

ПРОБЛЕМА ОЦЕНКИ ИЗНОСА СОПРЯЖЕНИЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

А.В. Баранов, В.А. Вагнер, С.В. Тарасевич,
Ю.А. Баранова, А.Н. Пономарева

Приведена модель окислительного изнашивания участков рабочих поверхностей зубчатых передач. Получены соотношения для определения скоростей изнашивания в функции широкого круга независимых факторов. Модель открывает возможность описания износа сопряжения в целом и разработки методов управления процессом изнашивания.

Ключевые слова: энергетическое оборудование, транспортные машины, износ сопряжений зубчатых колес.

Создание расчетных методов прогнозирования и способов повышения долговечности узлов трения представляется весьма актуальной задачей, тем более, что здесь практически отсутствуют справочные рекомендации. В общем случае ресурс узлов трения по износу определяется из соотношения

$$T_{\tau} = \frac{[h]}{JV K_B} = \frac{[h]}{\gamma}, \quad (1)$$

где $[h]$ - допустимый износ поверхностей, J - интенсивность изнашивания, V - скорость скольжения, K_B - коэффициент перекрытия, γ - скорость изнашивания.

Из (1) видно, что ресурс находится в прямой зависимости от износостойкости рабочих поверхностей деталей узлов трения. Среди известных методик оценки долговечности узлов трения по износу можно выделить два подхода.

Методики первого направления основываются непосредственно на результатах экспериментальных исследований изнашивания сопряжений и подборе эмпирических зависимостей [1, 2, 3], очевидно, что такой подход имеет ограниченные возможности и приемлем только для узлов трения и условий их эксплуатации, в которых эти зависимости были получены.

Сущность методик второго направления заключается в определении эпюр контактных параметров (давлений, скоростей скольжения) в процессе изнашивания сопряжений при условии неразрывности контакта изнашивающихся поверхностей. Расчет скоростей изнашивания деталей сопряжения при этом основывается на известных закономерностях изнашивания материалов, которые определяются экспериментально на лабораторных машинах [4], либо аналитическим путем [5].

Положенные в основу известных мето-

дик второго направления элементарные законы изнашивания не учитывают влияния геометрии контакта (коэффициента перекрытия) на износ материалов, что может привести к значительным погрешностям в определении износостойкости сопряжений. По данным [5, 6, 7] влияние указанного фактора при прочих равных условиях может изменять интенсивность изнашивания материалов более чем на несколько порядков.

Общим недостатком для обоих подходов является учет влияния на износ весьма ограниченного числа факторов. Как правило, таковыми являются удельная нагрузка и скорость скольжения, что в известной мере ограничивает область применения этих методик.

В настоящей работе рассматривается возможность оценки износостойкости цилиндрических прямозубых зубчатых передач, основываясь на полученных ранее [6] закономерностях окислительного изнашивания трущихся материалов, в основном, лишенных указанных недостатков.

Наиболее распространенными видами разрушения поверхностей трения зубчатых колес являются контактное усталостное выкрашивание и износ. Расчет зубьев на контактную прочность в настоящее время хорошо известен, в то время как надежный расчет зубьев за истирание, вследствие весьма большой сложности протекающих физико-химических процессов и многообразия факторов, влияющих на износ, в литературе отсутствует.

Нами применен нетрадиционный кинетический подход к решению задач механохимического изнашивания. Сущность метода заключается в том, что скорость разрушения поверхностных структур определяется по

скорости из образования, поскольку эти два процесса находятся в динамическом равновесии. Это позволяет интерпретировать сам процесс изнашивания как сложную трибохимическую реакцию между металлом и кислородом. Этот метод расчета на износ обладает широкой физической информативностью и может быть использован применительно к прямозубым цилиндрическим передачам.

Рассмотрим расчет элементов профиля зубчатых передач на износ, исходя из закона окислительного изнашивания, как наиболее типичного для данной кинематической пары. Теоретическими основами процесса механохимического изнашивания будут являться результаты исследований, проведенных нами ранее [8], с соответствующей адаптацией к условиям работы исследуемой пары.

Согласно [9], скорость окислительного изнашивания материала трущихся элементов, не находящихся постоянно в зоне фрикционного контактирования, зависит от средних концентраций окислителя у поверхности металла в зоне трения и вне ее (соответственно \bar{C}_{II} и \bar{C}_I), а также от параметров химической активности поверхностей трения.

Сопряжение рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса характеризуются как относительным проскальзыванием профилей в зоне контактирования, химически активируемым поверхностные слои материала, так и движением зоны контакта по профилям зубьев в целом. Причем последняя определяет скорость доставки смазочного материала, содержащего активные компоненты, в зону трения.

Для определения величины \bar{C}_{II} рассмотрим баланс окислителя относительно фрикционного контакта (рисунок.1).

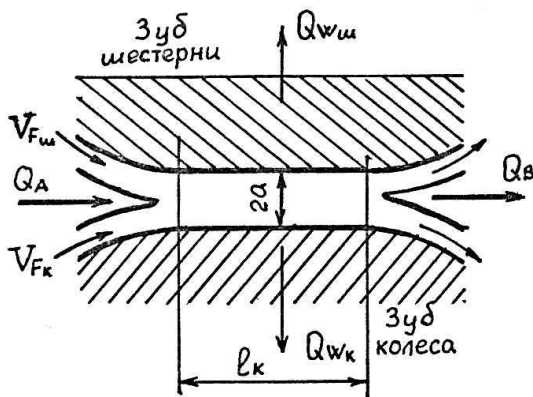


Рисунок 1 - Баланс окислителя в контактном зазоре

$$-Q_A + Q_{Wsh,k} + Q_{Wk} + Q_B = 0, \quad (2)$$

где $Q_A, Q_{Wsh,k}, Q_B$ - количество кислорода в единицу времени, соответственно входящее в зону трения, расходуемое на окисление контактирующих поверхностей шестерни и колеса и отводимое из зоны трения.

На основании (2) имеем

$$a \left(\left(C_{Fk} C_{1k} + V_{Fw} C_{1w} \right) \bar{C}_{II} I_k - A_k \bar{C}_{II} I_k - a \bar{C}_{II} \left(C_{Fk} + V_{Fw} \right) \right) = 0 \quad (3)$$

где $V_{Fw,k}$ - скорости перемещения зоны фрикционного контактирования по профилям зубьев колеса и шестерни соответственно; $C_{1w,k}$ - концентрация кислорода в смазочном материале, входящем в зону трения с поверхности колеса и шестерни соответственно; I_k - длина контактной зоны; $A_{w,k}$ - параметры химической активности сопряженных поверхностей.

Толщина смазочного слоя поверхности a , может быть определена по формулам [10]:

$$a = 2.5 R_a \left[-10 \left(p_a \Theta \right)^{0.28} \right],$$

$$R_a = \varepsilon p_a^{-0.25},$$

где R_a - шероховатость поверхности, p_a - номинальное давление, Θ - упругая постоянная, ε - опытный коэффициент.

Из (3) следует, что средняя концентрация окислителя в контактной зоне равна

$$\bar{C}_{II} = \frac{a \left(C_{Fk} C_{1k} + V_{Fw} C_{1w} \right)}{a \left(C_{Fk} + V_{Fw} \right) I_k \left(C_{1w} + A_k \right)},$$

где значения средней концентрации окислителя при входе смазочной среды в область контакта $C_{1w,k}$ рассчитываются в соответствии с выражениями [10].

Указанные значения концентраций окислителя и средние величины этих значений у

поверхности металла вне зоны контакта (\bar{C}_I) определяются раздельно по соотношениям:

$$C_1 = a^{-1} \int_0^a C_{1(x,t)} dx, \quad \bar{C}_1 = t_1^{-1} \int_0^{t_1} C_{1(t)} dt,$$

$$C_{1(x,t)} = C_0 - \frac{AC_2 x}{D} - 2 \sum_{n=0}^{\infty} \sin B_n x \exp \left(B_n^2 Dt \right) \times \frac{\left(1 \right)^{n+1} \cdot \frac{AC_1(x,t)}{D} + B_n \left(C_0 - C_2 \right)}{B_n^2},$$

$$B_n = \pi \left(+ 2n \right) \frac{a}{2a},$$

где t - время нахождения рабочих поверхностей колес между последовательными кон-

тактами; x – текущая координата глубины слоя смазки от внешней поверхности; D – коэффициент диффузии.

Заметим, что для сопряжения зубчатых колес, ввиду малости поверхности контакта, можно принять концентрацию на выходе зоны контакта $C_2 = \bar{C}_{II}$.

Все указанные уравнения концентраций связаны между собой общими параметрами и решаются совместно. Данный тип системы уравнений предполагает исключительно численное решение с привлечением аппарата численных методов различного типа и был нами реализован программно [10].

Параметры активности A , интенсивности активации H и перекрытия K_B применительно к зубчатым парам на основании соотношений [8, 10] определяются отдельно для каждой поверхности следующим образом:

$$A_{ш,к} = Hk_{Cш,к}k_{Bш,к},$$

$$H = 2,5\theta^{\nu} p_a^{\nu+1} V_S,$$

$$k_B = \omega_{ш,к} l_k / (\pi V_{Fш,к}),$$

где V_S – скорость относительного скольжения профилей; $\omega_{ш,к}$ – скорости вращения шестерни и колеса, k_C – трибохимический коэффициент материала колес, $\nu = 1/3$.

Скорость изнашивания каждого колеса в находится из выражения

$$\gamma = \left[-k_B \bar{C}_I + k_B \bar{C}_2 \right] \mu m A / \rho,$$

где ρ – плотность металла; μ – молярная масса молекулярного кислорода; m – стехиометрический коэффициент, равный массовому отношению железа и кислорода, содержащихся в продуктах износа.

Условие отсутствия заедания для зубчатых колес будет иметь вид

$$\bar{C}_{II} > C_{кр}.$$

Исходными данными для расчета скоростей изнашивания являются следующие параметры: свойства материалов и окружающей среды ($\theta, k_C, m, D, C_0, \varepsilon$); нагрузочно-скоростные ($p_a, \omega_{ш,к}$) и геометрико-кинематические параметры (V_S, V_F, l_k).

В расчет закладываются контактные параметры, относящиеся к точке профиля зубьев, в которых определяется износ.

Более простой алгоритм нахождения износных характеристик колес возможен при условии, что процесс доставки окислителя не лимитируется диффузионными процессами. Это с достаточной точностью возможно при выполнении условия

$$D \tau_1 / a^2 \geq 3,5.$$

Скорости изнашивания в этом случае могут быть определены из выражения

$$\gamma_{ш,к} = 2,5 \frac{\mu m \theta^{\nu} p_a^{\nu+1} V_S k_{Cш,к} k_{Bш,к}}{\rho} \times \left[-k_{Bш,к} \bar{C}_{II,ш,к} + \frac{a C_1 k_{Bш,к} (V_{Fк} + V_{Fш})}{a (V_{Fк} + V_{Fш}) H (k_{Cш} k_{Bш} + k_{Cк} k_{Bк}) l_k} \right],$$

где C_1, \bar{C}_I – соответственно определяются из соотношений

$$C_1 = \frac{C_0}{2} \left[\left(+2,5\theta^{\nu} p_a^{\nu+1} k_{C1} V k_{Bа} / D \right)^{\frac{1}{3}} + 1 \right],$$

$$\bar{C}_I = C_0 \left(+2,5\theta^{\nu} p_a^{\nu+1} k_{C1} V k_{Bа} / D \right)^{\frac{1}{3}}.$$

Если выполняется условие

$$\bar{C}_{II} / C_0 > 0,7,$$

характерное для сопряжений с небольшими контактными нагрузками, то с малой долей погрешности последнее расчетное соотношение может быть упрощено до вида

$$\gamma_{ш,к} = 2,5 \frac{\mu m \theta^{\nu} p_a^{\nu+1} k_{Cш,к} C_0}{\rho} \cdot \frac{l_k \omega_{ш,к} V_S}{2\pi V_{Fш,к}}. \quad (4)$$

Анализ выражения (4), учитывая зависимость длины контактной зоны l_k от номинального давления, показывает, что скорость изнашивания материалов зубчатых колес теоретически пропорциональна $p_a^{2,3}$ при прочих равных условиях. Экспериментальные исследования, выполненные в работе [5] свидетельствуют о том, что показатель степени при номинальном давлении для зубчатых колес из стали 30ХМЮА равен 2, а для стали 40Х равен 2,5, т.е. данные удовлетворительно согласуются с полученными нами теоретическими результатами.

Следует отметить, что все указанные упрощающие допущения несколько завышают расчетные параметры износа, т.е. идут в запас расчетной долговечности при ресурсных расчетах передач. Погрешности расчета по износу при этом не превышают 5%.

Учитывая, что рассеивание реальных параметров износа имеют гораздо большую величину при многократных однородных экспериментах, данную погрешность метода можно считать приемлемой.

Из уравнения (4) видно, что первый множитель правой его части является не чем иным, как интенсивностью изнашивания материалов узла трения при точечном контакте, выражение для которого было получено в [10]. При этом, расписывая в выражении (4) величину l_k по формуле Герца, получим

$$\gamma_{ш,к} = 2,25 J_{ш,к} \sqrt{\omega'_H \theta \rho_{пр}} \cdot \frac{V_{Sш,к}}{V_{Fш,к}} \cdot \frac{\omega_{ш,к}}{2\pi}, \quad (5)$$

где $\rho_{пр}$ - приведенный радиус кривизны в точке контакта зубьев; ω'_H - расчетная нагрузка, Н/м; J - интенсивность изнашивания элементов сопряжения, определяемое соотношением [10]

$$J = 2.5 \mu m k_C C_0 \theta^v \rho_a^{v+1} \rho^{-1}$$

Заметим, что это же соотношение (5) было получено другим путем Ю.Н. Дроздовым [1, 11]. Однако задача количественного определения интенсивности изнашивания этим автором не ставилась и не решалась.

Таким образом, полученные расчетные зависимости изнашивания материалов зубчатых колес, представленные в трех уровнях точности, могут быть использованы в качестве элементных законов изнашивания сопряжений пары зубчатых колес.

Исследования работы подвижных сопряжений деталей машин показывают, что в процессе изнашивания трущиеся поверхности изменяют свою геометрическую форму. Если время изнашивания достаточно велико, то образуется устойчивая (не изменяемая во времени) форма контактирующих поверхностей с соответствующей ей стационарной картиной распределения контактных параметров [4]. При этом скорость изнашивания сопряжений, как правило, стремится к минимальному значению [5].

Как показывают расчеты [4, 12], отсутствие учета изменения контактных параметров в процессе изнашивания, в большинстве случаев, приводит к завышению расчетных значений характеристик изнашивания сопряжений по сравнению с практическими. Так, для зубчатых передач эта величина может достигать значений 33-40 % [12].

Следует, однако, заметить, что существующие в настоящее время расчетные аналитические зависимости изнашивания трущихся материалов вносят значительно большие погрешности в результаты определения износных характеристик трибосопряжений. Поэтому в инженерных расчетах, для многих видов сопряжений, используются, как правило, статические (не учитывающие формоизменение поверхностей трения) модели изнашивания трущихся деталей.

Зубчатые передачи относятся к сопряжениям, в которых условия изнашивания не сохраняются постоянными для всех точек контактирующих поверхностей. Это является причиной неравномерного износа трущихся

элементов. Кроме того, обычно коэффициент торцевого перекрытия у зубчатых колес больше единицы, и в случае двухпарного зацепления нагрузка передается двумя парами зубьев. Причем распределение нагрузки между ними зависит от скорости их изнашивания. Это, в свою очередь, оказывает влияние на формирование эпюр износа.

Для определения нагрузок, передаваемых двумя парами зубьев, мы использовали положения теории жесткого изнашивания [4].

Согласно условию совместности изнашивания жестко связанных сопряжений передаваемые каждой парой зубьев нагрузки определяются из системы уравнений

$$\begin{cases} \gamma_{ш1} + \gamma_{к1} = \gamma_{ш2} + \gamma_{к2}, \\ \omega'_{н1} + \omega'_{н2} = \omega'_{но}, \end{cases}$$

где $\gamma_{к1,2}$, $\gamma_{ш1,2}$ - соответственно скорости изнашивания поверхностей зубьев шестерни и колеса (индексы 1 и 2 соответствуют первой и второй паре сопряженных элементов, рисунок 2); $\omega'_{н1}$, $\omega'_{н2}$ - нагрузки, передаваемые первой и второй парой зубьев соответственно (случай двухпарного зацепления); $\omega'_{но}$ - нагрузка, передаваемая парой зубьев при однопарном зацеплении.

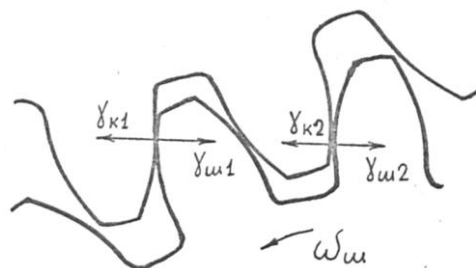


Рисунок 2 – Расчетная схема

Пример программы решения задачи окислительного изнашивания прямозубой цилиндрической зубчатой передачи, алгоритм которой основан на допущении неизменности геометро-кинематических характеристик зацепления в процессе работы (статическая модель), приведен подробно изложен в [10]. Возможность практического использования статических моделей изнашивания зубчатых передач обоснована в работах [4, 12].

На рисунке 3а представлены экспериментальные и теоретические эпюры износа зубьев шестерни прямозубой передачи.

По расчету в полюсной зоне, где скольжение отсутствует, при принятых предпосылках износа зубьев не должно быть. Однако пластические деформации, а также искаже-

ния эвольвентного профиля при износе, вызывающие проскальзывания, способствуют формоизменению и в этой зоне. Этим же объясняются значительные расхождения экспериментальных и расчетных износов в полюсной зоне. О наличии пластических деформаций в указанной области можно судить по высокой степени наклепа материала (рисунки 3б).

Ресурс зубчатых передач при изнашивании зубьев до некоторого предельного состояния обусловлен скоростью изнашивания и критерием, предельного состояния. Поскольку основными причинами выхода из строя зубчатых передач при изнашивании являются уменьшение изгибной прочности зубьев и увеличение циклической погрешности зацепления (критерий плавности), то в первом случае предельный износ следует назначать из соображений объемной прочности зубьев. Во втором случае ресурс сопряжения следует считать исчерпанным при достижении циклической погрешности предельного значения.

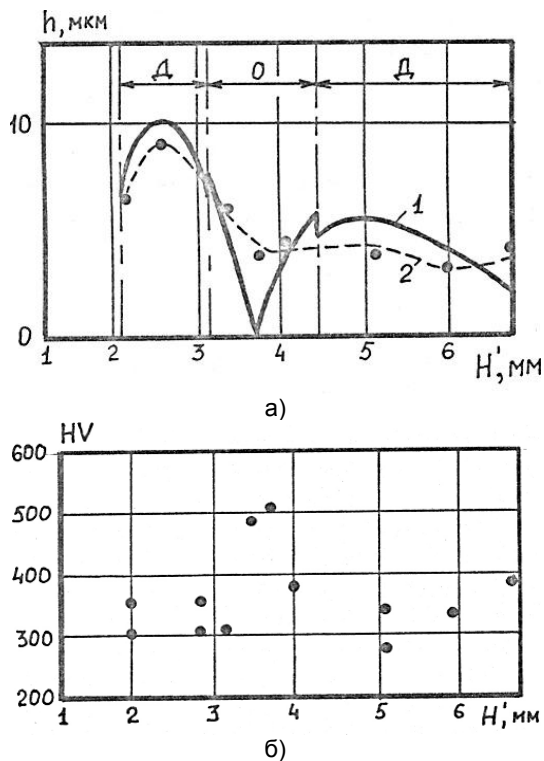


Рисунок 3 – Теоретический (1) и экспериментальный (2) износ (а) и микротвердость (б) рабочей поверхности зуба шестерни в функции высоты зуба. Д – область двухпарного контакта, О – область однопарного зацепления

Причем под циклической погрешностью передачи, согласно рекомендациям работы [4], можно считать наибольшую сумму износов в точках зацепления сопряженных зубьев. ПОЛЗУНОВСКИЙ ВЕСТНИК № 1 2010

Отметим, что при использовании статической модели, действительная долговечность зубчатого зацепления будет не меньше расчетной. Это является приемлемым для оценочных расчетов.

Проведенные исследования изнашивания зубчатых колес седьмого класса точности (таблица 1) показали, что расхождение между расчетной и действительной износостойкостью в точках максимального изнашивания отличается не более чем 30%. Причем расчетный износ практически во всех случаях оказывался не меньше практического.

Таблица 1 - Сопоставление результатов экспериментального и теоретического определения износов зубчатых колес

№	Модуль, мм	Расчетная нагрузка $\omega'_H, H/мм$	Число зубьев Z_1/Z_2	Расчетн. износ $h_p, мкм$	Эксперим. износ $h_э, мкм$
1	2	15,5	30/30	11	8±3
2	3	15,5	20/20	20	17±4
3	5	15,5	18/18	22	19±6

Таким образом, базируясь на разработанных зависимостях окислительного изнашивания материалов и используя статическую модель изнашивания зацепления, можно приблизительно прогнозировать (оценивать) износостойкость зубчатых передач на стадии проектирования. Точность расчетной методики может быть повышена за счет использования моделей, учитывающих изменения геометро-кинематических характеристик зацепления в процессе изнашивания [12, 13].

В силу принятия ряда упрощающих допущений область применимости разработанной методики оценки износостойкости и ресурса зубчатого зацепления ограничена. Методика применима для прогнозирования ресурса цилиндрических зубчатых передач, смазываемых инактивными смазочными материалами и работающих со скоростями, при которых динамические нагрузки не оказывают существенного влияния на процесс изнашивания. Применимость методики также ограничивается сопряжениями, материалами которых являются низколегированные стали с твердостью не превышающей твердости, характерной для объемной или поверхностной закалки.

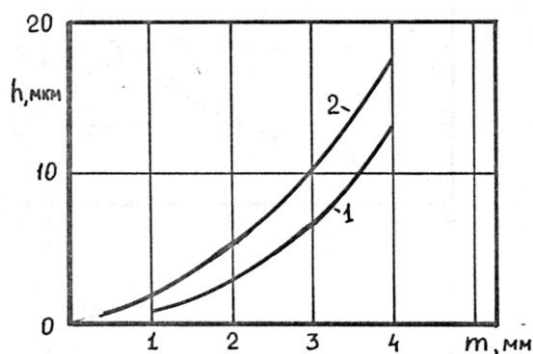


Рисунок 4 – Зависимость максимального износа в функции модуля зацепления m :
1– в области однопарного контакта,
2– в области двухпарного контакта

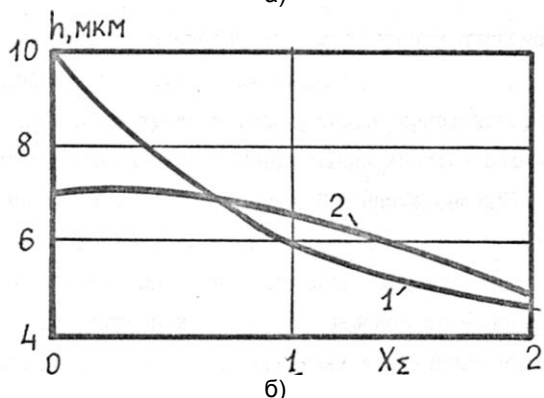
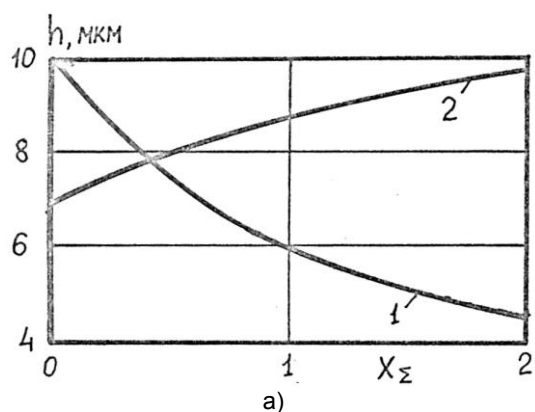


Рисунок 5 – Величина максимального износа в функции коэффициента суммы смещений колес; при системе назначения геометрических параметров колес по ГОСТ 16532-70 (а) и при системе назначения геометрических параметров колес, сохраняющей стандартную высоту зуба (б) для передачи с модулем 3 мм и числом зубьев 20/20:
1– в области двухпарного контакта;
2– в области однопарного контакта

Последнее замечание связано с неучетом в расчетах неравномерности распределения контактных давлений по ширине зубча-

того венца и явлений приработки, имеющих существенное значение для износа сопряжений из высокотвердых материалов.

Также это ограничение связано со свойственной высокотвердым материалам нестабильностью стехиометрического состава вторичных структур, что затруднительно учитывать при расчетах.

Основываясь на модельных представлениях окислительного механизма разрушения поверхностей трения, развиваемых в настоящей работе, и анализируя факторы, влияющие на его развитие, может быть сделан вывод о теоретической возможности использования конструктивных мер для увеличения ресурса изнашивающихся зубчатых передач.

ВЫВОДЫ

Анализируя выражения [10] и представленные данные, связывающее скорость изнашивания зубчатых колес с рядом триботехнических факторов, заключаем, что для снижения скорости изнашивания зубчатых передач необходимы такие конструктивные меры, которые были бы направлены на уменьшение скорости скольжения в зацеплении, на увеличение скорости перемещения зоны контактирования по профилям изнашивающихся зубьев, на уменьшение произведения $p_a^{1.3} l_k$, где p_a номинальное давление, l_k – длина контакта. Теоретически такими мерами являются: увеличение угла зацепления, уменьшение модуля (рисунок 4), увеличение диаметров зубчатых колес, увеличение рабочей ширины зубчатого венца.

Положительные результаты в снижении износа в точках максимального изнашивания зубьев могут быть достигнуты при использовании передач с положительным коэффициентом смещения. Теоретическая возможность повышения износостойкости передачи варьированием коэффициента суммы смещений ее колес и выбором системы назначения геометрических параметров зубьев проиллюстрирована рисунком 5.

Поскольку накопленная циклическая погрешность зубчатых колес определяется не абсолютной величиной износа профиля, а неравномерностью искажения эвольвенты, поэтому разумно оптимальными значениями смещения считать точку пересечения графиков однопарного и двухпарного зацепления. Этим способом для некоторых сочетаний геометрических параметров колес возможно двукратное уменьшение износа.

Следует отметить, что практическое использование названных конструктивных мер

повышения износостойкости ограничивается побочными эффектами, вызываемыми этими мерами, а также требованиями, предъявляемыми к передаче. Все это должно учитываться при проектировании зубчатых передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дроздов, Ю.Н. Трение и износ в экстремальных условиях: справочник / Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов.- М., 1986.-224 с.
2. Кузьмин, И.С. Мелькомодульные цилиндрические передачи: расчет, конструирование, испытание / И.С.Кузьмин, В.Н. Ражиков. Л., 1987.-272с.
3. Лебедев, В.Н. Прогнозирование долговечности и надежности направляющих скольжения технологического оборудования / Смирнов Н.А. // Современные проблемы технологии машиностроения.- М.: МВТУ им. И.Э. аумана, 1986. С. 223-225 с.
4. Проников, А.С. Надежность машин / А.С. Проников. М., 1978.- 592 с.
5. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов.- М., 1977.-526 с.
6. Евдокимов В.Д. Реверсивность трения и качество машин. Киев : Техника. 1977. 148 с.
7. Гаркунов, Д.Н. Триботехника / Д.Н. Гаркунов.- М., 1985.-424 с.
8. Баранов, А.В. Описание процессов механохимического изнашивания / Баранов А.В., Ваг-

нер В.А. // Ползуновский вестник., 2005.-№2.- С.50-54.

9. Баранов А.В., Математическая модель процесса окислительного изнашивания / А.М. Гвоздев, В.А. Вагнер // Расчет, диагностика и повышение надежности элементов машин.- Барнаул: АГТУ, 2001.- № 3.- С. 23-26.

10.Баранов, А.В. Метод прогнозирования и способы повышения ресурса изнашивающих подвижных сопряжений деталей машин / А.В. Баранов.: Диссерт. на соиск. ученой степени канд. техн. наук. Л., 1988.- 175 с.

11.Дроздов Ю.Н. К разработке методики расчета на изнашивание и моделирование трения //Износостойкость. – М.: Наука, 1975. С.120 -135.

12.Гриб, В.В. Решение триботехнических задач численными методами / В.В.Гриб. М., 1982.-112с.

13.Егоров И.М. Применение методов математического моделирования для исследования и расчета изнашивания прямозубых цилиндрических передач: Дис. На соискание ученой степени к. т. н. Л.: ЛИТМО, 1985. 160 с.

Баранов А.В., к.т.н., доц.,
Вагнер В.А., д.т.н., проф.,
Тарасевич С.В., к.т.н.,
Пономарева А.Н.,
Баранова Ю.А.,
 АлтГТУ им. И.И. Ползунова, Барнаул,
 тел. (3852)290874, e-mail: bar_a@mail.ru