

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ

УДК 621-235.001.63

В.Б. АЛЬГИН, д-р техн. наук, проф.

заместитель генерального директора по научной работе

E-mail: vladimir.algin@gmail.com

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 11.11.2016.

К 100-ЛЕТИЮ И.С. ЦИТОВИЧА. БЕЛОРУССКАЯ ШКОЛА РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРАНСМИССИЙ. ЧАСТЬ 1. НАЧАЛЬНЫЙ ПЕРИОД

Статья состоит из двух частей, охватывающих историю и современность. В первой части рассматриваются исторически значимые научные идеи белорусской школы расчета и проектирования трансмиссий мобильных машин в начальный период (1960–1985). В области теории транспортных и тяговых машин — это построение механических моделей, динамических схем и сигнальных графов трансмиссий, учет реактивных связей, формирование электронных моделей динамики машины без составления дифференциальных уравнений ее движения. Введено понятие вариации нагрузочных режимов. Для использования в практических расчетах разработан способ ее представления кривой распределения коэффициентов пробега. Приведены сведения о разработанных первых в СССР нормативных документах по расчету машиностроительных компонентов. Описаны вопросы анализа, синтеза, проектирования и испытаний трансмиссий, в том числе оригинальные решения, защищенные авторскими свидетельствами СССР, подходы к оценке надежности трансмиссии и ее весовому проектированию.

Ключевые слова: *мобильная машина, трансмиссия, расчет, проектирование, белорусская школа, начальный период*

Введение. Многоступенчатые трансмиссии мобильных машин содержат разнообразные компоненты (зубчатые колеса, подшипники, валы, фрикционные элементы, шлицевые соединения и т. д.), которые имеют различные условия и виды нагружения, повреждения и предельные состояния. Для корректного определения нагрузок при расчете трансмиссии необходимо рассматривать динамическую модель мобильной машины со многими агрегатами, взаимодействующими с трансмиссией. Переключение передач, пробуксовка сцепления и движителя, отсоединение двигателя изменяют состояние динамической системы трансмиссии, состав работающих компонентов и условия их нагружения. При переходных процессах (трогание, переключение передач, торможение с участием трансмиссии) возможны изменения направления потоков мощности, проходящих через

механизмы трансмиссии, возникновение динамических нагрузок, которые значительно превышают квазистатический уровень.

Условия эксплуатации мобильных машин и действия водителя существенно варьируются от машины к машине, что приводит к рассеянию показателей нагруженности трансмиссии и ресурсов ее компонентов. Кроме того, имеет место большое разнообразие технических решений коробок передач и других узлов трансмиссии. Из-за этого трансмиссия мобильной машины относится к наиболее мелодически сложным для расчета и проектирования объектам мобильных машин. Методы ее расчета и проектирования имеют общемашиностроительное значение и применение, особенно в части динамических расчетов и расчетов надежности многоэлементных нагруженных систем с переменной структурой.

Рассматриваемый начальный период (1960–1985) охватывает зарождение белорусской школы расчета и проектирования трансмиссий мобильных машин, родоначальником которой является член-корреспондент белорусской академии наук И.С. Цитович (1917–1985), и активный этап деятельности, когда И.С. Цитович принимал непосредственное участие в исследованиях.

Помимо чисто научных достижений представляет интерес характер отношений науки и производства в СССР, когда предприятия охотно привлекали науку к работам, часто сопровождавшимся подачами заявок на изобретения с последующим внедрением результатов. Наука также активно участвовала в создании нормативных документов (ГОСТов, РД), которые были обязательными для применения.

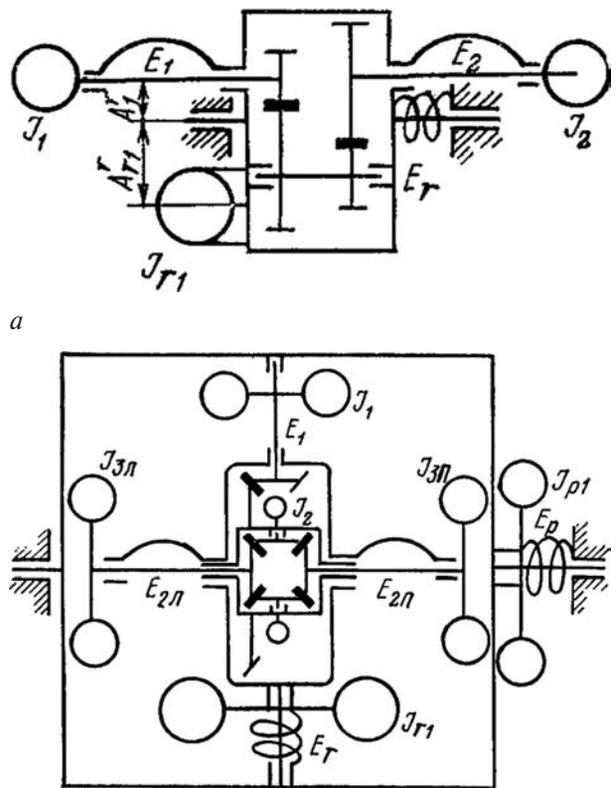
Построение теории транспортных и тяговых машин на основе динамических моделей их взаимодействующих агрегатов. Учет реактивных связей узлов и агрегатов. Для корректного проектирования трансмиссии и других агрегатов мобильной машины предложено по-новому построить теорию транспортных и тяговых машин на основе динамических моделей их взаимодействующих агрегатов [1]. В рамках этой теории должно быть описано взаимодействие двигателя, трансмиссии, подвески, тормозной и других систем.

При формировании динамических моделей использованы кинематико-динамические схемы и сигнальные графы. Для описания взаимодействия трансмиссии с другими системами в динамические модели ее агрегатов введены *реактивные упругие связи* в продольной E_p и поперечной E_r плоскостях автомобиля (рисунок 1).

Динамические схемы и сигнальные графы. В работе [3] вместо широкого и неопределенного понятия «динамическая модель» сформулированы и использованы понятия «механическая модель» и «динамическая схема». *Механическая модель* — это объектная модель, построенная из элементов с простейшими механическими свойствами, содержащая кинематические и динамические связи исследуемого объекта, а *динамическая схема* — это модель, отражающая динамические связи. Представлена классификация типовых элементов механических моделей и динамических схем как классификация типовых разветвлений [3, 2].

На рисунке 2 показана динамическая схема, описывающая взаимодействие трансмиссии и подвески (а), и ее *сигнальный граф* (б) [2]. Основное назначение такого графа — облегчить и формализовать составление уравнений динамики. В развитие этой идеи разработаны методы построения электронной модели мобильной машины для аналоговой вычислительной техники непосредственно по сигнальному графу или динамической схеме без составления системы дифференциальных уравнений.

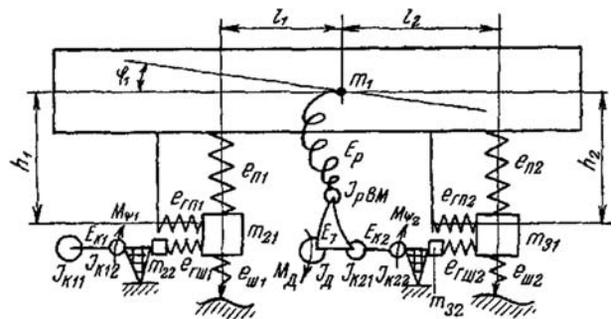
Построение электронных моделей динамики трансмиссии без составления дифференциальных



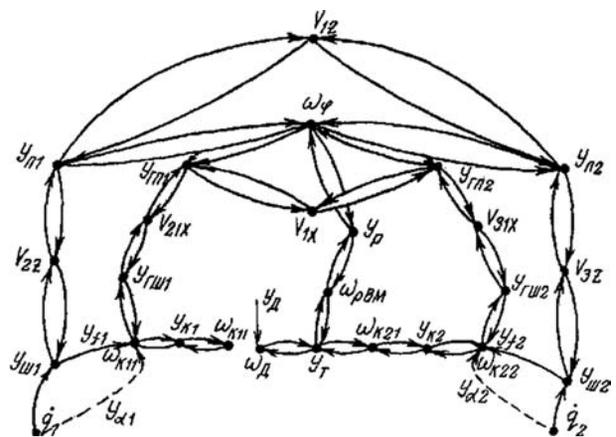
а

б

Рисунок 1 — Динамические модели коробки передач (а) и ведущего моста (б) с учетом реактивных связей E_p, E_r [2]



а



б

Рисунок 2 — Динамическая схема (а) и ее сигнальный граф (б), отображающие взаимодействие трансмиссии и подвески автомобиля на неровной дороге [2]

уравнений. На рисунках 3 и 4 приведены динамические схемы распространенных узлов трансмиссии и соответствующие им блок-схемы для АВМ, сформированные без составления уравнений динамики на основе динамических аналогий [2].

Определение максимальных динамических нагрузок трансмиссии. Одним из теоретически значимых и практически важных вопросов является определение максимальных динамических нагрузок трансмиссии. Этот вопрос включает следующие три аспекта: 1) обоснование расчетного случая для определения максимальных нагрузок; 2) описание механизма их возникновения и 3) построение расчетных моделей.

Наибольшие динамические нагрузки трансмиссии возникают в неблагоприятных, но вполне реальных условиях эксплуатации, таких как трогание с места путем резкого включения или «броска» сцепления,

выезд застрявшего автомобиля методом «раскачки» и т. д. В подобных случаях возможна пробуксовка сцепления силового агрегата и ведущих колес относительно дороги. Существенное влияние на нагрузки трансмиссии оказывают при этом момент трения сцепления M_c , момент по сцеплению ведущих колес с дорогой M_0 , инерционно-упругие свойства машинного агрегата.

Как показали эксперименты и расчеты, нагрузки трансмиссии при «бросках» сцепления можно принимать за максимальные в реальных условиях эксплуатации. Поэтому данный режим принят для оценки прочности деталей трансмиссии.

По механизму возникновения динамических нагрузок трансмиссии в научной среде была длительная дискуссия. Многие специалисты полагали, что главной причиной является поступательная инерционная сила нажимного диска, которая добавляется к силе нажимных пружин. Однако в работах белорусской школы показано, что это не так.

Частота поступательных колебаний нажимного диска значительно выше, чем частоты тех собственных колебаний, которые возникают в трансмиссии при интенсивном включении сцепления. Кроме того, неизбежное влияние нелинейных податливостей привода и сил неупругого сопротивления обеспечивает в сцеплении такое нарастание момента трения, действующего на трансмиссию, которое по своему характеру соответствует безударному. Это подтверждают эксперименты, в которых даже при максимальном моменте на карданном валу, близком к $2M_c$, максимальный момент на первичном валу коробки передач был близок к моменту трения M_c .

Неизбежное наличие зазоров в системе приводит к тому, что к началу закручивания трансмиссии момент трения достигает своей расчетной величины, поэтому при определении нагрузок в трансмиссиях автомобилей можно принимать, что наиболее интенсивное включение сцепления аналогично мгновенному приложению момента трения к трансмиссии.

На рисунке 5 представлены механические модели для определения максимальных нагрузок трансмиссии при резком трогании автомобиля: а — простейшая однозвенная и б — разветвленная модель, учитывающая взаимодействие трансмиссии и подвески.

На низших передачах, когда трансмиссия обладает большой приведенной податливостью (E), происходит замыкание сцепления C_1 , трансмиссия нагружается вращающимися маховыми массами двигателя J_1 и связанными с ними ведущими массами трансмиссии J_2, J_3 (см. рисунок 5 а). В результате происходит «срыв» сцепления C_2 , т. е. пробуксовка ведущих колес J_4 . Маховые массы J_4 и приведенная масса машины J_5 начинают двигаться с различными скоростями. При этом момент в трансмиссии может существенно превосходить момент по сцеплению колес с дорогой.

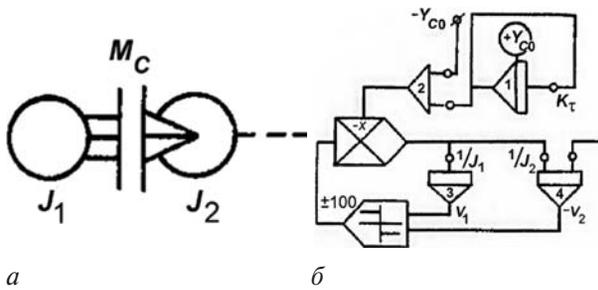


Рисунок 3 — Простейшая модель сцепления (а) и ее блок-схема (б) [2]

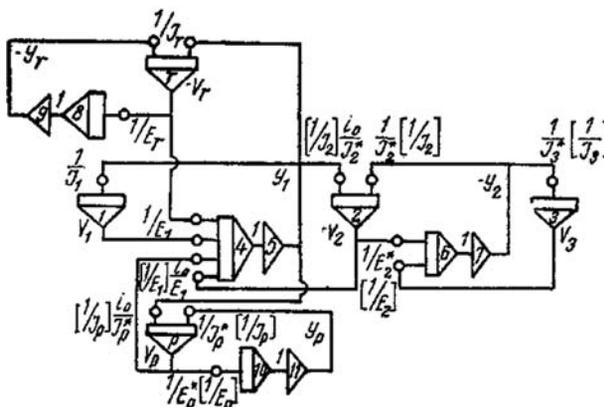
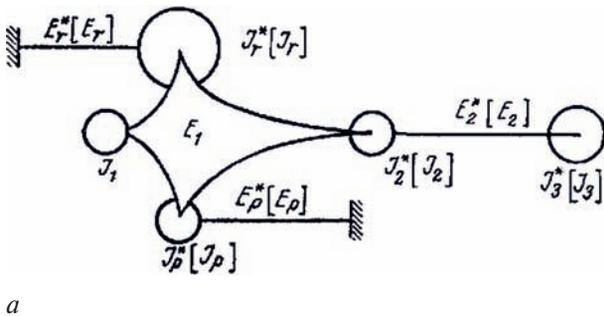


Рисунок 4 — Динамическая схема (а) и блок-схема (б) ведущего моста автомобиля [2]: звездочкой помечены собственные значения параметров, в квадратных скобках указаны приведенные значения параметров

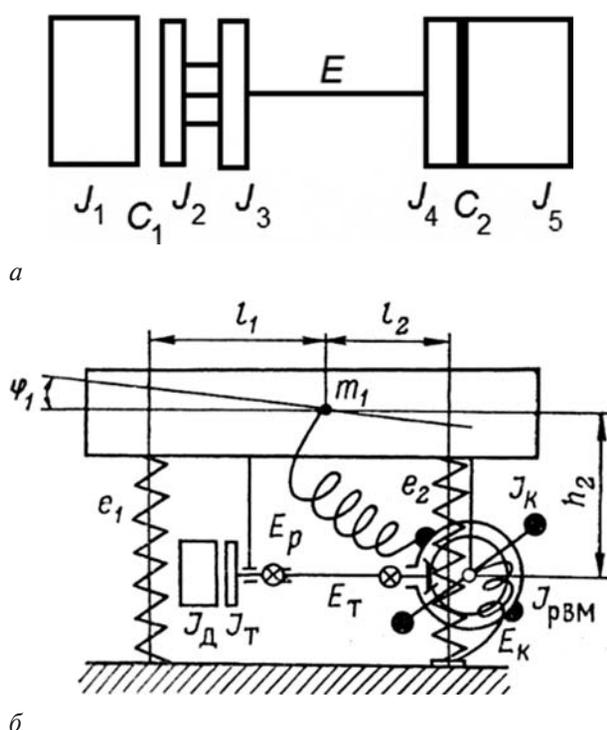


Рисунок 5 — Механические модели для определения максимальных нагрузок трансмиссии при резком трогании автомобиля: *a* — однозвенная; *б* — многозвенная разветвленная [2]

На высших передачах приведенный момент M_ϕ значительно превосходит момент M_c . Пробуксовки колес при нормальном сцеплении колес с дорогой не происходит. В этом случае момент в трансмиссии может достигать $2M_c$. Для грузовых автомобилей это соответствует четырехкратному превышению максимального момента двигателя (при коэффициенте запаса сцепления, обычно равном 2). На низших и промежуточных передачах возможны неоднократные пробуксовки и замыкания сцеплений C_1 и C_2 . Аналитическое решение с использованием простейшей модели (см. рисунок 5 *a*) строится на поэтапном рассмотрении возможных случаев. Для многозвенных моделей (см. рисунок 5 *б*) используются методы аналогового и цифрового моделирования.

В работах [2], [4] приведены уникальная информация, включающая параметры динамических схем основных легковых и грузовых автомобилей, выпускавшихся в СССР, а также методы и результаты расчета максимальных динамических нагрузок и частот собственных колебаний трансмиссий на передачах (монография [4] посвящена памяти И.С. Цитовича).

В части моделирования максимальных динамических нагрузок в работе [4] получили дальнейшее развитие вопросы подобия динамических схем и процессов трансмиссии. Показано, что разница в коэффициентах динамичности различных трансмиссий, определяемых при номинальных значениях частот вращения вала двигателя, моментов трения сцепления и колес с дорогой,

объясняется нарушением подобия начальных и граничных условий процессов нагружения. С учетом этого, можно полагать, что существующие трансмиссии могут рассматриваться как достоверные модели для оценки динамической нагруженности перспективных трансмиссий при соблюдении подобия начальных и граничных условий.

Таким образом, в работах белорусской школы положено начало создания теории транспортной и тяговой машины как динамики движения сложной колебательной системы. Динамическая модель машины представлена совокупностью взаимодействующих вращательных и поступательных подсистем с переменными состояниями (структурами). Второе важное направление — формирование электронной модели машины по ее динамической схеме без составления уравнений динамики. Оба названных направления актуальны и сейчас. В определенной степени они реализованы в ряде известных и развивающихся методиках и программных пакетах по моделированию динамики систем.

Определение нагрузочных режимов трансмиссии.

Структуризация и обобщение экспериментальных данных. Проблема структурирования и отражения в расчетах нагрузочных режимов мобильных машин наиболее глубоко рассмотрена в работах научной школы И.С. Цитовича. Исследовались вопросы формирования квазистатических и динамических составляющих нагрузочных режимов, возможности их отдельного представления в расчете нагрузочном режиме. Однако главной целью было создание практически приемлемого с вычислительной точки зрения вероятностного расчета деталей трансмиссий автомобилей и других мобильных машин, учитывающего особенности их нагружения.

Проведены многочисленные эксперименты, обобщены экспериментальные данные по нагрузочным режимам, получены характерные распределения нагрузок на полуосях автомобилей. Для описания закономерностей нагружения использованы удельные тяговые усилия (удельные тяги). (Удельное тяговое усилие = полное тяговое усилие / полный вес машины). Характерный пример представлен на рисунке 6 *a* [5]. Построены типовые кривые удельных тяг мобильных машин различных классов (см. рисунок 6 *б*) [5].

Показано, что в пределах выделенных классов автомобилей можно использовать единые кривые удельных тяг, а в расчетах на долговечность переходить от них к низкочастотным нагрузкам на конкретных деталях автомобиля (зубчатых колесах, подшипниках). Динамические составляющие нагрузок учитываются в расчетах деталей коэффициентами внутренних и внешних динамических нагрузок, например от окружной скорости зубчатого колеса и типа трансмиссии. В результате выделен набор параметров, по которым рекомендуется вести расчет нагрузочного режима общего транспортного автомобиля и его трансмиссии [6].

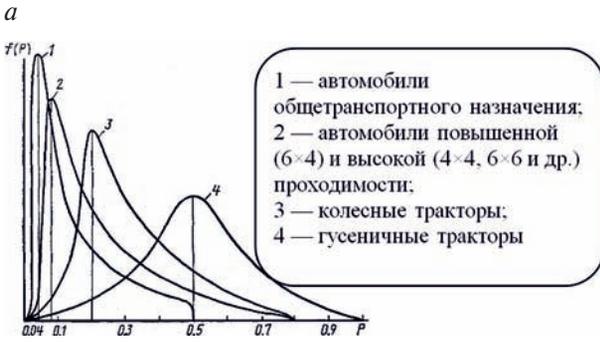
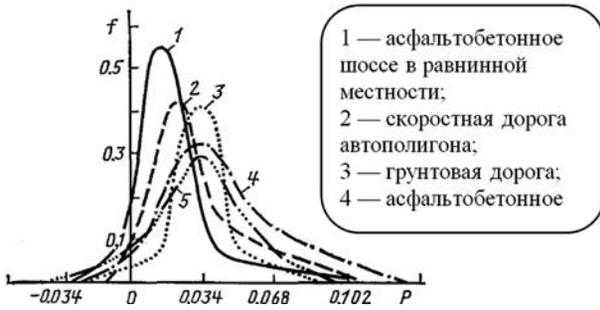


Рисунок 6 — Кривые распределения плотностей вероятности удельных тяговых усилий: автомобиля массой 33 т в различных условиях эксплуатации (а) и общие кривые различных типов мобильных машин (б) [5]

Вариация нагрузочных режимов и коэффициенты пробега. Существенным вкладом в работах по данному направлению является разработка вероятностных подходов. Отмечено также, что для построения вероятностного расчета необходимо учитывать вариацию переменных нагрузок [1]. Учет переменных нагрузок — принципиальный момент вероятностного расчета [1]. Это отражение в расчете, во-первых, переменного характера нагрузок отдельной машины; во-вторых, разнообразия нагрузочных режимов по всем однотипным машинам, которое имеет место различий в их условиях эксплуатации.

Известны предложения о применении в расчетах обобщенных данных, полученных «смешиванием» кривых распределения нагрузок по отдельным условиям (с учетом их долей) в общую кривую. Показано, что такие предложения ошибочны. Подход научной школы И.С. Цитовича, состоит в том, что в расчетах необходимо учитывать разнообразие нагрузочных режимов в виде вариации нагрузочных кривых и обобщенная кривая не может корректно заменять вариацию.

На рисунке 7 приведены два вида вариации нагрузок σ . Первая вариация (см. рисунок 7 а) отражает изменение нагрузочных кривых, схематизированных методом ординат в различных обобщенных условиях для расчета деталей (зубчатых колес, подшипников), у которых максимальная длительно действующая нагрузка остается постоянной, поскольку она обусловлена моментом двигателя либо сцепными свойствами движителя. Циклы нагружения таких деталей формируются за счет их вращения.

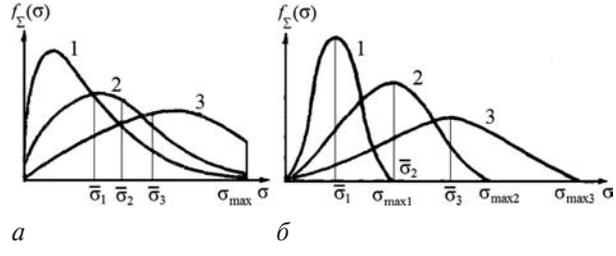


Рисунок 7 — Типовые вариации нагрузочных кривых при фиксированных граничных значениях нагрузок (а) и при сохранении их подобия (б): 1, 2, 3 — кривые с наименьшим, средним и наибольшим повреждающим воздействием соответственно

Вторая вариация (см. рисунок 7 б) соответствует изменению условий нагружения тех деталей, которые повреждаются циклами колебаний внешней нагрузки (валы, элементы несущей системы), а действие момента двигателя или стационарной весовой нагрузки определяет средний уровень колебательных циклов. Закон распределения нагрузок (амплитуд) обычно принимается нормальным.

В работе [7] предложено степень тяжести отдельного нагрузочного режима характеризовать средним значением удельного тягового усилия автомобиля. Распределение этого параметра может быть использовано для описания разнообразия нагрузочных режимов.

Дальнейшее развитие работ по данному направлению — это введение коэффициентов пробега [8]. Если кривая распределения нагрузок представлена аналитически функцией плотности вероятности $f(\sigma)$, то коэффициент пробега определяется следующим образом:

$$K_p = \frac{\int_{\sigma_1}^{\sigma_n} \sigma^m f(\sigma) d\sigma}{\sigma_n^m} \approx \frac{\int_{p_1}^{p_p} p^m f(p) dp}{p_p^m}, \quad (1)$$

где σ_n — расчетная нагрузка (напряжение, усилие); p_p — расчетное значение удельной тяги; m — показатель степени кривой усталости.

В расчетах кривая распределения нагрузок заменяется расчетной нагрузкой и коэффициентом пробега. Последний служит для описания повреждающего действие спектра нагрузок данной кривой. Его использование существенно упрощает расчеты. Построены графики для выбора значений коэффициентов пробега на передачах трансмиссии в зависимости от соотношения расчетной p_p и средней p_{cp} нагрузок кривой распределения и типа автомобиля (рисунок 8).

Коэффициенты пробега для разных предельных состояний отличаются, поскольку различным является действие нагрузок (показатель m кривой усталости).

Вариация нагрузочных режимов в расчетах при таком подходе отображается кривой распределения коэффициентов пробега. На этой основе были разработаны вероятностные расчеты деталей трансмиссий автомобилей и тракторов и ши-

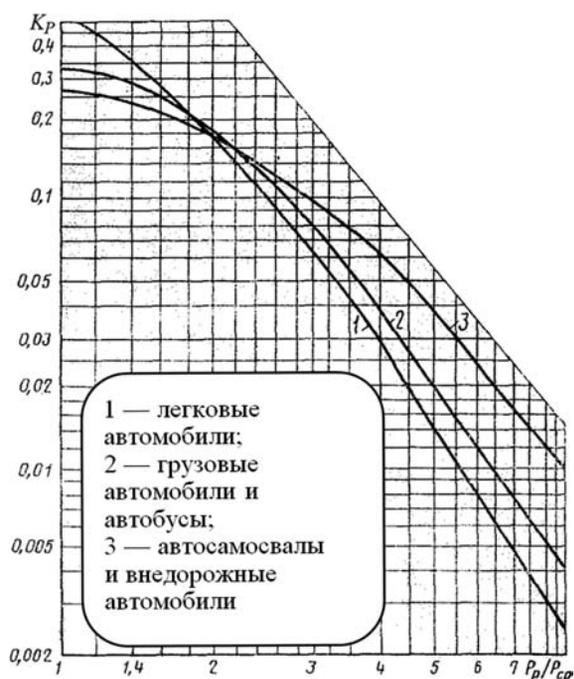


Рисунок 8 — Графики для определения коэффициентов пробега по контактным напряжениям ($m = 3$) [8, 9]

роко внедрены в расчетную практику. Результаты получили признание в СССР и за рубежом, вошли в учебные курсы подготовки специалистов по автотракторным специальностям, в том числе в Белорусском национальном техническом университете [10, 11], Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана [12]. До настоящего времени эти подходы, описанные в учебной и справочной литературе [13], изданной в СССР, используются в учебном процессе и в практике проектирования.

В современной расчетной практике коэффициенты пробега могут быть использованы как показатели для сравнения различных нагрузочных кривых при расчетах и испытаниях. Несмотря на определенные упрощения, связанные с невозможностью детального спектра нагрузок, использование коэффициентов пробега и сопоставление их значений с имеющимися накопленными и новыми данными позволяет избежать принципиальных ошибок при обосновании нагрузочных режимов современных автомобилей. Кроме того, коэффициенты пробега вполне пригодны для проведения сравнительных и предварительных оценок ресурса.

Расчеты машиностроительных компонентов. Детерминированные и вероятностные расчеты деталей трансмиссии. Для основных деталей трансмиссии (зубчатых колес, подшипников, шлицевых соединений и других) были разработаны методики расчета по переменным нагрузкам и программы расчетов на ЦВМ [6, 8, 14].

Расчеты зубчатых колес наиболее трудоемкие и сложные. Предусмотрено два вида детерминированных расчетов: на прочность и долговечность. В первом расчете оценивается прочность детали

под действием максимальной динамической нагрузки трансмиссии. Определение максимальной нагрузки проводится по динамической схеме.

Во втором расчете определяется долговечность (наработка) как следствие накопления усталостных повреждений. Особенностью разработанных методик является доведение расчета до значений наработки детали в километрах пробега автомобиля или часах работы трактора. В других известных методиках расчет сводится к сопоставлению действующих и допускаемых напряжений.

Кроме того, разработанные расчетные формулы по структуре одинаковы для всех видов зубчатых колес. При расчетах напряжений специальным коэффициентом внешних динамических нагрузок учитывается динамический характер нагружения трансмиссии в зависимости от ее типа и вида мобильной машины.

Исходные данные для детерминированных и вероятностных расчетов и сами расчеты отличаются принципиально. В первом случае используется одна кривая распределения действующих нагрузок на деталь и одна величина механической характеристики, например предел выносливости σ_r . Для вероятностных расчетов необходимо располагать вариациями кривых распределения действующих нагрузок и кривой распределения σ_r .

Полученные в детерминированном расчете значения служат опорными точками для построения распределения меры несущей способности детали (циклоустойкости) $R = \sigma_r^m N_0$, где N_0 — базовое число циклов, и меры повреждения на единице наработки (единичной циклонапряженности) q . Случайный характер R определяется случайной величиной σ_r , а случайный характер q — случайным характером коэффициента пробега, отражающим вариацию кривых нагрузок.

Наработка (пробег) L рассчитывается по формуле

$$L = R / q, \quad (2)$$

где L — случайная величина. Наиболее просто ее характеристики определяются в предположении, что распределения R и q подчиняются логарифмически нормальным распределениям. Тогда наработка L также распределена по данному закону, а параметры распределения L получают из соответствующих параметров распределения R и q . Полученное распределение L используют для определения показателей надежности детали по рассматриваемому предельному состоянию.

Стандартные кривые распределения относительного ресурса. Для типовых распределений R и q могут быть построены стандартные распределения ресурса, представленного в относительном виде.

Для построения стандартных кривых введен безразмерный параметр (относительный ресурс)

$$K_6 = L / L_6, \quad (3)$$

здесь L_6 — некоторое базовое значение. В качестве L_6 целесообразно использовать один из трех ресурсов: L_p — ресурс, получаемый в детермини-

рованном расчете при R_p и q_p , соответствующих определенным вероятностям (при этом $K_6 = K_p = L / L_p$; L_{10} — 90 %-ный ресурс ($K_{10} = L / L_{10}$); L_0 — медианное значение ресурса ($K_0 = L / L_0$).

Методика расчета числовых характеристик распределения K_6 при типовых распределениях R и q приведена в [15]. На рисунке 9 показаны стандартные распределения $f(K_0)$ для зубчатых колес (расчеты зубьев на контактную и изгибную выносливость) и подшипников качения при типовых логарифмически нормальных (ЛН) и нормальных (Н) распределениях R и q .

Методика, основанная на понятии «относительный ресурс», позволяет простым способом переходить от результатов детерминированных расчетов к вероятностным. Для этого достаточно определить детерминированное значение базового ресурса K_6 в одном из вышеприведенных значений, принять соответствующее типовое распределение относительного ресурса $f(K_0)$ и перевести, используя соотношение (3), это распределение из относительного $f(K_0)$ в абсолютный $f(L)$ вид.

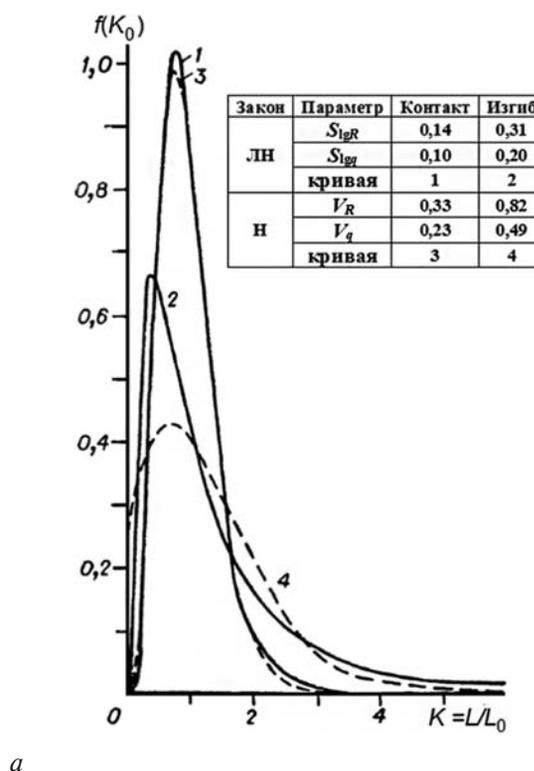
Расчет надежности трансмиссии как системы со многими элементами. В работе [5] указывается, что элементарный расчет надежности с использованием последовательно-параллельных цепей при независимости отказов не следует применять к трансмиссиям.

В действительности, как показывает анализ сроков службы трансмиссий различных машин, плотность вероятности отказов системы $f(L)$ описывается некоторой кривой, расположенной между вероятностью безотказной работы наиболее слабой детали (рисунок 10, кривая 1), и кривой, полученной расчетами последовательно-параллельных цепей при независимых отказах (см. рисунок 10, кривая 2).

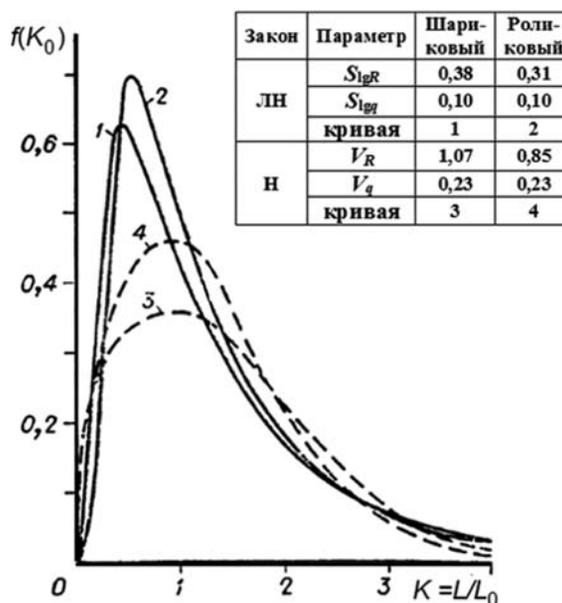
Отмечается, что попытки расчетным путем получить кривую, соответствующую действительности, не дали результата. В качестве одного из методов предлагается кривую отказов трансмиссии (кривая 3) строить методом, представленным на рисунке 10.

Разработка нормативных документов. Рассматриваемые детерминированные и вероятностные расчеты деталей трансмиссии имеют с методической точки зрения достаточно широкое общемашиностроительное применение, они вошли в нормативные документы СССР. Впервые в СССР были разработаны государственный стандарт [9] и руководящий документ [16] по расчету надежности изделий машиностроения. В автомобильной промышленности СССР был принят руководящий документ по выбору и расчету подшипников качения [17], где использован представленный подход, но вместо коэффициентов пробега применены коэффициенты нагрузки $K_n = \sqrt[n]{K_p}$.

Анализ, синтез, проектирование и испытания трансмиссии. Большое значение имели лекции



а



б

Рисунок 9 — Типовые законы распределения относительного ресурса $f(K_0)$ зубчатых колес (а) и подшипников качения (б) [15]: ЛН — логарифмически нормальный; Н — нормальный

И.С. Цитовича, в те годы заведующего кафедрой «Автомобили», для студентов Белорусского политехнического института по анализу и синтезу коробок передач с использованием различных современных методик [18]. Они подготовили почву для разработки впоследствии оригинальных логико-комбинаторных методов синтеза планетарных и вально-планетарных коробок передач в Институте проблем надежности и долговечности машин АН БССР, который И.С. Цитович возглавил в 1973 году. Методы сочетали структурные, анали-

тические и графические операции [15], [19], [20]. Для описания и синтеза структур планетарных трансмиссий введены канонические матрицы инцидентий, позволяющие однозначно отображать различные изоморфные структуры таких трансмиссий и разработаны основы их построения [21].

С ведущими автотракторными предприятиями СССР велись работы по расчету, проектированию и испытаниям трансмиссий. Наиболее сложны задачи синтеза схем и проектирования планетарных трансмиссий [15]. По результатам этих работ получены десятки авторских свидетельств на изобретения, совместными заявителями которых стали Институт проблем надежности и долговечности машин АН БССР (правоприемник — Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси) и предприятия: МАЗ (УГК-2, ныне МЗКТ), МТЗ, Гомсельмаш, ЧЗПТ, ИЗТМ и другие. Впоследствии на основе этих работ была разработана конструкторская документация на ряд трансмиссий (например, по изобретению [22], рисунок 11), изготовлен и испытан опытный образец (по изобретению [23], рисунок 12). При описании коробок передач в скобках указывается число передач переднего + заднего хода.

Помимо упомянутых разработок ряд коробок передач с уникальными свойствами.

Планетарные коробки передач с минимальной нагруженностью [24]–[27]. Разработан класс планетарных коробок с достаточно равномерным распределением моментов на выходных звеньях. Это достигается за счет использования механизмов типа Симпсон, у которых выходное звено входит в состав двух планетарных рядов, каждый из которых передает на выходное звено блока лишь часть силового потока. На рисунке 13 приведены коробки передач, которые обеспечивают получение шести (PGB-6) [24], семи (PGB-7)[25] и восьми (PGB-8)[26] передач переднего хода за счет использования расширенного механизма Симпсон [15]. Приведены значения передаточных чисел u_i и их соотношения u_i / u_{i+1} на передачах для выбранных параметров планетарных рядов u_{ab}^h .

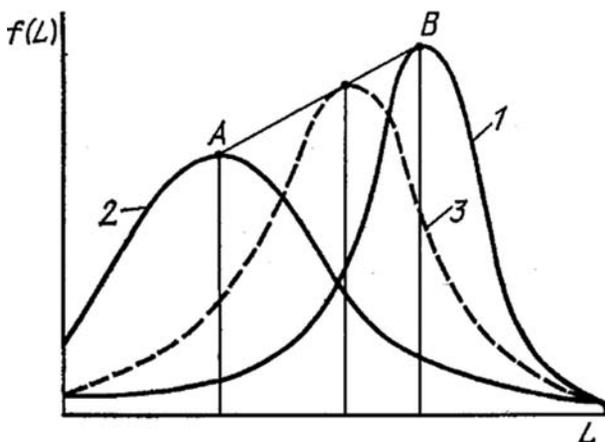


Рисунок 10 — Построение кривой надежности трансмиссии [5]

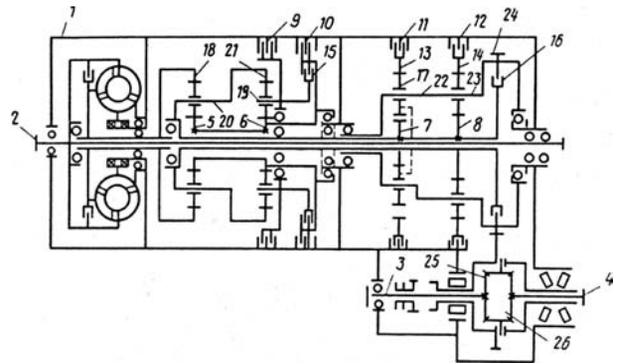
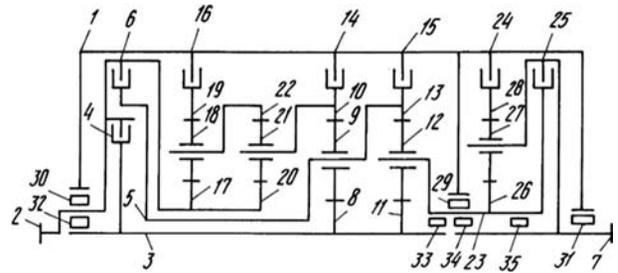
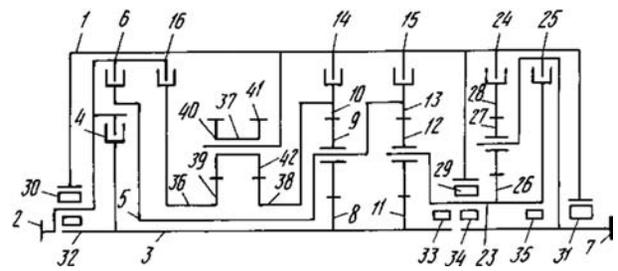


Рисунок 11 — Шестиступенчатая (6+3) трансмиссия [22]



а



б

Рисунок 12 — Многоступенчатая (12+4) коробка передач с широким диапазоном и плотным рядом передаточных чисел [23] в двух вариантах: а — планетарный; б — вально-планетарный

Коробки передач PGB-6 и PGB-8 выполнены по последовательной с установкой диапазонного редуктора перед основной коробкой передач, что в данных коробках обеспечивает разгрузку и диапазонного редуктора, и основной коробки передач.

Свойства коробок PGB рассмотрены в [15]. По комплексному показателю нагруженности, введенному в работе [25], который учитывает моменты, нагружающие фрикционы, частоты вращения сателлитов и фрикционов при включении и выключении, коробки передач значительно превосходят известные мировые аналоги. Применительно к PGB-8 это показано в работе [28].

Вальная многоступенчатая коробка передач с повышенным КПД. Коробка передач [29] показана на рисунке 14, отличается тем, что на прямой передаче, которая используется чаще всего у автомобилей и автопоездов, предназначенных для эксплуатации на скоростных маршрутах, она имеет повышенный КПД по сравнению с обычными коробками передач с делителем.

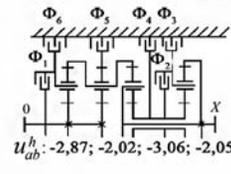
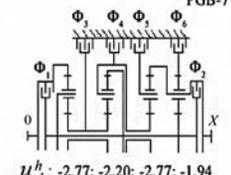
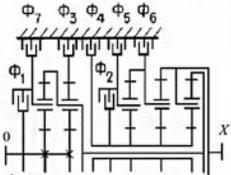
Схема	Передача	U_i	$\frac{U_i}{U_{i+1}}$	Элементы управления
 <p>$u_{ab}^h: -2,87; -2,02; -3,06; -2,05$</p>	I	6,09	1,51	$\Phi_3 \Phi_5$
	II	4,05	1,33	$\Phi_4 \Phi_5$
	III	3,05	1,53	$\Phi_2 \Phi_3$
	IV	2,00	1,51	$\Phi_1 \Phi_3$
	V	1,33	1,33	$\Phi_1 \Phi_4$
	VI	1,0	—	$\Phi_1 \Phi_2$
	R1	-5,73	1,53	$\Phi_3 \Phi_6$
	R2	-3,81	—	$\Phi_4 \Phi_6$
 <p>$u_{ab}^h: -2,77; -2,20; -2,77; -1,94$</p>	I	9,54	1,51	$\Phi_3 \Phi_6$
	II	6,34	1,58	$\Phi_4 \Phi_6$
	III	4,00	1,36	$\Phi_3 \Phi_6$
	IV	2,94	1,36	$\Phi_1 \Phi_6$
	V	2,16	1,58	$\Phi_2 \Phi_4$
	VI	1,35	1,36	$\Phi_2 \Phi_3$
	VII	1,0	—	$\Phi_1 \Phi_2$
	R1	-5,48	—	$\Phi_3 \Phi_5$
 <p>$u_{ab}^h: -3,07; -2,07; -3,07; -3,07; -3,07$</p>	I	7,14	1,33	$\Phi_3 \Phi_6$
	II	5,39	1,32	$\Phi_3 \Phi_5$
	III	4,07	1,33	$\Phi_3 \Phi_4$
	IV	3,07	1,32	$\Phi_3 \Phi_2$
	V	2,33	1,33	$\Phi_1 \Phi_6$
	VI	1,76	1,32	$\Phi_1 \Phi_5$
	VII	1,33	1,33	$\Phi_1 \Phi_4$
	VIII	1,0	—	$\Phi_1 \Phi_2$
	R1	-7,14	1,33	$\Phi_6 \Phi_7$
	R2	-5,33	1,32	$\Phi_3 \Phi_7$
	R3	-4,07	1,33	$\Phi_4 \Phi_7$
	R4	-3,07	—	$\Phi_2 \Phi_7$

Рисунок 13 — Схемы коробок передач на основе расширения механизма Симпсон: PGB-6 — число передач 6+2; PGB-7 — число передач 7+1; PGB-8 — число передач 8+4 (u_{ab}^h — параметр планетарного ряда)

Прямая передача включается при перемещении синхронизатора 29 вперед. Остальные механизмы переключения передач (синхронизатор 11 делителя, синхронизатор 30 и муфта 31 основной коробки передач) находятся в нейтральном положении. В этом случае вал 5 и вал 18 соединяются между собой, и момент от двигателя проходит через коробку передач по этим валам без преобразования. Особенность работы коробки на прямой передаче состоит в том, что пары шестерен делителя и основной коробки передач, а также про-

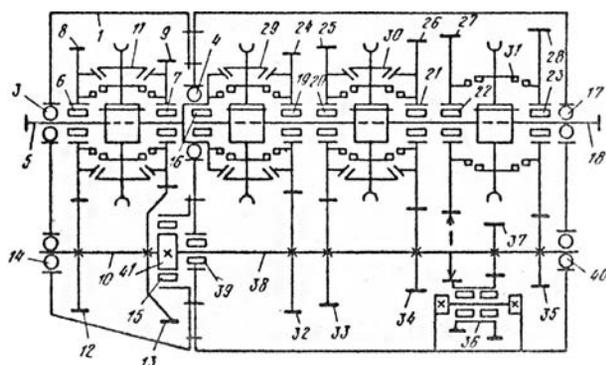


Рисунок 14 — Вальная многоступенчатая коробка передач с повышенным КПД [29]

межуточные валы не приводятся во вращение, и нет потерь, вызванных их принудительным холостым вращением (перебалтывания масла в картере, трения в сопряжениях и других потерь). Это обеспечивает более высокий КПД на прямой передаче в данной коробке передач по сравнению с известными коробками.

Невозможность получения в предлагаемой конструкции одной передачи за счет одновременного включения двух пар шестерен 8, 12 и 9, 13 привода промежуточных валов не является существенным обстоятельством для многоступенчатой коробки передач и может быть при необходимости компенсировано корректировкой передаточных чисел без ущерба для тягово-скоростных качеств автомобиля, поскольку общее число передач в многоступенчатых коробках с делителем составляет не менее восьми — десяти. Вместе с тем, небольшое, но гарантированное повышение КПД коробки обеспечивает значительную экономию топлива в масштабах всего парка автомобилей с многоступенчатыми коробками передач.

Многоступенчатая коробка передач с делителем и диапазонным редуктором. Вышеописанная идея использования прямой передачи без приведения во вращения холостых элементов в многоступенчатой трансмиссии получила в изобретении [30] (рисунок 15). Коробка передач снабжена дополнительным (диапазонным) редуктором, по-новому организовано получение передач заднего хода. В представленном варианте коробка передач имеет 14 передач переднего хода и 6 — заднего хода. В последовательной традиционной конструкции: делитель (2 передачи) + основная коробка (4+1 передача) + редуктор (2 передачи), — возможна реализация 16+4 передач.

Незначительное уменьшение (14 вместо 16) передач переднего хода компенсируется тем, что две передачи на режиме прямой передачи в основной коробке имеют повышенный КПД.

Прямая передача основной коробки включается при перемещении синхронизатора 41 редуктора

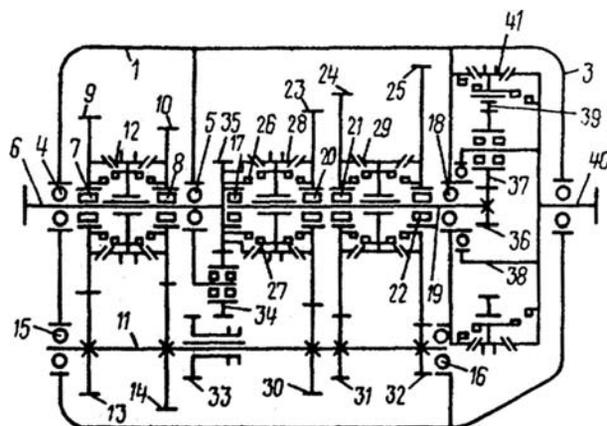


Рисунок 15 — Многоступенчатая коробка передач с делителем и диапазонным редуктором [30], обладающая повышенными КПД и числом передач заднего хода

вправо и при введении в зацепление полумуфт 27 и 26 (перемещением вправо синхронизатора 28 основной коробки). Остальные механизмы переключения передач (синхронизаторы 12 и 29, и шестерня 33) находятся в нейтральном положении. В этом случае валы 6, 19 и 40 соединяются между собой и момент от двигателя проходит через коробку передач по этим валам без преобразования.

В приведенной конструкции коробки передач (см. рисунок 15) также обеспечен малый осевой габарит и наиболее просто реализуются требования отбора мощности для насосов смазки. При этом используется зубчатое колесо 34, постоянно приводимое во вращение шестерней 35, закрепленной на первичном валу 6.

В общем случае коробка имеет число передач заднего хода, равное числу промежуточных передач основной коробки, умноженное на число передач диапазонного редуктора. Передачи заднего хода получаются путем перемещения шестерни 33 в осевом направлении на промежуточном валу 11 и сочетанием включений передач основной коробки и передач диапазонного редуктора. Остальные механизмы переключения передач находятся в нейтральном положении.

По одному из вариантов конструкции данной коробки передач был разработан проект А00146 коробки передач магистрального автопоезда с оценкой габаритов, массы, ресурса основных компонентов коробки [31] для представления на конкурсе технических идей и проектов экологически чистых автотранспортных средств, проведенного научным советом ГКНТ и АН СССР в 1989 году. По итогам конкурса проект А00146 получил одобрение, включен в список наиболее значимых проектов.

Надежная и компактная вально-планетарная коробка передач [32]. Вально-планетарная коробка передач (ВПК) реализует восемь передач, если использовать условия переключения одним элементом управления (в вариантах ВПК-2 и ВПК-3), и девять без этого условия. Ее схема, и основы планов скоростей для вариантов с прямой и повышающей высшей передачей представлены на рисунке 16. По вертикальным осям основ планов скоростей отложены обратные значения передаточных чисел, а точки пересечения лучей элементов управления соответствуют передачам ВПК и в графическом виде отражают зависимости между обратными значениями ее передаточных чисел.

Возможные варианты параметров ВПК приведены в таблице, при этом обозначены передаточные числа $u_{G1} = 0,72$, $u_{G2} = 1,4$ первого и второго механизмов с неподвижными осями, внутренние передаточные числа $u_{D1,2} = -1,9$ планетарных рядов.

Компактность и снижение нагруженности обеспечивается за счет применения нескольких коаксиально расположенных промежуточных валов у зубчатых механизмов с неподвижными ося-

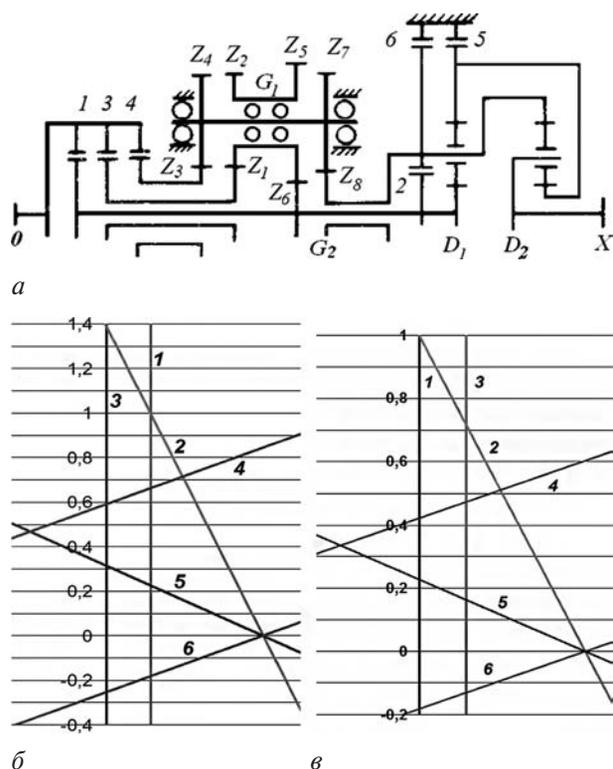


Рисунок 16 — Схема коробок ВПК-2 и ВПК-3 (а), основы планов скоростей коробок ВПК-2 (б) и ВПК-3 (в)

ми. При этом снижаются относительные скорости вращения подшипников вальной части, а также действующие на них усилия из-за разделения силовых потоков по нескольким путям.

ВПК обладает более гибкими возможностями при реализации различных рядов передаточных чисел по сравнению с чисто планетарными конструкциями. Сравнение данной коробки с известными решениями приведено в [27].

Ряд из описанных перспективных разработок остался не завершенным из-за распада СССР.

В области испытаний был разработан ряд технических решений, признанных изобретениями, на стенды для испытания трансмиссий (авторские свидетельства СССР: 539246; 1244536; 1368687; 1337705) и способы испытаний (авторские свидетельства СССР: 887970; 779843. Права на использование последнего технического решения проданы по лицензионному договору в Германию и Турцию).

Весовое проектирование. Наибольшее развитие вопросы весового проектирования получили при проектировании самолетов [33, 34]. В последние годы жизни И.С. Цитович развивал идею весового проектирования для автотракторной техники. При этом он основывался на следующих положениях.

Многочисленные замеры нагрузок в трансмиссиях в различных эксплуатационных условиях показали, что нагрузочный режим очень изменчив и зависит не только от конструктивных особенностей машин, но и от качества дорог и общей массы автомобилей (автопоездов), а для тракторов — от

Таблица — Передаточные числа коробок ВПК

Основа плана скоростей	Передача	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	R1	R2
Рисунок 16 б $u_{G1} = 0,72$ $u_{G2} = 1,4$ $u_{D1,2} = -1,9$	Элементы управления	1; 5	3; 5	4; 5	4; 3	4; 1	4; 2	1; 2	3; 2	6; 3	6; 1
	Передаточные числа u_{GB}	4,42	3,18	2,14	(1,92)	1,69	1,40	1,0	0,72	-5,48	-3,94
Рисунок 16 в $u_{G1} = 1,4$ $u_{G2} = 1,96$ $u_{D1,2} = -1,9$	Элементы управления	3; 5	1; 5	4; 5	4; 1	4; 3	4; 2	3; 2	1; 2	6; 1	6; 3
	Передаточные числа u_{GB}	6,16	4,40	2,99	2,37	(2,11)	1,96	1,40	1,0	-7,70	-5,50

Примечание: для ВПК-2: $z_2/z_1 = 0,87$, $z_4/z_3 = 1,2$; для ВПК-3: $z_2/z_1 = 1,2$, $z_4/z_3 = 1,4$

процента эксплуатации на различных видах сельскохозяйственных работ. Нельзя проектировать автомобиль исходя из того, что он все время будет ездить по плохим дорогам и с прицепом максимальной массы, или что трактор будет все время эксплуатироваться на пахоте слежавшейся целины. В таких случаях машины получаются с большими собственными массами. Все детали и сборочные единицы трансмиссии должны иметь определенные массы, согласованные с массами двигателя и машины. Таким образом, размеры деталей трансмиссий больше зависят не от нагрузочного режима, а от массы машины (перевозимого груза), на которой установлена трансмиссия.

Содержание теории весового проектирования автотракторной техники представлено в главе 7 работы [15], подготовленной и опубликованной уже без непосредственного участия И.С. Цитовича, однако отражающей его идеи в области весового проектирования трансмиссий.

На первый взгляд кажется, что весовое проектирование, т. е. проектирование агрегатов с учетом массы или исходя из заданной массы, является альтернативой проектирования исходя из требований к надежности (ресурсу). Более глубокий анализ показывает, что весовое проектирование дает необходимую информацию для установления закономерностей и связей между параметрами нагруженности, веса и надежности.

Предметом весового проектирования являются:

- весовые закономерности, проявляющиеся в конструкциях машин, их агрегатов, выполненных по различным конструктивным и силовым схемам;
- связи между показателями, описывающими следующие свойства конструкции: «нагруженность — несущая способность» и «точность — надежность — размеры — масса»;
- распределение массы по отдельным элементам конструкции;
- использование закономерностей и связей для разработки концепций и методик проектирования конструкций минимального веса.

В задачи весового проектирования входят:

- сбор статистических данных о массе машин и агрегатов-аналогов;

- расчет и прогнозирование весовых характеристик на всех стадиях создания машины, агрегата;
- определение данных для расчетов на долговечность и прочность, в том числе массоинерционных параметров для динамических расчетов;
- весовое планирование и контроль при проектировании для достижения минимальной массы;
- разработка методов проектирования машин и агрегатов заданной массы.

Особенности оценки массы коробок передач. Для агрегатов трансмиссии необходимо разработать и апробировать систему показателей с целью сбора статистических данных по массам агрегатов и осуществления предварительной оценки их массогабаритных параметров. Масса агрегатов трансмиссии зависит от уровня нагруженности, который в свою очередь определяется полной массой машины. Отсюда следует, что для учета нагруженности наиболее информативен показатель, в котором масса агрегата относится к полной массе автомобиля (трактора), а для автопоездов — к полной массе автопоезда. Если учесть, что грузовые автомобили классифицируются по грузоподъемности, а тракторы — по номинальной тяге на крюке (класс трактора), то целесообразно также ввести показатель, в котором масса агрегата относится к грузоподъемности (для автомобилей) или вес агрегата относится к номинальной тяге на крюке (для тракторов).

Таким образом, группа относительных показателей для оценки массы агрегатов трансмиссии автомобиля в частности коробки передач, включает следующие показатели: $m_{кп}/m_c$, $m_{кп}/m_T$, $m_{кп}/m_A$, где $m_{кп}$ — масса коробки передач; m_c — сухая масса (в первом приближении можно не делать отличия между сухой и собственной массой; такое допущение позволит связать рассматриваемые показатели через коэффициент использования массы, представляющий отношение номинальной грузоподъемности автомобиля к его собственной массе); m_T — масса перевозимого груза; m_A — полная масса автомобиля, автопоезда.

В работе [5] представлен осредненный нагрузочный режим, который соответствует состоянию дорог европейской части СССР в 1970–1980 годах. На основании этого нагрузочного режима раз-

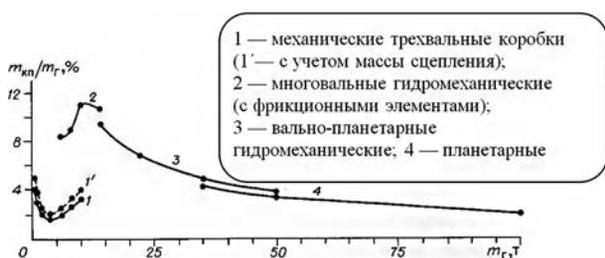


Рисунок 17 — Относительная масса коробок передач различных типов из рекомендуемого типового ряда в зависимости от грузоподъемности автомобиля

работаны типовые ряды агрегатов автомобилей, установлены их массовые показатели.

Обобщенные графики относительной массы коробок передач ($m_{кп}$ — масса коробки передач; m_r — масса перевозимого груза) приведены на рисунок 17 [20].

На сегодняшний день весовое проектирование пока не получило широкого развития: не используется постановка задачи спроектировать автомобиль (трактор) заданной массы. Но его отдельные элементы применяются для анализа качества проектирования однотипных агрегатов.

Заключение. Исследования белорусской школы в начальный период во многом носили пионерский характер. Сформулирована концепция и положено начало построению теории мобильной машины как динамики многомассовой системы, в отличие от преобладающих подходов рассмотрения динамики движения машины как сосредоточенной массы. Установлены закономерности в формировании нагрузочных режимов трансмиссий и мобильных машин в целом. Принципиальным положением стало введение в практические расчеты деталей машин вариации их нагрузочных режимов.

Исследования характеризует высокий уровень аналитичности. Результаты, как правило, доводились до представления в виде удельных, относительных, безразмерных показателей, что придавало им обобщающий характер. Эти достижения создали предпосылки для развития ресурсной механики машин.

Список литературы

1. Цитович, И.С. Прогнозы, поиски и результаты исследований проблемной лаборатории автомобилей // Сб. статей, посвященный 50-летию БПИ. — Минск: БПИ, 1975. — С. 65–76.
2. Цитович, И.С. Динамика автомобиля / И.С. Цитович, В.Б. Альгин. — Минск: Наука и техника, 1981. — 191 с.
3. Альгин, В.Б. Динамические схемы мобильных машин / В.Б. Альгин. — Минск: ИНДМАШ АН БССР, 1978. — 44 с.
4. Альгин, В.Б. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / В.Б. Альгин, В.Я. Павловский, С.Н. Поддубко; под ред. И.С. Цитовича. — Минск: Наука и техника, 1986. — 214 с.
5. Цитович, И.С. Надежность трансмиссий автомобилей и тракторов / И.С. Цитович, Б.Е. Митин, В.А. Дзюнь. — Минск: Наука и техника, 1985. — 143 с.
6. Цитович, И.С. Расчеты по предельным состояниям валов, шестерен и подшипников автомобиля / И.С. Цитович. — Минск: БПИ, 1960. — 122 с.

7. Ровдо, В.И. Статистические методы исследования нагрузок транспортных и тяговых машин: автореф. дис.... канд. техн. наук / В.И. Ровдо. — Минск: БПИ, 1973.
8. Цитович, И.С. Трансмиссии автомобиля / И.С. Цитович, И.В. Каноник, В.А. Вавуло. — Минск: Наука и техника, 1979. — 256 с.
9. Надежность в технике. Прогнозирование надежности изделий при проектировании. Общие требования: ГОСТ 27.301-83.
10. Вавуло, В.А. Расчеты зубчатых колес и подшипников трансмиссии автомобилей. Методическое пособие по курсовому и дипломному проектированию / В.А. Вавуло. — Минск: БНТУ, 1990. — 65 с.
11. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» / А.И. Гришкевич [и др.]; под ред. А.И. Гришкевича. — Минск: Выш. шк., 1985. — 240 с.
12. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: учеб. для вузов / Н.Ф. Бочаров [и др.]; под общ. ред. Н.Ф. Бочарова, И.С. Цитовича. — М.: Машиностроение, 1983. — 299 с. (и другие издания).
13. Проектирование трансмиссии автомобиля: справ. / под общ. ред. А.И. Гришкевича. — М.: Машиностроение, 1984. — 272 с.
14. Цитович, И.С. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов: проектирование и расчет / И.С. Цитович, В.А. Вавуло, Б.Н. Хваль. — Минск: Изд-во Мин-ва высш., среднего и проф. образования БССР, 1962. — 396 с.
15. Цитович, И.С. Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов / И.С. Цитович, В.Б. Альгин, В.В. Гришкевич. — Минск: Наука и техника, 1987. — 224 с.
16. Методические указания. Расчет показателей надежности. Общие положения: РД 50-639-87. — М.: Изд-во стандартов, 1987.
17. Выбор и расчет подшипников качения автомобиля: РД 37.001.010-83. — М.: Минавтопром, 1984.
18. Цитович, И.С. Основы синтеза планетарных и гидромеханических передач / И.С. Цитович. — Минск: Изд-во Мин-ва высш., среднего и проф. образования БССР, 1963. — 44 с.
19. Цитович, И.С. Логико-комбинаторный синтез коробок передач транспортных средств / И.С. Цитович, В.Б. Альгин, В.В. Гришкевич // Вес. АН БССР. Сер. физ.-техн. наук, 1984. — № 3. — С. 52–56.
20. Выбор коробки передач колесных тракторов / И.С. Цитович [и др.] // Вес. АН БССР. Сер. физ.-техн. наук. — 1984. — № 4. — С. 64–69.
21. Альгин, В.Б. Алгоритм получения структур планетарных коробок передач / В.Б. Альгин // Разработка и применение методов и средств вычислительной техники для автоматизированной обработки информации. — Минск, 1974. — С. 63–64.
22. Трансмиссия транспортного средства: а.с. 1657798 СССР, МПК F16H3/44 / В.Б. Альгин, В.В. Гришкевич, И.В. Качуров, В.К. Микалуцкий, С.Н. Поддубко, В.И. Рожин, О.П. Царев, М.Е. Чушенков; заявители: Ин-т проблем надежности и долговечности машин АН БССР, Ишимбайский 3-д транспортного машиностроения. — заявл. 01.12.88; опубл. 23.06.91 // Бюл. № 23.
23. Многоступенчатая коробка передач транспортного средства: пат. 2091248 РФ, МПК В60К17/06 / В.Б. Альгин, В.В. Гришкевич, О.Л. Косткин, И.И. Новик, С.Н. Поддубко, С.Г. Стаскевич; патентообладатели: Ин-т надежности машин АН БССР, Минский 3-д колесных тягачей. — заявл. 01.02.96; опубл. 27.09.97 // Бюл. № 27.
24. Планетарная коробка передач: а.с. 1104327 СССР/МПК F16H3/44 / В.Б. Альгин, В.В. Гришкевич, О.Л. Косткин, В.П. Меленцевич, С.Н. Поддубко, О.П. Царев, И.С. Цитович, И.Г. Шейнкер; заявители: Ин-т проблем надежности и долговечности машин АН БССР и Минский автомобильный завод; — заявл. 24.05.1983; опубл. 23.07.1984 // Бюл. № 27.
25. Планетарная коробка передач: а.с. 1128026 СССР/МПК F16H3/44 / В.Б. Альгин, В.В. Гришкевич, О.Л. Косткин, В.П. Меленцевич, С.Н. Поддубко, О.П. Царев, И.С. Цитович, И.Г. Шейнкер; заявители: Ин-т проблем надежности и долговечности машин АН БССР и Минский автомобильный завод; — заявл. 21.07.1983; опубл. 07.12.1984 // Бюл. № 45.
26. Планетарная коробка передач: а.с. 1105711 СССР/МПК F16H3/44 / В.Б. Альгин, В.В. Гришкевич, О.Л. Косткин,

- В.П. Меленцевич, С.Н. Поддубко, О.П. Царев, И.С. Цитович, И.Г. Шейнкер, А.Ф. Митяев и Д.Ф. Ковалев; заявители: Ин-т проблем надежности и долговечности машин АН БССР и Минский автомобильный завод; — заявл.06.06.83; опубл. 30.07.1984 // Бюл. № 28.
27. Альгин, В.Б. Высокомошные гидромеханические передачи: патентно-информационное и расчетное исследование. Ч. 2: Коробки передач с тремя степенями свободы / В.Б. Альгин, Е.Н. Боковец, Е.В. Кузнецов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2015. — № 3(32). — С. 22–35.
 28. Альгин, В.Б. Высокомошные гидромеханические передачи: патентно-информационное и расчетное исследование. Ч. 3: Коробки передач с четырьмя степенями свободы и общий анализ / В.Б. Альгин, Е.Н. Боковец, Е.В. Кузнецов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2015. — № 4(33). — С. 20–35.
 29. Многоступенчатая коробка передач транспортного средства: а.с. 948703 СССР, МКИ В 60 К 17/06 / И.С. Цитович, В.Б. Альгин; заявитель: Ин-т проблем надежности и долговечности машин АН БССР — заявл. 02.10.79; опубл. 07.08.82 // Бюл. № 29.
 30. Многоступенчатая коробка передач транспортного средства: а.с. 1696324 СССР, МКИ В 60 К 17/06 / В.Б. Альгин, М.С. Высоцкий, В.В. Грицкевич, А.В. Евстратовский, С.Н. Поддубко, О.П. Царев, М.Е. Чущёнков, В.Е. Шопов; заявитель: Ин-т проблем надежности и долговечности машин АН БССР. — заявл. 23.01.90; опубл. 07.12.91 // Бюл. № 45.
 31. Альгин, В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В.Б. Альгин. — Минск: Наука і тэхніка, 1995. — 256 с.
 32. Коробка передач: а.с.1204413 СССР, МПК В60К17/08/ В.Б. Альгин, В.В. Грицкевич, С.Н. Поддубко, О.П. Царев, И.С. Цитович, С.А. Альгина, Л.В. Калацкий, В.Е. Шопов; заявитель: Ин-т проблем надежности и долговечности машин АН БССР. — заявл: 31.07.84; опубл. 15.01.86 // Бюл. № 2.
 33. Шейнин, В.М. Весовое проектирование и эффективность пассажирских самолетов: справ. — 2-е изд. / В.М. Шейнин, В.И. Козловский. — М.: Машиностроение, 1984. — 552 с.
 34. Проектирование самолетов: учеб. для вузов / С.М. Егер [и др.]; под ред. С.М. Егера. — М.: Машиностроение, 1983. — 616 с.

ALGIN Vladimir B., D. Sc. in Eng., Prof.

Deputy General Director in Science

E-mail: vladimir.algin@gmail.com

Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received 11 November 2016.

BY CENTURY OF IGOR TSITOVICH. BELARUS SCHOOL OF CALCULATION AND DESIGNING OF TRANSMISSIONS. PART 1: THE INITIAL STAGE

The article consists of two parts covering history and modern times. The first part considers historically significant scientific ideas of the Belarus school of calculation and designing of transmissions of vehicles during the initial stage (1960–1985). In the field of the theory of transport and traction vehicles there are construction of mechanical models, dynamic schemes and signal graph of transmissions, reaction links consideration, formation of electronic models of vehicles dynamics without formulating of their differential equations of movement. The concept of a variation of loading modes is introduced. The way of its representation through a curve of distribution of running factor is developed for use in practical calculations. The data on the USSR first standards devoted to calculation of machinery components are shown. The issues of analysis, synthesis, designing and tests of transmissions, including the original decisions protected by copyright certificates of the USSR, are described. The approaches to an estimation of reliability of transmission and its weight designing are presented.

Keywords: vehicle, transmission, calculation, designing, the Belarus school, initial stage

References

1. Tsitovich I.S. Prognozy, poiski i rezultaty issledovaniy problemnoj laboratorii avtomobilej [Forecast, search and research of the basic research laboratory of vehicles]. *Sbornik statej, posvjashhennyj 50-letiju BPI* [Collection of papers dedicated to the 50th anniversary of the BPI], Minsk, BPI, 1975, pp. 65–76.
2. Tsitovich I.S., Algin V.B. *Dinamika avtomobilja* [Vehicle Dynamics]. Minsk, Nauka i tehnika, 1981. 191 p.
3. Algin V.B. *Dinamicheskie shemy mobilnyh mashin* [Dynamic circuits of mobile machines]. Minsk, INDMASH AN BSSR, 1978. 44 p.
4. Algin V.B., Pavlovskiy V.Ya., Poddubko S.N. *Dinamika transmissii avtomobilja i traktora* [Dynamics of automobile and tractor transmission]. Minsk, Nauka i tehnika, 1986. 214 p.
5. Tsitovich I.S., Mitin B.E., Dzyun V.A. *Nadezhnost transmissij avtomobilej i traktorov* [Reliability of transmissions of automobiles and tractors]. Minsk, Nauka i tehnika, 1985. 143 p.
6. Tsitovich I.S. *Raschety po predelnyim sostojanijam valov, shesterev i podshpnikov avtomobilja* [Calculations on limit states of shafts, gears and car bearings]. Minsk, BPI, 1960. 122 p.
7. Rovdo V.I. *Statisticheskie metody issledovanija nagruzok transportnyh i tjadovyh mashin. Avtoref. diss. kand. tehn. nauk* [Statistical methods for investigating loads of transport and traction machines. Extended Abstract of Ph. D. Thesis]. Minsk, BPI, 1973.
8. Tsitovich I.S., Kanonik I.V., Vavulo V.A. *Transmissii avtomobilja* [Automobile transmissions]. Minsk, Nauka i tehnika, 1979. 256 p.
9. GOST 27.301-83. *Prognozirovaniye nadezhnosti izdelij pri proektirovanii. Obshhie trebovanija* [State Standart 27.301-83. Reliability in technique. Prognosis of product reliability during

- designing. General requirements]. Moscow, Izd-vo standartov, 1983. 42 p.
10. Vavulo V.A. *Raschety zubchatykh koles i podshipnikov transmissii avtomobilej: metodich. posobie po kursovomu i diplomnomu proektirovaniju* [Calculations of gears and bearings of automobile transmission: Methodical manual on course and degree designing]. Minsk, Belarusian National Technical University, 1990. 65 p.
 11. Grishkevich A.I., Vavulo V.A., Karpov A.V. [et al.] *Avtomobili: Konstrukcija, konstruirovaniye i raschet. Transmissiya* [Cars: design, design engineering and calculation. Transmission]. Minsk, Vyshjeshajsha shkola, 1985. 240 p.
 12. Bocharov N.F., Tsitovich I.S. [et al.] *Konstruirovaniye i raschet kolesnykh mashin vysokoprohodimosti: ucheb. dlja vtuzov* [Design and calculation of wheel off-the-road vehicles: Textbook for technical colleges]. Moscow, Mashinostroenie, 1983. 299 p.
 13. Grishkevich A.I. *Proektirovaniye transmissii avtomobilja* [Car transmission designing]. Moscow, Mechanical engineering, 1984. 272 p.
 14. Tsitovich I.S., Vavulo V.A., Khval B.N. *Zubchatye koleasa avtomobilej i traktorov: proektirovaniye i raschet* [Gear wheels of automobiles and tractors: design and calculation]. Minsk, Izd-vo Min-va vyssh., srednego i prof. obrazovaniya BSSR, 1962. 396 p.
 15. RD 50-639-87. *Metodicheskie ukazaniya. Raschet pokazatelej nadezhnosti. Obshhie polozeniya* [Ruling Document 50-639-87. Guidelines. Calculation of reliability. General provisions]. Moscow, Izd-vo standartov, 1987.
 16. RD 37.001.010-83. *Vybor i raschet podshipnikov kachenija avtomobilja* [Ruling Document 37.001.010-83. Selection and calculation of vehicle rolling bearings]. Moscow, Minavtoprom, 1984.
 17. Tsitovich I.S. *Osnovy sinteza planetarnykh i gidromekhanicheskikh peredach* [Basics of synthesis of epicyclic and hydromechanical gearings]. Minsk, Izd-vo Min-va vyssh., srednego i prof. obrazovaniya BSSR 1963. 44 p.
 18. Tsitovich I.S., Algin V.B., Gritskevich V.V. *Logiko-kombinatornyj sintez korobok peredach transportnykh sredstv* [Logical-combinatorial synthesis of vehicles transmission]. *Vesci AN BSSR. Ser. fiz.-tjehn. nauk* [Bulletin of the Academy of Sciences of Belarus. Edition of Physics and Engineering], 1984, no. 3, pp. 52–56.
 19. Tsitovich I.S., Algin V.B., Gritskevich V.V., Zabironin V.V. *Vybor korobok peredach kolesnykh traktorov* [Selection of transmissions for wheel tractors]. *Vesci AN BSSR. Ser. fiz.-tjehn. nauk* [Bulletin of the Academy of Sciences of Belarus. Edition of Physics and Engineering], 1984, no. 4, pp. 64–69.
 20. Tsitovich I.S., Algin V.B., Gritskevich V.V. *Analiz i sintez planetarnykh korobok peredach avtomobilej i traktorov* [Analysis and synthesis of planetary gearboxes of automobiles and tractors]. Minsk, Nauka i tehnika, 1987. 224 p.
 21. Algin V.B. *Algoritm poluchenija struktur planetarnykh korobok peredach* [Algorithm to obtain epicyclic gearbox structure]. *Razrabotka i primenenie metodov i sredstv vychislitel'noj tehniki dlja avtomatizirovannoj obrabotki informacii* [Development and application of methods and means of computer technology for automated data processing]. Minsk, 1974, pp. 63–64.
 22. Algin V.B., Gritskevich V.V., Kachurov I.V., Mikalutskiy V.K., Poddubko S.N., Rozhin V.I., Tsarev O.P., Chushenkov M.E. *Transmissiya transportnogo sredstva* [Vehicle's transmission]. Author's certificate USSR, no. 1657798, 1988.
 23. Algin V.B., Gritskevich V.V., Kostkin O.L., Novik I.I., Poddubko S.N., Staskevich S.G. *Mnogostupenchataja korobka peredach transportnogo sredstva* [Multiple-speed gearbox of a vehicle]. Patent RU, no. 2091248, 1997.
 24. Algin V.B., Gritskevich V.V., Kostkin O.L., Melentsevich V.P., Poddubko S.N., Tsarev O.P., Tsitovich I.S., Scheinker I.G. *Planetarnaja korobka peredach* [Planetary gear box]. Author's certificate USSR, no. 1104327, IPC F16H3/44, 1984.
 25. Algin V.B., Gritskevich V.V., Kostkin O.L., Melentsevich V.P., Poddubko S.N., Tsarev O.P., Tsitovich I.S., Scheinker I.G. *Planetarnaja korobka peredach* [Planetary gear box]. Author's certificate USSR, no. 1128026, IPC F16H3/44, 1984.
 26. Algin V.B., Gritskevich V.V., Kostkin O.L., Melentsevich V.P., Poddubko S.N., Tsarev O.P., Tsitovich I.S., Scheinker I.G., Mityaev A.F., Kovalev D.F. *Planetarnaja korobka peredach* [Planetary gear box]. Author's certificate USSR, no. 1105711, IPC F16H3/44, 1984.
 27. Algin V.B., Bokovets E.N., Kuznetsov E.V. *Vysokomoshhnye gidromekhanicheskie peredachi: patentno-informacionnoe i raschetnoe issledovanie. Ch. 2: Korobki peredach s tremja stepenjami svobody* [High-power hydromechanical transmissions: patent information and computational study. Part 2: Transmissions with three degrees of freedom]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2015, no. 3(32), pp. 22–35.
 28. Algin V.B., Bokovets E.N., Kuznetsov E.V. *Vysokomoshhnye gidromekhanicheskie peredachi: patentno-informacionnoe i raschetnoe issledovanie. Ch. 3: Korobki peredach s tremja stepenjami svobody* [High-power hydromechanical transmissions: patent information and computational study. Part 3: Transmissions with four degrees of freedom and general analysis]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2015, no. 4(33), pp. 20–35.
 29. Tsitovich I.S., Algin V.B. *Mnogostupenchataja korobka peredach transportnogo sredstva* [Multiple-speed gearbox of a vehicle]. Author's certificate USSR, no. 948703, 1982.
 30. Algin V.B., Vysotskiy M.S., Gritskevich V.V., Evstratovskiy A.V., Poddubko S.N., Tsarev O.P., Chushyonkov M.E., Shopov V.E. *Mnogostupenchataja korobka peredach transportnogo sredstva* [Multiple-speed gear box of a vehicle]. Author's certificate USSR, no. 1696324, IC B 60 K 17/06, 1991.
 31. Algin V.B. *Dinamika, nadezhnost i resursnoe proektirovaniye transmissij mobilnykh mashin* [Dynamics, reliability and resource designing of mobile machines transmissions]. Minsk, Navuka i tjehnika, 1995. 256 p.
 32. Algin V.B., Gritskevich V.V., Poddubko S.N., Tsarev O.P., Tsitovich I.S., Algina S.A., Kalatskiy L.V., Shopov V.E. *Korobka peredach* [Gearbox]. Author's certificate USSR, no. 1204413, 1986.
 33. Scheynin V.M., Kozlovskiy V.I. *Vesovoe proektirovaniye i jeffektivnost passazhirskih samoletov* [Weight design and efficiency of passenger aircraft]. Moscow, Mashinostroenie, 1984. 552 p.
 34. Yeger S.M. [et al.] *Proektirovaniye samoletov* [Design of the aircraft]. Moscow, Mashinostroenie, 1983. 616 p.