

МЕТОДИКА РАСЧЕТА МОДУЛЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Иргашев А.

Профессор

Ташкентского государственного технического университет

имени И. Каримова

Узбекистан г.Ташкент Алмазарский район ул. Университетский дом №2

Жураева Г.Ш.

Доцент

Ташкентского государственного технического университета

имени

И. Каримова

Узбекистан г.Ташкент Алмазарский район ул. Университетский дом №2

Ибрагимова Ш.Н.

Магистр

Ташкентского государственного технического университета

имени И. Каримова

Узбекистан г.Ташкент Алмазарский район ул. Университетский дом №2

CALCULATION MODULE CALCULATION METHODOLOGY

A. Irgashev

Professor,

Tashkent State Technical University named after I. Karimov

Uzbekistan, Tashkent, Almazar district, University Building No. 2

G.Sh. Zhuraeva

Associate Professor of

Tashkent State Technical University named after I. Karimova

Uzbekistan Tashkent Almazar district Universitetsky house street №2

Sh.N. Ibrahimova

Master of

the Tashkent State Technical University named after I. Karimov

Uzbekistan Tashkent Almazar district Universitetsky house street №2

Аннотация. В статье предлагается методика расчета модуля зацепления открытых и закрытых зубчатых передач, с учетом износостойкости зубьев шестерен.

Annotation. The article proposes a methodology for calculating the engagement module of open and closed gears, taking into account the wear resistance of gear teeth.

Ключевые слова: шестерен, деформации, абразив, зубчатых передач, износ

Keywords: gears, deformation, abrasive, gears, gear wear.

В большинстве конструкций агрегатов машин наблюдается тенденция обеспечения бесшумности, плавности хода и износостойкости зубьев шестерен. Это достигается путем уменьшения модуля зацепления и рабочей ширины венца зубьев шестерен.

Данное условие в зубчатых передачах обеспечивается при достаточной износостойкости зубьев шестерен в абразивной среде, прочности напряжения изгиба и выносливости к контактному напряжению. Как правило, основными причинами поломки зубьев шестерен в процессе эксплуатации агрегатов машин является усталость материала под действием напряжений изгиба в основании зуба.

Для расчета модуля зацепления открытой и закрытой цилиндрической зубчатой передачи, с учетом износостойкости зубьев по толщине получены следующие аналитические зависимости:

для закрытых зубчатых передач работающих в абразивной среде ,

$$m = \frac{LiH_{w,k}^2 \gamma_{aw,k} \sqrt{\gamma_a n_{p(w,k)} z_k (z_k + z_w) \cdot \psi}}{22,33 \sigma_a^2 \Gamma_{w,k} \sqrt{\epsilon_k^3 \sqrt{\gamma_m} d_{cp} n_{w,k} (i+1) (z_w \pm k)}};$$

Где L - длина зубьев; i – передаточное отношение передачи; $H_{w,k}$ – твердость материала шестерен; $z_{w,k}$ – число зубьев шестерен; σ_a – прочность абразивных частиц; $\Gamma_{w,k}$ – соотношение твердости материала шестерни и прочности абразивных частиц; ε_k – концентрация абразивных частиц в масле агрегата; γ_m – плотность масла; d_{cp} – средний размер абразивных частиц; $n_{w,k}$ – частота вращения шестерен; k – коэффициент высоты зацепления зуба; $\gamma_{aw,k}$ - скорость изнашивания зубьев шестерен; $n_{p(w,k)}$ - количество циклов нагружения, приводящие к разрушению деформированного объема металла; γ_a - плотность абразивной частицы, кг/м³; ψ - относительный коэффициент проскальзывания зубьев шестерен;

для закрытых зубчатых передач, работающих без проскальзывания и при наличии в процессе изнашивания абразивных частиц,

$$m = \frac{L}{\psi_m} = \frac{73,14 d_{cp}^2 \sigma_a^2 n_{w,k} (6H_{w,k} - \sigma_a) k \gamma_a}{H_{w,k}^3 n_{p(w,k)} i \gamma_a(w,k) \psi_m},$$

для закрытых зубчатых передач, работающих в условиях отсутствия абразивных частиц,

$$m = \frac{E_{np} i \gamma_{dw,k} z_w z_k n_{p(w,k)} c \sigma_{T(w,k)}^{0,5} L^{0,5} \psi}{22,9 \sigma_n^2 n_{w,k} (z_w^2 \sin^2 \alpha + 4k z_w \pm 4k^2) \theta_{w,k}^{0,5} (z_w \pm 1)}, \text{ м};$$

для закрытых зубчатых передач без проскальзывания в условиях отсутствия абразивных частиц,

$$m = \frac{1886805 \sigma_H^4 \rho_{np}^2 \theta_{w,k} n_{w,k}}{E_{np}^2 i \gamma_{dw,k} c \sigma_{T,w} n_{p(w,k)} \psi_m},$$

где E_{np} – приведенный модуль упругости материала шестерен; $\gamma_{dw,k}$ - скорость изнашивания; c – коэффициент деформации; $\sigma_{T(w,k)}$ – предел текучести материала; $\theta_{w,k}$ - упругая постоянная; ψ_m - коэффициент, режима работы зубчатой передачи; для открытых зубчатых передач:

$$m = \sqrt[3]{\left[\frac{L \gamma_a H_{w,k}^4 n_{p(w,k)}^2 z_k^4 \gamma_a^2(w,k) z_w^2 \psi^2}{416,2 d_{cp}^{0,5} k_a \varepsilon_a \sigma_a^4 \Gamma_{w,k}^2 n_{w,k}^2 (z_{w,k} \pm k)^2} \right]^2}$$

где ε_a – запыленность воздуха; k_a – коэффициент неоднородности размера абразивных частиц; для зубчатых передач, работающих в сухом трении с участием абразивных частиц,

$$m = \frac{58,875 \sigma_a^2 d_{cp}^2 n_{w,k} (6H_{w,k} - \sigma_a)}{H_{w,k}^3 n_{p(w,k)} i \gamma_a(w,k) \psi_m},$$

Таким образом, модуль зацепления зубчатых передач зависит от длины зуба механических свойств материала шестерен, степени относительного проскальзывания, размера и концентрации абразивных частиц в масле (воздухе), частоте вращения зубчатых колес и число зубьев шестерен.

Установлено, что при постоянном модуле зацепления увеличение межосевого расстояния с 285мм до 450 мм и твердости материала шестерен с 300 до 4500 приводит к повышению предельно допустимой концентрации абразивных частиц более чем в 2 раза.

Данные методы решены в плане: допустимой концентрации абразивных частиц в масле агрегатов машин; нахождении оптимальных конструктивных параметров зацепления; определении механических свойств материалов шестерен; установлении оптимальной концентрации противоизносных добавок.

Расчетные показатели, полученные в результате решения указанных задач, соответствуют данным экспериментальных научных исследований, проведенных в лабораторных условиях и во время эксплуатационных испытаний.

Литература

1. Иргашев А.И., Мирзаев К.К., Иргашев Б.А. Повышение износостойкости зубчатых передач.-Ташкент: ТашГТУ, 2015-175с.
2. Барский И.Б. Конструирование и расчета тракторов.-М.: Машиностроение, 1980.-335с.
3. Величкин И.П. Ускоренные испытание в общей системе испытаний машин на надежность. // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1999. №2.С.27-31.

4. Иргашев А. И. Повышение износостойкости зубчатых передач –Т.: ТашГТУ, 2015-175с.
5. Иргашев А.И. Износостойкости зубчатых передач –Т.:ТашГТУ, 2013-165с.
6. Икрамов У.А., Иргашев А., Махкамов К.Х. Расчетная модель для оценки износостойкости зубчатых передач по концентрациям продуктов износа в масле. // Трение и износ. 2003. Том 24, №6. С.620-625.