

УДК 621.833:620.191

Р. М. Игнатищев, д-р техн. наук, проф., Ю. В. Машин, П. В. Другаченко

СУЩНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО МЕТОДА УПРЕЖДЕНИЯ ПИТТИНГА В ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Проблема упреждения питтинга до сих пор не решена, а накопленные по ней экспериментальный и теоретический материалы оказались с изъяном: формула Герца хорошо отражает явление питтинга, но применяется некорректно – недооценивают, что эксплуатационно-нормальные износы приводят к существенному увеличению кривизн и тем самым к повышению контактных напряжений в околополосной зоне.

В статье проанализировано влияние возрастания кривизн в зависимости от максимальных по профилю износов, модулей зацепления и чисел зубьев зубчатых колес. Предложено устройство по корректировке профилей зубьев в условиях эксплуатации. Приведены результаты исследований влияния эксплуатационно-нормальных износов на динамику зубчатых передач.

Введение

Усталостный износ на поверхностях зубьев разнообразен. Это техническое «зло». Оно бывает малым и большим. Малое – мелкое оспообразование, подъедание на ножках зубьев, закругление кромок зубьев [1]. С этим обычно мирятся, не придают большого значения. Большое «зло», о котором в данной статье и ведётся речь, – это усталостный износ, возникающий в околополосных зонах, т. е. в окрестностях перехода ножек в головки; иначе – наблюдаемый на вытянутых полосках поверхностей зубьев, содержащих линии пересечения этих зубьев с начальными цилиндрами, конусами. Основные, используемые в этих случаях, литературные термины: питтинг, оспообразование, явление выкрашивания; часто с добавлением уточняющего слова «прогрессирующий(ее)».

Для негативного явления, которым является питтинг, слово «прогресс» не подходит и, при необходимости уточнений, лучше, на наш взгляд, использовать слово «недопустимый».

Мы считаем, что главный термин для этого большого «зла» должен состоять из одного слова – «питтинг».

Рекомендуем использовать ещё четыре термина, связанные с рассматриваемым негативным явлением:

1) *питтинг-опасность* – это состояние активных поверхностей зубьев, когда

контактные напряжения достигли предела выносливости (подошли в процессе своего возрастания к порогу, после которого начинают зарождаться трещины усталости);

2) *предпиттинг* – на поверхностях зубьев сформировались сетки микротрещин и вот-вот начнут отделяться частички (крошки) металла, оставляя после себя ямки (в англ. яз. «pit»);

3) *исчезающий питтинг* – завершается отказом через несколько часов после его возникновения и наблюдается, как правило, в передачах с модулем 5 мм и менее;

4) *проходящий (динамику порождающий) питтинг* – характерен для передач с модулем 7 мм и более; к отказу передачи, как правило, не приводит, исчезает, но слишком искажает профили зубьев и порождает в системе большую, близкую к ударной динамику, которой охватываются другие, находящиеся в единой системе, детали – крепления корпусов, валы, шпонки, муфты, подшипники и т. д., что приводит к существенному снижению наработок на отказ машины в целом.

Об имеющемся научном решении проблемы питтинга

Проблема питтинга в эвольвентных передачах возникла 80 лет назад. Имеются:

– ГОСТ 21354–87 (СТ СЭВ 5744–86)

Передачи зубчатые цилиндрические

эвольвентные внешнего зацепления. Расчет зубьев на контактную прочность;

– DIN 3990–2 Колеса зубчатые цилиндрические. Расчет несущей способности по питтингу (язвенной коррозии);

– ISO 6336–2 Расчет допустимой нагрузки прямозубых и косозубых цилиндрических зубчатых передач. Расчет критической выносливости поверхности (выкрашивания).

Учебная литература уже более 45 лет учит будущих инженеров расчетам по упреждению питтинга в зубчатых передачах: «Расчет зубьев цилиндрических колес на контактную прочность» [2]; «Расчет зубьев по контактным напряжениям» [3]; «Расчет на контактную прочность активных поверхностей зубьев» [4]; «Расчет зубьев цилиндрических передач на контактную прочность» [5] и др.

Может создаться впечатление, что проблема упреждения питтинга в зубчатых передачах давно снята с повестки дня, но проведенные нами эксплуатационные обследования показали, что это не так. Проблема питтинга в зубчатых передачах до сих пор не решена, и работы, направленные на поиск путей его упреждения, актуальны и в настоящее время [6].

Основная причина неудач в предпринимаемых попытках дать научное решение проблемы питтинга

Проблему упреждения питтинга в зубчатых передачах пока не удалось ре-

шить даже в научном плане по той причине, что все созданные на текущий момент времени упомянутые методики расчета на контактную прочность базируются на общей для всех принципиальной ошибке: контактные напряжения считались постоянными во времени величинами, определяемыми по радиусам кривизны эвольвент. На самом же деле кривизны к концу запланированных сроков эксплуатации в неопределённое число раз (в 2, 3, 5, 15 и более) оказываются большими начальных своих значений.

Предпосылки к научному решению проблемы питтинга

В технически грамотно обслуживаемых закрытых передачах контактные напряжения в зонах перехода ножек зубьев в головки монотонно-существенно возрастают в процессе эксплуатации в 1,5–2 и более раз (рис. 1), причина этому: неравномерные по профилю износы и возрастание, поэтому приведённых кривизн в указанных зонах в 2–4 и более раз.

О существенности влияния эксплуатационно-нормальных износов на радиусы кривизны поверхностей зубьев

Ограничиваемся рассмотрением нулевых зубчатых передач, но имеем в виду, что их производится около 80 % от общего объема.

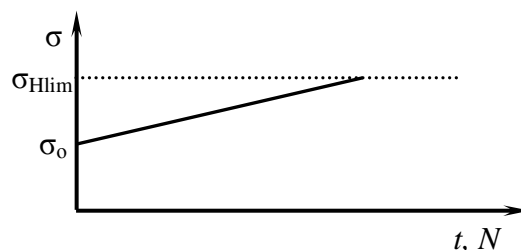


Рис. 1. Картина увеличения контактных напряжений в околополюсных зонах: σ_0 – контактные напряжения в начале эксплуатации передачи; $\sigma_{\text{Нlim}}$ – предел контактной выносливости материала; t, N – время работы передачи (число циклов нагружений)

На рис. 2 представлена обобщённая кривая эксплуатационно-нормальных износов [1] как результат обработки полученных 300 эвольвентограмм и найденных в литературе экспериментальных кривых износа поверхностей зубьев многих других исследователей; находится в хорошем качественном согласии также с широко известными теоретически предсказываемыми кривыми износов (удельное скольжение, коэффициент скольжения, коэффициент Щ и др.); специалистами воспринимается достоверно. Её участок, изображённый пунктиром, практически не отличается от синусоиды и поэтому аппроксимирован ею.

На рис. 2: ось абсцисс l – это выпрямленная эвольвента; U – линейный износ, измеряемый по нормали к эвольвенте; O – начало участка обобщённой кривой износа, аппроксимируемой синусоидой; S – конец первой полуволны аппроксимирующей синусоиды; P – точка про-

филя, соответствующая полюсу зацепления (соответствующая точке перехода головки зуба в ножку; иначе – точка пересечения профиля с начальной окружностью); D – конец аппроксимируемой синусоидой участка профиля; у всех встречавшихся кривых эксплуатационно-нормальных износов при соблюдении условия

$$PD \leq 0,15 \cdot m \quad (1)$$

не наблюдалось существенных отклонений участков действительных профилей от заменяющих их синусоид; при $PD > 0,15 \cdot m$ такие отклонения могут быть существенными, но, как показывают наблюдения, в подавляющем большинстве случаев зона возникновения питтинга не переходит границу, описанную условием (1), т. е. нет практического смысла анализировать кривизны в точках профиля, расположенных правее D .

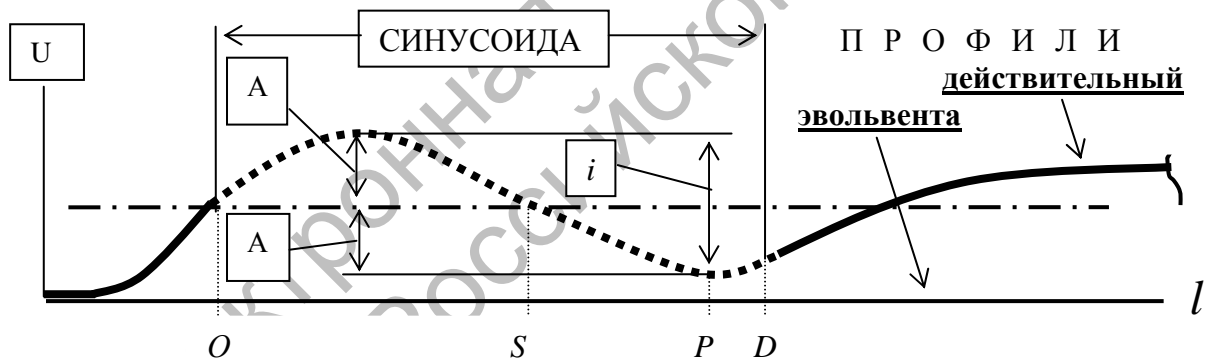


Рис. 2. Обобщённая кривая эксплуатационно-нормальных износов

Износ в точках профиля, соответствующих полюсу зацепления, на порядок меньше максимальных износов, которые имеют небольшой разброс относительно середины ножек зубьев, поэтому в дальнейших рассуждениях i ($i = 2 \cdot A$) – это максимальный по профилю износ.

Для некорректированных передач длина каждой четверти волны синусоиды равна четверти модуля. Поэтому

$$OSP = 0,75 \cdot m \quad (2)$$

Итак, участок $OSPD$ обобщённой линии износа профилей нулевых передач описывается уравнением:

$$U = U_p + A + A \cdot \sin(\mu \cdot l + B) \approx 0,5 \cdot i \cdot [1 + \sin(\mu \cdot l + B)] \quad (3)$$

Задаёмся целью коэффициенты μ и B выразить через основные геометрические параметры передач.

Для этого учитываем:
– в точке O

$$\mu \cdot l_o + B = 0; \quad (4)$$

– в точке S

$$\mu \cdot l_s + B = \pi; \quad (5)$$

– в точке P

$$\mu \cdot l_p + B = 1,5 \cdot \pi. \quad (6)$$

Из (4) и (5) следует, что

$$\mu = \frac{2 \cdot \pi}{m}. \quad (7)$$

Длина эвольвенты связана с углом φ её развёрнутости соотношением

$$l = 0,5 \cdot r_o \cdot \varphi^2. \quad (8)$$

где r_o – радиус основной окружности.

Поэтому для рассматриваемых нулевых передач

$$l = 0,235 \cdot D_d \cdot \varphi^2, \quad (9)$$

где D_d – диаметр делительного цилиндра.

Известно, что

$$\varphi_p = \operatorname{tg} \alpha,$$

поэтому

$$l_p = 0,03114 \cdot D_d. \quad (10)$$

Из (6), (7), (10) видно, что

$$B = 2 \cdot \pi \cdot \left(0,75 - 0,03114 \cdot \frac{D_d}{m} \right). \quad (11)$$

Учитываем, что

$$r_o \cdot \varphi \gg U.$$

Тогда математическое выражение из [1] принимает вид:

$$K = \frac{1}{\rho} = \frac{1 + \left(\frac{dU}{d\varphi} \cdot \frac{1}{r_o \cdot \varphi} \right)^2 + \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{dU}{d\varphi} \cdot \frac{1}{r_o \cdot \varphi} \right)}{\left[1 + \left(\frac{dU}{d\varphi} \cdot \frac{1}{r_o \cdot \varphi} \right)^2 \right] \cdot \sqrt{\left(\frac{dU}{d\varphi} \right)^2 + (r_o \cdot \varphi)^2}}. \quad (12)$$

Преобразуем его. Из (8) следует, что

$$d\varphi = \frac{dl}{r_o \cdot \varphi}, \quad (13)$$

а (12) принимает следующий вид:

$$K = \frac{1}{\rho} = \frac{1 + \left(\frac{dU}{dl} \right)^2 + \frac{d}{dl} \left(\frac{dU}{dl} \right) \cdot (r_o \cdot \varphi)}{\left[1 + \left(\frac{dU}{dl} \right)^2 \right] \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{dU}{dl} \right)^2} \cdot (r_o \cdot \varphi)}. \quad (14)$$

Из (3) следует, что

$$\left. \begin{aligned} \frac{dU}{dl} &= 0,5 \cdot i \cdot \mu \cdot \cos(\mu \cdot l + B); \\ \frac{dU^2}{dl^2} &= -0,5 \cdot i \cdot \mu^2 \cdot \sin(\mu \cdot l + B). \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Из (8)

$$r_o \cdot \varphi = \sqrt{2 \cdot r_o \cdot l} = \sqrt{0,94 \cdot D_d \cdot l}. \quad (16)$$

После подстановки (15) и (16) в (14) получаем

$$K = \frac{1}{\rho} = \left[1 + \pi^2 \cdot \left(\frac{i}{m} \right)^2 \cdot \cos^2 \left(\frac{2\pi}{m} \cdot l + B \right) - \frac{i}{m} \cdot \sin \left(\frac{2\pi}{m} \cdot l + B \right) \times \sqrt{\frac{D_d}{m} \cdot \frac{1}{m} \cdot 19,14} \right] / \left[\left[1 + \pi^2 \cdot \left(\frac{i}{m} \right)^2 \cdot \cos^2 \left(\frac{2\pi}{m} \cdot l + B \right) \right]^{3/2} \times 0,97 \cdot \sqrt{D_d \cdot l} \right]. \quad (17)$$

В начале эксплуатации передачи профили эвольвентные (т. е. $i = 0$) и соответствующие им кривизны $K_э$ отражаются выражением

$$K_э = \frac{1}{\rho_э} = \frac{1}{0,97 \cdot \sqrt{D_d \cdot l}}. \quad (18)$$

Итак, выражение для коэффициента повышения кривизны Θ_p принимает вид:

$$\Theta_p = \frac{K}{K_э} = \frac{\rho_э}{\rho}. \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \Theta_p &= \frac{K}{K_\varepsilon} = \frac{\rho_\varepsilon}{\rho} = \\ &= \left[1 + \pi^2 \cdot \left(\frac{i}{m} \right)^2 \cdot \cos^2 \left(\frac{2 \cdot \pi}{m} \cdot l + B \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{i}{m} \cdot \sin \left(\frac{2 \cdot \pi}{m} \cdot l + B \right) \cdot \sqrt{\frac{D_d}{m} \cdot \frac{l}{m} \cdot 19,14} \right] / \\ &\quad / \left[1 + \pi^2 \cdot \left(\frac{i}{m} \right)^2 \cdot \cos^2 \left(\frac{2 \cdot \pi}{m} \cdot l + B \right) \right]^{3/2}. \end{aligned} \quad (20)$$

Анализ значений радиусов кривизны в зависимости от расстояния точек от полюсной точки вдоль эвольвенты показал наличие слабой зависимости радиусов кривизны в околополюсной зоне от l . Это позволяет упростить (20) понижением

числа независимых переменных, с четырёх до трёх путём замены множества значений l одним его элементом (см. выражение (10)):

$$l_p = 0,03114 \cdot D_d.$$

Так как

$$D_d = m \cdot z,$$

получаем

$$\Theta_p = \frac{K}{K_\varepsilon} = \frac{\rho_\varepsilon}{\rho} = 1 + \frac{i}{m} \cdot z \cdot 3,38. \quad (21)$$

Графики математического выражения (21) возрастания кривизн в зависимости от максимальных по профилю износов, модулей зацепления и чисел зубьев зубчатых колёс представлены на рис. 3.

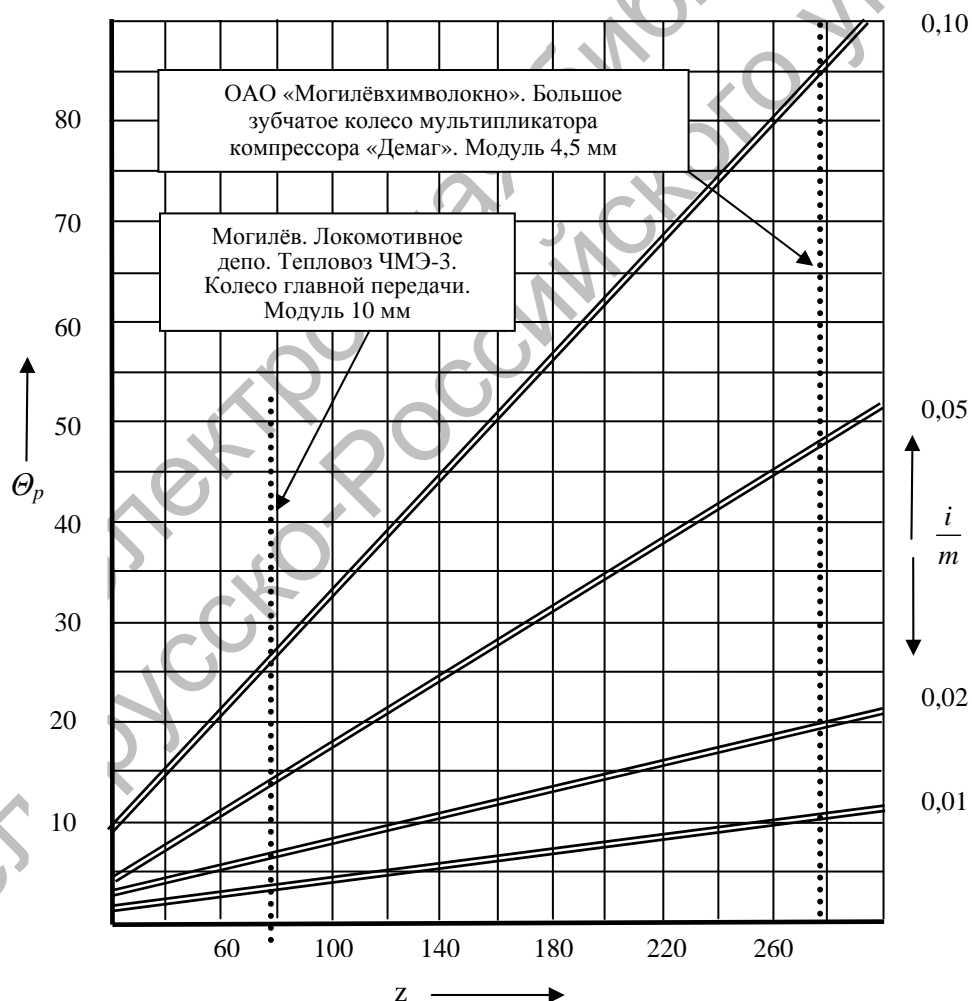


Рис. 3. Графики возрастания кривизн: z – число зубьев зубчатого колеса; m – модуль зацепления; i – максимальный по профилю износ

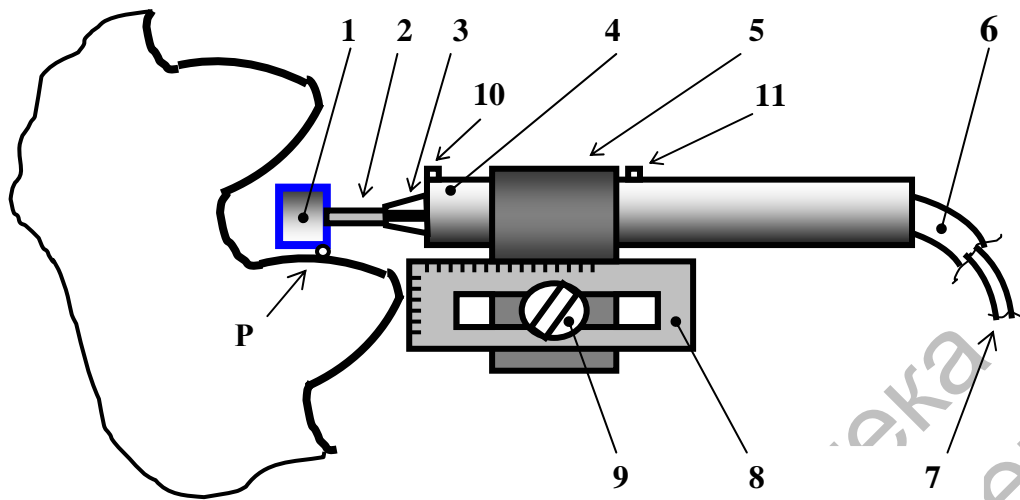


Рис. 4. Устройство для противопиттингового восстановления профилей зубьев

Ручной механизированный инструмент для противопиттингового восстановления зубьев

Устройство для противопиттингового восстановления активных профилей зубьев (рис. 4) включает: шлифовальную головку 1 с хвостовиком 2, закрепляемым во вращающемся зажиме 3 (например, цанговом); втулку 4, охватываемую хомутом 5; броню 6 гибкого вала 7, которая присоединена к правому концу втулки 4; упор 8, который винтом 9 присоединён к хомуту 5 и имеет две размеченные деления линейки – горизонтальную и вертикальную. Хомут в стянутом (винтом 9) положении охватывает втулку 4 с зазором, позволяющим беспрепятственно перемещать её вдоль оси вращения относительно хомута 5. Для обеспечения необходимого размаха перемещения втулки 4 относительно хомута 5 установлены ограничители 10 и 11 (10 – левый, 11 – правый). Р – точка, разделяющая профиль зуба на головку и ножку, т. е. это проекция на плоскость чертежа линии поверхности зуба, разделяющей его на ножку и головку и в окрестности которой производят сошли-

фовывание образовавшейся в процессе эксплуатации выпуклости.

Необходимая ширина полоски шлифования обеспечивается величиной прижатия головки 1 к сошлифовываемой поверхности и числом проходов шлифовальной головки от одного торца зубчатого колеса к другому. Необходимое расположение точки Р на сошлифовываемой полоске (чаще всего она должна располагаться примерно посередине ширины полоски шлифования) оператор оценивает по положению вертикальной линейки упора 8 относительно кромки зуба; с этой целью вертикальная линейка и содержит соответствующие, изображённые на рисунке, деления.

Влияние эксплуатационно-нормальных износов на динамику передач

Неравномерные по профилям зубьев износы на каждом цикле зацепления пары сопряжённых профилей приводят и к периодически изменяющимся угловым ускорениям зубчатых колёс (с двумя максимумами и двумя минимумами); причём, максимумы ε этих периодически изменяющихся угловых ускорений

также оказываются монотонно-сушестввенно возрастающими величинами, как и кривизны.

Теоретические исследования (основные допущения: взаимодействующие тела абсолютно твёрдые, толщины смазочных прослоек постоянные; большое зубчатое колесо настолько массивно, что его угловая скорость не изменяется) приводят к следующим математическим выражениям:

$$\varepsilon' \approx \frac{(h_{\max 1} - h_{\min 1}) + (h_{\Gamma 2} - h_{\min 2})}{r \cdot (\tau')^2};$$

$$\varepsilon'' \approx \frac{(h_{\max 2} - h_{\min 2}) + (h_{\Gamma 1} - h_{\min 1})}{r \cdot (\tau'')^2},$$

где $h_{\max 1}$, $h_{\max 2}$ – максимальные износы (примерно посередине ножек зубьев) шестерни и колеса соответственно; $h_{\min 1}$, $h_{\min 2}$ – минимальные износы (в точках перехода ножек в головки) шестерни и колеса соответственно; $h_{\Gamma 1}$, $h_{\Gamma 2}$ – износы (примерно посередине головок зубьев тех же шестерни и колеса); τ' – промежуток времени перехода контактной точки с середины ножки зуба шестерни в точку, разделяющую зуб на головку и ножку; τ'' – промежуток времени перехода контактной точки из полюса зацепления на середину ножки зуба колеса (т. е. на середину головки зуба шестерни).

Если коэффициент перекрытия считать равным единице, то

$$\tau' = \tau'' = \tau = \frac{60}{n \cdot Z} \cdot \frac{1}{4},$$

где n – число оборотов в минуту зубчатого колеса, Z – число его зубьев.

Пусть у передачи с модулем зацепления $m = 10$ мм шестерня вращается с частотой $n = 1450$ об/мин, число её зубьев $Z = 17$, а эксплуатационно-нормальные износы достигли значений:

$$h_{\max 1} - h_{\min 1} = 0,1 \text{ мм};$$

$$h_{\Gamma 2} - h_{\min 2} = 0,05 \text{ мм}.$$

Тогда, при принятых допущениях, $\varepsilon = 4700 \text{ с}^{-2}$.

Это большая величина, позволяющая высказать гипотезу: повышение контактных напряжений в околополюсных зонах традиционных эвольвентных передач приводит к возрастанию динамических нагрузок и виброакустических излучений в диапазонах зубцовых частот.

Опытно-точечная проверка сформулированной гипотезы проведена на двух реально существующих передачах.

В 2004–2006 гг. на Могилевском ОАО «Химволокно» обследовался один из зубчатых мультипликаторов – компрессор «Демаг» VK–25С.

Его зубья находились в предпиттинговом состоянии. При этом радиусы кривизны в околополюсных зонах поверхностей его зубьев оказались, как и предсказывалось теоретически, уменьшенными в 3–7 раз, а виброскорости, порождаемые зубчатыми зацеплениями, оказались равными: в полосе частот 1000...2000 Гц – 0,64 мм/с, в полосе 2000...3200 Гц – 0,86 мм/с, в полосе 3200...4000 Гц – 0,1 мм/с.

После капитального ремонта обследованную зубчатую пару заменили новой. У неё виброскорости в рассматриваемых диапазонах зубцовых частот оказались уменьшенными в 7–10 раз.

В Могилёвском локомотивном депо в марте 2005 г. в околополюсных зонах зубьев большого зубчатого колеса ($m = 10$, $z = 75$) главной передачи тепловоза ЧМЭ–3 радиусы кривизны оказались сниженными со значений 120...130 мм (у новых колёс) до 35...50 мм.

С целью упреждения питтинга ручным механизированным инструментом провели корректировку искаженных профилей – в зонах перехода ножек в головки для всех 75 зубьев проведено хордошлифование (при котором выпуклая поверхность заменяется плоской полоской) на глубину 0,07...0,1 мм по всей длине каждого зуба.

Этой технологической операцией время наступления питтинга (его порог) в данной передаче было отодвинуто на 1,5–2 года и были уменьшены виброизлучения – виброскорости снизились с 1,8 до 1,5 мм/с, а виброускорения со 160 до 80 м/с². Снизились и уровни звуковых

давлений (табл. 1) [6]. Измерения осуществлялись прибором ВШВ–003 для измерения шума и вибрации. Измерения уровней звукового давления проводились в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500 и 1000 Гц.

Табл. 1. Результаты виброакустических измерений

Среднегеометрическое значение диапазона частот, Гц	Уровень звуковых давлений, дБ	
	до корректировки профилей	после корректировки профилей
63	40	35
125	47	45
250	62	48
500	68	47
1000	55	35

Заключение

1. Время появления питтинга в зубчатых передачах можно отодвигать путём понижения возросших кривизн в зонах перехода ножек зубьев в головки.

2. Понижать возросшие кривизны в зонах перехода ножек зубьев в головки, с целью отодвигания времени наступления питтинга, можно путём сошлифовывания выпуклостей на боковых поверхностях зубьев в этих зонах.

3. Для сошлифовывания выпуклостей на боковых поверхностях зубьев в зонах перехода ножек зубьев в головки, с целью отодвигания порога питтинга, можно использовать созданный нами ручной, со 100-граммовой весовой нагрузкой на руку механизированный инструмент (см. рис. 4); при этом теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что восстановление профилей с использованием устройства повышает класс кинематической точности передачи и снижает уровень виброакустических излучений.

4. Теоретически и точно-опытным методом доказана возможность создания дешёвых по цене и организационно-удобных (без остановки работающих редуцирующих узлов) диагностических приборов (виброакустического принципа действия), позволяющих предсказывать предпиттинговые пороги, т. е. принимать обслуживающему персоналу решения по остановке этих работающих редуцирующих узлов с целью проведения восстановительных операций на поверхностях зубьев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Игнатищев, Р. М.** Исследование контактной прочности эвольвентных цилиндрических передач : дис. ... канд. техн. наук: 161 (машиноведение и детали машин) : защищена 26.11.68 ; утв. 23.03.69 / Игнатищев Руслан Михайлович. – М., 1967. – Т. 1 (текст, библиогр.), 176 с. ; Т. 2 (ил.), 181 с.
2. **Решетов, Д. Н.** Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машгиз, 1961. – 688 с.
3. **Иванов, М. Н.** Детали машин / М. Н. Иванов. – М. : Высш. шк., 1964. – 448 с.
4. **Кудрявцев, В. Н.** Детали машин / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машгиз, 1980. – 464 с.

5. Детали машин : учебник для вузов / Под общ. ред. О. А. Ряховского. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 544 с.

6. Разработка методов предупреждения пittingа в эвольвентных цилиндрических передачах :

отчет о НИР (заключ.) / Белорус.-Рос. ун-т ; рук. Р. М. Игнатищев ; исполн. : Ю. В. Машин [и др.]. – Могилев, 2005. – 102 с. – Библиогр. : с. 99–102. – № ГР 2003417.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 22.12.2006

**R. M. Ignatichiev, Y. V. Mashin,
P. V. Drugachenko**

**The essence of pitting prevention
operational method in evolvent
gearings**

Belarusian-Russian University

Pitting prevention problem is not solved until now and its total experimental and theoretical material turned out defective: Herz formula reflects pitting phenomenon well enough, but its application is not correct – it is underestimated, that operationally normal deteriorations lead to considerable increase of curvatures and thereby to contact tension increase in the peripolar zone.

In this article the influence of the curvatures increase is analyzed depending on highest possible profile deteriorations, on toothing module and on number of teeth in cog wheels. An arrangement for teeth profiles correction during operation is given in the article. Investigational results of operationally normal deteriorations influence on gearing dynamics.