

РАСЧЕТА МОДУЛЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ШЕСТЕРЕН, РАБОТАЮЩИХ В
УСЛОВИЯХ СУХОГО ТРЕНИЯ

Иргашев Бехзод Амиркулович

Ташкентский государственный технический университет, Ташкент, Узбекистан

Игамбердиев Абдулазиз Абдураимович

Ташкентский государственный технический университет, Ташкент, Узбекистан

Омонов Заршид Жуманазар ўғли

Ташкентский государственный технический университет, Ташкент, Узбекистан

E-mail: begzod3366@gmail.com

Аннотация. В статье приведена методика расчета модуля зацепления зубчатых передач работающих в условиях качения с проскальзыванием при наличии и отсутствие в составе масла агрегата мобильных машин абразивных частиц, с учетом геометрических, кинематических параметров зубчатого зацепления, механических свойств материала зубчатых колес, прочности, концентрации и влияющих на износостойкость зубьев шестерен. Предложенная методика расчета модуля зацепления зубчатой передачи отличается от традиционной методики расчета.

Ключевые слова: модуль зацепления, закрытая зубчатая передача, качения, качения с проскальзыванием, абразивные частицы, прочность абразивных частиц на сжатие, дробление, твердость материала шестерен, напряжение изгиба, предел текучести материала.

Исследованиями, проведенными по определению износостойкости зубьев шестерен в условиях сухого трения, работающих при наличии и отсутствии в окружающей среде абразивных частиц установлено, что наибольшему износу подвергаются головка и ножка зубьев, и в большинстве случаев по этим причинам зубчатые колеса выбраковываются [1, 2]. Поэтому в проектных расчетах по определению модуля зацепления зубчатых передач необходимо учитывать не только комплекс факторов, характеризующих прочности и геометрических параметров, а также факторов влияющих на износостойкость зубьев шестерен, как величина износа, срок службы до полной выбраковки, геометрические и кинематические параметры зубчатого зацепления, механические свойства материала шестерен, наличия в масле абразивных частиц, характеризующих их запыленности окружающей среды, размера и прочности абразивных частиц.

Целью настоящей работы является разработка методики расчета модуля зацепления зубьев шестерен, работающих в сухом трении в зависимости от комплекса параметров, при наличии и отсутствии в окружающей среде абразивных частиц.

Объем абразивных частиц, контактирующих профилем зуба за один оборот ведомой шестерни,

$$v_a = \frac{k_a \varepsilon_e v_b}{\gamma_a} = \frac{2k_a \varepsilon_e m d_{cp} z_k L}{\gamma_a},$$

где, k_a — коэффициент, учитывающий долю контактирующих абразивных частиц и участвующих в процессе изнашивания зубьев шестерен; γ_a — плотность абразивной

частицы; ε_g — запыленность окружающей среды, где работает рассматриваемая шестерня; модуль зацепления зубчатой передачи, d_{cp} — средний размер абразивных частиц, находящихся в взвешенном состоянии в воздухе; z_k — число зубьев ведомой шестерни; L — длина зуба шестерни; γ_a — плотность абразивных частиц.

В зависимости от расположения зубчатой передачи относительно поверхности обрабатываемого материала доля контактирующих абразивных частиц и участвующих в процессе изнашивания зубьев шестерен колеблется в пределах $k_a=0,25\dots 0,55$.

Для расчета общего количества абразивных частиц, контактирующих с поверхностью зуба и участвующих в процессе их изнашивания получена зависимость:

$$n_v = \frac{v_a}{v_{1a}} = \frac{3,82k_a \varepsilon_g m d_{cp} z_k L}{d_{cp}^3 \gamma_a}, \quad (1)$$

где, v_{1a} — объем одной абразивной частицы, имеющей сферической формы,

$$v_{1a} = \frac{\pi}{6} d_{cp}^3.$$

Предположим, что в процессе работы агрегата запыленность воздуха шестерни остается постоянной, тогда условно можно принимать, что абразивные частицы по поверхностям зуба распределены равномерно. Тогда между количеством абразивных частиц, расположенных по длине и по высоте зуба шестерен имеет следующая связь:

$$\begin{cases} n_L n_h = n = \frac{3,82k_a \varepsilon_g m d_{cp} z_k L}{d_{cp}^3 \gamma_a} \\ \frac{n_L}{n_h} = \frac{L}{h} = \frac{L}{2m}, \end{cases} \quad (2)$$

где, n_L , n_h — соответственно количества абразивных частиц, расположенных по длине и по высоте зуба; h — высота зуба.

Решив систему уравнений (3.8) относительно n_L и n_h получим:

$$n_L = \frac{1,38k_a^{1/2} \varepsilon_g^{1/2} d_{cp}^{1/2} z_k^{1/2} L}{d_{cp}^{3/2} \gamma_a^{1/2}}, \quad (3)$$

$$n_h = \frac{2,76k_a^{1/2} \varepsilon_g^{1/2} 1/2 m d_{cp}^{1/2} z_k^{1/2}}{d_{cp}^{3/2} \gamma_a^{1/2}}. \quad (4)$$

Определяем объем деформированного металла абразивными частицами, находящихся в клиновидном зазоре зубчатых передач при контакте до их разрушения. Для чего вначале рассчитаем путь трения абразивных частиц, с момента контакта поверхностями зубьев до их разрушения, по поверхностям ведущей (ведомой) шестерни:

$$S_{ш,к} = \frac{sH_{ш,к}}{H_{ш} + H_{к}},$$

где $H_{ш}$ — твердость материала ведущей шестерни; $H_{к}$ — твердость материала ведомой шестерни; S — путь скольжения между зубьями ведущей и ведомой шестерен.

Причем разрушение абразивных частиц, в открытых зубчатых передачах, происходит в клиновидном зазоре зубьев не доходя до зоны контакта поверхностей трения, при этом процесс изнашивания зубьев происходит с участием абразивных частиц. В зоне контакта зубьев процесс изнашивания шестерен происходит в результате деформации поверхностей контакта выступами шероховатостей, без участия абразивных частиц.

Путь трения абразивных частиц в клиновидном зазоре s между поверхностями зубьев при наличии их проскальзывания определяется по выражению, приведенной в [3]. При «чистом» качении этот путь равен диаметру пятна контакта абразивной частицы, когда она внедряется в поверхность трения, перед дроблением. Согласно проведенных исследований, глубина внедрения абразивной частицы в поверхности трения ведущей (ведомой) шестерни в точке касания зуба шестерни и абразивной частицей,

$$h_{ш,к} = \frac{d_{cp} \sigma_a}{4H_{ш,к}},$$

где σ_a — прочность абразивной частицы на сжатие.

Для расчета пути трения абразивной частицы по поверхности ведущей (ведомой) шестерни до дробления получена зависимость,

$$s_{ш,к} = \frac{s \sigma_a}{4H_{ш,к}}$$

Наибольшая площадь основания, деформированной поверхности трения, в перпендикулярном сечении по ходу движения абразивной частицы в момент ее дробления,

$$F_{ш,к} = \frac{d_{cp}^2 \sigma_a \Gamma_{ш,к}}{60H_{ш,к}}.$$

здесь $\Gamma_{ш,к}$ — коэффициент учитывающий соотношения твердости поверхности трения зуба шестерни и прочности абразивной частицы.

Объем деформированного металла, поверхности зуба, абразивными частицами, находящимися на длине зуба, при наличии проскальзывания между зубьями шестерен,

$$V_{aL(ш,к)} = F_{ш,к} s_{ш,к} n_L^1,$$

где n_L , n_h — количества абразивных частиц, расположенных на длине равной до разрушения.

Скорость изнашивания в общем виде определяется [1,4]:

при наличии проскальзывания,

$$\gamma_{a(ш,к)} = \frac{1800 F_{ш,к} n_L^1 n_{ш,к} \eta}{n_{p(ш,к)} L}, \quad (5)$$

Вероятность повторной деформации абразивной частицей одного и того же объема металла поверхности трения зуба, η равно:

$$\eta = \frac{1}{in_L} = \frac{0,72 i d_{cp}^{3/2} \gamma_a^{1/2}}{k_a^{1/2} \varepsilon_\varepsilon^{1/2} d_{cp}^{1/2} z_k^{1/2} L} \quad (6)$$

Расстояние между двумя соседними абразивными частицами, расположенных по длине зуба,

$$L_{1L} = \frac{L}{n_L} = \frac{d_{cp}^{3/2} \gamma_a^{1/2}}{1,38 k_a^{1/2} \varepsilon_\varepsilon^{1/2} d_{cp}^{1/2} z_k^{1/2}}. \quad (7)$$

Количество абразивных частиц, расположенных на пути трения поверхности зубьев шестерен до их разрушения,

$$n_{s(шш,н)} = \frac{1,38 k_a^{1/2} \varepsilon_\varepsilon^{1/2} d_{cp}^{1/2} z_k^{1/2} s \sigma_a}{4 H_{ш,к} d_{cp}^{3/2} \gamma_a^{1/2}}. \quad (8)$$

Количество абразивных частиц, находящихся на площади трения абразивных частиц до их разрушения,

$$n_L^1 = \frac{0,24 k_a \varepsilon_\varepsilon d_{cp} z_k L \sigma_a S}{4 H_{ш,к} d_{cp}^3 \gamma_a}. \quad (9)$$

Здесь S определяется по формуле [4]:

$$S = \frac{\pi n(i+1)(z_w^2 \sin^2 \alpha + kz_w \pm 4k^2 - z_w \sin \alpha)}{z_k}.$$

Площадь трения абразивных частиц, по поверхности зубьев шестерен до их разрушения,

$$F_{p(ш,к)} = L s_{ш,к} = \frac{L s_{(вв,н)} \sigma_a}{4 H_{ш,к}}. \quad (10)$$

Площадь деформации зоны «чистого» качения зубьев шестерен абразивными частицами, находящихся на длине зуба,

$$F_p = d_{cp} L. \quad (11)$$

Подставив η из (6) F_p из (10) n_p из [5], s из [5] на (5) после упрощения получим скорости изнашивания зубьев шестерен:

ведущей (ведомой) шестерни, при наличии проскальзывания,

$$\gamma_{a(ш,к)} = \frac{1,3 \cdot \pi \cdot \sigma_a^2 \cdot k_a^{1/2} \cdot \varepsilon_\varepsilon^{1/2} \cdot \psi \cdot \psi_m \cdot n_{ш,к} \cdot i \cdot d_{cp} \cdot (i+1)}{n_{p(ш,к)} \cdot \Gamma_{ш,к} \cdot \gamma_a^{1/2} \cdot H_{ш,к}^2 \cdot z_k^{1/2}}, \quad (12)$$

где ψ — коэффициент относительного проскальзывания между зубьями шестерен; ψ_m — коэффициент, зависящий от режима нагружения; $n_{ш,к}$ — частота вращения ведущей (ведомой) шестерни; i — передаточное отношение зубчатой передачи.

Решив выражение (12) относительно модулю зацепления для открытых зубчатых передач с участием абразивных частиц, получено:

$$m = \frac{0,0234 \cdot \pi \cdot \sigma_a^2 \cdot k_a^{1/2} \cdot \varepsilon_\varepsilon^{1/2} \cdot \psi \cdot \psi_m \cdot n_{ш,к} \cdot d_{cp} \cdot T \cdot i \cdot (i+1)}{n_{p(ш,к)} \cdot \Gamma_{ш,к} \cdot \gamma_a^{1/2} \cdot H_{ш,к}^2 \cdot z_k^{1/2}}, \quad (13)$$

где T — срок службы зубчатой передачи.

Задача по определению скорости изнашивания открытых зубчатых передач без участия абразивных частиц, решена в научно-исследовательском отчете «Разработка

научных основ, повышения износостойкости зубчатых передач агрегатов мобильных машин и промышленного оборудования» [5].

В таблице 1 приведены изменение модуля зацепления в зависимости от запыленности окружающей среды от 2 до 12 г/м³ при изменении среднего размера абразивных частиц 0,050, 109, 0,238 и 0,381 мм, при следующих исходных данных $\sigma_a = 200$ МПа; $i = 2$; $H_{ш, к} = 300$ МПа; $\Gamma = 4,680$; $\gamma_a = 2,1$ т/м³; $z_k = 38$; $n_p(ш, к) = 8,103$; $n_k = 0,5$ с⁻¹; $\psi_m = 30$; $\psi = 2,513$; $k_a = 0,4$.

Изменение модуля зацепления в зависимости от запыленности окружающей среды и среднего размера абразивных частиц

Таблица 1

ε_s , г/м ³	2	4	6	8	10	12
Размер абразивных частиц $d_{cp} = 0,050$ мм						
m, мм	4,85	6,88	8,43	9,73	10,88	11,92
Размер абразивных частиц $d_{cp} = 0,109$ мм						
m, мм	10,57	15,00	18,38	21,21	23,72	25,99
Размер абразивных частиц $d_{cp} = 0,238$ мм						
m, мм	23,09	32,75	40,13	46,31	51,79	56,74
Размер абразивных частиц $d_{cp} = 0,381$ мм						
m, мм	36,96	52,43	64,21	74,14	82,89	90,80

Изменение модуля зацепления от твердости материала шестерни 200, 300, 400, 500, 600, 700 МПа определялись, в соответствии с которых, изменялись: коэффициент соотношения твердости материала шестерен и прочности абразивных частиц 4,328, 4,680, 4,763, 4,778, 4,769, 4,769; числа циклов деформации, приводящие к разрушению деформированной поверхности трения ведущей шестерни 9,172, 8,103, 7,066, 6,063, 5,097, 4,171; прочность абразивных частиц на сжатие 100 МПа; $k_a = 0,4$; $\varepsilon_s = 3$ г/м³; $\psi = 2,513$; $\psi_m = 30$; $d_{cp} = 0,238$ мм; $T = 5000$ час; $i = 2$; $\gamma_a = 2,1$; $z_k = 38$ приведены в таблице 2.

Расчет модуля зацепления открытой зубчатой передачи работающих в отсутствии абразивных частиц, при наличии проскальзывания между зубьями шестерен получена зависимость;

$$m = \frac{7200 \cdot \pi \cdot (1+i) \cdot \sigma_{ми} \cdot \sigma_{изг}^2 \cdot \theta_{ш} \cdot U \cdot \psi_m \cdot \psi \cdot n_{ш} \cdot T}{c \cdot z_{ш}^2 \cdot n_{пу} \cdot E_{пр} \cdot H_{ш}} \quad (14)$$

где $\sigma_{ми}$ — предел текучести материала шестерни; $\sigma_{изг}$ — напряжение изгиба в зубчатой передаче; $\theta_{ш}$ — упругая постоянная; U — придельный износ зубьев шестерен по толщине; $E_{пр}$ — приведенный модуль упругости материалов шестерен.

Изменение модуля зацепления от твердости материала шестерни и коэффициент соотношения твердости материала шестерен и прочности абразивных частиц

Таблица 2

Твердость материала шестерен, МПа	200	300	400	500	600	700
Коэффициент соотношения твердости материала шестерен и прочности абразивных частиц 4,328						
m, мм	33,280	13,065	10,797	8,055	6,654	5,975
Коэффициент соотношения твердости материала шестерен и прочности абразивных частиц 4,680						
m, мм	30,787	12,087	9,987	7,453	6,156	5,537
Коэффициент соотношения твердости материала шестерен и прочности абразивных частиц 4,778						
m, мм	30,145	11,834	9,780	7,296	6,027	5,412
Коэффициент соотношения твердости материала шестерен и прочности абразивных частиц 4,769						
m, мм	30,200	11,856	9,797	7,309	6,038	5,423

Изменение модуля зацепления зубчатой передачи в зависимости от передаточного отношения зубчатой передачи и предела текучести шестерен

Таблица 3

Предел текучести материала ведомой шестерни $\sigma_T = 120$ МПа						
i	1	2	3	4	5	6
m, мм	0,91	1,37	1,82	2,28	2,73	3,19
Предел текучести материала ведомой шестерни $\sigma_T = 240$ МПа						
m, мм	1,70	2,55	3,74	4,25	5,61	6,55
Предел текучести материала ведомой шестерни $\sigma_T = 300$ МПа						
m, мм	2,43	3,65	4,86	6,08	7,29	8,51
Предел текучести материала ведомой шестерни $\sigma_T = 420$ МПа						
m, мм	4,70	7,05	9,40	11,75	14,10	16,45

Для расчета модуля зацепления зубчатой передачи работающей в чистом воздухе использовались следующие исходные данные: $\theta_u = 4,23 \cdot 10^{-6} 1/\text{МПа}$; $c=3$; $E_{np}=215000$ МПа; $\sigma_T = 120$ МПа; 180 МПа; 240 МПа; 300 МПа; 360 МПа; 420 МПа; $i=2,0$; $U=1,5$ мм; $n_{пу}=9,172$; 8,103; 7,066; 6,063; 5,097; 4,171; $\psi=3,906$; $\psi_m=35$; $n_u = 0,5 \text{ c}^{-1}$; $1,0 \text{ c}^{-1}$; $1,5 \text{ c}^{-1}$; $2,0 \text{ c}^{-1}$; $2,5,0 \text{ c}^{-1}$; $3,0 \text{ c}^{-1}$; $z_{\kappa} = 38$; $T = 5000$ час; 7500 час; 10000 час; $U = 0,5$ мм; $i = 2$; $\sigma_{уз} = 250$ МПа; 275 МПа; 300 МПа; 325 МПа; 350 МПа; 375 МПа; $H_{ш} = 200$; 300; 400; 500; 600; 700 МПа.

Изменение модуля зацепления зубчатой передачи в зависимости от напряжения изгиба в зубчатой передаче и наибольшего износа зубьев по толщине

Таблица 4

Наибольший износ зубьев по толщине 0,5 мм						
$\sigma_{из}$, МПа	250	275	300	325	350	375
m, мм	0,47	0,65	0,89	1,21	1,73	2,35
Наибольший износ зубьев по толщине 1,0 мм						
m, мм	0,94	1,30	1,78	2,42	3,46	4,70
Наибольший износ зубьев по толщине 1,5 мм						
m, мм	1,41	1,95	2,67	3,63	5,19	7,05
Наибольший износ зубьев по толщине 2,0 мм						
m, мм	1,88	2,60	3,56	4,84	6,92	9,40

Таким образом по результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Модуль зацепления открытых зубчатых передач, работающих в запыленных условиях повышается с ростом запыленности воздуха, прочности и размера абразивных части, срок службы и передаточного отношения зубчатой передачи, степени относительного проскальзывания между зубьями шестерен; уменьшается с ростом твердости материалов шестерен, числа зубьев ведомой шестерни.

2. Модуль зацепления открытых зубчатых передач, работающих в окружающей среде при отсутствии в воздухе абразивных частиц повышается с ростом предела текучести материала шестерен, напряжение изгиба в зубчатой передаче, величины износа срок службы и передаточного отношения зубчатой передачи, степени относительного проскальзывания между зубьями шестерен; снижается с повышением числа зубьев ведущей шестерни, твердости, приведённого модуля упругости материалов шестерен.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иргашев А., Иргашев Б. А. Износостойкость зубчатых передач: монография, — Ташкент, ТашГТУ, 2013. — 165 с.
2. Шаабидов Ш. А., Иргашев А., Мирзаев К. К. Повышение эксплуатационных свойств поверхностных слоев деталей машин: монография. — Ташкент: ТашГТУ, 2012. — 176 с.
3. Shaabidov Sh.A., Irgashev B.A. Computatinal Hrocedure of a Gearing Module of Spur Gear Transmissions on Wear Resistance of Gearwheel Teeth. Journal of Friction and Wear, Allerton Press. 2019, Vol. 40, No. 5, - pp. 567-574.
4. Irgashev A.I, Ishmuratov X.K, Irgashev B.A., Ishmuratova K.X. Estimation of the size of abrasive particles involved in the wear process of gear teeth International Journal of Advanced Science and Technology Vol 29. 2020, pp.1917-1930.
5. Irgashev B.A. Geometric and kinematic parameters of conical gears. International journal of advanced research in science, engineering and technology. India. Vol.6, Issue 4, April 2019 – pp.8885-8889.
6. Irgashev, Sh.A. Shaabidov, B.A. Irgashev, N.A. Egamberdieva Roughness of meshing gear teeth ETESD-2022 IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 1112-2022.
7. Игамбердиев А. А. Хранение сельскохозяйственных машин и зерноуборочных комбайнов как фактор успешной эксплуатации //Universum: технические науки. – 2019. – №. 6 (63). – С. 47-49.
8. Kaxarboyevich A. S., Abduraimovich I. A. A STUDY OF NUMERICAL METHODS FOR FLOWS IN CHANNELS //INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCE SCIENCE AND TECHNOLOGY. – 2024. – Т. 1. – №. 6. – С. 66-69.
9. Игамбердиев А. А. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ И МЕТОДИКА УСТАНОВЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНОЙ ПЕРИОДИЧНОСТИ ЗАМЕНЫ МОТОРНОГО МАСЛА ДВИГАТЕЛЕЙ //РАЗВИТИЕ СОВРЕМЕННОЙ НАУКИ: ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ПРИКЛАДНЫЕ АСПЕКТЫ. – 2021. – С. 7-18.
10. Игамбердиев А. А. НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПЛАНИРОВАНИЯ ПЕРЕВОЗОК ГРУЗОВ АВТОМОБИЛЬНЫМ ТРАНСПОРТОМ //Интернаука. – 2018. – Т. 14. – №. 48 часть 2. – С. 16.