

УДК 539.4

**О.М. ЕЛОВОЙ**, канд. техн. наук

заместитель генерального директора по научной работе и инновационной деятельности

E-mail: omy@bk.ru

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

**А.В. БОГДАНОВИЧ**, д-р техн. наук, доц.

профессор кафедры теоретической и прикладной механики

E-mail: bogal@tut.by

Белорусский государственный университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 12.07.2017.

## К РАЗРАБОТКЕ НОРМАТИВНЫХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРИБОФАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ. ЧАСТЬ 2

*В статье кратко рассматриваются принципы, которые могут быть положены в основу для разработки нормативных методов расчета и проектирования трибофатических систем. Реализация таких принципов иллюстрируется решением следующих основных задач: определение требуемых размеров элементов трибофатических систем и площади их контакта; выбор материалов для их изготовления; определение требуемой величины коэффициента трения для обеспечения заданной эксплуатационной надежности системы; прогнозирование долговечности и надежности по критериям трибофатики; определения интенсивности изнашивания и группы износостойкости; оценка риска (безопасности) эксплуатации. При этом использованы формулы, полученные в рамках обобщенной энергетической теории предельных состояний трибофатических систем, находящихся под воздействием объемных, фрикционной и термодинамической нагрузок и работающих в коррозионной среде, а также теории надежности таких систем по критериям сопротивления усталости, вибро-, износо- и эрозионной стойкости, концепции L-риска и  $S_p$ -безопасности.*

**Ключевые слова:** силовая система, износоусталостное повреждение, прочность, износостойкость, коэффициент запаса, долговечность, контактно-механическая усталость, фрикционно-механическая усталость

В первой части статьи [1], представляющей собой обобщение исследований последних лет [2–5], были кратко изложены принципы расчета трибофатических систем на примерах решения задач по определению требуемых размеров элементов таких систем и площади их контакта, выбору материалов для их изготовления, определению требуемой величины коэффициента трения для обеспечения заданной эксплуатационной надежности. Ниже рассмотрим расчетные задачи по прогнозированию долговечности и надежности по критериям трибофатики, интенсивности изнашивания, по оценке риска (безопасности) эксплуатации.

**Проектирование по заданному ресурсу.** Если проектирование по предельному состоянию является, как отмечалось [1], традиционным методом, то ресурсное проектирование пришло в машиностроение лишь в последние десятилетия. Оно базируется обычно на моделях оценки долговечности в заданных условиях эксплуатации. Расчетная долговечность  $N$  по данному критерию не должна быть меньше нормативного ресурса  $N_R$ , установленного в результате технико-экономического обоснования:

$$N \geq N_R. \quad (1)$$

Поскольку применительно к силовым системам разработана процедура учета взаимодействия повреждений от контактной и внеконтактной нагрузок, то для целей проектирования можно использовать не условие (1), а, например, формулу для расчета требуемого диаметра вала:

$$d_R \geq \sqrt[3]{\frac{32MK_R}{\pi\sigma_{-1}\sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}}}, \quad (2)$$

где параметр ресурса

$$K_R = \left(\frac{N_R}{N_{G\sigma}}\right)^{\frac{1}{m_{\sigma\tau}}}. \quad (3)$$

Пусть для заданной силовой системы каким-либо нормативным документом установлен требуемый технический ресурс  $N_R$ . Тогда по формуле (3) вычисляют величину параметра  $K_R$ , а затем по формуле (2) находят диаметр вала, который обеспечивает требуемую величину  $N_R$ . В формуле (3)  $N_{G\sigma}$  и  $m_{\sigma\tau}$  — параметры кривой усталости (абсцисса точки перелома и показатель наклона) в соответствующих условиях, которые определяют либо экспериментально (например, на машинах серии СИ), либо расчетным методом.

Сравнение результатов расчета долговечности силовых систем методами трибофатики ( $N_{TF}$ ) и традиционными методами ( $N_F$ ) показывает (рисунок 1), что, если взаимодействие необратимых повреждений, обусловленных контактной и внеконтактной нагрузками, не учитывается, это приводит к большой погрешности.

**Проектирование с учетом надежности.** Обобщенную систему условий надежности построим на базе статистической модели деформируемого твердого тела с опасным объемом.

Система базируется (таблица 1) на основополагающем представлении, что опасный объем равен нулю, если поле действующих напряжений оказывается неповреждающим, так что, следовательно, вероятность отказа  $P = 0$ . И, напротив, вероятность отказа наступает лишь при условии, что в том или ином элементе силовой системы с некоторой вероятностью обнаруживается соответствующий опасный объем ( $V_{P\gamma}, S_{P\gamma}$ ); это равносильно

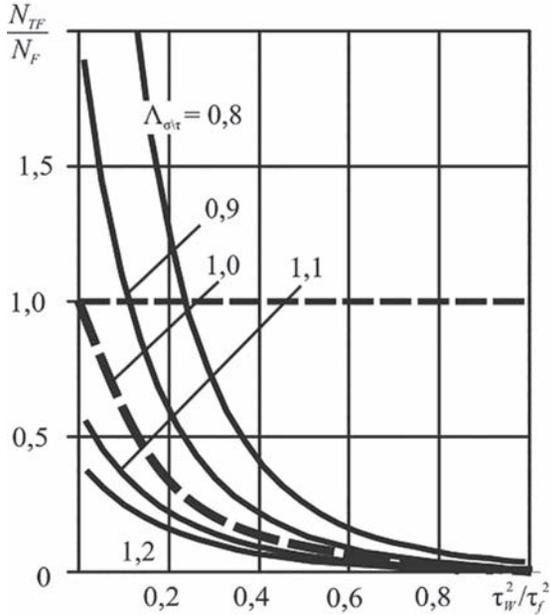


Рисунок 1 — Сравнение результатов ресурсного проектирования силовых систем ( $m = 12$ )

Таблица 1 — Система условий надежности

Повреждение	Опасный объем	Условие безотказной работы	Мера поврежденности	Условия повреждения и разрушения
Механическая усталость	$V_{P\gamma} = \iiint_{\sigma(x,y,z) > \sigma_{-1\min}} dx dy dz$	$V_{P\gamma} = 0$	$\omega_{VP} = \frac{V_{P\gamma}}{V_0}$	$0 < \omega_{VP} \leq 1$
Трение и изнашивание	$S_{P\gamma} = \iiint_{\tau_W(x,y,z) > \tau_{f\min}} dx dy dz$	$S_{P\gamma} = 0$	$\omega_{SP} = \frac{S_{P\gamma}}{S_k}$	$0 < \omega_{SP} \leq 1$
Износоусталостное повреждение	$W_{P\gamma} = (V_{P\gamma}, S_{P\gamma})\varphi_{SV}$	$W_{P\gamma} = 0$	$\omega_{WP} = \frac{W_{P\gamma}}{V_0}$	$0 < \omega_{WP} \leq 1$

возникновению ненулевого повреждения ( $\omega > 0$ ). Комплексный опасный объем  $W_{P\gamma}$  при износоусталостном повреждении определяется как соответствующая функция частных опасных объемов  $V_{P\gamma}$  и  $S_{P\gamma}$  с учетом взаимодействия повреждающих явлений.

Условие надежности имеет вид

$$P(\sigma, \tau_w) \leq [P] \tag{4}$$

либо

$$Q(\sigma, \tau_w) = 1 - P(\sigma, \tau_w) \geq [Q], \tag{5}$$

где  $[P]$  — нормативное значение вероятности отказа;  $[Q]$  — нормативное значение вероятности безотказной работы  $Q(\sigma, \tau_w)$ .

Технико-экономическое обоснование нормативной вероятности разрушения  $[P]$  может быть выполнено следующим образом.

Вероятность разрушения  $P$  есть некоторое малое число  $\epsilon$ . Если требовать уменьшения вероятности разрушения, то производственные затраты  $C_1$ , необходимые для обеспечения этого требования, будут увеличиваться согласно зависимости  $C_1 = f(\epsilon)$  (рисунок 2). С другой стороны, повышение вероятности разрушения приводит к пропорциональному росту эксплуатационных расходов  $C_2 = K\epsilon$  ( $K$  — коэффициент пропорциональности) на замену или ремонт поврежденных деталей.

Тогда суммарные затраты составят  $C = C_2 + C_1 = K\epsilon + f(\epsilon)$ . Естественно, значение  $[P] = \epsilon_0$  следует выбирать из условия минимума этой суммы (см. рисунок 2).

Таким образом, имея функцию вероятности отказа типа (4), можно решить задачу оптимизации:

$$\left. \begin{aligned} P(\sigma, \tau_w) &\Rightarrow \min; \\ C_0(\sigma_{-1\min}, \sigma_w, m_V; \tau_d, \tau_f^{(1)}, m_S) &\Rightarrow \min, \end{aligned} \right\} \tag{6}$$

где  $C_0(\sigma_{-1\min}, \sigma_w, m_V; \tau_d, \tau_f^{(1)}, m_S)$  — совокупные затраты труда, средств и материалов в сферах ее производства и эксплуатации. Конечно, дополнительно к целевой функции (6) следует записать соответствующие ограничения всех параметров

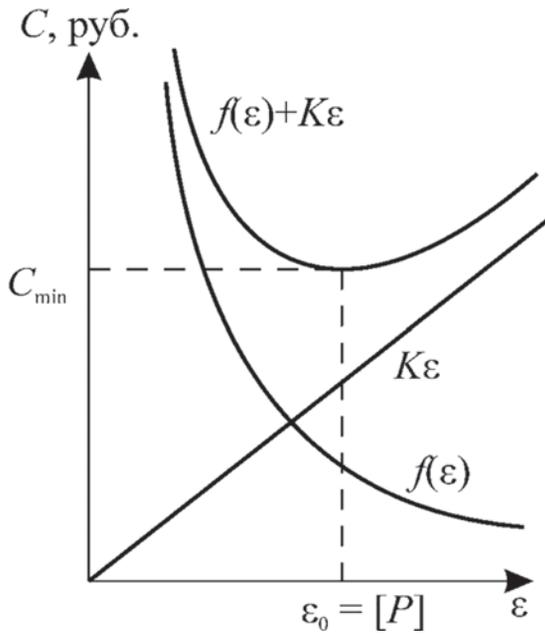


Рисунок 2 — К обоснованию нормативной вероятности разрушения для деталей с экономической ответственностью

и величин, на базе которых формулируется задача оптимизации.

В случаях, когда эксплуатационные повреждения деталей могут приводить не только к экономическому ущербу, но и к тяжелой аварии, величина  $[P]$  должна быть соответственно уменьшена. В связи с этим весьма актуальна задача управления процессами износоусталостного повреждения трибофатических систем. При решении такой задачи трибофатическая система (ТФС) рассматривается как объект управления (рисунок 3).

Задача формирования оптимальной программы управления ставится как оптимизационная:  $P(\sigma, \tau_w) \Rightarrow \min, C_0 \Rightarrow \min$ , т. е. на основании технико-экономического расчета устанавливается параметр  $\text{opt } P$  оптимизации. Здесь  $P(\sigma, \tau_w)$  — вероятность отказа системы при одновременном действии  $\sigma$  и  $\tau_w$ , а  $C_0$  — совокупные затраты в сферах производства и эксплуатации. При эксплуатации ТФС измеряется множество  $\{a_j\}$  параме-

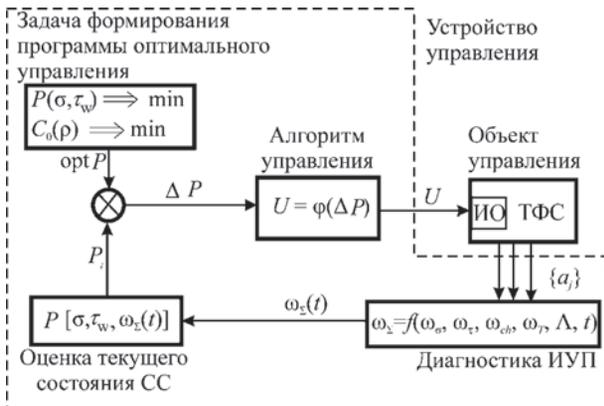


Рисунок 3 — Содержание задачи оптимизации (динамической) трибофатической системы

тров  $a_j$  ее состояния. По результатам измерений формируется текущая мера  $\omega_\Sigma(t)$  комплексного износоусталостного повреждения (ИУП), которая является функцией времени  $t$  и частных мер поврежденности  $\omega_\sigma, \omega_\tau, \omega_{ch}, \omega_T$ , обусловленных циклическими напряжениями (индекс  $\sigma$ ), фрикционными напряжениями (индекс  $\tau_w$ ), процессами электрохимической коррозии (индекс  $ch$ ), температурой (индекс  $T$ ) в зоне контактного взаимодействия элементов ТФС. Состояние ТФС в любой момент эксплуатации оценивается по интегральному параметру  $P_i(\sigma, \tau_w, \omega_\Sigma(t))$ . Дальнейшая цель состоит в сопоставлении (сравнении) оптимального ( $\text{opt } P$ ) и текущего ( $P_i$ ) значений интегрального параметра  $P$ . На основании получаемого рассогласования  $\Delta P$  параметров  $\text{opt } P$  и  $P_i$  решается задача синтеза динамического или оптимального управления  $U = \varphi(\Delta P)$ . Физическую реализуемость управления ТФС обеспечивает исполнительный орган (ИО).

Основные  $tf$ -каналы (трибофатические) управления износоусталостными повреждениями представлены на рисунке 4, к которым относятся:

- конструктивно-технологические параметры ( $V_{P_i} / V_0, S_{P_i} / S_k$ );
- параметры  $m_j, j = 1, 2, \dots, n$ , состава и строения (механо-физико-химических свойств) материалов;
- нагрузочные параметры ( $\sigma, T, \tau_w, D$  — параметр, который одновременно учитывает влияние напряжений  $\sigma, \tau_w$  и температуры  $T$  на интенсивность коррозионных процессов);
- параметр времени ( $t$ );
- параметры состояния (поврежденности) элементов ( $\omega_\sigma, \omega_p, \omega_T, \omega_{ch}$ ) и системы ( $\omega_\Sigma$ );
- параметры взаимодействия повреждений ( $\Lambda_{\sigma/\tau}, \Lambda_{T/M}, D_{\sigma, T, \tau}$ ).

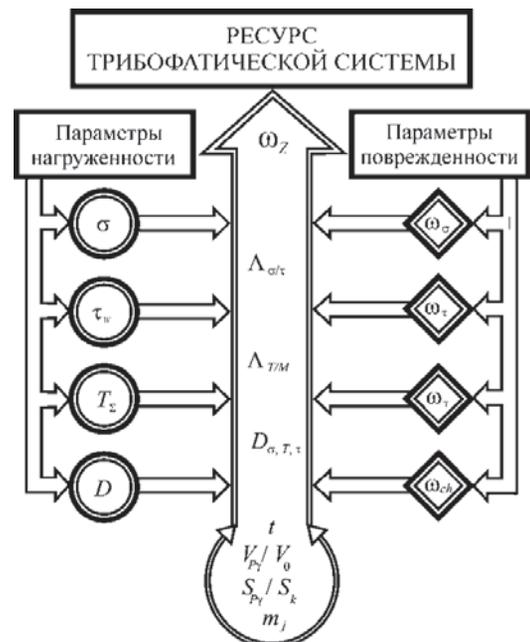


Рисунок 4 — Основные  $tf$ -каналы управления ресурсом сложной системы

Конечно, решение задачи управления процессами износоусталостного повреждения является весьма сложным, но зато и очень практичным: необходимо обеспечить эффективное управление эксплуатационной надежностью наиболее ответственных — силовых систем машины по важнейшим критериям работоспособности при одновременном снижении затрат труда, средств и материалов в сферах производства и эксплуатации.

Естественно, что во внимание принимаются основные закономерности как прямого, так и обратного эффектов.

**Проектирование по критерию риска.** Задача о проектировании ответственных деталей машин по критериям риска и безопасности впервые была поставлена в трибофатике.

Изложим процедуру проектирования трибофатической системы «вал — подшипник скольжения» (см. рисунок 1 б [1]) по критерию приемлемого риска. Требуется определить диаметр вала и площадь контакта подшипника в зависимости от уровня риска, изменяющегося в интервале

$$0 \leq \rho \leq 1. \quad (7)$$

Будем считать, что интервал (7) и устанавливает приемлемый риск. Нормативное значение приемлемого риска обозначим  $[\rho]$ . Условие прочности запишем в терминах повреждений:

$$\omega_{\Sigma} \leq [\omega] = \frac{[\rho]}{k_p}, \quad (8)$$

где  $k_p$  — коэффициент безопасности.

Используя простейший критерий предельного состояния рассматриваемой трибофатической системы с учетом (7), запишем:

$$\Lambda_{\sigma/\tau} \left( \frac{a_{\sigma}}{U_0} \sigma^2 + \frac{a_{\tau}}{U_0} \tau_w^2 \right) \leq \frac{[\rho]}{k_p}. \quad (9)$$

Уравнение (9) позволяет решить три задачи.

1. *Определение требуемого диаметра вала.* Это задача о прямом эффекте (когда сопротивление усталости оценивается с учетом влияния процессов трения). Следовательно, уравнение (9) надо разрешить относительно циклического напряжения  $\sigma = \sigma_p$ :

$$\sigma_p \leq \sqrt{\frac{U_0}{a_{\sigma}} \frac{[\rho]}{k_p \Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{a_{\tau}}{a_{\sigma}} \tau_w^2}. \quad (10)$$

Задавая приемлемое для данной системы численное значение  $[\rho]$  в соответствии с интервалом (7) его возможного изменения, из (10) получаем тот уровень циклического напряжения  $\sigma_p$ , который и соответствует приемлемому риску. Поскольку для вала

$$\sigma_p = \frac{M}{W} = \frac{M}{\pi d_p^3 / 32}, \quad (11)$$

то, учитывая (10) в (11), получим либо требуемый момент сопротивления  $W_p$ , соответствующий принятому уровню  $\rho$ :

$$W_p \geq \frac{M}{\sigma_d \sqrt{\frac{[\rho]}{k_p \Lambda_{\sigma/\rho}} - \frac{a_{\tau}}{a_{\sigma}} \tau_w^2}}, \quad (12)$$

либо непосредственно диаметр вала

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi \sigma_d \sqrt{\frac{[\rho]}{k_p \Lambda_{\sigma/\rho}} - \frac{a_{\tau}}{a_{\sigma}} \tau_w^2}}}, \quad (13)$$

где предел деструкции  $\sigma_d = \sqrt{U_0 / a_{\sigma}}$ .

Формулы (12) либо (13) и дают решение поставленной первой задачи.

2. *Расчет требуемой площади контакта подшипника с валом.* Это задача об обратном эффекте (когда износостойкость оценивается с учетом влияния процессов усталостного повреждения при действии циклических напряжений  $\sigma$ ). Следовательно, теперь уравнение (9) надо разрешить относительно фрикционного напряжения  $\tau_w = \tau_p$ :

$$\tau_p \leq \tau_d \sqrt{\frac{[\rho]}{k_p \Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{a_{\sigma}}{a_{\tau}} \frac{\sigma^2}{\tau_d^2}}. \quad (14)$$

Если  $\tau_p$  — среднее фрикционное напряжение на площадке контакта, то

$$\tau_p = \frac{F_s}{A_p} = f_p p_a. \quad (15)$$

Из (14) и (15) следует

$$A_a = \frac{F_s}{\tau_d \sqrt{\frac{[\rho]}{k_p \Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{a_{\sigma}}{a_{\tau}} \frac{\sigma^2}{\tau_d^2}}}, \quad (16)$$

где  $F_s$  — сила трения в силовой системе и предел деструкции  $\tau_d = \sqrt{U_0 / a_{\tau}}$ .

Формула (16) и дает решение второй поставленной задачи.

Очевидно, что проблема работоспособности силовой системы как целого еще не решена окончательно: требуется знать, каково должно быть значение коэффициента трения  $f_p$  в силовой системе, соответствующее приемлемому риску  $\rho$ .

3. *Нахождение требуемого значения коэффициента трения.* Из (14) с учетом (15) имеем

$$f_p = \frac{1}{p_a} \tau_d \sqrt{\frac{[\rho]}{k_p \Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{a_{\sigma}}{a_{\tau}} \frac{\sigma^2}{\tau_d^2}}. \quad (17)$$

Формула (17) и дает решение третьей поставленной задачи.

Таким образом, на основе формул (13), (16) и (17) дается процедура проектирования силовой системы по критерию приемлемого риска. Если требуется дополнительно учесть влияние многих и разных факторов и явлений, определяющих работоспособность силовой системы в заданных условиях эксплуатации, процедуру проектирования можно аналогично построить на базе более общих уравнений.

Кратко проанализируем формулы (12) и (17).

Введем момент сопротивления по пределу деформации  $\sigma_d$ :

$$W_d = M / \sigma_d \quad (18)$$

и учтем, что  $a\tau / a\sigma \approx 4$ . Тогда формула (12) с учетом (18) примет вид

$$\frac{W_p}{W_d} = \frac{1}{\sqrt{k_p \Lambda_{\sigma/\tau} - 4 \left( \frac{\tau_w}{\sigma_d} \right)^2}} \quad (19)$$

Графический анализ формулы (19) дан на рисунке 5 при  $k_p = 1$ .

Поскольку величина момента сопротивления  $W_d$  соответствует пределу деформации материала, соотношение  $W_p / W_d$  фактически определяет коэффициент запаса прочности, исчисляемый как  $\sigma_d / \sigma_p$ . Если  $W_p = W_d$ , то это значит, что  $\sigma_p = \sigma_d$ , т. е. при  $W_p / W_d = 1$  имеем безусловное разрушение.

Следовательно, чем больше величина  $W_p / W_d$ , тем выше коэффициент запаса  $\sigma_d / \sigma_p > 1,0$  и, естественно, тем меньше риск достижения предельного состояния. И, наоборот: чем больше риск, тем ближе значение  $W_p$  должно быть к величине  $W_d$ , т. е. тем меньше будет величина  $W_p / W_d$ . Эту основную закономерность и отражают графики на рисунке 5 а. В количественном отношении указанная закономерность существенно корректируется величиной фрикционного напряжения  $\tau_w$ , исчисляемого в долях от предела деформации  $\sigma_d$  (т. е. значением  $\tau_w / \sigma_d$ ).

Из рисунка 5 а, б следует: если  $\tau_w^2 / \sigma_d^2$  увеличивается, то риск соответственно растет (при данном соотношении  $W_p / W_d$ ). Другой вывод состоит в том, что всегда приходится увеличивать  $W_p$  (или, что то же, соотношение  $W_p / W_d$ ), если нужно поддерживать  $\rho = \text{const}$  при росте  $\tau_w / \sigma_d$  (см. рисунок 5 б) либо сохранять  $\tau_w / \sigma_d = \text{const}$  при снижении  $\rho$  (см. рисунок 5 а). Наконец, согласно рисунку 5 в параметр взаимодействия повреждений  $\Lambda_{\sigma/\tau}$  оказывает существенное влияние на работоспособность системы; причем чем ниже его значение, тем меньший требуется момент сопротивления  $W_p$  при данном  $\rho = \text{const}$ . С другой стороны, рост  $\rho$  приводит к сдвигу графиков на рисунке 5 в вправо, т. е. при  $W_p / W_d = \text{const}$  увеличение  $\Lambda_{\sigma/\tau}$  ведет к повышению  $\rho$ .

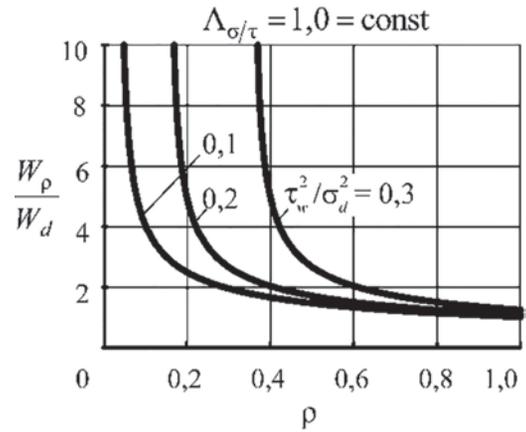
Введем теперь коэффициент трения, определяемый по пределу деформации  $\tau_d$ :

$$f_d = \tau_d / p_a \quad (20)$$

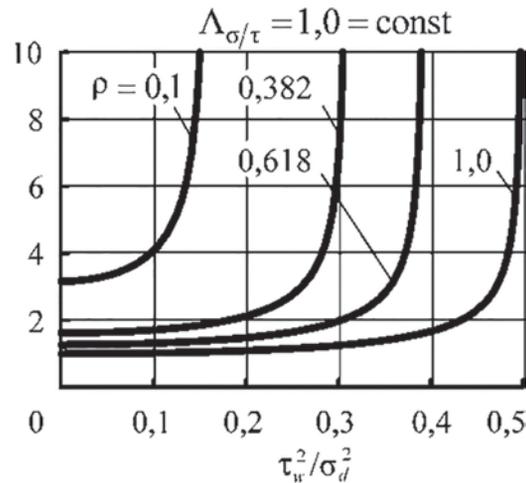
Тогда формула (17) с учетом (20) примет при  $a_\sigma / a_\tau \approx 0,25$  вид

$$\frac{f_p}{f_d} = \sqrt{\frac{[\rho]}{k_p \Lambda_{\sigma/\tau}} - 0,25 \left( \frac{\sigma}{\tau_d} \right)^2} \quad (21)$$

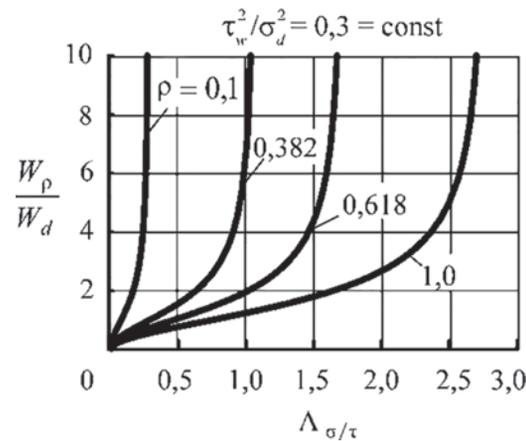
Графический анализ формулы (21) дан на рисунке 6. Из него следует, что коэффициент тре-



а



б



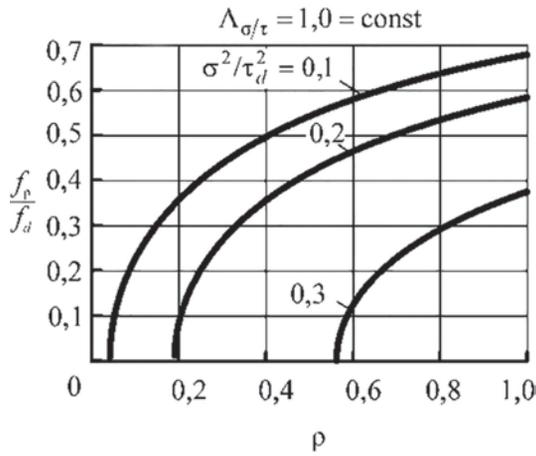
в

Рисунок 5 — Графический анализ уравнения (19)

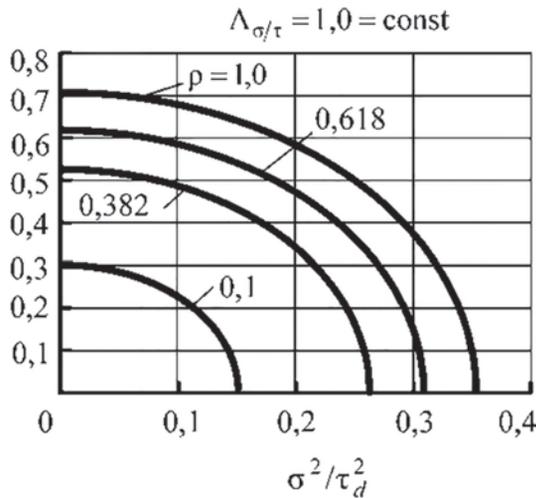
ния  $f_p$ , соответствующий данному значению  $\rho$ , зависит также от величины  $\Lambda_{\sigma/\tau}$  и соотношения  $\sigma/\tau_d$ .

Общая закономерность:

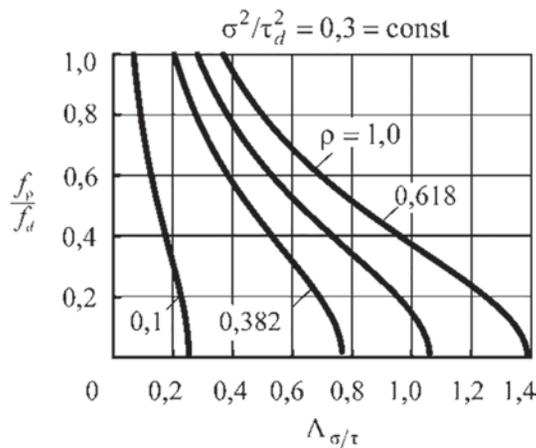
- коэффициент трения  $f_p$  должен быть снижен, если нужно уменьшить  $\rho$  при  $\sigma/\tau_d = \text{const}$  (см. рисунок 6 а);
- увеличивается  $\sigma/\tau_d$  при  $\rho = \text{const}$  (см. рисунок 6 б);
- растет  $\Lambda_{\sigma/\tau}$  при  $\rho = \text{const}$  (см. рисунок 6 в).



a



б



в

Рисунок 6 — Графический анализ уравнения (21)

**Расчет по интенсивности повреждения. Установление группы износостойкости силовой системы.** Важной характеристикой процесса разрушения при трении является интенсивность изнашивания. Хотя различают линейную  $I_h$ , объемную  $I_v$ , массовую  $I_m$  и энергетическую  $I_w$  интенсивность изнашивания:

$$I_h = \Delta h / L_f; I_v = \Delta V / L_f; I_m = \Delta m / L_f; \quad (22)$$

$$I_h = \Delta V / (F_s \cdot L_f),$$

практически достаточно определить одну (любую) из них, поскольку все они взаимно пропорциональны. В формулах (22)  $\Delta h$ ,  $\Delta V$ ,  $\Delta m$  — толщина, объем и масса снятого при изнашивании слоя соответственно;  $L_f$  — путь трения. Ниже будем использовать величину  $I_h$ . Для пары трения «вал — подшипник скольжения» определим ее как линейный износ  $i$ , приходящийся на единицу длины пути трения за 1 цикл нагружения (один оборот вала). Если  $N_\tau$  — число циклов до наступления предельного состояния, то линейная интенсивность изнашивания

$$I_h = \frac{\Delta h}{L_f} = \frac{i}{\pi d N_\tau}, \quad (23)$$

где  $d$  — диаметр вала. Величину  $I_h(n)$  можно вычислить по (23) при любом числе циклов нагружения  $n(\tau_w) \leq N_\tau$ , если известен износ  $i(n)$ , соответствующий данной наработке  $n$ .

Среднюю интенсивность изнашивания пары трения с учетом влияния температуры и коррозионных процессов можно оценить по формуле

$$I_h = K_0 \left( \frac{fp_a}{(1 - D_{\tau/T}) \tau_f} \right)^{1+\beta_0 m_\tau} \frac{K_{вз}}{N_\tau} K_{RR}, \quad (23a)$$

где  $K_0$  — эмпирический коэффициент;  $K_{RR}$  — параметр Роско–Ребиндера, определяемый соотношением

$$\frac{\tau_f^{ПAB}}{\tau_f^{ПЛ}} = K_{RR} \quad (24)$$

пределов фрикционной усталости с учетом влияния поверхностно-активных веществ ( $\tau_f^{ПAB}$ ) и окисных пленок ( $\tau_f^{ПЛ}$ ).

Формула (24) получена как обобщение установленных в трибологии основных закономерностей износа при трении скольжения [6–8].

В (23a)  $\tau_f$  и  $m_\tau$  — параметры кривой фрикционной усталости,  $D_{\tau/T}$  — параметр, который одновременно учитывает влияние величин  $\tau_w$  и  $T$  на интенсивность коррозионных процессов.

В соответствии с уравнением (23a), интенсивность изнашивания растет с увеличением контактного давления  $p_a$ , коэффициента трения  $f$ , шероховатости поверхности (параметр  $\beta_0$ ), коэффициента взаимного перекрытия  $K_{вз}$ , параметра  $m_\tau$  и параметра Роско–Ребиндера, но она снижается, если сопротивление усталостному разрушению материала ( $\tau_f$ ) повысить. Согласно (24), поверхностно-активные вещества способствуют увеличению интенсивности изнашивания, тогда как образование окисной пленки уменьшает ее.

Аналогично (23) введем представление об объемной интенсивности повреждения — интенсивности усталостного повреждения элемента конструкции. Она определяется как неупругая (остаточная) деформация  $\Delta \epsilon_\sigma$ , приходящаяся на единицу длины окружности вала за 1 его оборот

(за 1 цикл нагружения). Если  $N_\sigma$  — усталостная долговечность, то

$$I_\varepsilon = \frac{\Delta \varepsilon_\sigma}{\pi d N_\sigma}. \quad (25)$$

Величину  $I_\varepsilon(n)$  вычисляют по (25) при любом числе циклов нагружения  $n(\sigma) \leq N_\sigma$ , если измерена неупругая деформация  $\Delta \varepsilon_\sigma(n)$ , соответствующая данной наработке  $n$ . Интенсивность усталостного повреждения можно определить по (25), используя иные характеристики (параметры) поврежденности, например, прогиб (при изгибе), длину или площадь трещины (при изучении ее развития), декремент затухания колебаний (в области малых напряжений  $\sigma \leq \sigma_{-1}$ ), относительный опасный объем  $\omega_\sigma = V_{py} / V_0$  и др.

Аналогично (23а) запишем формулу для расчета интенсивности усталостного повреждения

$$I_\varepsilon = K_\varepsilon \left( \frac{\sigma}{(1 - D_{\sigma/T}) \sigma_{-1}} \right)^{m_\sigma} \frac{1}{N_\sigma}, \quad (26)$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $m_\sigma$  — параметры кривой механической усталости, а  $D_{\sigma/T}$  — параметр, который одновременно учитывает влияние величин  $\sigma$  и  $T$  на интенсивность коррозионных процессов.

Величины  $1 - D_{\tau/T}$  и  $1 - D_{\sigma/T}$  определяются так:

$$1 - D_{\tau/T} = \left( \frac{v_{ch}}{v_{ch(\tau, T)}} \right)^{m_{\tau/T}} b_e(\tau_w, T);$$

$$1 - D_{\sigma/T} = \left( \frac{v_{ch}}{v_{ch(\sigma, T)}} \right)^{m_{\sigma/T}} b_e(\sigma, T),$$

где  $v_{ch}$  — скорость коррозии в данной среде;  $v_{ch(\tau, T)}$  и  $v_{ch(\sigma, T)}$  — скорость коррозии в той же среде при изотермической усталости (фрикционной — индекс  $\tau$ ,  $T$  и механической — индекс  $\sigma$ ,  $T$ ), а параметры  $b_e$  учитывают влияние эрозионных процессов при термосиловом ( $\sigma$ ,  $T$ ) и термофрикционном ( $\tau_w$ ,  $T$ ) нагружениях.

Используя (25), (26) и лямбда-функцию взаимодействия повреждений, получаем уравнение для оценки интенсивности повреждения силовой системы:

$$I_w = \lambda(\omega_\sigma \leftrightarrow \omega_\tau) \times$$

$$\times \left[ K_0 \left( \frac{fp_a}{(1 - D_{\tau/T}) \tau_f} \right)^{1+\beta_0 m_\tau} \frac{K_{B3}}{N_\tau} K_{RR} + \right. \quad (27)$$

$$\left. + K_\varepsilon \left( \frac{\sigma}{(1 - D_{\sigma/T}) \sigma_{-1}} \right)^{m_\sigma} \frac{1}{N_\sigma} \right].$$

После несложных преобразований имеем приближенную формулу для расчета интенсивности изнашивания силовой системы с учетом влияния процессов коррозионно-механической изотермической усталости (обратный эффект):

$$I_h(\sigma) = I_h \left[ 1 + \left( \frac{\sigma \tau_f}{\tau_w \sigma_{-1}} \frac{1 - D_{\tau/T}}{1 - D_{\sigma/T}} \right)^{m_\tau} \frac{k_0}{K_{RR}} \frac{N_\tau}{N_\sigma} \right] \Lambda_{\tau/\varepsilon}, \quad (28)$$

где  $\Lambda_{\tau/\varepsilon}$  — параметр взаимодействия повреждений при реализации обратного эффекта, и формулу для расчета интенсивности усталостного повреждения силовой системы с учетом влияния процессов фрикционно-коррозионной изотермической усталости (прямой эффект):

$$I_\varepsilon(\tau_w) = I_\varepsilon \left[ 1 + \left( \frac{\tau_w \sigma_{-1}}{\sigma \tau_f} \frac{1 - D_{\sigma/T}}{1 - D_{\tau/T}} \right)^{1+\beta_0 m_\tau} \frac{K_{RR}}{k_0} \frac{N_\sigma}{N_\tau} \right] \Lambda_{\varepsilon/\tau}, \quad (29)$$

где  $\Lambda_{\varepsilon/\tau}$  — параметр взаимодействия повреждений при реализации прямого эффекта и

$$k_0 = \frac{K_\varepsilon}{K_0} \frac{1}{K_{B3}}.$$

Выражение (28) можно переписать в форме

$$I_h(\sigma) = k_0 \left[ \frac{\bar{\rho}}{1 - D_{\sigma, T, \tau}} \right]^{1+\beta_0 m_\sigma} \frac{K_{B3}}{N_\sigma} K_{RR}, \quad (30)$$

где параметр асимметрии износоусталостного повреждения, представляемый в данном случае в виде

$$\bar{\rho} = \left( \frac{fp_a}{\tau_f} \right)^2 \cdot \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma} \right)^2 \geq 1,$$

и интегральный коррозионно-эрозионный параметр

$$1 - D_{\sigma, T, \tau} = \left( \frac{v_{ch}}{v_{ch(\sigma, T, \tau_w)}} \right)^{m_\sigma} b_e(\sigma, T, \tau_w).$$

В соответствии с формулами (28)–(30) можно различать процесс трения в зоне сжатия и процесс трения в зоне растяжения, если принять соответственно  $\pm \sigma$ . Оказывается, что процессы повреждения интенсифицируются при растягивающих циклических напряжениях и замедляются при сжимающих циклических напряжениях.

Согласно уравнениям (28)–(30) интенсивность повреждения силовой системы зависит от:

- соотношения действующих циклических и контактных напряжений ( $\sigma / \tau_w$  либо  $\tau_w / \sigma$ );
- соотношения предельных напряжений при механической и фрикционной усталости ( $\sigma_{-1} / \tau_f$  либо  $\tau_f / \sigma_{-1}$ );
- соотношения скоростей коррозионно-эрозионных процессов при изотермической фрикционной и механической усталости  $(1 - D_{\tau/T}) / (1 - D_{\sigma/T})$  либо  $(1 - D_{\sigma/T}) / (1 - D_{\tau/T})$ ;
- электрохимической активности испытуемых материалов при силовом ( $m_{\sigma/T}$ ) и фрикционном ( $m_{\tau/T}$ ) нагружениях.

ГОСТ 30638–99 [9] устанавливает (таблица 2) группы износостойкости силовых систем аналогично тому, как это предложено для пар трения. Ясно, что подобным образом можно представить и классы сопротивления усталостному повреждению силовых систем.

В статье [10] рассматриваются и другие методики оценки интенсивности повреждения силовых систем в зависимости от используемых материалов, условий нагружения.

Таблица 2 — Группы износостойкости силовых систем

$I_n(\sigma)$	$<10^{-7}$	$10^{-7} \dots 10^{-5}$	$>10^{-5}$
Группа износостойкости	A	B	C
	$>7$	$7 \dots 5$	$<5$

**Заключение.** 1. Изложены принципы проектного расчета силовых систем (определение размеров элементов, площади контакта). Показано на конкретных задачах, что диаметр  $d_{TF}$  вала, определенный по критерию трибофатики, может быть существенно меньше или больше того диаметра  $d_p$ , который был бы определен по критерию механической усталости при условии, что изгибающий момент в обоих случаях одинаков, а площадь контакта ( $A_{TF}$ ), определенная по критерию трибофатики, может быть существенно больше или меньше той площади ( $A_p$ ), которая была бы определена по критерию «чистого» трения.

2. Рассмотрена задача о выборе материала для элемента силовой системы. Для вала из условия прочности определяют допустимое напряжение  $[\sigma]_{TF}$  по критерию износоусталостного повреждения, а по нему — конкретную марку материала и его состояние, которые обеспечивают принятый запас прочности; аналогично для вкладыша подшипника из условия износостойкости определяют допустимое напряжение  $[\tau]_{TF}$  по критерию износоусталостного повреждения, выбирают конкретную марку материала и его состояние, которые обеспечивают принятый запас прочности.

3. Изложен подход к оценке величины коэффициента трения из условия, чтобы в силовой системе обеспечивался требуемый запас прочности.

4. Показана процедура определения размеров элемента силовой системы, исходя из требуемого ее ресурса.

5. Рассмотрены задачи о расчете надежности трибофатической системы и об управлении (оптимизации) процессами износоусталостного повреждения такой системы.

6. Предложена методика оценки интенсивности повреждения элементов трибофатической системы. При этом используется обобщенное представление о повреждении: это всякое изменение состава, строения, размеров, массы, объ-

ма, сплошности и, следовательно, механо-физико-химических свойств материала; разрушение (в традиционном понимании) трактуется, следовательно, как один из видов повреждения (критическое, или предельное повреждение).

Авторы приглашают специалистов к обсуждению представленных в статье подходов к расчету трибофатических систем и планируют продолжить эту тему, в том числе с применением незатронутых здесь критериев.

*Работа выполнена при поддержке Белорусского и Российского фондов фундаментальных исследований (гранты № Т14Р\_033 от 23.05.2014 и № 14\_08\_90003\_Бел\_а (РФ)), а также по заданию ГПНИ «Механика, техническая диагностика, металлургия» (подпрограмма «Металлургия»).*

### Список литературы

1. Еловой, О.М. К разработке нормативных методов расчета и проектирования трибофатических систем. Часть 1 / О.М. Еловой, А.В. Богданович // Механика машин, механизмов и материалов. — 2017. — № 4. — С. 82–88.
2. Фундаментальные закономерности достижения предельных состояний объектов при комбинированных многопараметрических воздействиях силовых факторов и термодинамической среды / Л.А. Сосновский [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2015. — № 3. — С. 79–94; № 4. — С. 76–92.
3. Шербаков, С.С. Механика трибофатических систем / С.С. Шербаков, Л.А. Сосновский. — Минск: БГУ, 2010. — 407 с.
4. Сосновский, Л.А. Механика износоусталостного повреждения / Л.А. Сосновский. — Гомель: БелГУТ, 2007. — 434 с.
5. Богданович, А.В. Прогнозирование предельных состояний силовых систем / А.В. Богданович. — Гродно: ГрГУ им. Я. Купалы, 2008. — 372 с.
6. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. — М.: Машиностроение, 1977. — 528 с.
7. Основы трибологии: учеб. / А.В. Чичинадзе [и др.]; под ред. А.В. Чичинадзе. — М.: Машиностроение, 2001. — 663 с.
8. Машиностроение. Энциклопедия / ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др.: в 40 т. — М.: Машиностроение, 1995. — Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Д.Н. Решетов [и др.]; под общ. ред. Д.Н. Решетова. — 844 с.
9. ГОСТ 30638–99. Межгосударственный стандарт. Трибофатика. Термины и определения. — Введ. с 01.01.2000. — Минск: Межгосударственный Совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999. — 24 с.
10. Богданович, А.В. Некоторые вопросы оценки ресурса силовой системы «подшипник скольжения с вкладышем — циклически деформируемый вал» / А.В. Богданович, О.М. Еловой // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Минск, 2016. — Вып. 5. — С. 218–222.

YELOVOY Oleg M., Ph. D. in Eng.

Deputy Director General for Research and Innovations

E-mail: omy@bk.ru

Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

BOGDANOVICH Alexander V., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.

Professor of the Department of Theoretical and Applied Mechanics

E-mail: bogal@tut.by

Belarusian State University, Minsk, Republic of Belarus

Received 12 July 2017.

## DEVELOPMENT OF STATUTORY METHODS FOR CALCULATION AND DESIGN OF TRIBO-FATIGUE SYSTEMS. PART 2

The paper briefly discusses the principles that can be used as a basis for the development of statutory methods for calculating and designing of tribo-fatigue systems. The implementation of such principles is illustrated by the solution of the following main tasks: determination of the required dimensions of the elements of the tribo-fatigue systems and the area of their contact; selection of materials for their manufacture; determination of the required value of the coefficient of friction to ensure a given operational reliability of the system; forecasting of durability and reliability by the criteria of tribo-fatigue, determination of wear intensity and wear resistance group; risk (safety) of operation assessment. The formulas obtained in the framework of the generalized energy theory of the limiting states of tribo-fatigue systems under the influence of volume, friction and thermodynamic loads and operating in a corrosive medium, as well as theory of reliability for such systems by the criteria of fatigue resistance, vibration, wear and erosion resistance, the concept of *L-risk* and *S-safety* are used.

**Keywords:** active system, wear-fatigue damage, strength, wear resistance, safety factor, life time, mechanical-rolling fatigue, mechanical-sliding fatigue

### References

1. Yelovoy O.M., Bogdanovich A.V. Razrabotka normativnih metodov rascheta i proektirovaniya tribofaticheskikh sistem, Chast 1 [Development of normative methods for calculation and design of Tribo-fatigue systems. Part 1]. *Mehanika mashin, mehanizmov i materialov* [Mechanics of machine, mechanisms and materials], 2017, no. 4, pp. 82–88.
2. Sosnovskiy L.A. [et al.] Fundamentalnie zakonomernosti dostizhenia predelnykh sostoyaniy obektov pri kombinirovannih mnogoparametricheskikh vozdeystviyah silovih faktorov i termodinamicheskoy sredy [Fundamental regularities of achievement of limiting states for objects at combined multiparametric influences of force factors and a thermodynamic environment]. *Mehanika mashin, mehanizmov i materialov* [Mechanics of machine, mechanisms and materials], 2015, no. 3, pp. 79–94, 2015, no. 4, pp. 76–92.
3. Sherbakov S.S., Sosnovskiy L.A. *Mehanika tribofaticheskikh sistem* [Mechanics of Tribo-Fatigue systems]. Minsk, BSU, 2011, 407 p.
4. Sosnovskiy L.A. *Mehanika iznosoustalostnogo povrezhdeniya* [Mechanics of Wear-Fatigue damage]. Gomel, BelGUT, 2007, 434 p.
5. Bogdanovich A.V. *Prognozirovanie predelnykh sostojanij silovykh sistem* [Prediction of the limiting states of power systems]. Grodno, GrGU im. Ja. Kupaly, 2008. 372 p.
6. Kragelsky I.V., Dobychin M.N., Komalov V.S. *Osnovy raschetov na trenie i iznos* [Basics of calculations for friction and wear]. Moscow, Mashinostroenie, 1977, 528 p.
7. Chichinadze A.V. [et al.] *Osnovy tribologii* [Fundamentals of tribology]. Moscow, Mashinostroenie, 2001. 663 p.
8. Reshetov D.N., Gusenkov A.P., Drozdov Yu.N. [et al.] *Mashinostroenie. Enciklopediya* [Mechanical engineering. Encyclopedia]. Moscow, Mashinostroenie, 1995, vol. IV-1. 844 p.
9. *GOST 30638-99. Mezhgosudarstvennyy standart, Tribofatika, Termini i opredeleniya* [State Standard 30638-99. Interstate standard. Tribo-fatigue. Terms and Definitions]. Minsk, Interstate Council for Standardization, Metrology and Certification, 1999. 24 p.
10. Bogdanovich A.V., Yelovoy O.M. *Nekotorye voprosy otsenki resursa silovoy sistemi "podshipnik skolzheniya s vkladichem – tsiklicheski deformiruemiy val"* [Some questions of an estimation of a resource of active system "the bearing of sliding with the loose leaf - cyclically deformed shaft"]. *Trudy OIM NAN Belarusi "Aktualnye voprosy mashinovedeniya"* [Proc. of the Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus "Topical Issues of Mechanical Engineering"], Minsk, 2016, vol. 5, pp. 218–222.