

Министерство сельского хозяйства  
Российской Федерации

ФГОУ ВПО БРЯНСКАЯ ГСХА

В.В. Варывдин

К вопросу  
старения и физической сущности  
надежности открытых зубчатых передач

Брянск 2010

УДК 621.833

ББК 34.445

В 18

Варывдин, В.В. К вопросу старения и физической сущности надежности открытых зубчатых передач. Монография. - Брянск: Издательство Брянской ГСХА, 2010. – 108 с.

ISBN 978-5-88517-185-4

Монография предназначена для научных работников, аспирантов, инженеров, студентов.

Рецензенты: д.т.н., профессор кафедры  
«Механики и основ конструирования»  
Брянской ГСХА,  
**Аксютенков В.Т.**

к.т.н., доцент, заведующий кафедрой  
«Детали машин» Пензенской ГСХА,  
**Чугунов В.А.**

*Рекомендовано к изданию методической комиссией  
инженерно – технологического факультета Брянской государственной сельскохозяйственной академии, протокол  
№29 от 07.07.2010 года.*

ISBN 978-5-88517-185-4

© Брянская ГСХА, 2010

© Варывдин В.В., 2010

## Введение

Условия работы машин, в частности сельскохозяйственных, формируют определенные требования к конструкции узлов и отдельных деталей [1], к их компоновке, объему средств, привлекаемых на разработку и запуск в производство. Эксплуатация сельскохозяйственных машин характеризуется жесткими условиями нагружения, напряженными режимами использования в сезон работ, техническим обслуживанием в полевых условиях, длительным хранением. Все сказанное входит в число факторов, определяющих интенсивное старение машин [2]. Старение материалов и машин является очевидным, но мало изученным явлением. В процессе старения машин, связанным с изменением свойств материалов и геометрических параметров деталей, увеличением зазоров и нарушением заданной формы поверхностей, условия нагружения ужесточаются, появляются перекосы, дисбаланс вращающихся деталей, дополнительные динамические нагрузки и т.д. Под действием ужесточающихся условий интенсивность изнашивания возрастает, срок службы машин укорачивается [2].

Сельскохозяйственные, лесные, горные, строительные машины работают в условиях жесткого нагружения деталей, когда интенсивные нагрузки сочетаются с неблагоприятными факторами, привнесенными конструкцией машины. Сопряжения деталей, особенно открытых передач, оказываются незащищенными от воздействия абразивной среды.

Во многих случаях полная защита передач от пыли удорожает конструкцию машины, делает ее громоздкой. В связи с этим часто машины самого различного назначения имеют открытые зубчатые передачи. Основной особенностью этого вида передач является отсутствие жесткого корпуса (а в отдельных случаях и жесткой рамы), работа в запыленной среде при попадании на рабочие поверхности зубьев

твердых абразивных частиц. Вследствие этого передачи подвержены интенсивному абразивному изнашиванию.

В процессе проектирования машин необходимо предусмотреть ряд мер, которые призваны уменьшить разрушительное влияние отдельных факторов. В настоящей работе это будет продемонстрировано на примере открытых зубчатых передач.

Повышение эксплуатационных качеств зубчатых передач, увеличение их несущей способности и долговечности стоят в ряду первостепенных задач машиностроения. Надежность привода оказывает существенное влияние на соответствующие параметры надежности всей машины, определяет удобство эксплуатации и величину затрат на ремонт и техническое обслуживание за весь срок службы машины.

Совершенствование конструкций и тщательный уход снижают скорость, но не устраняют старения и физического износа сельскохозяйственных машин. Детали и узлы машин изнашиваются под воздействием сил трения, нагрузок, внешней среды и других факторов. Наиболее быстро изнашиваются детали, работающие в абразивной среде; долговечность многих ответственных деталей, в частности, зубчатых колес, определяется их износостойкостью.

До настоящего времени проведено большое число исследований по характерам и скорости изнашивания открытых зубчатых передач; изучено влияние основных исходных параметров зубчатых передач, их режимов работы на долговечность привода. Однако до сих пор мало уделялось внимания изменению условий взаимодействия сопряженных профилей. Вместе с тем известно, что в процессе изнашивания меняются точностные и геометрические параметры передачи, хотя существующие методики расчета, в том числе и расчета на прочность, не учитывают ни фактической формы зуба, ни изменения условий пересопряжения профилей.

Задачи исследования: определить статистику распределения геометрических параметров, исследовать величину деформации изнашиваемого зуба, жесткость зацепления, соответствие точности элементов привода техническим условиям, экспериментально показать изменение напряженности зуба при изнашивании.

## **1. Вопросы старения и повышения надежности зубчатого привода**

### **1.1. Физическая сущность надежности**

Эффект повышения надежности машин равнозначен увеличению их производства без особых материальных затрат.

Наука о надежности занимается изучением всей сферы вопросов, связанных с расчетом, конструированием, изготовлением, испытанием, эксплуатацией и ремонтом машин. Она включает в себя: 1) изучение поведения машин в условиях эксплуатации; 2) установление статистики отказов и сбоев в работе; 3) обеспечение надежности машин в процессе создания; 4) выявление количественных соотношений между условиями производства и эксплуатации изделий и уровнем эксплуатационных характеристик, их стабильностью в продолжение срока службы; 5) разработку рекомендаций по повышению надежности машин.

При исследованиях машин с точки зрения их надежности могут быть выявлены весьма важные для многих из них новые характеристики. Например, могут быть выявлены допустимые отклонения их работоспособности в зависимости от срока их службы, дана количественная оценка их надежности и ремонтпригодности в зависимости от наличия сменяемых и возобновляемых элементов и сроков их службы, установлены закономерности нарастания сум-

мированного износа за период использования, рассчитаны оптимальные сроки службы машин и отдельных элементов, выявлены особые закономерности амортизации техники со сменяемыми и возобновляемыми элементами, установлены рациональные соотношения мощностей предприятия по производству новых машин, запасных частей к ним и соответствующих ремонтных предприятий и т.д.

Уже в процессе разработки новых образцов их создатели должны позаботиться не только об обеспечении высоких начальных характеристик, но и о способности сохранять эти характеристики в течение всего срока эксплуатации. Способность любого изделия сохранять свои первоначальные технические характеристики в процессе эксплуатации определяется его надежностью.

В условиях потребления машины изнашиваются, стареют и, несмотря на проведение мероприятий по техническому обслуживанию и ремонту, а также замене недолговечных деталей, в конце концов, прекращают свое существование [3].

Надежность машин при нарастании суммарного износа снижается. Первоначальные показатели работы машин в период эксплуатации интенсивно ухудшаются. Сезонная наработка после 3-4 лет применения хлопкоуборочных машин, например, уменьшается в среднем на 27,61% [4]. Машины требуют значительных, все возрастающих затрат средств и времени на техническое обслуживание и ремонт.

Старение машин и оборудования, приводящее к снижению их надежности, обусловлено процессами: 1) накопления повреждений в материалах; 2) искажения геометрической формы, изменения размеров и свойств поверхностного слоя деталей в результате различных видов износа, коррозии и деформации [5].

В идеальном случае хорошо спроектированное, тщательно изготовленное, детально испытанное и правильно

эксплуатируемое изделие не должно отказывать в работе [6].

Тем не менее, отказы возникают. В одном изделии это может быть обусловлено низким качеством элементов, из которых состоит изделие, в другом – неверно выбранной принципиальной схемой или конструкцией устройства, несоблюдением технологической документации. Однако и в первом и во втором случаях оказывается недостаточным только усиление контроля и повышения культуры производства. Часто бывает необходимо глубокое изучение физико-химических процессов в материалах и элементах, выявление зависимости этих процессов от воздействующих факторов при всех возможных условиях и режимах эксплуатации, транспортировки и хранения. Поскольку и в период хранения свойства материалов и элементов изменяются.

Процессы изменения свойств и работоспособности элементов происходят в объеме материала элементов, на их поверхности, в сочленениях деталей, в электрических цепях.

Я.М. Сорин [7] считает, что раскрытие физики надежности связано с изучением изменения свойств материалов, их внутренней структуры в зависимости от времени и условий, в которых изделие приходится работать.

Механизм процессов, ведущих к изменению свойств материала, может быть проанализирован лишь применительно к конкретному материалу, для данного типа элемента в заданных условиях эксплуатации и режимов работы.

В качестве наиболее общих физико-химических процессов в материалах, которые могут быть связаны в той или иной степени с возникновением отказов и нарушением работоспособности, называются следующие [8]: диффузионные процессы в объеме и на поверхности твердых тел; перемещение и скопление точечных дефектов и дислокаций в кристаллических твердых телах; флуктуационный разрыв межатомных связей в металлах и сплавах; разрыв химиче-

ских связей цепей макромолекул полимерных материалов; сорбционные процессы; электрические процессы, действие поверхностно-активных веществ; сублимации материалов; структурное превращение в сплавах металлов и др. Среди физических явлений, влекущих за собой отказы элементов, можно указать на деформацию и механическое разрушение различных материалов; электрическое разрушение диэлектрических материалов; тепловое разрушение элементов; электрохимическую коррозию, различные виды износа и многие другие.

В сочленениях деталей подвижных и неподвижных к процессам, предшествующим появлению отказов, относятся различные виды механического и электроэрозионного износа, контактной коррозии и др. Причем, при объемном разрушении (растяжении, сжатии и т.п.) распределение напряжений и деформаций обусловлено, главным образом, структурой материалов. При трении контактирующих тел распределение напряжений и деформаций в поверхностном слое определяется условиями нагружения [9]. Следовательно, изучение износов требует специфического подхода, учета условий контактирования двух тел.

Только перечень процессов и явлений, предшествующих возникновению отказов элементов, показывает их большое многообразие, принципиальное различие в самих механизмах протекания; проявления их также различны [10]. Ограничиваясь краткой характеристикой процессов, остановимся несколько подробнее на тех из них, которые преобладают при эксплуатации стальных зубчатых колес и ведут к механическому разрушению зуба и изнашиванию.

Процессы диффузии в объеме твердого тела и на его поверхности в значительной степени определяют кинетику ряда физико-химических процессов, обуславливающих возникновение отказов: разрушения материалов, ползучести, старения, коррозии и др.



Согласно атомной теории диффузия в твердых телах обусловлена перескоками атомов из одного положения в новое, относительно свободное. Необходимая энергия для перехода атома может быть получена за счет тепловых колебаний [8].

Во всех реальных кристаллических твердых телах имеются элементарные дефекты кристаллической структуры, оказывающие влияние на макроскопические свойства и состояние твердых тел.

Наиболее распространенными дефектами в кристалле являются вакансии [11]. В реальных кристаллах вакансии постоянно зарождаются и исчезают под действием тепловых флуктуаций. Установлено влияние точечных дефектов на физические свойства металлов. Так, например, обнаружено увеличение предела текучести при увеличении концентрации вакансий [12, 13].

К линейным (одномерным) дефектам кристаллической решетки относятся дислокации [11, 14].

Согласно современным представлениям дислокации определяют в значительной степени механическую прочность твердых тел, особенно в начальной стадии нагружения. Срыв и перемещение дислокаций, требующие затрат определенной энергии, происходят при пластической деформации под действием внешних сил и термической активации.

В процессе пластической деформации происходит увеличение числа дислокаций [12, 13, 15].

Упрочнение металлов в процессе пластической деформации может быть связано с возникновением препятствий для дальнейшего движения дислокаций при их пересечении [8].

В области больших напряжений и сравнительно низких температур действует механизм разрушения, обусловленный процессом последовательного разрыва атомных связей в кристаллической решетке; в области малых напря-

жений и высоких температур действует диффузионный механизм разрушения, основанный на росте трещинки путем притока вакансий или при образовании очагов нарушения связей в месте скопления избыточного числа вакансий.

В механически нагруженном материале протекает постепенный процесс разрушения [16] с момента приложения к нему нагрузки, в том числе меньшей критической. Еще не решен окончательно вопрос о связи между процессами деформирования и разрушения. Кинетическая теория прочности предполагает их одновременное протекание [8].

У металлов температурно-временная зависимость прочности, возникновение и развитие микротрещин обусловлены, в основном, двумя процессами: разрывом межатомных связей за счет тепловых флуктуаций и направленной диффузией вакансий к трещинам [8].

Изменение свойств полимерных материалов в условиях хранения или эксплуатации обусловлено процессами деструкции, т.е. распада основных цепей макромолекул на осколки более простого строения или изменения строения макромолекул и взаимодействия между ними [17].

Процессы, вызывающие разрушение нагруженного полимерного материала, представляют собой процессы разрыва внутримолекулярных химических связей в результате тепловых флуктуаций [17].

Сорбционные процессы оказывают существенное значение в изменении свойств материалов. Сорбция атмосферной влаги и газов предшествует физико-химическим процессам, развивающимся под влиянием этих веществ на поверхности и в объеме материала элементов.

Примеси, растворенные в твердом теле, особенно металлах, адсорбируются на внутренних поверхностях, чаще всего на границах зерен или каких-либо дефектах структуры.

В особых условиях (глубокий вакуум, высокая температура) может наблюдаться достаточно интенсивное

разрушение кристаллической решетки в результате сублимации (испарения, возгонки).

Разрушение твердого тела в результате сублимации происходит ввиду увеличения энергии теплового движения, приводящей к разрыву межатомных связей в решетке [18].

В условиях длительного хранения и эксплуатации в результате структурных превращений происходит изменение физико-механических свойств материалов (старение). При старении совершается переход из метастабильного состояния, приобретенного в процессе технологической обработки, в более стабильное с низким уровнем внутренней энергии. Перестройка связана с атомными перемещениями в решетке металла [19].

Наибольшее практическое значение имеют процессы старения, связанные с распадом пересыщенных твердых растворов, приводящие в конечном счете, к образованию самостоятельных частиц новой фазы и уменьшению концентрации растворенного элемента в исходном растворе.

К основным видам превращений в твердом состоянии [19] относится мартенситное превращение, состоящее в перестройке решетки, при которой атомы не обмениваются местами, а лишь смещаются относительно друг друга на расстояния, не превышающие межатомные, а также аллотропические превращения одной модификации элементов в другую, связанные с возможностью образования (при определенной температуре) элементов решеток различных кристаллографических систем и молекул данного элемента с различным числом атомов.

Все структурные превращения влекут за собой улучшение одних свойств и ухудшение других. Иногда применяют искусственное старение материалов с целью улучшения или стабилизации некоторых их характеристик.

Старение полимеров обусловлено, в основном, процессами деструкции, т.е. распада основных цепей молекул

[17]. Старение масла [20] протекает с преобладанием окислительных процессов.

Разрушение изоляционных материалов при эксплуатации происходит в результате комбинированного воздействия ряда факторов [21]: тепловых, механических, воздействия электрического напряжения, влияния влаги и загрязнений, а сам процесс протекает при ударной ионизации атомов и ионов кристаллов твердого диэлектрика электронами проводимости, возникновении электрических разрядов в порах неоднородного материала.

Чисто электрический пробой обнаруживается в виде прокола или прорыва (при небольшом токе в месте пробоя), большой же ток способен расплавить, обуглить и сжечь диэлектрик [22].

При нарушении теплового равновесия диэлектрика при длительном воздействии электрического напряжения происходит его термическое разложение или разрушение – прожигание, плавление, а при большой скорости нагревания и испарения твердого тела.

В большом числе случаев отказы отдельных элементов или целых систем наступают в результате различных видов изнашивания, что будет подробнее рассмотрено ниже.

Закономерности накопления повреждений в различных материалах изучается много лет. Исследования старения консистентной смазки [23], электрической изоляции [24] показали существенное влияние на долговечность температуры, при которой работают указанные материалы. Старение материалов ускоряется при повышении величины рабочих напряжений [25]. Ведутся исследования процессов, предшествующих разрушению металлов и сплавов [24, 25, 26] и неметаллических материалов [17, 27].

Установлено [28], что циклические нагрузки влияют на микротвердость, электропроводность, магнитные характеристики, внутреннее трение и модуль упругости. Изме-

ние уровня внутреннего трения происходит тем интенсивнее, чем выше действующее циклическое напряжение.

Старение большинства материалов характерно сходностью процессов: окислительные и сорбционные процессы, процессы термомеханической деструкции, полимеризации и механического разрушения материалов имеют активационный характер [8].

Изучение закономерностей различного вида старения материалов, изделий, распространяя это понятие на изменение свойств, связанное с длительным действием нагрузки, и создание на их основе методов расчета конструкций на долговечность и надежность, можно считать одной из первостепенных задач машиностроения. В этом направлении достигнуты первые успехи.

Авторы [29] отмечают, что рассеивание наработок до отказа вызывается разбросом параметров изделия и режимов работы. При известных соотношениях, связывающих ресурс изделия с этими параметрами, можно по их распределению найти закон распределения времени в любом режиме работы последнего. Ресурс изделия в нормальных условиях эксплуатации определяется, в основном, температурой, нагрузкой, первоначальной прочностью материала и скоростью его старения в данном режиме работы. Те же авторы для определения закономерностей отказов в процессе старения машин предложили ряд формул, соответствующих экспериментальным зависимостям, для электрической изоляции, ресурса консистентной смазки, для металлов и сплавов при испытании на длительную прочность.

Исследования износостойкости, длительной прочности и термического расширения термопластов [30] также позволили выявить общие закономерности протекания процессов разрушения и изменения основных свойств материалов.

Установлено, что износостойкость зависит от деформационных и прочностных свойств материалов, от степени их изменения при усталости. Процесс усталости определяется интенсивностью теплового движения, разрывающего межатомные связи. Внешняя нагрузка оказывает воздействие в сторону ослабления этих связей. Получены аналитические выражения для определения разрушающего напряжения, статической долговечности, скорости изнашивания.

Другие исследования [23, 31] обнаруживают зависимость долговечности подшипников от уровня температуры окружающей среды и величины радиальных зазоров.

Результаты анализа исследований по старению позволяют заключить, что для многих материалов, деталей и узлов расчеты на долговечность могут быть выполнены по однотипным формулам. Эти формулы учитывают влияние основных параметров изделия и режима работы и с помощью правила теории вероятностей позволяют получить для многих случаев эксплуатации изделий близкие к реальным законы распределения отказов во времени.

Значительно меньше внимания до сих пор уделялось изменению условий взаимодействия элементов конструкции, хотя оно весьма отчетливо проявляется в сокращении ресурсов запасных деталей, устанавливаемых в процессе эксплуатации, в сравнении с ресурсами таких же деталей первого комплекта.

Данные по разнородным деталям различных машин [5] свидетельствуют о тенденции к ускоренному разрушению замененных частей под влиянием накопленных повреждений сопряженных деталей и узлов в результате увеличения зазоров в сопряжениях, перекосов, биения, смещения области контакта деталей, увеличения ударных нагрузок, возникновения дополнительных усилий, обусловленных искажением формы несущих поверхностей или ухудшением точности параметров.

Различные виды изнашивания, влекущие искажение геометрической формы и размеров сечений, обычно нарушают нормальное взаимодействие деталей и изменяют условия их работы. Наши наблюдения [32] показали, что срок службы ведущих шестерен, поставленных взамен изношенных, сокращается в сравнении со сроком службы таких же деталей первого комплекта. Замена изношенной ведущей шестерни не влечет за собой восстановления нормальных условий работы передачи, так как радиус основной окружности, а с ним и основной шаг ведомого колеса уже претерпели изменения в результате изнашивания. Изменение радиуса основной окружности, основного шага, рабочего профиля, плавности и жесткости зацепления существенным образом влияют на общую картину зацепления и, в конечном счете – на интенсивность изнашивания передачи.

Физика процессов старения, свойственных данной машине, должна быть учтена при ее создании. Однако этому должно предшествовать исследование поведения машины или отдельного механизма в процессе эксплуатации, изучение влияния последствий старения на работоспособность машин.

Для открытых зубчатых передач (наиболее значимой) причиной изменения условий сопряжения профилей выступает износ. Некоторые особенности изнашивания и работы открытых зубчатых передач и будут предметом дальнейшего рассмотрения.

## **1.2. Закономерности изнашивания материалов. Изнашивание зубчатых передач**

Изнашивание сопряженных поверхностей деталей машин связано непосредственно с работой сил трения [9]. Профессор А.К. Зайцев [33] называл трение скольжения «носителем» износа.

Процессы, происходящие вследствие изнашивания тел при трении, комплексны и слагаются из сочетания механических, физических и химических явлений. Эти процессы чрезвычайно сложны и зависят от большого числа условий и факторов. Более того, износостойкость не является свойством, присущим данному материалу независимо от условий изнашивания [34].

Ввиду большой сложности процессов трения и изнашивания мнения различных авторов по отдельным аспектам изучаемой проблемы разделяются [35]. Так один, например [36], предполагает наличие параллелизма между коэффициентом трения и изнашивания. Другие, например [37, 38, 39, 40], наоборот, считают, что трение и изнашивание не только не являются строго параллельными друг другу, но иногда противоположным образом зависят от ряда факторов.

Только при строгом разграничении процессов разрушения (изнашивания и повреждаемости) удалось наблюдать некоторые закономерности изменения основных параметров трения и изнашивания [9].

Первая развернутая классификация видов изнашивания была предложена А.К. Зайцевым [41], затем Г.М. Заморуевым [42], В.А. Кисликом [43], Б.И. Костецким [44], М.М. Хрущовым [45], И.В. Крагельским и Е.М. Швецовой [46]. Классификация для частного вида абразивного изнашивания впервые была разработана В.Ф. Лоренцом [47]. Наиболее полная и широкая теория трения и изнашивания предложена И.В. Крагельским [48].

В упомянутых выше классификациях много общего в оценке абразивного изнашивания. Процесс абразивного изнашивания – наиболее интенсивный, борьба с ним является весьма сложной задачей. Детали, изнашиваемые в абразивной среде, заметно изменяют свои размеры и форму и становятся непригодными к дальнейшей эксплуатации [49, 50].



Износостойкость материала при абразивном изнашивании зависит как от его твердости (или вообще свойств материалов трущейся пары), так и от твердости, размеров, формы, концентрации, прочности абразивных частиц [49, 45].

Для обеспечения возможности визуального наблюдения за поведением абразивных частиц, в том числе и частиц – продуктов износа, в Челябинском политехническом институте были изготовлены и испытаны установки с применением прозрачных образцов в качестве трущихся деталей [51]. Проведенные опыты позволяют с большей уверенностью говорить о характере явлений, протекающих при изнашивании. Подтверждено высказанное ранее М.М. Хрущовым [51] предположение о шаржировании поверхности детали, имеющей малую твердость, о перекатывании абразивных частиц между поверхностями образцов большей твердости.

Широкое признание получила методика М.М. Хрущова [52] испытаний металлов на изнашивание о закрепленный абразив при постоянстве в процессе испытаний условий нагружения, условий трения и свойств тела на поверхности трения. Это частный случай абразивного изнашивания, но он позволил установить ряд фундаментальных зависимостей [53, 54].

В связи с большими трудностями изучения механизма разрушения из-за многообразия геометрических форм царапающих вершин, а также бесчисленных вариаций расположения и количества абразивных зерен Н.И. Богомоловым [55] разработана интересная методика путем разрушения металла при царапании единичным абразивом. Модель царапающего острия при этом имеет геометрию реального абразивного зерна, а режим резания или царапания воспроизводит реальные условия работы абразива.

Установлено, что значительная часть работы при царапании затрачивается на деформирование поверхности и лишь некоторая часть расходуется на сьем металла.

Е. Н. Масловым [56] установлено, что при малых глубинах царапания происходит лишь смятие металла. При некоторой глубине процесс смятия переходит в резание.

Изучаются особенности изнашивания при трении качения по незакрепленному абразиву [57].

В.Ф. Лоренц [47] дает перечень факторов, влияющих на долговечность детали. Сюда относятся физико-химические свойства материалов, геометрические и конструкционно-монтажные факторы, а также факторы внешнего воздействия: силовые, движения, трения, среды, режима работы.

Ввиду того, что для решения конкретных конструкционных задач важно знать влияние каждого из перечисленных условий изнашивания на срок службы детали, многие исследователи строят свои эксперименты именно в этом направлении.

Авторы ряда работ указывают на зависимость интенсивности процесса изнашивания от механических свойств материалов.

Опытами М.М. Хруцова [58] установлена прямая зависимость между твердостью чистых металлов и их относительной износостойкостью. К такому же выводу приходит Херст [59]. Наши современники [60, 61] высоко оценивают работы М.М. Хруцова, их вклад в науку.

Влияние химического состава материала, его термообработки и структуры на износостойкость подтверждается исследователями [62, 63, 64, 65, 66, 67].

В работах [54] и [62] отмечается линейная зависимость износа от величины давления между трущимися поверхностями, а автор [63] наблюдал перелом прямой в некоторой критической точке.

Авторами [49] были получены данные о влиянии нагрузки и скорости при трении скольжения на интенсивность изнашивания.

Влияние скорости относительного скольжения на процесс абразивного изнашивания исследовал Г.И. Киселев [68].

Существенное влияние на изнашивание оказывает перепад твердостей трущихся поверхностей [45, 51, 63].

И.Н. Богачев и Л.Г. Журавлев [63] провели серию опытов по изнашиванию пары втулка – палец с абразивной прослойкой между ними. При опыте с мягкой втулкой и твердым пальцем износ втулки значительно уменьшается в сравнении с вариантом, когда втулка была твердой. Авторы объясняют это тем, что абразивные частицы шаржируют мягкую поверхность и царапают поверхность более твердую, интенсивно изнашивают ее, что подтверждено непосредственными опытами с прозрачными образцами [44].

Существенным фактором изнашивания являются свойства абразивных частиц – их твердость и размеры [63].

Интересны исследования [69] изнашивания образцов при трении качения. С увеличением окружной скорости качения износ увеличивается. Авторы [69] объясняют рост интенсивности изнашивания динамическим эффектом приложения нагрузки, усиливающимся с возрастанием скорости качения. Для каждого сплава имеется такое отношение твердостей сопряженных деталей, когда износ возрастает. Это отношение твердостей находится в пределах  $\frac{HB_1}{HB_2} = 0,9 \div 1,2$ , т.е. примерно при одинаковой твердости образцов.

Постепенно эмпирический подход в назначении условий опыта заменяет интуитивный поиск [70], разрабатываются инженерные методы расчета интенсивности изнашивания [71].

Ввиду различий в методиках исследований, различных условий испытаний выводы отдельных авторов на основании какого-либо частного вида абразивного изнашивания можно использовать с большой осторожностью, внося поправки на изменение условий работы.

Процесс изнашивания профиля зуба зубчатых колес, определяемый условиями эксплуатации, конструкцией узла, материалом колес, смазкой, технологией и точностью изготовления, еще более сложен в сравнении с изнашиванием материалов, и проявления его многообразны. Достаточно сказать, что даже в вопросе классификации видов изнашивания нет единого мнения. В отечественной технической литературе главными причинами, ограничивающими срок службы зубчатых колес, принято считать: 1) повреждения рабочей поверхности зубьев вследствие выкрашивания (питтинг); 2) повреждения поверхности вследствие задиrow; 3) пластическое деформирование поверхностного слоя, возникновение трещин в поверхностном слое, абразивное изнашивание, поломки зубьев [72]. Профессор А.К. Зайцев [33] предлагал классификацию, выделяя семь различных причин износа.

Как отмечает М.М. Хрущов, перечисленные виды повреждений и изнашивания зубьев не равнозначны по ограничивающему влиянию на работоспособность зубчатых колес и по распространенности.

Основными видами повреждений открытых зубчатых передач сельскохозяйственных машин являются поломки зубьев и износ. Поэтому такие виды изнашивания, как выкрашивание поверхностного слоя, нашедшее отражение в работах [33, 72, 73, 74, 71], и заедание [72, 75, 76, 77] здесь не будут рассмотрены. Подробнее рассмотрим абразивное изнашивание зубьев.

Различные авторы делали попытку связать изнашивание со скоростью скольжения, удельным давлением и

скольжением, коэффициентом скольжения, удельной или секундной работой трения. Все эти теории подробно рассмотрены профессором Зайцевым А.К. [33] и академиком Е.А. Чудаковым [78]. Однако после экспериментальной проверки А.В. Осипян [79] пришел к выводу, что ни один из существующих параметров износа не дает возможности теоретически посчитать величину износа в любой точке профиля зуба. Именно поэтому поиск такого аналитического выражения продолжается. Профессор В.А. Гавриленко [80] предложил проследить за относительным изменением коэффициентов ускоренного скольжения по линии зацепления, чтобы объяснить появление в некоторых случаях интенсивного изнашивания зубьев в околополюсной зоне, а также износ на ножках зубьев особенно малого колеса.

К.П. Чудаков [81] считает, что процесс изнашивания, его интенсивность и величина определяются постоянно действующими и переменными факторами. К постоянно действующим, не зависимым от износа, можно отнести только направление деформации материала трением скольжения и качения по длине профиля. Все остальные параметры износа зависят от геометрии профиля и поэтому не могут оставаться постоянными в эксплуатации, как не может быть постоянным очертание профиля при различных стадиях изнашивания.

В нашей работе [32] исследовано изменение качественных показателей зубчатых передач при изнашивании. Результаты исследований показали, что учет изменяющихся условий трения сопряженных профилей может внести существенную поправку при аналитических исследованиях износа профиля.

Г.В. Кузнецов [82] при исследованиях износостойкости открытых зубчатых передач привода барабанов хлопкоуборочной машины принял в качестве основы для построения модели интенсивности изнашивания зубьев

предложенный Н.И. Колчиным критерий о пропорциональности износа зуба по толщине за цикл его нагружения величинам контактного напряжения и скорости относительного скольжения зубьев. Справедливость названного критерия при абразивном изнашивании была подтверждена В.А. Ермичевым [83]. Однако в отличие от предыдущих исследователей Г.В. Кузнецов ввел степенную зависимость и экспериментально определил параметры уравнения для исследуемого привода. Он же установил, что видом ведущего изнашивания зубчатых передач привода барабанов является механическое и коррозионно-механическое, известное под названием «натир».

Кроме рассмотренных выше видов разрушения (питтинга, заедания, абразивного износа), имеется ряд других видов изнашивания. Один из них, как бы особняком, состоит в том, что острая кромка головки зуба, входя в зацепление с сопряженным зубцом, царапает или срезает металл поверхностного слоя у ножки последнего [79]. Такое изнашивание может быть следствием упругого деформирования зуба под нагрузкой, дефектов сборки, или неточной геометрии зуба. При этом вершина ведомого зуба, входящего в зацепление, движется по петлеобразному пути относительно ведущей шестерни. Кривая (трахоида) этого пути может касаться ножки зуба ведущего колеса. Очень небольшое смещение зубьев из-за износа или чрезмерного изгиба предшествующей пары уже позволяет существовать такому касанию. Когда эти условия имеют место, то ножка зуба ведущей шестерни (за пределами рабочего профиля) изнашивается по вогнутой кривой.

Наши наблюдения и измерения шестерен хлопкоуборочных машин показывают, что эти условия в исследуемых передачах встречаются: отклонения профиля зуба новых шестерен близ вершины порой превышают 0,1 мм, межосевое расстояние при сборке уменьшается в некото-

рых случаях так, что радиальный зазор в зацеплении становится равным нулю. Кроме того, при изнашивании рабочий участок профиля, образно говоря, отступает в тело зуба, обнажая в основном неизношенный участок переходной кривой, который и встречается при дальнейшей эксплуатации передачи с вершиной сопряженного зуба при движении последнего по петле трахоиды. Этот вид изнашивания имеет место в передачах хлопкоуборочных машин. Ввиду того, что этот вид изнашивания выделяется из распространенного ряда самим механизмом изнашивания здесь приводится соответствующая схема (рисунок 1.1). По крайней мере, он объясняет наличие износа ножки зуба шестерни вне пределов активного профиля зуба и головки зуба колеса.

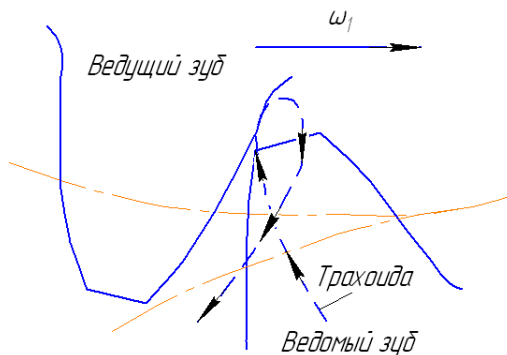


Рисунок 1.1 - Изнашивание профилей зуба в результате касания вершины ведомого зуба ножки ведущего

Исследователи все шире используют новые методики диагностирования передач [84, 85].

В решении проблемы повышения долговечности зубчатых передач намечается несколько направлений: 1) изменение геометрии зацепления с целью уменьшения

износа профиля; 2) подбор материалов колес и их смазка; 3) конструктивные меры, улучшающие условия зацепления.

В разных странах, в том числе, и в нашей стране ведутся постоянные поиски модификаций эвольвентного зацепления, обладающего теми или иными положительными свойствами.

В Италии разработана новая система эвольвентного зацепления [86], в котором относительная скорость скольжения профилей в процессе контакта имеет одно направление и ни в одной точке не равна нулю. Кроме того, по сравнению с обычным зацеплением относительная скорость скольжения в новом зацеплении выше, что в сочетании с соответствующей кривизной профиля позволяет получать режим жидкостного трения между зубьями.

Известны передачи с увеличенным углом зацепления [79 и др.], что также гарантирует снижение интенсивности изнашивания ввиду уменьшения величины контактных напряжений.

Предлагается система коррекции, позволяющая уравнивать условия трения на профилях зубьев ведущего и ведомого колеса и тем продлить жизнь наиболее изнашиваемому элементу передачи [33, 80, 88].

Речь идет об эвольвентном зацеплении, получившем преимущественное применение в современных машинах в силу известных достоинств как в процессе зубонарезания, так и в эксплуатации.

Другие авторы [89, 90] считают, что методами исправления эвольвентного зацепления достигается только снижение предельных значений параметров, характеризующих износ зубьев. В то же время для обеспечения высокой износостойкости зубьев колес большое значение имеют абсолютные величины и закономерности изменения этих параметров в процессе зацепления, а не только некоторые предельные их значения. С этой точки зрения очер-



тание профиля зуба по эвольвенте нельзя признать лучшим решением [89].

Б.Е. Бройдо [89] предлагает метод профилирования зубьев по заданному параметру изнашивания. Очертание профиля зуба одного из колес зубчатой передачи он выражает дифференциальными уравнениями. Путем интегрирования этих уравнений для заданного параметра износа определяется искомый профиль и находится сопряженный профиль зуба парного колеса.

Однако ни один из предложенных ранее параметров изнашивания не отражает действительной картины износа зубьев: интенсивность и характер изнашивания определяются не только геометрией профиля, но и другими факторами.

С.В. Вяхирев [90] считает наилучшим очертание профиля зуба по эквидистанте логарифмической спирали, так как при этом износ должен быть равномерным и профиль при изнашивании не будет искажаться.

Однако высказываются и иные предложения [91] по повышению работоспособности эвольвентных поверхностей зубчатых колес, а Э.Б. Вулгаков [92] предлагает новое поколение эвольвентных передач, обладающих положительными качествами. Обсуждаются другие резервы повышения долговечности и надежности зубчатых передач [91].

В порядке постановки задачи определения надежности зуба прямозубой передачи интерес представляет работа [93].

Сообщается также [94] о разработке зацепления с высокой несущей способностью по контактным напряжениям со специальными профилями на основе рулетт, с криволинейной линией зацепления. У передач с вогнутой линией зацепления усилие между профилями в начале пересопряжения передается через масляный клин, что и повышает несущую способность этого вида передач.

В передачах М.Л. Новикова [95] обеспечивается контактирование выпуклого и вогнутого профилей. В результате приработки и деформации зубьев теоретическая точка контакта превращается в контактную линию, расположенную приблизительно поперек зубьев, а на их рабочих поверхностях образуется площадка (пятно) контакта. Линия зацепления параллельна осям вращения колес (в цилиндрической передаче). Вследствие хороших условий смазки эти передачи обладают повышенной износостойкостью зубьев [96]. Ведутся разработки по методике их расчета [97].

Специалисты производства [98, 99] считают, что наше машиностроение десятки лет не совершенствовало технологии изготовления зубчатых колес с зацеплением Новикова, не перешло на высокопрочные материалы, не освоило зубошлифования в результате потеряло преимущества этого вида передач в сравнении с эвольвентными, хотя исследования передач Новикова повышенной твердости продолжают [100].

Появляются все новые, самые экзотические системы зацепления вплоть до передач, работающих в грузоподъемных машинах в сторону подъема груза как передача и обеспечивающих торможение при опускании последнего [101]; внедряются, технологии зубо-нарезания, позволяющие обрабатывать узкозвенцовые зубчатые колеса без продольной подачи на зубофрезировальных станках с ЧПУ [102].

Г.И. Скундин [88] отмечает, что в закрытых зубчатых передачах, подверженных выкрашиванию рабочих профилей, скорость изнашивания шестерен резко возрастает с увеличением удельной нагрузки и уменьшением твердости поверхности зубьев и в значительной степени зависит от материала колеса.

Однако при интенсивном абразивном изнашивании участка профиля поверхностное выкрашивание может быть подавлено вследствие удаления того слоя, в котором

возникают зародышевые усталостные трещины [103]. Это относится к случаю, когда темп изнашивания будет выше темпа накопления усталостных повреждений и последние не могут достичь критического значения.

Интенсивность изнашивания определяется ошибками шага [33], чистотой рабочих поверхностей зубьев [73, 83]. Неровности профиля будут особенно интенсивно действовать при большом перепаде твердостей материалов сопряженных зубчатых колес [73]. Тихоходным, мало нагруженным зубчатым передачам сельхозмашин, работающим в запыленной среде, нет необходимости придавать высокую чистоту поверхности зуба. Высота шероховатости после обработки должна быть соизмерима с размерами абразивных частиц [83].

Интенсивность изнашивания закрытых и открытых передач определяется концентрацией и дисперсным составом абразивных частиц в смазке и окружающей среде [88].

Вопрос о влиянии смазки на скорость протекания и динамику изнашивания заслуживает специальных исследований. В настоящей работе эти аспекты не затрагиваются.

Действительная нагрузка, приходящаяся на единицу длины зуба может весьма сильно отличаться от расчетной. Она определяется ошибками монтажа, эксплуатационными дефектами, недостаточной жесткостью валов и упругостью зубьев. При неблагоприятной концентрации усилия разрушение может наступить значительно раньше, чем в передачах с равномерным распределением нагрузки [104].

В результате исследований [104] влияния пятна контакта и перекосов шестерен было установлено, что основным параметром, влияющим на долговечность силовых зубчатых передач, является полнота контакта сопряженных зубьев. С уменьшением длины пятна контакта в 2 раза контактные напряжения возрастают в 1,5 раза, а срок службы уменьшается почти в 8 раз.

### **1.3. Специфика работы открытых зубчатых передач. Общие закономерности изнашивания профилей зубьев**

Во многих случаях полная защита передачи от пыли удорожает конструкцию машины, делает ее громоздкой. В связи с этим часто машины самого различного назначения имеют открытые зубчатые передачи. Основной особенностью использования этого вида передач является работа в запыленной среде при попадании на рабочие поверхности зубьев твердых абразивных частиц. Вследствие этого передачи подвержены интенсивному абразивному изнашиванию. Уже с первых часов работы происходит искажение рабочего профиля зуба, увеличение бокового зазора в зацеплении; нарушается плавность работы передачи. При большом передаточном числе и малом числе зубьев ведущей шестерни (весьма распространенный случай для открытых передач) по мере нарастания износа возникает опасность интерференции профилей [32, 105].

Передача мощности создает в зубцах определенное напряженное состояние, которое меняется в связи с износом. Динамические условия работы определяют надежность передачи и составляют теоретическую основу выбраковки изношенных передач в период ремонта. Поэтому основные условия нормальной работы шестерен должны быть определены на базе кинематических и динамических условий работы зубчатой пары. [74, 81].

Ряд исследователей [74, 83] подчеркивает, что по мере изнашивания профиль зуба искажается, и это ведет к нарушению плавности работы передачи, к появлению дополнительных динамических нагрузок.

Вместе с тем, утонение зуба при изнашивании снижает его жесткость. Результативное влияние жесткости на прочность изношенного зуба можно считать положитель-

ным для большинства зубчатых колес, у которых скорость  $v < 2$  м/сек [81]. Работы последних лет показывают, что в определенных случаях снижение жесткости может привести к повышению передаваемой нагрузки ввиду более благоприятного распределения ее по длине зуба и между парой одновременно зацепляющихся зубьев в двухпарном зацеплении [107, 108, 109, 110], хотя несколько десятков лет назад стремились к увеличению жесткости зубьев [78].

Экспериментальному исследованию жесткости и ее определению аналитическим путем посвящены работы Л.А. Кудрявцева, И.Н. Френкеля, С.Г. Кистьяна, М.С. Полоцкого и другие [111, 112]. Однако все эти работы посвящены определению жесткости нового, неизношенного зуба.

Изменение жесткости изнашиваемого зуба было исследовано К.П. Чудаковым [81]. Было установлено, что при уменьшении толщины зуба на 30% деформация становится почти троекратной по сравнению с деформацией зуба новых зубчатых колес.

Величина ошибки основного шага при работе зубчатых колес все время меняется [113] из-за износа рабочих поверхностей зубьев и изменения основного шага.

Изложенное выше говорит о больших специфических особенностях работы изношенных зубчатых колес и необходимости учета этих особенностей при расчетах долговечности изнашиваемых зубчатых передач. Ряд авторов [74, 81, 104] настоятельно рекомендует учитывать динамические нагрузки в зацеплении, что позволяет полнее отобразить в расчетах реальные условия работы передачи. Г.И. Скундин [114] считает, что в диапазоне окружных скоростей зубчатых колес тракторных трансмиссий (0,6...6 м/сек) влияние динамической нагрузки вовсе не обнаруживается.

Как показано выше, до настоящего времени проведено большое число исследований по изнашиванию зубча-

тых передач. Накопленный материал нуждается в обобщении, на основе которого можно было бы разработать методику расчета на изнашивание (на долговечность).

Методика расчета зубчатых колес на долговечность необходима для разработки рациональной конструкции привода, выбора материала зубчатых колес, назначения их срока службы, снабжения хозяйств запасными частями.

Однако из-за наличия большого числа факторов, влияющих на характер изнашивания, сложности самого процесса изнашивания методика расчета зубчатых передач на долговечность еще не разработана.

Простое накопление фактов по проявлению износа и их сопоставление для решения этих сложных задач уже недостаточны. Необходим качественно новый подход к изучаемому вопросу, обобщение имеющиеся исследования, выявить закономерности изменения профиля зуба при изнашивании.

В работе К.П. Чудакова [81] приводятся результаты большого числа измерений изношенных зубчатых колес строительных машин. Наибольший количественный износ отмечен на ножке ведущего к головке ведомого зубьев.

Исследования, проведенные другими авторами над закрытыми зубчатыми передачами при абразивном изнашивании, выявили, что износ касается в основном ножки зуба как ведущего, так и ведомого. Это относится к зубчатым колесам автомобильных и тракторных трансмиссий [114, 115]. К аналогичному выводу пришел в результате своих исследований А.Д. Дубинин [116], и П.В. Тихомиров [117].

Наши измерения [32] показали, что характер изнашивания профиля зуба зубчатых колес привода рабочего аппарата хлопкоуборочных машин аналогичен изнашиванию зубчатых передач строительных машин, т.е. наиболее интенсивно изнашивается ножка ведущего и головка ведомого зубьев. В связи с этим правомерно говорить о воз-

возможности аппроксимации изношенного профиля зуба эвольвентой [32, 118, 119].

В результате измерений 20 зубчатых колес  $Z=17$  привода аппарата ХВС - 1,2 установлено, что и очертания изношенного профиля, и величина радиуса основной окружности неоднозначно зависят от величины износа зуба. Они обусловлены характером зацепления, точностью изготовления, величиной межосевого расстояния передачи и т.д. Для каждого конкретного зубчатого колеса размер радиуса основной окружности до и после износа есть случайная величина, поэтому имеет смысл говорить о средних значениях названного параметра.

После исключения одного из измеренных зубчатых колес выборки ввиду того, что оно находилось в эксплуатации при завышенной величине межосевого расстояния, расчет среднего значения радиуса основной окружности до и после износа показал, что он изменился в сторону увеличения с 23,984 до 24,010 мм (при теоретическом значении 23,962). Однако в четырех случаях (для колес №№ 1, 6, 14) было отмечено уменьшение радиуса основной окружности в среднем с 24,073 до 24,028 мм. Профилограммы последних зубчатых колес показали, что ошибка профиля новых зубьев была сосредоточена близ вершины зуба [120], о чем свидетельствуют, в частности, и завышенные значения  $r_0$ . Известно, что при положительной ошибке в основном шаге зуб работает вершиной, при отрицательном - нижней своей частью [73].

Следовательно, износ зубьев указанных колес обусловлен ошибками их профиля, увеличенным радиусом основной окружности. В этом случае интенсивно изнашивается рабочая поверхность головки зуба как наиболее нагруженный участка профиля. Вместе с износом головки наблюдается уменьшение  $r_0$  основной окружности.

Положительные ошибки профиля близ вершины зуба являются отклонением от нормы (ГОСТ 1643 - 56 на время проведения наших измерений был действующим), то эти измерения тоже не должны влиять на выводы, они должны быть исключены из расчетов средних значений  $r_0$ . Тогда для оставшихся зубчатых колес среднее значение радиуса основной окружности получено  $r_0=23,960$  мм до износа и 24,005 мм для изношенных зубчатых колес (профилограммы построены на эвольвентомере *Evolventen – Prüfgerän* фирмы Карл Цейс [119 ] в измерительной лаборатории Московского завода шлифовальных станков).

Нами установлено увеличение радиуса основной окружности ведущих зубчатых колес привода уборочного аппарата машин ХТ- 1,2 (см. также ниже эмпирические функции распределения – рисунки 2.3 и 2.4).

Для уменьшения скорости изнашивания открытых зубчатых передач существуют приемы и ряд мероприятий, позволяющих увеличить срок службы передачи [106]. Среди этих мероприятий уменьшение ширины проектируемых колес; назначение повышенного бокового зазора, максимальное увеличение жесткости валов, в частности за счет уменьшения длины плеч; оси промежуточных зубчатых колес должны быть надежно закреплены; при необходимости применять легированные стали; консистентную смазку не назначать.

Сделаны следующие выводы:

1. Старение машин и оборудования, приводящее к снижению их надежности, обусловлено процессами: а) накопления повреждений в материалах деталей; б) искажения геометрической формы, изменения размеров и свойств поверхностного слоя деталей в результате различных видов изнашивания, коррозии и деформации.

2. Основной особенностью работы открытых зубчатых передач является их работа в запыленной среде. Передачи подвержены интенсивному абразивному изнашива-



нию, что влечет искажение рабочего профиля зуба, увеличение бокового зазора в зацеплении; нарушение плавности работы передачи, изменение жесткости зубьев.

3. Исследованию изменений условий работы зацепления (формы зуба, жесткости зацепления) в продолжение срока эксплуатации в сравнении с условиями, существовавшими в новой машине, в литературе уделялось мало внимания.

4. Процессы трения и изнашивания деталей машин весьма многообразны. Зависимости интенсивности изнашивания от различных факторов имеют сложный характер, меняющийся от изменения условий испытания или эксплуатации.

5. К мероприятиям по увеличению износостойкости зубчатых передач относится корригирование зацепления, увеличение угла профиля, отказ от эвольвентного зацепления, подбор материала и смазки, чистоты поверхности зубьев, точности монтажа элементов передачи.

6. При определении долговечности открытых зубчатых передач расчетным путем необходимо учитывать особенности их работы, изменение общей картины зацепления при изнашивании профилей зубьев.

7. Анализ литературных данных и наблюдения за характером изнашивания профилей зубьев открытых зубчатых передач позволили сделать вывод о существовании определенной закономерности в изнашивании профиля.

## **2. Анализ основных точностных параметров привода**

### **2.1. Требования к точности зубчатых колес, их соблюдение в процессе производства и монтажа**

Технической документацией на изготовление хлопкоуборочных машин предусмотрена степень точности зубчатых колес привода 10X по ГОСТ 1643 -56. Ведущая шестерня 12 XB 38.611 ( $Z=30$ ) изготовлена из стали 30ХГТ с цементацией на глубину 0,6...1 мм, твердостью рабочей поверхности зубьев HRC 56...60 и твердостью сердцевины HRC 35...45. Все остальные колеса привода изготовлены из стали 40X с цианированием на различную глубину и твердостью рабочей поверхности до HRC 52-60, а для колес 12XB 30.618 ( $Z=90$ ) – до HRC 45...58. Модуль колес  $m=3$  мм.

Соответствующие измерения зубчатых колес привода хлопкоуборочных машин ХТ- 1,2 [32] показали, что при изготовлении имеет место некоторое отступление от конструкторских регламентаций. На этом основании были поставлены измерения 400 зубчатых колес (4-х типоразмеров) привода аппарата машины XB. По ГОСТ для зубчатых колес 10-ой степени точности по нормам кинетической точности контроль предусматривается лишь по параметру радиального биения венца  $F_r$ . Измерения производились согласно стандартной методике на заводе «Гашсельмаш» на биениемере МПОЧ-31. Установка колес осуществлялась на оправках ИК-11-21.

По результатам измерений составлены вариационные ряды (таблица 2.1) [122, 121].

Подсчет количества зубчатых колес каждого типоразмера в пределах допуска по названному параметру показал, что удовлетворяет требованиям ГОСТа лишь 48% колес  $Z=30$ , 56% колес  $Z=39$  и соответственно 81 и 86% для колес  $Z=40$  и  $Z=90$  (см. таблицу 2.1).

Таблица 2.1 – Результаты измерений

Z = 30, допустимое биение $F_{rr}=200$										
Частота	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$
5	20-78	78-136	136-194	194-252	252-310	310-368	368-426	426-484	484-542	542-600
11	20-84	84-138	138-212	212-276	276-340	340-404	404-468	468-532	532-596	596-660
18	20-84	84-138	138-212	212-276	276-340	340-404	404-468	468-532	532-596	596-660
21	20-84	84-138	138-212	212-276	276-340	340-404	404-468	468-532	532-596	596-660
14	20-84	84-138	138-212	212-276	276-340	340-404	404-468	468-532	532-596	596-660
10	20-84	84-138	138-212	212-276	276-340	340-404	404-468	468-532	532-596	596-660
7	20-84	84-138	138-212	212-276	276-340	340-404	404-468	468-532	532-596	596-660
6	20-84	84-138	138-212	212-276	276-340	340-404	404-468	468-532	532-596	596-660
5	20-84	84-138	138-212	212-276	276-340	340-404	404-468	468-532	532-596	596-660
3	20-84	84-138	138-212	212-276	276-340	340-404	404-468	468-532	532-596	596-660
Z = 39, допустимое биение $F_{rr}=200$										
Частота	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$
11	20-46	46-72	72-98	98-124	124-150	150-176	176-202	202-228	228-254	254-280
26	20-46	46-72	72-98	98-124	124-150	150-176	176-202	202-228	228-254	254-280
18	20-46	46-72	72-98	98-124	124-150	150-176	176-202	202-228	228-254	254-280
12	20-46	46-72	72-98	98-124	124-150	150-176	176-202	202-228	228-254	254-280
9	20-46	46-72	72-98	98-124	124-150	150-176	176-202	202-228	228-254	254-280
8	20-46	46-72	72-98	98-124	124-150	150-176	176-202	202-228	228-254	254-280
6	20-46	46-72	72-98	98-124	124-150	150-176	176-202	202-228	228-254	254-280
5	20-46	46-72	72-98	98-124	124-150	150-176	176-202	202-228	228-254	254-280
3	20-46	46-72	72-98	98-124	124-150	150-176	176-202	202-228	228-254	254-280
2	20-46	46-72	72-98	98-124	124-150	150-176	176-202	202-228	228-254	254-280
Z = 40, допустимое биение $F_{rr}=200$										
Частота	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$
4	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
7	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
11	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
15	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
17	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
15	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
13	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
9	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
6	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
3	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
Z = 90, допустимое биение $F_{rr}=200$										
Частота	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$	Параметр, $F_r$
4	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
6	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
9	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
11	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
15	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
19	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
13	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
10	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
8	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340
5	40-70	70-100	100-130	130-160	160-190	190-220	220-250	250-280	280-310	310-340

Первый вывод, который можно сделать по результатам измерений говорит об отсутствии строгого контроля за производством зубчатых колес на заводе-изготовителе и с достаточно высокой вероятностью попадания зубчатых колес с завышенными против ГОСТ параметрами на сборку машин. Нарезание производилось пакетом по 6 шт. на одной цилиндрической оправке.

Это обстоятельство может продиктовать необходимость специальных исследований по выявлению влияния завышенного параметра  $F_r$  на долговечность передачи. Это позволило бы сделать научно-обоснованный вывод о возможности использования выпускаемых заводом зубчатых колес или необходимости перестройки их производства.

Как отмечалось выше (гл. 1), условия работы передач привода аппарата хлопкоуборочных машин достаточно жесткие: высокие уровни статических и динамических нагрузок, окружных скоростей (в сравнении с приводами других сельскохозяйственных машин), работа в запыленной среде, в условиях попадания влаги, отсутствие жесткого корпуса или рамы. Последнее обстоятельство может играть решающую роль в долговечности зубчатых колес, так как является источником возникновения монтажных и эксплуатационных перекосов осей и, как следствие, неполноты контакта зубьев, повышения контактных напряжений, нарушения правильности зацепления. Мы наблюдали многочисленные случаи, когда величина радиального зазора в зацеплении оказывалась равной 0 (и даже такой случай, когда зазор оказался отрицательным: зубчатые колеса были введены в зацепление с натягом, - что привело к хрупкому излому вала съемника ввиду появления значительной радиальной нагрузки), а в отдельных случаях радиальный зазор оказывался непомерно большим (до 3 мм).

Наши измерения непараллельности валов шпиндельных барабанов [123] показали, что этот параметр на

длине шпинделя достигает 13 мм. А в рекомендациях по уходу при износах щетины щеток предусматривается смещение нижней опоры вала съемника на 8 мм по отношению к верхней опоре. Следовательно, зубчатые колеса привода работают с большой непараллельностью осей, при высоких концентрациях нагрузки по длине зуба.

## **2.2. Изменение основных точностных параметров открытых зубчатых передач при изнашивании**

В технической литературе устоялось мнение, что при изнашивании профиля зуба точностные параметры передач ухудшаются, и это влечет за собой нарушение плавности зацепления. В предлагаемой работе дается анализ изменения основных точностных параметров изнашиваемого зацепления и сделана оценка этих параметров с точки зрения их влияния на плавность зацепления.

Согласно поставленной задаче исследованию были подвергнуты 100 новых и 82 изношенных зубчатых колеса ХВСМ-6082 ( $Z=90$ ) и соответственно 70 и 27 ведущих шестерен ХВСМ-6106 ( $Z=17$ ) привода уборочного аппарата хлопкоуборочной машины ХТ-1,2. Материал колес – сталь 40Х. Все перечисленные колеса подвергались закалке ТВЧ до твердости HRC 45...53. По техническим условиям шестерни ХВСМ-6106 должны соответствовать точности 9Ш, колеса ХВСМ-6082–10Ш по ГОСТ 1643-56. Модуль колес 3 мм.

Для исследуемых колес были измерены следующие параметры зацепления: наибольшая разность  $\Delta t$  окружных шагов, накопленная ошибка  $\Delta t_{\Sigma}$  окружного шага, длина общей нормали  $L$  и колебания  $\Delta_0 L$  длины общей нормали. Результаты измерений обрабатывались методами математической статистики (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Основные характеристики распределения величин

№ п/п	Наименование измеряемых параметров	Новые или изношенные	Средняя арифметич., $\bar{X}$	Среднее квадратич. отклонение, S	Ошибка средней арифметич., $\Delta$
1.	Накопленная ошибка шага $\Delta t_z$ , мкм	н	$\frac{144,6^*}{181,3}$	$\frac{55,4}{83,5}$	$\frac{21,9}{15,16}$
2.	То же	и	$\frac{104,4}{146,1}$	$\frac{31,45}{66,0}$	$\frac{12,4}{13}$
3.	Наибольшая разность окружных шагов $\Delta t$ , мкм	н	$\frac{73,3}{1109,94}$	$\frac{21,8}{36,7}$	$\frac{8,3}{6,6}$
4.	То же	и	$\frac{56,1}{73,4}$	$\frac{20,2}{22,03}$	$\frac{7,6}{6,15}$
5.	Длина общей нормали L, мм	н	$\frac{13,744}{96,373}$	$\frac{0,0263}{0,0685}$	$\frac{0,015}{0,058}$
6.	То же	и	$\frac{12,908}{96,248}$	$\frac{0,308}{0,0466}$	$\frac{0,106}{0,039}$
7.	Колебания длины общей нормали $\Delta_0 L$ , мкм	н	$\frac{27,6}{44,78}$	$\frac{13,8}{27,6}$	$\frac{6,13}{8,15}$
8.	То же	и	$\frac{83,8}{38,1}$	$\frac{31,7}{22,4}$	$\frac{16,45}{4,4}$

\*) В числителе приведены характеристики распределения соответствующих значений точностных параметров ведущих шестерен ХВСМ -6106, в знаменателе – колес ХВСМ – 6082

Сравнение величин погрешностей параметров кинематической точности ( $\Delta t_{\Sigma}$  и  $\Delta_0 L$ ) и плавности ( $\Delta t$ ) новых и изношенных зубчатых колес показывает, что почти все параметры передач при изнашивании улучшаются, уменьшается не только  $\overline{X}$  (средняя арифметическая погрешностей), но и  $S$  – среднее квадратическое отклонение.

Только колебания  $\Delta_0 L$  длины общей нормали ведущих шестерен выходят из общей закономерности. Наблюдается увеличение этого параметра для изношенных зубьев в сравнении с новым зацеплением.

Противоречивый результат при измерениях колебаний длины общей нормали является следствием определенной трудности производства этих измерений. Это обусловлено характером изношенного профиля и большими колебаниями межосевого расстояния исследуемых передач, в результате чего неизношенная часть профиля на ножке зуба у разных шестерен имела различный размер по высоте (в радиальном направлении). При измерениях длины  $L_u$  общей нормали изношенных шестерен мы встречались с затруднением в установке измерительных наконечников в радиальном направлении, так как при приближении к центру колеса наконечник  $a$  (рисунок 2.1) начинал упираться в неизношенную часть профиля. В связи с колебаниями размера неизношенной части профиля ножки зуба пришлось подбирать компромиссную установку инструмента, которая и давала величину  $L_u$ , отличную от действительной.

Таким образом, достоверность величин  $\Delta_0 L$ , подсчитанных по некоторым приближенным значениям  $L_u$ , оказывается низкой. В связи с этим ее можно не принимать во внимание в дальнейших рассуждениях.

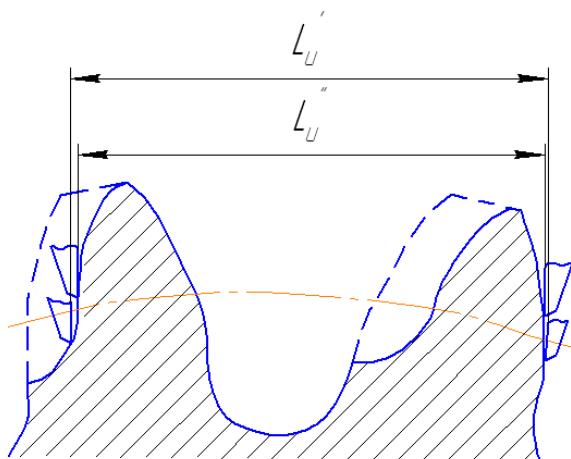


Рисунок 2.1 - Схема к измерению длины общей нормали изношенного зацепления

Уменьшение значений остальных параметров и, в частности, разности  $\Delta t$  окружных шагов изношенных колес в сравнении с новыми говорит об уменьшении ошибок элементов зацепления, сглаживании выступающих участков поверхности зуба в процессе работы передач. Это положение хорошо согласуется с представлением ошибки окружного шага как суммы собственной погрешности шага и погрешности профиля [124]. Следовательно, названные параметры не могут ухудшить плавности работы передачи.

Рассмотрим вероятность нарушения плавности работы передачи из-за изменения некоторых геометрических параметров.

Выше отмечено, что радиусы  $r_o$  основных окружностей изменяются в процессе изнашивания колес. Причем радиус основной окружности ведущей шестерни увеличивается, а ведомого колеса уменьшается. Таким образом, по мере нарастания износа и изменения радиусов основных окружностей пары зубчатых колес положение линии и по-



люса зацепления меняются. Полус зацепления смещен относительно своего теоретического положения и уже не делит линию центров передачи на отрезки, пропорциональные ее передаточному отношению [32]. Это обстоятельство отметил в своей диссертации П.В. Тихомиров [117]. Сказанное иллюстрируется схемой зацепления (рисунок 2.2) изношенных зубьев.

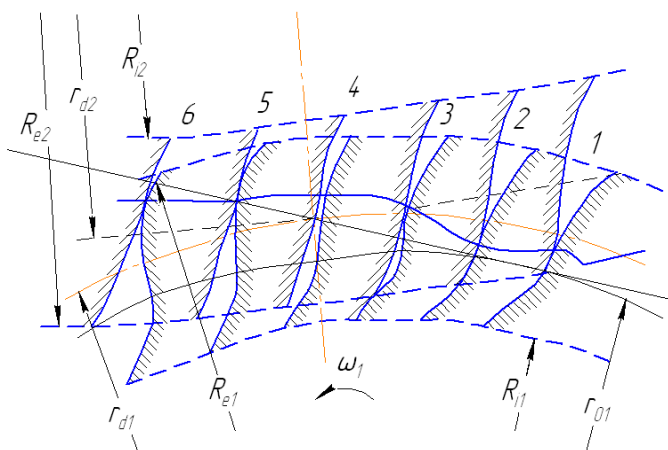


Рисунок 2.2 - Схема изношенного зацепления:  
 $r_o$  – радиус основной окружности новых зубьев;  
 $r_d$  – радиус делительной окружности;  
 $R_{e1,2}$  и  $R_{i1,2}$  – радиусы соответственно окружностей выступов и впадин первого и второго зубьев

В этом случае линия зацепления имеет вид некоторой кривой (прямой эта линия будет только в случае зацепления идеально точных профилей даже новых колес). Характер линии зацепления – тенденция к ее смещению от теоретического положения – обуславливает неравномерность вращения ведомого колеса при равномерном вращении ведущей шестерни. Нарушение плавности работы изнашиваемой зубчатой передачи является следствием изменения радиусов основных окружностей, а вместе с ними –

и основных шагов [125]. Разность основных шагов передачи в процессе эксплуатации нарастает (поскольку основной шаг изменяется пропорционально радиусу  $r_o$  основной окружности). Увеличивающаяся разность основных шагов и смещение линии зацепления и есть та двуединая причина, которая влечет за собой нарушение плавности работы передачи.

### **2.3. Особенности работы открытых зубчатых передач в связи с изменением геометрии зацепления [126, 106]**

Изнашивание зубчатых колес при попадании на рабочие поверхности их зубьев твердых абразивных частиц характерно, как отмечено выше, для многих машин, в частности, машин сельскохозяйственных, транспортных, дорожно-строительных, горных и др.

В связи с широким распространением этого типа передач необходимо исследовать основные закономерности изнашивания зубьев для разработки методов расчета их на долговечность подобно тому, как это имеет место при расчетах на долговечность зубчатых колес при усталостном разрушении и заедании. Потребность в создании таких расчетов обуславливается:

1) необходимостью правильного выбора материала и конструктивных параметров зубчатых зацеплений при проектировании;

2) потребностью разработки научно обоснованных мероприятий по ремонтному обслуживанию машин;

3) необходимостью научного обоснования экономических расчетов по установлению амортизационных периодов механизмов.

Известно, что с нарастанием износа увеличивается темп изнашивания, его интенсивность. Это обусловлено

возрастанием дополнительных динамических нагрузок в зацеплении, благодаря искажению профиля зуба, изменению параметров зацепления, заданных конструктором.

Как отмечено выше, износ профилей зубьев колес, работающих в различных условиях, подчинен некоторому закону. Появляется возможность вписать в изношенный профиль эвольвенту, параметры которой отличаются от параметров эвольвентного профиля неработавшего зуба. Все те участки кривой изношенного профиля, которые не совпадают с новой эвольвентой, следует рассматривать по аналогии с погрешностью профиля новых колес.

В контрольно-измерительной лаборатории завода «Ташсельмаш» произведены, согласно принятой методике [127], замеры радиуса основной окружности новых и изношенных ведущих шестерен ХВСМ-6106 и ведомых колес ХВСМ-6102 и ХВСМ-6082 привода уборочного аппарата хлопкоуборочной машины ХТ-1,2.

Замеры показали, что радиус основной окружности ведущих шестерен ХВСМ-6106 ( $r_{o,1}$ ) вследствие износа увеличивается (рисунок 2.3), а радиус основной окружности ведомых колес ХВСМ-6082 ( $r_{o,2}$ ) – уменьшается (рисунок 2.4).

Для шестерен ХВСМ-6106 и колес ХВСМ-6102, работающих в паре, изготовленных из одинакового материала (ст. 40Х) и закаленных до HRC 45-53, обнаружено равенство абсолютных значений приращений радиуса основной окружности:  $\Delta r_{o,1} = |\Delta r_{o,2}|$ . Причем для ведущих шестерен это приращение положительно, для ведомых колес – отрицательно.

Параметры кривых нормального распределения радиусов основной окружности во всех случаях определены с надежностью 95%.

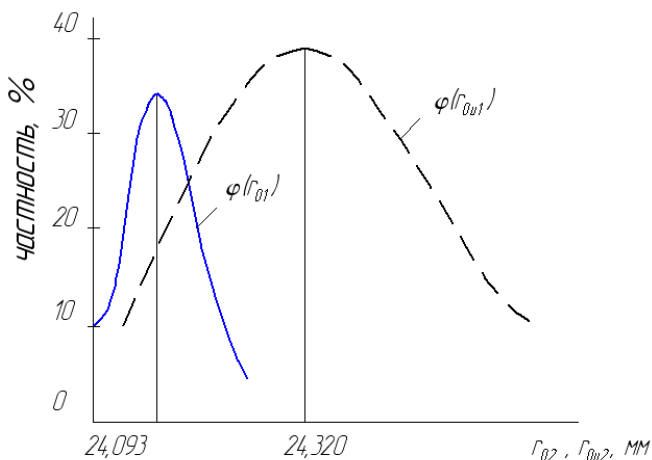


Рисунок 2.3 - Кривые нормального распределения величин радиуса основной окружности шестерен:

$r_{o,1}$  – новых,  $r_{o,и1}$  - изношенных

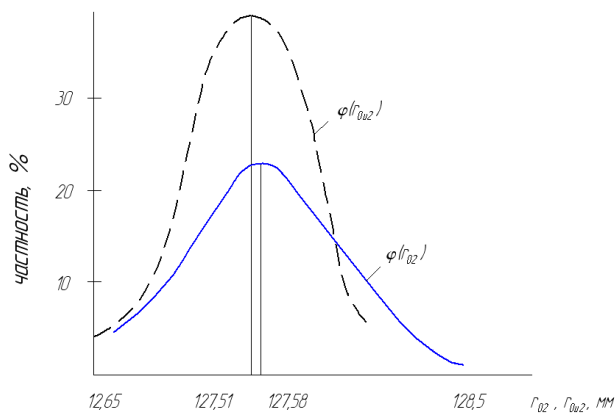


Рисунок 2.4 - Кривые нормального распределения величин радиуса основной окружности ведомых колес:  $r_{o,2}$  – новых,  $r_{o,и2}$  - изношенных

Рассмотрим, как влияет износ ведущей шестерни на работу зубчатой пары. С увеличением радиуса основной окружности шестерни полюс зацепления перемещается из точки  $P$  в точку  $P^I$  (рисунок 2.5). В результате линия зацепления уже не делит линию центров передачи на отрезки, пропорциональные передаточному числу.

В связи с увеличением радиуса основной окружности на величину  $\Delta r_{0,1}$  и радиуса начальной окружности на величину  $\delta r_1$  передаточное число уменьшается в сравнении с его средним значением, определяемым отношением числа зубьев  $u = \frac{Z_2}{Z_1}$ .

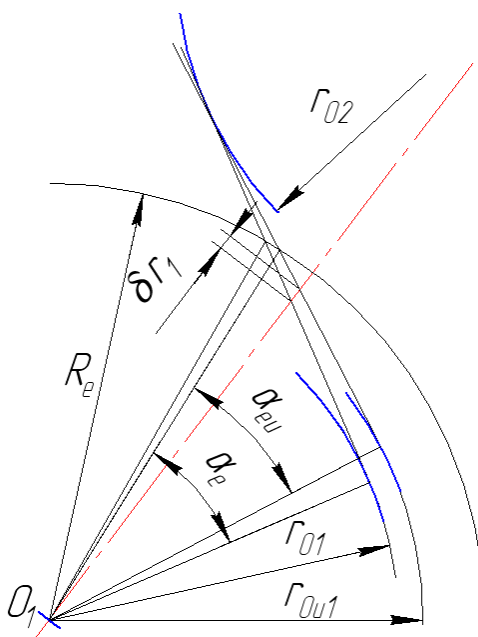


Рисунок 2.5 - Схема расчета смещения полюса зацепления

Следовательно, в продолжение работы одной пары зубьев ведомое колесо будет вращаться быстрее, чем это

определено кинематическим расчетом. При зацеплении следующей пары зубьев произойдет удар, ведомое колесо затормозится, чтобы затем опять разогнаться в пределах работы новой пары зубьев.

$$\delta_{\eta} = \frac{r_{o,1}}{a_w \cos \alpha} (u \Delta r_{o,1} + |\Delta r_{o,2}|),$$

где  $a_w$  – номинальная величина межосевого расстояния;

$\alpha$  - угол зацепления работающей передачи;

$|\Delta r_{o,2}|$  - абсолютная величина изменения радиуса основной окружности ведомого колеса.

В порядке обобщения материала, имеющегося в литературе, нами предлагается метод исследования изношенных зубчатых передач, работающих в абразивной среде. Метод состоит в том, что в изношенный профиль с известной аппроксимацией вписывается эвольвента. Участки кривой изношенного профиля, которые не совпадают с вписанной нами эвольвентой, будем рассматривать как погрешность профиля [118, 119, 128].

Такая замена действительного профиля новой эвольвентой производится для того, чтобы свести расчет изношенных колес к методам, применяемым для новых, неизношенных колес. В этом случае появляется возможность подойти к изучению, например, динамики изношенной передачи так же, как и передачи, составленной из новых колес, но имеющих разный основной шаг.

Зная, что ножка зуба получает больший количественный износ, чем головка, можно с уверенностью сказать, что эвольвента, вписанная в изношенный профиль, имеет меньшую кривизну, чем эвольвентный профиль нового зуба. Тогда радиус  $r_{ои}$  основной окружности изношенного колеса будет несколько больше радиуса  $r_o$  основной окружности неработавшего колеса (рисунок 2.3). Со-

отношение между величинами  $r_{oi}$  и  $r_o$  будет постоянно меняться.

Измерением изношенных шестерен ХВСМ-6106 получены экспериментальные точки 1, 2, 3...7 (рисунок 2.6), характеризующие приращение  $\Delta r_{o,l}$ , радиуса основной окружности в зависимости от изменения длины общей нормали  $L$  при наличии износа. Кривая  $a$  графика выравнивает полученную эмпирическую зависимость. Параметры кривой найдены методом наименьших квадратов:

$$\Delta r_{o,l} = 0,33\sqrt{\Delta_{II}L},$$

где  $\Delta_{II}L$  - разность между значениями длины общей нормали новой и изношенной шестерни, мм. [126, 129].

Нами найдена аналитически зависимость между некоторыми параметрами зацепления изнашиваемого и нового колес.

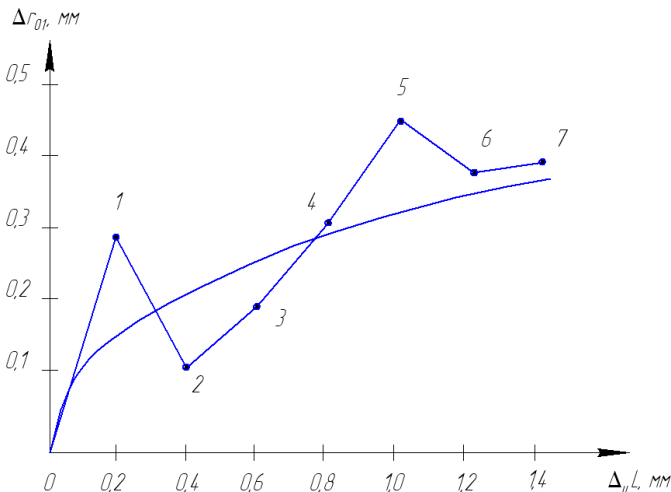


Рисунок 2.6 – Зависимость приращения радиуса основной окружности от величины износа

В статье [128] нами получены соотношения между эвольвентными углами исходной и вписанной в ходе аппроксимации кривой в изношенный профиль. Проследим за поведением (рисунок 2.2) рабочего участка линии зацепления в изнашиваемой передаче.

Поскольку точки контакта сопряженных профилей лежат выше теоретической линии зацепления (кроме позиции 5 и 6), то, очевидно, и положение действительной линии зацепления не остается постоянным. Линия зацепления, а с ней и полюс зацепления смещаются по мере нарастания износа профилей. Меняет свое положение и рабочий участок линии зацепления по длине последней. Предварительно установим 3 возможных комбинации новых и изношенных колес при комплектовании зубчатых пар:

1) изношенное ведомое колесо работает в паре с новой ведущей шестерней или в работающей передаче, составленной из новых колес; в силу определенных конструктивных факторов происходит интенсивное изнашивание профиля зуба ведомого колеса при незначительном изнашивании профилей зубьев ведущего ( $\Delta r_{o,1}=0$ );

2) ведущая шестерня изношенная, ведомое колесо новое или в работающей передаче происходит интенсивное изнашивание ведущих профилей, в то время как износ ведомых практически не наблюдается ( $\Delta r_{o,2}=0$ );

3) оба колеса пары изношенные, причем материал и термообработка обоих колес одинаковые, что дает одинаковые по абсолютной величине приращения  $\Delta r_{o1}$  и  $\Delta r_{o2}$  радиусов основных окружностей колес.

Для трех названных случаев подсчитаны величины рабочих участков  $B_1B_2$  линии зацепления, на основании которых построены графики (рисунок 2.7) [129]. При построении графиков по оси абсцисс откладывается длина линии зацепления, на оси ординат – приращение радиуса основной



окружности. За неизменное принято положение полюса зацепления  $P$ .

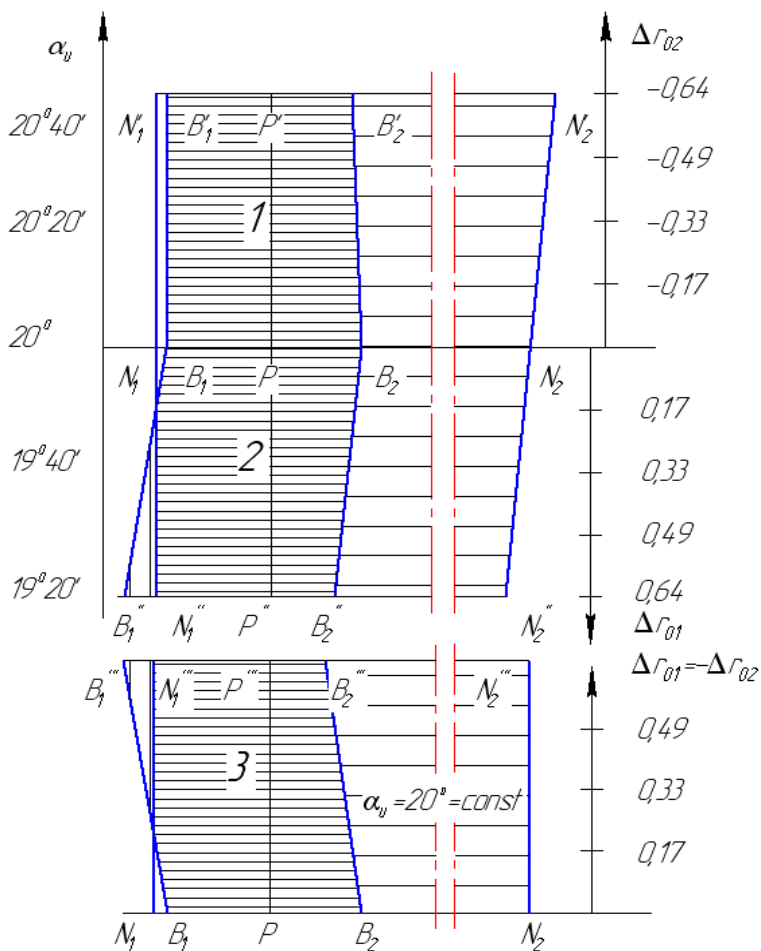


Рисунок 2.7 – Смещение рабочего участка линии зацепления для изнашиваемой зубчатой пары

При условии  $\Delta r_{o1}=0$  и  $\Delta r_{o1}=|\Delta r_{o2}|$  (соответственно случаи 2 и 3) рабочий участок  $B_1B_2$  линии зацепления смещается в сторону точки  $N_1$  касания линии зацепления  $N_1N_2$  с основной окружностью ведущей шестерни. При вполне определенном увеличении радиуса  $r_{ou1}$  основной окружности изношенной ведущей шестерни при изнашивании ( $r_{ou1} \approx 1,01 r_{o1}$ ) начинается явление интерференции зацепления. По определению В.Д. Андожского [105], интерференцией зацепления называется контакт профилей вне линии зацепления.

В рассматриваемом случае зубцы вступают в контакт на внешнем участке линии зацепления (за точкой  $N_1$ ). Это обстоятельство должно было бы сопровождаться заклиниванием зубьев. Заклинивания не происходит только благодаря увеличившемуся боковому зазору в зацеплении. Однако сама возможность появления заклинивания неблагоприятно скажется на работоспособности передачи, так как нарушается плавность зацепления.

Поскольку случаев поломок зубьев не наблюдалось даже при износе до полного заострения зубьев, то найдем предельную величину износа зуба по толщине из тех соображений, что зуб изнашивается до заострения на вершине. Дальнейшая эксплуатация шестерен повлечет за собой обламывание вершин зуба, заклинивание и опасность аварии.

Следовательно, необходимо найти параметры эвольвенты, вписанной в изношенный профиль таким образом, чтобы она проходила через точку  $B_1$  (рисунок 2.8)

Толщина вершины зуба шестерни беззазорной нулевой передачи составляет, как показали расчеты, 2,02 мм. С учетом утонения зуба для создания бокового зазора и износа  $\delta_\phi$  профиля в непосредственной близости от вершины зуба принимаем величину  $S_{e\text{ пред}}$  равной 1,7 мм.

Решения полученных уравнений [128] методом последовательных приближений позволило получить пре-

дельную величину износа ведущей шестерни (рисунок 2.8) ( $Z=17$ ) по дуге делительной окружности примерно 30% от толщины зуба [129].

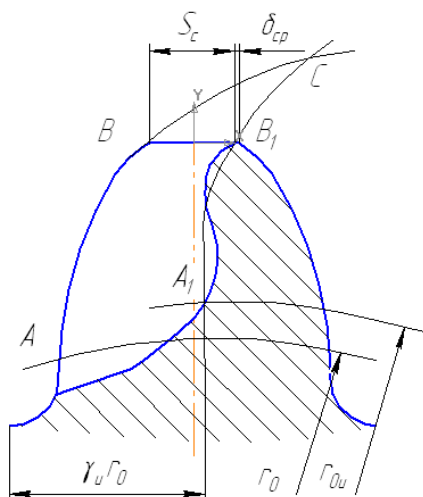


Рисунок.2.8 - Схема определения предельной величины износа

На основании сказанного сделаем следующие выводы:

1. При изнашивании зубьев линия зацепления и рабочий участок линии зацепления не остаются неизменными.
2. Между износом зуба по толщине и величиной радиуса основной окружности установлена вероятностная связь, для которой найдено конкретное математическое выражение.

#### **2.4. Оценка влияния величин допусков элементов размерной цепи на шахматное расположение шпинделей**

Наблюдения за работой новых хлопкоуборочных машин обнаруживают, что при установке шпинделей в

шахматном порядке с соблюдением принятой последовательности регулировки ширины рабочей щели имеет место соударение бобышек верхних дисков смежных барабанов. Одна из основных причин возникновения соударения – недостаточно обоснованный выбор точности изготовления деталей, размеры которых служат составляющими звеньями размерной цепи, а замыкающим звеном является отклонение от исходного шахматного положения [130, 131].

Задача нашей работы сводится к определению соответствия точности изготовления деталей и величины износа их в процессе эксплуатации техническим условиям на замыкающее звено.

В работе рассмотрен зубчатый механизм привода аппарата машин 17ХВ – 1,8Б и 14ХВ – 2,4 с ведущей шестерней ( $Z=30$ ) между передним и задним барабанами. Размеры и их допуски для деталей принимали по рабочим чертежам машины. Погрешности изготовления деталей и их смещения, вызываемые зазорами в сопряжениях, суммируются на замыкающем звене.

Величина замыкающего звена определяется расчетом размерной цепи, составляющими звеньями которой являются размеры деталей кинематической цепи между валами передней пары барабанов, от оси колеса  $Z_1$  до оси  $Z_4$ . В расчете погрешности замыкающего звена участвуют: погрешности ширины шпоночного паза и расположения осей симметрии пазов на валах и в ступицах верхних дисков барабанов и колес ( $Z_1$  и  $Z_4$ ); зазоры в сопряжениях этих колес с валами; смещение деталей поводкового механизма относительно соответствующих валов; отклонения межосевых расстояний зубчатых передач, их эксцентритет и боковой зазор в зацеплении согласно ГОСТ 1643 -56 для зубчатых колес степени точности 10Х.

Принято, что зазоры в сопряжении вал - отверстие выбираются в направлении результирующей силы, дей-

ствующей на каждое звено. Смещение деталей привода, в конечном счете, отражается на изменении межосевого расстояния данной передачи. Положительные или отрицательные приращения межосевого расстояния через тангенс угла зацепления пересчитывались на величину бокового зазора. В итоге был получен суммарный зазор, соответствующий дуге, в пределах которой колесо  $Z_4$  отстает от колеса  $Z_1$  при вращении последнего.

Расчет размерной цепи производился теоретико-вероятностным методом, основанном на законе квадратического сложения погрешностей. Этот метод учитывает рассеивание размеров деталей, а получаемая в результате расчетов величина замыкающего звена является наиболее вероятной [132]. Причем во всех случаях условно принято, что рассеивание размеров деталей подчиняется нормальному закону (коэффициент асимметрии равен 1, коэффициент относительного рассеивания - 0).

В результате поверочного расчета размерной цепи установлено, что в новой, не бывшей в эксплуатации, машине может иметь место отклонение от исходного шахматного расположения шпинделей в пределах от 4,11 мм до 6,31 мм при среднем значении 5,21 мм (по дуге делительной окружности колеса).

Эти данные служат основой технических норм на отклонение шпинделя от шахматного расположения и заложены в технические условия на изготовление машин.

Более точные расчеты показывают, что величины погрешности замыкающего звена могут стать соизмеримы с величиной окружного шага зацепления, равного 9,42 мм. Они не могут быть выявлены при шахматном расположении шпинделей в нерабочем состоянии машин, так как зазоры в сопряжениях выбираются при включении аппарата в работу.

При проведении исследования можно заранее делать посыл о том, что в период сборки новой машины можно предвидеть нарушение шахматности шпинделей благодаря выбору зазоров в зацеплении, что наступит при включении машины в работу. Следовательно, при регулировке шахматности шпинделей барабан на валу колеса  $Z_4$  должен быть установлен с упреждением. Поскольку погрешность замыкающего звена достигает в среднем  $\frac{1}{2}$  шага зубчатого зацепления, то и барабану необходимо иметь такую величину предварительного смещения в сторону вращения. Практически это достигается перестановкой зубчатого колеса  $Z_4$  на второй шпоночный паз (специально выполняемый со смещением на  $\frac{1}{2}$  углового шага колеса) с тем, чтобы зуб колеса сместился от его исходного положения на  $\frac{1}{2}$  шага против вращения барабана в работающей машине. Такой прием позволит увеличить срок службы аппарата до следующей регулировки.

В период эксплуатации машины вследствие износа деталей отклонение шпинделей от исходных значений увеличивается. По данным Г.А. Мишутина и З.Х. Сайфи [133] в 47% случаев шпиндельные барабаны имеют разбитые верхние диски и в процессе ремонта требуют замены.

По данным тех же авторов, у колес  $Z_1$  и  $Z_4$  после двух-трех сезонов уборочных работ из-за износа шпоночного соединения взаимное перемещение барабанов составляет в среднем 8,2 мм. В связи с этим было высказано предложение перейти к неподвижным соединениям зубчатых колес с валами шпиндельных барабанов.

По результатам наших исследований, проведенных в опытном хозяйстве «Малик» Сырдарьинской области, средние величины износа зубьев за сезон работы, измеренные по постоянной хорде, для колес  $Z_1$  и  $Z_4$  составили 0,33 мм, а для колес  $Z_2$  и  $Z_3$  – 0,57 при максимальных значениях соответственно 0,78 и 0,98 мм.

Анализ влияния составляющих звеньев размерной цепи на величину замыкающего звена обнаружил, что решающее значение имеют погрешности изготовления следующих элементов (по степени их значимости): шпоночных соединений, зубчатого зацепления и деталей шарнира поводкового механизма. Отсюда следует вывод о необходимости увеличения точности шпоночного соединения зубчатых колес и верхних дисков барабанов. Для изделий серийного производства точность размера ширины паза втулки шпоночного соединения рекомендуется принимать как основное отверстие 3 класса точности (ГОСТ 7227-58), но не 4, как это принято в рабочих чертежах машины. Это положение остается в силе и в том случае, если для обеспечения жесткости соединения (вал-колесо) будет осуществлен переход к коническому соединению.

Кроме того, предлагается установка барабана в процессе сборки машин с упреждением на  $\frac{1}{2}$  шага зацепления, что позволит увеличить межремонтный ресурс и уменьшить вероятность соударения бобышек верхних дисков.

Для более тщательного исследования рассматриваемого вопроса необходимо предварительно изучить износы и законы распределения их величин для зубьев колес и иных деталей привода аппарата. После этого данный метод может быть использован при разработке рекомендаций для установления выбраковочных размеров колес.

## **2.5. Влияние износа зубчатых передач уборочного аппарата хлопкоуборочных машин на шахматность шпинделей**

С нарушением шахматного расположения шпинделей уменьшается количество хлопка, собранного в бункер, увеличивается количество сбитых курачных коробочек.

Этот дефект приводит также к выходу из строя верхних дисков шпindelных барабанов [134]. В связи с этим вопрос о шахматном расположении шпindelей привлек внимание большого числа исследователей. В их работах названы и исследованы следующие конструкционные и эксплуатационные факторы, влекущие нарушение шахматного расположения шпindelей: поводковый механизм и размеры его звеньев (при изменении ширины рабочей щели), длина участков кинематической цепи между ведущим звеном и смежными барабанами, боковые зазоры в зубчатом зацеплении, погрешности элементов размерной цепи, износ зубьев зубчатых передач, шпоночных соединений и других деталей привода и т.д.

Однако в период эксплуатации решающее значение приобретают износы деталей привода. Только из-за увеличения боковых зазоров при изнашивании зубчатых передач смещение шпindelей может оказаться более, чем в 5 раз, выше того, что показывают расчеты без учета износа звеньев.

Такие выводы и побудили нас специально изучить вопрос о влиянии износа зубьев зубчатых колес привода на шахматное расположение шпindelей.

Наши исследования нарушения взаимного положения шпindelных барабанов хлопкоуборочной машины позволили выйти на весьма доступный метод восстановления требуемого положения, исключая разборочные операции.

Увеличивающиеся зазоры в зубчатом зацеплении, как и иные нарушения звеньев размерной цепи, суммировались на замыкающем звене. Нами было предложено ввести компенсирующее звено размерной цепи в виде регулировочного винта. Подобная заявка на изобретение была подана в установленном порядке.

В институте патентной экспертизы пришли к заключению, что введение компенсирующего звена сообще-



ло совершенно новые качества всему приводу. Таким образом, при выдаче А.С. сочли возможным зарегистрировать его как «Привод шпиндельного барабана хлопкоуборочной машины» [131].

Цель изобретения – снижение трудоемкости при восстановлении взаимного положения барабанов, нарушаемого в результате износа зубчатой передачи. Восстановление достигается без разборочных операций, что упрощает регулировку аппарата, делает ее возможной в полевых условиях, снижает трудозатраты. Кроме того, поддержание шахматного расположения шпинделей повышает полноту сбора хлопковых долек с кустов, снижает сбивание курачных (незрелых) коробочек, сохраняет целостность бобышек дисков барабанов, предотвращая их соударение и разрушение.

Сказанное выше говорит о необходимости постоянного контроля взаимного положения барабанов и проведения необходимых регулировок в период работы машины.

Кроме того, увеличивается значение высказанного ранее предложения по установке барабана в процессе подготовки машины к работе с упреждением на  $\frac{1}{2}$  шага зацепления.

Измерениями установлено, что в результате погрешностей монтажа, деформаций базисных деталей привода в процессе эксплуатации и т.д. условия зацепления существенно отличаются от идеальных, что ведет к возникновению радиальных нагрузок или уменьшению коэффициента перекрытия, к высокой концентрации нагрузки по длине зуба.

В связи с существенным влиянием износа зуба на шахматное расположение шпинделей разработано устройство, позволяющее производить регулировку шахматности без разборки привода.

Исследования влияния точности деталей привода на шахматное расположение шпинделей позволили сделать

вывод о необходимости повышения точности шпоночного соединения зубчатых колес и верхних дисков барабанов с 4 до 3 класса точности по ГОСТ 7227-58. Кроме того, установлено преобладающее влияние износа зубьев зубчатых колес на шахматное расположение шпинделей. Рекомендована установка барабана с упреждением на  $\frac{1}{2}$  шага зацепления при регулировках шахматности.

Сравнение точностных параметров изношенных передач с исходными величинами обнаруживают улучшение большинства из этих параметров в процессе изнашивания, что служит основанием для объяснения ухудшения плавности работы изношенных передач не за счет ухудшения точностных параметров, а только за счет изменения радиусов основных окружностей сопряженных колес, смещения полюса зацепления.

### **3. Исследование функции жесткости изнашиваемого зацепления**

#### **3.1. Расчет величины деформации зуба [135]**

В предлагаемой работе сделана попытка определить деформацию зуба в функции износа его по толщине на основе полученных ранее зависимостей изменения формы зуба шестерни открытой зубчатой передачи привода уборочного аппарата хлопкоуборочной машины ХТ- 1,2 [32].

Упомянутые зависимости связывают изменение параметров эвольвентного профиля с износом зуба по толщине. Имеется в виду, что профиль остается очерченным эвольвентой с параметрами, зависящими от величины износа зуба [32].

Вычисления произведены при следующих допущениях: зуб рассматривается как консольная балка, защемленная в основании, положение опасного сечения считается неизменным, изгибные напряжения распределяются в

поперечных сечениях зуба в соответствии с гипотезой плоских сечений, зуб нагружается нагрузкой, приложенной вдоль одной контактной линии.

В технической литературе имеются сведения об определении деформации зубьев неизношенных колес внешнего и внутреннего зацепления, например, в работах [111, 136]. Воспользовавшись выявленной ранее закономерностью [32] изменения формы зуба, применим известные зависимости для определения деформации изношенного зуба [135]. После элементарных преобразований уравнения [136] получаем в общем виде следующее выражение для определения упругого перемещения зуба, вызванного действием нормальной силы и направленного вдоль линии действия силы:

$$\delta = \frac{P_n S_m^3 \cos^2 \beta}{E J_m} \cdot \left( \int_a^e \frac{y^2 dy}{S_y^3} + \lambda \int_a^e \frac{y dy}{S_y} \right) - \frac{0,5 P_n S_m^3 \cdot \sin 2\beta}{E J_m} \int_a^e \frac{y dy}{S_y^3} + \frac{P_n \cdot \sin^2 \beta}{E} \int_a^e \frac{dy}{S_y}, \quad (1)$$

где  $P_n$  - нормальная нагрузка, Н/мм;

$E$  - модуль упругости материала колеса, Н/мм<sup>2</sup>;

$J_m$  - момент инерции защемленного сечения, мм<sup>4</sup>;

$S_y$  - толщина зуба в сечении, находящемся на расстоянии  $y$  от оси  $x$ , мм;

Значения остальных величин видны из схемы (рисунок 3.1).

Зуб представляет собой балку переменного сечения. Для удобства проведения расчетов он разбивается на пять объемов, пять участков интегрирования (рисунок 3.1).

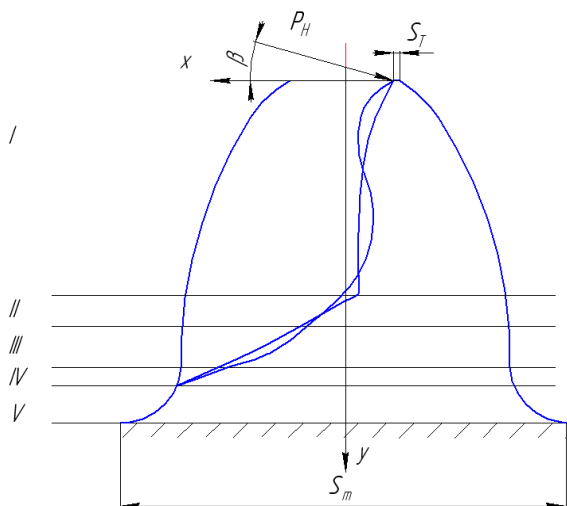


Рисунок 3.1 – Схема к расчету деформации зуба

На участке *I* в действительную кривую изношенного профиля вписана эвольвента, параметры которой изменяются по мере нарастания износа [32, 135]. На участках *II-IV* переходная кривая, лежащая вне эвольвентного профиля, для простоты расчетов заменена прямой.

Расчеты произведены для конкретного случая изнашивания ведущих шестерен ( $Z=17$ ,  $m=3$  мм) привода уборочного аппарата хлопкоуборочной машины ХТ-1,2.

Для случая приложения нагрузки к вершине зуба уравнения текущего значения толщины  $S_y$  зуба и пределы интегрирования будут следующими:

$$\text{I } a_1 = 0 \leq y \leq a_1 = 4,538 - \Delta r_o$$

4,538 – разность между радиусами окружности головок и основной окружности.

$$S_y^I = Nr_e - Ry - (r_e - y)(tg \arccos \frac{r_o + \Delta r_o}{r_e - y} + tg \arccos \frac{r_o}{r_e - y} - \\ - \arccos \frac{r_o + \Delta r_o}{r_e - y} - \arccos \frac{r_o}{r_e - y});$$

$$\text{II } a_2 = 4,538 - \Delta r_o \leq y \leq \vartheta_2 = 4,538$$

$$S_y^{II} = L + My - (r_e - y)(tg \arccos \frac{r_o}{r_e - y} + \arccos \frac{r_o}{r_e - y})$$

$$\text{III } a_3 = 4,538 \leq y \leq \vartheta_3 = 5,6$$

$$S_y^{III} = H + Qy;$$

$$\text{IV } a_4 = 5,6 \leq y \leq \vartheta_4 = 5,85$$

$$S_y^{IV} = K + Qy - \rho \sin \arccos \frac{y - a_4}{\rho};$$

$$\text{V } a_4 = 5,85 \leq y \leq \vartheta_5 = 6,75$$

$$S_y^V = S_m - 2\rho \sin \arccos \frac{y - a_5}{\rho}$$

В этих выражениях:

$r_o$  - радиус основной окружности колеса;

$\Delta r_o$  - приращение радиуса основной окружности в процессе изнашивания профиля;

$r_e$  - радиус окружности, проходящей через точку приложения силы, в данном случае – радиус окружности головок зубьев;

$S_m$  - толщина зуба на окружности ножек.

Другие величины  $N$ ,  $R$ ,  $L$  и т.д. получены в результате упрощения выражений и группировки подобных членов. Причем все они изменяются с нарастанием износа, а  $N$  и  $L$  зависят еще и от положения точки приложения нагрузки на профиле зуба.

Для случая приложения нагрузки к профилю ведущего зуба в момент его входа в зацепление пределы интегрирования по каждому участку будут изменяться по мере нарастания износа в связи с тем, что основной шаг колес и коэффициент перекрытия зацепления при изнашивании изменяются, точка приложения силы смещается относительно сечения заделки балки (зуба).

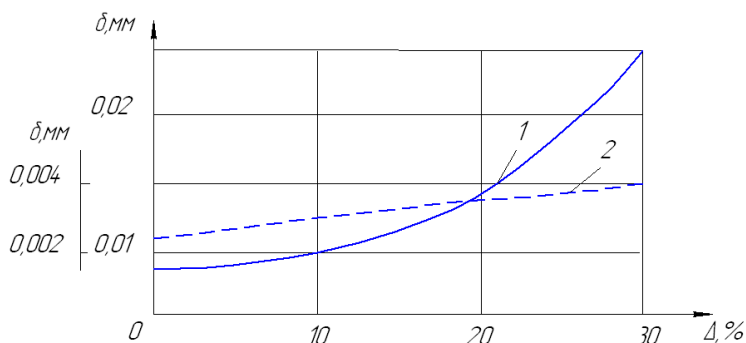


Рисунок 3.2 - Зависимость деформации от износа ведущего зуба по толщине при приложении нагрузки: 1 - к вершине; 2 - в момент входа зуба в зацепление

Расчеты произведены на ЭВЦМ «Мир» путем приближенного вычисления интегралов по методу Симпсона. Для проверки результатов вычисления на ЭВЦМ были вычислены величины деформации для участка III (новый и изношенный зуб при разной степени износа) и для участка V (только деформация нового зуба). Интегралы при вычислении деформации III-го участка зуба ( $S_y^{\text{III}} = H + Qy$ ) поддаются точному интегрированию, а для участка V произведено приближенное вычисление по методу трапеций. Проверка подтвердила правильность произведенных вычислений на машине. Результаты вычислений представлены на рисунке 3.2.

### **3.2. Жесткость пары зубьев изнашиваемых зубчатых колес**

В чисто кинематических (несиловых передачах) жесткость зацепления (зубьев) не оказывает никакого влияния на плавность работы передач. В этом случае кинематические и акустические характеристики передачи зависят только от степени их точности. В нагруженных цилиндрических передачах (высокоточных и не очень точных) жесткость зацепления влияет на плавность работы передачи как в качественном, так и в количественном отношении [137].

При переходе от зоны однопарного зацепления к зоне двухпарного и наоборот происходит периодическое изменение жесткости, в результате чего нагруженная передача, даже не имеющая погрешности зацепления, передает движение неравномерно. Переменную жесткость зубьев, вызывающую неравномерность вращения в нагруженной передаче, можно рассматривать с точки зрения динамики как возбудитель колебаний. На статическую нагрузку накладываются динамические, вызываемые силами инерции колебательного процесса.

Влияние переменной жесткости зацепления на динамику передач высокой и средней степени точности рассмотрено в работах советских и зарубежных исследователей, например [139, 138] и др.

Из этих работ следует, что экспериментальные данные лучше согласуются с расчетными в том случае, когда принимается синусоидальный (или близкий к нему) закон изменения жесткости зацепления вместо линейного или ступенчатого. Причем переменная жесткость зацепления оказывает существенное влияние на динамику скоростных передач. При малых скоростях вращения, где находят применение зубчатые колеса низкой степени точности, коэффициент динамичности растет из-за периодической по-

грешности формы профиля [140]. Однако, количественная сторона для каждого типа передач нуждается в теоретической и экспериментальной проверке.

В передачах невысокой степени точности двухпарное зацепление невозможно ввиду большой разности основных шагов. Следовательно, необходимо специальное исследование функции жесткости передач низкой степени точности. Влияние переменной жесткости на плавность работы передачи здесь будет затемнено влиянием ошибок геометрических параметров зубчатой пары. Эти передачи, как правило, подвержены большим износам и влияние последнего нельзя не учитывать.

В результате деформации зубьев эвольвентный профиль отклоняется от своего теоретического положения [135]. Причем деформация ведущего зуба при его передвижении по линии зацепления увеличивается с перемещением точки контакта от его основания к вершине, а ведомого зуба – уменьшается, так как точка контакта перемещается от вершины к основанию этого зуба. Это значит, что при входе зуба в контакт он становится связанным, образно говоря, с «подвижной» основной окружностью, радиус которой в процессе работы рассматриваемого зуба изменяется: ведущего уменьшается, ведомого увеличивается. Происходят квазигеометрические изменения параметров передачи. Образуется передача с переменным в пределах работы одной пары зубьев передаточным числом; угловая скорость ведомого колеса уменьшается, как результат названных изменений профиля.

На основе уравнения (1) произведен расчет деформации нового и изношенного зуба шестерни для двух моментов приложения нагрузки: в момент входа в зацепление в момент приложения силы к вершине зуба. Деформация изношенных зубьев определена при достижении износа 10,



20 и 30%%. Таким образом, график деформации (рисунок 3.2) задан в зависимости от износа зуба.

Для выявления деформации зуба вдоль линии зацепления были произведены соответствующие вычисления ещё и для случаев приложения нагрузки в точках пересопряжения и в полюсе зацепления [141]. Вычисления касались новых и изношенных зубьев. Получены численные значения величин деформации для строго определенных участков линии зацепления. По этим значениям построены графики (рисунок 3.3), где деформация дана по линии зацепления.

По вычисленным деформациям зубьев произведен расчет удельной жесткости зацепления. Причем суммарная жесткость  $C$  найдена из соотношения

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_k},$$

где  $C_1$  и  $C_2$  – изгибная жесткость ведущего и ведомого зубьев, вычисленная на основе наших расчетов, Н/мм<sup>2</sup>;

$C_k$  – контактная жесткость, принятая по исследованиям [111].

$$C_k = \frac{1}{K_{конт}} = \frac{1}{0,0000095} = 105 \cdot 10^3 \text{ Н / мм}^2.$$

Теоретический характер изменения жесткости вдоль линии зацепления представлен на рисунке 3.3. Расчет произведен в предположении, что в неработавшей передаче основной шаг ведущей шестерни больше основного шага ведомого колеса. При более строгом подходе следовало бы рассмотреть изменение функции в начальный период эксплуатации в зависимости от величины разности основных шагов ( $\Delta t_0 \geq 0$ ).

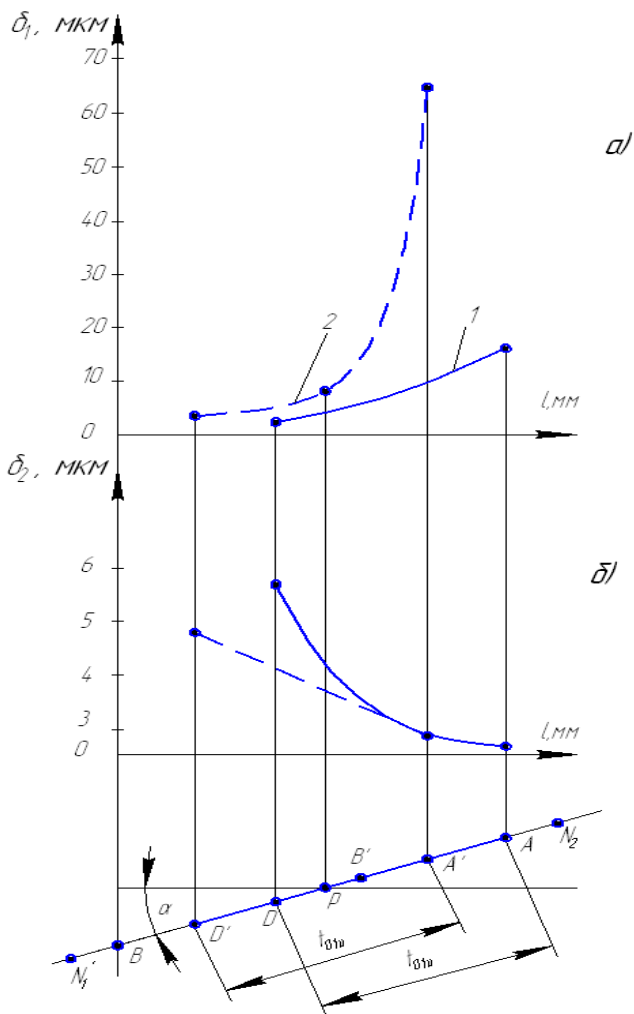


Рисунок 3.3 – Деформация а) ведущего и б) ведомого зубьев вдоль линии зацепления [207]: 1 – нового зацепления; 2 – изношенного зацепления

Для изношенных же передач принято выявленное ранее [32] соотношение, согласно которому основной шаг

ведущего колеса растет, а ведомого уменьшается пропорционально своим радиусам основных окружностей. Ниже будет исследовано влияние ошибок зацепления на характер функции жесткости.

Жесткость зацепления в сочетании с величинами разности основных шагов обусловит возникновение срединного или кромочного удара. В начальный период эксплуатации в результате равновероятного появления положительной и отрицательной ошибки основного шага возможны случаи как кромочного, так и срединного удара. В процессе изнашивания передач и роста основного шага ведущего колеса вероятность возникновения кромочного удара уменьшается, а срединного – растет. Однако по мере утонения зубьев и увеличения их податливости опять растет тенденция к проявлению кромочного удара.

В процессе изнашивания функция жесткости претерпевает изменения. Эти вопросы и рассмотрены на примере конкретной передачи привода рабочего аппарата хлопкоуборочной машины при числе зубьев пары колес  $Z_1=17$  и  $Z_2=90$ .

### **3.3. Жесткость изнашиваемой зубчатой передачи хлопкоуборочной машины с учетом погрешности профиля и шага зубьев [141]**

При наличии разности  $\Delta_0(t_{02} < t_{01})$  основных шагов сопряженных колес на предшествующей паре зубьев должна появиться дополнительная деформация  $\Delta\delta$ , равная этой разности, после чего будет возможно участие второй пары зубьев в передаче усилия. При этом часть  $P_2$  усилия, передаваемая последующей парой зубьев, будет возрастать с ростом названной погрешности  $\Delta_0$ , а усилие  $P_1$ , передаваемое предшествующей парой, уменьшаться на ту же величину. Видимо,

$$\Delta P = \delta C = \Delta_0 C ,$$

где  $\Delta P$  - приращение нагрузки, Н/мм;

$\delta C$  - деформация зубьев, мм;

$C$  - жесткость предшествующей пары зубьев, Н/мм<sup>2</sup>;

$\Delta_0$  - разность основных шагов, мм.

Двухпарное зацепление при наличии погрешности профиля будет возможно при условии

$$\Delta_0 < \delta_1 + \delta_2 + \Delta f , \quad (2)$$

где  $\Delta f$  - погрешность профиля зуба, мм;

Разность основных шагов принято определять как геометрическую сумму погрешности основных шагов пары колес

$$\Delta_0 = \sqrt{\Delta t_{01}^2 + \Delta t_{02}^2} .$$

При этом для новых колес погрешность  $\Delta t_{01,02}$  основного шага колес найдена в соответствии с действовавшим в то время стандартом ГОСТ 1643-56, а для изношенных – по соотношениям, полученным ранее [32]:

$$\Delta t_{0iu} = (\chi - 1)t_{01} \text{ и } \Delta t_{0iu} = \frac{\chi - 1}{i} t_{01} ,$$

где  $\chi$  - относительное увеличение радиуса основной окружности ведущей шестерни [128].

На основании расчета получена наиболее вероятная максимальная величина разности  $\Delta_0$  основных шагов новой и изношенной пары соответственно 0,083 мм и 0,17 мм.

Возможность наступления двухпарного зацепления по соотношению (2) определена при значениях погрешностей профиля, соответствующих среднему значению  $\Delta f_{cp}$ , а также минимальному  $\Delta f_{min}$  и максимальному  $\Delta f_{max}$ , найденным в результате измерений [32]. Значения  $\delta_1 + \delta_2 + \Delta f$ , приведенные в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Сравнение погрешности основного шага с суммой деформаций зубьев и погрешностью профилей

Новый зуб		$\Delta_0 = 0,083$	
Обозначение, мм	$\Delta_{f_{\min}} = 0,036$	$\Delta_{f_{cp}} = 0,092$	$\Delta_{f_{\max}} = 0,220$
$\delta_1 + \delta_2 + \Delta f$ , мм	$0,05481 < \Delta_0$	$0,11081 > \Delta_0$	$0,2388 > \Delta_0$
Изношенный зуб		$\Delta_0 = 0,17 \text{ мм}$	
Обозначение, мм	$\Delta_{f_{\min}} = 0,055$	$\Delta_{f_{cp}} = 0,189$	$\Delta_{f_{\max}} = 0,356$
$\delta_1 + \delta_2 + \Delta f$ , мм	$\Delta_0 > 0,12343$	$\Delta_0 < 0,254$	$\Delta_0 < 0,42443$

Из таблицы видно, что для нового зуба при минимальном значении погрешности профиля  $\delta_1 + \delta_2 + \Delta f_{\min} < \Delta_0$ .

Поэтому для нового зуба при  $\Delta f_{\min}$  двухпарное зацепление невозможно, а при значениях  $\Delta f_{cp}$  и  $\Delta f_{\max}$  двухпарное зацепление наступает.

Следовательно, функция жесткости в зависимости от величины погрешности профиля новых колес имеет сложный характер. При большой разности основных шагов и умеренных ошибках профиля жесткость характеризуется кривой 1, 2, 3 (рисунок 3.4 а), а при увеличении ошибок профиля возможно наступление двухпарного зацепления и тогда жесткость будет изменяться по ступенчатой кривой 1, 2, 3, 4, 5, 6 и 7.

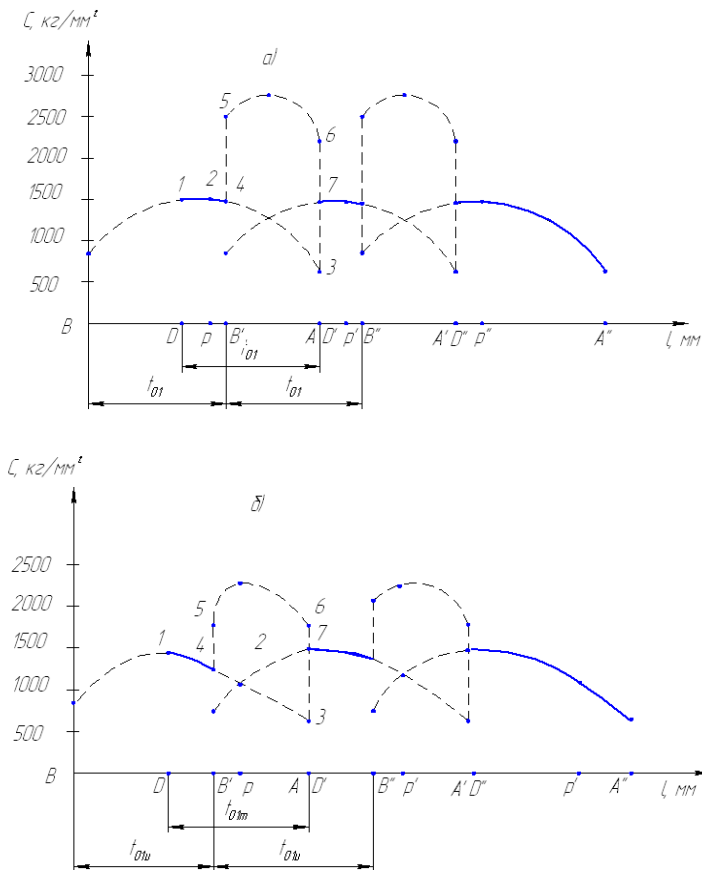


Рисунок 3.4. Функция жесткости зацепления [141]: а) - нового; б) – изношенного.

Функция жесткости для изношенного зацепления показана на рисунке 3.4 б

Величина силы, передаваемой последующей парой зубьев в новой передаче при наличии двухпарного зацепления, определяется по соотношению:

$$P_2 = C(\delta_1 + \delta_2 + \Delta_0),$$

где  $\delta_1$  и  $\delta_2$  - деформация соответственно ведущего и ведомого зубьев последующей пары, мм;

$C$  – жесткость предшествующей пары, Н/мм<sup>2</sup>, определяемая для соответствующих точек линии зацепления по приводимым графикам (рисунок 3.4)

В качестве примера рассмотрим случаи, когда последующая пара зубьев еще не вступает в зацепление в зоне теоретического двухпарного зацепления.

Величины силы, передаваемой зубцами последующей пары  $P_2=0$ . Это возможно при  $\delta_1 + \delta_2 + \Delta f < \Delta_0$ . Тогда  $\Delta f \leq \Delta_0 - (\delta_1 + \delta_2) = 0,083 - (0,002531 + 0,0057056) = 0,0747 \text{ мм}$

Следовательно, при  $\Delta f \leq 0,0747 \text{ мм}$ - двухпарное зацепление невозможно.

Чтобы обеспечить двухпарное зацепление величина ошибки профиля должна быть  $\Delta f > 0,0747$ . Причем величина разности основных шагов  $\Delta_0$  принята в этом случае равной наиболее вероятному максимальному значению для новых колес: 0,083 мм.

Значения  $P_2$  при входе зубьев в зацепление приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 - Часть усилия  $P_2$  при двухпарном зацеплении

Новый зуб	$\Delta_0 = 0,085$	
Обозначение	$\Delta f_{cp} = 0,092 \text{ мм}$	$\Delta f_{max} = 0,220 \text{ мм}$
$C, \text{ Н/мм}^2$	8250	8250
$\delta_1 + \delta_2 + \Delta f - \Delta_0, \text{ мм}$	0,01728	0,1452
$P_2, \text{ Н/мм}^2$	142	Более 150

Граница начала двухпарного зацепления на основании аналогичных расчетов при любых других значениях разности  $\Delta_0$  основных шагов и ошибках  $\Delta f$  профиля показана на рисунке 3.5. Точки названной кривой характеризуют крайнее положение кривой  $a$ - $b$ - $c$ - $d$  когда  $P_2=0$ . Вправо от кривой - при увеличении ошибок  $\Delta f$  и уменьшении разности  $\Delta_0$  основных шагов – доля участия последующей пары увеличивается,  $P_2$  растет до  $P_2=P_n=150 \text{ Н/мм}$ . Этому случаю на плоскости  $\Delta f - \Delta_0$  соответствует кривая  $a_1$ - $b_1$ - $c_1$ - $d_1$ , а заштрихованная зона между названными кривыми – зона наличия двухпарного зацепления. За этой зоной опять наблюдается однопарное зацепление, причем вся нагрузка передается последующей парой зубьев.

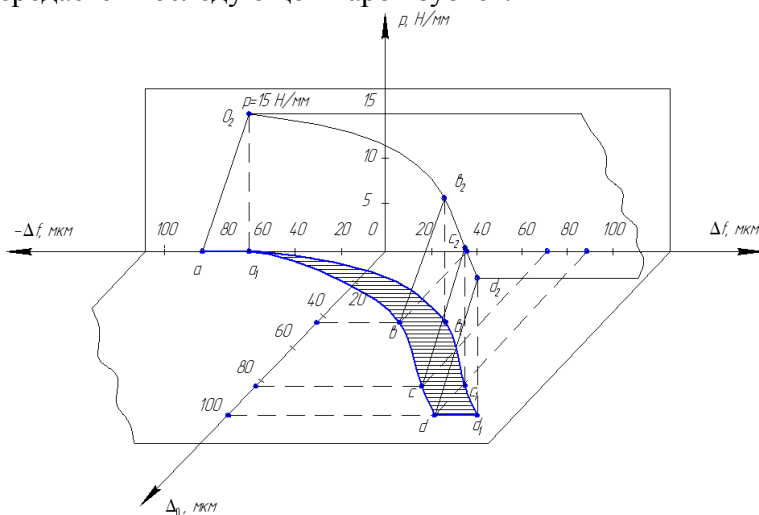


Рисунок 3.5 – Условие существования двухпарного зацепления [141]

На графике (рисунок 3.5), представленном в пространственных координатах, случаю работы последующей



пары соответствует плоскость, проходящая через кривую  $a_2-b_2-c_2-d_2$  и параллельная плоскости  $\Delta f - \Delta_0$ .

Выполненные расчеты позволили сделать выводы о положительных перспективах применения указанного метода для исследования возникновения двухпарного зацепления.

## **Выводы**

1. Результаты расчетов деформации зубьев по приведенным формулам хорошо согласуются с литературными данными, что свидетельствует о правильности принятой расчетной схемы и о возможности применения рассмотренного алгоритма в аналогичных расчетах зубьев колес других машин и механизмов.

2. Получены графики функции жесткости зацепления для изнашиваемых зубчатых передач с учетом величин погрешности профиля, что является новым вкладом в науку о зубчатом зацеплении и расширяет научные сведения о передачах, изменяющих свои параметры при изнашивании.

3. Использование новых, уточненных данных при расчетах изнашиваемых передач позволит повысить точность расчетов и увеличить надежность зубчатых приводов в проектируемых машинах, производить уточненный расчет при определении ресурса зубчатых колес, их сроков службы, допустимых и предельных износов, рекомендаций по дефектовке и замене изношенных зубчатых колес при ремонтных работах.

## **4. Теоретическое и экспериментальное исследование напряженности изнашиваемого зуба**

### **4.1. Изменение основных геометрических параметров и их влияние на прочность зуба при изнашивании передач**

Как установлено [32], в процессе эксплуатации геометрические параметры передачи изменяются. Это относится к углу и линии зацепления, рабочему участку линии зацепления, основному шагу колес и т.д.

В связи с этим для новой и изношенной передачи существуют сугубо свои точки пересопряжения профилей (момент входа и выхода зубьев из контакта на линии зацепления), а следовательно, для этих точек плечо приложения силы тоже оказывает переменным, зависящим от величины износа профилей.

Для зуба ведущего колеса наиболее неблагоприятный случай нагружения приходится на момент выхода его из зацепления, когда сила приложена к вершине зуба. В этом случае плечо приложения изгибающей силы остается постоянной.

При исследовании деформации зуба, когда сечение заделки совпадало с окружностью впадин, плечо изгиба равнялось высоте зуба, а для момента входа в зацепление плечо силы переменное. Но для ведомого зуба и для момента входа и выхода из зацепления плечо изгибающей силы изменяется при увеличении износа зуба (таблица 4.1.)

Из анализа таблицы видно, что для ведущего зуба для моментов входа в зацепление и контакта в полюсе плечо силы изношенного зуба увеличивается соответственно на 16 и 12,5 %. Однако неблагоприятный случай нагружения относится к моменту выхода из зацепления, когда нагрузка приложена к вершине зуба.

Таблица 4.1. Плечо силы при расчете на изгиб \*

Момент приложения нагрузки	Выход из зацепления		В полюсе		Вход в зацепление	
	Новый	Изношенный	Новый	Изношенный	Новый	Изношенный
Ведущий	6,75	6,75	3,75	4,215	2,976	3,456
Ведомый	1,607	1,38	3,75	3,285	5,4	4,17

\* Плечо силы посчитано относительно сечения основания зуба (от окружности впадин колеса)

В этом случае плечо силы остается неизменным в процессе изнашивания зуба. Следовательно, этот параметр не влияет на прочность зуба в продолжение срока службы.

Для ведомого зуба при изнашивании происходит уменьшение плеча приложения нагрузки на 16% для момента выхода зуба из зацепления и на 25% - для момента входа в зацепление. Интерес для исследования представляет именно эта цифра, так как наибольшее плечо изгиба (неблагоприятный случай для ведомого зуба) приходится на момент входа в зацепление. Плечо силы уменьшается почти на 1/4, что говорит об увеличении прочности ведомого зуба по рассматриваемому параметру при изнашивании. Расчеты показывают, что с увеличением износа зуба, величина деформации (см. выше) изношенного ведомого зуба уменьшается по сравнению с деформацией нового зуба. Следовательно, уменьшается и величина напряжений.

Влияние остальных параметров на прочность изнашиваемого зуба рассмотрим только для зуба ведущего колеса.

Аппроксимация действительной кривой изношенного профиля эвольвентной, положенная нами в основу всех расчетов, не может учесть фактических очертаний зуба близ вершины. Интенсивное изнашивание профиля зуба у вершины дает отклонение от теоретической эвольвенты в тело зуба. В связи с этим появляется разница в величине угла давления профиля теоретического и фактического. Теоретический угол давления профиля на окружности выступов колеса уменьшается, а фактически – увеличивается. Влияние угла давления на коэффициент концентрации напряжений в выкружке зуба исследовано специально и количественная оценка погрешности будет особо оговорена ниже. Здесь лишь отметим, что с увеличением угла давления изменяется соотношение между горизонтальной (изгибающей) и вертикальной (сжимающей) составляющими усилия в пользу последней, т.е. влияние роста угла давления идет в направлении уменьшения напряжений изгиба и суммарных напряжений на рабочей стороне зуба. Таким образом, ошибка, допускаемая из-за неточности предпосылок при аппроксимации кривой профиля эвольвентой, идет в запас прочности зуба.

Исследования [32] показали, что коэффициент формы зуба изнашиваемых зубьев ведущих шестерен уменьшается и это ведет к существенному росту величины напряжений. Однако эти исследования были проведены на основе гипотезы плоских сечений, страдающей определенной неточностью.

В связи с этим запланированы и проведены экспериментальные исследования над моделями новых и изношенных зубьев. Предварительные результаты исследования были проверены и подтверждены последующими исследованиями методом фотоупругости.

Для качественной оценки формы излома было изготовлено и доведено до разрушения 18 гипсовых моделей

зубьев (рисунок 4.1.): по 6 моделей новых и изношенных соответственно на 15 и 30 % по толщине зуба ( $m=24$  мм, толщина моделей 10 мм). Визуальная оценка поверхности излома показала ее соответствие нашим представлениям о цилиндрическом сечении. Более тщательное изучение дает основание считать, что очертания опасных сечений повторяют траектории главных напряжений (сравнить с рисунком 4.5). Модели всех новых зубьев разрушались у основания, изношенных – по некоторому наклонному сечению, расположенному выше основания зуба.

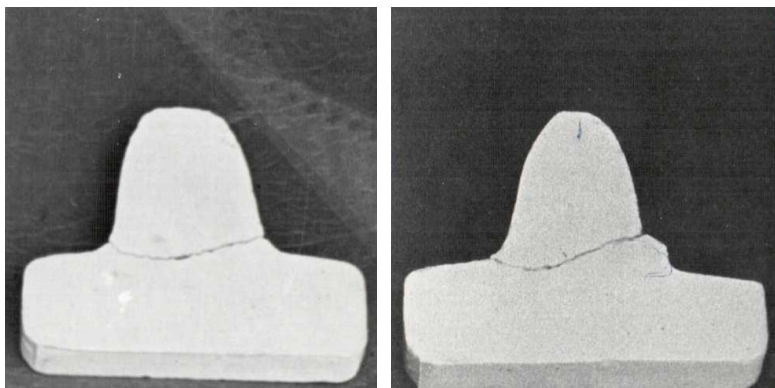


Рисунок 4.1. – Формы излома новых и изношенных моделей гипсовых зубьев

Из экспериментальных исследований видно, что опасное сечение не совпадает с построенным для нового неизношенного зуба, поэтому более оправданно строить расчетное сечение, как для пластины со смещенными вырезами [142] (см. пунктир на рисунке 4.2).

## 4.2. Исследование методом фотоупругости. Напряженность зубьев в зависимости от износа

При расчетах на изгиб новых неизношенных зубьев имеются рекомендации по выбору положения неплоского сечения в опасной зоне [142]. Однако при исследовании напряженного состояния изношенных зубьев таких рекомендаций пока нет. Кроме того, в литературе мало сведений об изменении общей картины напряженности зуба при изнашивании.

Существующие методики расчета зубчатых передач предполагают положение опасного сечения неизменным и независимым от износа зуба. Нами была произведена оценка величин напряжений в различных сечениях изнашиваемых зубьев привода рабочего аппарата хлопкоуборочных машин ХТ-1,2 [32, 122]. Задачей расчета являлось обнаружение качественной стороны изменения напряженности зуба при изнашивании: расчеты производились на основе гипотез ломаных и цилиндрических сечений при нагрузке  $P/b = 1$ .

Расчеты по гипотезе ломаных сечений производились по формуле В.А. Гавриленко [16]. Положение опасного сечения определялось по минимальному значению коэффициента формы зуба. Для расчетов по гипотезе цилиндрических сечений была принята формула Е.М. Гутьяра [143]. Причем, цилиндрическое сечение просто вписывалось в найденное ранее ломаное (см. сечение АВ – рисунок 4.2).

Аналогичный прием использован для построения плоско-ломаного и плоско-цилиндрического сечения  $A_1B_1$ . Параметры изношенных зубьев, необходимые для расчетов, определялись по контурам реальных зубьев (рисунок 4.2, полученных при 20-кратном увеличении зубьев нового и изношенных колес ( $Z=17$ )). Коэффициент концентрации напряжений в сечении АВ для подстановки в формулу Е.М.

Гутьера был найден по формуле Л.И. Цехновича, а в сечении  $A_1B_1$  – по зависимости Тимошенко и Бауда [144].

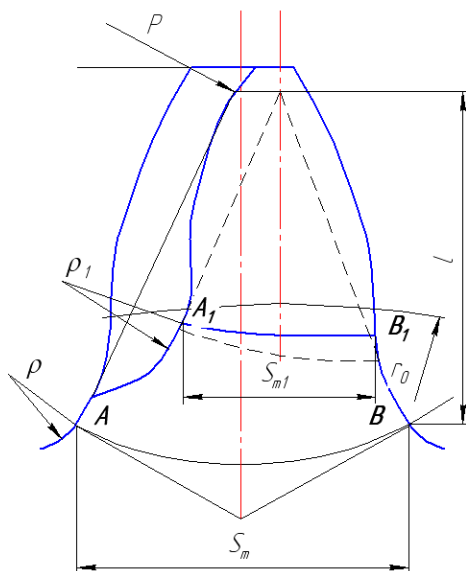


Рисунок 4.2 - Схема к расчету по гипотезам ломаных и цилиндрических сечений [145]

Результаты вычислений по гипотезе цилиндрических сечений представлены в виде графика (рисунок 4.3.) [145], на котором по оси абсцисс отложена величина износа зуба в процентах от его толщины, а по оси ординат – напряжения изгиба. Кривые графика позволяют считать, что в первой стадии изнашивания опасным является сечение  $AB$  – кривая 1. Однако при износах зуба, превышающих 10% его толщины, напряжения в плоскоцилиндрическом сечении  $A_1B_1$  возрастают настолько, что это сечение начинает регламентировать прочность зуба – кривая 2, т.е. становится опасным.

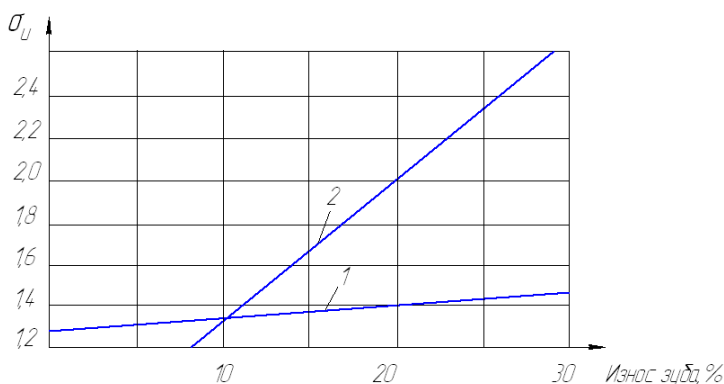


Рисунок 4.3 - Напряжение изгиба в расчетных сечениях зуба [145]: 1 – нового; 2 – изношенного

Нами проведено сравнительное исследование нового и изношенного зубьев с целью выявления особенностей напряженного состояния изношенного зуба на примере ведущей шестерни ( $Z=17$ ) привода рабочего аппарата хлопкоборочной машины ХТ-1,2.

Эксперименты проводились на моделях, изготовленных из авиационного органического стекла, в условиях плоского напряженного состояния [146]. Всего подготовлено шесть моделей зубьев с различной величиной износа профиля.

Нагрузочное приспособление было изготовлено в виде двухплечевого рычага с отношением плеч 1:10, к одному плечу которого подвешен груз, а форма другого плеча имитирует поверхность сопряженного зуба. Для исключения трения в нагруженном контакте ось рычага расположена на касательной к поверхности модели зуба в точке приложения сосредоточенной силы.

Модель зуба была закреплена в упорах так, чтобы влияние воздействия этих креплений в исследуемом опасном сечении у основания зуба было бы незначительным.



Экспериментальные исследования напряженного состояния моделей проводились с помощью оптического метода исследований напряжений в лаборатории кафедры строительной механики ТИИИМСХ на установке ППУ -4 [146].

В связи с тем, что органическое стекло имеет небольшую оптическую активность, исследования проводились по методике, предложенной В.Н. Фроловым [147], основанной на методе Сенармона. Этот метод состоит в следующем: вначале обычным путем зарисовываются изоклины (линии с одинаковыми направлениями главных напряжений) с параметрами через  $5^0$  или  $10^0$  в зависимости от густоты их в данной области модели. Затем поляризатор и установленный на темноту анализатор поворачивается под углом  $45^0$  к параметру выбранной изоклины и вводится слюдяная пластинка  $\frac{1}{4} \lambda$ , так чтобы одна из ее оптических осей совпадала с плоскостью пропускания анализатора. Далее поворотом анализатора через каждые  $5^0$  или  $10^0$  отмечаются точки пересечения передвигающейся темной полосы с этой изоклиной и надписываются около каждой точки значения соответствующих углов поворота анализатора на протяжении всей длины этой изоклины (вращение анализатора должно быть направлено так, чтобы движение темной полосы совершалось в сторону более напряженных участков модели). Повторяя те же операции для всех остальных изоклин, найдем на этих изоклинах аналогичные точки с параметром  $\theta$ . Соединяя точки с одинаковыми значениями  $\theta$  в одну линию, получим изохромы (линии с одинаковой величиной  $\sigma_1 - \sigma_2$ ) с параметрами

$$\theta = const ; \theta = \frac{1}{2} \delta,$$

где  $\delta$  - оптическая разность фаз, пропорциональная разности главных напряжений ( $\sigma_1 - \sigma_2$ ).

Таким образом, были получены совмещенные картины изоклин и изохром для нового и изношенных зубьев (рисунок 4.4 а и б) и траекторий главных нормальных напряжений (изостат) (рисунок 4.5).

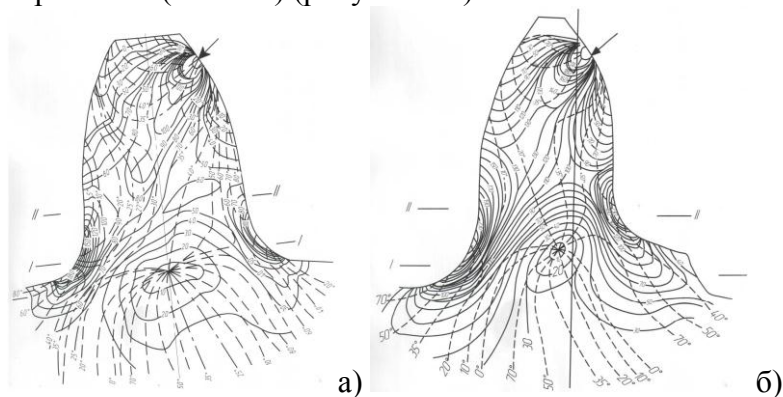


Рисунок 4.4 - Совмещенные картины изоклин и изохром зубьев: а) - нового; б)- изношенного

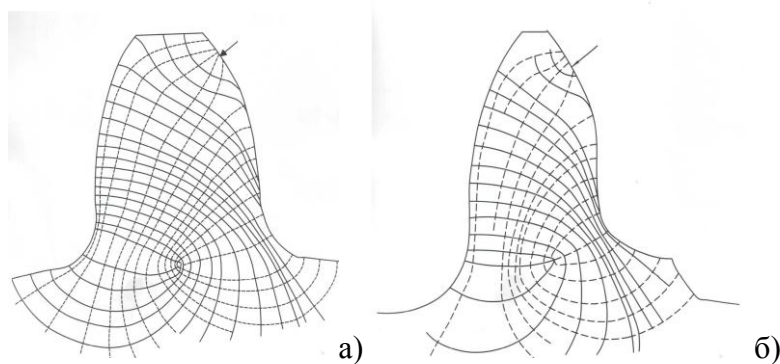


Рисунок 4.5 Траектории главных напряжений зубьев: а) - нового; б)- изношенного

Из этих рисунков видно, что для нового зуба естественное сечение имеет фиктивный центр кривизны, практически расположенный на оси симметрии, а для изношенного зуба естественное сечение повернуто в сторону

действия нагрузки. Кроме того, результаты эксперимента наглядно показывают характер распределения напряжений по опасным сечениям. При этом можно сделать следующие выводы:

1. При нагрузке, перпендикулярной к контуру, приложенной вблизи вершины зуба, точки с максимальными напряжениями на сторонах растяжения и сжатия во всех зубьях не лежат на одном плоском поперечном сечении зуба: в зоне растяжения несколько выше, чем в зоне сжатия. Уже одно это говорит не в пользу методики плоских сечений при расчетах зубьев на изгиб.

2. Напряжения  $\sigma_{\max}^{с.жс}$  в зоне сжатия численно больше, чем напряжения  $\sigma_{\max}^P$  в зоне растяжения.

3. При изнашивании зуба максимальные напряжения растяжения в опасном сечении растут более интенсивно, чем напряжения сжатия [146].

Так для нового зуба получено их отношение

$$\frac{\sigma_{\max}^P}{\sigma_{\max}^{с.жс}} = \frac{130}{210} = 0,619,$$

а для изношенного на 30% по толщине

$$\frac{\sigma_{\max}^P}{\sigma_{\max}^{с.жс}} = \frac{260}{280} = 0,928,$$

т.е. напряжения растяжения в сравнении с напряжениями сжатия выросли полуторократно. Это явление объясняется большим ростом напряжений растяжения, которые для предельно изношенного зуба возрастают в 2 раза в сравнении с новым ( $260/130=2$ ), тогда как напряжения сжатия для изношенного зуба увеличиваются лишь на  $1/3$  ( $280/210=1,33$ ).

4. На основании проведенных исследований предложена методика [145] построения расчетного неплоского сечения изношенных зубьев.

### 4.3. Изменение коэффициентов концентрации напряжений изнашиваемого зуба

Исследованию коэффициентов концентрации напряжений в выкружке зуба новых колес посвящен ряд работ, например [148, 149]. Однако остается неизученным вопрос об изменении коэффициентов концентрации напряжений по мере изнашивания зубьев зубчатых передач. На основании названных выше опытов (п.4.2) произведены специальные исследования.

Цель исследования: выявить изменение напряженного состояния зубьев при изнашивании и проследить за изменением коэффициента концентрации напряжений.

Для удобства сравнения различных моделей между собой положение расчетного сочетания принято неизменным по высоте зуба при любой стадии изнашивания последнего. Однако изохроматические поля в основании зубьев с различной величиной износа не идентичны (рисунок 4.4). Густота изохром, характеризующая градиент главных напряжений в расчетном сечении, перемещалось по высоте основания зуба в зависимости от степени износа профиля. Сечение, найденное по методу Льюиса, оказалось для исследуемого зуба выше мест концентрации напряжений. Поэтому расчетное сечение было принято с учетом мест появления первичных трещин в галтели реального зуба и пересекает область концентрации напряжений всех зубьев.

В результате эксперимента методом численного интегрирования, выполненного по методике [147], были получены компоненты главных и касательных напряжений вдоль расчетного сечения.

Эпюры напряжений  $\sigma_y$  для трех частных случаев нового зуба и двух изношенных на величину соответственно 15 и 30% их толщины – показаны на рисунке 4.6. Для получения возможности сопоставления результатов

эксперимента с литературными данными [149] (с учетом пересчета на систему СИ) эпюры напряжений построены в долях внешней нагрузки.

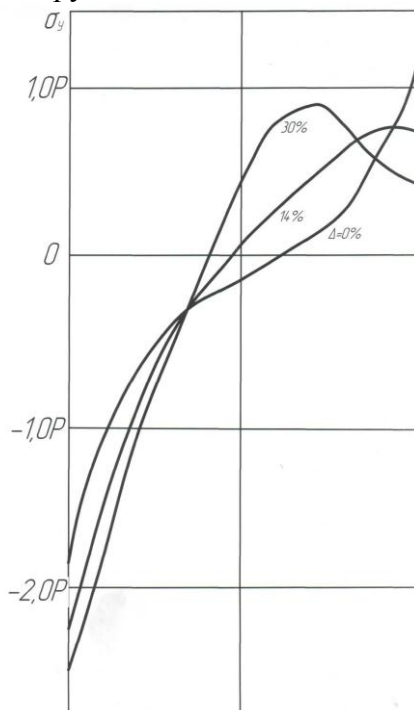


Рисунок 4.6 - Эпюры  $\sigma_y$ , полученные экспериментом

Для нового зуба экспериментальная величина  $\sigma_y$  получилась несколько меньшей, чем это имеет место в упомянутой выше работе. Очевидно, это можно объяснить тем, что мы ведем расчет по сечению, смещенному относительно сечения Льюиса в сторону больших размеров основания зуба. Кроме того, в нашем случае выкружка зуба очерчена кривой переменного радиуса.

Интересно отметить изменение характера эпюр  $\sigma_y$ ,

обнаруживающих рост абсолютной величины напряжений сжатия и существенное уменьшение напряжений растяжений в расчетном сечении.

Для случаев внецентренного сжатия при изнашивании профиля зуба точка приложения силы смещается относительно оси симметрии зуба (относительно основания). Величина эксцентриситета, равная для нового зуба  $1/3$  ширины основания уменьшается до  $1/12$  этой величины. При расчете по формуле сопротивления материалов суммарное воздействие изгиба и сжатия с учетом изменения эксцентриситета имеет тенденцию к росту напряжений. Абсолютные значения напряжений в расчетном сечении на стороне растяжения растут на 24%, на стороне сжатия – на 15%.

Однако эксперимент обнаруживает увеличение максимальных напряжений сжатия для того же случая даже не на 15%, а на 30%. Это расхождение расчетных и опытных данных объясняется влиянием концентрации напряжений, не учитываемой при расчетах по формулам сопротивления материалов. На стороне растяжения в расчетном сечении напряжения для изношенного зуба уменьшаются в 2,8 раза (против увеличения на 24 % по расчету). По мере нарастания износа зуба экспериментальная кривая  $\sigma_y$  (рисунок 4.6) на стороне растяжения из вогнутой становится выпуклой, а при больших величинах износа максимум напряжений смещается от поверхности в глубинные слои материала зуба. 3-х кратное превышение расчетной величины в сравнении с экспериментальной можно объяснить появлением нового концентратора напряжений, образовавшегося в результате износа профиля. По сути дела при расчете изношенного зуба необходимо перейти к новой расчетной схеме. В связи со смещением опасного сечения [145] на начало активного участка профиля жесткую заделку балки следовало сместить в это новое положение,

поскольку прежнее сечение уже не характеризует прочность зуба.

На рисунке 4.7 представлено изменение коэффициентов концентрации напряжений для выбранного сечения зуба в зависимости от величины износа. Коэффициенты подсчитаны для стороны растяжения и сжатия (кривые 1 и 2 соответственно). Величина коэффициента концентрации оценивалась по методике [148, 149].

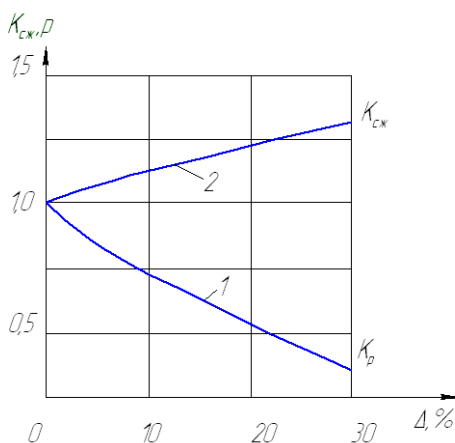


Рисунок 4.7 - Изменение коэффициентов концентрации при изнашивании зуба: 1- для стороны растяжения, 2- для стороны сжатия

Поскольку расчетная величина номинальных напряжений не зависит от износа профиля зуба, то коэффициенты концентрации растут пропорционально максимальным величинам напряжений на контуре выкружки, найденным экспериментально: коэффициент концентрации напряжений на стороне сжатия растет в 1,3 раза, а на стороне растяжения уменьшается в 2,8 раза.

Отсюда следует вывод, что при строгом подходе к решению задачи надо отказаться от расчетов по гипотезе

плоских сечений и перейти к расчету по гипотезе цилиндрических сечений [145].

С формальной же точки зрения расчет можно вести и по формулам сопротивления материалов, основанным на гипотезе плоских сечений, но вводить при этом соответствующую поправку. Теоретические исследования [145] показали, что при износах до 10% толщины зуба влияние износа на величину напряжений несущественно. Значения коэффициента концентрации напряжений для всех этих случаев можно принимать, как для нового зуба [148, 149]. При больших величинах износа опасное сечение смещается на начало активного участка профиля. Максимальные напряжения растут линейно по мере изнашивания зуба и достигают 2-х кратной (в сравнении с новым зубом) величины при 30%-ном износе (см. п. 4.2), т.е. коэффициент концентрации напряжений, известный для нового зуба, должен быть удвоен при расчетах зуба, изношенного на  $1/3$  своей толщины. Эти сведения и могут служить рекомендацией при выборе коэффициента концентрации напряжений. Так ошибки в оценке работоспособности изнашиваемой передачи будут сведены до минимума.

Доля влияния угла давления у вершины зуба на величину напряжений несущественна, не превышает 4% от общего уровня. Учитывая это обстоятельство, а также скудность сведений о характере и величинах изменения угла давления профиля на вершине зуба при изнашивании передачи, фактическое значение угла в расчетах не учитывалось.

## **Выводы**

1. Произведена теоретическая оценка параметров изнашиваемых зубьев зубчатых колес с точки зрения влияния этих параметров на прочность зуба.



2. Экспериментальные исследования позволили выявить и качественную и количественную сторону изменения напряженности изнашиваемого зуба. Подобные исследования по изменению напряженности изнашиваемых зубьев в столь широкой постановке задачи ранее не проводились.

3. На основании широкого теоретического и экспериментального исследования изнашиваемого зуба показана возможность распространения методики расчета, основанной на гипотезе цилиндрических сечений, на изношенные зубья.

### **Заключение**

На основании проведенных исследований изменения геометрических, точностных и прочностных параметров изнашиваемого зацепления, влияния износа зубчатых передач привода уборочного аппарата на взаимное расположение барабанов и качество выполнения технологической операции выявляется необходимость изыскания эффективных приемов по восстановлению работоспособности машины мероприятиями технического обслуживания и ремонта.

Одним из основных факторов, снижающих долговечность привода, следует считать неполноту прилегания сопряженных зубьев, возникающую в результате непараллельности осей зубчатых колес. Поэтому наряду с исследованием возможностей восстановления работоспособности машин и дальнейшим накоплением первичной информации о величинах непараллельности осей всякий раз необходимы исследования по количественной оценке влияния величины неприлегания зубьев на долговечность зубчатой передачи. Конечной целью исследований надо считать разработку рекомендаций по увеличению долговечности путем изменения конструкции привода или отдельных его узлов, обоснованию точности изготовления и сборки

деталей рамы, опорных узлов и элементов зубчатых передач, улучшению приспособленности конструкции привода к условиям работы, хранения, операциям технического обслуживания и т.д. Обсуждение резервов повышения надежности зубчатых передач в технической литературе продолжается [150].

Завершенная часть работы представляет вклад в науку об изнашиваемом зацеплении, раскрывает некоторые основные закономерности изменения точности, жесткости, прочности зацепления в процессе эксплуатации.

Исследования напряженности изнашиваемых зубьев позволяют установить научно обоснованные нормы износа, а разработка оригинальной методики прочностных расчетов изнашиваемых зубьев на основе гипотезы цилиндрических сечений позволяет повысить точность расчетов, а, следовательно, и надежность передач проектируемых машин при больших ожидаемых износах зубьев.

Работа завершена получением научных данных о закономерностях изменения величин деформации изношенных зубьев и жесткости зацепления в функции износа. Показана возможность применения новых принципов теоретического исследования изнашиваемых передач на основе аппроксимации действительной кривой изношенного профиля эвольвентой. Использована методика расчета изношенных зубьев с применением гипотезы цилиндрических сечений.

## Литература

1. Детали машин и основы конструирования / под редакцией М.Н. Ерохина. - М.: КолосС, 2004.- 462 с.
2. Варывдин, В.В. Теоретические предпосылки снижения ресурса открытых зубчатых передач в результате старения привода: сб. науч. работ инж. фак. / В.В. Варывдин, Р.А. Меметов // Конструкция, использование и надежность машин с.-х. назначения. - Брянск: Изд-во БГСХА, 2004.- С.162-164.
3. Селиванов, А.И. Основы теории старения машин / А.И. Селиванов. - М.: Машиностроение, 1971.
4. Михайловский, Н.Н. Исследование долговечности сельскохозяйственных машин (на примере машин для хлопководства): дис. ... д-ра техн. наук / Н.Н. Михайловский. - Ташкент, 1973.
5. Кугель, Р.В. Вопросы старения и повышения надежности машин / Р.В. Кугель // Вестник машиностроения. - 1972. - №6.
6. Базовский, И. Надежность, теория и практика / И. Базовский. - М.: Мир, 1965.
7. Сорин, Я.М. Физическая сущность надежности / Я.М. Сорин. - М.: Комитет стандартов, 1969.
8. Меламедов, И.М. Физические основы надежности / И.М. Меламедов. - Л.: Энергия. Ленинградское отделение, 1970.
9. Костецкий, Б.И. Энергетический анализ процессов изнашивания деталей машин / Б.И. Костецкий, В.А. Ляшко, А.К. Караулов, Н.Б. Костецкая // Машиноведение. - 1974. - №4.

10. Бушманов, Б.Н. Физика твердого тела / Б.Н. Бушманов, Ю.А. Хромов. - М.: Высшая школа, 1971.
11. Ван-Бюрен. Дефекты в кристаллах / Ван-Бюрен. - М.: Иностранная литература, 1962.
12. Кришталл, М.А. Ползучесть и разрушение сплавов / М.А. Кришталл, И.Л. Миркин. - М.: Металлургия, 1966.
13. Одинг, И.А. Дислокационные теории образования усталостных трещин / И.А. Одинг // Прочность металлов при переменных нагрузках. - М., 1957.
14. Иванова, В.С. Изменение дислокационной структуры металлов при циклическом нагружении / В.С. Иванова // Прочность металлов при переменных нагрузках. - М.: 1957.
15. Регель, В.Р. Тепловые движения и механические свойства твердых тел: дис. ... д-ра физ.- мат. наук / В.Р. Регель. - ФТИ АН СССР, 1965.
16. Грасси, Н. Химия процессов деструкции полимеров / Н. Грасси. - М.: Иностранная литература, 1959.
17. Томашевский, Э.Е. Изучение кинематики механического разрушения полимеров: дис. ... д-ра физ. - мат. наук / Э.Е. Томашевский. - М.: ФТИ АН СССР, 1966.
18. Савицкий, А.В. Изучение роли диффузии и флуктуационного разрыва связей в процессе механического разрушения металлов: дис. ... д-ра физ.- мат. наук / А.В. Савицкий. - М.: ФТИ АН СССР, 1965.
19. Уманский, Я.С. Физические основы металловедения / Я.С. Уманский и др. - М.: Metallurgizdat, 1955.
20. Матвеев, В.В. Повышение долговечности и эффективности работы трансмиссий сельскохозяйственных тракторов на основе улучшения эксплуатационных режимов смазки: дис. ... д-ра техн. наук / В.В. Матвеев. - Л.: ЛСХИ, 1974.
21. Бенинг, П. Электрическая прочность изоляционных материалов и конструкций / П. Бенинг. - Госэнергоиздат, 1960.

22. Воробьев, А.А. Электрический пробой и разрушение твердых диэлектриков / А.А. Воробьев, Г.А. Воробьев.- М.: Высшая школа, 1966.
23. Иванов А.С. Влияние температуры на долговечность подшипников с консистентной смазкой малых машин. ЭП. / А.С. Иванов, В.А. Грязнов //Электрические машины. Вып. 4. – М., 1970.
24. Калитвянский, В.И. Общие закономерности теплового старения полимерных диэлектриков / В.И. Калитвянский // Электричество. - 1955. - №3.
25. Журков С.Н. Температурно-временная зависимость прочности металлов и сплавов в неравновесном состоянии / С.Н. Журков // Физика металлов и металловедение. Т.24. Вып. 1, 2. – М.,1967.
26. Козлов, Л.А. Из опыта испытаний сплавов на усталость при повышенной температуре / Л.А. Козлов // Вопросы высокотемпературной прочности в машиностроении. - АН СССР. - Киев, 1963.
27. Долотел, Б. Коррозия пластических материалов и резин / Б. Долотел. - М.: Химия, 1964.
28. Иванова, В.С. О влиянии циклического нагружения на физические свойства металла / В.С. Иванова, Л.К. Гордиенко // Прочность металлов при переменных нагрузках. - М.: 1957.
29. Решетов, Д.Н. Закономерности отказов, возникающих при старении машин / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов // Вестник машиностроения. - 1972. - №6.
30. Ратнер, С.Б. Износостойкость, длительная прочность и термическое расширение термопластов / С.Б. Ратнер, В.П. Ярцев // Вестник машиностроения. - 1974. - № 12.
31. Иванов, А.С. Исследование работоспособности подшипников качения с консистентной смазкой в малых электрических машинах вероятностными методами / А.С. Иванов // Труды ВНИИЭМ. - Т.37. - 1971.

32. Варывдин, В.В. Исследование износа и изменений качественных показателей открытых зубчатых передач хлопкоуборочной машины ХТ-1,2: дис. ... канд. техн. наук / В.В. Варывдин. - М., 1968.

33. Зайцев, А.К. Основы учения о трении, износе и смазке машин. Ч. 1-4 / А.К. Зайцев. - М-Л.: Машгиз, 1947-1948.

34. Тененбаум, М.М. Износостойкость конструктивных материалов и деталей машин / М.М. Тененбаум. - М.: Машиностроение. - 1966.

35. Лернер, Ю. Н. О некоторых закономерностях сухого трения / Ю. Н. Лернер // Вестник машиностроения, 2005. - №8.

36. Кузнецов, В.Д. Роль наростов при трении / В.Д. Кузнецов // Развитие теории трения и изнашивания / Труды совещания по вопросам теории трения и изнашивания. - М.: АН СССР, 1957.

37. Бабичев, М.А. Об абразивном изнашивании и его связи с резанием металлов / М.А. Бабичев // Развитие теории трения и изнашивания: труды совещания по вопросам теории и изнашивания. - М.: АН СССР, 1957.

38. Дерягин, Б.В. К теории граничного трения / Б.В. Дерягин // Развитие теории трения и изнашивания: труды совещания по вопросам теории и изнашивания. - М.: АН СССР, 1957.

39. Крагельский, И.В. Влияние скорости скольжения на износ одноименных металлов / И.В. Крагельский // Трение и износ в машинах: сб. X. - М.: АН СССР, 1955.

40. В. Kehl. Untersuchungen über das Verschleissverhalten der metalle bei gleitender Reibung / В. Kehl, E. Siebel. // Archiv f.d. Eisenhüttenwesen, 1936. - № 11.

41. Зайцев К.А. Методика лабораторного испытания материалов на износ / К.А. Зайцев // Труды I Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах. Т. 1. - М.: АН СССР, 1939.

42. Заморуев, Г.М. О теории изнашивания металлов / Г.М. Заморуев. – М.: Metallurgizdat, 1948.
43. Кислин, В.А. Износ деталей паровозов / В.А. Кислин. – Трансжелдориздат, 1948.
44. Хрущов, М.М. Классификация условий и видов изнашивания деталей машин / М.М. Хрущов // Трение и износ в машинах. - М.: АН СССР, 1953.
45. Костецкий, Б.И. Износостойкость деталей машин / Б.И. Костецкий. – М.: Машгиз, 1950.
46. Швецова, Е.М. Классификация видов разрушения поверхностей деталей машин в условиях сухого и граничного трения / Е.М. Швецова, И.В. Крагельский // Трение и износ в машинах. - М.: АН СССР, 1953.
47. Лоренц, В.Ф. Износ деталей, работающих в абразивной среде / В.Ф. Лоренц // Труды I Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах. - Т.1. - М.: АН СССР, 1939.
48. Крагельский И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. - М.: Машгиз, 1962.
49. Волков, Ю.В. Долговечность машин, работающих в абразивной среде / Ю.В. Волков, З.А. Волкова, Л.М. Кайгородцев. - М.: Машиностроение, 1964.
50. Сорокин, Г.М. Влияние абразива на природу механического изнашивания / Г.М. Сорокин, В.Н. Малышева // Вестник машиностроения. - 2006. - №11.
51. Кармаданов, А.Ф. Изучение процесса абразивного износа на прозрачных образцах / А.Ф. Кармаданов // Вестник машиностроения. - 1965. - №7
52. Хрущов, М.М. Исследование сопротивления изнашиванию сталей при трении об абразивную поверхность / М.М. Хрущов, М.А. Бабичев // Трение и износ в машинах: сб. 1. - М.: АН СССР, 1941.
53. Хрущов, М.М. Основные вопросы развития теории изнашивания / М.М. Хрущов // Труды совещания по вопро-

сам теории трения и изнашивания. - М.: АН СССР, 1957.

54. Исследование сопротивления изнашиванию сталей при трении об абразивную поверхность / М.М. Хрущов, М.А. Бабичев // Трение и износ в машинах: сб. 9. - М.: АН СССР, 1954.

55. Богомолов, Н.И. Методика и установка для испытания на абразивное изнашивание / Н.И. Богомолов // Методы испытания на изнашивание // Труды совещания. - М.: АН СССР, 1962.

56. Маслов, Е.Н. Основы теории шлифования металлов / Е.Н. Маслов. - М.: Машгиз, 1951.

57. Сорокин, Г.И. Особенности изнашивания сталей в условиях трения качения по незакрепленному абразиву / Г.И. Сорокин, В.Н. Малышев // Вестник машиностроения, 2007. - №4.

58. Хрущов, М.М. Развитие теории абразивного изнашивания / М.М. Хрущов // Развитие теории абразивного изнашивания: труды совещания по вопросам теории трения и изнашивания. 1954. - М.: АН СССР. 1957.

59. Херст. Износ металлов при отсутствии смазки: доклады по смазке и износу машин на Лондонской конференции 1954 / Херст. - М.: 1957.

60. Дроздов, Ю.Н. Выдающийся триболог М.М. Хрущов / Ю.Н. Дроздов // Вестник машиностроения. - 2002. - №1.

61. Хрущов, М.М. Развитие идей М.М. Хрущова о связи абразивной износостойкости и физических свойств материалов / М.М. Хрущов // Вестник машиностроения. - 2002. - №1.

62. Хрущов, М.М. Исследование изнашивания металлов / М.М. Хрущов, М.А. Бабичев. - М.: АН СССР, 1960.

63. Богачев, И.Н. Исследование износостойкости сталей при абразивном изнашивании / И.Н. Богачев, Л.Г. Журавлев // Повышение износостойкости и срока службы машин. Т.1. - М.: АН СССР - Киев, 1960.



64. Вишняков, Д.Я. Износостойкость углеродистых и высокохромистых сталей / Д.Я. Вишняков, А.Г. Винницкий // *Металловедение и обработка металлов.* - 1957. - № 4.
65. Гамольская, З.М. Высокая износостойкость цементованных высокохромистых сталей при работе в гидроабразивной среде / З.М. Гамольская, В.М. Гутерман // *Вестник машиностроения.* - 1966. - № 11.
66. Гутерман, В.М. Влияние микроструктуры на износостойкость углеродистых сталей при абразивном изнашивании / В.М. Гутерман, М.М. Тененбаум // *Металловедение и обработка металлов.* - 1956. - № 11.
67. Земсков, П.И. Шестерни двигателей из высокопрочного чугуна / П.И. Земсков, И.Ф. Зубенко, Р.Б. Хавина, Е.Н. Харченко, Е.Н. Якушина // *Вестник машиностроения.* - 1966. - №9.
68. Киселев, Г.И. Абразивный износ металлов при различных температурах и скоростях / Г.И. Киселев. - М.: АН СССР, 1952. - Т. 87. - №5.
69. Боголюбов, Б.Н. Исследование износостойкости наплавленных сплавов при трении качения с абразивом / Б.Н. Боголюбов, А.А. Малыгин // *Вестник машиностроения.* - 1965. - №1.
70. Козырев, Ю.П. Метод определения допустимых нагрузок при трении с использованием эмпирического закона изнашивания / Ю.П. Козырев, Е.Б. Седакова // *Вестник машиностроения.* - 2007. - №6.
71. Ряховский, А.М. К расчету износостойкости металлических материалов трущихся пар. Обоснование, принцип построения и применение инженерного метода расчета интенсивности изнашивания металлических материалов / А.М. Ряховский // *Вестник машиностроения.* - 2000. - №9.

72. Хрущов, М.М. Лабораторные методы испытания на изнашивание материалов зубчатых колес / М.М. Хрущов. - М.: Машиностроение, 1966.

73. Петрусевич, А.И. Обработка зубчатых колес редукторов / А.И. Петрусевич, М.З. Сабуров. - М.: Машгиз, 1946.

74. Степанов, В.А. Исследование некоторых параметров, определяющих предельные износы зубчатых колес тракторных коробок передач: дис. ... канд. техн. наук / В.А. Степанов. - М.: 1955.

75. Генкин М.Д., Кузькин Н.Ф., Мишарин Ю.А. Вопросы заедания зубчатых колес / М.Д. Генкин, Н.Ф. Кузькин, Ю.А. Мишарин. - М.: АН СССР. 1959.

76. Кистьян, Я.Г. Критерии заедания поверхности зубьев зубчатых колес / Я.Г. Кистьян // Вестник машиностроения. - 1958. - № 10.

77. Кистьян, Я.Г. Методика расчета зубчатых передач на прочность / Я.Г. Кистьян. - М.: Машгиз, 1963.

78. Чудаков, Е.А. Новый метод расчета шестерен / Е.А. Чудаков. - М.: АН СССР, 1934.

79. Осипян, А.В. Экспериментальное исследование износа зубчатых колес / А.В. Осипян // Сб. докладов 1-ой Всесоюзной конференции АН СССР по трению и износу. - Т.1. - 1939.

80. Гавриленко, В.А. Зубчатые передачи в машиностроении / В.А. Гавриленко. - М.: Машгиз, 1962.

81. Чудаков, К.П. Исследование факторов, определяющих предельные износы зубцов цилиндрических шестерен строительных машин: дис. ... канд. техн. наук / К.П. Чудаков. - М.: Автотранспортная академия Красной Армии, 1945.

82. Кузнецов, Г.В. Исследование износостойкости зубчатых передач привода барабанов хлопкоуборочной машины 14ХВ-2,4А: дис. ... канд. техн. наук / Г.В. Кузнецов. - Ташкент, 1975.

83. Ермичев, В.А. Исследование износа открытых зубчатых передач сельскохозяйственных машин: дис. ... канд. техн. наук / В.А. Ермичев. - М.: 1964.

84. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. - М.: Машиностроение, 1987. - 288 с.

85. Жалуй, В.А. Выделение диагностических признаков из виброакустического сигнала зубчатой передачами / В.А. Жалуй // Вестник машиностроения. - 2007. - №2. - С.23-25

86. Новые механизмы и их элементы. Экспресс-информация. // Детали машин, 1974. - №25. - С.5.

87. Беляев, А.Н. Исследование нагрузочной способности зубчатых передач с повышенным углом зацепления при различных скоростях / А.Н. Беляев // Известия Томского политехнического института. 88. 1974.

88. Скундин, Г.И. Исследование и расчет зубчатых передач тракторных трансмиссий: дис. ... д-ра техн. наук / Г.И. Скундин. - М.: 1957.

89. Бройдо, Б.Е. О профилировании зубьев цилиндрических колес в связи с их износостойкостью / Б.Е. Бройдо // Повышение износостойкости и срока службы машин. - М.: Машгиз, 1953.

90. Вяхирев, С.В. Автоматы и полуавтоматы / С.В. Вяхирев. - М.: ГНТИ, 1939.

91. Берсудский, А.Л. Повышение работоспособности эвольвентных поверхностей зубчатых колес / А.Л. Берсудский // Вестник машиностроения. - 2005. - №1.

92. Вулгаков, Э.Б. Новое поколение эвольвентных зубчатых передач / Э.Б. Вулгаков // Вестник машиностроения. - 2004. - №1.

93. Уткин, В.С. Определение надежности зуба прямозубой зубчатой передачи по условию контактной усталости / В.С. Уткин // Вестник машиностроения. - 2007. - №3.

94. Hlebanja Joze Erzeugung von Zahnflankenprofilen durch Rollkurven, Antriebstechnik, 1974, 13, №2

95. Дмитриев, В.А. Детали машин / В.А. Дмитриев. - Л.: Судостроение, 1970.

96. Варывдин, В.В. О достоинствах и недостатках зацепления Новикова по ходу дискуссии в журнале «Редукторы и приводы» / В.В. Варывдин // Конструирование, использование и надежность машин с.-х назначения: сб. науч. работ инж. фак. - Брянск: Изд-во БГСХА, 2008. - С. 100-105.

97. Короткин, В.И. Расчет изгибной прочности зубьев цилиндрических зубчатых передач Новикова / В.И. Короткин // Вестник машиностроения. - 2007. - №9.

98. Парубец, В.И. О значимости статьи Г.А. Журавлева / В.И. Парубец // Редукторы и приводы. - 2006. - №2, 3. - С. 71-74.

99. Новиков, В.С. Зубчатые передачи, в том числе передачи Новикова, должны быть не просто точными, а сверхточными / В.С. Новиков // Редукторы и приводы. - 2008. - №1, 2. - С.61-62.

100. Короткин, В.Н. Сравнение зубчатых передач Новикова и эвольвентных передач / В.Н. Короткин // Вестник машиностроения. - 2009. - №1. - С.3-8.

101. Каргин, П.А. Проектирование и испытание самотормозящейся зубчатой передачи / П.А. Каргин // Вестник машиностроения. - 2008. - №12. - С.3-6.

102. Феофилов, Н.Д. Зубонарезание цилиндрических узковенцовых колес одновинтовой резцовой головкой / Н.Д. Феофилов // Вестник машиностроения. - 2001. - № 12. - С.58-61.

103. Волгин И.В. Исследование износа и обоснование выбраковочных признаков шестерен тракторных коробок передач: дис. ... - М.: 1963.

104. Крившин, А.П. Повышение надежности и долговечности дорожных машин / А.П. Крившин, А.Я. Суриков, В.Г. Баженов. - М.: Транспорт, 1966.

105. Андожский, В.Д. Расчет зубчатых передач / В.Д. Андожский. - М.: Машгиз, 1955.

106. Варывдин, В.В. Рекомендации по выбору рациональной схемы открытых зубчатых передач и определению оптимальных параметров привода / В.В. Варывдин, Р.А. Меметов // Конструирование, использование и надежность машин с.- х. назначения: сб. науч. работ инж. фак. БГСХА, 2005. - С.222-227.

107. Вулгаков, Э.Б. Зубчатые передачи модифицированного исходного реечного контура / Э.Б. Вулгаков. - М.: Машгиз, 1962.

108. Генкин, М.Д. Методы и средства повышения допустимых нагрузок на зубчатые передачи путем уменьшения динамических усилий и интенсивности вибрации в зацеплении / М.Д. Генкин // Вопросы геометрии и динамики зубчатых передач: сб - М.: Наука, 1964.

109. Кудрявцев Л.А. Влияние погрешностей основного шага и переменной жесткости зацепляющихся зубьев на движение колес прямозубой передачи: дис. ... канд. техн. наук / Л.А. Кудрявцев. - М., 1963.

110. Schlegel Ronald Z.G., King Robert J., Mull Hawld R. How to reduce gear noise Mach. Design. - № 5. 1964.

111. Кистьян, С.Г. Экспериментальное определение жесткости зубьев прямозубых цилиндрических колес внешнего зацепления / С.Г. Кистьян, И.Н. Френкель // Повышение нагрузочной способности зубчатых передач и снижение их веса: сб. - М.: Машгиз, 1956.

112. Полоцкий, М.С. Динамические нагрузки на зубьях прямозубчатых передач / М.С. Полоцкий // Повышение нагрузочной способности зубчатых передач и снижение их веса: сб. - М.: Машгиз, 1956.

113. Мишарин, Ю.А. Международная конференция по зубчатым передачам / Ю.А. Мишарин и др. - М.: Машгиз, 1962.

114. Скундин, Г.И. Тяжелонагруженные зубчатые передачи. (Исследование основных причин разрушения, расчет, принцип коррекции) / Г.И. Скундин. - М., 1958.

115. Крившин А.П. Исследование влияния износов на срок службы шестерен автомобильных коробок передач: дис. ... канд. техн. наук / А.П. Крившин. – М.: МАДИ, 1943.

116. Дубинин, А.Д. Исследование износа металлов применительно к расчету зубчатых колес: дис. ... канд. техн. наук / А.Д. Дубинин. – Киев, 1948.

117. Тихомиров П.В. Теоретическое обоснование ресурса зубчатых передач лесохозяйственных машин по критерию износа: автореферат канд. дис. - Брянск: БГИТА. 2003.

118. Варывдин, В.В. К вопросу о динамике изношенных зубчатых передач / В.В. Варывдин // Техническая мех.: доклады МИИСП, т. III, вып. 5. - М.: 1966. С.75-77.

119. Варывдин, В.В. Методика измерений радиуса основной окружности изношенных колес / В.В. Варывдин // Техн. механика: доклады МИИСП, т. VII, вып. 5. - М.: 1971. - С.269-276.

120. Варывдин, В.В. Анализ изменения геометрических параметров зацепления при абразивном изнашивании / В.В. Варывдин // Механизация хлопководства. - 1966. - №12.

121. Меметов, Р.А. К вопросу о точности открытых зубчатых передач с.- х. машин / Р.А. Меметов, В.В. Варывдин // Конструирование, использование и надежность машин с.- х. назначения: сб. науч. раб.: сб. - Брянск: Изд –во БГСХА, 2003. - С.191-195.

122. Варывдин, В.В. Механические передачи и соединения. Проектирование и расчет / В.В. Варывдин, Н.А. Романеев, Н.Ю. Кожухова. - Брянск: Изд-во БГСХА, 2009. - 183 с.

123. Варывдин, В.В. О непараллельности валов

шпиндельных барабанов / В.В. Варывдин, М.М. Махмудов // Механизация хлопководства. - 1974. - №11.

124. Мурашов, И.И. Зубчатые механизмы и их точность / И.И. Мурашов. - М.: Машиностроение, 1967.

125. Шабалина, М.Б. Влияние отклонения шага зацепления промежуточных зубчатых колес на кинематическую погрешность передачи / М.Б. Шабалина // Вестник машиностроения. - 1974. - №10.

126. Варывдин, В.В. Особенности работы и проектирования открытых зубчатых передач / В.В. Варывдин // Механизация хлопководства. - 1968. - №1. - С.29-31.

127. Марков А.Л. Измерения цилиндрических зубчатых колёс / А.Л. Марков. - М.: Машгиз, 1959.

128. Варывдин, В.В. К определению параметров зацепления при абразивном изнашивании / В.В. Варывдин // Техн. механика: докл. МИИСП, т. v, вып.5. - М.: 1971. - С.66-70.

129. Варывдин, В.В. К вопросу изменения геометрии зацепления при абразивном изнашивании / В.В. Варывдин // Техн. механика: докл. МИИСП, т. v, вып. 5. - М.: 1971. - С.71-78.

130. Варывдин, В.В. Анализ влияния погрешностей размерных цепей привода барабана на точность шахматного расположения шпинделей / В.В. Варывдин, Р.А. Меметов, Г.В. Кузнецов // Механизация хлопководства. - 1974. - №1.

131. Варывдин, В.В. Привод шпиндельного барабана хлопкоуборочной машины. А. с. № 587903 от 27.01.1974 / В.В. Варывдин, Э.А. Смаилов, Г.В. Кузнецов. - М., 1974.

132. Дунаев П.Ф. Размерные цепи / П.Ф. Дунаев. - М.: Машгиз, 1963.

133. Мишутин Г.А. Пути повышения долговечности привода шпиндельных барабанов хлопкоуборочных машин / Г.А. Мишутин, Э.Х. Сайфи // Механизация хлопководства. - 1971. - 32.

134. Мишутин, Г.А. К вопросу о необходимости обеспечения шахматного расположения шпиндельных уборочных аппаратов хлопкоуборочных машин / Г.А. Мишутин, Г.Я. Яшев, Э.Х. Сайфи // Механизация хлопководства. - 1973. - № 2.

135. Варывдин, В.В. К вопросу определения деформации изношенных зубьев прямозубых колес / В.В. Варывдин // Техн. механика: сб. науч. тр., т.IX, вып. 5. - М.: МИИСП. М.: 1972. - С.51-57.

136. Коровкин, М.Д. Об изгибных перемещениях зубьев колес с внутренним венцом / М.Д. Коровкин // Вестник машиностроения. - 1968. - №4.

137. Bollinger Z. Y., Basch M. Динамические нагрузки в цилиндрических зубчатых передачах / Bollinger Z. Y., Basch M. // Экспресс-информация. Детали машин, 1964. - №21.

138. Ferauchi J. и др. Eine Studie zur dynamischen Zusatzkraft geradzahnter Stirnraeder (der Einfluss des Einflanken-walzfehlers auf Zusatzkraft). Bull. J.S.M.E. 1967, 10, №42.

139. Давыдов, И.Ш. Колебания одноступенчатой прямозубой передачи с упругими опорами / И.Ш. Давыдов // Известия вузов // Механика, 1966. - №12.

140. Rademacher J. Einfluss der Verzahnungssteifigkeit auf das Laufverhalten von Stirnradgetrieben. «In-Ang». 1968. 90. №25.

141. Варывдин, В.В. Жесткость изнашиваемой зубчатой передачи хлопкоуборочной машины с учетом погрешности профиля и шага зубьев / В.В. Варывдин, М.М. Махмудов // Механизация и электрификация с.-х. Узбекистана: тр. ТИИИМСХ, вып. 57. – Ташкент, 1973. - С. 61-68.

142. Верховский А.В. Метод неплоских сечений / А.В. Верховский, В.М. Аранович, Ю.В. Глявин. – Горький, 1971.

143. Гутьяр, Е.М. К расчету зубьев прямозубых колес на гипотезе цилиндрических сечений / Е.М. Гутьяр // Доклады ТСХА. – 1960. - Вып. 55.



144. Цехнович, Л.И. Исследование оптическим методом напряжений в зубьях / Л.И. Цехнович // Вестник машиностроения. - 1947. - №7.

145. Варывдин, В.В. Теоретическое исследование изменения напряженности изнашиваемого зуба зубчатого колеса и его экспериментальная проверка поляризационно-оптическим методом / В.В. Варывдин, А.А. Толкодубова // Труды Горьковского политехнического института. Т.28. Вып.10. – Горький, 1972. - С.62-63.

146. Варывдин, В.В. Экспериментальные исследования изменения напряженного состояния зубчатых колес в зависимости от износа зубьев / В.В. Варывдин, А.А. Толкодубова // Вопросы надежности машин для хлопководства: Тр. ТИИИМСХ, вып.63. – Ташкент, 1974. - С.24-30.

147. Фролов, В.Н. Исследование напряжений методом фотоупругости на моделях с низкой оптической активностью / В.Н. Фролов: Труды ТИИИМСХ // Вопросы гидротехники и мелиорации: вып.29, ФАН. – Ташкент, 1968.

148. Беспальцев И.И. Концентрация напряжений в зубьях шестерен / И.И. Беспальцев, М.Д. Генкин, И.М. Фридман // сб. Поляризационно-оптический метод исследования напряжений: сб. - М.: АН СССР, 1956.

149. Проскуряков В.Б. Использование метода фотоупругости при решении инженерных задач / В.Б. Проскуряков. - М. –Л.: Госэнергоиздат, 1962.

150. Игнатищев Р.М. О неиспользуемых существенных резервах повышения долговечности, надежности и точности проектирования зубчатых передач / Р.М. Игнатищев // Вестник машиностроения. - 2004. - №4.

## Содержание

	Стр.
<b>Введение</b>	3
<b>1. Вопросы старения и повышения надежности зубчатого привода</b>	5
1.1. Физическая сущность надежности	5
1.2. Закономерности изнашивания материалов. Изнашивание зубчатых передач	15
1.3. Специфика работы открытых зубчатых передач. Общие закономерности изнашивания профилей зубьев	28
<b>2. Анализ основных точностных параметров привода</b>	34
2.1. Требования к точности зубчатых колес, их соблюдение в процессе производства и монтажа	34
2.2. Изменение основных точностных параметров открытых зубчатых передач при изнашивании	37
2.3. Особенности работы открытых зубчатых передач в связи с изменением геометрии зацепления	42
2.4. Оценка влияния величин допусков элементов размерной цепи на шахматное расположение шпинделей	51
2.5. Влияние износа зубчатых передач уборочного аппарата хлопкоуборочных машин на шахматность шпинделей	55
<b>3. Исследование функции жесткости изнашиваемого зацепления</b>	58
3.1. Расчет величины деформации зуба	58
3.2. Жесткость пары зубьев изнашиваемых зубчатых колес	63
3.3. Жесткость изнашиваемой зубчатой передачи	67

хлопкоуборочной машины с учетом погрешности профиля и шага зубьев	
Выводы	73
<b>4. Теоретическое и экспериментальное исследование напряженности изнашиваемого зуба</b>	<b>74</b>
4.1. Изменение основных геометрических параметров и их влияние на прочность зуба при изнашивании передач	74
4.2. Исследование методом фотоупругости. Напря- женность зубьев в зависимости от износа	78
4.3. Изменение коэффициентов концентрации напря- жений изнашиваемого зуба	84
Выводы	88
<b>Заключение</b>	<b>89</b>
Литература	91

Научное издание

Варывдин Владимир Васильевич  
Заслуженный работник высшей школы

**К вопросу старения и физической сущности  
надежности открытых зубчатых передач**

Редактор Осипова Е.Н.  
Компьютерный набор и верстка  
Корчковой Е.Е. и Синеи Н.В.

ISBN 978-5-88517-185-4



---

Подписано к печати 30.07.2010 г. Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Усл. п. л. 6,27. Тираж 500 экз. Изд. 1722.

---

Издательство Брянской государственной

сельскохозяйственной академии.  
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино,  
Брянская ГСХА.