

4292705

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

КАГАНОВА Валентина Викторовна

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ
МОТОР-КОЛЕС ПО ВЕСУ

(01.02.02 - теория механизмов, машин
и автоматических линий)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

КАГАНОВА Валентина Викторовна

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ
МОТОР-КОЛЕС ПО ВЕСУ

(01.02.02 - теория механизмов, машин
и автоматических линий)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

17292705

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана

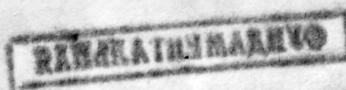
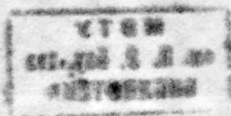


1292705

Каганова В. В. Анализ и син

Москва

1976



Работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научные руководители:

кандидат технических наук, доцент СКВОРЦОВА Н.А.
кандидат технических наук, доцент НИКОНОВ В.А.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор ВИРАБОВ Р.В.
кандидат технических наук БУРАДОВ Ю.В.

Ведущее предприятие указано в решении Ученого Совета.

Автореферат разослан "10" августа 1976 г.

Защита диссертации состоится "27" сентября 1976 г.
на заседании Совета по Машиностроению
МВТУ имени Н.Э.Баумана по адресу:

107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатями, просим направлять по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ имени Н.Э.Баумана.

Ученый секретарь Совета

К.Т.Н.

Л.К. ПОПОВ

Тип. МВТУ

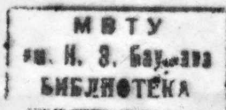
Зак. 391

Тираж 120 экз.

Объем I п.л.

Л - 102852

от 10.06.76.



Общая характеристика работы

Актуальность темы. Потребность народного хозяйства в транспортных средствах высокой проходимости увеличивается из года в год. Постоянное совершенствование этих средств повлекло за собой появление мотор-колес, представляющих собой конструктивное объединение в основном трех элементов: тягового двигателя, редуктора, как правило, планетарного и колеса. Для снижения веса неподдрессоренных масс с целью улучшения тягово-динамической характеристики машины, необходимо уменьшать вес мотор-колеса, а следовательно, и каждого из его элементов. В связи с этим, задача по созданию метода конструирования планетарных редукторов мотор-колес с минимальным весом и достаточно высоким к.п.д. является актуальной.

Цель работы. Разработать принципиально новый метод анализа и синтеза планетарных редукторов мотор-колес по весу с учетом к.п.д. и возможности размещения подшипников качения внутри сателлитов. Выявить рациональный предел повышения быстроходности тягового двигателя с учетом факторов, относящихся к редукторам мотор-колес.

Методы исследований. Сравнительный анализ рассматриваемых кинематических схем производится с помощью областей существования редукторов по весу и напряжениям, построенных графо-аналитическим методом с использованием ЭВМ. Отыскание минимального значения функции веса редуктора одной из кинематических схем при одновременном учете всех переменных и ограничений осуществляется методами математического программирования на ЭВМ. Экспериментальное определение к.п.д. редуктора мотор-колеса автомобиля БЕЛАЗ-549 производилось на стенде обкатки мотор-колес завода БЕЛАЗ.

Научная новизна. В работе впервые поставлена и решена задача анализа и синтеза планетарных редукторов мотор-колес по весу с учетом к.п.д. и прочности. Установлено влияние разбивки передаточного отношения редуктора по ступеням на его параметры. Впервые создана математическая модель планетарного редуктора, выполненного по схеме У (рис. I), позволяющая определять минимальное значение целевой функции по весу и оптимальные значения переменных при условии выполнения всех принятых ограни-

чений. На основе проведения сравнительного анализа кинематических схем выявлена наиболее рациональная с точки зрения веса, к.п.д. и прочности. Установлен предел повышения быстроходности тягового двигателя с учетом факторов, имеющих значение для редукторов мотор-колес.

Практическая ценность. Разработанный инженерный метод анализа и синтеза планетарных редукторов мотор-колес, позволяет конструктору на стадии проектирования принимать научно-обоснованные решения, направленные на выбор оптимальных значений параметров редуктора с целью получения его минимального веса.

Апробация. Результаты работы докладывались и обсуждались на:

1. Научном семинаре кафедры "Теория механизмов" МВТУ имени Н.Э.Баумана в 1973 и 1976 гг.

2. Всесоюзном научно-техническом совещании по конструированию и производству планетарных передач, г. Алма-Ата, 1974 г.

3. Научном семинаре кафедры "Колесные машины" МВТУ имени Н.Э.Баумана, 1975 г.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, выводов по работе и приложения. Изложена на 116 страницах машинописного текста, содержит 120 рисунков, 18 таблиц и список литературы из 108 наименований. В приложении содержится распечатка программы на алгоритмическом языке PL/I.

Введение. Состояние вопроса и задачи исследования

Развитие науки и техники поставило перед машиностроителями более сложные задачи по проектированию машин и механизмов, повлекло за собой бурное развитие качественно новых их типов.

Так в последние годы для повышения проходимости транспортных средств, широкое распространение получили мотор-колеса. В качестве редуктора мотор-колеса как правило применяется планетарный редуктор. От удачного выбора кинематической схемы редуктора зависят к.п.д. и вес всего агрегата в целом, поэтому анализу и синтезу редукторов мотор-колес уделяется серьезное внимание на первоначальных этапах проектирования.

Анализу и синтезу не встроенных планетарных редукторов посвящено много работ, основными из которых являются труды М.К. Кристи, В.И. Красненькова, Е.Н. Прокофьева и других. В этих рабо-

тах даются рекомендации по отбраковке схем по кинематическим параметрам, основными из которых являются допустимые угловые скорости звеньев и внутреннее передаточное число первого ряда k_1 . Подобная задача применительно к встроенным редукторам мотор-колес была решена в работах В.Г.Выборнова.

Имеется также много работ по сравнительному анализу кинематических схем. Основными из них являются работы В.Н.Кудрявцева, А.Ф.Крайнева, Р.А.Сакаева и других. Однако в этих работах в первую очередь ставится вопрос о том, какая из кинематических схем имеет минимальный габарит, в то время как для кинематических схем мотор-колес в первую очередь важно получить минимальный вес редуктора при вписывании в один и тот же габарит.

Снижение веса мотор-колеса в целом и каждого из его элементов в отдельности представляет собой важную и актуальную задачу не только в экономическом плане, но и с точки зрения улучшения тягово-динамической характеристики транспортных средств.

Вес тягового двигателя уменьшают путем повышения его быстроходности, вес редуктора уменьшают за счет снижения веса его звеньев. Однако до настоящего времени не был исследован вопрос о предельном повышении числа оборотов тягового двигателя, о влиянии повышения быстроходности на вес и другие параметры редуктора. Недостаточно работ по определению веса звеньев планетарных редукторов, по исследованию влияния разбивки передаточного отношения редуктора по ступеням на вес, к.п.д. и прочность зубчатых колес и возможность размещения подшипников качения внутри сателлитов. В этой связи в работе поставлены и решены следующие задачи:

1. Разработать метод анализа и синтеза встроенных планетарных редукторов по весу с учетом к.п.д. и возможности размещения подшипников качения внутри сателлитов.

2. Исследовать влияние разбивки передаточного отношения редуктора по ступеням и повышения быстроходности тягового двигателя на прочность зубчатых колес.

3. Произвести сравнительный анализ кинематических схем планетарных редукторов при повышении быстроходности тягового двигателя. Выдать рекомендации по применению кинематических схем с двигателями различной быстроходности и установить предел повышения быстроходности.

4. Разработать алгоритмы для нахождения минимального веса пла-

нетарного редуктора, выполненного по одной из рассматриваемых кинематических схем при одновременном учете всех переменных и ограничений.

Глава I. Типы передач мотор-колес транспортных машин и применяемые кинематические схемы редукторов

Задачей настоящей главы является исследование развития типов передач и кинематических схем редукторов мотор-колес, их систематизация и выявление наиболее перспективных кинематических схем. Для решения поставленной задачи использована патентная информация, отличающаяся полнотой, систематичностью и хронологичностью. Были исследованы технические решения, запатентованные в США за период 1930-1973 годы, а также технические решения, защищенные авторскими свидетельствами в СССР. При этом за 1949-1975 годы был осуществлен сквозной просмотр официального бюллетеня патентного ведомства США. Затем просмотрены все описания изобретений, на которые сделаны ссылки в патентах. В конечном итоге, выявлено и исследовано 284 описания изобретений. На основании проведенного патентного исследования была составлена классификация редукторов, применяемых в мотор-колесах транспортных машин и классификация планетарных редукторов. Выявлено четыре периода

в развитии конструкций редукторов мотор-колес, представлены графические зависимости, характеризующие развитие кинематических схем редукторов в хронологическом порядке.

Основываясь на проведенном нами патентном исследовании схем, на работах В.Г. Выборнова, который рекомендовал ряд схем, годных по кинематическим параметрам для применения в редукторах мотор-колес, а также, учитывая имеющиеся конструкции редукторов мотор-колес, для исследования были выбраны пять кинематических схем, представленных на рис. I.

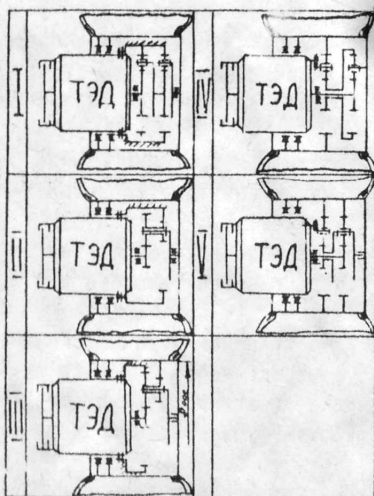


Рис. I.

Глава П. Определение коэффициента полезного действия редукторов мотор-колес

При построении областей существования редукторов рассматриваемых кинематических схем по весу, учитывались параметры мотор-колес транспортных машин и к.п.д. редукторов. Передаточное отношение планетарных редукторов мотор-колес является наиболее важным параметром, связанным с тягово-скоростными показателями транспортной машины и влияющим на конструкцию редуктора. При проведении сравнительного анализа кинематических схем редукторов считалось, что все они вписываются в один и тот же габарит внутри обода колеса, характеризуемый величиной посадочного диаметра обода $D_{\text{пос}}$. Для учета специфики характеристик тяговых двигателей, рассматривался ряд двигателей, число оборотов которых изменялось от 2000 до 6000 об/мин. При этом мощность двигателей $N = \text{const}$. Параметры шин колес транспортных машин для расчетов выбирались по ГОСТ 12715-67.

При проектировании планетарных редукторов мотор-колес важно не только выбрать рациональную кинематическую схему с точки зрения получения минимальных габаритов и веса, но и с точки зрения максимально высокого к.п.д. Высокое значение к.п.д. необходимо не только для снижения затрат мощности, но и диктуется сложностью обеспечения охлаждения как редуктора, так и электродвигателя и тормозных элементов.

Существующие методы определения к.п.д. довольно условны. Формулы содержат значительное число коэффициентов, которыми необходимо задаваться. Эти коэффициенты могут быть приближенно получены в результате обработки статистических данных или в результате эксперимента. Для учета к.п.д. редукторов при сравнительном анализе кинематических схем получены формулы, включающие лишь три коэффициента, которыми необходимо задаваться, а рекомендации по их выбору имеются в литературе. Кроме того, формулы для к.п.д. учитывают динамическую нагрузку на подшипники сателлитов и выражены через внутреннее передаточное число первого ряда с целью выявления влияния разбивки передаточного отношения редуктора по ступеням на к.п.д. Например, для редуктора схемы I (рис. I) к.п.д. первого ряда определяется по выражению

$$\eta_{\text{пер.р.}} = 1 - \left\{ \frac{k_1 \left[(1 - \eta_{\text{сат}}^{(m)}) + (1 - \eta_{\text{ш}}^{(m)}) \right]}{(k_1 + 1)} + \frac{0,5 \cdot \text{imp} \cdot d'_{\text{сат}} \cdot n_{\text{сат}}^{(m)} \cdot \eta_{\text{сат}}}{N_{\text{м.п.}} \cdot \eta_{\text{сат}}} \right\}$$

к.п.д. второго ряда

$$\eta_{2\text{ряда}} = 1 - \left\{ \frac{k_2 \cdot [(1 - \eta_{\text{атг2}}) + (1 - \eta_{\text{атге}})]}{(k_2 + 1)} + \frac{0,5 \cdot f_{\text{тр}} \cdot d'_{\text{нг2}} \cdot n_{\text{г2}} \cdot R_{\text{нг2}}}{M_{\text{а2}} \cdot n_{\text{а2}}} \right\}$$

где k_1 - внутреннее передаточное число первого ряда, равное отношению диаметров делительных окружностей коронной шестерни первого ряда к солнечному колесу первого ряда, $d'_{\text{нг2}}$ - диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника сателлита, принимаемый для ориентировочных расчетов равным 0,814 от диаметра делительной окружности сателлита, $f_{\text{тр}}$ - приведенный коэффициент трения, $n_{\text{г1,2}}^{(n_{\text{а2}})}$ - число оборотов сателлитов первого и второго рядов относительно водила первого и второго рядов, $R_{\text{нг2}}$ - нагрузка на подшипники сателлита, найденная с учетом динамической нагрузки, $M_{\text{а1,2}}$ - крутящий момент на солнечном колесе первого и второго рядов соответственно.

Общий к.п.д. редуктора

$$\eta_{\text{ред}} = \eta_{1\text{ряда}} \cdot \eta_{2\text{ряда}}$$

Глава III. Построение областей существования редукторов по весу с учетом определенных ограничений

Одной из важнейших задач машиностроения является снижение веса и габаритов машин при одновременном увеличении их долговечности. Для решения этой задачи для мотор-колес транспортных машин следует провести сравнение тех кинематических схем, которые приведены на рис. 1. Сравнение редукторов наиболее наглядно можно провести имея области их существования. Эти области были построены при следующих одинаковых исходных данных: 1. Необходимые для расчета параметры транспортной машины а) нагрузка на колесо $G_k = 3800$ кг, б) радиус качения колеса $R_k = 0,62$ м, в) максимальный динамический фактор $D_{\text{max}} = 0,4$, максимальная скорость движения машины $V_{\text{max}} = 60$ км/час, г) величина посадочного обода шины $D_{\text{пос}} = 0,508$ м. 2. Радиальный габарит редуктора определяется диаметром делительной окружности большей из коронных шестерен d_k . 3. Скорость вращения ведущего звена изменялась от 2000 до 6000 об/мин с шагом 1000 об/мин. При построении областей существования редукторов за целевую функцию принимался вес редуктора $G_{\text{ред}}$ и вводились следующие ограничения: 1. По к.п.д. редуктора. 2. По минимальным размерам наружных колец подшипников качения, располагаемых внутри сателлитов, которые не должны

быть менее 50 мм. 3. По радиальному габариту редуктора, который берется (0,5-0,8) $D_{\text{пас}}$. Вес редуктора определялся как сумма весов его звеньев. Получены формулы для определения веса звеньев редукторов пяти кинематических схем. По этим формулам с учетом принятых ограничений построены области существования редукторов рассматриваемых схем для всего диапазона чисел оборотов n_a . Области существования редукторов по весу строились в координатах $(\epsilon_{\text{ред}}, \epsilon_{\text{ред}}, d_{\text{нг1}}, d_{\text{нг2}}) = f(k_1)$ для схем I, III, IV, V и $(\epsilon_{\text{ред}}, \epsilon_{\text{ред}}, d_{\text{нг}}, d_{\text{нг}}) = f(p_1)$, где $p_1 = d_g/d_e$ - для схемы II.

На рис. 2 приведена область существования редуктора схемы II для $n_a = 2000$ об/мин.

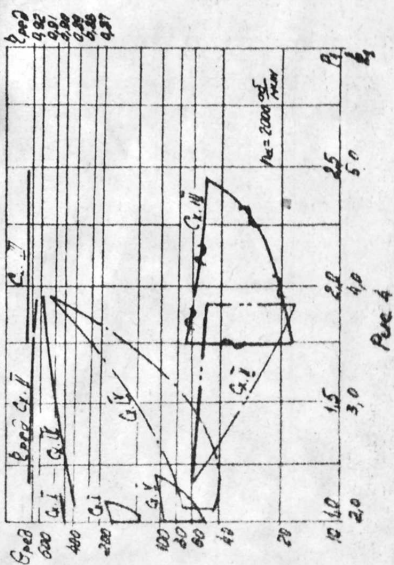
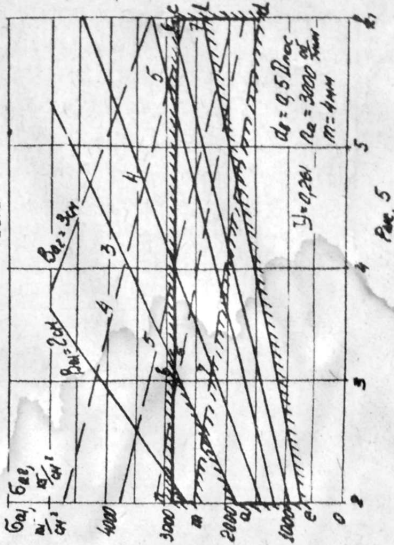
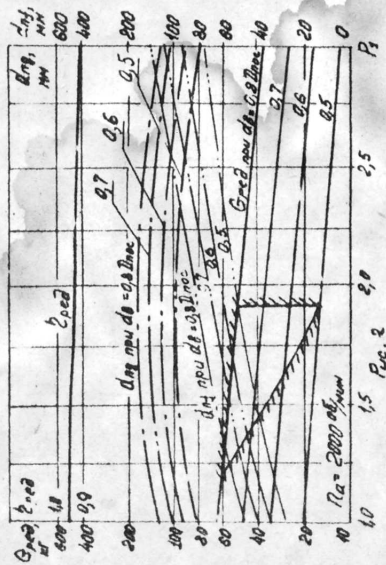
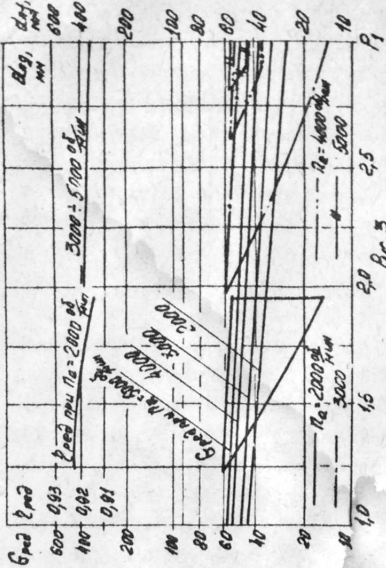
Затем области существования редуктора каждой из схем, построенные для $n_a = 2000-6000$ об/мин, переносились на единую координатную плоскость (рис. 3) для осуществления анализа редуктора данной схемы по весу. Для проведения сравнительного анализа редукторов пяти кинематических схем их области существования при фиксированных числах оборотов n_a (от 2000 до 6000 об/мин) переносились на единую координатную плоскость (рис. 4). Имея область существования редуктора, можно определить минимальный и максимальный вес редуктора, значения k_1 , которые нужно выбирать при этом диаметры подшипников $d_{\text{нг1}}$ и $d_{\text{нг2}}$ первого и второго рядов, и ожидаемый к.п.д. редуктора. Полученное значение k_1 однозначно определяет предварительные размеры зубчатых колес. При анализе областей существования редукторов пяти схем, получены рекомендации по применению редукторов каждой из схем на тех или иных числах оборотов с точки зрения веса, к.п.д. редуктора и возможности размещения подшипников внутри сателлитов. Приведены данные по анализу весов звеньев редукторов мотор-колес реальных конструкций, полученных расчетным путем и взвешиванием. Полученная погрешность при определении веса звеньев расчетным путем не превысила 7 %, что можно считать вполне допустимым.

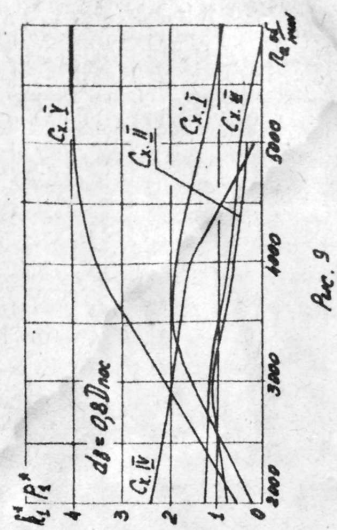
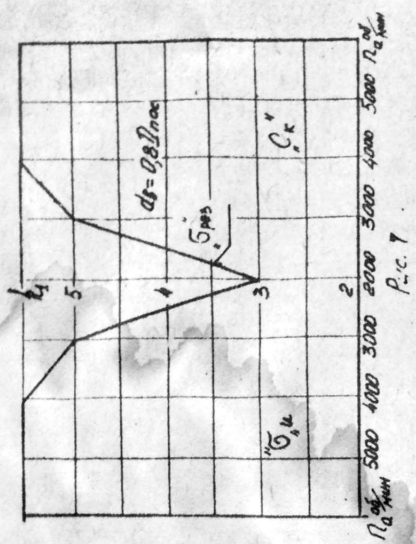
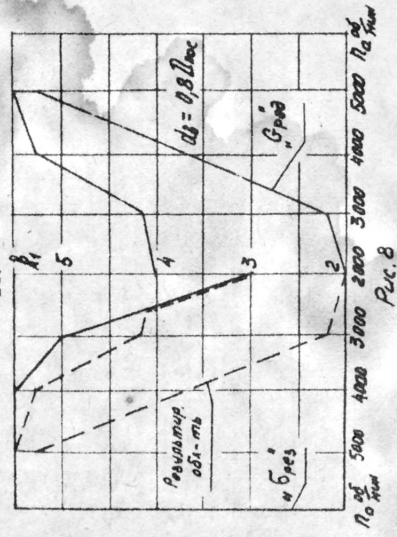
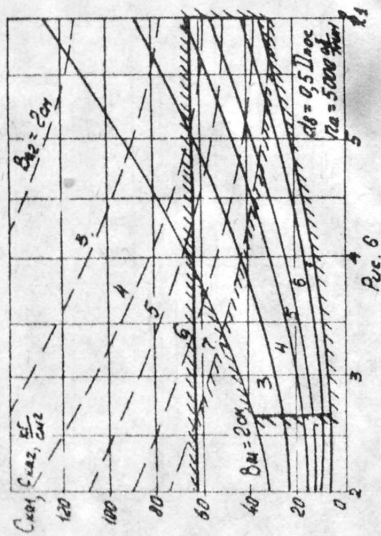
Глава IV. Построение областей существования планетарных редукторов по напряжениям

Для более полной оценки каждой из рассматриваемых кинематических схем, необходимо учесть контактные напряжения, напряжения изгиба зубьев колес и построить области существования по напряжениям. При необходимых расчетах для построения этих областей предполагалось, что все зубчатые колеса редукторов рассматривае-

ных схем изготовлены из одного материала - стали 12Х2Н4А - наиболее употребительной в практике. Расчеты проводились по известным формулам курса "Детали машин" для определения контактных напряжений и напряжении изгиба зубьев колес. При этом, коэффициент формы зубьев и модуль для предварительных расчетов считались величинами постоянными для всех зубчатых колес. Пределы изменения ширины зубчатых венцов брались от 20 до 70 мм. При расчетах производилась оценка числа циклов нагружения зубчатых колес для выявления предельно-допустимых значений величины допускаемых напряжений изгиба. В результате расчетов, построены области существования редукторов рассматриваемых схем по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Пример областей существования редуктора схемы IV по напряжениям изгиба приведен на рис. 5, а по контактным напряжениям на рис. 6.

По полученным областям существования для всех схем был проведен анализ. Для проведения сравнительного анализа кинематических схем с учетом областей существования редукторов по весу и напряжениям необходимо выявить диапазон изменения внутреннего передаточного числа первого ряда каждой из схем. Чем шире этот диапазон, тем больше возможностей для конструктора с точки зрения варьирования размерами зубчатых колес и проектирования редуктора с минимальным весом, высоким к.п.д. и подшипниками качения, установленными на оси водила внутри сателлитов. Чтобы установить диапазон изменения величины k_1 для каждой схемы, сначала необходимо наложить области существования по напряжениям изгиба на область существования по контактным напряжениям и выявить результирующую область существования по напряжениям. На рис. 7 получение результирующей области показано на примере схемы IV. Затем на общей координатной плоскости строятся зависимости $k_1 = f(n_a)$ - в правом квадранте - на базе областей существования редуктора "бред" по весу, в левом квадранте на базе областей "бред" по напряжениям. При наложении областей правого и левого квадрантов, получается результирующая область существования редуктора по весу и напряжениям. В качестве примера на рис. 8 для значения $db = 0,8 D_{nac}$ показана такая область для схемы IV. По результирующим областям существования редукторов всех схем установлены граничные значения диапазона изменения величины k_1 . По ним определялась ширина интервала изменения k_1 , равная раз-





ности верхних и нижних значений диапазона изменения k_1 . По значениям k_1^* построены графические зависимости $k_1^* = f(n_a)$ (рис. 9) для каждой из рассматриваемых схем при изменении чисел оборотов ведущего звена n_a от 2000 до 6000 об/мин. Величина k_1^* показывает какими возможностями с точки зрения размещения подшипников сателлитов и выбора приемлемого веса располагает конструктор при проектировании редуктора. При небольшой величине k_1^* нельзя варьировать k_1 в достаточно широком диапазоне, а следовательно трудно спроектировать редуктор с минимальными габаритами, весом и высоким к.п.д. Анализ зависимостей, подобных представленным на рис. 9 показал, что схема У наиболее предпочтительна для применения в редукторах мотор-колес, так как она может применяться с быстроходными тяговыми двигателями, обеспечивая при этом малый вес редуктора и высокий к.п.д. Было также выявлено, что у каждой схемы имеется предельное число оборотов n_a , превышение которого приводит к резкому уменьшению величины k_1^* . При $d_b = (0,7-0,8) D_{\text{нос}}$ у каждой схемы предельными оборотами являются: схема I $n_a = 4000$ об/мин, схема II - 3000 об/мин, схема III - 3000 об/мин, схема IV - 4000 об/мин, у схемы У резкого уменьшения k_1^* в диапазоне $n_a = 5000-6000$ об/мин не выявлено. Было выявлено, что повышение быстроходности тягового двигателя более чем 6000 об/мин для редукторов рассматриваемых схем может привести к снижению величины k_1 , что нежелательно по причинам, указанным выше.

Глава У. Использование методов математического программирования для определения минимального веса редуктора и анализа его характеристик

Изложенный в предыдущих главах метод анализа и синтеза планетарных редукторов по весу с помощью областей существования позволяет получить качественную оценку кинематических схем и получать рекомендации по их выбору. Однако часто возникает необходимость определения веса редуктора и анализа его характеристик в общем виде без построения областей существования. В этом случае для нахождения глобального минимума функции веса необходимо учесть одновременно изменение всех переменных (k_1, d_b, b_a, n_a, d_b), что можно сделать, применяя ЭВМ и специально разработанный математический аппарат. Для этого необходимо создать математическую модель планетарного редуктора и осуществлять анализ

этой модели с учетом необходимых ограничений. Такая математическая модель нами впервые создана для редуктора, выполненного по схеме У. Целевая функция (функция веса) и ограничения являются нелинейными функциями. Так как не существует универсальных методов нелинейного программирования для широкого класса задач, то выбор метода для решения конкретной задачи во многом определяется видом целевой функции и ограничений. Рассмотрены методы нелинейного программирования. Произведен анализ каждого метода с точки зрения его пригодности и эффективности для решения поставленной нами задачи, выявлены достоинства и недостатки каждого метода. В результате этого анализа для решения поставленной задачи выбран метод последовательной безусловной минимизации (МПБМ), представляющий собой комбинированный метод штрафных и барьерных функций со встроенными в него методами сопряженных градиентов и "золотого сечения". Суть метода МПБМ заключается в том, что целевая функция и ограничения заменяются вспомогательной функцией. Таким образом, нелинейная задача с ограничениями сводится к нелинейной задаче без ограничений, что более просто. Направление к оптимизирующей точке находится с помощью метода сопряженных градиентов, а величина оптимизирующего шага находится методом "золотого сечения". По разработанной теории был составлен алгоритм решения задачи. По алгоритму разработана программа минимизации функции веса планетарного редуктора. Программа написана на языке высокого уровня $P4/I$. В результате решения задачи по этой программе получены значения минимального веса планетарного редуктора схемы У для принятых исходных данных и оптимальные значения переменных, при которых достигается минимум целевой функции. В результате точные расчеты, проведенные методами математического программирования, подтвердили предварительную оценку результатов, полученных графо-аналитическим методом

Глава VI. Экспериментальное определение коэффициента полезного действия редуктора мотор-колеса автомобиля БЕЛАЗ-549

Для проверки пригодности расчетных формул для определения к.п.д. редуктора, полученных в главе II, проведено экспериментальное определение к.п.д. редуктора мотор-колеса автомобиля БЕЛАЗ-549. Испытания проводились на стенде обкатки мотор-колес Белорусского автомобильного завода. При проведении эксперимента за-

мерялись усилия P_1, P_2, P_3 , на неподвижном звене второго ряда и крутящий момент на входном звене редуктора. Экспериментальные значения к.п.д. подсчитывались по формуле:

$$\eta_{ред} = \frac{\sum_{i=1}^n (P_i \cdot A) - M_{вх}}{U_{ред} \cdot M_{вх}},$$

где $U_{ред}$ - передаточное отношение редуктора, равное 23; A - радиус от оси торсионного вала до осей сателлитов второго ряда, равный 0,201 м. В результате подстановки параметров мотор-колеса автомобиля БЕЛАЗ-549 в расчетные формулы для определения к.п.д. редуктора схемы У, были получены данные, позволившие оценить точность расчетных формул. Максимальное значение к.п.д., полученное экспериментально (0,87-0,891) не превысило 2 % значения к.п.д., полученного расчетом (0,88-0,9). Экспериментальное исследование к.п.д. редуктора показало, что расчетные зависимости, полученные в главе II, позволяют с допустимой степенью точности определять величину к.п.д. редукторов на оптимальных режимах и производить сравнительный анализ кинематических схем с учетом к.п.д.

Основные выводы

1. Получены формулы для определения веса элементов планетарных редукторов пяти кинематических схем, как функции внутреннего передаточного числа первого ряда

2. Разработаны формулы для определения к.п.д. редукторов рассмотренных пяти кинематических схем, учитывающие нагрузку на подшипники сателлитов, выраженную через величину A_1 . Это позволяет выявить влияние разбивки передаточного отношения на к.п.д. редуктора.

3. Впервые построены области существования редукторов рассмотренных схем по весу и напряжениям с учетом к.п.д. и возможности размещения подшипников качения внутри сателлитов.

4. Разработан метод сравнительного анализа кинематических схем по весу и напряжениям.

5. Выявлена наиболее рациональная кинематическая схема из всех рассматриваемых и определен предел повышения быстроходности тягового двигателя.

6. Произведено определение весов зубчатых колес редукторов схем IV и У, расчетным путем и взвешиванием, подтвердившее до-

статочную точность расчетных формул.

7. Впервые создана математическая модель планетарного редуктора, выполненного по схеме У.

8. Разработан алгоритм для решения и исследования математической модели редуктора.

9. Составлена программа для решения алгоритма на ЭВМ IBM 360/50 на языке высокого уровня PL - I и получено значение минимума целевой функции по весу достаточно хорошо совпадающее с результатом предварительного анализа схемы У с помощью областей существования.

10. Произведено экспериментальное определение к.п.д. редуктора, выполненного по схеме У, подтвердившее допустимость применения расчетных формул для определения к.п.д. редуктора.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Корягина В.В., Никоноров В.А., Сравнительный анализ некоторых кинематических схем планетарных редукторов мотор-колес транспортных машин. Труды МВТУ, № 227, Теория механизмов, вып. 7, М., 1975.

2. Скворцова Н.А., Корягина В.В., Никоноров В.А., Оптимизация встроенных планетарных редукторов типа 2К-Н. Труды МВТУ, № 227, Теория механизмов, вып. 7, М., 1975.

3. Скворцова Н.А., Корягина В.В., Никоноров В.А., Методика сравнительного анализа кинематических схем планетарных редукторов. Труды МВТУ, № 227, Теория механизмов, вып. 7, М., 1975.