

К расчету зубчатых и червячных передач при переменных режимах нагружения

В статье рассмотрены основные причины выхода из строя передач зацеплением: контактные разрушения активных поверхностей звеньев, износ, задиры по боковым поверхностям зубьев и излом. Проанализирован существующий метод расчета на контактную и изгибную прочность прямозубых и косозубых цилиндрических передач в зависимости от режимов работы и нагружения, который обеспечивает предупреждение отказов за заданный срок службы по двум критериям: прогрессивному выкрашиванию активных поверхностей зубьев и их поломке (износу). Данный метод распространяется на силовые зубчатые передачи со стальными зубчатыми колесами. Обоснована необходимость создания метода расчета по износу передач зацеплением червячного типа с учетом переменного режима нагружения. Метод расчета позволит по известной интенсивности изнашивания материала, а также по заданному суммарному предельному износу, установленному для соответствующего типа передач зацеплением, определять ресурс передачи или по известной долговечности передачи найти среднюю интенсивность изнашивания материалов звеньев пары. На примере типовых графиков нагружения привода механизмов закрытия и открытия запорной арматуры, полученных на основе экспериментальных данных, приведена методика расчета суммарной величины износа зубьев колеса передачи червячного типа (спироидной) в различных режимах: при закрытии и открытии с учетом переменного режима нагружения. Представленная методика позволит более точно прогнозировать сроки эксплуатации передач червячного типа с учетом изменения нагрузки и длительности ее действия, режима и условий эксплуатации, установленных в различных машинах и механизмах, в том числе подъемно-транспортных, строительных и дорожных.

Ключевые слова: износ, интенсивность изнашивания, передачи зацеплением, ресурс, спироидная передача.

Причинами выхода из строя зубчатых и червячных колес являются контактные разрушения активных поверхностей звеньев, износ, задиры по боковым поверхностям зубьев и излом зубьев (поломка). Контактные разрушения зубьев являются основной причиной выхода из строя зубчатых колес цилиндрических и конических передач, работающих с жидкой смазкой. Они проявляются в выкрашивании материала на контактной поверхности и могут быть ограниченными и прогрессирующими. Прогрессирующее выкрашивание проявляется у закаленных зубчатых колес и достигает значительных размеров. Для упрочненных с поверхности зубьев может наблюдаться глубинное контактное разрушение в виде отслаивания крупных участков упрочненного слоя металла [1–5].

Основные причины контактных разрушений зубьев: концентрация нагрузки по длине и профилю зубьев для закаленных колес; дефекты изготовления деталей передачи и их сборки; упругие деформации деталей, обусловленные их недостаточной жесткостью; неблагоприятное воздействие на зубья смазки. Концентрация нагрузки проявляется в большинстве случаев у одного края зубьев, вызывая разрушение поверхности в этом месте (чаще всего у конических зубчатых колес).

Неблагоприятное воздействие смазки проявляется в эрозионных повреждениях поверхности, следствием чего является повышение локальных напряжений и разрушение [4].

Изнашивание и заедание зубьев по их боковым поверхностям происходит из-за недостаточной несущей способности масляного слоя, разрывов масляной пленки в местах контакта, отсутствия и прекращения подачи смазки, несоответствия сорта смазки режиму работы, ее загрязненности и др. [5].

Износ зубьев является причиной отказа зубчатых колес как открытых, так и закрытых передач, работающих в среде, засоренной абразивными частицами.

Задир возникает вследствие молекулярного сцепления материалов на участках разрыва масляной пленки и вырыва частиц материала. Он происходит обычно при сочетании высоких давлений в зоне контакта и больших окружных скоростях [6].

Разрушение (излом) зубьев, как правило, усталостное, также является распространенным видом выхода из строя зубчатых колес. Излом начинается и прогрессирует на переходной поверхности зуба. Причины поломки зубьев: локальные механические дефекты (раковины, включения и др.); значительная концентрация нагрузки по профилю и длине

зубьев; пиковая нагрузка, возникающая при эксплуатации транспортных и транспортно-технологических машин.

Принципиальное отличие передач червячного типа заключается в том, что в любой точке контакта активных поверхностей звеньев пары происходит относительное скольжение. Величина скорости скольжения растет с увеличением передаточного отношения. Поэтому основные виды повреждений передач червячного типа – это износ (рис. 1, 2, а [7]) и заедание (рис. 2, б [8]), а не усталостное выкрашивание зубьев, как у зубчатых передач [9].

Расчет на прочность прямозубых и косозубых цилиндрических передач стандартизован ГОСТ 21354–87 [10]. Метод распространяется на силовые зубчатые передачи со стальными зубчатыми колесами, соответствующими исходному контуру по ГОСТ 13755–81, встроенные или выполненные в виде самостоятельных агрегатов, работающие со смазыванием в закрытом корпусе в пределах температур окружающего воздуха от –40 до 100 °С.

ГОСТ 21354–87 содержит методы расчета зубчатых передач на прочность активных (рабочих) поверхностей зубьев и на прочность зубьев при изгибе. Оба вида расчета учитывают действие максимальной нагрузки на контактную выносливость и на выносливость зубьев при изгибе.

Режимы работы характеризуют действующие нагрузки F_{ti} , соответствующие им частоты вращения $n_{(i)}$, мин^{–1}, число циклов перемен напряжений $N_{(i)}$ за полный срок службы передачи (рис. 3) [10, 11].

Данные о F_{ti} ; $n_{(i)}$; $N_{(i)}$ приводят в прямоугольной системе координат, в которой по горизонтальной оси откладывают значение количества циклов N . Вверх от оси N откладывают значения окружных сил F_t , отнесенные к делительным окружностям ($F_t = 2T_j / d_j$), а вниз – значения частот вращения $n_{(i)}$, мин^{–1}. Участку циклограммы OA рассчитываемого зубчатого колеса соответствует $N \leq N_{H(F)limj}$, где $N_{H(F)limj}$ – число циклов перемен напряжений, соответствующее перегибу кривой кон-

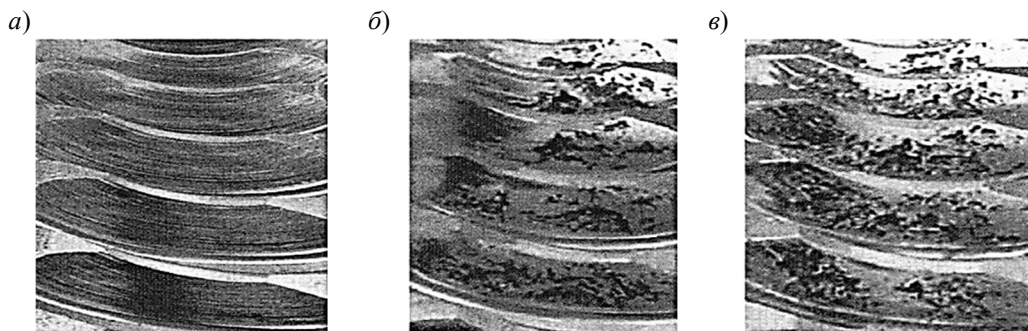


Рис. 1. Износ зубьев червячных колес при использовании различных масел:
 а – масло Tivela S 320, микропиттинг 0 %; б – масло Tivela A 320, полигликолиевое, микропиттинг 15 %;
 в – масло Tivela B 320, полигликолиевое, микропиттинг 50 %

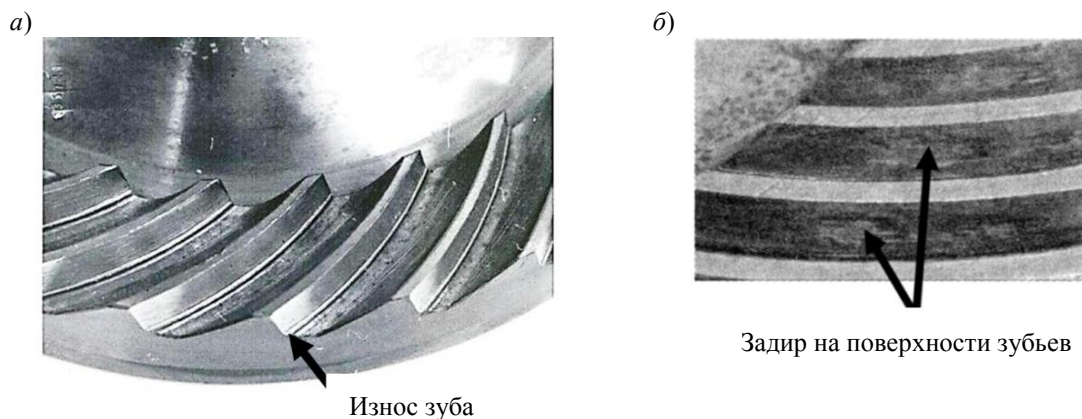


Рис. 2. Спироидные колеса:
 а – износ зуба; б – задир на поверхности зубьев

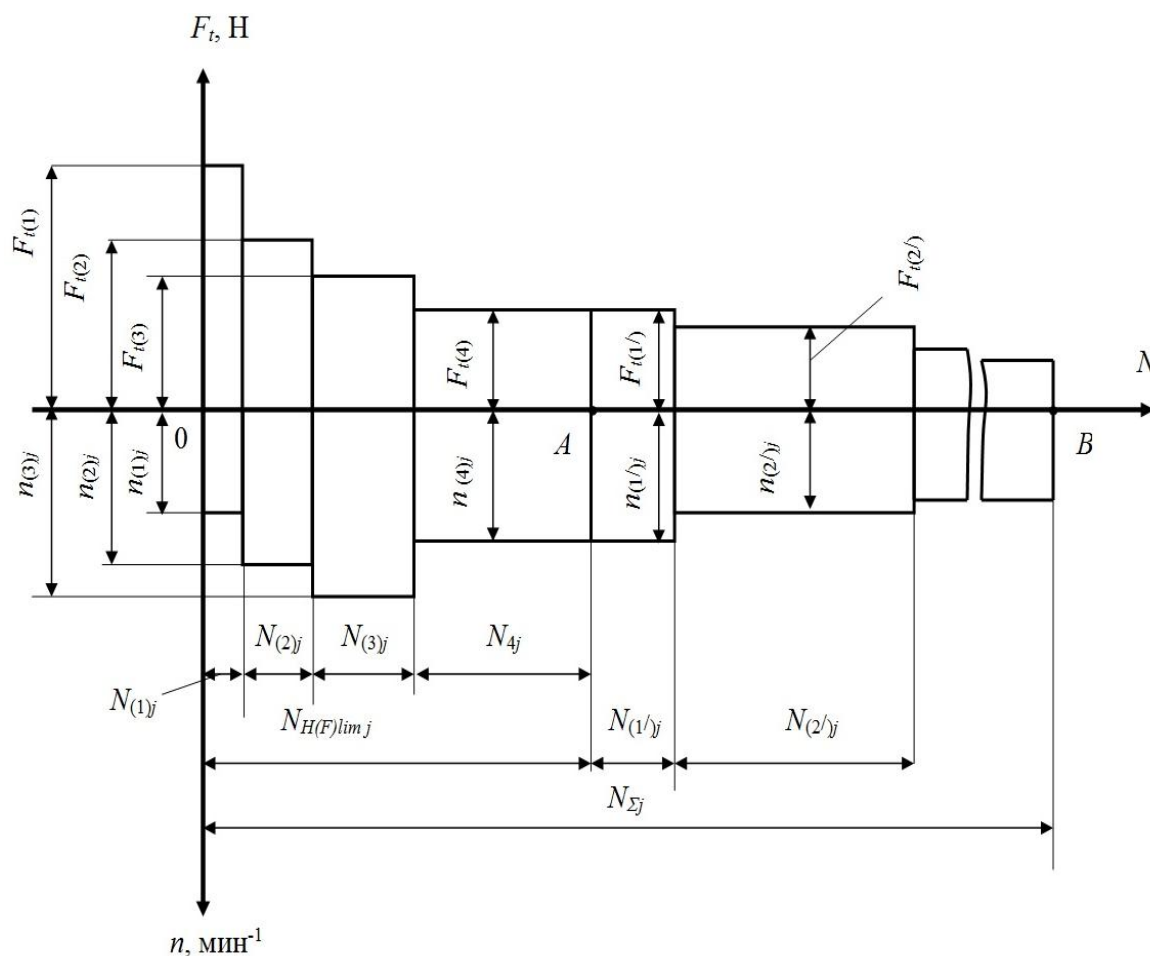


Рис. 3. Циклограмма, характеризующая режим работы зубчатой пары

тактной (изгибной) усталости. Участку OB соответствует число циклов $N_{\Sigma j}$ за полный срок службы рассчитываемого зубчатого колеса.

Циклограмму обычно представляют в виде столбчатой диаграммы (гистограммы). Нагрузки и соответствующие им значения N и n определяют теоретически или в результате статистической обработки данных эксплуатации. При этом буквенные обозначения нагрузок и относящихся к ним N и n отмечают индексом i для участка OA и i' для участка AB . Здесь i и i' принимают значения $1, 2, \dots, k$ и $1', 2', \dots, k'$ соответственно, при этом $F_{t(1)} > F_{t(2)} > F_{t(3)} \dots; F_{t(1')} > F_{t(2')} > F_{t(3')} \dots$.

На рис. 3 имеем $F_{t(4)} = F_{t(1')}$ и $k = 4$. Но дальнейшие выводы справедливы при любых k и k' . Соответствующие нагрузкам $F_{t(1)}, F_{t(2)} \dots$ и $F_{t(1')}, F_{t(2')} \dots$ числа циклов напряжений и частоты вращения обозначают $N_{(1)}, N_{(2)} \dots$ и $n_{(1)}, n_{(2)} \dots$ на участке OA и $N_{(1')}, N_{(2')} \dots$ и $n_{(1')}, n_{(2')} \dots$ на участке AB .

Приведенные сведения о циклограмме нагрузок относятся к расчетам зубьев на контактную и изгибную прочность. Таким образом, целью расчетов по ГОСТ 21354–87 является предупреждение отказов за заданный срок службы по двум критериям: прогрессивному выкрашиванию активных поверхностей зубьев и их поломке (износу).

При малых окружных скоростях, особенно в тех случаях, когда им сопутствуют повышенные нагрузки (что характерно для передач грузоподъемных, строительных и дорожных машин, а также при частых пусках и высоких контактных напряжениях), разрушение активных поверхностей зубьев в результате развития усталостных трещин может сопровождаться повреждениями неусталостного характера, которые могут задерживать развитие выкрашивания или даже предупреждать его. При попадании абразивных частиц в смазочное масло интенсивность изнашивания существенно увеличивается. Для указанных усло-

вий актуально создание метода расчета на износ для передач зацеплением.

Сложность создания такого метода заключается в необходимости комплексного учета различных физических, химических и механических процессов в расчетной методологии.

Предложенная профессором Ю.Н. Дроздовым общая схема расчета на изнашивание позволяет по известной интенсивности изнашивания материала определять долговечность передачи или по известной долговечности передачи находить среднюю интенсивность изнашивания материалов звеньев пары [12]. Следует отметить, что механизм изнашивания может быть различным.

Интенсивность изнашивания – это отношение величины изношенного слоя (износа) к пути трения скольжения S . Интенсивность изнашивания зависит от большого числа влияющих физических, химических и механических факторов, характеризующих материал, смазку, агрессивность среды, условия нагружения, температуру, свойства контактирующих поверхностей и т.д. По интенсивности изнашивания можно оценить пригодность материалов для различных условий эксплуатации.

По [4, 12, 13] формула для расчета величины износа зуба цилиндрических зубчатых передач имеет вид

$$h_{1,2} = 2,25 J_{h1,2} \sqrt{w_{HE} \eta \rho_{red1,2}} \frac{V_{SY1,2}}{V_{FY1,2}} n_{1,2} i \tau, \quad (1)$$

где $h_{1,2}$ – износ в характерной точке зуба шестерни, колеса, м; $J_{h1,2}$ – интенсивность изнашивания материалов шестерни 1 и колеса 2 в заданных условиях; w_{HE} – удельная расчетная сила, Н/м; η – упругая постоянная материалов шестерни и колеса, м²/Н; $\rho_{red1,2}$ – приведенный радиус кривизны в расчетной точке контакта зубьев шестерни и колеса, м; $V_{SY1,2}$ – скорость скольжения в расчетных точках профиля зубьев шестерни и колеса, м/с; $V_{FY1,2}$ – окружная скорость в расчетных точках профиля зубьев шестерни и колеса, м/с; $n_{1,2}$ – частота вращения зубчатых колес, мин⁻¹; i – число пар зацепления с рассматриваемым зубчатым колесом (для однопарного зацепления $i = 1$; в планетарном ряду зубчатых колес для солнечной и коронной шестерен, как правило, $i = 3$; для сателлита $i = 2$); τ – время работы зубчатого зацепления.

Упругая постоянная материалов шестерни и колеса определяется по формуле

$$\eta = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}, \quad (2)$$

где ν_1, ν_2 – коэффициенты Пуассона материалов шестерни и колеса соответственно; E_1, E_2 – модули упругости материалов шестерни и колеса соответственно, Н/м².

Ресурс работы зубчатой передачи [13] определяется по следующей формуле:

$$L = \frac{[h]_{1,2} V_{FY1,2}}{2,25 J_{h1,2} \sqrt{w_{HE} \eta \rho_{red1,2}} V_{SY1,2} n_{1,2} i}, \quad (3)$$

где $[h]_{1,2}$ – допустимый износ зуба шестерни (колеса), м.

Вследствие износа зубьев снижается КПД передачи, возрастает динамическая нагрузка, повышается виброакустический эффект. По мере изнашивания упрочненного поверхностного слоя или твердого смазочного покрытия повышается интенсивность изнашивания, снижается сопротивление излому.

В связи с этим допускаемый износ $[h]$ назначается с учетом состояния трущихся поверхностей, функционального назначения, требуемого уровня надежности.

Расчет по формулам (1) и (2) ведется для непрерывного режима работы при постоянной нагрузке в зацеплении. Для приводов циклического действия нагрузка в зацеплении не остается постоянной. Поэтому интенсивность изнашивания также изменяется: чем больше нагрузка, тем больше интенсивность изнашивания. Учет переменности нагрузки при расчете на износ является актуальной научно-технической задачей, поскольку позволит точнее оценить ресурс зубчатых передач. Указанная задача актуальна для всех типов передач.

На рис. 4 и 5 представлены типовые графики зависимости текущего фактического значения вращающего момента $T_{\text{вых}} = f(t)$ выходного вала четвертьоборотного и многооборотного спироидных редукторов привода механизма закрытия и открытия запорной арматуры от времени [8].

На рис. 4 обозначено: T_{max} – предельное значение вращающего момента на выходном валу редуктора, возникающее при различного рода нештатных ситуациях; $T_2 = 0,95 T_{\text{max}}$, $T_3 = 0,9 T_{\text{max}}$ – максимальные значения вращаю-

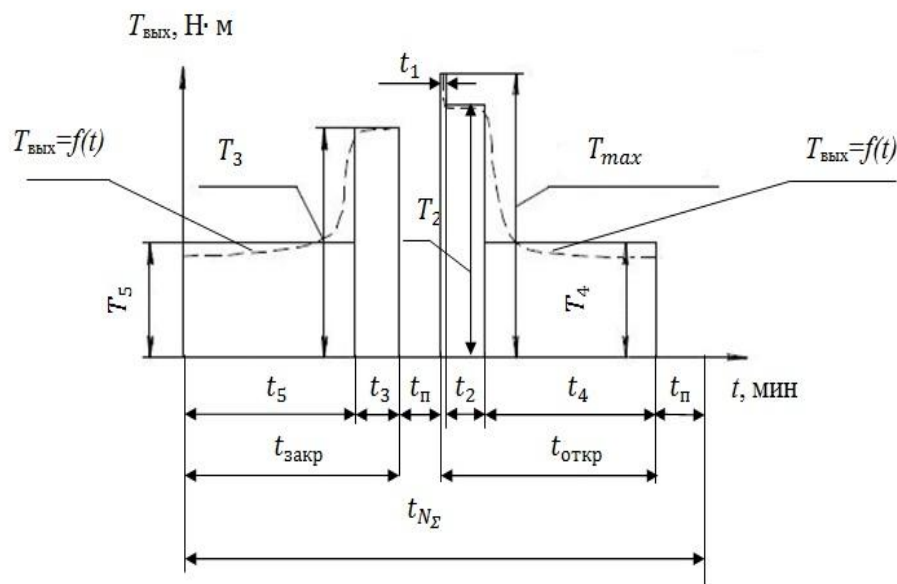


Рис. 4. Типовой график зависимости текущего фактического значения вращающего момента $T_{\text{вых}} = f(t)$ выходного вала четвертьоборотного спирального редуктора привода механизма закрытия и открытия запорной арматуры

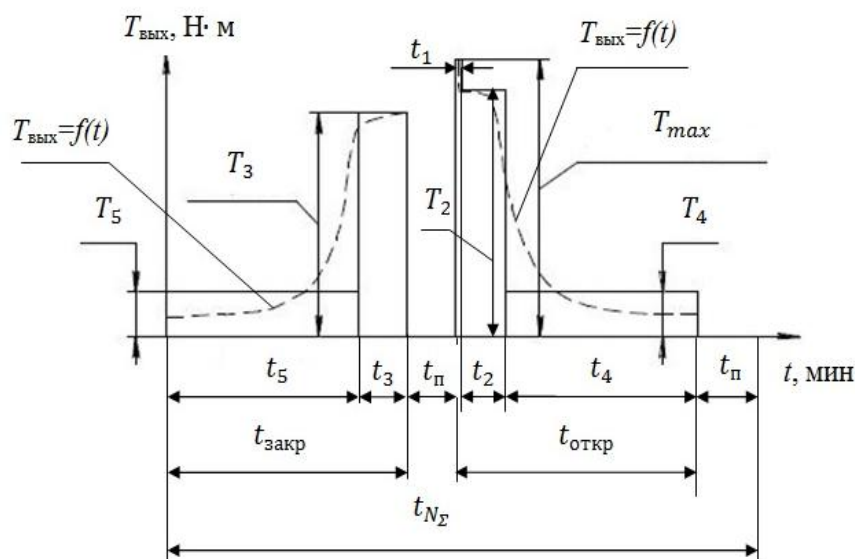


Рис. 5. Типовой график зависимости текущего фактического значения вращающего момента $T_{\text{вых}} = f(t)$ выходного вала многооборотного спирального редуктора привода механизма закрытия и открытия запорной арматуры

щих моментов на выходном валу редуктора при открытии и закрытии запорной арматуры соответственно; t_1 – продолжительность действия предельного значения вращающего момента на выходном валу редуктора; t_2, t_3 – продолжительность действия значений вращающих моментов T_2 и T_3 на выходном валу редуктора при открытии и закрытии запорной арматуры соответственно; $t_{\text{откр}}, t_{\text{закр}}$ – суммарное время открытия и закрытия запорной арматуры; $T_4 = T_5 = 0,8T_{\text{max}}$ – значение длительно

действующего вращающего момента, среднего за суммарное время циклов работы механизма, с учетом суммарного времени пауз $t_{N\Sigma}$; $t_{N\Sigma} = t_{\text{закр}} + t_{\text{откр}} + 2t_{\text{п}}$; $t_{\Sigma} = t_{\text{закр}} + t_{\text{откр}}$ – суммарная продолжительность действия текущих фактических значений вращающих моментов на выходном валу редуктора; $t_4 = t_5 = 0,8t_{\text{закр}}(t_{\text{откр}})$.

На рис. 5 T_{max} – предельное значение вращающего момента на выходном валу редуктора, возникающее при различного рода нештатных ситуациях; $T_2 = 0,9T_{\text{max}}$, $T_3 = 0,75T_{\text{max}}$ – макси-

мальные значения вращающих моментов на выходном валу редуктора при открытии и закрытии запорной арматуры соответственно; $T_4 = T_5 = 0,2T_{\max}$ – значение длительно действующего вращающего момента, среднего за суммарное время циклов работы механизма, с учетом суммарного времени пауз $t_{N\Sigma}$.

Как видно из представленных графиков, нагрузка на выходном валу при закрытии запорной арматуры плавно растет до T_3 , при открытии убывает от $T_{\max}$ до T_4 . Если момент T_i имеет переменную величину, то расчет ресурса по износу затруднен. Если заменить фактически действующий момент ступенчатой диаграммой, то задача существенно упростится. В этом случае для каждого значения момента T_i с учетом времени его действия t_i определяется величина износа h_i .

Суммарная величина износа зуба спироидного колеса четвертьоборотного и многооборотного спироидного редуктора привода механизма закрытия и открытия запорной арматуры при закрытии составляет

$$h_{3\Sigma} = h_5 + h_3, \quad (4)$$

где h_5, h_3 – величина износа зуба спироидного колеса четвертьоборотного и многооборотного спироидного редуктора привода механизма закрытия и открытия запорной арматуры при закрытии, соответствующая вращающему моменту T_5 и T_3 .

$$h_i = 2,25J_{hi} \sqrt{w_{HEi} \eta p_{red1,2}} \frac{V_{SY2}}{V_{FY2}} n_2 i \tau_i, \quad (5)$$

где J_{hi} – интенсивность изнашивания материала спироидного колеса, соответствующая значению вращающего момента T_i и длительности его действия $\tau_i = t_i N_i$; t_i – продолжительность действия вращающего момента T_i за один цикл работы механизма в соответствии с типовым графиком (см. рис. 4, 5); N_i – число циклов действия вращающего момента T_i за весь срок службы механизма; w_{HEi} – удельная расчетная сила, соответствующая значению

вращающего момента T_i и длительности его действия τ_i .

Для h_1 в формуле (5) индекс $i = \max$; для h_2 $i = 2$; для h_3 $i = 3$; для h_4 $i = 4$; для h_5 $i = 5$.

Суммарная величина износа зуба спироидного колеса четвертьоборотного и многооборотного спироидного редуктора привода механизма закрытия и открытия запорной арматуры при открытии равна:

$$h_{0\Sigma} = h_1 + h_2 + h_4. \quad (6)$$

Таким образом, суммарный износ зубчатого колеса передачи, работающей при переменных режимах нагружения, определяется по формуле

$$h_{\Sigma} = h_1 + h_2 + \dots + h_k. \quad (7)$$

Для того чтобы обеспечить заданный ресурс передачи, суммарный износ h_{Σ} не должен превышать допустимого значения $[h]$, т.е. $h_{\Sigma} \leq [h]$.

При превышении h_{Σ} допустимой величины $[h]$ необходимо осуществить замену материала звеньев пары, ввести термообработку, замену смазочного материала и др.

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

1. Предложен метод расчета суммарной величины износа h_{Σ} зубчатых колес передач червячного типа, работающих при переменных режимах нагружения, на примере привода механизмов запорной арматуры с применением четвертьоборотного и многооборотного спироидных редукторов в приводе.

2. Данный метод позволяет обеспечивать заданный ресурс передачи, определяемый известным графиком зависимости текущего фактического значения вращающего момента $T_{\text{вых}} = f(t)$ на выходном валу за цикл, на котором установлено зубчатое колесо передачи, по допустимому значению износа $[h]$, с учетом расчетно-экспериментально определенных интенсивностей изнашивания J_{hi} , для соответствующих значений вращающего момента T_i с длительностью действия τ_i .

Библиографический список

1. Проектирование механических передач: Учеб.-справ. пособие для вузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцев и др. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1984. 560 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов вузов / Под ред. В.А. Финогенова. 6-е изд., перераб. М.: Высш. шк., 1998. 383 с.

3. Основы расчета и конструирования летательных аппаратов: Учеб. пособие для вузов / Н.А. Алексеева, Л.А. Бонч-Осмоловский, В.В. Волгин и др.; Под ред. В.Н. Кестельмана, Г.И. Рощина. М.: Машиностроение. 1989. 456 с.
4. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г. Пучков В.Н. Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
5. Детали машин: Учеб. для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 520 с. (Механика в техническом университете. Т. 8).
6. Генкин М.Д., Кузьмин Н.Ф., Мишарин Ю.А. Вопросы заедания зубчатых колес. М., 1959. 147 с.
7. Редукторные масла Shell: Каталог продукции. URL: <http://www.shell.com.ru> (дата обращения: 27.06.2016).
8. ООО «Механик»: Каталог продукции. URL: <http://mechanik.udmnet.ru> (дата обращения: 27.06.2016).
9. Часовников Л.Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1969. 486 с.
10. ГОСТ 21354–87 (СТ СЭВ 5744–86). Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчеты на прочность. Введ. 01.01.89. М.: Изд-во стандартов, 1988. 127 с.
11. Машиностроение: Энциклопедия / Ред. совет К.В. Фролов (пред.) и др.: В 40 т. Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Д.Н. Решетов, А.П. Гусенков, Ю.Н. Дроздов и др.; Под общ. ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1995. 864 с.
12. Дроздов Ю.Н. К расчету зубчатых передач на износ // Машиноведение. 1969. № 2. С. 84–88.
13. Дроздов Ю.Н. Метод расчета на износ зубчатых передач // Передачи и трансмиссии. 2002. № 2. С. 37–43.

V.N. Anferov, A.V. Zaitsev

Calculation of Gear and Worm Gears Operating in Variable Loading Mode

Abstract. The causes and effects of gear engagement failures due to the destruction of active-links contact surfaces, the wear of gear components, protruding burrs formed on the lateral surfaces of teeth, and fracture, are analyzed. An analysis of the presently available method for evaluating the contact and flexural strengths of spur and helical gears as dependent on operating conditions and load, which allows avoiding failures during a specified service life by two criteria, the progressive chipping of the active surfaces of teeth and their failure (wear), is presented. This method applies to power transmission gears using steel gear wheels. In the present study, the necessity of developing a method for calculating the tear and wear of worm gear capable of taking into account the variable loading was substantiated. Such a calculation method will permit prediction, from the known rate of wear of the material and from the specified total limiting wear for a particular type of gear, its service life or, from the known service life, the average rate of wear of the materials in the gear pair. Based on the experimentally obtained typical loading graphs of the drivers of opening and closing valve gears, we propose a method for evaluating, with allowance for the operation in variable loading regime, the total wear of teeth in the worm wheels of spiroidal gears in various modes of operation: at valve closing and opening. The new method permits more reliable prediction of the service life of warm gears with allowance for the variability of the load and its duration, and with allowance for the particular mode of operation and operating conditions of gears in various machines and apparatuses, including lift-and-carry transfer mechanisms, constructional mechanisms, and road-building machines.

Key words: *wear; rate of wear; transmission gearing; service life; spiroid gear.*

Анферов Валерий Николаевич – доктор технических наук, профессор кафедры «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» СГУПС. E-mail: avn43@mail.ru

Зайцев Александр Васильевич – старший преподаватель кафедры «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» СГУПС. E-mail: zaitsev.zaw@yandex.ru