l_0 \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta T)$, где α – температурный коэффициент длины.

Вывод. Синтез элементов данной трибосистемы с использованием системного подхода позволит создать модель, адекватно описывающую процессы, происходящие в паре трения.

ЛИТЕРАТУРА:

1. *Андрейчиков А.В., Андрейчикова О.Н.* Компьютерная поддержка изобретательства (методы, системы, примеры применения). – М.: Машиностроение, 1998. – 476 с.
2. *Воронков Б.Д.* Подшипники сухого трения. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. – 224 с.
3. Основы трибологии (износ, трение, смазка) / Под. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2001. – 663 с.
4. *Подвесовский А.Г.* Автоматизация многокритериального выбора технических решений на основе применения нечетких моделей различных типов: Автореф. дис...к.т.н.: 05.13.18. – Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ. – Брянск: БГТУ, 2001. – 20 с.
5. *Рыжов Э.В.* Контактная жесткость деталей машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 193 с.
6. *Саати Т.* Принятие решений. Метод анализа иерархий. – М.: Радио и связь, 1993. – 320 с.
7. *Суслов А.Г.* От технологического обеспечения эксплуатационных свойств к качеству машин // Трение и износ. – 1997. – Т. 18. – № 3. – С. 311–320.
8. *Суслов А.Г.* Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. – М.: Машиностроение, 1987. – 208 с.
9. *Суслов А.Г., Браун Э.Д., Виткевич И.А.* Качество машин: Справочник в 2-х томах. – М.: Машиностроение, 1995.
10. Технологические основы обеспечения качества машин / Под ред. К.С. Колесникова – М.: Машиностроение, 1990. – 256 с.
11. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения: Учебник для вузов / Под ред. Д.Г. Громаковского. – Самара: СГТУ, 2000. – 268 с.
12. *Фролов К.В.* Методы совершенствования машин и современные проблемы машиностроения. – М.: Машиностроение, 1984. – 224 с.

ПОЛЬСКИЙ Евгений Александрович – доцент, кандидат технических наук, Брянский государственный технический университет.

Научные интересы:

– технология машиностроения.

СОРОКИН С.В. – Брянский государственный технический университет.

Научные интересы:

– Технология машиностроения.

Подано 05.09.2005