

О реальных передачах Новикова, эвольвентных передачах с точечным контактом и новом «классическом решении» контактных задач.

(Некоторые соображения по поводу поступивших на сайт www.reduktor-news.ru журнала «РиП» Комментарии и статьи проф. А.П.Попова – раздел «Дискуссионный клуб»).

Поскольку в Редакцию поступило два материала проф. А.П.Попова – его Комментарий под названием «**Мой комментарий – это первый и последний отклик на громкое ауканье г-на В.И.Короткина**» [1] и статья «**Передачи с точечной системой зацепления эвольвентных зубьев**» [2], свой материал я в соответствии с этим разделю на две части.

Часть I – о Комментарие проф. А.П.Попова.

Читатель без труда обнаружит, что весь текст Комментария [1] буквально пронизан запредельной некорректностью проф. А.П.Попова по отношению ко мне и моим работам (один заголовок чего стоит!). На мой взгляд, свидетельствовать это может либо о непоколебимой уверенности автора в силе его научной позиции либо, наоборот, о прикрытии некорректной риторикой слабости этой самой позиции. Не считая возможным опускаться до уровня используемой А.П.Поповым терминологии и реагировать на его личные выпады, выскажу свои соображения по поводу научной позиции проф. А.П.Попова, которую, широко рекламируя, он считает безупречной, а выведенные им формулы – даже **классическими** [1].

В своём Комментарие [1] проф. А.П.Попов объявил о моём научном невежестве, неспособности разобраться в обсуждаемых вопросах и потому полагает, что вести научную дискуссию со мной – бессмысленное занятие. Я принимаю его предложение и впредь также **не намерен** вести с ним вообще никакой дискуссии, в связи с чем прошу представленный ниже мой материал считать не ответом лично проф. А.П.Попову, а кратким **изложением моей позиции** по затронутым вопросам, которое адресую исключительно **заинтересованному читателю**. А последний, если захочет, сам сможет оценить, кто и в чём разбирается.

Перейду к некоторым замечаниям принципиального характера и краткому изложению моей позиции.

1. Прежде всего, совершенно непонятно, почему мой естественный вопрос «Дождусь ли наконец научного оппонирования?» [3] вызвал у проф. А.П.Попова взрыв негативных эмоций. Я ведь действительно до сих пор этого так и не дождался. Давайте вспомним, с чего началась дискуссия. С того, что Г.А.Журавлёв [4], подвергнув критике основы зацепления Новикова, противопоставил им традиционные эвольвентные передачи, которые, по его мнению, имеют большие «скрытые» резервы по контактной прочности (благодаря, якобы, неким «эффектам кривизны»), не учитываемые стандартным расчётом по ГОСТ 21354-87. Далее следовали выводы, повторяемые во многих его статьях. По этому поводу я направил отклик [5], где попытался показать ошибочность постулатов Г.А.Журавлёва из-за неверного истолкования им пространственной контактной задачи. Мои возражения и он, и его сторонники, как известно, проигнорировали. Когда же на сайте журнала стали появляться очередные статьи Г.А.Журавлёва, я направил (ещё в марте 2007г.) адресованные ему свои «Предварительные вопросы...» [6], от ответов на которые зависело, **есть ли вообще смысл продолжать дискуссию дальше** (недавно Редакция по моей просьбе повторно разместила мои вопросы [6] на сайте). Ответов от Г.А.Журавлёва до сих пор не последовало. Кстати, в [6] мною высказывалось также предложение Редакции обратиться на кафедру «Детали машин» Балтийского технического университета (С-Пб) с просьбой дать оценку выдвигаемым Г.А.Журавлёвым положениям по расчёту контактной прочности традиционных эвольвентных передач, тем более, что он претендует [7], ни много ни мало, на пересмотр существующих вузовских учебников. Редакция сперва обещала это сделать, но недавно отказалась, объяснив, что не практикует подобных обращений. Но я в данном случае и не предполагал какого-либо стороннего рецензирования (хотя, в принципе, в этом не вижу ничего плохого), а рассчитывал на вполне, как мне кажется, закономерный отклик одного из участников дискуссии – А.Л.Филипенкова, на кафедре которого работают признанные специалисты по эвольвентным передачам, читающие соответствующие лекции студентам.

Возникает естественный вопрос – почему же сам проф. А.П.Попов, вроде бы ратующий за установление научной истины, не посчитал возможным, как участник дискуссии, **высказать собственное мнение** по поводу «эффектов кривизны», якобы обнаруженных Г.А.Журавлёвым? Вместо этого в самом начале своего первого отклика [8] он голословно продекларировал «согласие с

большинством высказываний Г.А.Журавлёва», не уточнив при этом, с какими именно высказываниями он согласен, но, напротив, опровергнув, по существу, это самое «согласие» дальнейшим текстом своего же отклика [8]? (Данное противоречие затем было мною показано в [9]).

2. В отклике [8], сравнивая передачи Новикова и эвольвентные по изгибной прочности, проф. А.П.Попов заявил, что у последних, как преимущество, при корригировании эта прочность возрастает пропорционально квадрату толщины зуба, приведя даже расчёт, из которого следует снижение изгибных напряжений более чем в 2 раза при увеличении толщины зуба в 1.5 раза. Я напомнил профессору [9], что изгибная прочность определяется, как известно, не столько толщиной зуба, сколько коэффициентом его формы, поэтому даже при большой величине коррекции изгибные напряжения в эвольвентных передачах не снижаются более, чем на 30...35% [10]. Реакция на это моё напоминание оказалась более чем странной - профессор дал понять [1], что это ему давно известно, и ёрнически «поблагодарил» меня за подсказку. Но если это так, то непонятно, с какой целью он привёл доказательство, которое сам считает неправильным? Вместо объяснений проф. А.П.Попов решил как бы ответить «ударом на удар», отсылая меня к своей книге, где задачу изгиба он, по его мнению, решает строго, рассматривая упруго заделанную консольную пластину. В связи с этим могу напомнить (опять подсказка?), что для пространственного случая, в частности для передач Новикова, подобная задача более 40 лет назад решена Е.Г.Росливером [11] с доведением впоследствии решения до графиков коэффициентов излома [16]. На современном же этапе предложены и используются более совершенные результаты, полученные А.С.Яковлевым на базе метода граничных элементов, которые также доведены им до удобных инженерных расчётов [12]. Кстати, им же показано, что переход от сосредоточенной силы к распределённой по длине зуба нагрузке может уменьшить изгибные напряжения в реальных передачах Новикова не в 18...25 раз, как утверждает проф. А.П.Попов [1], а примерно в 2...3 раза [12].

3. Приходится констатировать, что по поводу основ передач Новикова, сформулированных их автором [13], высказываются различные (подчас противоположные) точки зрения. Не навязывая никому своего понимания, хотелось бы в очередной раз выразить личную точку зрения.

3.1. Тот, кто внимательно читал первоисточник [13], должен согласиться, что генеральная идея М.Л.Новикова заключается вовсе не в линейности или точечности его зацепления, а в уходе от полюса и создании принципиально **пространственного внеполюсного зацепления**. Синтезируя, как частный случай, точечный вариант, он исходит, прежде всего, из задания воображаемой в неподвижном пространстве **линии зацепления** и закона движения по ней контактной точки, общей для обеих взаимодействующих поверхностей. Разумеется, в [13] приводится конкретное уравнение этой линии, которое содержится и в других источниках [14].

Полное недоумение (мягко выражаясь) вызвало заявление проф. А.П.Попова о том, что М.Л.Новиков ошибочно полагал существование линии зацепления в своих передачах, в то время как, по А.П.Попову, её там нет. Мне же профессор дал поучительный совет разобраться с этим [1]. Но тогда, может быть, проф. А.П.Попов объяснит читателям, куда же подевалась линия зацепления, представляющая собой геометрическое место точек контакта в неподвижном пространстве? И известны ли вообще в природе точечные зацепления без линии зацепления? Возможно, профессору самому следует с этим разобраться?

Широко известно, что на практике в передачах Новикова предусматривают ту или иную величину разности $\Delta\rho$ радиусов вогнутого и выпуклого профилей зубьев, чтобы компенсировать влияние технологических погрешностей **радиального типа**. В теоретически предельном случае, когда $\Delta\rho = 0$, контакт становится линейным. Однако при этом передача Новикова не теряет своей сущности, поскольку не утрачивает ни пространственности, ни внеполюсности. В этом её **принципиальное отличие** от эвольвентных передач с линейным контактом (получаемых по известному принципу Оливье), которые относятся к типу плоских зацеплений и у которых полюс участвует в работе. Более того, М.Л.Новиков показал [13], что при определённых условиях его зацепление может перейти в такое, когда в окрестности контакта достигается т.н. соприкосновение 2-го порядка, при котором приведенные кривизны в любом направлении равны нулю, а контакт становится поверхностным.

Другое дело, что на практике, как известно, линейный контакт недостижим в силу наличия неизбежных радиальных биений зубчатых венцов колёс, но в процессе приработки поверхностей высотная протяжённость площадки контакта неизменно растёт, контакт приближается к линейному, а контактные напряжения при этом существенно снижаются.

3.2. Здесь мы подошли к важному вопросу - о приработке, о которой хотелось бы сказать несколько слов.

Приработка поверхностей – достаточно сложный процесс действия различных факторов – пластической деформации (наклёпа), износа и т.д. С количественной стороны данный процесс малоизучен. Нами, как вариант, предложена и используется в расчётах некая модель, основанная на герцевских взаимосвязях (не буду здесь на этом подробно останавливаться), дающая удовлетворительное согласование с результатами усталостных испытаний, однако, повторяю, количественная сторона ещё ждёт своего дальнейшего совершенствования.

Что же касается качественной стороны, то рост мгновенного пятна контакта по сравнению с первоначальным является твёрдо установленным фактом не только для «мягких», но и для **высокотвёрдых передач Новикова**. Это экспериментально доказано многими [15, 16 и др.]. Автор этих строк постоянно наблюдал и замерял **рост** размеров пятна в процессе проводимых им усталостных испытаний большой партии нитроцементированных передач Новикова и результаты демонстрировал членам Координационного Совета (ВНИИРедуктор, г. Киев). Поэтому для приближения к реальности расчёт контактной прочности передач Новикова следует вести **по схеме теоретически точечного контакта, но с обязательным учётом увеличения размеров пятна контакта, происходящего в результате приработки**. Необходимо только помнить, что исходная величина $\Delta\rho$ должна назначаться из компромиссных условий: с одной стороны, быть достаточной для компенсации радиальных погрешностей, с другой – быть не слишком большой, чтобы не дать процессу накопления усталостных повреждений опередить одновременно происходящий процесс приработки поверхностей. Говоря о контактной прочности передач Новикова, попутно замечу, что оценивать её следует не по нормальным, а по **эффективным** (октаэдрическим) **напряжениям**, поскольку именно они, как убедительно доказано Б.С.Ковальским [17], «ответственны» за контактные разрушения. В этом случае учитывается не только произведение величин полуосей контактного эллипса, но и их отношение.

3.3. Особого внимания заслуживает вопрос о сравнительной контактной прочности передач Новикова и эвольвентных, поэтому вернусь к нему уже в который по счёту раз.

Моё утверждение о том, что по критерию контактной выносливости нагруженная способность передач Новикова примерно втрое превосходит таковую у эвольвентных **аналогов** (т.е. при условии **одинаковой твёрдости и т.д.**), проф. А.П.Попов назвал вымыслом [1]. Ну что ж, может быть, опираясь на его расчётную методологию, такой вывод логичен.

Факты, которые, как известно, «упрямая вещь», свидетельствуют, однако, об обратном. Полагаю, что профессору следует вспомнить (исключая его неинформированность) о широко известных сравнительных испытаниях, проведенных И.И.Арефьевым (лаборатория проф. В.Н.Кудрявцева) на «мягких» парах, где установлено превышение контактной прочности передач Новикова ДЛЗ (с двумя линиями зацепления) над эвольвентными аналогами, в среднем, в 2.5 раза, причём даже несмотря на то, что первые были выполнены на базе далеко не оптимального исходного контура Урал-2Н [18].

Со своей стороны, сообщу читателям, что из 36 лет, в течение которых занимаюсь исследованиями передач Новикова, 15 лет (с 1977 по 1991 г.г.) я посвятил проведению сравнительных усталостных испытаний высокотвёрдых (нитроцементированных) передач Новикова и эвольвентных. Испытания проводились совместно с сотрудниками ПО «Редуктор» (г.Ижевск), а результаты широко опубликованы, в т.ч. в центральной печати [19] и в монографиях. Все сравниваемые пары были выполнены без финишных операций (нешлифованные), степень точности зубчатых колёс была на уровне 8-9 по ГОСТ 1643-81.

Через «мои руки», если можно так выразиться, прошло более **50** пар Новикова с различными исходными контурами и около **25** эвольвентных пар в широком геометрическом диапазоне, в том числе корригированных. Менее всего преследуя цель показаться нескромным, всё же скажу, что лично мне неизвестны столь широкомасштабные испытания высокотвёрдых передач Новикова, проведенные где-либо ещё. В более узком объёме подобные испытания, но на цементированных парах, были проведены во ВНИИРедукторе (г. Киев), где получены результаты, практически совпадающие с нашими, а также в ВВИА им. Н.Е.Жуковского на шлифованных парах, показавшие превышение **изгибной прочности** передач Новикова над эвольвентными аналогами в **1.6 раза** [15]. Были, правда, ещё испытания в Военмехе, показавшие неудовлетворительные результаты передач Новикова по изломной прочности [20], однако в [3, 21] дано объяснение этому и показано, что такой результат был изначально ожидаем, являясь следствием неудачного выбора исходного контура (Урал-2Н), который, в соответствии с ГОСТ 15023-76, предназначен только для передач невысокой твёрдости и совершенно **не приспособлен** для высокотвёрдых.

Итак, что же мы наблюдали в наших испытаниях? А наблюдали следующее.

1) Практически во всех опытах при любых самых больших циклах поверхности зубьев передач Новикова были гладкими, блестящими, без следов питтинга, при этом область контакта, занимавшая в начале испытаний около **30%** высоты зуба, через 10-12 часов работы пары распространялась на **80 - 85%** высоты.

2) Практически во всех опытах эвольвентные передачи имели либо строчечный питтинг вдоль полюсной линии (при сравнительно небольших циклах), либо крупные раковины выкрашивания (при больших циклах), приводящие нередко к образованию концентраторов напряжений и разрушению зубьев раньше, чем это должно происходить по условию изломной прочности ножки зуба. Интересно отметить, что такое же явление наблюдал И.И.Арефьев и на «мягких» эвольвентных парах [18].

3) Дисперсия нагрузочной способности эвольвентных передач по изломной прочности оказалась очень высокой (что, кстати, наблюдалось также при испытаниях твёрдых эвольвентных пар в Военмехе и зафиксировано в отчётах). Объяснить это можно только очень высокой чувствительностью эвольвентных передач к технологическим погрешностям **тангенциального** (не радиального!) **характера** – перекосам осей колёс, отклонениям линий зубьев от номинала и т.п. Такая чувствительность представляется логичной, если учесть, что линейный контакт по сравнению с точечным имеет меньшее число степеней свободы. В результате приходится для эвольвентных передач снижать расчётную величину допускаемых напряжений, вводя увеличенные коэффициенты запаса прочности [10].

Каковы же практические результаты проведенных нами сравнительных испытаний высокотвёрдых передач? Результаты следующие.

А. Нагрузочная способность передач Новикова ДЛЗ по контактной выносливости **примерно втрое** превышает таковую для эвольвентных аналогов.

Б. Создан одобренный Координационным Советом **исходный контур для высокотвёрдых передач Новикова ДЛЗ**, получивший статус Межгосударственного (в рамках СНГ) Стандарта [22].

В. Передачи Новикова с исходным контуром по [22] по изломной прочности показали нагрузочную способность **на 30...40% выше**, чем эвольвентные аналоги.

Г. На основе выполненных испытаний и теоретических исследований **спректрирована гамма редукторов общего назначения серии 6Ц** с нитроцементированными передачами Новикова, проведена серия промышленных испытаний и изготовлена партия (600 экземпляров) редукторов 6Ц2У-160, эксплуатирующаяся с 1991 г. по настоящее время.

Д. Разработаны инженерные методики и вычислительные программы расчёта и проектирования передач Новикова с любой твёрдостью зубьев, которые **успешно используются** на Ижевских заводах «Редуктор» и «Ижнефтемаш» [23].

К сожалению, известные события 1991г. помешали довести гамму редукторов 6Ц до промышленного освоения в полном объёме. Остаётся только надеяться, что завод, окрепнув, вернётся к этой работе и продолжит её.

Важно подчеркнуть, что сравниваемые аналоги имели одинаковые геометрические параметры. Но специалисты знают, что в передачах Новикова существует мощный резерв – **повышение модуля** (в заданных габаритах). Поскольку радиусы кривизны профиля в передачах Новикова пропорциональны модулю, то одновременно с изгибной при этом повышается и контактная прочность, чего не происходит у эвольвентных передач, где последняя, как известно, зависит не от модуля, а от межосевого расстояния.

Весьма любопытно было узнать от проф. А.П.Попова, что перекосы снижают нагрузочную способность передач Новикова в 7...10 раз [1]. Учитывая, что наши испытания проведены в условиях немалых перекосов (8-9 степень точности колёс – см. выше), следует при устранении перекосов (например, зубошлифованием или другим способом) ожидать, по А.П.Попову, увеличения нагрузочной способности соответственно в 7...10 раз! Кто бы мог предположить, что передачи Новикова таят в себе такие гигантские резервы! Но если серьёзно, то на самом деле переход на зубошлифование (6-я степень точности) повышает нагрузочную способность передачи Новикова примерно в 2 раза. Если же задействовать дополнительно другие резервы, то она может возрасти до 3-х раз [3]. Такие цифры подвергать сомнению могут только те оппоненты, которые не занимались ни исследованиями возможностей исходных контуров для передач Новикова ДЛЗ, ни применением современных методов их расчёта и проектирования, ни, самое главное, их длительными усталостными испытаниями.

Повторю ещё раз - сказанное выше многократно обсуждено на конференциях и опубликовано, причём (это важно!) **совместно** с участвовавшими в испытаниях заводскими сотрудниками, осуществлявшими контроль, что, думаю, повышает доверие к полученным результатам. Проф. А.П.Попов, читая мои работы, ни слова не сказал о содержащейся там части результатов наших

испытаний. Это как раз тот случай в дискуссиях, когда, как говорят, «маленькое» умолчание рождает большую ложь. Очень характерно, что, как легко заметит читатель, никто из оппонентов, включая проф. А.П.Попова и Г.А.Журавлёва, никаких своих испытаний, подтверждающих их научную позицию, не приводит, а без таковых их рассуждения носят в значительной степени гипотетический характер.

Надеюсь, читатель согласится, что приведенные выше краткие сведения дают мне **моральное право, как минимум, защищать передачи Новикова от бездоказательных нападок** некоторых оппонентов, объявивших их **сплошь неконкурентоспособными** (особенно выделю без конца повторяющееся и претендующее на некую глобальность слово «сплошь», призванное, повидимому, оказывать на читателей зомбирующее действие).

К сожалению, мне почему-то никак не удаётся довести до некоторых оппонентов простую мысль о том, что при сравнении передач эвольвентных и Новикова всегда конкурируют два начала: с одной стороны – технологические преимущества (эвольвентные передачи), с другой – повышенная прочность (передачи Новикова). Поэтому **в каждом конкретном случае** необходимо анализировать, какое из указанных начал имеет первостепенное значение и в соответствии с этим, а также с учётом экономических факторов, принимать то или иное решение. Пока не было особой конкуренции, эвольвентные передачи за сотни лет практически вытеснили всё остальное. Теперь же, когда появились и другие зацепления (те же передачи Новикова, например), эвольвентное зацепление продолжает занимать господствующее положение исключительно благодаря именно своим технологическим преимуществам, в связи с чем достаточно «уютно» чувствует себя там, где вопросы прочности не стоят на первом месте. Если же возникают проблемы с прочностью (или с габаритом узла, что в принципе одно и то же), то разве не разумно в таких случаях обратиться к более прочным передачам Новикова (при условии, конечно, что высокую нагрузочную способность этих передач позволят реализовать другие детали узла)? Если не придирается к некоторым, возможно и не вполне удачным, выражениям, а смотреть, как говорится, «в корень» проблемы, то именно это имел в виду М.Л.Новиков, когда утверждал, что его передачи **могут** (подчёркиваю слово «могут») найти применение практически во всех отраслях машиностроения [13]. Разве это не так? А в письме к В.Н.Александрову я просто повторил эту мысль другими словами, сказав, что передачи Новикова эффективны именно там, где эвольвентные не справляются с требованиями (разумеется, в смысле прочности), предъявляемыми к данной машине (могу только добавить – «и при условии наличия прочностных резервов сопутствующих деталей узла»). Это моя **принципиальная позиция**, и я её никогда не менял.

Вот почему вызывают стойкое неприятие [3] попытки на основании, например, сравнения редукторов фирмы «Флендер» (Германия) и редукторов НТЦ «Редуктор» (С-Пб) делать далеко идущие обобщающие выводы в пользу эвольвентного зацепления. Разве научно корректно сравнивать высокоточные упрочнённые эвольвентные передачи с «мягкими» и грубо выполненными передачами Новикова, да ещё с такими, которые базируются на исходном контуре 40-50-летней давности Урал-2Н (впоследствии - по ГОСТ 15023-76) и спроектированы на основе неизвестно каких устаревших методик? Для не очень посвящённых скажу, что передачи с исходным контуром Урал-2Н имеют, помимо прочего, существенный недостаток, заключающийся в наличии околуполюсной эвольвентной зоны. Именно эта зона является «камнем преткновения», начиная питтинговать первой, после чего часто поражается питтингом весь зуб [18]. Поэтому во всех современных исходных контурах околуполюсная зона выключена из работы. Так что если сравнивать с «Флендером», то следует, как минимум, использовать для передач Новикова соответствующий исходный контур, а также задействовать необходимые резервы (корректирование, увеличение модуля – см. выше и др.). При таком подходе даже **термоулучшенные передачи Новикова**, не исключено, смогут «дотянуться» по прочности до флендеровских или хотя бы подойти близко к их уровню [24, 25].

Чтобы закончить с этим разделом, выскажу возражение заявлению проф. А.П.Попова о том, что «мягкие» (куда входят и термоулучшенные до твёрдости 320...350НВ) передачи – это анахронизм [1]. Может, по отношению к эвольвентным передачам это и так, но только не по отношению к передачам Новикова, которые, думаю, «хоронить» слишком рано. Я уже писал, что существует много ответственных объектов, особенно крупногабаритных и большой мощности, где применение передач Новикова именно в термоулучшенном исполнении в высшей степени целесообразно и экономически выгодно. Достаточно напомнить хотя бы о редукторах нефтяных станков-качалок, в огромном количестве выпускаемых в России, Китае, США (фирма «DARCO») и др. Об этом подробнее можно узнать из отклика М.Е.Огнева [23]. Скажу более, известно немало случаев, когда термоулучшенные передачи Новикова с успехом заменяли закалённые эвольвентные [25].

4. Остановлюсь немного на замечаниях проф. А.П.Попова, сделанных по поводу формул, которые он прочитал в моей монографии 1991 года.

Замечаний несколько, но фактически их можно свести к одному: проф. А.П.Попов считает, что использование мною в расчётах некоторых параметров (в монографии они имеют обозначения $C_{\alpha\beta}$, $n_a, n_b, \bar{\beta}$) является (цитирую по [1]) «...грубым вмешательством в классические формулы Герца путём введения в них эмпирики».

Сообщу читателям: $C_{\alpha\beta} \leq 1$ – это отношение ρ_α / ρ_β приведенных главных радиусов кривизны поверхностей в контактной точке; $\bar{\beta} = b_H / a_H$ – коэффициент эллиптичности, представляющий собой отношение малой полуоси (b_H) контактного эллипса к большой (a_H); n_a, n_b – коэффициенты, используемые для определения размеров полуосей.

Теперь поясню. Причисление проф. А.П.Поповым параметра $C_{\alpha\beta}$ к эмпирике вообще недоступно моему пониманию. Что касается n_a, n_b , взятых из [12], то они просто-напросто выражены через степенные функции, которые для удобства расчётов приближённо (с точностью до 1-2%) аппроксимируют значения этих же параметров, получаемые строго через эллиптические интегралы, как и положено в классической задаче Герца. В чём же здесь проф. А.П.Попов усмотрел эмпирику и «грубое вмешательство»?

Здесь же профессор советует мне «...не искажая классические решения Герца...», пользоваться его (профессора) ключевой формулой, связывающей параметры $\bar{\beta}$ и $C_{\alpha\beta}$ таким образом [1]:

$$\bar{\beta} = \sqrt{C_{\alpha\beta}}. \quad (1)$$

Мне неведомо, каким образом проф. А.П.Попов смог получить формулу (1), но я вынужден его разочаровать, поскольку эта формула не имеет ничего общего с решением Герца, из которого следует совсем другая зависимость, а именно [17]:

$$C_{\alpha\beta} = \frac{K - F}{F / \bar{\beta}^2 - K}, \quad (2)$$

где K, F – полные эллиптические интегралы модуля $e = \sin \theta$ [26].

Если задаться целью аппроксимировать зависимость (2) с помощью степенной функции (как это сделано в отношении параметров n_a, n_b – см. выше), то, к примеру, в диапазоне $0.03 \leq C_{\alpha\beta} \leq 0.3$ приближённо можно было бы записать

$$\bar{\beta} \approx C_{\alpha\beta}^{0.66}. \quad (2a)$$

Вычисляя теперь $\bar{\beta}$ по проф. А.П.Попову (1) и по Герцу (2) (или приближённо по (2a)), получаем при $C_{\alpha\beta} = 0.03$ разницу в 1.75 раза, а при $C_{\alpha\beta} = 0.3$ – в 1.21 раза.

Требуются ли здесь какие-нибудь комментарии?

5. Переходим к главному вопросу, ради которого я взялся за изложение своих соображений, а именно – к анализу методологии решения контактной задачи, предложенной проф. А.П.Поповым в качестве «классической» (надо, видимо, понимать, это так, что у нас теперь две классические теории на одну и ту же тему, из которых одна принадлежит Герцу, другая – проф. А.П.Попову).

Займёмся, однако, анализом.

В своём комментарии [1] проф. А.П.Попов заявил, что он прорешал множество плоских и пространственных задач Герца с целью оценки достоверности своей методологии, при этом (цитирую по [1]) «...сходимость полученных решений и решений Герца была полностью подтверждена». Отсюда неизменно должно следовать, что профессор не отступил от Герца (в таком отступлении он обвинял меня – см. выше), но, как можно было бы предположить, разработал такие формулы, которые, оставаясь строгими (т.е. без нелюбимой им эмпирики), позволяют решать пространственную контактную задачу Герца значительно проще, чем всеми принято, а именно – не прибегая к обязательной для этой задачи процедуре вычисления эллиптических интегралов. Из этого и будем исходить при нашем анализе.

В целях экономии места и времени я не буду касаться плоской задачи, а остановлюсь только на пространственной. При этом, приводя здесь формулы проф. А.П.Попова, я, во избежание путаницы, по прежнему буду придерживаться обозначений параметров, использованных выше в (1), (2), (2a).

Если положить модули упругости (E) и коэффициенты Пуассона (ν) одинаковыми для материалов обеих контактирующих поверхностей, то базовая формула проф. А.П.Попова для определения максимальных контактных напряжений σ_k в центре контактного эллипса принимает достаточно простой и даже, я бы сказал, изящный вид [1]:

$$\sigma_k = 0.4923 \sqrt[3]{\frac{\bar{\beta} F_n (\bar{\beta} + \nu)^2 E^2}{\rho_\alpha^2 [2(1 - \nu^2)]^2}}, \quad (3)$$

где F_n - нормальная сжимающая сила, а $\bar{\beta}$ вычисляется по (1) – см. выше.

Для сопоставления приведём соответствующую формулу, полученную из классической задачи Герца [17]

$$\sigma_k = m^3 \sqrt[3]{F_n E^2 / \rho_\beta^2}, \quad (4)$$

где буквой m в работе [17] обозначен множитель, вычисляемый с помощью эллиптических интегралов и для удобства табулированный в некотором диапазоне.

При постоянных F_n , E и $\nu = 0.3$ напряжение, вычисляемое по (3), пропорционально коэффициенту

$$K = \sqrt[3]{\bar{\beta}(\bar{\beta} + 0.3)^2 / \rho_\alpha^2}, \quad (5)$$

а вычисляемое по (4) пропорционально коэффициенту

$$K = m^3 \sqrt[3]{1 / \rho_\beta^2}. \quad (6)$$

Сопоставление расчётов по формулам (3) и (4) будет весьма наглядным, если проанализировать изменения коэффициентов K , вычисляемых по (5) и (6), варьируя $C_{\alpha\beta}$ в некотором диапазоне, например, $0.01 \leq C_{\alpha\beta} \leq 0.3$. Это, в свою очередь, будет характеризовать изменения напряжений σ_k по (3) и по (4) при одинаковой вариации геометрических параметров $C_{\alpha\beta}$, ρ_α , ρ_β и независимо от силы и свойств материала, принятых везде постоянными.

Рассмотрим 2 случая.

а) радиус $\rho_\beta = const$;

б) радиус $\rho_\alpha = const$.

Тогда в соответствии с (5) коэффициент K примет значения:

$$\text{а) } K = \sqrt[3]{\bar{\beta}(\bar{\beta} + 0.3)^2 / \rho_\alpha^2}, \quad (9)$$

$$\text{б) } K = \sqrt[3]{\bar{\beta}(\bar{\beta} + 0.3)^2}, \quad (10)$$

а в соответствии с (6) коэффициент K примет значения:

$$\text{а) } K = m; \quad (11)$$

$$\text{б) } K = m^3 \sqrt[3]{1 / \rho_\beta^2}. \quad (12)$$

Выберем для удобства внутри принятого диапазона такие значения $C_{\alpha\beta}$, при которых множитель m уже подсчитан и табулирован [17], а результаты вычисления коэффициентов K по (9) – (12) сведём в таблицу (см. ниже). Радиусы ρ_β (случай а) и ρ_α (случай б) могут быть выбраны произвольно, но для определённости приняты соответственно 1000 мм и 100 мм.

Если коэффициент K в первой строке таблицы принять за базу, то отношение коэффициентов из последующих строк к базовому можно выразить параметром γ , по которому ясно видно, что результаты расчётов напряжений σ_k по формулам проф. А.П.Попова (3) и формулам Герца (4) как для случая а), так и для случая б) **разительно отличаются**.

Выходит, что проф. А.П.Попов, в противоречие своим заявлениям (см. выше), резко расходится с Герцем. Но тогда чем же его «не устраивает» Герц? Ничего об этом в [1] не сказано.

По Герцу						По проф. А.П.Попову					
$C_{\alpha\beta}$	а) $\rho_{\beta} = const$		б) $\rho_{\alpha} = const$ (например, 100 мм)			а) $\rho_{\beta} = const$ (например, 1000 мм)				б) $\rho_{\alpha} = const$	
	K (11)	γ	ρ_{β} , мм	K^3 (12)	γ	$\bar{\beta}$	ρ_{α} , мм	K^3 (9)	γ	K (10)	γ
0.01	2.721	1	10000	5.86	1	0.1000	10	54.3	1	0.2520	1
0.05	1.280	0.470	2000	8.06	1.375	0.2236	50	29.1	0.536	0.3943	1.565
0.1	0.970	0.356	1000	9.70	1.655	0.3162	100	22.9	0.422	0.4933	1.958
0.2	0.716	0.263	500	11.37	1.940	0.4472	200	18.4	0.339	0.6297	2.499
0.3	0.600	0.221	333	12.49	2.131	0.5477	300	16.4	0.302	0.7328	2.908

В качестве небольшого отступления отмечу, что профессор так увлёкся своей обидой на меня за критику его отклика [8], что не заметил расхождения выражения для коэффициента пропорциональности, приведенного в [8], со своими же собственными формулами, приведенными теперь уже в [1]. Так, вместо зависимости (5), вытекающей из (3) (см. выше) он привёл другую зависимость, где в под кубическим корнем в знаменателе вместо ρ_w^2 записал R^2 [8]. Это породило явные несуразности, на что я и указал профессору [9]. Отвечая на моё замечание, профессор вместо того, чтобы спокойно признать этот казус (я уже не говорю – поблагодарить за замечание), стал придумывать, что формула правильная, но Короткин, мол, её не так понял, потому что это не вся формула, а только фрагмент какой-то другой (?) и т.п. Надо ли говорить, что подобные «объяснения» не способствуют дверию к их автору.

Свои расхождения с Герцем проф. А.П.Попов ещё больше усугубляет, вводя какие-то непонятные (причём эмпирические!) коэффициенты [1], которые, по его мнению, отражают нелинейность задачи. Но, насколько мне известно, как плоская, так и пространственная задачи Герца для двух упругих полупространств (но не для жёсткого штампа и полупространства!) содержат нелинейность по смыслу. Зачем же понадобилось вводить какую-то дополнительную нелинейность? Впрочем, это принципиально не влияет на итоги проведенного нами анализа.

6. Коротко по вопросу о внедрении передач Новикова на заводах ЧСЗ и НГЗ (г. Николаев).

Проф. А.П.Попов утверждает [1], что на данных заводах внедрения передач Новикова фактически не было. Мне не довелось бывать на этих заводах, и информацию по ним я черпаю из публикаций. Поэтому отношусь с должным пониманием к заявлению профессора, учитывая, что он живёт в том же городе, где расположены заводы. Проф. А.П.Попов советует мне за достоверной информацией обратиться к «любому вахтёру» [1], но я, разумеется, таким советом вряд ли воспользуюсь. Очень жаль, что уже нет А.Ф.Кириченко, но, слава богу, жив и здравствует не менее осведомлённый человек – Б.П.Кузовков. Не следует ли, в интересах объективности, обратиться к нему и узнать его мнение по данному вопросу?

По поводу Китая. Существует недвусмысленная информация [27] о применении азотированных передач Новикова и их перспективах в судовых установках большой мощности. Скажу больше. Как я уже писал ранее и повторил выше, китайцы давно в ряде ответственных машин применяют эти передачи, экспортируя их в том числе в США [23], и даже выпустили Стандарт на передачи Новикова. Так что либо знакомые профессору китайские товарищи не располагают полнотой информации, либо источник [27] вводит читателей в заблуждение.

7. Завершая 1-ю часть своего материала, выскажу возражение по поводу следующего заявления проф. А.П.Попова [1]: «Г-ну В.Короткину не нравится, что Г.А.Журвлёв и неизвестно откуда взявшийся А.П.Попов работают в области редукторостроения, пытаясь (и небезуспешно) в неё привнести свои воззрения, новые технические решения...». Упрёк бедоказательный, а потому несправедливый. На самом деле я всегда с пониманием относился и отношусь к новым исследованиям, обещающим определённый позитив. Но вот что мне действительно категорически не нравится, так это безудержное восхваление собственных разработок, не подкреплённое достаточным обоснованием, да ещё и попирающие при этом чужих решений, уже успевших себя положительно проявить. В этом плане в процессе дискуссии я высказывался [3, 5] по отношению к смешанному зацеплению (IP) Г.А.Журавлёва, поскольку он не представил не только каких-либо результатов испытаний, но даже не продемонстрировал конкретные числовые значения параметров исходного контура, чтобы можно было сделать хотя бы ориентировочные расчёты прочности. В чём же содержится заявленная

А.П.Поповым «небезуспешность»? В красивых и непонятных терминах типа «сверхаддитивность» смешанного зацепления? Или в претензиях на безудержную всеохватность своих разработок, не имеющих, по мнению их авторов, вообще никаких ограничений по применению? А может, она содержится в размещённых на сайте Редакции (в разделе «Форум») нескольких сообщениях некоего С.Лунина, который ряд лет непосредственно испытывал вместе с Г.А.Журавлёвым его зацепление IP, затратив неслыханное количество средств (700 тыс. долларов!) и не получив при этом положительных результатов, из-за чего даже лишился работы? Такая вот оригинальная «небезуспешность». Кстати, разве не удивительно, что Г.А.Журавлёв на сообщения С.Лунина до сих пор **никак не отреагировал**? Вот и подумаешь, кому же теперь верить – заинтересованному автору (Г.А.Журавлёву) или беспристрастному участнику испытаний (С.Лунину).

Часть II – о статье проф. А.П.Попова.

В статье [2] рассмотрен ряд вопросов, но мы остановимся только на главном – на кратком анализе эвольвентных передач с точечным контактом, тем более, что проф. А.П.Попов относит их к «передачам нового поколения», считая их создание «...наиболее впечатляющим результатом выполненных исследований...» [2].

Знакомство с материалом статьи [2] показало, что речь в ней идёт не о каких-то принципиально новых передачах, а о хорошо известных эвольвентных передачах с бочкообразными зубьями.

Автор этих строк в своё время занимался бочкообразными зубьями применительно к прямозубым коническим парам [28, 29] и выяснил, что они, конечно, полезны, но далеко не во всех случаях, а только тогда, когда, с одной стороны, бочкообразность достаточна для «удержания» (при перекосах) пятна контакта в пределах ширины зубчатого венца, а с другой стороны - не слишком велика, иначе контактные напряжения в бочкообразных зубьях станут выше, чем в обычных (при перекосах), т.е. эффект будет утерян. Другими словами, здесь требуется некое компромиссное решение, подобное выбору разности $\Delta\rho$ радиусов для передач Новикова (см. выше). Но это отдельный самостоятельный вопрос, который не будем здесь обсуждать, поскольку в статье [2] он никак не рассматривается. Не будем касаться также приведенной в статье [2] сравнительной оценки передач Новикова, т.к. для последних, как было сказано выше, требуется учитывать приработку и т.д., чего проф. А.П.Попов не делает. Я уж не говорю о том, что, как показано выше, использовать для точечного контакта надо не формулы проф. А.П.Попова, а совсем другие зависимости, вытекающие из решения классической задачи Герца.

Исходя из решений Герца мы и проведём далее сравнение эвольвентных передач с обычными зубьями (теоретически линейный контакт) и с бочкообразными (теоретически точечный контакт) на основе сравнения максимальных нормальных напряжений, как это выполнено и в [2].

Но сначала приведём результаты, полученные при указанном сравнении проф. А.П.Поповым [2] с помощью выведенных им формул.

Так, при суммарном отводе $\Delta S = 0.01$ мм поверхностей на торцах и нагрузке $F_n = 21000$ Н он получил для бочкообразных зубьев контактное напряжение $\sigma_k = 571.6$ МПа, в то время как для обычных оно оказалось $\sigma_H = 781.2$ МПа, т.е. значительно выше [2]. Такой результат явился основанием для проф. А.П.Попова заявить об огромном выигрыше на бочкообразных зубьях по нагрузочной способности в сравнении с линейным контактом.

В статье [2] приводятся данные также при других значениях ΔS . И здесь возникает **ситуация, противоречащая здравому смыслу**, которая почему-то не насторожила профессора. Казалось бы, при уменьшении ΔS и соответствующем этому снижении напряжения следует ожидать приближения в пределе к теоретически линейному контакту ($\Delta S = 0$), для которого эти напряжения должны быть всегда меньшими, чем при любом $\Delta S \neq 0$. Но у профессора пролучилось всё наоборот – уменьшение ΔS приводит к удалению от линейного контакта по напряжениям. В чём же дело?

А дело в том, прежде всего, что формулы проф. А.П.Попова сильно расходятся с классической теорией Герца (см. выше). Кроме того, проф. А.П.Попов пренебрёг естественным условием корректности при указанном сравнении, а именно – не потребовал, чтобы большая ось контактного эллипса при бочкообразных зубьях не выходила за пределы ширины b_w зубчатого венца, принятой для обычных зубьев. Иными словами, пренебрёг условием

$$2a_H = b_w. \quad (13)$$

(Здесь и далее сохранены обозначения, принятые выше в 1-й части).

С учётом сказанного выполним требуемое сравнение эвольвентной передачи с бочкообразными и обычными зубьями.

Возьмём прямозубую передачу, у которой приведенный радиус кривизны зубьев (контактирующих цилиндров) $\rho_\alpha = 20$ мм, ширина венца $b_w = 60$ мм. Полагаем $E = 210000$ МПа, $\nu = 0.3$.

Положим, как и в статье [2], для бочкообразного зуба $\Delta S = 0.01$ мм. Тогда, согласно приближённой формуле $\Delta S = b_w^2 / 8\rho_\beta$ [29] получаем $\rho_\beta = 45000$ мм и $C_{\alpha\beta} = \rho_\alpha / \rho_\beta = 20 / 45000 = 0.000444$.

Методом последовательных приближений, используя таблицу [26] эллиптических интегралов, с помощью линейного интерполирования получаем: параметр $\theta = 89.46^\circ$, модуль эллиптического интеграла (эксцентриситет эллипса) $e = \sin 89.46^\circ = 0.9999556$, полные эллиптические интегралы $K = 6.0549$, $F = 1.0002$ и коэффициент эллиптичности $\beta = b_H / a_H$, который можно определить непосредственно [30] как: $\beta = \sqrt{1 - e^2} = \cos \theta = \cos 89.46^\circ = 0.00942$. По формуле (2) проверяем погрешность приближения, получая $C_{\alpha\beta} = 0.000449$. Отклонение от заданного (0.000444) составляет $\sim 1\%$, что можно считать приемлемым.

Используя формулы [17] для определения необходимых в дальнейшем коэффициентов n и m :

$$n = 3 \sqrt[3]{\frac{6(K - F)(1 - \nu^2)}{\pi e^2}}, \quad (14)$$

$$m = \frac{e}{3\beta} 3 \sqrt[3]{\frac{e}{(K - F)^2}}, \quad (15)$$

получим $n = 2.063$, $m = 12.014$.

Большая и малая полуоси контактного эллипса выражаются зависимостями [17]:

$$a_H = n \sqrt[3]{F_n \rho_\beta / E}, \quad (16)$$

$$b_H = \beta a_H. \quad (17)$$

Принимая во внимание условие (13) и зависимость (16), получаем силу

$$F_n = (b_w / 2n)^3 E / \rho_\beta, \quad (18)$$

откуда после соответствующих подстановок $F_n = 14351$ Н, а в соответствии с (16) и (17) имеем $a_H = 30$ мм, $b_H = 0.283$ мм.

Для вычисления напряжения σ_κ можно воспользоваться либо формулой (4), либо более известной на практике эквивалентной ей формулой

$$\sigma_\kappa = 1.5 F_n / (\pi a_H b_H). \quad (19)$$

При подстановке в (19) найденных значений составляющих, получаем

$$\sigma_\kappa = 807 \text{ МПа.}$$

Подставляя теперь ту же силу $F_n = 14351$ Н в известную формулу [31] для линейного контакта

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{F_n E}{b_w \rho_\alpha}}, \quad (20)$$

получаем $\sigma_H = 662$ МПа, что существенно меньше, чем σ_κ .

Чтобы сравнить передачи по нагрузочной способности, зададимся каким-либо допускарным напряжением σ_{HR} из условия контактной выносливости. К примеру, для упрочнённых зубьев можно принять $\sigma_{HR} = 1000$ МПа [10].

Тогда усилие в передаче с бочкообразными зубьями, требуемое для достижения σ_{HR} , равно

$$F_n = 14351(1000/807)^3 = 27306 \text{ Н,}$$

при котором также имеем: $a_H = 30(1000/807) = 37.17$ мм, $b_H = 0.283(1000/807) = 0.351$ мм.

Принимая, в соответствии с условием (13), для передачи с линейным контактом $b_w = 2a_H = 74.34$ мм, на основании (20) получим

$$F_n = (1000/0.418)^2 \cdot 20 \cdot 74.34 / 210000 = 40521 \text{ Н.}$$

Превышение нагрузочной способности линейного контакта (обычные зубья) по сравнению с точечным (бочкообразные зубья) при одинаковых габаритах сравниваемых вариантов составило

$$\varphi = 40521 / 27306 = 1.48.$$

(Легко удостовериться, что даже при сохранении для линейного контакта $b_w = 60$ мм всё равно получаем выигрыш в его пользу).

Как видим, результат в итоге оказался **прямо противоположным** тому, который получен проф. А.П.Поповым [2], что, собственно, и следовало ожидать.

В выполненном нами расчёте уже нет никакого противоречия - полученные результаты **не нарушают здравого смысла**.

Подводя краткий итог проведенному экспресс-анализу по 1-й и 2-й части, ограничимся лишь двумя заключениями.

1. Предложенные проф. А.П.Поповым зависимости для определения основных параметров контакта в пространственной контактной задаче дают результаты, **резко расходящиеся** с результатами, получаемыми в соответствии с классической теорией Герца, что находится в явном противоречии с утверждением профессора [1] о сходимости его решений с решениями Герца.

2. Рекламируемые проф. А.П.Поповым в его статье [2] эвольвентные передачи с точечным контактом (хорошо известные как передачи с продольной модификацией поверхностей, или с бочкообразными зубьями) вопреки утверждениям проф. А.П.Попова не только не превосходят эвольвентные передачи без продольной модификации (с теоретически линейным Герцевским контактом), но **значительно уступают** последним по контактной прочности.

Закончить хотелось бы следующим.

Читая мою монографию 1991г. (уже, правда, изрядно устаревшую, но в данном случае не в этом суть), проф. А.П.Попов обвинил меня в том, что представленные в ней формулы содержат много поправочных коэффициентов, излишне («до неприличия», как он выразился) удлинены, а потому очень нудны и вообще никому не нужны. Но разве профессору не известно, что в инженерных расчётах прочности используется большое количество различных поправочных коэффициентов, особенно при назначении допускаемых напряжений и т.п. Этих коэффициенты принимаются, в основном, из ГОСТа, поэтому их в известных методиках [10, 12, 31 и др.] отнюдь не меньше, а количество этапов расчёта и того больше, чем приведено в моей монографии. Ничего с этим не поделаешь – мы пока не все факторы можем учесть чисто теоретически, и приходится вводить некоторые эмпирические коэффициенты. Главное, чтобы костяк применяемых зависимостей базировался на добротной теоретической основе и был **принципиально верным**. Поэтому я не считаю, подобно проф. А.П.Попову, что формулы следует делить на длинные («нудные») и короткие («изящные»), а предпочитаю их оценивать по принципу **правильности** или **ошибочности**.

В.И.Короткин, 19 ноября 2007 г.

Использованные источники.

1. Попов А.П. Мой комментарий – это первый и последний отклик на громкое ауканье г-на В.И.Короткина. (Сайт www.reduktor-news.ru журнала «Редукторы и приводы»).
2. Попов А.П. Передачи с точечной системой зацепления эвольвентных зубьев. (Сайт www.reduktor-news.ru журнала «Редукторы и приводы»).
3. Короткин В.И. Дождусь ли наконец научного оппонирования? // Редукторы и приводы. 2007. №1,2 (08). С. 56-64.
4. Журавлёв Г.А. Ошибочность физических основ зацепления Новикова как причина ограниченности его применения // Редукторы и приводы. 2006. №1 (04). С.38-45.
5. Короткин В.И. Об одной попытке пересмотра основ зацепления Новикова // Редукторы и приводы. 2006. №2,3 (05). С. 59-63.

6. Короткин В.И. Предварительные вопросы по статье Журавлёва Г.А. «Эффекты кривизны тел, моделируемых упругими круговыми цилиндрами, и физические основы совершенствования зубчатых передач» [1]. (Сайт www.reduktor-news.ru журнала «Редукторы и приводы»).
7. Журавлёв Г.А. К обсуждению физических основ совершенствования зубчатых передач // Редукторы и приводы. 2007. №1,2 (08). С. 74-85.
8. Попов А.П. Передачи Новикова: вымыслы и реальность // Редукторы и приводы. 2007. №1,2 (08). С. 41-45.
9. Короткин В.И. Комментарий (к статье А.П.Попова) // Редукторы и приводы. 2007. №1,2 (08). С. 45-47.
10. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические звольвентные. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов. 1988. 125 с.
11. Росливер Е.Г., Копасенко В.В. Определение нормальных напряжений у основания зуба зацепления Новикова // Зубчатые передачи с зацеплением М.Л.Новикова. Сб. трудов ин-та. Выпуск X. Ростов-на-Дону: Изд-во НИИТМа. 1964. С.161-181.
12. Передачи зубчатые Новикова с твердостью поверхностей зубьев $HV \geq 350$. Расчет на прочность. Методические рекомендации МР 221-86. М.: ВНИИНМАШ. 1987. 86 с.
13. Новиков М.Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением. М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского. 1958. 186 с.
14. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Наука. 1968. 584 с.
15. Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. Киев: Техніка. 1978. 144 с.
16. Росливер Е.Г. Прочность и жесткость зубьев передач с зацеплением М.Л. Новикова // Прочность корпусов судов и надежность деталей машин. Труды ГИИВТа. Вып. 138. Горький: 1975. С. 50-96.
17. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. Харьков: ХВКИУ. 1967. 223 с.
18. Арефьев И.И. Исследование нагрузочной способности передач Новикова с двумя линиями зацепления // Зубчатые и червячные передачи / Под ред. Н.И. Колчина. Л.: Машиностроение. 1968. С. 235-253.
19. Веретенников В.Я., Короткин В.И., Болдырева Л.Г. Исследование нитроцементованных цилиндрических зубчатых передач Новикова для редукторов общего назначения // Вестник машиностроения. 1984. №6. С.21-23.
20. Филипенков А.Л. Хроника событий, или какие же результаты были получены на самом деле // Редукторы и приводы. 2006. №2.3 (05). С.51-53.
21. Совершенствование зубчатых передач Новикова остаётся одним из важнейших направлений развития редукторостроения // Вестник машиностроения. 2007. №5. С.28-35. (12 авторов).
22. ГОСТ 30224-96. Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твердостью поверхности зубьев не менее 35 HRC_{ρ} . Исходный контур. Межгосударственный стандарт. Минск: Межгос. Совет по стандартизации, метрологии и сертификации. 1997. 5 с.
23. Огнев М.Е. В области термоулучшенных зубчатых передач пока не видно альтернативы зацеплению Новикова. (Сайт www.reduktor-news.ru журнала «Редукторы и приводы»).
24. Фей В.М. Отзыв на статью Г.А. Журавлева «Ошибочность физических основ зацепления Новикова как причина ограниченности его применения», опубликованную в журнале «Редукторы и приводы» № 1, 2006 г. (Сайт www.reduktor-news.ru журнала «Редукторы и приводы»).
25. Касуя К., Ногами М., Мацунага Т., Ватанабе М. Анализ контакта зубьев и оценка контактной прочности поверхности симметричных зубчатых передач с локализованным пятном контакта. // Конструирование и технология машиностроения. Труды американского общества инженеров-механиков (пер. с англ.). М.: Изд-во «Мир». 1981. №1. С.54-63.
26. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике (пер. с англ.). М.: «Наука». 1970. 720с.
27. Опыт применения зубчатых передач с зацеплением Новикова в силовых трансмиссиях // Экспресс-информация. Детали машин. 1987. № 17. С. 18-24.
28. Короткин В.И. Прямозубые конические передачи с точечным контактом, получаемые специальной настройкой станка. Автореф. дисс....канд. техн. наук. Ростов н/Д. 1965. 17с.
29. Короткин В.И. Степень локализации пятна контакта прямозубых конических колес // Станки и инструмент. 1965. №3. С. 18-20.
30. Лурье А.И. Теория упругости. М.: «Наука». 1970. 940с.
31. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г. Конструкции и расчет зубчатых редукторов. Справочное пособие. Л.: Машиностроение. 1971. 328 с..