ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ОТКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ МАРКИ МАТЕРИАЛА

Ишмуратов Хикмат Кахарович

*PhD, доцент,
Ташкентский государственный технический университет,
Республика Узбекистан, г. Ташкент
E-mail: x.ishmuratov@mail.ru*

WEAR RESISTANCE OF OPEN GEARS DEPENDING ON THE MATERIAL GRADE

Khikmat Ishmuratov

*PhD, docent, Tashkent State Technical University,
Uzbekistan, Tashkent*

АННОТАЦИЯ

В работе приведена краткий обзор, общие представления об абразивном изнашивании материалов. Разрушение поверхности может происходить в результате однократного взаимодействия абразивной частицы с поверхностью. Более вероятным представляется многократный процесс деформирования поверхности абразивными частицами и усталостного разрушения поверхности. В условиях контактно-абразивного изнашивания при повышении твердости стали и содержания углерода объемы единичных повреждений поверхности, вызванные дроблением абразивных частиц, уменьшаются, но сам процесс качественно не изменяется, прямое разрушение материала продолжает оставаться определяющей частью процесса изнашивания.

ABSTRACT

The paper provides a brief overview, general ideas about the abrasive wear of materials. The destruction of the surface can occur as a result of a single interaction of an abrasive particle with the surface. A multiple process of surface deformation by abrasive particles and fatigue failure of the surface is more likely. Under conditions of contact-abrasive wear, with an increase in the hardness of steel and carbon content, the volume of individual surface damage caused by crushing of abrasive particles decreases, but the process itself does not change qualitatively, direct destruction of the material continues to be a determining part of the wear process.

Ключевые слова: Износ, зацепления, твердых частиц, адгезия, абразивных зерен, циклов нагружений, шестерня, полюсь зацепления, силы трения.

Keywords: Wear, engagement, solid particles, adhesion, abrasive grains, loading cycles, chester, field engagement, friction forces.

Износ зубьев, открытых зубчатых передач, работающих в абразивной среде. В работе приведена методика определения запыленности, которая является одним из главных факторов, характеризующих условия работы открытых зубчатых передач [2; С.31-41]. Чаще всего используют в данном случае прямой метод определения запыленности, состоящий из следующих операций: а) отбор пробы запыленного воздуха, в которой концентрация и дисперсный состав пыли не отличается от окружающей среды; б) полное улавливание пыли, содержащейся в отобранной пробе, например, фильтрацией с последующим взвешиванием пыли; в) измерение объема отобранной пробы и определения фактической запыленности.

Кроме прямого метода, существуют и косвенные методы. Когда о запыленности судят по тем или иным показателем физических свойств запыленного воздуха.

Зависимость распределения пылесодержания в слоях воздуха представлена на рис. 1.

Как видно из рис. 1. наименьшая концентрация пыли наблюдается на высоте, равной 85 см, что является важным обстоятельством, которое нужно учитывать при проектировании открытых зубчатых передач сельскохозяйственных машин и агрегатов [1;С.19, 5;С.15].

В пыли содержится до 82% кварца и корунда, которые имеют высокую твердость и абразивное изнашивание трущихся деталей [47;С.19]. По 10 – бальной шкале Мооса – кварц оценен в 7 баллов и корунд в 9 баллов, что соответствует примерно микротвердости, равной соответственно 11200 Н/мм² и 20600 Н/мм² при измерении микротвердости 136-градусной пирамиды [1;С.19].

Расстояние от поверхности почвы H , мм**Рисунок 1. Зависимость распределения пылесодержания в слоях воздуха**

Следует отметить, что концентрация пыли в воздухе, кроме перечисленных ранее факторов, зависит также от погоды, направления и силы ветра, скорости передвижения машины и других факторов.

Считается, что частицы кварца (SiO_2) размером от 1 до 30 мкм могут длительное время находиться в воздухе и проникать в узлы трения [1;С.21].

Форма зерен почвенной пыли и других абразивных частиц разнообразна. Эти зерна, попадая в межконтактную зону трения твердых тел, могут разрушаться. Прочность зерна может быть оценена по формуле [1;С.21]

$$\sigma_u = AH_\mu \quad (1)$$

($A=0,2$). По данным микротвердость кварца, определенная на приборе ПТМ 3 при нагрузке 100г, составляет $H_\mu = 11000 \dots 12000$ Н/мм², что соответствует данным, приведенным в книге [47;С.21]. Тогда, приняв $H_\mu = 11000$ Н/мм², получим $\sigma_0 = 0,2 \cdot 11000 = 2200$ Н/мм. Значение σ_0 , полученное по формуле

$$I \sim \frac{1}{HB^\alpha \cdot \epsilon_0^\beta} \quad (2)$$

слишком завышено. Оценка прочности при дроблении абразивных частиц, по мнению В.А. Ермичева, может быть дана из соотношения $\sigma_0 = 5 \sigma_k$, где σ_k – прочность на раздавливание (примерно равна $\sigma_k = 180$ Н/мм²) [1;С.21].

Для абразивных частиц в первом приближении можно принять $\sigma_0 = 5 \cdot 180 = 900$ Н/мм². Кроме кварца (SiO_2), основными частями минеральных составляющих пыли являются окись алюминия (Al_2O_3) – глинозем и окись железа Fe_2O_3 – гематит.

Если принять абразивное изнашивание кварцевой пыли за 1, то абразивное действие естественной пыли берут меньше [1;С.22] (табл. 1.).

Как видно из табл. 1., значения коэффициента K естественной пыли меньше, чем у кварца, но весьма близки между собой. В работах на основании анализа экспериментальных данных показано, что влияние концентрации абразивных частиц на износ уменьшается с уменьшением размера частиц. Для всех размеров частиц между концентрацией абразива и скоростью изнашивания наблюдается прямая зависимость.

Таблица 1.**Значение коэффициента абразивности K для наиболее распространенных типов пыли**

Тип пыли	Удельный вес, г/см ³	Содержание SiO_2 , %	K
Кварц	2,65	97,00	1
Суглинистая	2,65	79,52	0,82
Лессовая	2,46	70,00	0,72
Черноземная	2,24	67,81	0,70

Расчет износа зубьев открытые зубчатых передач. При работе зубчатых передач создаются переменные условия взаимодействия зубьев вдоль линии зацепления. Скорость относительного скольжения профилей зубьев изменяется от нуля в полюсе зацепления до максимального значения при контакте головки и ножки зубьев сопряженных колес [1;С.37, 3; С. 167-170].

Радиус кривизны эвольвенты в пределах рабочего профиля зуба переменен, поэтому и контактные напряжения – переменны.

Рассмотрим методику оценки износа зубьев. В соответствии с законом абразивного изнашивания линейный износ h_0 профиля зуба за один цикл нагружения будет равен [1;С.37, 2; С. 50]

$$h_0 = K_w \sigma_H L', \quad (3)$$

Контактное напряжение по Г. Герцу определяется выражением

$$\sigma_H = \sqrt{w_n / (\pi \rho_{\text{пр}}) / \lambda_E}, \quad (4)$$

Здесь w_n – нормальная нагрузка, приходящаяся на единицу длины контактных линий, равная:

$$w_n = 10^3 K_H T_1 / (b_w r_1 \cos \alpha_w), \quad (5)$$

$r_1 = 0.5mz_1$ – радиус делительной окружности шестерни, параметр λ_E определяется по формуле [2;С.37]

$$\lambda_E = \sqrt{(1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2}. \quad (6)$$

Здесь $\mu_{1,2}$ и $E_{1,2}$ – соответственно коэффициент Пуассона и модуль упругости материала шестерни и колеса.

В соответствии с приведенными в разделе 1.4 зависимостями запишем путь трения L' точек профиля зубьев, находящихся в контакте. Путь трения рассчитывается как произведение скорости относительного скольжения V_S сопряженных точек профилей на время трения точек за один цикл зацепления [1;С.38, 3;С.14].

$$L' = V_S \cdot t_n. \quad (7)$$

Время t_n определяется отношением ширины контакта $2b_H$ к тангенциальной составляющей V_t скорости перемещения точек

$$t_n = \frac{2b_H}{V_t} \quad (8)$$

Ширина контактной площадки $2b_H$ определяется так:

$$2b_H = 2,25\lambda_E \sqrt{w_n \rho_{np}}. \quad (9)$$

Используя закон изнашивания с учетом выражений (3–9), запишем [1;С.38]:

$$h_0 = K_w \frac{2,25}{\sqrt{\pi}} \frac{V_S}{V_t} w_n \quad (10)$$

Обозначив через $\frac{V_S}{V_t} = \eta$, получим:

$$h_0 = 1,269K_w w_n \cdot \eta \quad (11)$$

Таким образом, износ зубьев пропорционален нормальной нагрузке w_n и коэффициенту относительного скольжения [1;С.39].

Величина износа зубьев шестерни за N_I циклов нагружения, соответствующее времени t_h , часов работы будет равна

$$h_1 = h_{01} \cdot 60n_1 t_h = 76,14K_{w1} w_n \eta_1 n_1 t_h, \quad (12)$$

износ зубьев колеса за N_2 циклов

$$h_2 = h_{02} \cdot 60n_2 t_h/u = 76,14K_{w2} w_n \eta_2 n_2 t_h/u, \quad (13)$$

K_{w1} и K_{w2} – определяемые экспериментальным путем [5;С.13–19].

Выражая коэффициент относительного скольжения в функции радиусов кривизны ρ_1 и ρ_2 сопряженных зубьев шестерни и колеса, получим зависимость для износа [1;С.39, 7; 13–19 с.]

$$\begin{cases} h_1 = 76,14K_{w1} w_n \left| \left(1 - \frac{\rho_{1n}}{\rho_1} \right) \right| n_1 t_h, \\ h_2 = 76,14K_{w2} w_n \left| \left(1 - \frac{\rho_{2n}}{\rho_2} \right) \right| n_2 t_h/u. \end{cases} \quad (14)$$

Здесь ρ_{1n} , ρ_{2n} – радиусы кривизны в полюсе. Выражения $\eta_i = (\rho_{ni}/\rho_i)$, $i=1,2$ взяты по модулю, т.к. в полюсе зацепления скорость скольжения U_n изменяет направление, и данные выражения изменяют знак при $\rho_i < \rho_{ni}$.

В соответствии с теорией зацепления зубчатых колес с эвольвентным профилем в полюсе отсутствует скольжение зубьев и, следовательно, износ. Этот вывод следует при $\rho_{ni} = \rho_i$. Некоторые авторы считают, что вследствие искажения при износе эвольвент и возникающего в полюсе проскальзывания, а так же вследствие пластических деформаций, износ имеет место и в полюсе [1;С.39, 6;С.467–471].

Для оценочных расчетов предлагается использовать данные для зубчатых колес с ориентировкой на эксплуатационные данные аналогичных узлов. Однако, без выявления всех факторов, влияющих на коэффициент износа, указанный подход с использованием аналогов может привести к существенным погрешностям.

Используя в качестве числовой характеристики интенсивность изнашивания D , которую в общем виде определяют как отношение износа к путям трения, в работах получены зависимости, позволяющие определить толщину изношенного слоя по формулам [1;С.40]:

$$h_1 = 2,25 \cdot I_{hi} \sqrt{\frac{F_n \theta}{b_{w2}} \cdot \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 + \rho_1}} \cdot \frac{V_S}{V_t} \cdot n_1 \cdot t_1, \quad (15)$$

Так, при работе зубчатых колес, изготовленных из стали 45, расчетная интенсивность изнашивания (без смазочного материала) равнялась

$I_{h \text{ расч}} = 11 \cdot 10^{-7}$, в то время, как экспериментально полученное значение

$I_{h \text{ эксп}} = 2,6 \cdot 10^{-7}$. Соответственно отношение ресурсов работы зубчатой пары, определяемых выражением [5;С.18–20]

$$L_{hi} = \frac{[h_1]V_1}{I_{h2} 2b_n V_{Sn1}} \quad (16)$$

при прочих равных условиях (в частности, при заданном значении допускаемого износа $[h_i]$), равно [47;С.41]:

$$\frac{L_{h \text{ ЭКСП}}}{L_{h \text{ расч}}} = \frac{I_{h \text{ расч}}}{I_{h \text{ ЭКСП}}} = \frac{11 \cdot 10^{-7}}{2,6 \cdot 10^{-7}} = 4,23.$$

Таким образом, прогнозируемый ресурс может отличаться от реального значения более чем в 4 раза. Это означает, что существующая методика определения ресурса работы зубчатых колес нуждается в уточнении.

Заключение:

1. Изучено состояние процесса изнашивания зубьев шестерен с участием абразивных частиц, происходящего в результате процессов пластической

деформации и сдвига, без учета дробления абразивных частей при их контакте с поверхностями трения.

2. В существующих методах расчета абразивного износа зубьев шестерен ограничивается только определением износа с участием абразивных частиц, при этом не учитывается величина износа, сопровождающейся дроблением частиц, находящихся в

клиновидном зазоре, теряющих изнашивающей способности, в дальнейшем изнашивания с раздробленными частицами, данный вид износа прекращается и после чего изнашивание поверхностей контакта продолжается с участием шероховатости поверхностей.

Список литературы:

1. Тихомиров П.В. Теоретическое обоснование ресурса зубчатых передач лесохозяйственных машин по критерию износа. Дисс. канд. техн. наук. Брянск, 2003. 136 с.
2. Ишмуратов Х.К. Теоретическое обоснование ресурса зубчатых передач хлопкоуборочных машин по критерию износа. Диссертация ученой степени доктора философии по техническим наукам (PhD). Ташкент, 2020.- 120 с.
3. Прохоров В.П., Тимофеев Г.А., Чернышова И.Н. Эволюция эвольвентного зацепления при износе от истирания. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2015, № 2 (959), с. 14–21.
4. Онищенко В.П. Математическая модель координат точки контакта профилей изношенных зубьев // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2002. Выпуск 19, - С. 171-179.
5. Ишмуратов Х.К. Износостойкость зубьев шестерен, при качении без участия в процессе изнашивания абразивных частиц // Международной научно-практической конференции «Автомобиле и тракторостроение». – Минск, 2019. -№2 С 16-20.
6. Старжинский В.Е. Виды повреждений зубчатых колес: типология и рекомендации по предупреждению повреждений / В.Е. Старжинский, Ю.Л. Солитерман, Е.И. Тескер, А.М. Гоман, С.А. Осипенко // Трение и износ. – 2008. – Т.29. – № 5. – С. 465–482.