

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УДК 621.831:539.3

СУПИН

Владимир Викторович

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ МНОГОПАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ
ТРАНСМИССИЙ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС»**

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

по специальности

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

Минск, 2013

Работа выполнена в Белорусском национальном техническом университете

Научный руководитель **Скойбеда Анатолий Тихонович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Детали машин, подъемно-транспортные машины и механизмы» Белорусского национального технического университета

Официальные оппоненты: **Даньков Александр Михайлович**, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин» ГУВПО «Белорусско-Российский университет»;

Старжинский Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, главный научный сотрудник ГНУ «Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого НАН Беларуси»

Оппонирующая организация **Государственное научное учреждение «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»**

Защита диссертации состоится 26 апреля 2013 г. в 14⁰⁰ часов на заседании совета по защите диссертаций Д 02.05.03 при Белорусском национальном техническом университете по адресу: 220013, Минск, пр-т Независимости, 65, корпус 1, ауд. 202, телефон ученого секретаря 292-24-04.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Белорусского национального технического университета.

Автореферат разослан 25 марта 2013 г.

Ученый секретарь
совета по защите диссертаций,
доктор технических наук, профессор

Девойно О.Г.

© Супин В.В., 2013

© Белорусский национальный
технический университет, 2013

ВВЕДЕНИЕ

Внедрение прогрессивных технологий возделывания сельскохозяйственных культур, переход к многооперационным широкозахватным машинно-тракторным агрегатам с активными рабочими органами, повышение рабочих скоростей движения требуют увеличения энергонасыщенности тракторов и создания для них нового типоразмерного ряда конкурентоспособных трансмиссий. Одним из основных узлов трансмиссии, обеспечивающих высокий технический уровень современных моделей тракторов, является коробка передач, к зубчатым передачам которой предъявляются повышенные требования по нагрузочной способности без увеличения массогабаритных показателей. Необходимость сохранения геометрических параметров корпусных деталей связана с обеспечением блочно-модульного принципа проектирования, который позволяет создавать различные модификации тракторов, обеспечивая их технологическую универсальность в расширенном тяговом диапазоне.

Дальнейшее повышение нагрузочной способности зубчатых передач без изменения размеров корпусных деталей при использовании стандартного исходного контура не представляется возможным, так как в данном случае существует ограничение числа пар зубьев в зацеплении. Поэтому целесообразно использовать зубчатые передачи нестандартного исходного контура, при котором передаваемая нагрузка распределяется на две или три пары зубьев вместо одной или двух пар при стандартном исходном контуре. Проектирование нестандартного исходного профиля, обеспечивающего гарантированное многопарное зацепление, связано с необходимостью более точного определения напряженного состояния зубьев.

Настоящее исследование направлено на разработку методики определения напряжений при изгибе зубьев цилиндрических прямозубых колес методом граничных элементов, выбор рациональных параметров исходного контура, обеспечивающего многопарное зацепление зубьев, и создание коробок передач повышенной нагрузочной способности с сохранением массогабаритных параметров и скоростного ряда.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Связь работы с крупными научными программами, темами

Диссертационная работа соответствует приоритетным направлениям прикладных научных исследований, направленных на повышение конкурентоспособности продукции машиностроения, технического уровня и надежности автотракторной техники. Исследование проводилось в рамках ГНТП «Машиностроение», утвержденной Постановлением Совета Министров Республики

Беларусь № 5 от 08.01.2004 г., включающей в себя научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию новой конкурентоспособной техники Минского тракторного завода:

– задание АТ-02.32. «Разработать и освоить в производстве типоразмерные ряды трансмиссий повышенного технического уровня для тракторов мощностью 90–420 л. с.», этап АТ-02.32.13. «Разработать пакеты программ комплексных расчетов типоразмерных рядов трансмиссий и их элементов. Разработать пакет программ моделирования «двигатель-трансмиссия-трактор-МТА-система управления» (№ ГР 20053838, 2005–2010 гг.);

– задание АТ-02.42. «Провести модернизацию семейства высокоэнергонасыщенных тракторов класса 2,0–3,0 мощностью 130, 150, 210 л. с. путем разработки конструкторской документации по установке экологически чистых двигателей (Шб ступень), полуавтоматических трансмиссий и электронных систем управления», этап АТ-02.42.08. «Провести расчеты модернизированных узлов и систем трактора» (№ ГР 20114802, 2011–2013 гг.).

Цель и задачи исследования

Целью работы является расчет и проектирование зубчатых передач многопарного зацепления с повышенной нагрузочной способностью для трансмиссий тракторов «Беларус».

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

– обосновать использование метода граничных элементов для исследования напряженного состояния зубьев цилиндрических эвольвентных зубчатых передач;

– разработать методику и программу расчета напряженного состояния зубчатых колес с исходным контуром, отличным от стандартного, методом граничных элементов;

– исследовать влияние силовых и конструктивных факторов на напряженное состояние зубьев;

– выполнить анализ и синтез зубчатых зацеплений, определить их конструктивные параметры, обеспечивающие создание коробок передач с многопарным зацеплением без изменения корпусных деталей тракторов «Беларус»;

– провести стендовые испытания трансмиссии и эксплуатационные испытания трактора «Беларус-1523» с опытной коробкой передач с шестернями многопарного зацепления и принять решение о целесообразности их внедрения.

Объект исследования – цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи, получившие преимущественное распространение в трансмиссии тракторов.

Предмет исследования – оценка влияния геометрических параметров зубчатого зацепления на нагрузочную способность зубчатых передач.

Положения, выносимые на защиту:

– методика расчета напряженного состояния зубьев прямозубых передач при изгибе методом граничных элементов, отличающаяся от известных приведением плоской задачи теории упругости к интегральному уравнению Фредгольма второго рода по границе области, что снижает размерность задачи и существенно уменьшает объем исходных данных, обеспечивая высокую точность определения напряжений в местах их концентрации;

– расчетные зависимости коэффициентов формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} , асимметрии цикла R и градиента первого главного напряжения \bar{G}_1 от числа зубьев z и коэффициентов смещения x , позволившие оценить напряженное состояние зубьев в широком диапазоне исходных контуров;

– результаты расчетов коэффициента перекрытия прямозубых цилиндрических эвольвентных передач, позволившие обосновать и выбрать рациональные значения исходного контура, которые обеспечивают гарантированное многопарное зацепление;

– методика автоматизированного проектирования зубчатых передач по критериям контактной и изгибной выносливости, учитывающая распределение нагрузки между зубьями и позволившая выполнить расчет зубчатых передач многопарного зацепления, оценить виброактивность передач, обусловленную трением зубьев;

– результаты теоретических исследований методом граничных элементов напряженного состояния передач с многопарным зацеплением, позволившие обосновать повышение нагрузочной способности зубьев по критериям изгибной и контактной выносливости;

– результаты исследований эксплуатационных характеристик коробки передач на стендах с поглощением мощности, инерционного типа и при полевых испытаниях, позволившие оценить работоспособность передач с многопарным зацеплением.

Личный вклад соискателя

При подготовке диссертационной работы соискателем лично решены следующие задачи: разработана методика расчета зубчатых передач многопарного зацепления; обоснован исходный контур, обеспечивающий гарантированное двухпарное зацепление с минимальными напряжениями при изгибе; получены зависимости коэффициентов формы зуба и концентрации напряжений от числа зубьев и коэффициентов смещения колес различных исходных контуров. Научный руководитель профессор Скойбеда А. Т. оказывал консультационную и практическую помощь на всех этапах выполнения работы.

Опубликованные по теме диссертации работы выполнены автором лично (4) и в соавторстве (11). Программный комплекс для расчета трансмиссий тракторов «Беларус» разработан при участии канд. техн. наук Калиной А.А.,

П.А. Багдеева, В.П. Дудовцова, А.В. Пашника, В.В. Шилова.

Анализ виброактивности передач, обусловленной трением зубьев, выполнен при участии д-ров техн. наук Бабичева Д.Т., Серебренникова А.А., Д.А. Бабичева.

Апробация результатов диссертации

Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на следующих конференциях: Международной научно-технической конференции «Инновации в машиностроении», Минск, 30–31 окт. 2008 г.; III Международной научно-технической конференции «Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование, технология», Минск, 2–5 дек. 2008 г.; 40, 42 и 43-й международных научно-технических конференциях «Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов», Севастополь, ЗП-2009, 28 авг. – 3 сент. 2009 г., ЗП-2011, 26 авг. – 1 сент. 2011 г. и ЗП-2012, 27 авг. – 1 сент. 2012 г.; 72, 73, 74, 75, 76-й научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников и аспирантов БГТУ в 2008, 2009, 2010, 2011, 2012 гг. соответственно; XIII Международной научно-технической интернет-конференции «Новые материалы и технологии в машиностроении», Брянск, 11 апр. – 11 мая 2011 г.; XII Международной научно-технической интернет-конференции «Лес-2011», Брянск, 1 мая–1 июня 2011 г.; Международной научно-технической конференции «Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем» СевНТУ, Севастополь, 5–9 сент. 2011 г.; XVIII Международной научно-технической конференции «Машиностроение и техносфера XXI века», Севастополь, 12–17 сент. 2011 г.; Международной научно-технической конференции «Современные методы проектирования машин» БНТУ, Минск, 12 апр. 2012 г.; 7th International Symposium «Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering – KOD 2012», Balatonfured, Hungary, 24–26 May, 2012.

Опубликованность результатов диссертации

Основные результаты диссертации опубликованы в 15 работах: 6 статей (2,24 авторского листа) в изданиях, включенных в перечень научных изданий для опубликования результатов диссертационных исследований, 8 статей в сборниках научных трудов и материалов конференций, 1 свидетельство о регистрации компьютерной программы в Национальном центре интеллектуальной собственности Республики Беларусь.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, общей характеристики работы, четырех глав, заключения, библиографического списка (130 наименований). Работа изложена на 170 страницах, включает 35 рисунков и 8 таблиц. Приложения приведены на 70 страницах.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ

Во введении обоснованы актуальность темы диссертации и необходимость проведения исследований по повышению нагрузочной способности зубчатых передач. Изложены основные положения, выносимые на защиту, сведения о личном вкладе соискателя и апробации результатов исследования.

В первой главе проведен обзор работ по оценке прочности зубчатых передач. Совершенствование методов расчета является важным условием повышения нагрузочной способности зубчатых передач, снижения их материалоемкости и стоимости.

Представление о несущей способности эвольвентных зубчатых передач долгое время ограничивалось исследованиями передач, в основу которых положен стандартный исходный контур. Применение передач с нестандартным профилем зуба выявило недостаточность известных методик по расчету напряжений в зубьях. Существующие теоретические методы расчета зубчатых передач связаны с трудностями построения отображающих функций (метод конформного отображения) или требуют дополнительных исследований сходимости на различных топологических множествах (метод конечных элементов). Кроме того, фиксированная степень аппроксимации напряжений в конечных элементах не позволяет с необходимой точностью вычислить значения производных от напряжений даже при сильном измельчении сетки к границе поверхности. Экспериментальные исследования являются заключительным этапом проверки приемлемого теоретического варианта и не обладают достаточной обобщенностью. В связи с этим повышение нагрузочной способности зубчатых передач в большинстве случаев осуществляется за счет увеличения их габаритов.

Анализ отечественной и зарубежной литературы по совершенствованию зубчатых передач показал, что одним из наиболее перспективных направлений повышения нагрузочной способности цилиндрических передач является увеличение коэффициента перекрытия зубьев и обеспечение многопарного зацепления, что позволило сформулировать цель и задачи исследования.

Во второй главе приведен вывод интегрального уравнения Фредгольма второго рода к решению задачи изгиба зуба. Расчет напряжений в зубьях при изгибе для цилиндрических зубчатых передач выполнен в рамках плоской задачи теории упругости посредством метода граничных элементов, называемого также методом граничных интегральных уравнений. Метод состоит в сведении краевой задачи для дифференциальных уравнений теории упругости с учетом граничных условий к интегральному уравнению по границе области. Вместо функций, заданных в двумерной области, вводят функции, заданные на контуре, что позволяет понизить размерность задачи на единицу, выиграв в подготовке исходной информации, объеме используемой памяти и времени вычислений.

Интегральное уравнение Фредгольма второго рода плоской задачи теории упругости имеет вид

$$\Phi(t_0) - \frac{1}{\pi i} \int_L A(t, t_0) \operatorname{Re} \frac{\Phi(t) dt}{t - t_0} = \frac{1}{2} p(t_0) + \frac{1}{2\pi i} \frac{d\bar{t}_0}{dt_0} \int_L \frac{p(t) dt}{\bar{t} - \bar{t}_0}, \quad (1)$$

$$A(t, t_0) = 1 - \frac{d\bar{t}_0}{dt_0} \frac{t - t_0}{\bar{t} - \bar{t}_0},$$

где $t = x + iy$, $\bar{t} = x - iy$ – комплексные и комплексно-сопряженные координаты точек граничной кривой; $dt = ie^{i\beta} ds$, $d\bar{t} = -ie^{-i\beta} ds$ – дифференциалы переменных t и \bar{t} соответственно (β – угол наклона нормали в точке t по отношению к оси x , ds – дифференциал длины кривой); t_0 – выделенная (нулевая) точка интегрального уравнения. В целом интегральное уравнение представляет собой бесконечную систему равенств с каждой точкой контура области в качестве нулевой. Искомая функция $\Phi(t)$ в действительной части $\operatorname{Re} \Phi(t) = \frac{1}{4} \sigma$ представляет собой сумму напряжения растяжения-сжатия σ_s у поверхности и нормальной составляющей p_n внешней нагрузки (которая относится к исходным данным).

В расчетной схеме (рисунок 1) использована двумерная модель в виде зуба, выступающего на полуплоскости под действием сосредоточенной силы.

Интеграл берется по границе L области. Замена интеграла конечной суммой по квадратурной формуле Гаусса сводит интегральное уравнение к системе линейных алгебраических уравнений. В правой части уравнения (1) представлена внешняя нагрузка на границе области $p(t) = p_n + ip_s$, где p_n и p_s – нормальные и касательные внешние напряжения.

В нулевой точке подынтегральная функция левой части уравнения (1) содержит неопределенность. Ее раскрытие, выполненное с использованием правила Лопиталья, приводит к конечному результату:

$$\lim_{t \rightarrow t_0} A(t, t_0) \operatorname{Re} \frac{\Phi(t) dt}{t - t_0} = -ik_0 ds \operatorname{Re} \Phi(t_0), \quad (2)$$

где $k_0 = d\beta/ds$ – кривизна в нулевой точке.

Таким образом, левая часть уравнения (1) не содержит особенностей в нулевой точке и уравнение является регулярным, т. е. интегральным уравнением Фредгольма второго рода. Решение интегрального уравнения непосредственно определяет напряжение у поверхности зуба.

Выполнена верификация расчетной модели по экспериментальным данным, полученным поляризационно-оптическим методом (рисунок 2). Сопоставление коэффициентов формы и концентрации напряжений Y_{FS} , найденных методом фотоупругости и методом граничных элементов, показывает, что отклонения в значениях Y_{FS} не превышают $\pm 3,5$ %.

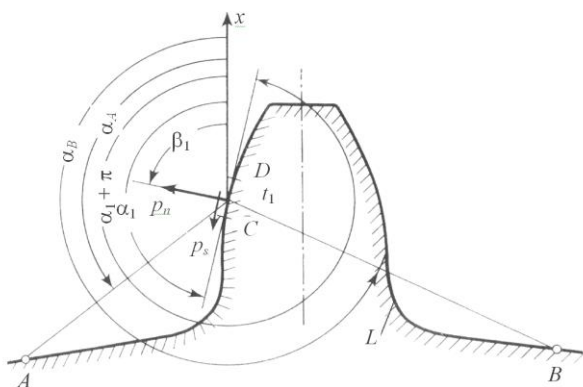


Рисунок 1 – Расчетная схема



Рисунок 2 – Интерференционная картина распределения напряжений на модели

В третьей главе изложены результаты исследования влияния силовых и конструктивных факторов на напряженное состояние зубьев.

Развитие метода граничных элементов и создание комплекса программ позволило определить напряжения при изгибе зубьев различных исходных контуров.

Основные расчетные зависимости для определения прочности зубьев при изгибе и контактной прочности активных поверхностей зубьев приняты по стандартным методикам с учетом новых значений коэффициентов K_{Fa} , Y_{FS} , Y_{ϵ} , K_{Ha} , Z_{ϵ} , учитывающих многопарное зацепление.

В расчетной практике кроме Y_{FS} для зубьев колес, подверженных воздействию знакопеременных напряжений, используется коэффициент асимметрии цикла $R = \sigma_c / \sigma_p$, равный отношению максимальных напряжений на сжатой и растянутой переходных поверхностях зуба, и относительный градиент первого главного напряжения \bar{G}_1 (применяются для определения пределов выносливости материала зубчатых колес). Зависимости Y_{FS} , R и \bar{G}_1 от числа зубьев и коэффициентов смещения x получены методом граничных элементов как для стандартного исходного контура, так и для контуров с профильными углами α в диапазоне $14^{\circ}30' - 28^{\circ}$ при коэффициентах высоты головки $h_a^* = 0,90 - 1,25$.

На рисунке 3 представлены графики Y_{FS} , полученные методом граничных элементов и методом конформного отображения (ГОСТ 21354–87). Несоответствие графиков, особенно в областях малых и больших чисел зубьев, является следствием приближенной аппроксимации участка переходной кривой зуба методом конформного отображения. Метод конформного отображения, как и граничных элементов, позволяет на порядок понизить размерность задачи, однако промежуточная задача метода – построение отображающей функции – усложняет решение и не позволяет достаточно точно описать участки контура зуба, а при асимметричных зубьях становится непреодолимой.

На рисунке 4 показаны графики изменения коэффициента Y_{FS} для колес с параметрами различных исходных контуров. Увеличение высоты зубьев колес

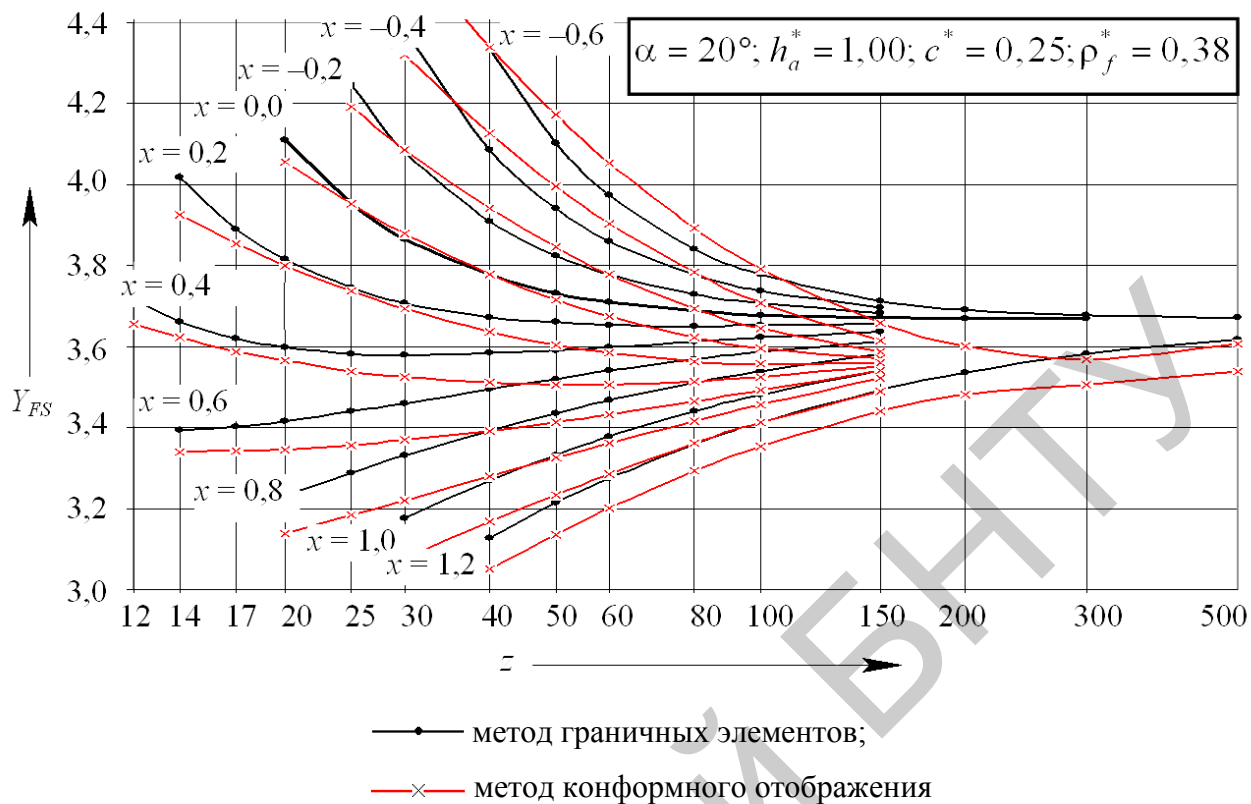


Рисунок 3 – Зависимости коэффициента Y_{FS} , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений, от числа зубьев z и коэффициентов смещения x

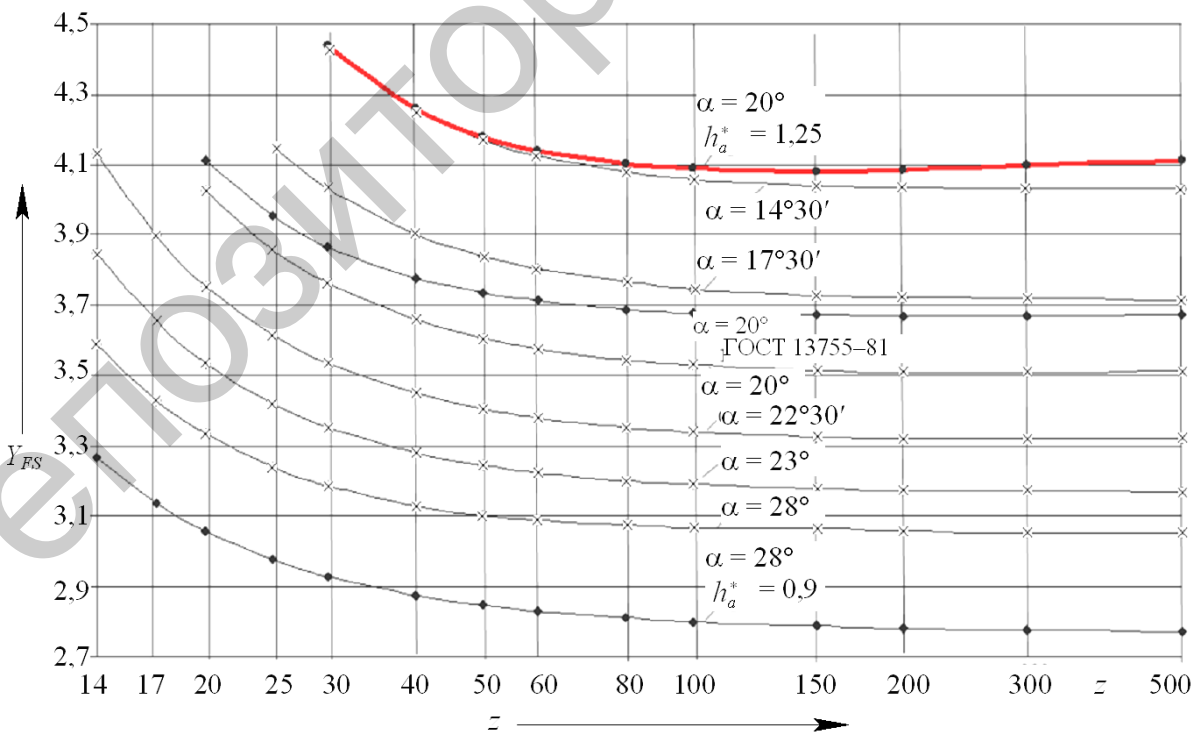


Рисунок 4 – Зависимости коэффициента Y_{FS} , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений, от угла профиля исходного контура α , коэффициента высоты головки h_a^* и числа зубьев z , при коэффициенте смещения $x = 0$

создает ограничения по интерференции и минимальному числу зубьев колес без подрезания.

Посредством полиномиальной аппроксимации получены зависимости коэффициента Y_{FS} для зубчатых колес различных исходных контуров (таблица), которые включены в программный комплекс расчета и автоматизированного проектирования трансмиссий. Погрешность аппроксимирующих зависимостей не превышает 5 %.

Аппроксимирующие зависимости коэффициента Y_{FS} для зубчатых колес различных исходных контуров

№	α	h_a^*	c^*	ρ_f^*	Y_{FS}
1	14°30′	1,0	0,408	0,544	$Y_{FS} = 3,96 + 11,89/z - 27,47x/z - 0,015x^2$
2	17°30′	1,0	0,345	0,493	$Y_{FS} = 3,62 + 13,12/z - 27,38x/z + 0,028x^2$
3	20°	1,0	0,250	0,380	$Y_{FS} = 3,57 + 10,46/z - 23,36x/z + 0,038x^2$
4	20°	1,25	0,230	0,352	$Y_{FS} = 3,91 + 15,89/z - 30,69x/z + 0,29x^2$
5	25°	1,0	0,203	0,352	$Y_{FS} = 3,08 + 9,85/z - 20,76x/z + 0,049x^2$
6	28°	0,9	0,184	0,347	$Y_{FS} = 2,70 + 8,32/z - 19,19x/z + 0,063x^2$

Задачей синтеза было повышение нагрузочной способности зубчатых передач тракторов «Беларус» за счет многопарного зацепления при сохранении типоразмерного ряда корпусов коробок передач и передаточного отношения.

Коэффициент торцового перекрытия в общем виде представляет собой функцию $\varepsilon_\alpha = f(\alpha, h_a^*, z_1, z_\Sigma, u, x_1, x_\Sigma)$, зависящую от параметров исходного контура (угла профиля α , коэффициента высоты головки h_a^*), числа зубьев z_1, z_Σ , передаточного числа u , коэффициентов смещения x_1 и x_Σ .

Предварительный анализ целесообразности применения того или иного исходного контура для получения многопарного зацепления осуществлялся путем определения потенциально возможного коэффициента торцового перекрытия $\varepsilon_{\alpha 0} = 4h_a^* / (\pi \sin 2\alpha)$. Для получения зубчатых передач с коэффициентом перекрытия $\varepsilon_\alpha > 2,0$ требуется зацепление с меньшими углами профиля исходного контура α и/или большей высотой зубьев. При стандартных значениях параметров исходного контура многопарное зацепление неосуществимо, так как $\varepsilon_{\alpha 0} = 1,98$ (рисунок 5). Выбор параметров исходного контура при заданных параметрах колес производился в диапазоне $\alpha = 17^\circ 30' - 22^\circ 30'$ ($\alpha < 17^\circ 30'$ ограничивается возможностью подрезания зуба у ножки при изготовлении, $\alpha > 22^\circ 30'$ ограничивается заострением зуба у вершины, нормальная толщина на поверхности вершин при однородной структуре материала зубьев рекомендуется $s_{na} > 0,3 m$).

Коэффициент высоты головки $h_a^* = 1,25$ обеспечивает ε_α в пределах 2,05–2,20 ($\varepsilon_{\alpha 0} = 2,47$, рисунок 5) и величину удельного скольжения $\vartheta_p < |2|$ в исследуемом диапазоне чисел зубьев $z_1 = 29-48$, $z_\Sigma = 85-98$ и передаточных

чисел $u = 1,04\text{--}2,38$.

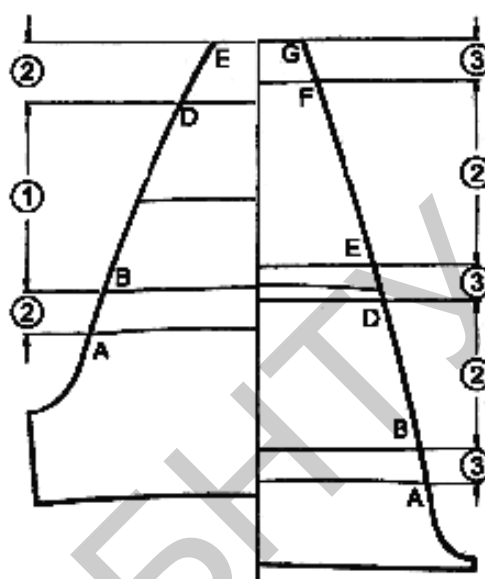
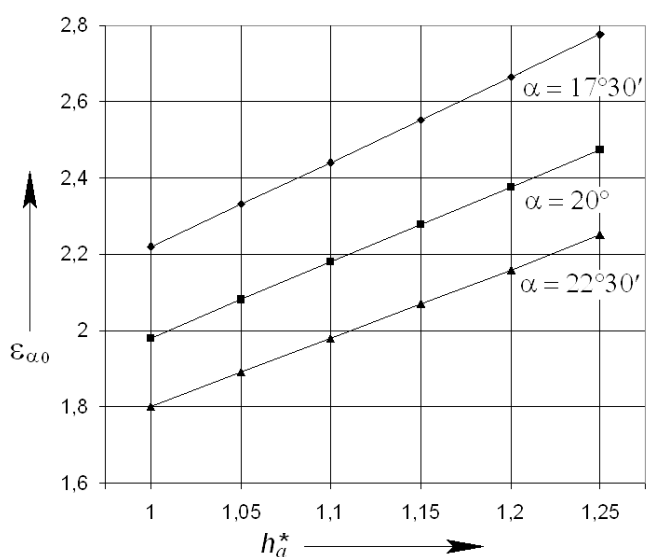


Рисунок 5 – Зависимости потенциального коэффициента перекрытия $\epsilon_{\alpha 0}$ от коэффициента высоты головки h_a^* для исходных контуров с углами профиля $\alpha = 17^\circ 30'$, 20° и $22^\circ 30'$

Рисунок 6 – Зоны одно-, двухпарного зацепления на контуре стандартного зуба $\epsilon_\alpha < 2$ слева; двух-, трехпарного зацепления на контуре зуба с $\epsilon_\alpha > 2$ справа

Многопарность зацепления (рисунок 6) зубчатых передач достигнута за счет следующих параметров исходного контура: угол профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты головки $h_a^* = 1,250$; коэффициент радиуса кривизны переходной кривой $\rho_f^* = 0,352$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,230$. Параметры скругления вершины зуба производящей рейки выбраны таким образом, чтобы переходная кривая зуба являлась наименьшим концентратором напряжений, т. е. с полностью скругленной впадиной.

Параметры зацепления обеспечены уменьшением модуля, увеличением числа зубьев (при отсутствии подрезания, интерференции, заострения) и удовлетворением требований прочностной выносливости. Коэффициенты смещения шестерни и колеса подобраны с учетом выравнивания удельных скольжений на ножках зубьев.

Нагрузочная способность передач с $\epsilon_\alpha > 2$ зависит не только от параметров исходного контура, но и от того, как распределяется передаваемая нагрузка между двумя парами зубьев, т. е. от жесткости зацепления зубьев, погрешности основного шага колес и величины передаваемой нагрузки. Реализация гарантированного двухпарного зацепления в передаче возможна в случае изготовления зубчатых колес с точностью, при которой погрешность изготовления колес будет меньше упругой деформации зубьев.

Особенности расчета нагрузочной способности многопарного зацепления учтены через коэффициент формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} и коэффициенты распределения нагрузки между двумя парами зубьев $K_{F\alpha}$ и $K_{H\alpha}$. В цилиндрических передачах с $\varepsilon_{\alpha} < 2,0$ нагрузочная способность в большинстве случаев определяется зоной однопарного контакта, т. е. на одну пару передается 100 % нагрузки. В передачах с $\varepsilon_{\alpha} > 2,0$ нагрузка распределяется между двумя и тремя парами зубьев, при этом нагрузка на одну пару составляет 63–65 % в зависимости от жесткости зацепления (рисунок 7).

Применение передач многопарного зацепления в трансмиссиях тракторов обеспечило снижение напряжений: изгибных – на 27–45 %, контактных – на 29–35 % (рисунки 8, 9).

Четвертая глава посвящена стендовым и полевым испытаниям.

Зубчатые колеса коробки передач были изготовлены из стали 15ХГН2ТА, цементованы и закалены до твердости поверхности зубьев 59–65 HRC, сердцевины – 30–45 HRC, точность обработки соответствовала степени 7-6-6 Сс (шлифование). Полный комплект (17 пар) зубчатых колес с многопарным зацеплением проходил испытания в серийно выпускаемом корпусе коробки передач трактора «Беларус-1523». Механическая коробка передач трактора «Беларус-1523», который является трактором общего назначения и предназначен для возделывания и уборки пропашных культур, обеспечивает 24 передачи переднего и 12 – заднего хода.

Результаты испытаний трансмиссий на стендах с поглощением мощности показали работоспособность трансмиссии в объеме, эквивалентном требуемому ресурсу 10 000 ч. Исследование виброактивности зубчатых передач с многопарным зацеплением показало, что уровень шума на максимальных режимах нагружения составил 94 дБА, что на 4–5 дБА меньше, чем в серийной трансмиссии.

Наработка трактора «Беларус-1523» с опытной трансмиссией составила 4282 ч, из них 1520 ч трактор использовался на выполнении энергоемкой работы (пахота с четырехкорпусным оборотным навесным плугом).

Зацепление с $\varepsilon_\alpha < 2$

Зацепление с $\varepsilon_\alpha > 2$

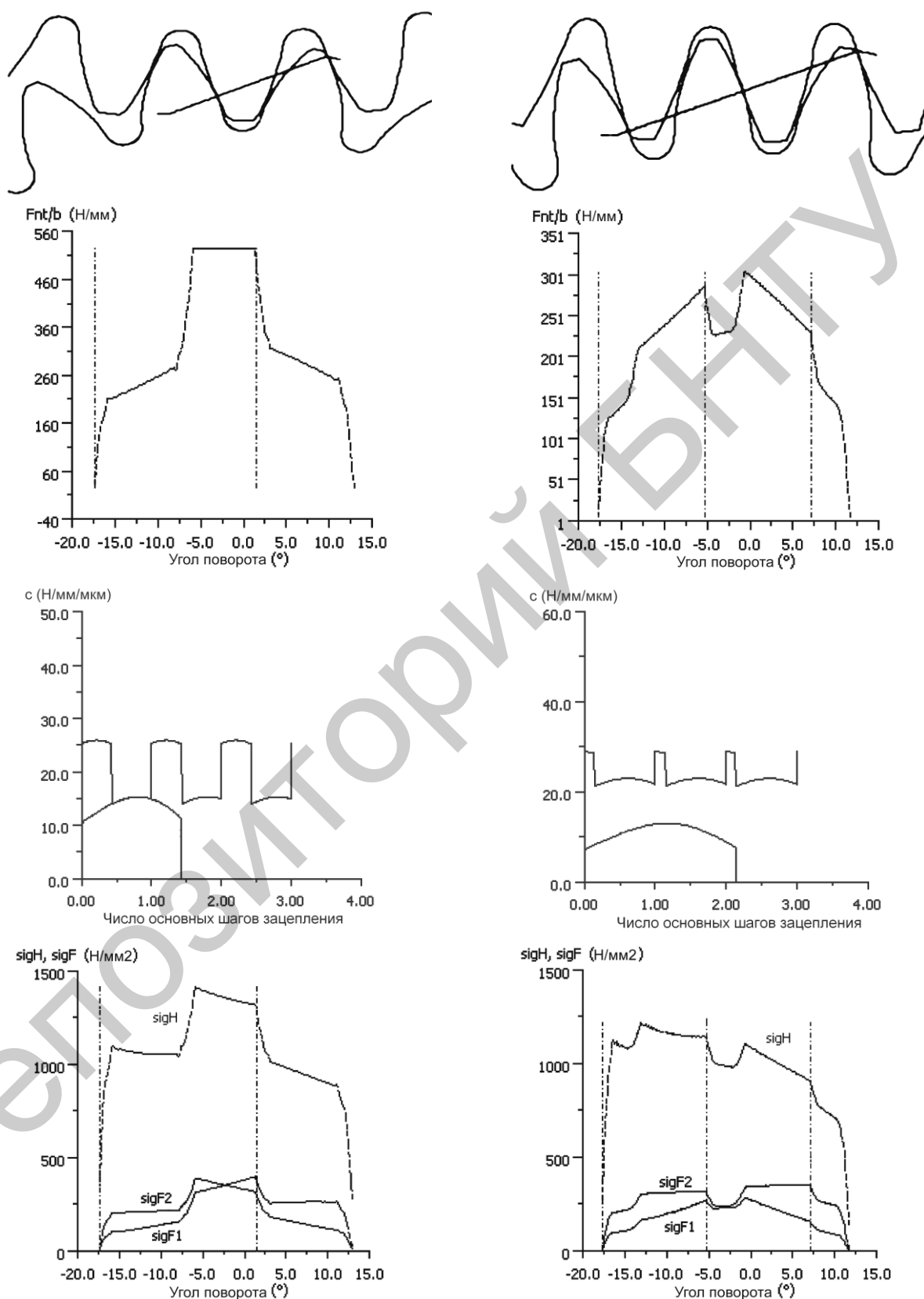


Рисунок 7 – Распределение удельной нагрузки, жесткости и напряжений по линии зацепления в зубчатых парах:
слева: $z_1/z_2 = 19/45$, $m = 4,5$ мм, $\varepsilon_\alpha = 1,42$;
справа: $z_1/z_2 = 29/69$, $m = 3$ мм, $\varepsilon_\alpha = 2,12$

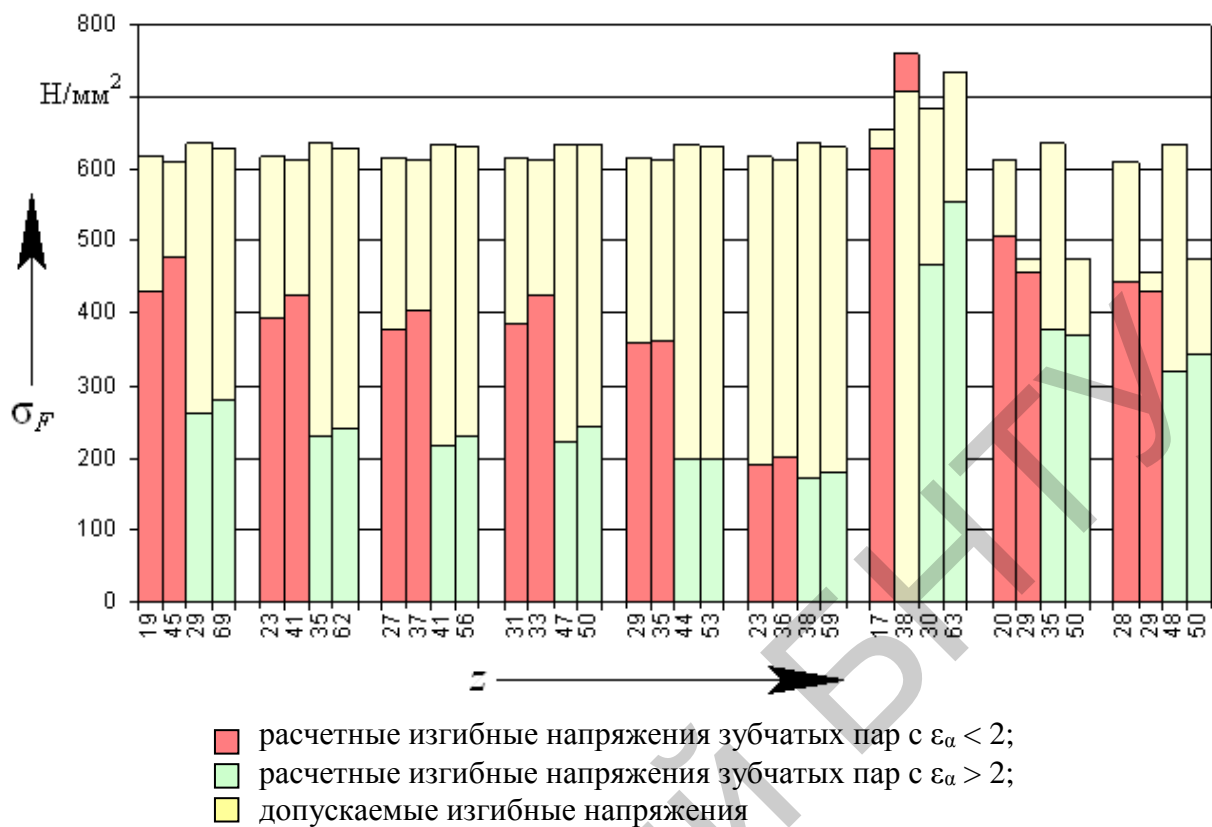


Рисунок 8 – Максимальные изгибные напряжения в зубчатых парах серийной ($\epsilon_\alpha < 2$) и опытной ($\epsilon_\alpha > 2$) коробки передач

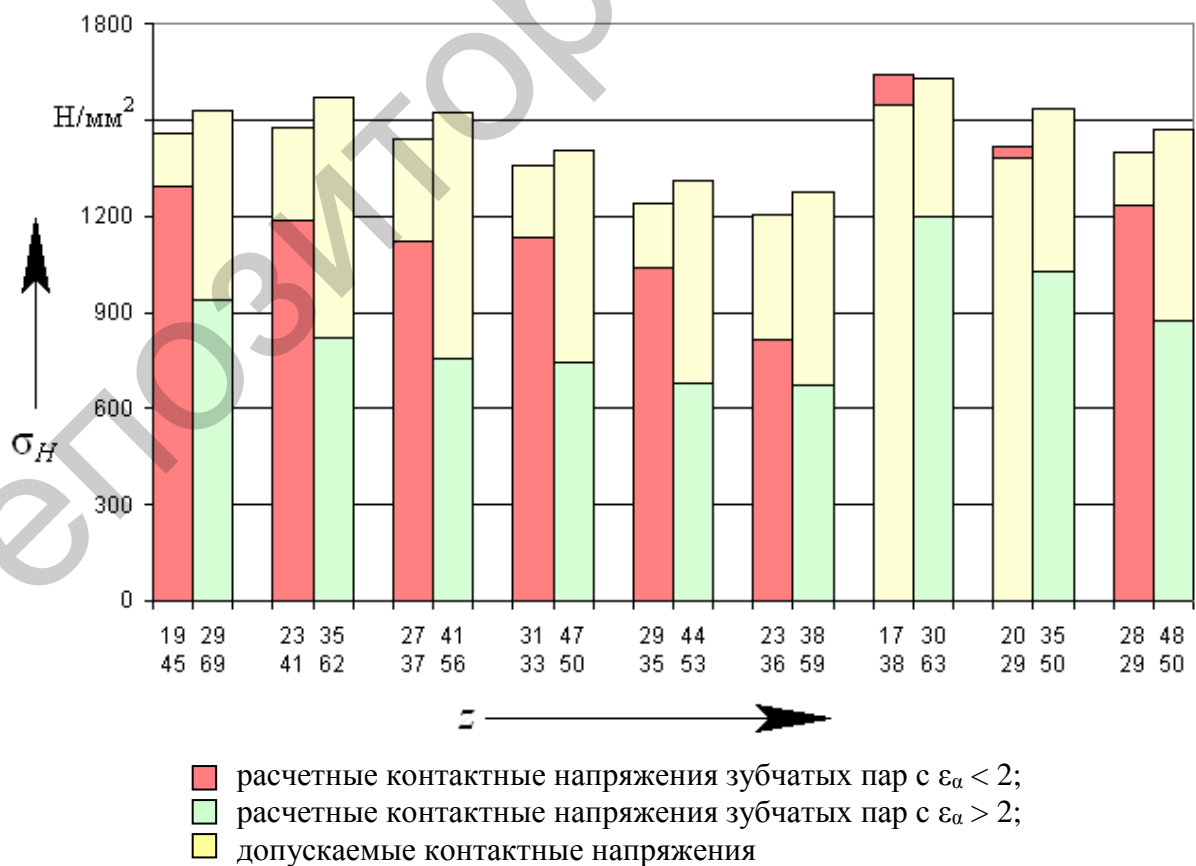
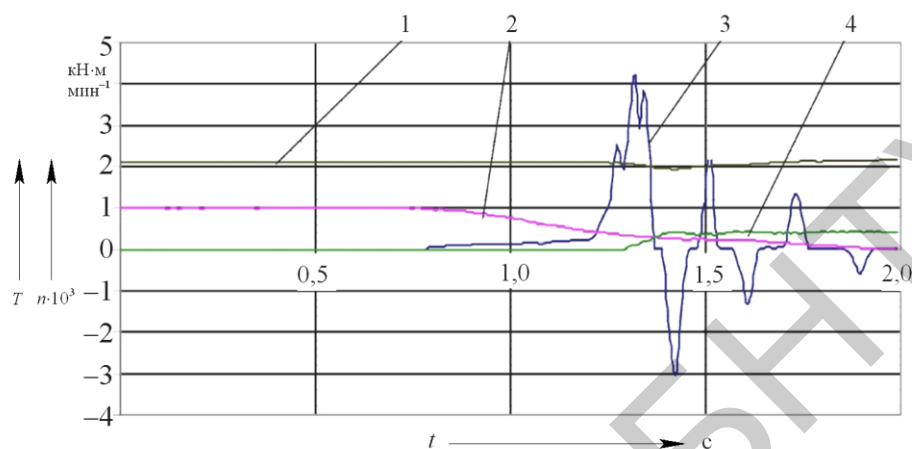


Рисунок 9 – Контактные напряжения в полюсах зацепления зубчатых пар серийной ($\epsilon_\alpha < 2$) и опытной ($\epsilon_\alpha > 2$) коробки передач

Испытания на стенде инерционного типа с воспроизведением динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии при включении муфты сцепления в объеме 30 000 циклов (рисунок 10), подтвердили работоспособность прямозубых цилиндрических колес с многопарным зацеплением для силовых передач тракторов при кратковременном увеличении момента более чем в два раза.



1, 4 – частота вращения вала балансирной машины и вала инерционных масс соответственно, $n \cdot 10^3$, мин^{-1} ; 2 – ход рычага управления муфтой сцепления L_p ;
3 – вращающий момент на валу инерционных масс T , кН·м; t – время, с
Рисунок 10 – Осциллограмма процесса включения муфты сцепления с опытной коробкой передач на стенде

Карты обмеров (эвольвентограммы) шестерен коробки передач после работы в течение 5000 ч показали отсутствие следов повреждений и питтинга. Таким образом, работоспособность многопарного зацепления была подтверждена в процессе проведения ускоренных стендовых испытаний опытных трансмиссий и последующих эксплуатационных испытаний трактора (рисунок 11).

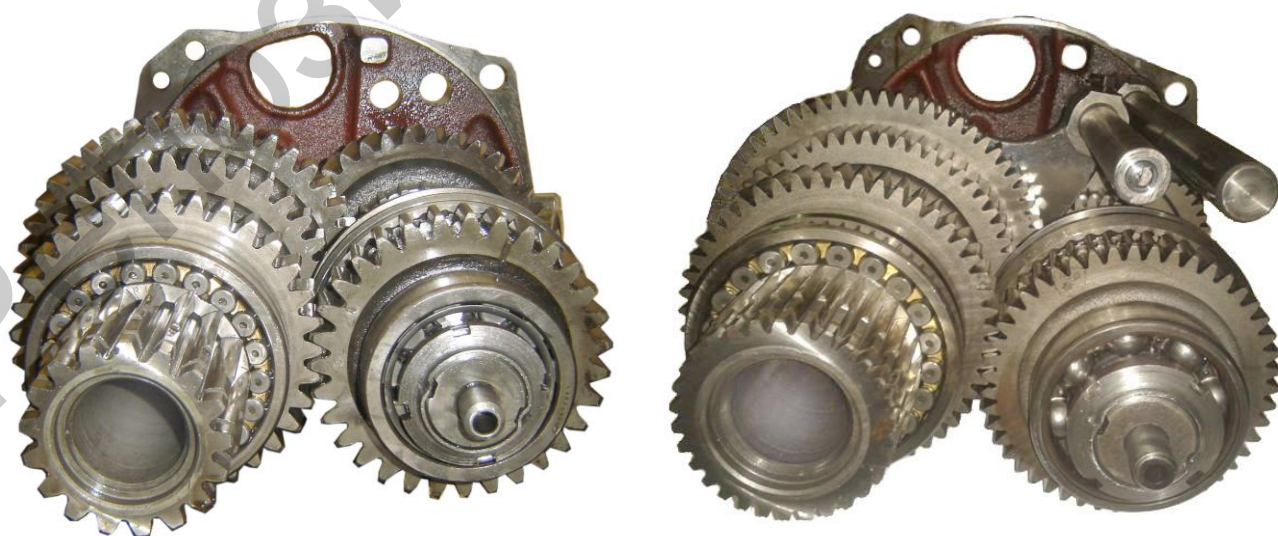


Рисунок 11 – Фотография фрагмента узла передач серийной (слева) и опытной (справа) коробки передач

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные результаты диссертации

1. Разработана методика определения напряжений при изгибе зубьев цилиндрических прямозубых колес методом граничных элементов, заключающаяся в решении плоской задачи теории упругости при помощи интегрального уравнения Фредгольма второго рода. Методика обеспечивает точность определения напряжений в местах их концентрации в пределах долей процента (с учетом ограничений расчетной схемы) при снижении объема исходных данных не менее чем на порядок по сравнению с методом конечных элементов [1, 3].

2. В результате численной реализации метода граничных элементов получены зависимости коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} , асимметрии цикла R и относительного градиента напряжений \bar{G}_1 от числа зубьев z и коэффициентов смещения x для стандартного исходного контура ($\alpha = 20^\circ$) и для контуров с профильными углами α в диапазоне $14^\circ 30' - 28^\circ$ при коэффициентах высоты головки $h_a^* = 0,90 - 1,25$. Установлено, что увеличение h_a^* или уменьшение α приводит к определенному изменению напряженного состояния зубьев, что дает основание выбрать α и h_a^* в качестве управляющих параметров исходного контура при синтезе многопарного зацепления [1–3, 6–8].

3. В результате расчетов коэффициента перекрытия прямозубых цилиндрических эвольвентных передач обоснованы рациональные параметры исходного контура (угол профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты головки $h_a^* = 1,25$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,23$; коэффициент радиуса кривизны переходной кривой $\rho_f^* = 0,352$), гарантирующие многопарность зацепления, и выполнен анализ и синтез зубчатых передач с многопарным зацеплением зубьев коробки передач трактора «Беларус-1523» [2, 4, 6, 7, 11, 15].

4. Исследованиями напряженного состояния зубчатых передач с многопарным зацеплением, выполненными с использованием разработанного программно-методического комплекса, установлено снижение напряжений: изгибных – на 27–45 %, контактных – на 29–35 % по сравнению с серийными передачами, что позволило повысить нагрузочную способность коробки передач при сохранении геометрических размеров корпусных деталей и скоростного ряда трактора «Беларус-1523» [1–5, 6, 9, 10, 12, 14].

5. В результате экспериментальных исследований эксплуатационных характеристик коробки передач с многопарным зацеплением зубьев установлено отсутствие следов повреждений и питтинга после испытаний в объеме, эквивалентном требуемому ресурсу 10 000 ч, и с воспроизведением динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии при включении муфты сцепления в объеме 30 000 циклов. Уровень шума в коробке передач с многопарным зацеплением на максимальных режимах нагружения составил 94 дБА, что на 4–5 дБА меньше, чем в серийной трансмиссии трактора «Беларус-1523» [5, 10, 13, 14].

Рекомендации по практическому использованию результатов

Методики расчетов передач методом граничных элементов, установленные зависимости коэффициентов формы зуба и концентрации напряжений апробированы при создании трансмиссий тракторов «Беларус» и могут быть рекомендованы к использованию в научно-исследовательских и проектных организациях и в учебном процессе при подготовке инженерных кадров.

На основе проведенных исследований разработана конструкторская документация, по которой изготовлена опытная партия коробок передач (7 штук) с шестернями многопарного зацепления, прошедших стендовые и эксплуатационные испытания. Нарботка трактора в эксплуатации за период наблюдения составила 4282 ч, из них 1520 ч трактор использовался на выполнении энергоемких работ.

Применение передач с многопарным зацеплением позволяет увеличить диапазон мощности и сократить типоразмерный ряд коробок передач для тракторов «Беларус» на 3–4 позиции. Так, рассмотренная в работе коробка передач Д1222-1700010-01 может применяться для тракторов с мощностью двигателей от 120 до 180 л. с.

Экономический эффект на годовую программу производства тракторов «Беларус-1523» в количестве 1000 единиц составит 1 424,5 млн рублей в ценах 2012 г.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СОИСКАТЕЛЯ

Статьи в рецензируемых научных журналах

1. Супин, В.В. Разработка и исследование прямозубых передач с многопарным зацеплением / В.В. Супин // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревооб- раб. пром-сть. – 2008. – Вып. XVI. – С. 159–162.
2. Супин, В.В. Проектирование трансмиссий тракторов «Беларус» с зуб- чатыми передачами многопарного зацепления как фактор повышения их нагру- зочной способности / В.В. Супин // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообраб. пром-сть. – 2010. – Вып. XVIII. – С. 90–95.
3. Скойбеда, А.Т. Повышение нагрузочной способности зубчатых передач тракторов «Беларус» посредством применения многопарного зацепления / А.Т. Скойбеда, В.В. Супин // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. аграр. навук. – 2011. – № 4. – С. 115–119.
4. Стасилевич, А.Г. Создание трансмиссий тракторов «Беларус» с зубча- тыми передачами многопарного зацепления / А.Г. Стасилевич, В.В. Супин // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ». – 2011. – № 29. – С. 165–169.
5. Супин, В.В. Проектирование и результаты испытаний передач много- парного зацепления трансмиссий тракторов «Беларус» / В.В. Супин // Наука и техника. – 2012. – № 6. – С. 64–70.
6. Babichev, D. Analysis of Evolvent Spur Gear Vibroactivity of Tooth Friction Force / D. Babichev, A. Serebrennikov, V. Supin // Machine Design. – 2012. – Vol. 4, No 4. – P. 205–208.

Статьи в сборниках научных трудов, материалах конференций, симпозиумов

7. Супин, В.В. Прямозубые передачи с многопарным зацеплением в трансмиссии трактора / В.В. Супин // Инновации в машиностроении: сб. науч. тр. Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 30–31 окт. 2008 г. / ОИМ НАН Бела- руси; редкол.: М.С. Высоцкий [и др.]. – Минск, 2008. – С. 346–350.
8. Программный комплекс расчета трансмиссий тракторов МТЗ на стадии проектирования / А.И. Шарангович, В.В. Супин, А.А. Калина, В.В. Шилов, А.В. Пашник // Механика – машиностроению: сб. науч. тр. Междунар. науч.- техн. конф. «Инновации в машиностроении» и VI Междунар. симпоз. по трибо- технике МСТФ 2010 ОИМ НАН Беларуси, Минск, 26–29 окт. 2010 г. / ОИМ НАН Беларуси; редкол.: М.С. Высоцкий [и др.]. – Минск, 2010. – С. 195–198.
9. Супин, В.В. Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозу- бых колес / В.В. Супин, Д.В. Клоков // Новые материалы и технологии в маши- ностроении: сб. науч. тр. по итогам XIII Междунар. науч.-техн. конф., Брянск,

11 апр.–11 мая 2011 г. / под общ. ред. Е.А. Памфилова. – Брянск: БГИТА, 2011. – Вып. 13. – С. 111–114.

10. Скойбеда, А.Т. Совершенствование методов расчета зубчатых передач и соединений / А.Т. Скойбеда, В.В. Супин // Прикладные задачи математики и механики: материалы XIX Междунар. науч.-техн. конф., Севастополь, 12–16 сент. 2011 г. / Севастоп. нац. техн. ун-т; науч. ред. Ю.Е. Обжерин. – Севастополь: СевНТУ, 2011. – С. 24–28.

11. Клоков, Д.В. Нагрузочные режимы трансмиссии форвардера / Д.В. Клоков, В.В. Супин // Актуальные проблемы лесного комплекса: сб. науч. тр. по итогам XII Междунар. науч.-техн. конф., Брянск, 1 мая–1 июня 2011 г. / под общ. ред. Е.А. Памфилова. – Брянск: БГИТА, 2011. – Вып. 29. – С. 17–21.

12. Автоматизация расчетов трансмиссий автотракторной и сельскохозяйственной техники / А.А. Калина, В.В. Шилов, А.В. Пашник, В.В. Супин // Машиностроение и техносфера XXI века: сб. тр. XVIII Междунар. науч.-техн. конф., Севастополь, 12–17 сент. 2011 г.: в 4 т. – Донецк: ДонНТУ, 2011. – Т. 2. – С. 35–38.

13. Бабичев, Д.А. Анализ виброактивности эвольвентных прямозубых цилиндрических передач, обусловленной трением зубьев / Д.А. Бабичев, А.А. Серебренников, В.В. Супин // Проблемы функционирования систем транспорта: материалы Всероссийской науч.-практ. конф., Тюмень, 10–12 нояб. 2011 г. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2011. – С. 39–41.

14. Babichev, D. Analysis of Evolvent Spur Gear Vibroactivity of Tooth Friction Power / D. Babichev, A. Serebrennikov, V. Supin // Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering – KOD 2012: 7th International Symposium. – Balatonfured, Hungary, 24–26 May 2012 – Balatonfured, 2012. – P. 299–302.

Компьютерная программа

15. Программа расчета геометрических и прочностных параметров цилиндрических зубчатых передач: свидетельство о регистрации № 024, Респ. Беларусь / В.В. Супин, В.П. Дудовцов, П.А. Багдеев, В.В. Шилов; ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси». – Заявл. С 20080007 от 02.04.2008; дата регистр. 23.04.2008 // Национальный центр интеллектуальной собственности Республики Беларусь. – 2008. – 55 с.

РЭЗІЮМЭ

Супін Уладзімір Віктаравіч

Разлік і праектаванне зубчастых перадач шматпарнага зачаплення трансмісій трактароў «Беларус»

Ключавыя словы: прамазубыя цыліндрычныя эвальвентныя перадачы, перадачы з высокім каэфіцыентам перакрыцця, нестандартны зыходны контур, напружанні пры выгібе, каэфіцыент формы зуба і канцэнтрацыі напружанняў, метады межавых элементаў.

Мэта работы: павялічыць нагрузачную здольнасць зубчастых перадач трактароў «Беларус» ужываннем шматпарнага зачаплення.

Метады даследавання: разлікова-эксперыментальныя, заснаваныя на метадах тэорыі пругкасці (межавых і канчатковых элементаў) і выпрабаваннях (стандавых і ва ўмовах эксплуатацыі).

Атрыманыя вынікі і іх навізна:

- метадыка разліку зубчастых перадач метадам межавых элементаў;
- залежнасці каэфіцыентаў формы зуба і канцэнтрацыі напружанняў для зубчастых колаў з нестандартнымі параметрамі зыходных контураў у шырокім дыяпазоне змены каэфіцыентаў зрушэння і ліку зубоў;
- сінтэз і аналіз зубчастых перадач шматпарнага зачаплення каробак перадач трактароў «Беларус»;
- вынікі стэндавых і рэсурсавых выпрабаванняў каробкі перадач трактара з шасцернямі шматпарнага зачаплення.

Ступень выкарыстання. Вынікі рэалізаваны ў доследнай каробцы перадач трактара «Беларус-1523», метадычных рэкамендацыях.

Галіна ўжывання: аўтатрактарабудуўніцтва.

РЕЗЮМЕ

Супин Владимир Викторович

Расчет и проектирование зубчатых передач многопарного зацепления трансмиссий тракторов «Беларус»

Ключевые слова: прямозубые цилиндрические эвольвентные передачи, передачи с высоким коэффициентом перекрытия, нестандартный исходный контур, напряжения при изгибе, коэффициент формы зуба и концентрации напряжений, метод граничных элементов (МГЭ).

Цель работы: повысить нагрузочную способность зубчатых передач тракторов «Беларус» посредством применения многопарного зацепления.

Методы исследования: расчетно-экспериментальные, основанные на методах теории упругости (граничных и конечных элементов) и испытаниях (стендовых и в условиях эксплуатации).

Полученные результаты и их новизна:

- методика расчета зубчатых передач методом граничных элементов;
- зависимости коэффициентов формы зуба и концентрации напряжений для зубчатых колес с нестандартными параметрами исходных контуров в широком диапазоне изменения коэффициентов смещения и чисел зубьев;
- синтез и анализ зубчатых передач многопарного зацепления коробки передач трактора «Беларус»;
- результаты стендовых и ресурсных испытаний коробки передач трактора с шестернями многопарного зацепления.

Степень использования. Результаты реализованы в опытной коробке передач трактора «Беларус-1523», методических рекомендациях.

Область применения: автотракторостроение.

SUMMARY

Supin Vladimir Viktorovich

Design and Computation of Multi-pair Tothing of Tractor «Belarus» Gear Transmission

Keywords: spur cylindrical involute gears, transmission with High Contact Ratio Gears (HCRG), non-standard basic rack tooth profile, bending stress, tooth form factor, method of boundary elements (BEM).

Aim of investigation: to increase the load-carrying capacity of transmissions of the tractors «Belarus» by means of application of multi-pair tothing.

Methods of research: design method based on elasticity theory (boundary and finite elements) and experimental methods of the bench tests and in field conditions.

The results obtained and their novelty:

- the procedure of gear strength computation by the boundary element method;
- dependences of tooth form factor for gears with non-standard basic rack tooth profile in a wide variation range of addendum modification coefficients and number of teeth;
- synthesis and analysis of gearing with multi-pair tothing of tractor «Belarus» gearbox;
- results of bench and resource tests of tractor gearbox with multi-pair tothing gears.

The degree of application. The results are realized in the tractor «Belarus-1523» experimental gearbox and in methodical guidelines.

The sphere of application: automobile and tractor industry.

Научное издание

СУЩИН

Владимир Викторович

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ МНОГОПАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ
ТРАНСМИССИЙ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС»**

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

по специальности

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

Подписано в печать 21.03.2013. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 1,28. Уч.-изд. л. 1,0. Тираж 60. Заказ 230.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.