

3. Виконана робота та її результати можуть в подальшому удосконалюватися з метою розроблення та впровадження в практику експлуатації редукторів системи ППР, яка б забезпечувала їх високу надійність роботи.

Список літератури: 1. *Заблонский К.И.* Зубчатые передачи. – К.: Техніка, 1977. – 208с. 2. *Кириченко А.Ф., Бережной В.А.* Перспективы улучшения работы эвольвентных передач // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2004. – Вип. 31. – С.82–88. 3. *Шишов В.П., Ткач П.Н., Ревякина О.А., Мухоматов А.А.* Синтез цилиндрических зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – №10(56). – Луганськ: ВНУ ім. В. Даля. – 2002. – С.247–254. 4. *Шишов В.П., Ткач П.Н.* Дифференциальные уравнения для синтеза зубчатых передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями. // Подъемно-транспортная техника. – №4. – 2003. – С.25–32. 5. *Гриневич Г.П., Каменская Е.А., Алферов А.К.* Надежность строительных машин. – М.: Стройиздат, 1983. – 296с. 6. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 557с. 7. *Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З.* Надежность машин. – М.: Высшая школа, 1988. – 238с. 8. *Пуш В.Э., Беляев В.Г., Гаврюшин А.А.* и др. Металлорежущие станки. – М.: Машиностроение, 1985. – 256с. 9. *Гулида Э.Н.* Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес. – Львов: Вища школа, 1983. – 136с. 10. *Временные типовые нормы* (нормативы) времени на замену и текущий ремонт техники. – М.: ГОСНИТИ, 1972. – 96с.

Поступила в редколлегию 12.04.08

УДК 621.81.31

А.Г. ПРИЙМАКОВ, канд. техн. наук, Харьковский университет
Воздушных Сил Украины им. И. Кожедуба,
А.В. УСТИНЕНКО, канд. техн. наук, НТУ "ХПИ",
Г.А. ПРИЙМАКОВ, аспирант, НТУ "ХПИ",
Р.В. ПРОТАСОВ, аспирант, НТУ "ХПИ"

ИЗМЕНЕНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЗУБЧАТЫХ ПАР ПРИ АБРАЗИВНОМ ИЗНАШИВАНИИ

Отримано закономірності зміни фізичних характеристик конструкційних матеріалів зубчатих передач і можливість прогнозувати їх ресурс при роботі в умовах абразивного зношування (ерозії).

The change law of physical descriptions of gearings construction materials and possibility to forecast their resource during work in the conditions of abrasive wear are received.

Абразивное изнашивание зубчатых пар, особенно открытых, существенно влияет на их работоспособность и создает необходимость корректировки их расчетной базы. Основным видом разрушения конструкционных материалов (КМ) зубчатых пар, работающих в условиях абразивного изнашивания, есть абразивное перманентное разрушение (эрозия) рабочих поверхностей

зубьев [1-3].

Точный учет влияния абразивного разрушения на физические характеристики КМ представляет собой сложную задачу, так как размеры единичных поврежденных поверхности материала соизмеримы с элементами КМ. Поэтому исследуем качественную сторону процесса изменения свойств КМ [4, 5].

Модуль упругости исходного (в начальном состоянии) материала:

$$E_H = \frac{\sigma_H}{\varepsilon_H} = \frac{P}{F_H \varepsilon_H}. \quad (1)$$

Модуль упругости материала после изнашивания:

$$E_u = \frac{\sigma_u}{\varepsilon_u},$$

или

$$E_u = \frac{\sigma_H}{\varepsilon_H} \left[1 - \left(\frac{W}{\gamma \delta_u} \right)^{2/3} \right] = \frac{P}{F_H \varepsilon_u} \left[1 - \left(\frac{W}{\gamma \delta_u} \right)^{2/3} \right]. \quad (2)$$

Из (1) и (2) следует:

$$E_u = E_H \frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_u} \left[1 - \left(\frac{W}{\gamma \delta} \right)^{2/3} \right]. \quad (3)$$

В формулах (1)-(3):

$$\delta_u = \frac{\bar{W}}{\gamma}, \quad (4)$$

где \bar{W} – весовой износ на единицу площади поверхности; γ – объемный вес КМ.

Расчет значений E_u по (3) для стали 40Х позволил получить график зависимости $E_u = f(W)$ для этого КМ (рис. 1); там же нанесены соответствующие экспериментальные точки. Сравнение показывает удовлетворительное совпадение теории с экспериментом.

Экспериментальными исследованиями установлено также, что интенсивность абразивного разрушения КМ от времени воздействия абразива имеет ступенчатый характер, что является следствием неодинаковой микротвердости боковых поверхностей зубьев.

Предположим, что весь объем материала, подвергнутого абразивному разрушению, может быть расчленен на n элементарных кубиков с ребром a_u . В свою очередь, каждый кубик с ребром a_u можно представить как сумму двух кубиков; с ребром a_0 , включающего в себя КМ с исходными свойствами

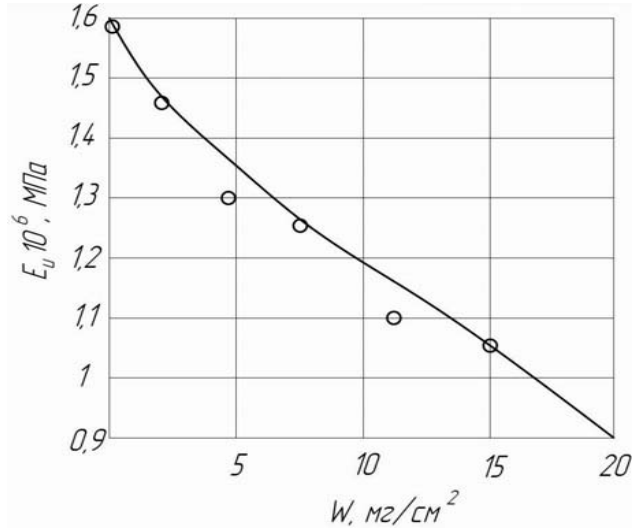


Рис. 1. График зависимости $E_u = f(W)$ для стали 40X

ми, и условный кубик, не содержащий никакого материала с ребром a_v , объем которого равен объему унесенной массы на единицу поверхности a_u^2 . Иными словами,

$$\bar{V}_u = v_i n = (v_0 + v_V) n, \quad (5)$$

где \bar{V}_u – объем КМ, подвергнутого эрозии; v_i – элементарный объем куба с ребром i ($i = v, 0, V$); n – число элементарных кубов.

Для любого элементарного куба справедливо соотношение

$$v_i = a_i^3 = (a_i^2)^{3/2} = F_i^{3/2}, \quad (6)$$

где F_i – площадь грани i -го куба.

При одноосном растяжении материала в состоянии эрозии предел прочности σ_{bu} будет равен

$$\sigma_{bu} = \frac{P}{F_u}. \quad (7)$$

С другой стороны, для куба с объемом V_0 можно записать

$$\sigma_{b0} = \frac{P}{F_0} = \frac{P}{F_u - F_V}. \quad (8)$$

Из (7) и (8), исключая P , после несложных преобразований получим:

$$\sigma_{bu} = \sigma_{b0} \left(1 - \frac{F_V}{F_u} \right). \quad (9)$$

Для математической модели абразивного разрушения с учетом того, что $F_V = \delta_u b = bW/\gamma$, а $F = \delta b$ (b – толщина материала, δ_u – глубина средне-статистического кратера, \bar{W} – эрозия единицы поверхности образца)

$$\sigma_{bul} = \sigma_{b0} \left(1 - \frac{\bar{W}}{\gamma\delta} \right). \quad (10)$$

Для математической модели абразивного разрушения, учитывая (6) и (9), получим:

$$\sigma_{bull} = \sigma_{b0} \left[\left(1 - \frac{v_V}{v_u} \right)^{2/3} \right]. \quad (11)$$

Так как объем элементарного кубика унесенной массы $V_V = v_V/n = (\bar{W}bl)/(\gamma n)$, а объем кубика из исходного материала, подверженного эрозии, равен $V_u = v/n = (bl\delta)/n$ (b – длина образца, δ – толщина образца), то с учетом (6) и (10) получим:

$$\sigma_{bull} = \sigma_{b0} \left[\left(1 - \frac{\bar{W}}{\gamma\delta} \right)^{2/3} \right]. \quad (12)$$

Анализируя модель абразивного разрушения, легко заключить, что она справедлива для материалов с малым относительным износом и достаточно большой толщиной, а модель эрозии – для КМ с большим относительным износом и сравнительно малой толщиной. Обе расчетные схемы, очевидно, охватывают достаточно широкий диапазон изменения толщины КМ и могут быть объединены формулой

$$\sigma_{bu} = \sigma_{b0} \left[\left(1 - \frac{\bar{W}}{\gamma\delta} \right)^n \right], \quad (13)$$

где $0,667 \leq n \leq 1$.

Если верхней границей применимости математической модели абразивного изнашивания считать те значения \bar{W}/γ , при которых обе математические модели приводят к решениям, отличающимся не более, чем на принятую

погрешность измерения параметра σ_b (5%), а нижней границей – соизмеримость δ с размерами компонентов КМ, т.е. $\delta = \bar{W}/\gamma$, то для диапазона применимости формулы (12) получим:

$$\frac{\bar{W}}{\gamma} \leq \delta \leq 10^2 \frac{\bar{W}}{\gamma}, \quad (14)$$

что соответствует диапазону толщин поверхностного слоя (ПС) зубчатых передач, [6, 8].

На графике (рис. 2) показана зависимость $\sigma_{bu} = f(W)$ для стали 40X, построенная по (13). Там же нанесены экспериментальные точки.

Сравнение этих данных свидетельствует о хорошем совпадении теории с экспериментом до значений $W = 12 \text{ мг/см}^2$. Расхождение в следующих точках объясняется накоплением усталостных повреждений. Испытания проводились при $\alpha = 90^\circ$ [7], не учитываемых теорий.

Теоретически точно определяемое снижение прочности материала составляет 17,6%, т.е. когда конструкция зубчатой пары перестает выполнять свое функциональное значение по условиям прочности. Следовательно, ресурс конструкции может определяться теоретически с достаточной точностью.

Формула (13) аналогична аппроксимации свойств, предложенной в модели М. Джонсона–А.Н. Нельсона [8, 9], применяемой авторами для исследо-

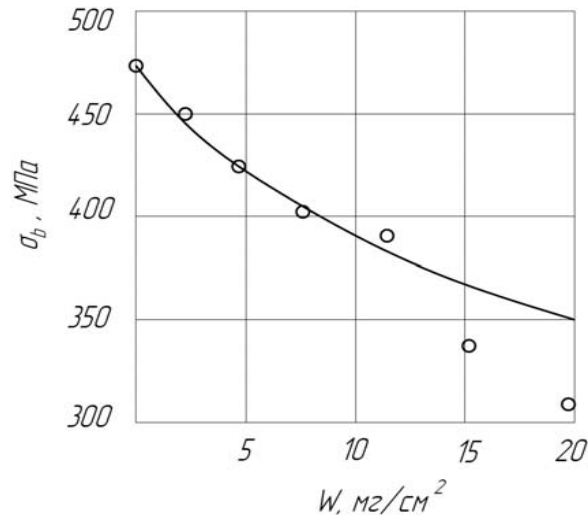


Рис. 2. Зависимость $\sigma_{bu} = f(W)$ для стали 40X

вания напряженно-деформированного состояния КМ и получившей хорошее экспериментальное подтверждение.

Заменяя в (7)-(9) σ_{bu} на τ_{bu} , σ_{b0} на τ_{b0} и подразумевая под P усилие сдвига, а под F_i – соответствующую часть площади сдвига, получим совершенно аналогично:

$$\tau_{bull} = \tau_{b0} \left[\left(1 - \frac{\bar{W}}{\gamma\delta} \right)^{2/3} \right]. \quad (15)$$

Исследуем коэффициент Пуассона при абразивном изнашивании. Для поперечной деформации, следуя [12], запишем

$$\varepsilon'_{uy} = \varepsilon'_{uy} \frac{f_y}{(f_y - \Delta f_y)}. \quad (16)$$

Используя (16) для коэффициента Пуассона, получим:

$$\mu_{uy0} = \frac{\varepsilon'_{uy}}{\varepsilon_{u0}} = \mu_{uy0} \frac{\left(1 - \frac{\Delta f_0}{f_0} \right)}{\left(1 - \frac{\Delta f_y}{f_y} \right)}. \quad (17)$$

Для $\frac{\Delta f_y}{f_y}$ запишем с учетом [12, 13]:

$$\frac{\Delta f_y}{f_y} = 2\pi \left[\arccos \frac{(\delta N_y - \delta_u)}{\delta N_y} - \frac{(\delta N_y - \delta_u)}{\delta^2 N_y^2} \right] \sqrt{\delta_u (2\delta N_y - \delta_u)}. \quad (18)$$

С учетом (16), (18) из (17) получим:

$$\mu_{uy0} = \mu_{uy0} \frac{1 - \frac{2}{\pi} \left[\arccos \frac{(\delta N_0 - \delta_u)}{\delta N_0} - \frac{(\delta N_0 - \delta_u)}{\delta^2 N_0^2} \right] \sqrt{\delta_u (2\delta N_0 - \delta_u)}}{1 - \frac{2}{\pi} \left[\arccos \frac{(\delta N_y - \delta_u)}{\delta N_y} - \frac{(\delta N_y - \delta_u)}{\delta^2 N_y^2} \right] \sqrt{\delta_u (2\delta N_y - \delta_u)}}. \quad (19)$$

При растяжении в направлении износа ($\varphi = 90^\circ$) для продольной и поперечной деформаций

$$\varepsilon_{uy} = \varepsilon_{uy} \frac{f_y}{(f_y - \Delta f_y)}, \quad (20)$$

$$\varepsilon'_{u0} = \varepsilon'_{n0} \frac{f_y}{(f_0 - \Delta f_0)}. \quad (21)$$

Коэффициент Пуассона:

$$\mu_{u0y} = \frac{\varepsilon'_{u0}}{\varepsilon'_{uy}} = \mu_{n0y} \frac{1 - \frac{2}{\pi} \left[\arccos \frac{(\delta N_y - \delta_u)}{\delta N_y} - \frac{(\delta N_y - \delta_u)}{\delta^2 N_y^2} \sqrt{\delta_u (2\delta N_y - \delta_u)} \right]}{1 - \frac{2}{\pi} \left[\arccos \frac{(\delta N_0 - \delta_0)}{\delta N_0} - \frac{(\delta N_0 - \delta_u)}{\delta^2 N_0^2} \sqrt{\delta_u (2\delta N_y - \delta_u)} \right]}. \quad (22)$$

В формулах (16)-(22) все обозначения соответствуют общепринятым, [12, 13].

Из анализа выражений (19) и (22) следует, что $\mu_{uy0} = 1/\mu_{u0y}$, т.е. теоретические зависимости коэффициентов Пуассона от износа при растяжении при $\varphi_1 = 0^0$ и $\varphi_2 = 90^0$ имеют противоположный характер.

Из условия существования упругого потенциала [9-11],

$$E_{u0} \mu_{u0y} = E_{uy} \mu_{uy0}$$

следует:

$$E_{H0} \mu_{H0y} \left(1 - \frac{\Delta f_y}{f_y} \right) = E_{Hy} \mu_{Hy0} \left(1 - \frac{\Delta f_0}{f_0} \right). \quad (23)$$

Т.е. инвариантность сохраняется при условии

$$\frac{\Delta f_y}{f_y} = \frac{\Delta f_0}{f_0},$$

но при этом

$$\mu_{u0y} = \mu_{H0y} \text{ и } \mu_{uy0} = \mu_{Hy0}. \quad (24)$$

Рассчитанные по (19) и (22) теоретические значения коэффициентов μ и полученные экспериментальным путем представлены на рис. 3.

Сравнение теории с экспериментом показывает удовлетворительную сходимость для μ_{u0y} на всем диапазоне и расхождение для μ_{u0y} при больших износах (замеренная максимальная погрешность равна 15,2%).

Следует отметить, что все экспериментальные данные получены на автоматизированном трибологическом комплексе ТК-1, созданном в НИЛ кафедры 207 Харьковского университета Воздушных Сил Украины им. И. Кожедуба [14, 15].

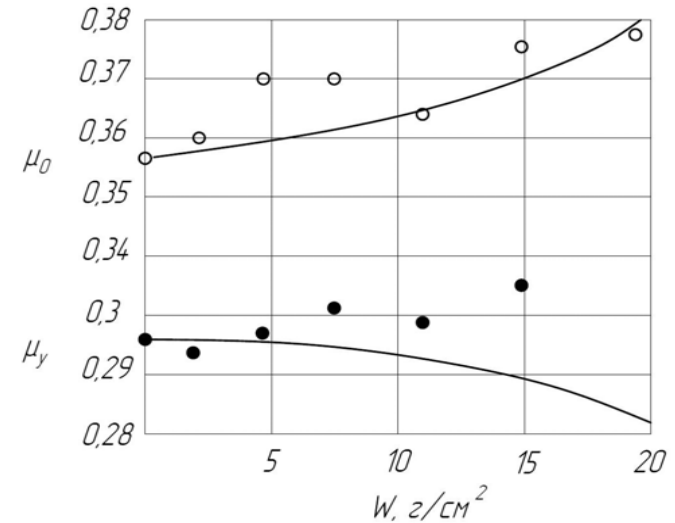


Рис. 3. Зависимость $\mu_0, \mu_y = f(W)$ для стали 40Х

Выводы по работе:

- авторам удалось получить закономерности изменения модуля упругости первого рода E_u , пределов прочности σ_b и τ_b , коэффициента Пуассона μ в процессе абразивного изнашивания зубчатых пар, что позволяет уточнить расчетную базу для зубчатых передач, работающих в условиях абразивного изнашивания (эрозии);

- зная закономерности изменения физико-механических характеристик КМ во времени, появляется возможность прогнозировать ресурс зубчатых передач (в том числе остаточный ресурс) в процессе эксплуатации (в условиях абразивного изнашивания).

Список литературы: 1. Ханин М.В. Механическое изнашивание материалов. – М.: Изд. стандартов, 1984. – 152с. 2. Дрозд С.Г. Контактное взаимодействие феррических пар трения с учетом накопленных повреждений и изменения физико-механических свойств в поверхностном слое // Трение и износ. – 1996. – Том 17, №2. – С.163–167. 3. Алексеев Н.М. Новое о структурных особенностях изнашивания твердых тел // Трение и износ. – 1989. – Том 10, №2. – С.197–205. 4. Вольтера В. Математическая теория борьбы за существование. – М.: Наука, 1976. – 362с. 5. Николис Г., Пригожин И. Познание сложного. – М.: Мир, 1990. – 342с. 6. Гиндин И.А. Неклюдов И.М. Физика программного упрочнения. – К.: Наукова думка, 1978. – 182с. 7. Хакен Г. Синергетика. Иерархия неустойчивости в самоорганизующихся системах и устройствах. – М.: Мир, 1985. – 297с. 8. Канарчук В. Е. Адаптация материалов к динамическим воздействиям. – К.: Наукова думка, 1986. – 263с. 9. Циглер Г. Экстремальные принципы термодинамики необратимых процессов и механика сплошной среды. – М.: Мир, 1966. – 136с. 10. Лившиц Н.А., Пугачев В.Н. Вероятностный анализ систем автоматического управления. – М.: Сов. радио, 1963. – 896с. 11. Ландау Л.Д., Ахиезер А.И., Лифшиц Е.Н. Курс общей физики // Механика и молекулярная физика. – М.:

Наука, 1969. – 934с. **12.** Поверхностная прочность материалов при трении / Под ред. *Б.И. Костецкого*. – К.: Техніка, 1981, – 387с. **13.** *Любарский И.М., Палатник Л.С.* Металлофизика трения. – М.: Наука, 1976. – 754с. **14.** *Буше Н.А., Копытько В.В.* Совместимость трущихся поверхностей. – М.: Машиностроение, 1981. – 363с. **15.** *Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С.* Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 384с.

Поступила в редколлегию 16.04.08

УДК 622.232.72-8

В.А. ДЕЙНИЧЕНКО, канд. техн. наук, институт «Донгипроуглемаш»
В.С. ВОСКРЕСЕНСКИЙ, инженер, институт «Донгипроуглемаш»
М.С. ВАСИЛЕНКО, инженер, институт «Донгипроуглемаш»

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЦЕВОЧНЫХ ПЕРЕДАЧ ДВИЖИТЕЛЕЙ УГОЛЬНЫХ КОМБАЙНОВ

Розглядається проблема поліпшення зносостійкості цевочних коліс із малим числом зубців з використанням узагальненої теорії. Наведені результати й рекомендації із проектування цевочних коліс із малим числом зубців.

The durability increase problem of small cog numbered pinwheels with use of the generalized theory is considered. Results and recommendations on small cog numbered pinwheels designing are resulted.

Постановка проблемы. В настоящее время, в связи с повышением требований к ресурсу и долговечности систем подачи очистных комбайнов, применение существующих методик для расчета цевочных передач не отвечает всем требованиям к качеству зацепления. Поэтому исследования в области цевочных передач требуют усовершенствования.

Цель статьи: создание передач с экстремальными числами зубьев систем подачи очистных комбайнов.

В качестве привода подачи современных очистных комбайнов широко используются бесцепные системы подачи (БСП) на базе цевочного зацепления.

В очистных комбайнах института «Донгипроуглемаш», в основном, применяются трехэлементные движители (приводное колесо – промежуточное колесо – цевочная рейка).

Особенностью работы движителя является эксплуатация цевочных передач без смазки (открытая передача) в среде угольной и породной массы.

В оценке работоспособности движителей бесцепных систем подачи большое значение имеет качество зацепления «колесо-рейка», т.к. важно обеспечить плавность хода комбайна и минимальные радиальные усилия в

зацеплении. Эти параметры могут в конечном итоге влиять на положение комбайна в пространстве и, следовательно, смещать исполнительный орган. Также критерием оценки является минимальный износ элементов движителя и исключение кромочного контакта вершины зуба колеса с цевкой при выходе из зацепления [1]. Основным способом создания геометрии цевочного зацепления можно считать методику [2], но в ней рассмотрено зацепление колеса с рейкой шагом 100 мм. В то же время в угольной промышленности находят применение конвейеры с шагом рейки 126 мм. При переходе на работу с рейкой 126 мм и сохранении габаритов подающей части число зубьев цевочной передачи приходится принимать $z=6-8$. Таким образом, в первую очередь необходимо получить эвольвентный профиль зуба промежуточного колеса ($z=8$), контактирующего с цевочной рейкой, используя теорию эвольвентного зацепления (ГОСТ 16532-70). Причем шаг по основной окружности промежуточного колеса должен совпадать с шагом цевочной рейки (в данном случае 126 мм). Однако получить такое колесо, чтобы оно удовлетворяло всем требованиям к качеству зацепления с рейкой и с приводным цевочным колесом, не удалось. Поэтому главным конструктором проекта Корольчуком А.Н. было принято решение об использовании блока шестерен, состоящего из колеса, зацепляющегося с рейкой, и пары эвольвентных колес с модулем порядка 40 мм (рис. 1). Изготовление таких колес производится на станках с ЧПУ.

При этом необходимо было решать задачи по созданию двух зацеплений: цевочное колесо-рейка, ведущая шестерня-колесо.

Достоинство движителей, построенных на обычном эвольвентно-цевочном зацеплении, состоит в том, что они обеспечивают стабильный характер скорости, но при этом работают в условиях кромочного контакта в паре «колесо-рейка», который снижает ресурс этих движителей [3]. Это было подтверждено кинематическим моделированием в пакете visualNastran 4D и MSC.ADAMS. Устранение кромочного контакта производится путем модификации головки зуба цевочного колеса.

Из-за конструктивных особенностей на очистных комбайнах в блоке движителя применяются колеса с минимальным числом зубьев пары $z=7-9$. Так как в литературе отсутствуют какие-либо рекомендации для выбора параметров таких пар, в институте ГП «Донгипроуглемаш» была попытка использования обычной эвольвентной теории. Спроектированная пара колес $z_1=6, z_2=8$ при испытаниях на шахте показала плохие результаты – было добыто 150 тыс. тонн угля, после чего она вышла из строя. Причиной этого стал большой износ контактирующих поверхностей. При эксплуатации указанной пары был отмечен высокий нагрев зубчатой передачи (до 80°).

Поэтому было принято решение применять далее пару колес $z_1=6, z_2=8$, полученную с помощью теории обобщенных параметров, так как улучшить качественные показатели традиционными методами не представлялось воз-