

05.05.03
Г 655

КОНТРОЛЬНЫ
На правах рукописи



Гонтарев Евгений Петрович

**ОБОСНОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ, ПАРАМЕТРОВ
И РЕЖИМОВ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ МОТОБЛОКА
С ИЗМЕНЯЕМЫМ МЕЖЦЕНТРОВЫМ РАССТОЯНИЕМ**

Специальность 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

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

Диссертация выполнена на кафедре «Автомобили» Южно-Уральского государственного университета.

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор Драгунов Г.Д.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Пожбелко В.И.,
кандидат технических наук, доцент Чернин Д.Б.

Ведущее предприятие -- Государственный научно-исследовательский институт промышленных тракторов (ГОСНИИПТ, г. Челябинск).

Защита состоится 25 декабря 2002 г. в 13 часов на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76, конференц-зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Отзыв в двух экземплярах с подписью, заверенной печатью, просим направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, Ученый совет.

Автореферат разослан 24 ноября 2002 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук,
доцент



В.В. Жестков

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В жилищно-коммунальном и сельском подсобном хозяйстве в настоящее время применяются малогабаритные тяговые и транспортные машинные агрегаты на базе передвижных средств малой механизации, основное назначение которых состоит в ликвидации ручного малопроизводительного труда в условиях, когда нет возможности использовать традиционную транспортную технику либо это экономически или технологически нецелесообразно. Мотоблоки и мини-тракторы на сегодняшнем этапе развития общества переживают второе рождение. Развернуты широкие работы по созданию современных конструкций таких машин на многих отечественных машиностроительных предприятиях. Особое внимание уделяется разработке трансмиссии мотоблоков – характеристики, которой во многом определяют эксплуатационные параметры изделия и как следствие, конкурентоспособность продукции на рынке. Поскольку управляет мотоблоком один человек, не имеющий специальной квалификации, большое внимание при разработке современной конструкции мотоблока уделяется автоматизации процесса переключения передач. В то же время, ввиду ограниченности стоимости конструкции, предпочтение отдается обычным ступенчатым механическим коробкам передач (КП).

При решении задачи автоматизации процесса переключения ступенчатых механических трансмиссий, снижении времени переключения передач основной упор в автомобиле- и тракторостроении делался на применение фрикционных элементов, управляемых сложными гидравлическими системами либо электроприводом, или, в случае автоматизации переключения в КП с зубчатыми муфтами, сервопривода. В подобных конструкциях обязательно наличие электронного процессора обрабатывающего информацию и управляющего процессом переключения. Эти конструкции слишком сложны и дороги для использования при производстве серийных, недорогих машин.

В процессе разработки и создания перспективной трансмиссии современного мотоорудия была предложена оригинальная конструкция КП, позволяющая при сравнительно простой конструктивной схеме решать проблему автоматизации переключения. Переключение в данной конструкции осуществляется за счет изменения межосевого расстояния в переключаемой паре зубчатых колес и внутренних сил и моментов.

Подобная конструкция ранее в массовом машиностроении не применялась, нет методики расчета конструктивных параметров кинематической схемы. Выбор в качестве объекта применения новой коробки передач мотоблока продиктован тем, что в этом случае можно проводить исследование при относительно невысоких действующих мощностях и крутящих моментах, простой компоновке, малых габаритах, невысоких требованиях технологии и доступности изготовления, опытных образцов. В то же время основные полученные результаты могут быть перенесены на КП других машин по известным методам теории подобия и размерностей.

Целью работы является обоснование кинематической схемы и режимов переключения многоступенчатой КП, состоящей из нескольких силовых модулей, с переключением за счет изменения межосевого расстояния, разработка методики определения ее конструктивных параметров.

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели исследования сформулированы и решены следующие задачи:

- 1) определение геометрических параметров КП в зависимости от угла развода осей паразитных шестерен и положения водила;
- 2) разработка математических моделей режимов переключения передач и методики определения силовых факторов в КП;
- 3) экспериментальная проверка адекватности разработанных расчетных методик;
- 4) разработка и изготовление опытного образца коробки передач с двумя силовыми модулями для экспериментальной проверки возможности переключения передач изменением межосевого расстояния.

Научная новизна работы

1. Получены аналитические зависимости для определения геометрических параметров КП с изменяемым межосевым расстоянием.
2. Определена область существования параметров кинематической схемы многомодульной КП.
3. Разработаны математические модели режимов переключения двухмодульной КП.
4. Предложена методика выбора режимов переключения многомодульной КП с изменяемым межосевым расстоянием.

Практическая ценность работы. Разработанные методики расчета геометрических параметров и определения силовых факторов в процессе переключения КП могут служить основой при проектировании и совершенствовании коробок передач подобной конструкции, обоснования новых, нетрадиционных областей их применения.

Сформулированы конкретные рекомендации по выбору режимов переключения без блокировки КП.

Реализация результатов работы в промышленности. Предложенная кинематическая схема коробки передач и методика выбора геометрических параметров кинематической схемы приняты Режевским механическим заводом при проектировании опытной экспериментальной коробки передач для мотоблока, использованы при разработке раздаточной коробки автомобиля Урал-4320 производства ОАО «Автомобильный завод «Урал», и привода стэнда для обкатки механизмов вращения подъемного крана КС-45721 производства ОАО «Челябинский механический завод».

Апробация работы. Основные положения работы докладывались в период 1995–2002 гг. на ежегодных научных конференциях Южно-

Уральского государственного университета в 2002 г. на научно-техническом совещании научно-технического центра АО «АВТОВАЗ».

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в трех печатных работах.

Структура и объем работы. Работа состоит из введения, четырех глав, заключения, общих выводов, приложения и содержит 130 страниц, в том числе 105 страниц машинописного текста, включающего 29 иллюстраций, 7 таблиц, 1 диаграмму, список литературы из 58 наименований и приложения на 25 страницах.

На защиту выносятся: гипотеза способа переключения передач – изменением межцентрового расстояния в КП; зависимости, определяющие: выбор угла развода осей паразитных шестерен, основные моменты сил в КП при переключении, соотношения моментов в трансмиссии для переключения без блокировки, время переключения силовых модулей; результаты расчета области существования параметров кинематической схемы, определяемой существующими конструктивными ограничениями.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении раскрывается актуальность темы, дается общая характеристика и кратко рассматривается содержание работы.

В первой главе рассмотрено состояние вопроса и задачи исследования. В настоящее время предьявляются довольно серьезные требования к качеству продукции машиностроения, в том числе и к малогабаритным колесным и тяговым машинам мотоблокам. Мотоблоки и мотоорудия находят с каждым годом все большее применение не только в сельской местности, но и на приусадебных хозяйствах горожан, на газонах и в скверах мегаполиса. Автоматичность переключения передач подобных устройств повышает производительность труда, облегчает работу и управление, поскольку управляет мотоблоком только один человек без специальной квалификации, являясь одновременно и оператором машины и водителем. Подавляющее большинство мотоблоков имеют трансмиссию, в состав которой входит ступенчатая КП, переключение которой даже без частичного изменения режимов работы невозможно. Чаще всего данное переключение сопряжено либо с уменьшением рабочей скорости, вплоть до полной остановки, либо с прекращением рабочего процесса. Все это отрицательно сказывается на производительности, условиях труда оператора, качестве работы.

Автоматические трансмиссии, применяемые на современной автотракторной технике не могут использоваться в конструкции мотоблока по следующим причинам: отсутствие возможности сервисного обслуживания и высококвалифицированного ремонта, работа в режиме большого изменения передаваемого момента вплоть до остановки двигателя, конструкция трансмиссии должна позволять быстро перенастраивать мотоблок для работы с широ-

ким спектром навесного оборудования, мотоблок не должен иметь большую массу, поскольку должен перевозиться и эксплуатироваться одним человеком. Учитывая состояния экономики, особенно аграрного сектора, немаловажную роль для продвижения данного продукта на рынке играет его стоимость. Исходя из данных требований конструкция трансмиссии мотоблока должна быть предельно проста, надежна и ремонтпригодна. Оптимальным решением является применение ступенчатой КП с автоматическим переключением. Теоретическим вопросам автоматизации процесса переключения механических ступенчатых КП посвящены работы Кнута В.С., Овечкина А.И., Элизова А.Д., Лозина А.В. и Семенова А.Г., Шехад Д.А., Барда Э.О.Х. и других авторов. Предлагаемые конструкторские решения предполагают использование фрикционных элементов с гидроприводом либо зубчатых муфт, переключающихся с помощью соленоидов, управляемых бортовым процессором. Данные конструкции дороги и сложны, чтобы применяться в конструкции простых машин типа мотоблока. В работе ставятся задачи по разработке нового типа КП, лишённого указанных недостатков.

Во второй главе рассматривается принципиальная схема КП с изменяемым межосевым расстоянием на примере коробки передач состоящей из двух силовых модулей; решается задача определения геометрических параметров КП в зависимости от положения водила осей паразитных шестерен; разработаны силовые и кинематические зависимости для процесса переключения, методика определения силовых факторов и времени переключения; определена область существования параметров кинематической схемы.

Кинематическая схема предлагаемой конструкции, на примере двухступенчатой коробки передач, состоящей из двух силовых модулей, изображена на рис. 1. Каждый силовой модуль состоит из трех зубчатых колес: ведущего, ведомого и паразитного. В первый силовой модуль входят зубчатые колеса 1, 2, 3 с числами зубьев Z_1, Z_2, Z_3 , во второй 4, 5, 6 с числами зубьев Z_4, Z_5, Z_6 . В КП количество таких модулей равно количеству передач трансмиссии. Переключение передач происходит методом последовательного перехода с одного работающего модуля на другой. Данная коробка передач представляет собой двухвальную конструкцию с паразитными зубчатыми колесами 2 и 5, закрепленными на подвижных осях и находящихся в постоянном зацеплении с шестернями 1 и 4 входного вала. Оси паразитных зубчатых колес закреплены на водиле, которое, в свою очередь, закреплено на входном вале и может совершать угловое перемещение. При этом изменяется межцентровое расстояние между паразитными шестернями 2 и 5 и шестернями выходного вала 3 и 6. Переключение модулей осуществляется выводом из зацепления переключаемой пары шестерен выключаемого модуля и вводом в зацепление шестерен включаемого модуля. Это реализуется поворотом водила на определенный, строго фиксированный угол $\varphi_{\text{вод}}$.

Для предотвращения процесса заклинивания коробки передач, возникающего при одновременном включении двух передач, оси паразитных шестерен установлены с угловым смещением (разводом) относительно входного

вала, исключая возможность одновременного включения двух передач. В зависимости от величин углов развода осей паразитных шестерен рассматриваемые КП могут быть: с перекрытием и без перекрытия силовых модулей при переключении. В коробках передач с углами развода паразитных шестерен, обеспечивающих переключение передач без перекрытия силовых модулей, переключение передач осуществляется через промежуточное включение нейтральной передачи.

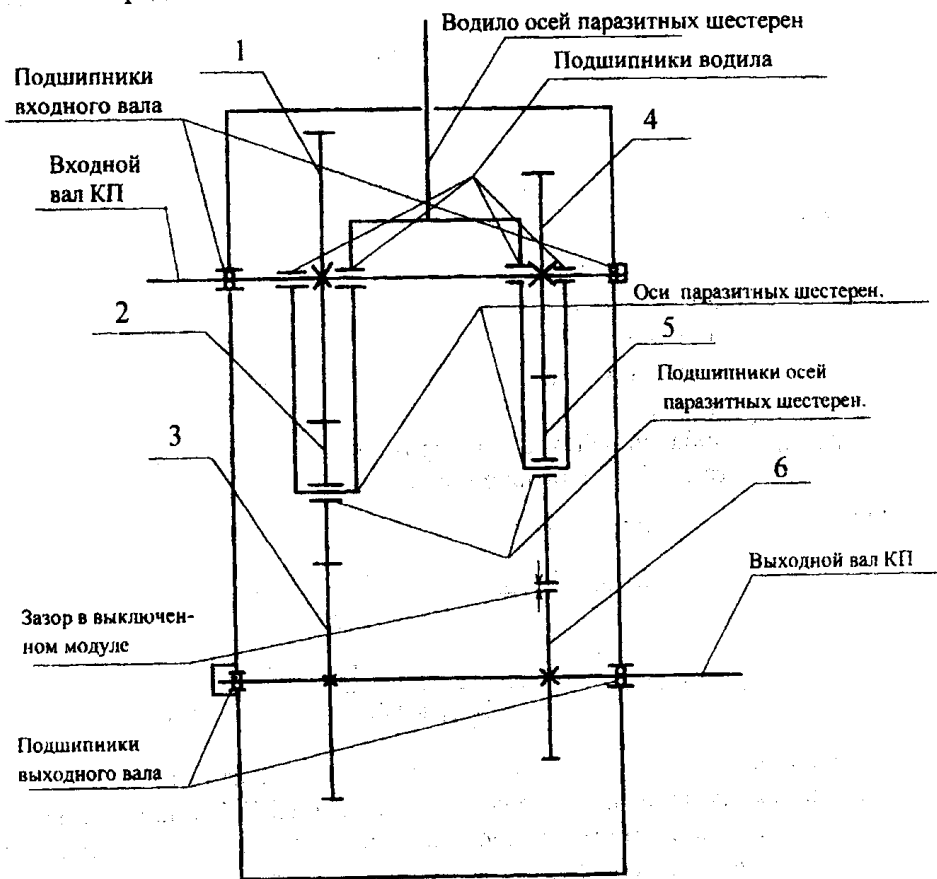


Рис. 1. Кинематическая схема коробки передач, состоящей из двух силовых модулей

В коробках передач с углами развода паразитных шестерен, обеспечивающих переключение передач с перекрытием силовых модулей, переключение передач осуществляется без промежуточного включения нейтральной передачи.

При угловом перемещении водила межосевое расстояние в переключаемой паре шестерен первого силового модуля может изменяться от стандартного расчетного значения $A_{2-3} = 0,5m_1(Z_2 + Z_3)$ – при полностью включен-

ном модуле, до величины равной $A_{2-3} = m_1(Z_1 + 1,5Z_2 + 0,5Z_3)$ – при повороте водила на 180° относительно положения полного включения, где m_1 – модуль зубчатого зацепления первого силового модуля.

При повороте водила на угол равный минимальному углу развода осей паразитных шестерен $\varphi_{\text{мин}}$ относительно положения включения, в силовом модуле зубья включаемой пары начинают контактировать вершинами зубьев, но не передают крутящий момент. При определении суммарного угла развода осей паразитных зубчатых колес данная величина является наименьшей и для гарантированного выключения силового модуля ее необходимо увеличить на величину добавочного угла развода осей паразитных шестерен φ_{Δ} . Угол φ_{Δ} должен конструктивно гарантировать зазор в выключенной паре зубчатых колес. Величина полного (суммарного) угла развода осей паразитных шестерен двухмодульной КП без перекрытия $\varphi_{\text{разв (I-II)}}$ определялась по формуле

$$\varphi_{\text{разв (I-II)}} = \varphi_{\text{мин I}} + \varphi_{\text{мин II}} + \varphi_{\Delta(\text{I-II})}, \quad (1)$$

где $\varphi_{\text{мин I}}$ – минимальный угол поворота водила для выключения первого модуля;

$\varphi_{\text{мин II}}$ – минимальный угол поворота водила для выключения второго модуля;

$\varphi_{\Delta(\text{I-II})}$ – добавочный угол поворота водила для включения промежуточной, нейтральной передачи.

Для расчета $\varphi_{\text{мин}}$ получены выражения:

$$\varphi_{\text{мин I}} = \arccos \frac{(Z_1 + 2Z_2 + Z_3)^2 + (Z_1 + Z_2)^2 - (Z_2 + Z_3 + 4)^2}{2(Z_1 + 2Z_2 + Z_3) \cdot (Z_1 + Z_2)}; \quad (2)$$

$$\varphi_{\text{мин II}} = \arccos \frac{(Z_4 + 2Z_5 + Z_6)^2 + (Z_4 + Z_5)^2 - (Z_5 + Z_6 + 4)^2}{2(Z_4 + 2Z_5 + Z_6) \cdot (Z_4 + Z_5)}. \quad (3)$$

Величина дополнительного угла развода паразитных шестерен рассчитывалась исходя из величин податливости деталей КП, тепловых изменений линейных размеров деталей и узлов, конструктивных особенностей механизма фиксации водила, допустимых габаритов КП и т.д.

Величина угла развода паразитных шестерен $\varphi_{(\text{I-II})}$ при проектировании КП с перекрытием передач при переключении определялась из условия

$$\varphi_{(\text{I-II})} = \varphi_{\text{мин I}} + \varphi_{\text{мин II}} - \varphi_{\text{пер}}, \quad (4)$$

где $\varphi_{\text{пер}}$ – угол перекрытия силовых модулей при переключении КП. Величина угла перекрытия передач при переключении выбиралась исходя из параметров зубчатого зацепления модулей, конструктивных особенностей КП таким образом, чтобы обеспечивалось наибольшее перекрытие и в то же время исключалось заклинивание.

Для обоснования выбора режимов переключения были определены все моменты сил действующие в КП при переключении. На рис. 2 показаны силы и моменты, действующие в КП с перекрытием при переключении передач.

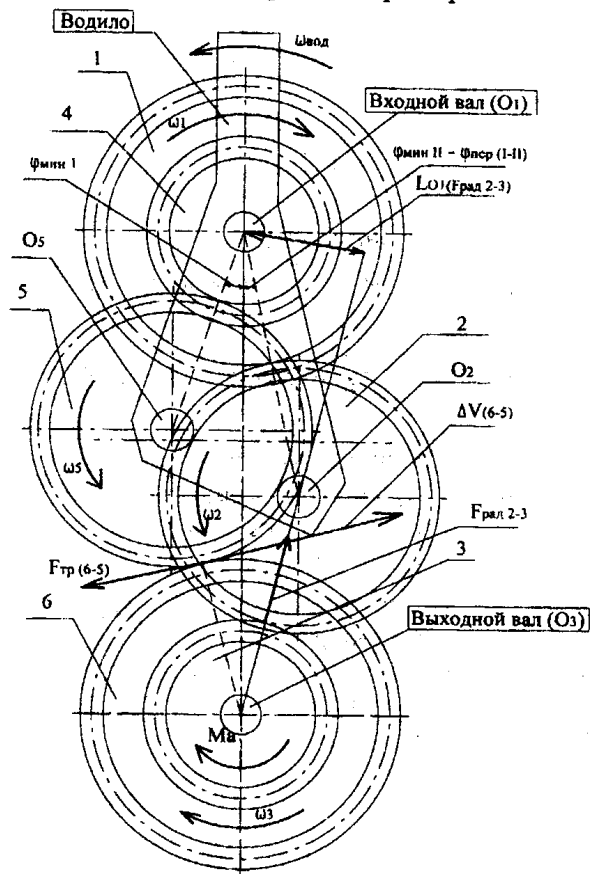


Рис. 2. Схема переключения передач в КП с перекрытием силовых модулей (момент касания включаемой пары шестерен вершинами зубьев). На рисунке: ω_1 – угловая скорость входного вала O_1 ; $\omega_{вод}$ – угловая скорость водила; ω_2 и ω_5 – угловые скорости паразитных шестерен 2 и 5; ω_3 – угловая скорость выходного вала O_3 ; $L_{O1}(F_{рад\ 2-3})$ – плечо действующей в зацеплении зубчатых колес 2 и 3 радиальной силы $F_{рад\ 2-3}$ относительно вала O_3 ; $F_{тр\ 6-5}$ – сила трения вершин зубчатых колес 5 и 6; M_a – момент на выходном вале; ΔV_{5-6} – относительная окружная скорость вершин зубьев 5-й и 6-й шестерни.

Наибольшая вероятность блокировки при переключении возможна в момент контакта вершин зубьев включаемой пары зубчатых колес, так как при разности относительных окружных скоростей шестерен в момент касания зубьев вершинами между ними начинает действовать сила трения. Направление момента силы трения вершин зубьев будет зависеть от разности

окружных скоростей включаемой пары шестерен. Уравнения моментов сил в КП (пример переключения с первого силового модуля на второй) будут иметь вид:

– при ведущем входном вале:

$$M_{дв} = \sum \bar{M}_{ин.трансмО1} + \sum M_{тр.трансмО1} + M_{тр5-6}(Z_1/Z_2) + M_a/i_1; \quad (5)$$

$$M_{вод} = \sum \bar{M}_{ин.водО1} - \sum M_{тр.водО1} - 2M_{дв}(Z_2/Z_1) + M_{Фрад2-3}; \quad (6)$$

– при ведущем выходном вале:

$$M_{дв} = \sum \bar{M}_{ин.трансмО1} + \sum M_{тр.трансмО1} + M_{тр5-6}/i_1 + M_a/i_1; \quad (7)$$

$$M_{вод} = \sum \bar{M}_{ин.водО1} - \sum M_{тр.водО1} + 2M_a(Z_2/Z_3) + M(F_{рад2-3}), \quad (8)$$

- где $M_{вод}$ – величина момента на водиле;
 $\sum \bar{M}_{ин.водО1}$ – суммарный вектор момента сил инерции водила относительно вала O_1 ;
 M_a – величина момента на вале O_3 ;
 $M_{дв}$ – величина момента на входном вале (нагружающий двигатель);
 $\sum \bar{M}_{ин.трансмО1}$ – суммарный вектор момента сил инерции трансмиссии, приведенный к валу O_1 ;
 $\sum M_{тр.водО1}$ – суммарный момент сил трения, действующих на водило, относительно вала O_1 ;
 i_1 – передаточное отношение первого силового модуля;
 $M(F_{рад2-3})$ – момент на водиле от радиальной силы в зубчатом зацеплении шестерен 5 и 6.

Для определения представленных соотношений моментов в КП при переключении предложены расчетные формулы:

$$1) M(F_{рад2-3}) = M_{дв} \frac{2000Z_1}{m_1Z_3^2} \operatorname{tg} 20^\circ \cdot L_{01}(F_{рад2-3}) \quad (9)$$

где $L_{01}(F_{рад2-3})$ определяется соотношением:

$$L_{01}(F_{рад2-3}) = \frac{0,5m_1(Z_1 + 2Z_2 + Z_3)(Z_1 + Z_2)\sin\varphi_{вод}}{\sqrt{(Z_1 + 2Z_2 + Z_3)^2 + (Z_1 + Z_2)^2 - 2(Z_1 + 2Z_2 + Z_3)(Z_1 + Z_2)\cos\varphi_{вод}}}; \quad (10)$$

2) величина момента трения зубчатых колес вершинами зубьев определена по соотношению

$$M(F_{тр5-6}) = \frac{\mu M_{вод} m_{11}(Z_4 + 2Z_5 + Z_6)(Z_4 + Z_5)\sin\beta}{2(Z_5 + Z_6 + 4)}, \quad (11)$$

где

$$\beta = \arccos \left(\frac{Z_4(Z_4 + 3Z_5 + Z_6) + 2Z_5(Z_5 + 0,5Z_6 - 2) - 4Z_6 - 8}{(Z_4 + Z_5)(Z_4 + 2Z_5 + Z_6)} \right);$$

μ – коэффициент трения вершин зубьев зубчатых колес;

$M_{ц}$ – величина модуля зубчатого зацепления второго силового модуля.

Условия соотношения моментов, при которых КП в момент переключения будет не заклинена из-за блокировки:

в случае, когда ведущим в КП будет входной вал:

$$M_{\text{макс.двиг}} > M_{\text{дв}}; \quad (12)$$

в случае, когда ведущим в КП будет выходной вал:

$$M_{\text{д}} < \Sigma M_{\text{ин. раб.органа}}; \quad (13)$$

где $M_{\text{макс.двиг}}$ – максимальный момент, выдаваемый двигателем;

$\Sigma M_{\text{ин. раб.органа}}$ – суммарный момент сил инерции рабочего органа, либо движущегося транспортного средства, приведенный к выходному валу.

Максимальное время контакта зубчатой пары возможно при контакте в момент касания шестерен началами участков, ограничивающих вершины зубьев, при совпадении направлений скорости водила и относительной окружной скорости паразитной шестерни (рис. 3). При подобной ориентации зубьев включаемой пары, направлении перемещения водила и относительной окружной скорости вершин зубьев время контакта зубьев вершинами будет максимальным и определится по формуле

$$t_{\text{макс}} = \frac{L_2 + L_3}{V_{\text{отн}(2-3)}} = \frac{\pi(m_1 + 2)(\alpha_{L_2}Z_2 + \alpha_{L_3}Z_3)}{360^\circ V_{\text{отн}(2-3)}}, \quad (14)$$

где α_{L_2} – угол, ограничивающий вершину зуба шестерни 2;

α_{L_3} – угол, ограничивающий вершину зуба шестерни 3;

$V_{\text{отн}(2-3)}$ – относительная скорость вершин зубьев 2 и 3-й шестерни;

L_2 – длина дуги, ограничивающая вершину зуба 2-го зубчатого колеса;

L_3 – длина дуги, ограничивающая вершину зуба 3-го зубчатого колеса.

Полное время включения силового модуля $T_{\text{вкл}}$ без перекрытия определится как сумма времени:

$$T_{\text{вкл}} = t_{\text{фД}} + t_{\text{макс}} + t_{\text{фмин}}, \quad (15)$$

где $t_{\text{фД}}$ – время поворота водила на добавочный угол фД ;

$t_{\text{макс}}$ – максимальное время контакта вершинами зубьев включаемой пары шестерен;

$t_{\text{фмин}}$ – время поворота водила на величину минимального угла развода осей паразитных шестерен.

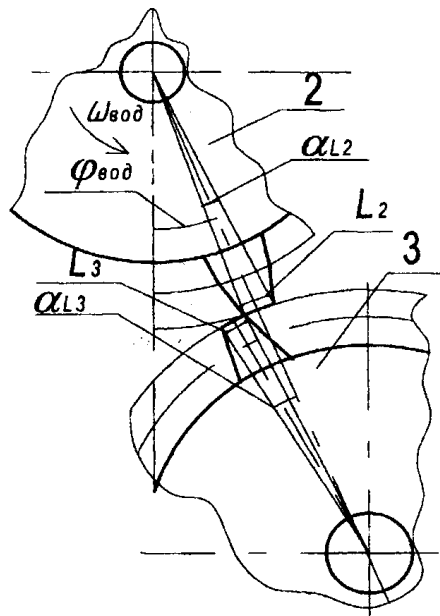


Рис. 3. Ориентация вершин зубьев шестерен во включаемой паре, приводящая к максимальному времени включения передачи

Время переключения КП с углом развода осей паразитных колес без перекрытия подсчитать по данной методике можно только ориентировочно. Связано это с тем, что оно зависит от моментов трения подшипников, трения в зубчатом зацеплении, трения вершин зубьев вершинами определяемых в свою очередь, частотой вращения, рабочей температурой деталей КП и масла, вязкостью масла и т.д.

Время переключения КП с перекрытием определялось как сумма:

$$T_{вкл} = t_{фмин} + t_{вкл}, \quad (16)$$

- где $t_{фмин}$ – время поворота водила до положения соответствующему минимальному углу развода осей паразитных шестерен включаемого модуля;
- $t_{вкл}$ – время поворота водила до положения полного включения следующей передачи;
- $t_{фмин}$ – определится исходя из соотношения действующих в КП моментов;
- $t_{вкл}$ – определится по формуле

$$t_{вкл} = \phi_{мин} / \omega_1. \quad (17)$$

Область существования геометрических параметров 2 ступенчатого модуля, обусловленная взаимной ориентацией зубьев включаемой пары шестерен, для возможности входа их в зацепление, определится исходя из следующего условия: при выборе параметров кинематической схемы и зубчатого зацепления шестерен, составляющих рассматриваемую коробку передач,

необходимо решить главную задачу организации предложенного процесса переключения: необходимым условием переключения является ориентация вершин зубьев одного зубчатого колеса в область впадин другого зубчатого колеса. Это можно обеспечить двумя способами.

1. Применение кинематической схемы и подбор параметров зубчатого зацепления, обеспечивающих постоянство необходимой ориентации зубьев включаемой пары зубчатых колес в КП с перекрытием.

2. С помощью подбора параметров кинематической схемы коробки передач и режимов переключения, при которых после касания зубьев включаемой пары вершинами необходимая для включения модуля ориентация зубьев достигается за счет относительного перемещения вершин зубьев в КП без перекрытия.

Для реализации первого способа необходимо выполнение трех требований.

1. Постоянство необходимой ориентации зубьев включаемой пары зубчатых колес достигается только в кинематических схемах КП с углом развода осей паразитных шестерен обеспечивающих перекрытие передач при переключении.

2. Кинематическая схема КП должна быть выполнена без нейтральной передачи.

3. Параметры зубчатого зацепления выбираются таким образом, чтобы обеспечить равные относительные окружные скорости вершин зубьев зубчатых колес включаемой пары.

Выполнение данных условий необходимо для поддержания постоянства ориентации зубьев благоприятной для включения и обеспечения переключения при неподвижных валах в КП.

Согласно третьему условию, параметры зубчатого зацепления должны выбираться исходя из следующих соотношений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta V_{(2-3)} = 0 \Rightarrow \frac{Z_1(Z_2 + 2)}{Z_2} = \frac{Z_4(Z_3 + 2)}{Z_6} \\ \Delta V_{(5-6)} = 0 \Rightarrow \frac{Z_4(Z_5 + 2)}{Z_5} = \frac{Z_1(Z_6 + 2)}{Z_3} \end{array} \right. \quad (18)$$

согласно равенству межцентровых расстояний силовых модулей, должно одновременно выполняться и соотношение

$$m_{II}(Z_1 + 2Z_2 + Z_3) = m_{II}(Z_4 + 2Z_5 + Z_6), \quad (19)$$

где $\Delta V_{(2-3)}$ – относительная окружная скорость вершин зубьев 2 и 3-й шестерни;

$\Delta V_{(5-6)}$ – относительная окружная скорость вершин зубьев 5 и 6-й шестерни;

m_{II} – величина модуля зубчатого зацепления второго силового модуля.

Для расчета параметров, определяющих геометрические параметры кинематической схемы КП, согласно, вышеприведенным уравнениям состав-

лена расчетная программа. Расчетные параметры: числа зубьев зубчатых колес ($Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_5, Z_6$), модули зубчатых колес (m_I, m_{II}).

Задаваемые параметры: межцентровое расстояние A , минимальное и максимальное количество зубьев шестерен, предельные значения величин модулей, допустимая величина погрешности расчетов.

В результате расчета определена зависимость количество возможных вариантов соотношений чисел зубьев и величин модулей зубчатых колес двухступенчатого силового модуля в зависимости от величины межцентрового расстояния. На диаграмме (рис.4) графически иллюстрируется один из примеров данного расчета.

Как видно из представленной диаграммы возможно довольно большое количество вариантов соотношений чисел зубьев и величин модулей зубчатого зацепления, удовлетворяющих условиям, определенных соотношениями (18) и (19). При этом наибольшее количество вариантов сочетаний приходится на величину межосевого расстояния от 100 мм до 250 мм, для стандартного диапазона чисел зубьев и величин модулей зубчатого зацепления применяемого в машиностроении.

Область существования параметров силового модуля, определяемая соотношением действующих моментов сил, не приводящих к заклиниванию КП при переключении, определена соотношениями (12) и (13). Для обеспечения включения без блокировки приводной момент на ведущем вале должен превысить сумму сил сопротивления вращению в момент переключения.

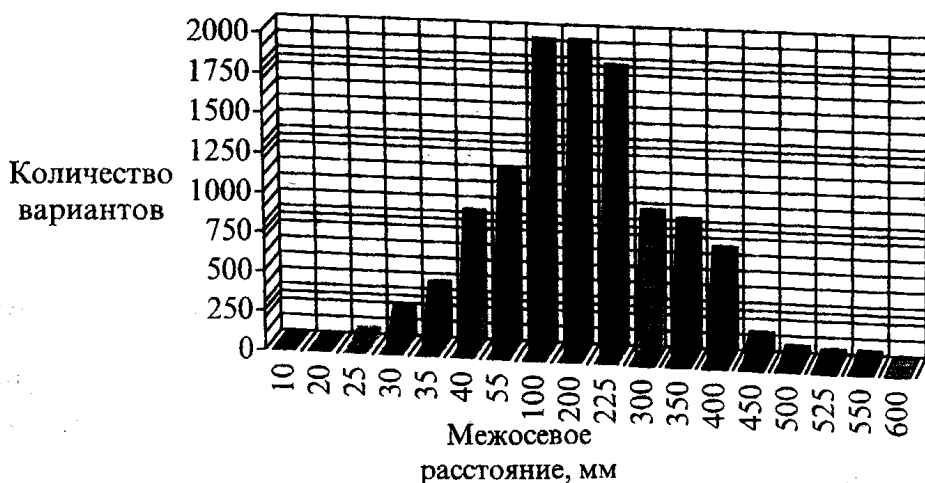


Рис. 4. Зависимость количества возможных вариантов соотношений параметров кинематической схемы: чисел зубьев и величин модулей двухступенчатой КП с перекрытием, в зависимости от величины межцентрового расстояния, удовлетворяющих соотношения (18) и (19)

Область существования параметров многоступенчатой модульной коробки передач, ограниченная величинами действующих в трансмиссии моментов, приводящих к ее разрушению, определяется по известным прочностным расчетным методикам для подобных конструкций.

В третьей главе описана методика экспериментальных исследований работы двухступенчатой КП состоящей из двух силовых модулей, переключение которых осуществляется путем изменения межцентрового расстояния. Для подтверждения правильности теоретических положений проверки адекватности предложенной математической модели, определения действительного соотношения сил и моментов в КП при переключении и сравнения их с расчетными данными спроектирована и изготовлена экспериментальная КП, испытательный стенд и проведена серия испытаний.

Основными параметрами нагрузочных режимов работы коробки передач являлись: частоты вращения валов и передаваемый крутящий момент; основными характеристиками переключения: время переключения передач, величины ударных нагрузок в трансмиссии при переключении.

Поскольку в исследуемой коробке передач имеется вероятность блокировки в момент переключения при определенном соотношении моментов сил, действующих в трансмиссии, произведена экспериментальная оценка величины ударных нагрузок возникающих при этом.

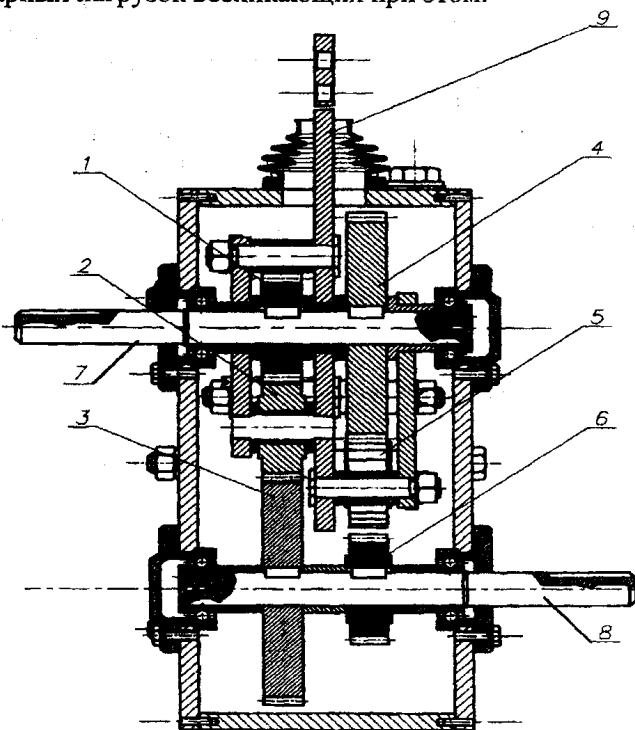


Рис.5. Опытная двухступенчатая коробка передач

Опытная двухступенчатая коробка передач, состоит из двух силовых модулей (см. рис 5). Первый силовой модуль: 1 – ведущая шестерня первой передачи, 2 – паразитная шестерня первой передачи, 3 – ведомая шестерня первой передачи. Второй силовой модуль: 4 – ведущая шестерня второй передачи, 5 – паразитная шестерня второй передачи, 6 – ведомая шестерня второй передачи, 7 – входной вал коробки передач, 8 – выходной вал коробки передач.

С целью получения более полной информации о процессе переключения, достижения более высокой степени сравнения теоретических расчетов с реальными моментами и силами возникающих при переключении было изготовлено два варианта двухмодульной КП.

Вариант 1. КП № 1 из двух силовых модулей с углом развода осей паразитных шестерен без перекрытия, $\varphi_{\text{мин I}} = 18,56$ град, $\varphi_{\text{мин II}} = 11,4$ град, $\varphi_{\text{раз}} = 31$ град, $\varphi_{\Delta} = 1,04$ град. Первый силовой модуль состоит из зубчатых колес 1, 2, 3 с числами зубьев 30, 30, 68 соответственно, второй из зубчатых колес 4, 5, 6 с числами зубьев 68, 30, 30. Передаточное отношение первого силового модуля 2,26, второго 0,44. Шаг передаточных чисел равен 5,14.

Вариант 2. КП № 2 из двух силовых модулей, угол развода осей паразитных шестерен обеспечивает перекрытие при переключении передач. Величина угла перекрытия составляет: $\varphi_{\text{пер}} = 4,06$ град, $\varphi_{\text{мин I}} = 18,56$ град, $\varphi_{\text{мин II}} = 16,5$ град, $\varphi_{\text{раз}} = 31$ град. Первый силовой модуль аналогичен первому варианту КП, второй состоит из зубчатых колес 4, 5, 6 с числами зубьев 48, 21, 68. Передаточное отношение первого силового модуля 2,26, второго 1,6. Шаг передаточных чисел равен 1,4.

Испытательный стенд включал в себя силовую и измерительную часть. Силовая часть стенда состояла из приводного электродвигателя постоянного тока, тормозного генератора, нагрузочного сопротивления и силовой электрической части обеспечивающей питание установки.

Измерительная часть представлена на рис.6 и включает в себя: тензодатчики R1–R6, токосъемник 3, индукционный датчик частоты вращения 2, усилитель сигнала тензодатчиков УТС-ВТ-12, регистрирующий компьютер. Для обработки сигналов с датчиков и преобразования измеряемых аналоговых сигналов в цифровую форму в компьютере установлена плата L-154. Программное обеспечение позволяет с помощью графического редактора Oscilloscope вводить и отображать сигналы в виде графиков и записывать их в файлы.

Тензодатчики, определяющие величину момента передаваемого КП, устанавливались на входной вал. Тензодатчики, измеряющие момент на водиле КП, устанавливались на язычок стопорного устройства.

Возникающие при проведении эксперимента погрешности, подразделялись на грубые, систематические и случайные. Грубые и систематические погрешности исключались тщательностью проведения эксперимента, постоянным контролем исправности измерительно-регистрирующего комплекса. Оценивались также случайные погрешности, включающие погрешности, по-

лучаемые при обработке осциллограмм, погрешностей тарировки и погрешностей, вносимых датчиками, усилителем, аналого-цифровым преобразователем и источниками питания.

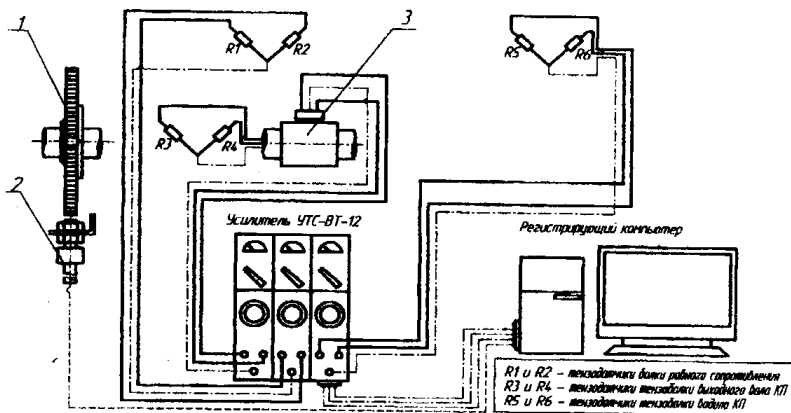


Рис. 6. Измерительная схема испытательного стенда

Обработка осциллограмм проводилась в два этапа:

- 1) определение количества опытов по анализу предварительных испытаний с учетом необходимой точности результатов;
- 2) обработка полученных результатов испытаний.

Тарировка измерительного комплекса проводилась перед каждой серией экспериментальных исследований и состояла из двух этапов:

- 1) тарировки показаний тензодатчиков, регистрирующих величину передаваемого момента входным валом коробки передач;
- 2) тарировки показаний тензодатчиков, регистрирующих величину момента на водиле осей паразитных шестерен коробки передач.

При выполнении первого этапа коробка передач блокировалась, и на входном валу закреплялся рычаг, к которому прикладывалась тарировочная нагрузка. Для тарировки показаний тензодатчиков стопора водила оно блокировалось и к нему прикладывалось тарировочное усилие. Тарировочное усилие создавалось с помощью тарировочных грузов определенной массой 0,9 кг через подвесной блок. Длина рычага входного вала составляла 0,3 м, рычаг на водиле равен 0,125 м. Нагрузка увеличивалась постепенно и постепенно уменьшалась. Измерения проводились три раза. После обработки результатов при удовлетворительной сходимости показаний (разброс не более 5%) проводилась серия экспериментов.

В четвертой главе приведены результаты экспериментов, сделан анализ результатов экспериментальных данных. При проведении экспериментального исследования были получены данные, которые представлены на рис. 7. Пример осциллограммы измерения величин моментов при переключении приведен на рис. 8.

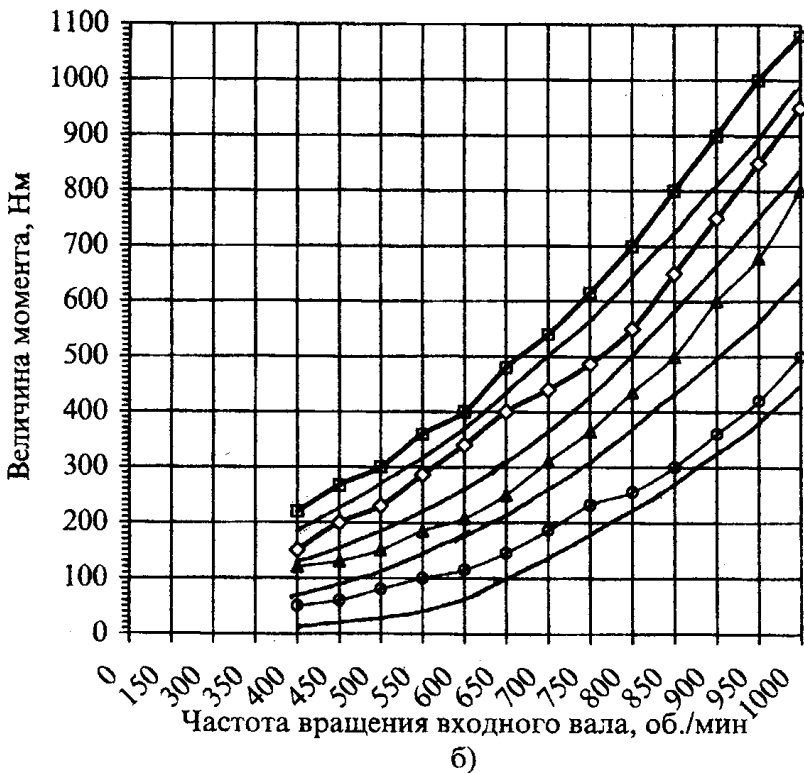


Рис. 7. Зависимость максимальных значений величин действующих моментов при переключении, полученная в ходе экспериментальных исследований: а – в КП №1 (шаг передаточных чисел равен 5,14); б – в КП №2 (шаг передаточных чисел равен 1,4)

На рис. 7: — — соответствующее расчетное значение момента для вышеприведенного графика; \square — величина момента на водиле при переключении с 1-го силового модуля на второй; \diamond — величина момента на водиле, при переключении с 2-го силового модуля на 1-й; \triangle — величина момента на входном вале, при переключении с 1-го силового модуля на 2-й; \ominus — величина момента на входном вале, при переключении с 2-го силового модуля на 1-й.

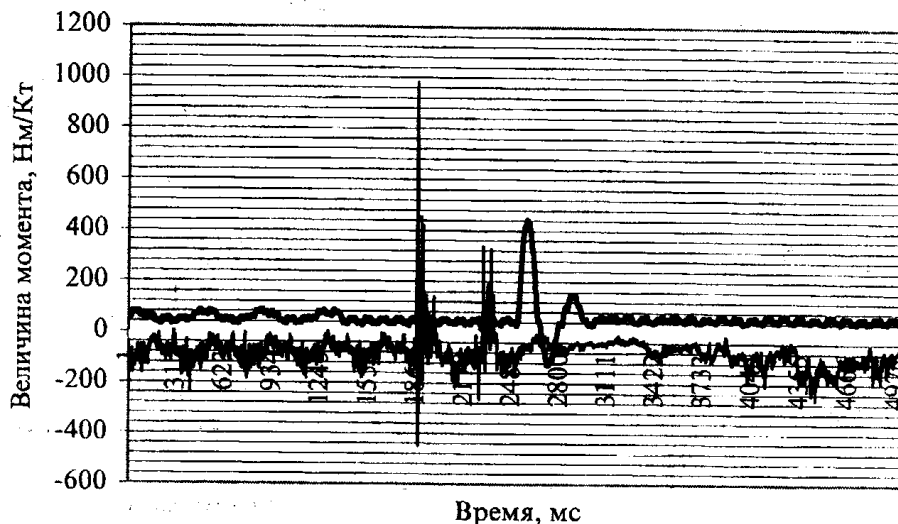


Рис. 8. Оциллограмма процесса переключения КП №1 с 1-го силового модуля на 2-й, где K_t — соответствующий тарифовочный коэффициент:

— — величина момента на водиле; — — величина момента на входном вале

Анализируя полученные результаты экспериментальных исследований протекания процесса переключения в экспериментальных коробках передач двух вариантов, имеющих разные передаточные отношения, шаг передаточного отношения, углы развода осей паразитных колес, можно сделать некоторые выводы.

1. Скорость переключения передач в исследуемых двухмодульных коробках передач прямо пропорциональна частоте вращения входного вала (см. таблицу).

2. На протекание процесса переключения оказывает большое влияние также величина угла развода осей паразитных шестерен. Время переключения КП с углом развода осей паразитных шестерен с перекрытием меньше на 60–70%, чем в КП без перекрытия.

3. Величина момента на водиле при переключении передач принимает наибольшее значение в момент остановки водила фиксирующим устройством после переключения передач.

4. Величина момента на входном вале принимает наибольшее значение после вхождения зубчатых колес переключаемой пары в зацепление. Затем

идет уменьшение величины действующего момента в виде затухающих колебаний. Период данных колебаний испытуемой КП в среднем составлял 0,15–0,3 с (см. рис.8).

5. Величины действующих моментов в КП при переключении имеют квадратичную зависимость от частоты вращения входного вала (см. рис. 7).

Таблица

Время переключения передач в исследуемой КП, с

Частота вращения входного вала, мин ⁻¹	КП №1		КП №2	
	с 1-й на 2-ю передачу	со 2-й на 1-ю передачу	с 1-й на 2-ю передачу	со 2-й на 1-ю передачу
400	0,85	0,78	0,64	0,58
500	0,75	0,71	0,53	0,5
600	0,66	0,58	0,38	0,42
700	0,54	0,49	0,42	0,35
800	0,42	0,4	0,32	0,29

В заключении на основе анализа выполненной диссертационной работы приводятся ее основные результаты, формулируются выводы и рекомендации.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В представленной диссертационной работе рассмотрена возможность применения нового метода переключения передач в ступенчатой механической коробке передач посредством изменения межосевого расстояния в переключаемой паре зубчатых колес. Обоснована целесообразность установки данной КП на малогабаритное мотоорудие мотоблок. Произведены расчеты режимов переключения, предложены зависимости, определяющие основные параметры кинематической схемы.

Основные выводы по результатам работы

1. Разработан новый способ переключения передач в механической ступенчатой КП за счет изменения межосевого расстояния в паре зубчатых колес, позволяющий производить переключения при вращающихся валах.

2. Установлено, что для практической реализации предложенного способа возможно два типа режимов переключения: с перекрытием силовых модулей или нейтрально.

3. Предложена кинематическая схема, реализующая предложенный способ путем установки на ведущий вал подвижного водила с разведенными осями паразитных шестерен сблокированных между собой силовых модулей.

4. Получены уравнения для определения основных, кинематических параметров КП различных типов переключения передач с перекрытием и без перекрытия силовых модулей, позволяющие выбирать передаточные отношения, углы развода осей паразитных шестерен модули зубчатого зацепления. Показано, что

а) суммарный угол развода осей паразитных шестерен, обеспечивающий переключение с перекрытием, должен быть как можно большим, тем самым, обеспечивая наименьшее угловое перемещение водила, при котором одновременно начинают работать два силовых модуля;

б) при проектировании водила его геометрические размеры следует выбирать таким образом, чтобы момент инерции был наименьшим для снижения его влияние на динамику переключения;

в) при выборе числа передач и передаточных чисел следует минимизировать интервал передаточных отношений КП для улучшения динамики процесса переключения.

5. Определены области существования параметров кинематической схемы многомодульной КП, определяемые соотношением действующих моментов в трансмиссии, а также взаимной ориентацией зубьев шестерен переключаемой пары. Показано, что для снижения ударных нагрузок в процессе переключения величина момента на водиле должна быть минимальной, но достаточной для полного включения передачи. Для обеспечения включения без блокировки приводной момент на ведущем вале должен превысить сумму сил сопротивления вращению в момент переключения.

6. Получены кинематические и силовые зависимости для обоих типов КП, позволяющие определить методику выбора режимов и требования к устройству стопорного механизма переключения.

7. В результате теоретических и экспериментальных исследований установлено, что переключение с перекрытием происходит с меньшими силовыми динамическими нагрузками при переключении в КП.

8. Выполнено экспериментальное стендовое исследование для КП с двумя вариантами передаточных отношений. Показано, что расчеты по разработанным методикам с приемлемой точностью совпадают с экспериментальными результатами. Созданная конструкция КП показала работоспособность на режимах использования ее на мотоблоке. Проведенные испытания показали возможность переключения передач на ходу без остановки водила и без синхронизаторов.

9. Из анализа теоретических, силовых зависимостей и эксперимента на стенде установлена возможность автоматизации процесса переключения силовых модулей в КП с изменяемым межосевым расстоянием путем изменения подачи топлива и как следствие изменения величины и направления момента на водиле.

10. Предложенные кинематическая схема и методики выбора основных кинематических параметров приняты при проектировании двухступенчатой коробки передач для привода обкаточного стенда на ОАО «Челябинский механический завод» и мотоблока Режевского механического завода.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах

1. Драгунов Г.Д., Косовский П.И., Гонтарев Е.П. Методика исследования и результаты испытаний коробки передач с изменяемым межосевым расстоянием // В сб.: Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2002. – С. 3–5.

2. Драгунов Г.Д., Косовский П.И., Гонтарев Е.П. Динамическая схема и математическая модель коробки передач с изменяемым межосевым расстоянием // В сб.: Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2002. – С. 6–8.

3. Драгунов А. Г., Гонтарев Е. П. Компьютерная система регистрации и обработки информации управления автомобилем // Совершенствование методов и средств обучения: Тезисы докладов Всероссийской научно-технической конференции. – Челябинск: изд. ЮУрГУ, 1997.

4. Драгунов Г.Д., Гонтарев Е.П. Косовский П.И. Кинематическая схема и основные характеристики двухступенчатой коробки передач с переключением за счет изменения межосевого расстояния // Вестник ЮУрГУ. /В печати/.