

ОШИБОЧНОСТЬ ФИЗИЧЕСКИХ ОСНОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ НОВИКОВА КАК ПРИЧИНА ОГРАНИЧЕННОСТИ ЕГО ПРИМЕНЕНИЯ

Ограниченность конструктивной гибкости и сферы рационального применения зацепления Новикова вытекает из ошибочности его физических основ и несоответствия его кинематических принципов современным тенденциям развития техники.

Ошибочность физических основ создания зацепления Новикова определяет не только его недостатки, но и его достоинства!

Г.А. Журавлев



Г.А. Журавлев,
к. т. н. заведующий отделом
НИИ механики и прикладной математики
им. И.И. Воровича, Ростовский госуниверситет,
Ростов-на-Дону

Герман Александрович Журавлев – автор новых (не имеющих аналогов) систем смешанного зацепления IP с осевым (Zhuravlev G.A. Mixed Engagement Gearing // EUROPEAN PATENT № 0293473, F16H55/08, 29.07.92) и с торцовым пересопряжением зубьев (Zhuravlev G. Patent Application PCT/RU2005/000367. July 05, 2005).

Имеет более 200 опубликованных научных работ, более 150 авторских свидетельств СССР, 9 патентов Российской Федерации, 15 зарубежных патентов. Опубликовано монография и 3 брошюры.

Г.А. Журавлев одним из первых откликнулся на приглашение редакции журнала к дискуссии по проблемам российской редукторной науки и направил в адрес «РиП» статью, которую мы выносим на обсуждение.

Создание Михаилом Леонтьевичем Новиковым [1, 2] в середине 20-го века оригинальной системы зубчатого зацепления как альтернативы эволюционному зацеплению носило революционный характер, сопровождалось всплеском масштабных исследований и крупными (в СССР – на государственном уровне) инвестициями, многоплановыми отраслевыми проектами и показательными примерами промышленной реализации.

Одними из самых весомых достоинств зацепления Новикова считались необычайно большой запас по контактной прочности зубьев и, как следствие, высокая конструктивная гибкость [2]. Вот почему открывалась перспектива столь широкого распространения зацепления Новикова, «...начиная от высоконапряженных передач большой мощности в транспортной технике (в самолетах, кораблях, электровозах, автомобилях, танках и пр.) и кончая недорогими передачами для сельскохозяйственных машин...» [2].

Яркая геометро-кинематическая идея и выдающиеся потенциальные показатели ее эффективности (при большой коммерческой значимости прогресса в зубчатых передачах для мировой экономики) подняли престиж советской (российской) науки во всем мире, а в СССР заслуги М.Л. Новикова по достоинству были отмечены Ленинской премией.

1. ТЕРНИСТЫЙ ПУТЬ К ПРИЗНАНИЮ

Мало сказать, что лавры пришли не сразу. Яростное невосприятие идей М.Л. Новикова некоторыми именитыми коллегами на Родине сочеталось со спорами о приоритете на Западе – там до сих пор (и совершенно необоснованно!) приоритет приписывают Е. Вильдгаберу (E. Wildhaber. Patent USA №1.601.750, 1926). Как типичную для многих коллег оценку приоритета можно привести цитату из «свежей» (2004 г.) и, в целом, достаточно добротной диссертации (автор – Mohammed Nafaa Moh., Baghdad University): «The basic concept of Wildhaber-Novikov gears was investigated by Wildhaber E., Bramley-Moore and others» («Основная идея зацепления Вильдгабера-Новикова была разработана Вильдгабером, Брэмли-Муром и другими»).

Тем не менее, ситуация все же изменилась. Теория зацепления Новикова получила изложение в учебниках и монографиях, стала темой множества диссертаций. Передачам Новикова посвящались всесоюзные, республиканские и прочие «именные, новиковские» конференции. Не обходились без материалов по зацеплению Новикова (Wildhaber-Novikov) международные «зубчатые» конференции и толстые журналы во всем мире. Невосприятие постепенно переросло в откровенное восхищение идеями Новикова. Даже фраза «С появлением зацепления Новикова в науке о зубчатых передачах сняты все сливки. Осталась только мышиная возня» одного известного (в области зубчатых передач) ученого не звучала слишком гиперболически. К сожалению, все это (Ленинская премия, метафоры типа «снятые сливки» и разнообразные символы мирового

общественного признания) пришло уже после кончины М.Л. Новикова.

Дух эйфории создавал ощущение близости получения некоего заветного решения, дающего «пропуск» зацеплению Новикова во все отрасли машиностроения. И, действительно, периодически появлялись серьезные шаги в этом направлении, которые открывали новые (как казалось, весьма радужные) «горизонты». Не претендуя на полноту приводимых данных, отнесем к ним, прежде всего, формообразование колес Новикова методом обкатки (В.Н. Кудрявцев [3]) и создание передач дозаполюсного типа (ДЛЗ) – с двумя линиями зацепления (Р.В. Федякин [4]), а также формирование рациональной структуры исходного контура и продольной формы зубьев передач типа ДЛЗ: выключение фазы полюсного зацепления относительным сдвигом профилей зубьев у головки и ножки [5]; утолщение ножки зубьев за счет утонения их головок [6]; увеличение радиусов дуг профилей зубьев (и их контактной прочности) смещением центров кривизны от начальной прямой исходного контакта зубьев [7]; эффекты роста прирабатываемости и задиростойкости термолучшенных колес с увеличением локализации контакта по высоте зубьев [8]; обоснование возможности унификации исходных контуров для всего диапазона твердостей зубьев [9, 10]; выявление эффекта повышенной прирабатываемости зубьев во всем диапазоне их твердостей [11]; передача с «ненулевым» смещением исходного контура зубьев [12]; передача Sym MarC с одинаковыми радиусами и расположениями центров (на начальных окружностях) дуг профилей зубьев [13], с локализацией контакта по высоте зубьев смещениями исходного контура [14]; изменение локализации контакта по высоте зубьев в зависимости от значений угла профиля [15, 41]; эффект снижения напряжений в концентраторе у головки зубьев с увеличением его кривизны [16, 38]; выполнение модификации зубьев вдоль активной ширины зубчатого венца [17, 28–30]; уменьшение осевого компонента усилий в зацеплении и/или осевого габарита передачи [31]; рост нагрузочной способности и снижение шума [18].

Каждый из всего обилия подходов к выбору исходного контура и продольной формы зубьев ДЛЗ является компиляцией (в той или иной степени) этих результатов.

2. ОТ ЭЙФОРИИ К СОМНЕНИЯМ

Из первых «громких» объектов применения зацепления Новикова выделяется англо-французский военный вертолет Lynx-13 [19, 20], но в СССР многочисленные факты освоения нового зацепления, несмотря на большие усилия в этом направлении, всерьез так и не затронули технику с высокими требованиями к конструктивной гибкости зубчатого привода. Специалисты, видевшие преимущества передач Новикова в каком-то изделии, недоумевали по поводу тщетности попыток их освоения в других областях. Так, лауреат Ленинской премии, д. т. н. Г. Н. Лист писал (6 мая 1975 г.) автору этой

...К началу 21-го века применение зацепления Новикова совершенно прекращено в таких наиболее емких (по объему потребления зубчатых колес) и передовых (технологически) транспортных отраслях, как вертолетостроение, авиастроение, автомобилестроение, локомотивостроение, тракторостроение, судостроение, лифтоостроение, сельхозмашиностроение и вагоностроение, из которых, по данным ASME, одно лишь автомобилестроение поглощает более 60 (!) процентов (в стоимостном исчислении на 1988 год) мирового производства зубчатых колес.

Г.А. Журавлев

статьи: «Хотелось бы узнать правду о причинах повсеместного невнедрения зацепления Новикова».

К сожалению, тогда так и не удалось дать внятный ответ Григорию Николаевичу Листу. А вот его фраза «о повсеместном невнедрении» оказалась пророческой... Несмотря на усилия нескольких поколений коллективов проектных и производственных организаций, многих научных школ СССР и других индустриальных стран, зацепление Новикова так и не стало альтернативой эвольвентному зацеплению. Наоборот, к началу 21-го века его применение уже совершенно прекращено в таких наиболее емких (по объему потребления зубчатых колес) и передовых (технологически) транспортных отраслях, как вертолетостроение, авиастроение, автомобилестроение, локомотивостроение, тракторостроение, судостроение, лифтоостроение, сельхозмашиностроение и вагоностроение, из которых, по данным ASME, одно лишь автомобилестроение поглощает более 60 (!) процентов (в стоимостном исчислении на 1988 год) мирового производства зубчатых колес.

Даже изрядно «потрепанный» пример раздаточной передачи (кстати, далеко не самой нагруженной) вертолета Lynx-13, который долго «эксплуатировали» как доказательство применимости зацепления Новикова в транспортной технике, оказался беспочвенным: «...They are not going to use it any more because it generates more noise than involute mesh» («...Его не собираются больше использовать, потому что оно производит больше шума, чем эвольвентное зацепление»). Из письма от 24 мая 1999 г. автору этой статьи от коллеги – S. Lunin, США). А там, где сохраняется зацепление Новикова (например, в общем редукторостроении [44]), его применение не решает проблему конкурентоспособности.

Тайное стало явным – что-то неладное творится с традиционными представлениями о высокой конструктивной гибкости зацепления Новикова, а его истинные достоинства оказываются намного ниже изначально декларируемых. Тем не менее мы далеки от мысли про-

сто проиллюстрировать сам факт возникшей пропасти между гигантским творческим и материальным вкладом в зацепление Новикова, с одной стороны, и весьма слабой его отдачей в машиностроении, с другой стороны.

Напротив, мы ставим задачу измерить глубину этой пропасти и рассказать правду «о причинах повсеместного невнедрения зацепления Новикова». И еще (что самое главное) – дать рецепты сохранения практической значимости идей Новикова, а также показать резервы развития эвольвентного и внеполюсного (но уже без кинематики Новикова) зацеплений.

3. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ НОВИКОВА И ЭФФЕКТЫ КРИВИЗНЫ РЕАЛЬНОГО КОНТАКТА

Зацепление Новикова исходит из прочностных соображений, тогда как синтез практически значимых зацеплений «доновиковского» периода имел лишь технологические истоки. В основу зацепления Новикова были положены линейные взаимосвязи $q_{np} \sim \rho_2$ (где q_{np} и ρ_2 – допускаемая удельная нормальная сила сжатия и приведенный радиус кривизны контактирующих тел) основных факторов плоской контактной задачи Герца в сочетании с кинематическими зависимостями теоремы Эйлера-Савари. Несмотря на то, что само решение Герца применяют в расчетной практике чаще всего с некоторой «натяжкой» (упругие тела, независимо от их номинальной геометрии, в действительности имеют начально-точечное касание, а в нагруженном состоянии они взаимодействуют по некоторой площадке, отличной от полоски постоянной ширины), считается общепринятым тезис, согласно которому в контакте реальных упругих тел (в том числе – сложной формы) с начально-линейным (номинально) касанием универсально соблюдаются герцевские линейные соотношения основных факторов, а для сведения задачи к плоской достаточно оперировать максимальной расчетной удельной нагрузкой. При этом дальнейшее уточнение расчетной схемы ищут уже в части оценки влияния (на нагруженность и развитие повреждений металла в его приповерхностных слоях) таких допущений модели Герца, как отсутствие динамических явлений и промежуточного масляного слоя, шероховатости и трения поверхностей в контакте, а также отклонений свойств материалов сжимаемых тел от идеальных показателей изотропности, однородности и упругости.

3.1. Основополагающие (для кинематики зацепления Новикова) выводы

Причины неудачных попыток улучшения кинематики внеполюсного зацепления (Е. Вильдгабер, Ю.Н. Будыка) М.Л. Новиков видел в ее ограничениях условиями по торцовому пересопряжению зубьев. Кинематический принцип точечного пространственного зацепления М.Л. Новикова базируется на осевом пересопряжении зубьев (с отказом от условий по торцовому перекрытию при точечной сопряженности торцовых профилей взаимодействующих зубьев и приближении центров их



кривизны к мгновенной оси вращения) и исходит из выводов [2], которые представим в следующей редакции:

– вывод № 1 – о независимости контактной прочности зубьев в полюсе зацепления от формы профилей зубьев и от системы зацепления;

– вывод № 2 – об отсутствии возможностей заметного снижения контактных напряжений в передачах с начально-линейным касанием зубьев;

– вывод № 3 – об особо благоприятной (с десятикратным ростом толщины масляного слоя) гидродинамике смазки контакта зубьев зацепления Новикова;

– вывод № 4 – о возможности значительного снижения контактных напряжений исключительно в точечном внеполюсном зацеплении Новикова.

Все выводы вполне справедливы в рамках принятой физической основы ($q_{np} \sim \rho_2$), в которой даже теоретически точечный контакт Новикова изначально моделирован сжатием параллельных упругих круговых цилиндров – их радиусы равны радиусам нормальной кривизны винтовых контактных линий взаимодействующих зубьев.

Покажем, тем не менее, что эти основополагающие (для кинематики зацепления Новикова) выводы обусловлены целым рядом заблуждений и ошибочны.

3.2. О заблуждениях по поводам особой роли гидродинамического эффекта (в выборе формы торцового профиля) и универсальности линейных взаимосвязей основных факторов контакта

До сих пор практически ни одна диссертация или монография, обобщающая работы по зацеплению Новикова, не обходится без ставших буквально сакраментальными фраз «о независимости...» и «об отсутствии...».

Использование линейных взаимосвязей основных факторов контакта в прочностных расчетах эвольвентных зубчатых передач считается хорошо обоснованным не только теоретически, но и экспериментально. Однако имеющийся опыт невелик и весьма противоречив: в ряде случаев фактические результаты столь отличаются от прогнозируемых, что это нельзя отнести только к естественному разбросу. Так, периодически появляются описания экспериментов (например, Ниманна и Рихтера в ФРГ в 1960 г., Зубарева и Игдалова в России в 1989 г.), напротив, четко фиксирующих резкий рост контактной выносливости эвольвентных цилиндрических (прямо зубых и косозубых) передач при увеличении угла зацепления, то есть именно за счет изменения формы торцового профиля зубьев.

Казалось бы, одно появление этих результатов опровергает выводы № 1 и № 2. Однако традиционно, начиная с работ Ниманна, такие эксперименты гипотетически (без количественной оценки!) «объясняют» трудноуловимым влиянием гидродинамических факторов. Из-за отсутствия серьезного теоретического анализа противоречивости совокупного экспериментального материала в теории и практике возникли как бы две «секты» (подать религиозным) специалистов. С одной стороны, появилась настолько удобная (для «новиковцев») вера в необъяснимость и «нелигитимность» подобных ре-

зультатов, что их просто перестали замечать. С другой стороны, вера «эвольвентщиков» в магическую роль гидродинамических факторов, которая якобы диктует достижение геометрически максимально возможного угла зацепления эвольвентной передачи, что следует из косвенной (и совершенно недостаточной) оценки по чисто кинематической зависимости $V_{\Sigma} = 2 \cdot V_o \sin \alpha_{tw}$ (для точки полюса) суммарной скорости качения контакта V_{Σ} от угла зацепления α_{tw} и окружной скорости колес V_o .

Количественная оценка [21, 22] роли комплекса трибологических факторов показала, что влияние гидродинамики значительно (в разы!) меньше экспериментально полученного эффекта от увеличения α_{tw} , но и оно уравновешено (с качественно разным балансовым результатом!) противоположным влиянием силы трения в контакте и коэффициента торцового перекрытия зубьев. Учет гидродинамических факторов не вносит ясность ни в объяснение «необъяснимых» экспериментов, ни в оценку выводов № 1 и № 2.

А это значит, что все-таки существуют скрытые возможности кардинального увеличения контактной прочности зубьев в фазе полюсного зацепления передачи! Но почему они не проявляются в других, казалось бы, подобных, опытах? Что из себя представляют зависимости, которые несут в себе столь яркие «протуберанцы» прочности? Мы не только поставили эти вопросы, но и дали на них ответы [21, 22, 26, 40, 41, 43]. Возможности существенного влияния угла зацепления на показатели зубчатой передачи определяет отсутствие в реальном контакте общепринятого линейного (герцевского) характера взаимосвязи основных факторов.

Обнаружена особая роль приведенного радиуса кривизны ρ_2 (она определена схемой напряженного состояния реального контакта), и выявлены эффекты кривизны контакта – эффекты дополнительного (относительно решения Герца) роста нагрузочной способности с увеличением приведенного радиуса кривизны [40, 41, 43]: $F_{np} \sim \rho_2^{k_1}$; $k_1 = 1 \div 3$, F_{np} – нормальная допускаемая сила в контакте. Для эвольвентных зацеплений обоснован вывод об отсутствии некоторого универсального (или свойственного конкретной отрасли техники), инвариантного к параметрам контакта зубьев, оптимального значения угла зацепления, например, 25° или предельно достижимой (минимальной, максимальной) его величины. Рациональные значения угла зацепления лежат в широком диапазоне от технологически минимального $\alpha_{twmin} \approx 8^\circ \div 14^\circ$ до $\alpha_{tw} \approx 33^\circ \div 35^\circ$, а их правильный выбор [45] позволяет реализовать значительные резервы прочности эвольвентной передачи.

Анализ эффектов кривизны контакта и оценка «необъяснимых» экспериментов (по универсальной схеме контактного расчета [43]) показывают ошибочность выводов № 1 и № 2.

3.3. Заблуждения по поводу высокого гидродинамического эффекта в зацеплении Новикова

Из плоской контактно-гидродинамической теории смазки следует, что хотя толщина масляного слоя рас-

тет с увеличением приведенного радиуса кривизны контакта ρ_2 , предельное контактное напряжение $\sigma_{нр}$ (по условиям сохранения несущей способности масляного слоя) падает.

Известные экспериментальные результаты подтверждают такую роль ρ_2 [21, 22]. Например, исследования Ю.Н. Дроздова и В.Д. Данилова свидетельствуют о снижении в стилизованных передачах Новикова контактного напряжения, соответствующего разрушению масляного слоя, приблизительно в 2 раза при увеличении ρ_2 от 25 мм до 1180 мм, что вполне соответствует теоретическим выводам В.Д. Данилова ($\sigma_{нр} \sim \rho_2^{-1/4}$). То есть фактический эффект невелик, а в реальной передаче Новикова (с высокой локализацией контакта по высоте зубьев [8, 11]) условия точечного контакта еще более ухудшают его гидродинамику. Это, а также низкая задиростойкость [8, 21, 22, 27], высокая прирабатываемость [8, 11] и отсутствие безыносного режима работы [25] передач Новикова опровергают вывод № 3 о благоприятных условиях гидродинамики контакта.

3.4. О заблуждении в части уникальности выбора кинематического принципа зацепления

Главное отличие по степени адаптации контакта зубьев к технологическим и деформационным отклонениям зацепления – в уровне реализации эффекта роста значения ρ_2 . В зацеплении Новикова этот рост ограничен высокой начальной локализацией контакта по высоте зубьев [8–11]. Расчетами реального (с начально-точечным касанием) контакта зубьев (А.С. Яковлев) доказано, что номинальные контактные напряжения в правильно спроектированной передаче Новикова, как правило, превышают (!) контактные напряжения в аналогичной эвольвентной передаче, но благодаря повышенной прирабатываемости передач Новикова их контактные напряжения становятся ниже, чем в эвольвентной передаче. И сразу «всплывают» дополнительные ограничения работоспособности – из-за увеличения (в процессе приработки зубьев) размеров площадки контакта добавляются изгибно-сдвиговые явления [37] в контактной зоне, а с увеличением твердости зубьев и быстроходности передачи снижается ее прирабатываемость.

Нами предложены кинематические принципы [21, 45–47] внеполюсного зацепления, обеспечивающие (в сочетании с кинематическими принципами смешанности IP – введением кусочно-взаимосопреженных участков торцовых профилей зубьев) значительно более высокую, относительно трех известных принципов (Е. Wildhaber, Ю.Н. Будыка, М.Л. Новиков), плотность контакта (благодаря отказу от любых условий по перекрытию) в фазах торцового пересопрежения зубьев, в том числе – на базе начально-линейного их касания (рис. 1). Конкретными реализациями в цилиндрических (прямозубых, арочных и косозубых), конических, гипoidных и винтовых передачах транспортной и другой техники подтверждено отсутствие ограничений конструктивной гибкости смешанного зацепления IP.

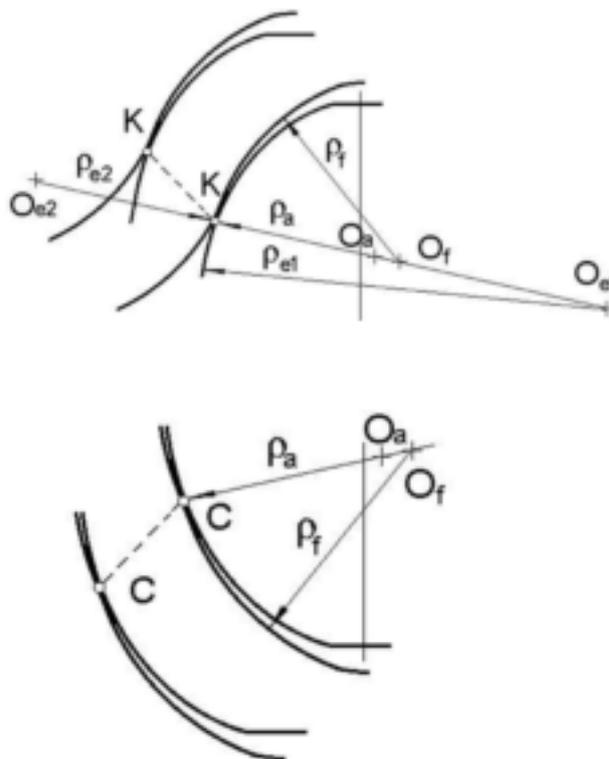


Рис. 1. К новым кинематическим принципам внеполюсного зацепления с повышенной плотностью контакта зубьев в обоих главных направлениях:

а – начально-линейное касание (по линии К–К) зубьев в граничных фазах смешанного зацепления IP с выпукло-вогнутыми при одной точке перегиба и двояковыпуклыми торцовыми профилями; б – близкий к поверхностному начально-линейный контакт зубьев с выпукло-вогнутыми торцовыми профилями в фазе реального силового пересопрежения зубьев

Новые кинематические принципы внеполюсного зацепления (рис. 1) наиболее адекватны проявлению эффектов кривизны контакта. Их физические основы построены на нелинейных (негерцевских) взаимосвязях основных факторов контактной задачи и сводятся к следующим выводам:

- о существенной зависимости контактной прочности зубьев в полюсе зацепления от формы профилей зубьев и от системы зацепления;
- о возможности кардинального снижения контактных напряжений и контактных температур в различных фазах зацепления, в т. ч. – в полюсной точке;
- о наибольшей возможности снижения контактных напряжений и контактных температур в фазе плоского внеполюсного зацепления (с начально-линейным касанием зубьев) без введения ограничений как по осевому, так и по торцовому перекрытию зубьев, вплоть до реализации внеполюсного зацепления с коэффициентом суммарного перекрытия $\varepsilon_{\Sigma}=0$.

Разработка кинематики внеполюсного зацепления (рис. 1) с большей плотностью контакта, а также то обстоятельство, что резерв контактной прочности зацепления Новикова оказался ниже даже предельно необходимого для увеличения конструктивной гибкости зацепления, показывают ошибочность вывода № 4 об

исключительных возможностях внеполюсного зацепления именно в пространственном точечном зацеплении при введении ограничений по осевому перекрытию.

4. УСЛОВИЯ СРАВНИТЕЛЬНОЙ ОЦЕНКИ РАЗНЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

Сравнительные оценки передач Новикова с эвольвентными передачами чаще всего базируются на занижении показателей эвольвентных передач и завышении показателей зацепления Новикова. Исторически начало этому было положено теоретическими выводами №№ 1–4, данными с позиций герцевских взаимосвязей основных факторов контакта. Сравнительные экспериментальные оценки чаще всего также неадекватны реальным особенностям кинематики испытуемых передач. Так, выбор объектов и условий испытаний обычно («по умолчанию») производят инвариантно системе и параметрам зацепления – без учета влияния угла зацепления (что занижает уровень несущей способности эвольвентного зацепления) и без учета влияния вариации внутренних сил многопарного зацепления на величину базового числа циклов кривой усталости (что завышает [23, 24] показатели изгибной выносливости и перегрузочной способности передачи Новикова).

Использование (предпринимаемое в ряде случаев для зацепления Новикова) кривой усталости вообще без области перелома приводит к еще большему искажению результатов [23]. Рекомендации [24] позволяют упростить и уточнить методики экспериментального сравнения передач разного типа.

5. НЕОЖИДАННОЕ ДОСТОИНСТВО И РЕАЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ НОВИКОВА

5.1. Минус на минус дает... основное достоинство зацепления Новикова

К фактическим достоинствам кинематики зацепления Новикова можно отнести следующие:

- благоприятные кинематические условия (отсутствие фаз зацепления со скачкообразным изменением знака действия силы трения) по контактной выносливости зубьев;

- благоприятные кинематические условия (стабильность значений скоростей качения V_z и скольжения V_s контакта зубьев, отсутствие фаз зацепления с чистым качением, низкий гидродинамический эффект) для прирабатываемости зубьев;

- точечная сопряженность торцовых профилей зубьев и сравнительно высокий потенциальный (для правильно приработанных зубьев) уровень плотности контакта в одном из главных направлений.

Решающее влияние на увеличение контактной прочности зубьев оказало свойство их повышенной прирабатываемости, непредвиденное изначально и проявившееся как результат сравнительно низких показателей плотности контакта и

гидродинамического эффекта неприработанных зубьев.

Реально главным достоинством зацепления Новикова является удачное сочетание ошибочности его физических основ. В противном случае, окажись хотя бы один из двух выводов (№ 3 или № 4) справедливым, передачи Новикова постигла бы та же участь, что и передачи Е. Вильдгабера или Ю.Н. Будыки.

Но одного этого удачного сочетания оказалось недостаточно для всего спектра нужд машиностроения – по мере увеличения твердости зубьев, деформативности и быстроходности передачи прирабатываемость снижается.

5.2. Область рационального применения передач Новикова

К недостаткам зацепления Новикова относятся низкая конструктивная гибкость – по продольной форме зубьев (принципиальное отсутствие возможности выполнения передачи прямозубой и/или узкозубцовой); отсутствие безыносного режима работы и повышенная чувствительность их контакта к отклонениям (технологическим и деформативным); локализованный контакт и низкие показатели изгибной прочности и задиростойкости зубьев; высокая (из-за отсутствия торцового пересопряжения зубьев) виброакустическая активность.

Совершенствованием технологии зубообработки и контроля [27, 32, 33, 35, 36], геометрии [9, 10, 15–17, 23, 24, 27–31, 34, 35, 38, 41, 42] и расчетных методик [21–24, 27, 37] автор этой статьи и его коллеги внесли свой скромный вклад в развитие и пропаганду [10, 39] зацепления Новикова. Но и эти попытки увеличения его конструктивной гибкости каждый раз наталкивались на ограниченность кинематического принципа, который оказался неадекватным современным тенденциям развития техники и технологии, например, в части:

- снижения удельной металлоемкости конструкций, требующего уменьшения осевого и других габаритных размеров, массы и жесткости зубчатых передач;

- прогресса в области легирования и химико-термической обработки сталей, расширения объемов производства слабоприрабатываемых зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев $H_{пов} > HRC40$;

- повышения экологических требований к технике, часто недостижимого без снижения уровней шума и виброактивности зубчатых передач;

- ужесточения условий эксплуатации машин – увеличения нагрузочных и скоростных характеристик, роста неравномерности нагружения рабочих органов машин и, как результат, возрастания быстроходности привода, ухудшения прирабатываемости зубьев и увеличения требований к его перегрузочной способности.

Поэтому область рационального применения передач Новикова относится к низкоскоростным и малодеформативным цилиндрическим передачам с широкозубцовыми, непрямоугольными и неупрочненными колесами, она весьма узка и быстро сокращается.

Сохранение практической значимости собственно зацепления Новикова может дать его применение в системе пространственного смешанного зацепления IP [41, 47] с выполнением торцовых профилей зубьев на базе эффекта кривизны контакта [40, 43], с малоразмерным геометрическим концентратором [16, 38, 41].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ КАК ПОПЫТКА ВНЯТНО ОТВЕТИТЬ НА ВОПРОСЫ О «ПРИЧИНАХ ПОВСЕМИСТНОГО НЕВНЕДРЕНИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ НОВИКОВА» И О РЕАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЯХ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

1. О физических основах зацепления Новикова

Создание зацепления Новикова (первой практически значимой системы зубчатого зацепления, физические основы которой построены на прочностных зависимостях) оказало прогрессивное влияние на развитие геометрической теории зацеплений, прочностных расчетов и технологии зубообработки; оно явилось одним из крупнейших событий XX века в мировой теории и практике зубчатых передач. **Однако его основополагающие постулаты не отражают наиболее характерные условия взаимодействия зубьев, ошибочны в оценке уровня снижения контактных напряжений относительно эвольвентного зацепления и носят узкоприменимый частный характер. Как результат, они не содержат и того большого практического смысла, который им придается с момента создания зацепления Новикова. Вместе с тем ошибочность физических основ привела и к изначально непрогнозируемой высокой прирабатываемости зубьев зацепления Новикова и этим определила его реальные достоинства. История создания, развития и промышленной реализации зацепления Новикова наиболее ярко иллюстрирует уровень несовершенства традиционных подходов к контактным и гидродинамическим расчетам зубчатых передач.**

2. О конструктивной гибкости и практической значимости зацепления Новикова

Ограниченность конструктивной гибкости, вытекающая из несоответствия кинематики зацепления Новикова современным тенденциям развития техники, **сужает сферу рационального применения традиционных передач Новикова до низкоскоростных и малодеформативных цилиндрических передач с широковенцовыми, непрямоугольными и неупрочненными колесами. Традиционные передачи Новикова не имеют большого промышленного значения, а сохранение практической значимости собственно зацепления Новикова может дать его применение (на базе физически обоснованных эффектов) в системе пространственного смешанного зацепления IP [41, 47] с осевым пересопряжением зубьев.**

3. О расстановке современных приоритетов в теории и практике зубчатых передач

Убедительное (как долго казалось) обоснование постулата об отсутствии принципиальной возможности снижения контактных напряжений в полюсе зацепления в совокупности с потерей в машиностроении энтузиазма по поводу самого зацепления Новикова оказало негативное влияние на профессиональную ориентацию специалистов в области передач зацеплением. Сложившееся со времен работ Э. Бакингема (и пошатнувшееся с появлением зацепления Новикова) представление об отсутствии кардинального влияния формы торцового профиля зубьев на уровень контактных напряжений еще более утвердилось. А это, в свою очередь, повысило консервативность промышленности в части работ над неэвольвентными зацеплениями и привело к смещению приоритетов в область развития высоких технологий изготовления эвольвентных передач.

4. О физических основах синтеза перспективных зубчатых зацеплений

Эффективному развитию силовых зацеплений до сих пор препятствует весьма несовершенный характер физических основ (на базе контактной задачи Герца) традиционной прочностной концептуальности синтеза зубчатых передач, проявившийся, в частности, в создании зацепления Новикова. Более адекватны реальным условиям взаимодействия зубьев и поэтому более перспективны (для развития методик прочностных расчетов и представлений о кардинальном влиянии формы торцового профиля зубьев на их контактную прочность) нелинейные (негерцевские) взаимосвязи основных факторов контакта упругих тел и эффекты кривизны контакта – эффекты дополнительного (относительно решения Герца) влияния кривизны контакта на контактные напряжения и контактные температуры.

5. О системах зубчатых зацеплений с высокой конструктивной гибкостью

Наиболее эффективными являются системы смешанного зацепления IP [45–47] с торцовым пересопряжением зубьев на базе эффекта кривизны контакта и нового (без использования зацепления Новикова) кинематического принципа внеполюсного зацепления. Из традиционных зацеплений заметные резервы улучшения (на базе эффектов кривизны контакта) сохраняет система эвольвентного зацепления.

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Новиков М.Л. Зубчатые передачи, а также кулачковые механизмы с точечной системой зацепления // А. с. СССР №109113, 19. 04. 1956, Б. И. № 10, 1957.
2. Новиков М.Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением. – М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1958. –186 с.
3. Кудрявцев В.Н. К вопросу о зацеплении Новикова // Исследо-



- вание и освоение зубчатых передач с зацеплением Новикова. – М.: Изд. АН СССР, 1960. – С. 33–34.
4. Федякин Р.В. Исследование некоторых вопросов конструктивных форм зубцов с круговым профилем с точки зрения их прочности // Диссертация. – М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1955.
5. Росливер Е.Г., Мищенко Л.П. Исходный контур зубьев сдвоенного зацепления Новикова // А. с. СССР № 240428, Б. И. № 12, 1969.
6. Studer R.M. Helical Gearing. Patent USA № 3522200, 13.10.1970.
7. Цепков А.В., Коновалов А.Д. Проектирование и производство зубчатых передач с зацеплением Новикова на Кунгурском машиностроительном заводе // Докл. Всес. конф. (Одесса, 1964), ЦИНТИАМ. – М., 1964. – Вып. 1. – С. 253–259.
8. Гребенюк А.И. Исследование некоторых вопросов профилирования зубьев зацепления Новикова // Автореферат диссертации, ХПИ. – Харьков, 1969.
9. Журавлев Г.А., Росливер Е.Г., Мищенко Л.П. К выбору параметров исходного контура для дозаполняемых передач Новикова // Результаты исследований и практического применения зубчатых передач Новикова: Труды респ. конф. – Харьков, 1971.
10. Журавлев Г.А. Синтез зацеплений повышенной нагрузочной способности // Серия «Транспортное машиностроение». ЦНИИТЭИТяжмаш. – М., 1979. – № 5–79–11. – С. 13–15.
11. Яковлев А.С. К оценке напряженности материала зубьев передач с зацеплением Новикова // Известия вузов. – 1985. – № 7.
12. Васин Г.М. Исследование ненулевых цилиндрических передач Новикова // Автореферат диссертации. – М., 1972. – 16 с.
13. Honobe M. Gearing, which transmits power smoothly. HITACHI, Japan Patent № 49-35656, 1974.
14. Kasuya K., Nogami M., Matsunaga T., Watanabe M. Tooth Bearing Analysis and Surface Durability of Symmetrical Conformal Gears // ASME Trans, Journal of Mechanical Design. – 1981. – V. 103. – № 1.
15. Журавлев Г.А. Зубчатая передача Новикова // А. с. № 702772, 14. 08. 1979.
16. Журавлев Г.А. Зубчатая передача точечного или смешанного зацепления // Патент РФ № 1075041, 5F 16H 55/08, 26.12.1980, Б. И. № 7, 1984.
17. Журавлев Г.А. Зубчатая передача // Патент СССР № 1075035, F16 H 1/04, 27. 05. 1981, Б. И. № 7, 1984.
18. Litvin F.L., Feny P, Sergei A.L. Computerized generation and simulation of meshing of a new type of Novikov-Wildhaber helical gears. NASA/ CR-2000-209415, October 2000.
19. Shotter B.A. Machinery 131, 1977. P. 322–326/ Soc. Auto. Engrs rap. № 781041. 1978.
20. Dyson A., Evans H.P., Snidle R.W. Wildhaber-Novikov circular arc gears: geometry and kinematics. Proc. Royal Soc. – London, A403, 1986. – P. 313–340.
21. Журавлев Г.А. Условия трибосопряжения зубьев и пути совершенствования зубчатых зацеплений // Трение и износ. – Минск, 1999. – Т. 20. – № 2. – С. 175–188.
22. Zhuravlev G.A. About influence of hydrodynamic factors to choice of a pressure angle // Mechanical transmissions and mechanisms: Inter. Conf. – China, 1997. – P. 554–558.
23. Журавлев Г.А., Прокопьев П.С. К оценке влияния условий многопарного зацепления на усталостную прочность зубчатых колес // Вестник машиностроения. – М., 1989. – № 6. – С. 25–28.
24. Журавлев Г.А. Метод уточненной оценки несущей способности зубчатых передач // Visnik of the East Ukrainian national University. – Луганск: Изд. ЧНУ, 2001. – № 6 (40). – С. 223–225.
25. Гришко В.А. Повышение износостойкости зубчатых передач. – М., 1977. – 232 с.
26. Журавлев Г.А. О противоречивости опыта применения решения плоской контактной задачи Герца // Современные проблемы механики сплошной среды: Труды VII Межд. конф. – Ростов-на-Дону, 2002. – Т. 2. – С. 63–67.
27. Дергаусов А.У., Журавлев Г.А., Иванов Б.Д. Инструкция по геометрическому, прочностному и наладочному расчетам конических пар с круговыми зубьями при нарезании на станках моделей 525, 528С и 5А284 и цилиндрических колес с зацеплением Новикова. Саратовский ЦНТИ. – Саратов, 1969. – 133 с.
28. Журавлев Г.А., Росливер Е.Г., Коберидзе Н.А., Хомич М.Е. Некоторые качественные показатели цилиндрических зубчатых передач с круговыми зубьями // Технология машиностроения: Сб. статей ГПИ. – Тбилиси, 1979. – С. 102–109.
29. Журавлев Г.А., Шахбазов Н.А., Варсимашвили Р.Ш. Оптимальные геометрические параметры эвольвентных цилиндрических передач с круговыми зубьями // Машиноведение. – Тбилиси, 1971. – № 3 (143). – С. 189–197.
30. Журавлев Г.А., Малов А.А., Рабинович А.М., Вердиев Т.М. Цилиндрическая косозубая передача // А. с. СССР № 1158804, F 16 H 55/08, 17. 01. 1983, Б. И. № 20, 1985.
31. Журавлев Г.А., Короткин В.И. Цилиндрическая зубчатая передача с зацеплением Новикова // А. с. СССР № 426088, Б. И. № 16, 1974, А. с. СССР № 544793, Б. И. № 4, 1977, А. с. № 580391, Б. И. № 42, 1977; Шевронное зубчатое колесо с зацеплением Новикова // А. с. СССР № 515903, Б. И. № 20, 1976; Коническая зубчатая передача с зацеплением Новикова // А. с. СССР № 540088, Б. И. № 47, 1976.
32. Журавлев Г.А., Огнева И.В., Прокопьев П.С. Расчет профиля инструмента для обработки косозубых колес методом копирования // Вестник машиностроения. – М., 1987. – № 10. – С. 21–22.
33. Журавлев Г.А., Заколдаев Б.В. Контроль цилиндрических зубчатых колес неэвольвентного профиля // Станки и инструмент. – 1990. – № 1. – С. 31–33.
34. Журавлев Г.А. Онишков Н.П., Иофис Р.Б. Зубчатая передача // А. с. СССР № 629380, F16 H 1/18, 13. 09. 1976, Б. И. № 39, 1978.
35. Журавлев Г.А., Заколдаев Б.В., Фрадкин Е.И. О кинематической точности неэвольвентных зацеплений // Станки и инструмент. – 1991. – № 8. – С. 13–15.
36. Журавлев Г.А. Ермолаев В.К., Осетров Е.В., Фрадкин Е.И. Способ правки конического шлифовального круга // А. с. СССР № 1673416, B24 B53/075, 10. 03. 1988, Б. И. № 32, 1991.
37. Журавлев Г.А., Пирог Г.А. Некоторые особенности решения задачи о контакте консольно закрепленной балки // Механика сплошной среды: Сб. статей. – Ростов-на-Дону: Изд. РГУ, 1982. – С. 42–48.
38. Zhuravlev G.A. The principle of the kinematical independence to the mixed toothed engagements // Proceedings of ISMM '97 International Symposium «Machines and Mechanisms». CD. Yugoslavia, Belgrade, 2–5. 9. 1997
39. Левитин К.Е. Беседа с Г. Журавлевым // Знание–сила. – 1975. – № 4. – С. 32–34.
40. Журавлев Г.А. Оценка применимости решения Герца в задачах о контакте зубьев колес // Техника машиностроения. – 2001. – № 2. – С. 82–90.
41. Zhuravlev G.A. The Mixed Gearing Engagement Systems // Proceedings of Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. – Italy, Milano, 1995. – Vol. 1. – P. 433–437.
42. Журавлев Г.А. Зубчатая передача // А. с. № 1075035, F16 H 1/04, 27. 05. 1981, Б. И. № 7, 1984.
43. Журавлев Г.А. Эффекты кривизны упругих тел с близким к начально-линейному касанием // Труды III Всерос. конф. по теории упругости (Ростов-на-Дону – Азов. 13–16 октября 2003). – Ростов-на-Дону: Новая книга, 2004. – С. 163–165.
44. Парубец В.И. Редукторные мифы и реальность, или О противоречивой, ошибочной и устаревшей научно-технической информации о зубчатых передачах и редукторах // Редукторы и приводы. – 2005. – №№ 2, 3. – С. 37–39.
45. Журавлев Г.А. Зубчатая передача // Патент РФ № 1710889, 5F 16 H 1/06, Б. И. № 5, 1992.
46. Журавлев Г.А. Зубчатая передача смешанного зацепления // Патент РФ № 1571330, МПК F16H 55/08, 25. 04. 1988, Б. И. № 22, 1990.
47. Zhuravlev G. Patent Application PCT/RU2005/000367. July 05, 2005.