

## НОВЫЙ ПУТЬ ПОВЫШЕНИЯ КУЛЬТУРЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Игнатищев Р.М., Машин Ю.В., Кемова В.А.

*Operationally normal wears of transmissions, teeth of which consist of legs & load, are uneven during the length of the profiles, which inevitably leads to pitting & to increase of the dynamics. Vibradiagnostic method, laser radius gauge & manual correcting grinding machine allows to remove pitting & liquidate increasing dynamics during the exploitation of the transmission. Using of the outpole transmissions allows to reduce the probability of pitting & of the dynamic increase.*

### 1. О возрастании контактных напряжений

Эксплуатационно-нормальные износы (максимальные порядка 0,01 от толщины зуба, т.е. 0,1...0,2 мм при модуле 10 мм) приводят к существенным (в 2 ... 5 и более раз) увеличениям кривизн в зонах перехода ножек в головки, т.е. приводят к возрастаниям контактных напряжений (связанных с кривизнами формулой Герца), что подтверждается накопленными обобщённо-статистическими оценками пределов контактной выносливости [1]: при твёрдостях взаимодействующих поверхностей в 45HRC  $\sigma_K : \sigma_H = 1,58$  ;

при твёрдостях взаимодействующих поверхностей в (61...63) HRC  $\sigma_K : \sigma_H = 2,06$ ,

$\sigma_K$  и  $\sigma_H$  - контактные напряжения в зонах перехода ножек зубьев в головки в конце и начале испытаний. Число циклов нагружений к концу испытаний:

при твёрдостях 45HRC -  $N_K = 6 \cdot 10^7$ ;

при твёрдостях 61...63 HRC -  $N_K = 13 \cdot 10^7$ .

Процессы реальной эксплуатации передач жёстче лабораторных и научно-промышленных испытаний. До появления более точных данных ориентировочно можно считать, что за треть срока службы передачи контактные напряжения в точках перехода ножек зубьев в головки при модулях 5 и более миллиметров возрастают в 1,3 ... 2,0 раза.

Со временем приведенные оценки будут уточнены (быть может разделены по классам и группам). Но ... это следует делать лишь после сбора большого экспериментального материала и с учётом здравомыслия - в частности, можно хотеть иметь твёрдость поверхности в интервале HRC  $45 \pm 0,1$ , но как это обеспечивать практически? Можно также хотеть для всех работающих идентичных (по геометрии, материалам, заводам-изготовителям и т.д.) зубчатых передач иметь одинаковую окружающую атмосферу; но этого не бывает: в помещении углеобогадательной фабрики – одна атмосфера, в металлообрабатывающем цеху – другая (и, поэтому, внутри корпусов редукторов будут втягиваться, по причине температурных перепадов, и попадать в смазку различные по физическому и химическому составу загрязняющие атмосферу частицы). В различных местах различен и обслуживающий персонал (по уровням образования, накопленному опыту, отношениям к обязанностям), различны и системы организации производства в целом. Это даёт различные комплексы мини- и микрошибок, допускаемых обслуживающим персоналом при эксплуатации идентичных редуцирующих узлов, даёт большие разбросы в скоростях износов и поэтому в скоростях повышения контактных напряжений. Рекомендация:

отслеживать действительные кривизны и, при необходимости, корректировать искажившиеся профили зубьев, следует индивидуально для каждой эксплуатационно значимой передачи. (1)

### 2. О профилекорректирующей шлифмашинке

Корректировать искажённые нормальным износом профили зубьев можно на традиционных зубошлифовальных станках (как это делал один из авторов данной статьи в условиях крупного ремонтного предприятия – [2], [3], [4]).

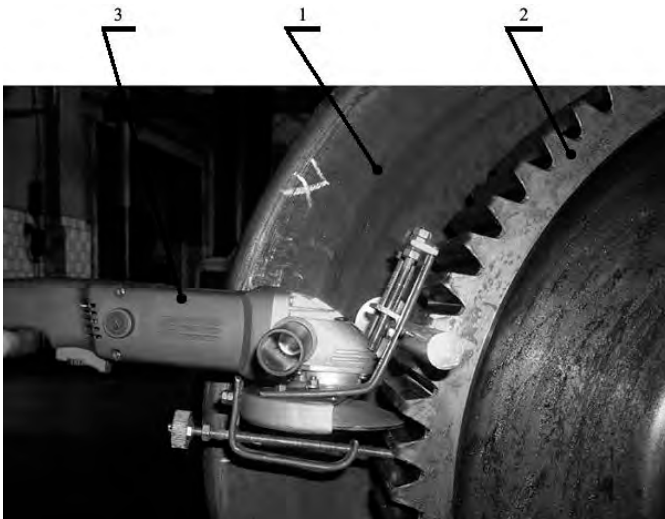


Рис. 1. Локомотивное депо г.Могилёва. Профилеисправляющая шлифмашинка на зубчатом венце большого зубчатого колеса главной передачи локомотива ЧМЭЗ.

Но для крупногабаритных зубчатых колёс, для которых в первую очередь и предназначен рассматриваемый эксплуатационный метод, полные разборки редуцирующих узлов и транспортировки в места нахождения соответствующих зубошлифовальных станков – дорогостоящие процессы. Для этих случаев целесообразно иметь ручной механизированный шлифовальный инструмент.

На рис.1 изображён возможный, созданный нами, вариант такого инструмента, где 1 – колёсный бандаж; 2 – зубчатый венец; 3 – профилеисправляющая машинка (базируется по двум впадинам, перемещается вдоль них; настроена на снятие полоски с поверхности зуба.

### 3. Об эксплуатационном износе как о возрастающем источнике шума и вибраций

Для пояснения физической сущности явления вначале ограничиваемся простым случаем: изношен зуб колеса, а у зубьев шестерни профили эвольвентны. На рис.2 изображено 5 картинок различного относительного положения таких сопряжённых профилей - позиции А, Б, В, Г и Д.

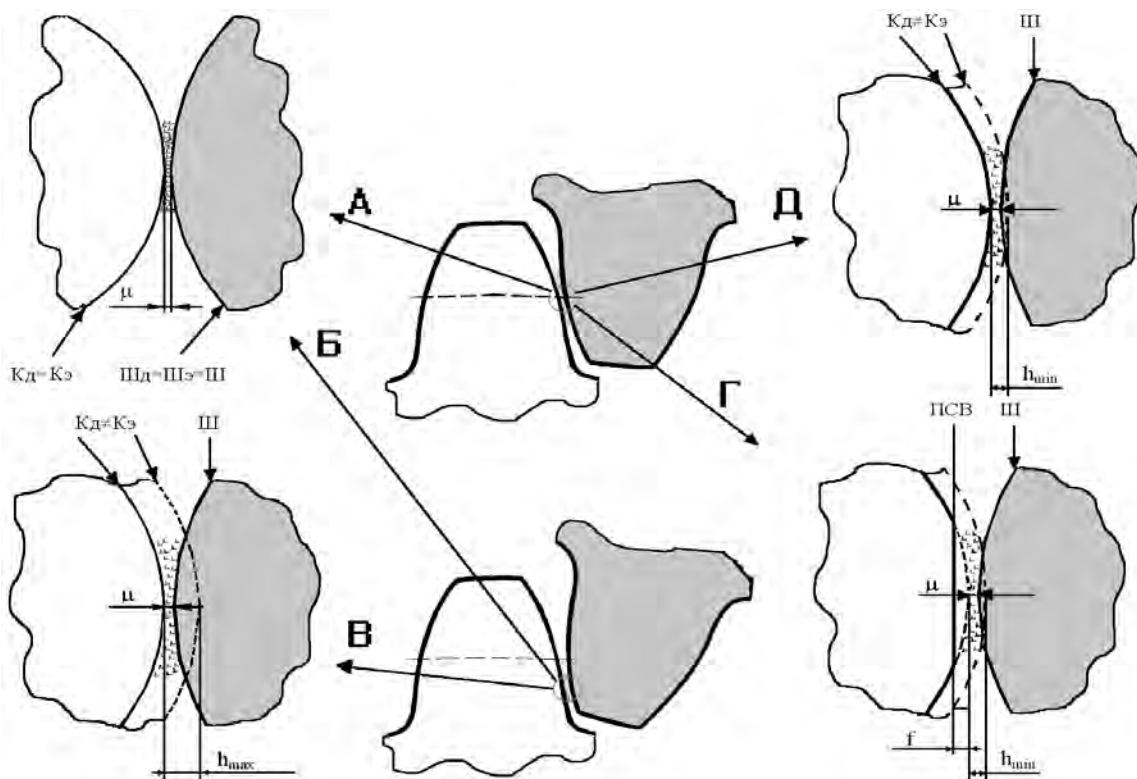


Рис.2. Комплекс-картина, поясняющая, что неравномерные по высоте зуба эксплуатационно нормальные износы являются постоянно усиливающимся источником вибраций зубцовой частоты

Поясняем изображения на рис.2.

Ш – профиль зуба шестерни. Запись  $Ш_д = Ш_э = Ш$  означает, что шестерня в зацеплении новая и профилями её зубьев являются эвольвенты.

К – профиль зуба колеса;  $К_э$  – нового (профиль – эвольвента);  $К_д$  – бывшего в эксплуатации (профиль действительный).

А и Б – картинки различных положений зуба новой шестерни относительно зуба нового колеса; А – контакт в окрестности полюса зацепления; Б – контакт головки зуба шестерни с серединой ножки зуба колеса.  $\mu$  – толщина разделяющего сопряжённые профили слоя смазки.

В – картинка взаимодействия головки зуба новой шестерни с серединой ножки зубабывшего в эксплуатации колеса.  $К_д$  и  $К_э$  – участки действительного и доэксплуатационного (эвольвентного) профилей зуба колеса. Эксплуатационно нормальные износы неравномерны по высоте зуба – максимальны ( $h_{max}$ ) примерно посередине ножек, минимальны в точках перехода ножек в головки.

Г и Д – картинки взаимодействия в полюсной зоне профиля зуба новой шестерни с профилем зуба бывшего в эксплуатации колеса; Д – не восстановленного, Г – восстановленного (инструментом по рис.1).  $h_{min}$  – линейный износ в окрестности перехода ножки зуба в головку.  $\mu$ , как и ранее, – толщина смазочного слоя, разделяющего сопряжённые профили. ПСВ – плоскость сошлифованной цилиндрыпуклости;  $f$  – глубина сошлифованного слоя (стрелка сегмента).

Пусть  $\tau$  – промежуток времени перемещения контактной точки из точки, разделяющей зуб на головку и ножку, в точку, расположенную на середине ножки зуба колеса (в точку с максимальным износом).

Тогда среднее угловое ускорение  $\varepsilon$ , приобретаемое шестерней (при условии равномерного вращения колеса) применительно к случаю по рис.2, определится зависимостью:

$$\varepsilon \approx \frac{h_{max} - h_{min}}{r \cdot \tau^2},$$

где  $r$  – радиус начальной окружности шестерни.

Если усложнить комплекс-картину по рис.2, начиная учитывать износ и зубьев шестерни, то вместо записанной формулы будут получены:

$$\varepsilon' \approx \frac{(h_{max1} - h_{min1}) + (h_{Г2} - h_{min2})}{r \cdot (\tau')^2}; \quad (2)$$

$$\varepsilon'' \approx \frac{(h_{max2} - h_{min2}) + (h_{Г1} - h_{min1})}{r \cdot (\tau'')^2}, \quad (3)$$

где

$h_{max1}$  и  $h_{max2}$  – максимальные износы (примерно посередине ножек зубьев) соответственно шестерни и колеса;

$h_{min1}$  и  $h_{min2}$  – минимальные износы (в точках перехода ножек в головки) также соответственно шестерни и колеса;

$h_{Г1}$  и  $h_{Г2}$  – износы примерно посередине головок зубьев тех же шестерни и колеса;

$\tau'$  - промежуток времени перехода контактной точки с середины ножки зуба шестерни в точку, разделяющую зуб на головку и ножку;

$\tau''$  - промежуток времени перехода контактной точки из полюса зацепления на середину ножки зуба колеса (иначе: на середину головки зуба шестерни).

Нас интересует в большей степени качественная, а не количественная сторона вопроса. По этой причине анализ ведём в рамках абсолютно твёрдых тел (не учитываем изгибные и контактные деформации), пренебрегаем изменением толщины смазочного слоя, радиусы окружностей, проходящие через середины ножек и головок зубьев шестерни, принимаем равными радиусу начальной окружности. Ограничиваемся также вариантом, когда коэффициент перекрытия равен единице. Полученный результат не увеличит своё отклонение от точного, если использовать и условие

$$\tau' = \tau'' = \tau = \frac{60}{n \cdot Z} \cdot \frac{1}{4}. \quad (4)$$

Переходим к численной прикидке результата.

Пусть у передачи с модулем зацепления  $m = 10$  мм шестерня вращается с частотой  $n = 1450$  об/мин, а число её зубьев  $Z = 17$ . И пусть, далее, эксплуатационно нормальные её износы достигли значений  $h_{\max 1} - h_{\min 1} = 0,1$  мм и  $h_{\Gamma 2} - h_{\min 2} = 0,05$  мм, либо

$$h_{\max 2} - h_{\min 2} = 0,1 \text{ мм и } h_{\Gamma 1} - h_{\min 1} = 0,05 \text{ мм.}$$

Тогда угловое ускорение шестерни (при равномерном вращении колеса) окажется равным

$$\varepsilon \approx \frac{0,1 + 0,05}{0,5 \cdot m \cdot Z} \cdot \left( \frac{n \cdot Z}{15} \right)^2 = 0,3 \cdot \frac{Z}{m} \cdot \left( \frac{n}{15} \right)^2 = 0,3 \cdot \frac{17}{10} \cdot \left( \frac{1450}{15} \right)^2 > 4700 \text{ с}^{-2}.$$

Прикидочно оценим: «что это за величина –  $4700 \text{ с}^{-2}$ » ?

Для системы, у которой со стороны колеса приведённый момент инерции равен бесконечности, а со стороны вала шестерни всего  $I = 0,8 \text{ кгм}^2$  (что эквивалентно сплошному цилиндру, массой 40 кг и радиусом 0,2 м) угловое ускорение  $\varepsilon = 4700 \text{ с}^{-2}$  приводит к моменту сил инерции

$$M^\Phi = I \cdot \varepsilon = 0,8 \cdot 4700 > 3800 \text{ Нм,}$$

т.е. динамическая составляющая силы между взаимодействующими зубцами окажется (при  $m = 10$  мм и  $Z = 17$ ) большей 45 кН! Итак,

*неравномерный по профилям зубьев эксплуатационно нормальный износ является фактором, существенно влияющим на крутильную динамику передач (на уровне генерируемых шума и передаваемых через подшипники на фундамент вибраций).* (5)

Причём, что видно из (2) и (3), рассматриваемая динамическая составляющая пропорциональна разнице между максимальным и минимальным износами, т.е. амплитуды динамических составляющих нагрузок, порождаемых неравномерными по высотам зубьев износами, являются возрастающими во времени величинами. (6)

#### 4. Рекомендуемый подход к определению момента времени и мест корректировки профилей зубьев

Из (5) и (6):

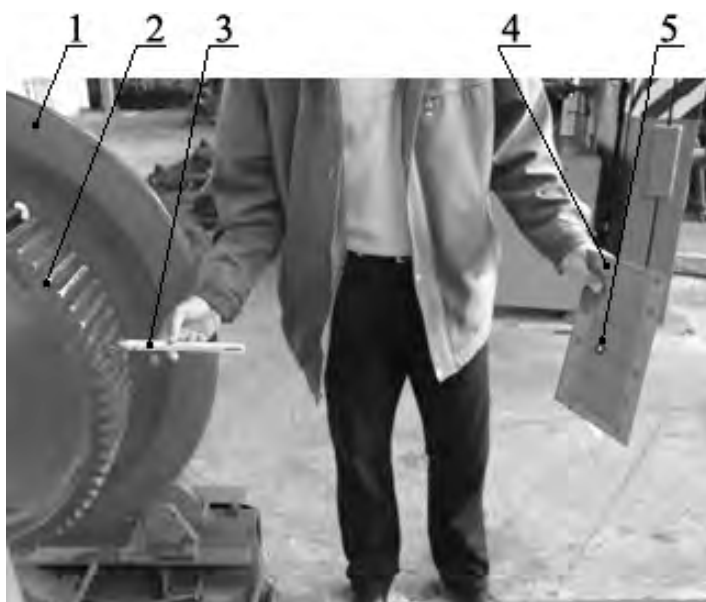
*для определения момента времени остановки редуцирующего узла и проведения корректировки профилей зубьев удобно (из-за простоты для обслуживающего персонала) использовать вошедший в научно-эксплуатационную практику вибро-диагностический метод -* (7)

для этого достаточно периодически, *при работающих машинах*, отслеживать значения соответствующих вибропараметров; например, для шестерни с  $Z = 17$ , установленной на валу четырёхполюсного асинхронного электродвигателя, следует отслеживать виброскорости и виброускорения в полосе частот

$$\frac{1500 \cdot 17}{60} \div \frac{1400 \cdot 17}{60} \text{ с}^{-1}.$$

Ориентирующие (критические и пр.) значения вибропараметров – это отдельный вопрос. Научное его решение относительно несложно; точности тем выше, чем больше накоплено опытных данных. Но для начала достаточно и данных, накопленных обслуживающим персоналом.

Если отслеживаемые вибропараметры существенно возросли, обслуживающий персонал (механик производства и т.п.) планирует остановку передачи и неполную разборку редуцирующего узла (например, снятие крышки редуктора), обеспечивающую доступ к зубьям лазерным радиусомером – конкретный пример см. на рис.3, где 1 – колёсный бандаж; 2 – насаженное на колёсную ось локомотива большое зубчатое колесо; 3 – лазерный радиусомер-качалка; 4 – разливенный экран; 5 – пятно от луча лазерной указки



Радиусомером определяют места корректировки профилей зубьев. При этом, рекомендуем руководствоваться понятием «критический радиус кривизны», другими терминами и способами вычислений, изложенными в [1] на с.41-49.

*Рис.3. Локомотивное депо г.Могилёва. Замер радиуса кривизны в зоне перехода ножки в головку на колесе главной передачи локомотива ЧМЭЗ.*

## 5. Результаты опытно-промышленной проверки

В феврале-апреле 2004 г. на Могилевском ОАО «Химволокно» обследовались зубчатые мультипликаторы центробежных компрессоров «Demag» VK-25С.

В момент появления на зубьях питтинга радиусы кривизны в околополюсных зонах оказались уменьшенными в 3-7 раз. Причина: неравномерные по высоте зубцов износы.

Для анализа вибрационных характеристик использовался аппаратный комплекс, включающий виброметр типа 00033 компании «РОБОТРОН». 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.

В процессе капитального ремонта компрессора зубчатые пары были заменены новыми и виброскорости в рассматриваемых диапазонах зубцовых частот оказалась уменьшенными в 7...10 раз.

В марте 2005 г. в локомотивном депо г.Могилева обследовались зубчатые колёса главной передачи тепловоза ЧМЭЗ.

В околополюсных зонах поверхностей зубьев, подвергшихся питтингу (начальные стадии), радиусы кривизны оказались равными 35..50 мм при начальных их значениях 120-130 мм.

Корректировку искажений осуществляли шлифмашинкой по рис.1. Сошлифовывание выпуклостей производили для всех 75 зубьев ведомого зубчатого колеса на глубину 0,07..0,1мм по всей длине зубьев.

Для оценки изменения динамических характеристик зубчатого зацепления до и после корректировки были осуществлены сравнительные исследования с использованием виброшумомера ВШВ-003. В качестве измеряемых параметров принимались уровни звукового давления, виброскорость и виброускорение.

В откорректированной зубчатой паре уровни звукового давления оказались сниженными, что отражено в приводимой таблице.

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

Снизилась также значения виброскорости (с 1,8 мм/с до 1,5 мм/с) и виброускорения (со 160 м/с<sup>2</sup> до 80 м/с<sup>2</sup>).

Итак, опытно-промышленная проверка подтвердила справедливость теоретических выводов о возрастании в течении эксплуатации передач контактных напряжений (в околополюсных зонах), шума и вибраций; подтвердила возможность использования для этих целей вибродиагностического метода.

## 6. О внеполюсных передачах

Геометрически и лабораторно-экспериментально эти передачи достаточно исследованы – [5], [6] и др. Это эвольвентные зубчатые передачи с большими коэффициентами коррекции -  $|\xi| > 1$ . У них зубья шестерён состоят из головок (либо ножек), зубья колеса – из ножек (либо головок). В связи с этим оперируют терминами: «внеполюсное зацепление первого рода» (или «заполюсное зацепление»); «внеполюсное зацепление второго рода» (или «дополюсное зацепление»);  $\nu = (|\xi| - 1) \cdot m$  - коэффициент внеполюсности».

Имеют повышенные потери на трение в зацеплении, но не существенные – которые являются лишь одной из трёх составляющих общих потерь в передаче. Экспериментальные данные автора [5] - с.255: полная величина потерь – 2,0...2,2%; в зацеплении – 1,0...1,2%.

У внеполюсных передач износы зубьев не приводят к большім разницам между максимальными и минимальными углами, определяющими положения касательных к линиям износа. Это понятно из общетеоретических подходов (у внеполюсных передач отсутствуют точки чистого перекатывания взаимодействующих профилей) и согласуется с известными экспериментальными данными – см., в частности, в [5] табл. 20-22 (на с.257-258).

Отсутствие резких переходов в линейных износах вдоль профилей зубьев делает внеполюсные зацепления привлекательными с точки зрения отсутствия в них явлений неотвратимости существенного возрастания в процессе эксплуатации передач контактных напряжений, шума, вибраций и динамических составляющих нагрузок.

## 7. Рекомендации по внедрению изложенных научных результатов

Авторы показали: будущее в зубчатых передачах за внеполюсными зацеплениями, но реальность такова, что эти передачи сегодня по сути дела не используются.

В промышленности внедрения в подавляющих своих объёмах выполняют не авторы предложений, а обычные специалисты, допускающие множества некорректностей. Поэтому практически все ответственные лица в своей деятельности руководствуются выработанной жизнью предпосылкой: в технике переход на новое всегда сопряжён с определённым экономическим риском.

Отвечая на вопрос «Как экономический риск по внедрению изложенных научных результатов сделать минимальным, а возможные промахи незаметно затратными?» даём три рекомендации.

Первая: для крупномодульных передач ( $m = 7...20$  мм и более, дорогостоящих в производстве и транспортировке) применять изложенный в подразделах 1-5 эксплуатационный метод.

Вторая рекомендация: находить потоки проблемных для эксплуатационников маломодульных передач (4 мм и менее) и в местах их производства, как запасных частей, изготавливать экспериментальные образцы. Предпочтение отдавать косозубым передачам. При этом целесообразно изменять лишь диаметры заготовок и, при необходимости (с целью предупреждения явления заострения зубьев), уменьшать модули. Обходиться имеющимся инструментом и химикотермическими обработками. Обращать внимание на то, чтобы зубчатое колесо с увеличенным диаметром вписывалось в корпус. Для прямозубых передач следить за тем, чтобы коэффициент перекрытия не оказывался меньшим 1,1.

Третья рекомендация: переход к внеполюсным крупномодульным передачам начать после накопления опыта на маломодульных зацеплениях.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Игнатищев Р.М., Машин Ю.В. Зубчатые передачи. Как предсказывать и упреждать пitting: Инженеру-механику. - Могилёв: УПКП «МОУТ» (з.5508), 2004.- 68 с.
2. Игнатищев Р.М. Исследование контактной прочности эвольвентных цилиндрических передач: Дис.... канд. техн. наук: 161 (машиноведение и детали машин).- Защищена 26.11.68; - М.: ВЗПИ, 1967.- Т.1 (текст, библиогр.), 176с.; Т.2 (ил.), 181 с.
3. Патент на изобретение 2072059 Российской Федерации, МКИ F 16 Н 1/00. Способ повышения долговечности зубчатых колёс /Р.М.Игнатищев.- Оpubл. 20.01.97, Бюл. N 2.
4. Игнатищев Р.М. О неиспользуемых существенных резервах повышения долговечности, надёжности и точности проектирования зубчатых передач /Вестник машиностроения, 2004, №4.- С.30-32.
5. Трубин Г.К. Контактная усталость материалов для зубчатых колёс.- М.: Машгиз, 1962.- 404 с.
6. Борович Л.С. Исследование эффективности корригирования цилиндрических зубчатых передач /Труды ЦНИИТМАШ, выпуск 28.- М.: ЦНИИТМАШ, 1962.- С. 5-72.