

это целенаправленное использование материалов, исходя из их механических свойств, а также внесение необходимых конструктивных изменений.

Выводы. Поставлена и решена задача о напряженно–деформированном состоянии промежуточных тел качения применительно к механическим передачам с круговым зубчатым зацеплением. В качестве промежуточных тел качения приняты полые тонкостенные цилиндрические ролики, напряженно–деформированное состояние которых рассматривается в соответствии с моментной теорией оболочек. Решение математической модели получено через принцип виртуальных перемещений, в результате чего установлены допустимые границы радиальной деформации промежуточных тел качения, исходя из максимальной нагрузочной способности механической передачи.

Список литературы: 1. Стрельников В. Н. Взаимодействие упругих роликов с вогнутыми зубьями близкой кривизны. — М.: Машиностроение, 1992. — 322 с. 2. Стрельников В.Н. Перспективные направления развития механических приводов тяжёлых машин. (Часть 2). — М.: ВНИИМЕТМАШ, 1990. — 97с.

Сдано в редакцию 23.01.08

ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РАБОТАЮЩИХ В СРЕДАХ С НАЛИЧИЕМ АБРАЗИВА

Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И.

(ЗАО НКМЗ, г. Краматорск, Украина)

Bases of a quantitative estimation of wear resistance of hard loaded tooth gearings working in environments with abrasive presence are developed. These are tooth gearings built in it is mountain - ore and other equipment which is let out by branch heavy engineering.

Отсутствие достоверных расчетных методик снижает эффективность проектных работ из-за необоснованного завышения запасов прочности, вызывает применение и перерасход дорогих материалов, увеличивает габаритно–весовые характеристики и себестоимость изделий, не способствует повышению качества и конкурентных свойств выпускаемой продукции [1, 2]. Наиболее ощутима эта проблема в тяжелом машиностроении, где масса изделий исчисляется десятками и сотнями тонн, а в условиях единичного и мелкосерийного производства еще и осложняются условия проведения экспериментальных исследований, в т.ч. из-за высокой стоимости. Поэтому разработка уточненных расчетных методик деталей машин представляет актуальную проблему для отрасли тяжелого машиностроения.

Цель работы состоит в том, чтобы установить закономерности фактического износа высоконагруженных зубчатых передач, работающих в средах с наличием абразива, в зависимости от конструктивных форм, геометрических и кинематических факторов зубчатого зацепления, а также физико–механических свойств поверхностей зубьев и параметрических характеристик абразива.

В основе методики оценки износостойкости тяжело нагруженных зубчатых передач, работающих в средах с наличием абразива, лежит концепция контактного взаимодействия активных поверхностей зубьев с абразивными частицами, притом учитываются физико–механические свойства и геометрические параметры сопряженных элементов [3]. Скорость движения абразивной частицы определяется как линейная комбинация скоростей скольжения контактирующих поверхностей V_1 и V_2

$$V = \alpha V_1 + \beta V_2, \quad (1)$$

где α и β - вероятности закрепления абразивной частицы соответственно на поверхностях 1 и 2. Средние значения α и β принимаются обратно пропорциональными твердости сопряженных поверхностей

$$\alpha = \frac{H_2}{H_1 + H_2}, \quad \beta = \frac{H_1}{H_1 + H_2}. \quad (2)$$

При условии $H_1 = H_2$, вероятности закрепления частицы $\alpha = \beta = 0,5$.

Перемещение абразивной частицы в контакте X связано с геометрическими параметрами и твердостью сопряженных поверхностей

$$X = \sqrt{\frac{\rho^*}{R}} h \frac{H_1 + H_2}{H_1} \xrightarrow{\alpha=\beta=0,5} X = 2 \sqrt{\frac{\rho^*}{R}} h, \quad (3)$$

где R - радиус рассматриваемой абразивной частицы; $\rho^* = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ - приведенный радиус кривизны сопряженных поверхностей в контакте.

Величина износа сопряженных поверхностей в контакте, производимая абразивной частицей, пропорциональна длине "следа" ($L_1 - L_2$) оставленного этой частицей

$$L_1 = V_{01} T, \quad L_2 = V_{02} T, \quad (4)$$

где $V_{01} = \beta (V_1 - V_2)$, $V_{02} = \alpha (V_1 - V_2)$ - относительные скорости перемещения частицы; T - время пребывания абразивной частицы в контакте:

$$T = \frac{X}{V} \xrightarrow{\alpha=\beta=0,5} T = \sqrt{\frac{\rho^*}{R}} \frac{h}{V_1 + V_2}. \quad (5)$$

Тогда

$$L_1 \cong L_2 = \sqrt{\frac{\rho^*}{R}} \cdot h \cdot \frac{|V_1 - V_2|}{V_1 + V_2}. \quad (6)$$

Получим коэффициент K учитывающий влияние геометрических и кинематических факторов сопряжения поверхностей зубьев на износ зубчатых передач

$$K = 2 \cdot \sqrt{\frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}} \cdot \frac{|V_1 - V_2|}{V_1 + V_2}. \quad (7)$$

В качестве примера для практических целей рассмотрим передачи с эвольвентными зубьями и с зацеплением Новикова. Для эвольвентной передачи выражение (7) примет вид:

$$K_{\vartheta} = \sqrt{2 \frac{m_n (z_1 + z_2) \sin \alpha_w}{\cos \beta}} \cdot \bar{y}_u, \quad (8)$$

$$\text{где } \bar{y}_u = \frac{y_{u_1} (\chi_1 - \chi_P) + y_{u_2} (\chi_P - \chi_2)}{3 (\chi_2 - \chi_1)}; \quad \chi_1 = 1 - \frac{\sqrt{d_{a_2}^2 - d_{b_2}^2}}{2a_u \sin \alpha_{t_w}}; \quad \chi_2 = 1 - \frac{\sqrt{d_{a_1}^2 - d_{b_1}^2}}{2a_u \sin \alpha_{t_w}};$$

$\chi_P = \frac{z_1}{z_1 + z_2}$; d_{a_1}, d_{a_2} – диаметры окружностей выступов; d_{b_1}, d_{b_2} – диаметры основных окружностей; a_u – межосевое расстояние; β – угол наклона зубьев; α_{t_w} – угол зацепления; для шестерни:

$$y_{u_1} = \sqrt{\chi_1 (1 - \chi_1)} \cdot \frac{\chi_1 - (1 - \chi_1) \cdot u}{\chi_1}; \quad y_{u_2} = \sqrt{\chi_2 (1 - \chi_2)} \cdot \frac{\chi_2 - (1 - \chi_2) \cdot u}{\chi_2};$$

для колеса:

$$y_{u_1} = \sqrt{\chi_1 (1 - \chi_1)} \cdot \frac{\chi_1 - (1 - \chi_1) \cdot u}{(1 - \chi_1) \cdot u}; \quad y_{u_2} = \sqrt{\chi_2 (1 - \chi_2)} \cdot \frac{\chi_2 - (1 - \chi_2) \cdot u}{(1 - \chi_2) \cdot u}.$$

Рассмотрим уровень влияния конструктивных факторов на износ активных поверхностей зубьев в передачах Новикова, в соответствии с чем представим коэффициент K по формуле (7) в следующем виде

$$K_u = 4\sqrt{2} \cdot k \cdot \sqrt{\frac{m(I+u)}{z_1 \cdot \sin \alpha}}; \quad (9)$$

где k – коэффициент пофиля зуба, равный отношению радиуса профиля зуба в нормальном сечении к модулю; α – номинальный угол зацепления; u – передаточное отношение.

Оценку скорости износа зубьев можно производить, исходя из условий абразивного воздействия A , физико-механических свойств материала M и геометрических параметров

$$I_{I(2)} = 4 \cdot 10^2 \frac{A \cdot K_{I(2)}}{M_{I(2)}}, \quad (10)$$

где $A = \varepsilon^{\frac{2}{3}} \cdot R^{0,5} \cdot \sigma^{2,5}$; ε – концентрация абразивных примесей; R – средний радиус абразивных примесей; σ – предел прочности абразивной частицы; $M_{I(2)} = \delta^t_{I(2)} \cdot HB_{I(2)}^{1,5} \cdot HB_{2(I)}$; δ – относительное удлинение при растяжении;

$t \cong 2,5HB$ – коэффициент контактно – фрикционной усталости, зависит от твердости поверхностей зубьев.

Выводы. Полученные результаты позволяют уточнить оценку износостойкости, нагрузочной способности и ресурса работы зубчатых передач работающих в экстремальных условиях, обусловленных присутствием абразива в смазке. В подобных условиях, при выборе допустимых напряжений по контактной выносливости, не достаточно руководствоваться только физико–механическими свойствами материала и термообработкой зубьев, но и следует учитывать характер фактического скольжения активных поверхностей в контакте, в т.ч. параметрические свойства абразива.

Список литературы: 1. Курмаз Л.В., Калинин П.Н. Особенности прочностного расчета открытых зубчатых передач // // Вестник НТУ “ХПИ”: Сб. научных трудов. – Харьков, 2004. - № 30. – с. 35 – 37. 2. Гутыря С.С., Мотулько Б.В. Комплексное влияние смазки на технический уровень передач зацеплением. – Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2007. Вып. 34. – с. 83 –90. 3. Приймаков А.Г., Устиненко А.В., Приймаков Г.А. Математическая модель анализа напряженно–деформированного состояния поверхностного слоя его устойчивости на поверхностях трения при определении допускаемых напряжений // Вестник НТУ “ХПИ”: Сб. научных трудов. – Харьков, 2005. - № 40. – с. 65 – 76.

Сдано в редакцию 23.01.08

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ ДЕФОРМАЦИИ УПРУГИХ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ТЕЛ КАЧЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И.
(ЗАО НКМЗ, г. Краматорск, Украина)

Potential energy of deformation of bodies used as elastic intermediate links high-rate trickling mechanical transfers is defined. Intermediate links presented in the form of cylindrical covers loaded with the normal concentrated forces.

Промежуточные тела качения (ПТК) расширяют функциональные возможности геометрического синтеза зубчатого зацепления, позволяя абстрагироваться от основной теоремы Эйлера–Савари в пределах упругих деформаций промежуточных звеньев. Одновременная работа в зацеплении достаточно большого количества зубьев (до 25 ... 30 %) достигается за счет упругих деформаций ПТК, что служит стабилизирующим фактором постоянства заданного передаточного отношения. Уровень деформации ПТК во многом определяет качественные параметры и работоспособность кругового зубчатого зацепления [1], что обуславливает актуальность исследования данного вопроса.

Целью работы является определение потенциальной энергии деформации ПТК с тем, чтобы исключить их остаточные деформации при высоких нагрузках механических передачах. Для достижения поставленной цели разработана математическая модель напряженно–деформированного состояния ПТК, получены необходимые математические аналоги исследуемых зависимостей.

ПТК могут быть различной формы. При этом полые тонкостенные цилиндры конструктивно и технологически просты, имеют сравнительно высокую радиальную податливость и могут воспринимать значительные по величине нагрузки. В соответствии с изложенным, в качестве ПТК высоконагруженных механических