

УДК [621.833.01+621.825]:658.512

МЕТОДИКА ПРОЕКТНОЙ ОЦЕНКИ РЕСУРСА ЗУБЧАТЫХ МУФТ ПО КРИТЕРИЮ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ

Анцупов В.П., Слободянский М.Г., Анцупов А.В. (мл.), Анцупов А.В.

ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»,
Магнитогорск, e-mail: momz-magtu@yandex.ru

В статье показано, что основной причиной отказов зубчатых муфт является не возникновение трещин и поломка зубьев обоймы и втулки согласно ГОСТ 50895-96, а достижение износом зубьев на делительном диаметре предельного значения, приводящее к их постепенному отказу. Известные в справочной литературе условия контактной прочности, используемые в настоящее время в качестве критерия износостойкости, не описывают физические закономерности процессов трения и изнашивания зубьев и не могут быть применены для проектной оценки их долговечности. Поэтому для расчета ожидаемого ресурса зубчатых муфт по критерию износостойкости зубьев разработана аналитическая методика, использующая основные уравнения теории параметрической надежности технических объектов и базовые зависимости энерго-механической концепции изнашивания стационарных трибосопрежений. На её основе создан алгоритм аналитической оценки ожидаемого ресурса зубчатых муфт в зависимости от основных конструктивных и технологических параметров их эксплуатации, свойств материалов и фрикционных характеристик. Он может быть использован при сравнительном анализе и выборе наиболее долговечных технических, технологических или конструктивных решений, не прибегая к дополнительным лабораторным или промышленным исследованиям.

Ключевые слова: зубчатая муфта, привод, прогнозирование, долговечность, износ, износостойкость, ресурс

ENGINEERING ESTIMATE METHOD FOR FAILURE-FREE SERVICE LIFE OF TOOTHED CLUTCHES

Antsupov V.P., Slobodyanskiy M.G., Antsupov A.V. (jr.), Antsupov A.V.

Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, e-mail: momz-magtu@yandex.ru

The article depicts that the main reason for the toothed clutches failures is not the cracks and breakage of the cage and bush teeth according to GOST 50895-96, but achieving the limiting value by teeth crumble on the fission diameter, leading to their gradual failure. Known in the reference literature, the conditions of contact strength, which are currently used as a criterion of wear resistance, do not describe the physical laws of friction and wear processes of teeth and cannot be applied to the design evaluation of their durability. Therefore, in order to calculate the expected life of toothed clutches by the teeth wear resistance, an analytical technique has been developed that uses the basic equations of the parametric reliability theory for technical objects and the basic dependences of the energy-mechanical concept of stationary tribocoupling wear. Based on this, an estimating analytical algorithm is created for the expected resource of toothed clutches, depending on the main design and technological parameters of their operation, material properties and frictional characteristics. It can be used for comparative analysis and selection of the most durable technical, technological or design solutions without resorting to additional laboratory or industrial research.

Keywords: toothed clutch, drive, prediction, longevity, wear, wear resistance, resources

Широкое применение в приводах различных машин получили зубчатые муфты, выполняющие функцию компенсации осевых, радиальных и угловых смещений соединяемых осей и валов, общий вид и устройство которых представлены на рис. 1, а [1–3]. Они обладают высокой нагрузочной способностью, компактностью и возможностью применения в большом диапазоне передаваемых моментов. На стадии проектирования привода выбор муфт ведут по наибольшему диаметру концов соединяемых валов с уточнением максимального длительно действующего крутящего момента [1]:

$$T_{\text{раб}} = \frac{T_{\text{кр}}}{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3}, \quad (1)$$

где $T_{\text{раб}}$ – наибольший длительно действующий крутящий момент; $T_{\text{кр}}$ – номинальный

крутящий момент, принимаемый по ГОСТ 50895-96; K_1 – коэффициент, учитывающий степень ответственности передачи; K_2 – коэффициент, учитывающий условия работы; K_3 – коэффициент углового смещения.

Согласно ГОСТ 50895-96 отказ зубчатых муфт исследуемого типа может быть зафиксирован по одной из следующих причин:

- поломка зуба обоймы или втулки;
- возникновение трещин на втулках и обоймах;
- разрушение болтовых соединений;
- возникновение утечки смазочного материала.

Однако, как показывает практика, критерием предельного состояния муфты или отказа в нормальных условиях эксплуатации является предельное значение износа поверхностного слоя зубьев на делительном диаметре. Несмотря на это, проектную оценку

износостойкости осуществляют проверкой условия контактной прочности [2–4] в виде

$$p = \frac{T \cdot k_h \cdot k_{np}}{b_m \cdot d_m^2} \leq [p], \quad (2)$$

где T – крутящий момент, передаваемый муфтой;

d_m – диаметр делительной окружности зубчатого венца;

k_h – коэффициент высоты зуба;

k_{np} – коэффициент неравномерности удельной нагрузки;

$[p]$ – допускаемое давление, назначаемое в зависимости от вида термообработки зубьев.

Полагают, что если выполняется условие (2), то износостойкость зубчатой муфты будет обеспечена длительное время. Очевидно, что такой подход не позволяет моделировать процесс фрикционного взаимодействия и изнашивания зубьев, так как при расчете их износа, помимо контактных напряжений, должны быть учтены наиболее значимые параметры, такие как скорость скольжения поверхностей, параметры их шероховатости, триботехнические характеристики, физические и механические свойства материала поверхностного слоя и другие. В связи с этим целью настоящих исследований является разработка методики аналитической оценки проектного ресурса зубчатых муфт по критерию износостойкости зубьев в различных условиях эксплуатации. Её, на наш взгляд, можно построить с использованием современных достижений физической теории надежности деталей машин [5–7] и энерго-механической кон-

цепции изнашивания твердых тел [8–10], которая построена на базовых положениях молекулярно-механической [11] и структурно-энергетической [12] теорий трения.

Разработка методики прогнозирования ресурса зубчатых муфт приводов металлургических машин по критерию износостойкости зубьев

Блок-схема предлагаемой методики в виде последовательности необходимых математических операций представлена на рис. 2 и включает 10 операционных блоков.

Первый блок включает 5 групп исходных данных, при обозначении которых индекс 1 будет характеризовать зубчатую втулку, а индекс 2 – зубчатую обойму.

В первую группу входят характеристики зубчатого зацепления и параметры внешнего нагружения: число зубьев z , модуль m , ширина зубчатого венца втулки b_1 (длина зуба) (см. рис. 1, б, в), угол перекося осей соединяемых валов α , крутящий момент, передаваемый муфтой $M_{кр}$, частота вращения муфты n , температура зубчатого зацепления муфты T_0 , коэффициент ψ , учитывающий неравномерность распределения давлений в соединении (обычно 0,7...0,8) [13].

Вторая группа включает характеристики шероховатости поверхности зубьев муфты по ГОСТ 50895-96: среднеарифметическое отклонение профиля $R_{a(1,2)}$, наибольшая высота профиля $R_{max(1,2)}$, параметры опорной кривой поверхности $b_{1,2}$ и $v_{1,2}$, радиус кривизны вершин микровыступов поверхности $r_{1,2}$.

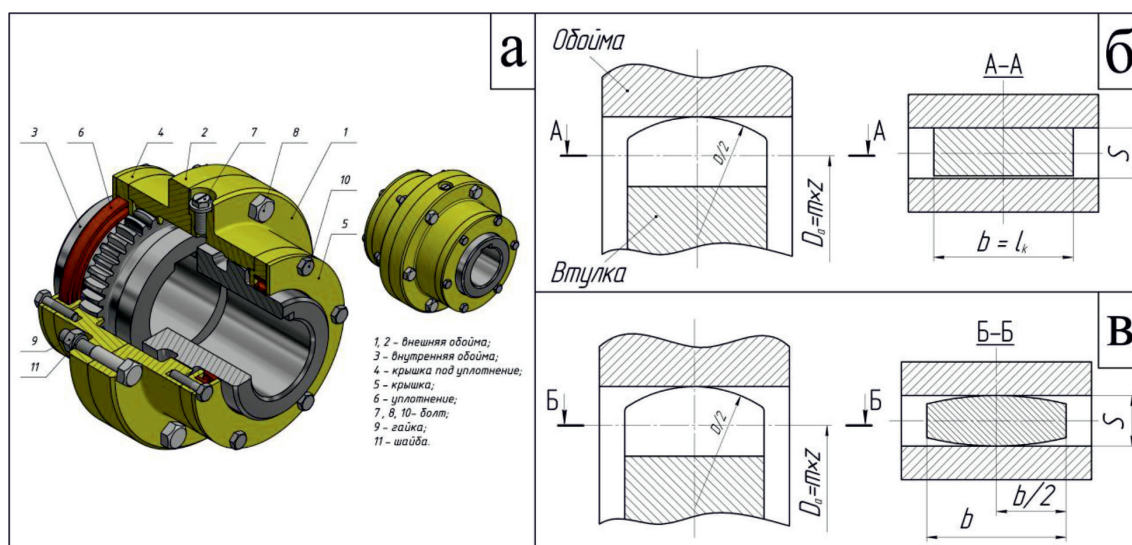


Рис. 1. Общий вид и устройство зубчатой муфты (а), форма зубьев втулки с линейными (б) и криволинейными образующими (бочкообразные зубья) (в)

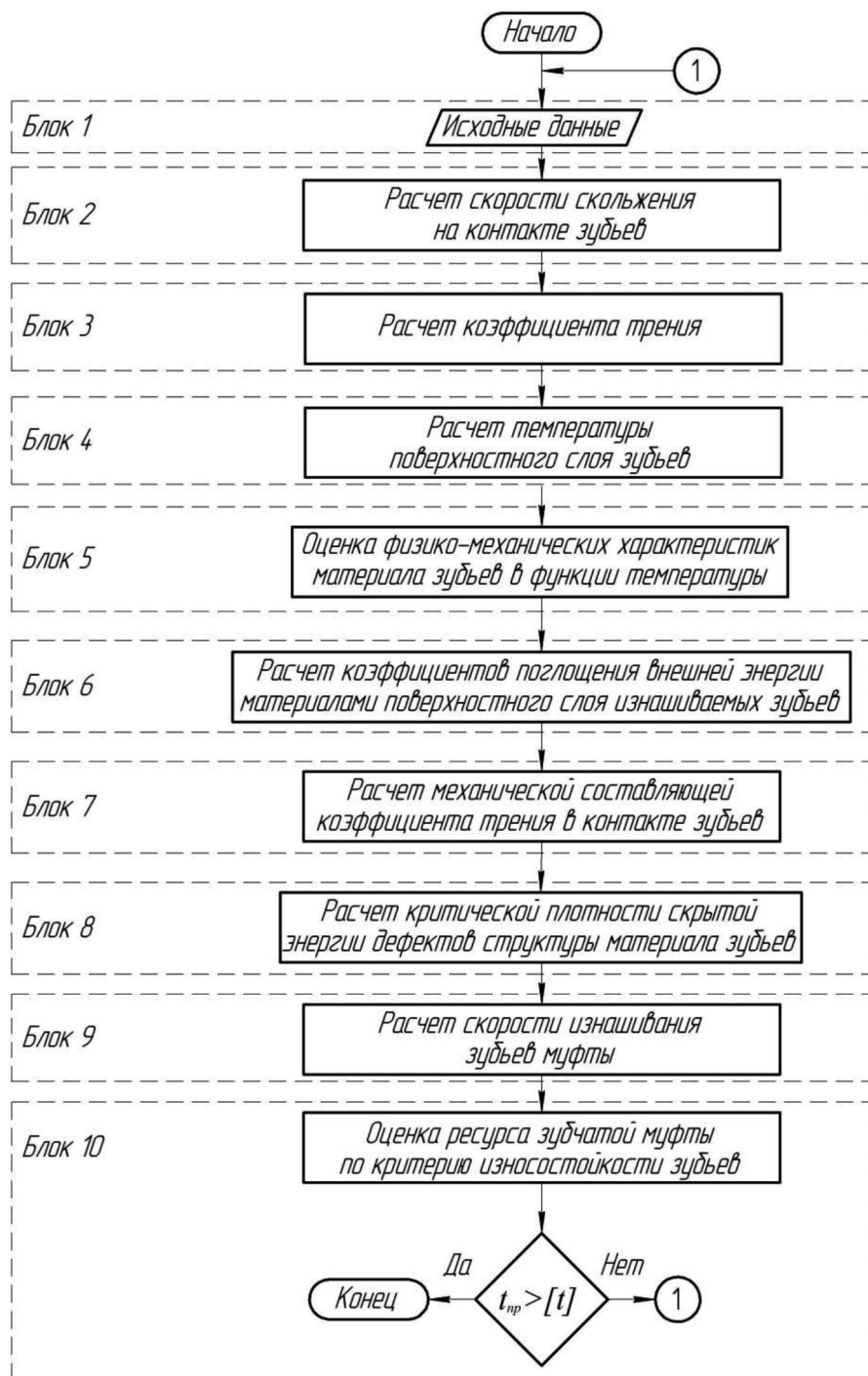


Рис. 2. Блок-схема процесса аналитической оценки ресурса зубчатой муфты по критерию износостойкости зубьев

В третьей группе задают физико-механические характеристики материалов зубьев муфты: модуль упругости $E_{1,2}$, коэффициент Пуассона $\mu_{1,2}$, предел пропорциональности $\sigma_{пл(1,2)}$, предел текучести $\sigma_{Т(1,2)}$, твердость по Виккерсу $HV_{1,2}$, коэффици-

ент гистерезисных потерь при растяжении $\alpha_{Гр(1,2)}$, плотность материала $\rho_{1,2}$ втулки и обоймы соответственно.

Четвертая группа включает теплофизические характеристики материалов зубьев: коэффициент теплопроводности $\lambda_{1,2}$, коэф-

коэффициент теплоотдачи поверхности трения $\alpha_{1,2}$, удельную теплоемкость $c_{1,2}$, энтальпию плавления $\Delta H_{S(1,2)}$.

В пятую группу входят фрикционные характеристики трибосопряжения зубьев: касательное напряжение межмолекулярного сцепления τ_0 и коэффициент упрочнения молекулярной связи β [11].

Во втором блоке методики оценивается значение скорости относительного скольжения рабочих поверхностей с учетом наибольшего смещения точек зубьев по зависимости работы [13]:

$$V_{\text{ск}} = \frac{\alpha \cdot n \cdot D_a}{60} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{l}{D_a}\right)^2}, \quad (3)$$

где $D_a = m \cdot z$ – делительный диаметр окружности зубьев втулки; n – частота вращения муфты;

α – угол перегиба осей соединяемых валов; l – длина соединения зубчатой втулки и обоймы.

В третьем блоке алгоритма производится расчет коэффициента трения в зависимости от вида напряженного состояния поверхностного слоя зубьев по известной методике И.В. Крагельского [11]:

– при упругом состоянии, если $p_{c(1)} < \sigma_{\text{нц}(1)}$:

$$f = 2,4 \cdot \tau_0 \cdot \left(\theta_1^4 / (p_{cp} \cdot \Delta_2^2)\right)^{0,2} + \beta + 0,2 \cdot \alpha_{\Gamma} \cdot (p_{cp} \cdot \Delta_2^2 \cdot \theta_1)^{0,2};$$

– при упруго-пластическом состоянии, если $\sigma_{\text{нц}(1)} < p_{c(1)} < \sigma_{T(1)}$:

$$f = 1,25 \cdot \tau_0 \cdot \left(\theta_1^2 / (p_{cp} \cdot \Delta_2)\right)^{1/3} + \beta + 0,4 \cdot \alpha_{\Gamma} \cdot (p_{cp} \cdot \Delta_2 \cdot \theta_1)^{1/3};$$

– при пластическом состоянии, если $\sigma_{T(1)} < p_{c(1)} < HB_1$:

$$f = \tau_0 / HB_1 + \beta + 0,9 \cdot (p_{cp} \cdot \Delta_2 / HB_1)^{0,5},$$

где $\theta_{1,2} = (1 - \mu_{1,2}^2) / E_{1,2}$ – упругая постоянная материала втулки и обоймы;

$p_{c(1)} = \sigma_{T(1)} \cdot (p_{cp} / \sigma_{T(1)})^{p_{cp} / \sigma_{T(1)}}$ – контурное давление (напряжение) в поверхностном слое зубьев втулки [14]; $\sigma_{\text{нц}(1)}$ – предел пропорциональности материала зубчатой втулки; p_{cp} – средние контактные давления между зубьями; α_{Γ} – коэффициент гистерезисных потерь материала зубьев; $\Delta_2 = R_{\text{max}(2)} / (r_2 \cdot b_2^{1/2})$ – комплексная характеристика шероховатости поверхности зубьев обоймы.

При оценке средних контактных давлений принимаем, что нагрузка распре-

деляется равномерно между всеми зубьями и контакт происходит в пределах всей длины b и рабочей высоты $h_k = m + 0,8 \cdot m$ (см. рис. 1, б, для зубьев с линейными образующими), которая складывается из высот головок зуба втулки и зуба обоймы. Поэтому средние контактные давления между зубьями можно определить по зависимости работ [13]:

$$p_{cp} = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{D_a \cdot z \cdot h_k \cdot b_1 \cdot \psi}, \quad (4)$$

где b_1 – ширина зубчатого венца втулки; h_k – высота контакта зубьев; ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давлений в зубчатом соединении [13].

В четвертом блоке рассчитываем температуру поверхностного слоя зубьев по методике А.В. Чичинадзе [15]:

$$T_{1,2} = (f \cdot p_{cp} \cdot V_{\text{ск}} / (\lambda_2 \cdot m_2 + \lambda_1 \cdot m_1)) + T_{0(1,2)}, \quad (5)$$

где $T_{0(1,2)}$ – исходная температура материала зубьев втулки и обоймы соответственно;

$m_{1,2} = \sqrt{\alpha_{1,2(1,2)} \cdot u_{1,2}^{yd} / (\lambda_{1,2} \cdot A_{T1,2}^{yd})}$ – параметр, определяемый геометрическими характеристиками зубьев втулки и обоймы соответственно [15]; $A_{T(1,2)}^{yd}$ – удельная площадь трения зубьев втулки и обоймы; $u_{1,2}^{yd}$ – периметр удельной площади контакта зубьев втулки и обоймы соответственно.

В пятом блоке алгоритма оцениваются физико-механические характеристики материала зубьев в функции температуры поверхностного слоя ($E_{1,2}(T)$, $\mu_{1,2}(T)$, $\sigma_{T(1,2)}(T)$, $HV_{1,2}(T)$).

Коэффициент Пуассона материалов зубьев втулки и обоймы:

$$\mu_{1,2}(T_{1,2}) = \mu_{1,2} \cdot e^{-0,0005 \cdot T_{1,2}}. \quad (6)$$

Модуль упругости материалов зубьев втулки и обоймы:

$$E_{1,2}(T_{1,2}) = E_{1,2} \cdot e^{-0,0007 \cdot T_{1,2}}. \quad (7)$$

Упругие постоянные материалов зубьев втулки и обоймы:

$$\theta_{1,2}(T_{1,2}) = (1 - \mu_{1,2}^2(T_{1,2})) / E_{1,2}(T_{1,2}). \quad (8)$$

Коэффициенты поглощения внешней энергии поверхностным слоем зубьев втулки в шестом блоке (рис. 2) определяем по методике работы [9]:

$$v_1 = 1 - (K_{\epsilon} \cdot R_{a1}^{1/3} + 1)^{-1};$$

$$K_{\epsilon} = \theta_1^{2/3} / (\theta_2^{2/3} \cdot R_{a2}^{1/3}). \quad (9)$$

В седьмом блоке рассчитываем механическую составляющую коэффициента трения [9] в установившемся режиме трения

в зависимости от вида напряженного состояния поверхностного слоя зубьев:

– при упругом состоянии

$$f_{\text{мех}} = 0,2 \cdot \alpha_{\Gamma(1)} \cdot \Delta_{\text{пр}}^2 \cdot (p_{\text{ср}} \cdot \theta_1(T_1))^{\frac{1}{5}};$$

– при упругопластическом:

$$f_{\text{мех}} = 0,4 \cdot \alpha_{\Gamma(1)} \cdot \Delta_{\text{пр}} \cdot (p_{\text{ср}} \cdot \theta_1(T_1))^{\frac{1}{3}};$$

– при пластическом напряженном состоянии:

$$f_{\text{мех}} = 0,9 \cdot (\Delta_{\text{пр}} \cdot p_{\text{ср}} / HB_1)^{0,5}.$$

Комплексный показатель шероховатости приработанной поверхности зубьев втулки [11]:

$$\Delta_{\text{пр}} = 16 \cdot (\tau_0 / \alpha_{\Gamma(2)})^{5/4} \cdot \theta_2(T_2)^{3/4} \cdot p_{\text{ср}}^{-1/2}. \quad (10)$$

В восьмом блоке алгоритма критическая плотность скрытой энергии дефектов поверхностного слоя зубьев втулки и обоймы оцениваем по зависимостям работ [9, 10, 12]:

$$u_{e(1,2)}^* = \Delta H_{S(1,2)} - (u_{T(1,2)} - u_{e0(1,2)}), \quad (11)$$

где $u_{e0(1,2)}$ – исходная плотность скрытой составляющей внутренней энергии материала поверхностного слоя зубьев втулки и обоймы соответственно; $u_{T(1,2)} = \int_0^{T_{1,2}} \rho_{1,2} \cdot c_{1,2} \cdot dT_{1,2}$ – энтальпия материала зубьев температуре поверхностного слоя T .

В девятом блоке алгоритма, для оценки скорости изнашивания зубьев, используем базовое уравнение энерго-механической концепции разрушения поверхностного слоя [12], которое для рассматриваемой пары трения примет вид

$$\dot{\gamma} = v_{1,2} \cdot f_{\text{мех}} \cdot p_{\text{ср}} \cdot V_{\text{ск}} / u_{e(1,2)}^*. \quad (12)$$

На заключительном этапе методики (блок 10, рис. 2) ресурс зубчатой муфты по критерию износостойкости зубьев определяем как отношение величины предельного износа, установленного согласно [1] к расчетному значению скорости изнашивания в установившемся режиме трения:

$$t_{\text{пр}} = [h] / \dot{\gamma}. \quad (13)$$

При проектировании привода металлургической машины рекомендуется производить сравнение расчетного ресурса муфты по критерию износостойкости с установленным нормативно-технической документацией. В случае если расчетный ресурс $t_{\text{пр}}$ меньше установленного $[t]$, то необходимо внести коррективы в исходные данные и повторить расчет.

Совокупность уравнений (1)–(13) представляет собой аналитическую методику оценки ресурса зубчатых муфт по критерию износостойкости зубьев. Она позволяет на стадии проектной разработки или эксплуатации привода металлургической машины проводить сравнительный анализ различных вариантов конструкции и модификаций муфт в предполагаемых условиях нагружения по условию максимальной долговечности. Существенным преимуществом предлагаемой методики является возможность её использования без проведения экспериментальных исследований.

Выводы

1. В работе показано, что основной причиной отказа зубчатых муфт является не условие контактной прочности, а предельное значение износа, так как уравнения для расчета контактных напряжений не позволяют адекватно описать процессы трения и изнашивания зубьев.

2. На основе современных достижений теории параметрической надежности технических объектов, кинетического подхода к разрушению твердых тел и энерго-механической концепции изнашивания сформулирована аналитическая методика оценки ресурса зубчатых муфт по критерию износостойкости зубьев.

3. Методика позволяет выбирать наиболее долговечные варианты конструкций на основе теоретического анализа влияния технологических и конструктивных параметров на величину проектного ресурса.

Список литературы

1. ГОСТ Р 50895-96. Муфты зубчатые. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1996. – 19 с.
2. Кузьмин А.В. Расчеты деталей машин: справ. пособие / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 400 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин: учебник для академического бакалавриата / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 15-е изд., испр. и доп. – М.: Издательство Юрайт, 2014. – 408 с.
4. Иванов М.Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 12-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.
5. Царёв А.М. Надежность и диагностика технологического оборудования: учеб. пособие / А.М. Царёв. – Тольятти: Изд-во ТГУ, 2013. – 128 с.
6. Анцупов А.В. (мл.) Аналитический метод проектной оценки ресурса элементов металлургических машин / А.В. Анцупов (мл.), А.В. Анцупов, В.П. Анцупов // Известия вузов. Черная металлургия. – 2017. – Т. 60, № 1. – С. 30–35.
7. Antsupov A.V., Antsupov V.P., Antsupov A.V. Estimation and assurance of machine component design lifetime / Procedia Engineering. 2016. T. 150. pp. 726–733. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.094.

8. Современная трибология: итоги и перспективы / Отв. ред. К.В. Орлов. – М.: Издательство ЛКИ, 2008. – 480 с.
9. Федоров В.В. Основы эргодинамики и синергетики деформируемых тел / В.В. Федоров; под ред. С.В. Федорова. – Калининград: Изд-во ФГБОУ ВПО «КГТУ», 2014. – Ч. III. Основы эргодинамики деформируемых тел. – 222 с.
10. Оценка ресурса деталей и узлов металлургических машин на стадии их проектирования и эксплуатации: учебное пособие / А.В. Анцупов (мл.), М.Г. Слободянский, В.П. Анцупов, А.В. Анцупов. – Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2018. – 211 с.
11. Дроздов Ю.Н., Юдин Е.Г., Белов А.И. Прикладная трибология (трение, износ, смазка) / Под ред. Ю.Н. Дроздова. – М.: «Эко-Пресс», 2010. – 604 с.
12. Анцупов А.В. Энерго-механическая концепция прогнозирования ресурса узлов трения по критерию износостойкости элементов / А.В. Анцупов (мл.), А.В. Анцупов, В.П. Анцупов, М.Г. Слободянский, В.А. Русанов // Трение и износ. – 2016. – Т. 37, № 5. – С. 510–516.
13. Яковлев Р.А. Расчет на износ узлов трения прокатных станов: учебное пособие по курсу «Основы динамики и надежности прокатных станов» / Под ред. А.Г. Колесникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 52 с.
14. Хохлов В.М. Расчет площадей контакта, допускаемых напряжений, износа и износостойких деталей машин / В.М. Хохлов. – Брянск: БГТУ, 1999. – 104 с.
15. Амосов А.П. Теплофизические модели трения инертных и взрывчатых материалов / А.П. Амосов. – М.: Машиностроение, 2011. – 363 с.