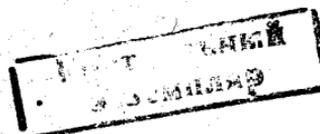


МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

АНДРЕЕВ Валентин Ефимович



ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИНЕРЦИОННОГО ТРАНСФОРМАТОРА
ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ
ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

(Специальность 05.05.03 - "Автомобили и тракторы")

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

Челябинск

1975

Работа выполнена на кафедре "Гусеничные машины" Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент М.И. Злотник

Научный консультант - кандидат технических наук, доцент С.П. Баженов

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор Г.Д. Есин
(г. Челябинск),

кандидат технических наук В.А. Умняшкин
(г. Ижевск).

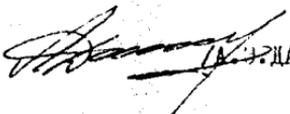
Ведущее предприятие - Уральский ордена Трудового Красного Знамени автомобильный завод.

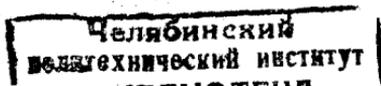
Автореферат разослан " " марта 1975г.

Защита диссертации состоится 16 апреля 1975г.

в 15 часов на заседании Совета по присуждению учёных степеней машиностроительных факультетов Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола (г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, аудитория 244).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института. Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Учёного Совета или прислать свои отзывы в двух экземплярах, заверенных печатью, по адресу: 454044, Челябинск, 44, проспект им. В.И. Ленина, 76, Учёный Совет.

Учёный секретарь Совета
кандидат технических наук, доцент  ДАММЕР/



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ. Директивами XXIV съезда КПСС к концу IX пятилетки намечается довести выпуск автомобилей до 2 - 2,1 млн шт. в год. При этом предусматривается не только увеличение количества выпускаемых автомобилей, но и производство новых, более совершенных конструкций автомобилей с высокими технико-экономическими показателями. Одним из путей создания таких конструкций является разработка автомобилей с бесступенчатыми трансмиссиями.

Из трудов академика Е.А.Чудакова известно, что применение бесступенчатой передачи, при прочих равных условиях, улучшает динамические качества автомобиля и одновременно снижает расход топлива ~на 40%. Целесообразность использования бесступенчатых передач в транспортных машинах обоснована в работах А.С.Антонова, И.И.Артобовлевского, М.А. Айзермана, М.Ф.Балжи, А.П.Бессонова, А.А.Благонравова, В.А.Зиновьева, М.И.Злотника, Н.К.Куликова, В.И.Липидуса, С.П.Лебедева, А.А.Липгарта, В.Ф.Мальцева, В.А.Петрова, В.А.Умняшкина и др.

В общем машиностроении известны три вида бесступенчатых передач: электрические, гидравлические (статические и динамические) и механические. В настоящей работе исследуется трансмиссия автомобиля с автоматической бесступенчатой передачей инерционного типа. В последнее время появилось значительное количество фундаментальных работ, посвященных вопросам исследования инерционных трансформаторов вращающего момента (ИТВМ). К ним следует отнести исследования М.Ф.Балжи, А.А.Благонравова, Г.Г.Васина, А.И.Леонова, В.Ф.Мальцева, А.Т.Полецкого, коллектива кафедры "Гусеничные машины" Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола и ряда других. В этих работах исследуется, в основном, сам трансформатор, его внутренние процессы, различные схемы импульсаторов и выпрямителей.

На актуальность использования ИТВМ в машинах и комплексного исследования динамики системы двигатель - ИТВМ - рабочий орган - полезное сопротивление указывается в Проблемной записке по теории машин, составленной ведущими учеными под руководством академиков И.И.Артобовлевского и А.А.Благонравова (АН СССР, М., "Наука", 1966), в решениях I Всесоюзной научно-технической конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам (Челябинск, 1972г.) и IV Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью (Одесса, 1972г.). Данная работа посвящена наименее изученным вопросам, относящимся к проблеме применения ИТВМ на автомобиле, а именно: исследованию влияния ИТВМ на динамическую нагрузку элементов трансмиссии автомобиля.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ. Теоретическое и экспериментальное исследования процессов, происходящих в серийной части трансмиссии автомобиля при установке автоматической бесступенчатой инерционной передачи; установление количественных и качественных показателей силового взаимодействия ИТВМ с трансмиссией автомобиля; экспериментальная проверка теоретических выводов; анализ полученных результатов и разработка рекомендаций по их практическому применению.

МЕТОДОЛОГИЯ ВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ. Решение поставленных в диссертационной работе задач потребовало проведения аналитических и экспериментальных исследований. Основу теоретических исследований составляют методы аналитической механики и прикладной теории упругих колебаний.

Приняты в работе показатели силового взаимодействия ИТВМ с трансмиссией автомобиля в виде критериев динамичности получены в результате аналитического исследования математических моделей. В них введены жёсткостные, массовые и диссипативные параметры колебательной динамической системы, эквивалентной трансмиссии автомобиля с ИТВМ. Такой подход позволяет наглядно судить о влиянии различных изменений в структуре колебательной системы на её динамику.

В теоретических исследованиях для проведения многовариантных расчётов использованы электронные цифровые вычислительные машины.

В диссертационной работе применён сравнительный метод как критерий истинных значений показателей силового взаимодействия ИТВМ с последующей серийной частью трансмиссии автомобиля, основанный на сопоставлении теоретических и экспериментальных данных.

В эксперименте использованы как лабораторные стенды для исследования характеристик ИТВМ, так и специально оборудованный автомобиль типа 6 x 4 "Урал-377" с автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссией. По специально разработанной методике на этом автомобиле экспериментально определялись динамические нагрузки на элементах трансмиссии и характер их нарастания при плавном, форсированном трогании с места и в движении. Экспериментальные исследования проведены с помощью выпускаемого промышленностью испытательного оборудования и измерительной техники, а также специально изготовленных приспособлений.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА. Получена расчётная динамическая система, эквивалентная автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссии автомобиля. Определены частоты и формы свободных колебаний расчётных динамических моделей, что позволило выявить резонансные зоны работы трансмиссии автомобиля с ИТВМ.

Составлены дифференциальные уравнения движения расчётной динамической системы с учётом переменной структуры и цикличности рабочего процесса ИТВМ и проведены их многовариантные решения на ЭЦМ для различных случаев движения автомобиля. Выявлен качественный и количественный характер силового взаимодействия ИТВМ с трансмиссией автомобиля.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ. Разработана методика инженерного расчёта динамических нагрузок в последующей за ИТВМ серийной части трансмиссии автомобиля. Результаты исследований использованы в процессе совместной работы Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола и Уральского ордена Трудового Красного Знамени автомобильного завода по созданию опытного образца ИТВМ и его установке на автомобиль типа "Урал" вместо сцепления и серийной ступенчатой коробки перемены передач (акт внедрения от 29 февраля 1972г.).

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ. Диссертационная работа одобрена на расширенном заседании кафедры "Гусеничные машины" с присутствием представителей кафедр "Теория механизмов и машин", "Высшая математика № I", "Механическое оборудование автоматических установок" Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола. Основные положения диссертационной работы доложены на научно-технических конференциях ЧПИ, на II Всесоюзной конференции по динамике крупных машин, на IV Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью, на I Всесоюзной научно-технической конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам.

ПУБЛИКАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ. Основные положения диссертации опубликованы в 12 статьях.

ОБЪЁМ РАБОТЫ. Диссертационная работа с таблицами и рисунками изложена на 150 страницах основного текста и состоит из введения, пяти глав, рекомендаций и общих выводов. Библиография содержит 133 наименования работ отечественных и зарубежных авторов. Приложение представлено на 23 страницах.

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Применение бесступенчатых передач на автомобилях является одним из путей улучшения их динамических качеств, что позволяет существенно увеличить производительность труда на автомобильном транспорте. Отечественными и зарубежными исследователями накоплены определённые знания в области теории, практики проектирования и производства автомобильных бесступенчатых трансмиссий.

Однако за сравнительно короткий период, который насчитывает

опыт применения бесступенчатых трансмиссий в автомобилестроении, не все проблемы, связанные с применением бесступенчатых трансмиссий на автомобиле, нашли своё решение. К числу недостаточно изученных в настоящее время вопросов следует отнести динамическую нагруженность бесступенчатых трансмиссий и процессы, происходящие в силовой передаче автомобиля на различных режимах его работы.

Исследования по динамической нагруженности трансмиссий автомобилей, выполненные в НАМИ, МАМИ, МАДИ, МВТУ им. Н.Э.Баумана, Проблемной автомобильной лаборатории БПИ, ЛИСИ, ЧПИ им. Ленинского комсомола и других организациях, насколько известно автору, в основном касаются расчётов и изучения вопросов динамической нагруженности трансмиссии автомобиля со ступенчатыми коробками перемены передач и гидродинамическими трансформаторами вращающего момента. Большой вклад в изучение динамической нагруженности трансмиссий вышеуказанных типов внесли Р.Г.Армадеров, Н.Ф.Бочаров, Ф.Х.Бурумкулов, Р.К.Вафин, Д.М.Гатов, Б.В.Гольд, В.А.Иванов, С.Н.Иванов, В.И.Кнороз, В.В.Ломакин, И.С.Лунев, П.П.Лукин, Н.А.Микулик, Н.И.Островерхов, Л.Н.Пожарицкий, А.А.Полунгян, В.И.Семёнов, Ф.Ф.Симаков, Г.А.Смирнов, Ю.Г.Стефанович, И.Н.Успенский, И.С.Цитович, В.С.Шупляков, Н.Н.Яценко и др.

Анализируя перечисленные выше работы и отмечая особенности нового объекта исследования - автомобиля с импульсной передачей, необходимо подчеркнуть, что ещё имеется мало работ, где рассматривались бы динамические процессы, вызванные крутильными колебаниями всего валопровода такого типа (источник возмущающих моментов - приведённая масса автомобиля) при различных режимах его работы.

В диссертационной работе выдвигались следующие задачи:

1. Составить расчётные динамические и математические модели валопровода автомобиля с автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссией для различных режимов работы автомобиля.
2. Теоретически и экспериментально определить величины и характер динамических нагрузок, действующих на элементы трансмиссии автомобиля с ИТВМ.
3. Проанализировать влияние ИТВМ на нагруженность элементов трансмиссии автомобиля.
4. Сравнить величины и характер динамических нагрузок, действующих в элементах трансмиссии автомобиля с серийной ступенчатой коробкой перемены передач и автоматической бесступенчатой передачей инерционного типа.
5. Разработать рекомендации по расчёту динамических нагрузок, дейст-

вующих на элементы трансмиссии автомобиля с ИТВМ.

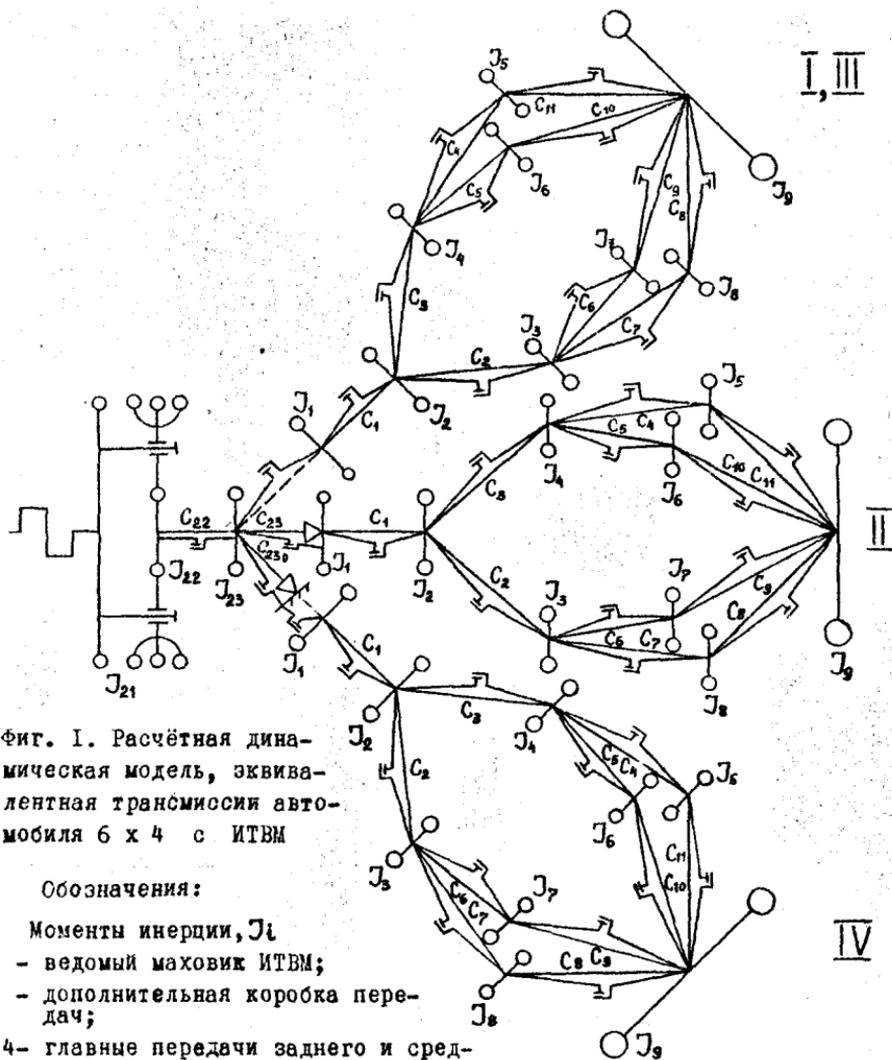
ОБОСНОВАНИЕ И ПОДГОТОВКА РАСЧЁТНОЙ МОДЕЛИ АВТОМАТИЧЕСКОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ИНЕРЦИОННОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ.

Автоматическая бесступенчатая инерционная трансмиссия автомобиля имеет следующие особенности;

- изменение вращающего момента на выходном валу инерционной передачи носит периодический характер, отличный от изменения момента двигателя внутреннего сгорания (ДВС);
- импульсный механизм и реактор инерционной передачи в общем случае в течение рабочего цикла имеют переменный момент инерции;
- жёсткость динамической системы ИТВМ переменна в результате поочередной работы выпрямителей;
- в ступенчатой трансмиссии периодические колебания вращающего момента ДВС передаются на всю её последующую часть. Инерционная передача разделяет колебательную систему на две самостоятельные части: ДВС- ведущие элементы импульсного механизма; реактор- последующая часть трансмиссии. Инерционная передача в то же время является источником периодических колебаний вращающего момента на входе в последующую трансмиссию. Характер колебаний зависит от структуры, типа импульсного механизма и режима работы передачи;
- автоматическая инерционная передача представляет собой механизм переменной структуры с циклическим рабочим процессом: на режимах неподвижного реактора (без учёта упругих свойств) - система с одной степенью свободы; на режимах трансформации момента и на переходных режимах - механизм поочередно может находиться в состоянии системы с одной и двумя степенями свободы.

Для получения расчётной модели автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссии автомобиля использовался метод уменьшения числа степеней свободы, разработанный Е.И.Ривиним. Этот метод основан на сопоставлении парциальных частот свободных колебаний элементарных систем с предельной частотой, когда поведение системы представляет интерес.

На основании приведенных данных была получена расчётная динамическая модель автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссии автомобиля с ИТВМ канонического типа (фиг.1).



Фиг. 1. Расчётная динамическая модель, эквивалентная трансмиссии автомобиля 6 x 4 с ИТВМ

Обозначения:

Моменты инерции, J_i

- 1 - ведомый маховик ИТВМ;
- 2 - дополнительная коробка передач;
- 3,4 - главные передачи заднего и среднего мостов;
- 5,6,7,8 - колёса среднего и заднего мостов;
- 9 - автомобиль;
- 21 - ведущие элементы ИТВМ;

22,23 - солнечная шестерня и эксцентрики реактора

Жёсткости, C_i

- 1 - выходной вал ИТВМ;
- 2,3 - карданные валы заднего и среднего мостов;
- 4,5,6,7 - полуоси среднего и заднего мостов;
- 8,9,10,11 - шины заднего и среднего мостов;
- 22 - вал реактора;
- 23,23₀ - выходной и корпусной автологи

имеют вид

$$\left. \begin{aligned}
 &A_1 \dot{\varphi}_{21} - A_2 \dot{\varphi}_{22} + A_3 (\dot{\varphi}_{21} - \dot{\varphi}_{22})^2 + A_4 \dot{\varphi}_{22}^2 = M_\alpha \\
 &A_2 \dot{\varphi}_{21} - A_6 \dot{\varphi}_{22} + A_4 \dot{\varphi}_{21}^2 + C_{22} \dot{\varphi}_{22} - C_{22} \dot{\varphi}_{23} = 0 \\
 &J_{23} \dot{\varphi}_{23} - C_{22} (\dot{\varphi}_{22} - \dot{\varphi}_{23}) + C_{23} [(\dot{\varphi}_{23} - \dot{\varphi}_{23}) - (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_1)] + K \dot{\varphi}_{23} = 0 \\
 &J_1 \dot{\varphi}_1 + C_1 \dot{\varphi}_1 - C_2 \dot{\varphi}_2 - C_{23} (\dot{\varphi}_{23} - \dot{\varphi}_{23}) - (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_1) + K \dot{\varphi}_1 = 0 \\
 &J_2 \dot{\varphi}_2 + C_3 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) - C_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + K_2 \dot{\varphi}_2 = 0 \\
 &J_3 \dot{\varphi}_3 + C_6 (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) - C_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + C_7 (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + K_3 \dot{\varphi}_3 = 0 \\
 &J_4 \dot{\varphi}_4 + C_4 (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) - C_3 (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + C_5 (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_6) + K_4 \dot{\varphi}_4 = 0 \\
 &J_5 \dot{\varphi}_5 + C_{11} (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) - C_4 (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) + K_5 \dot{\varphi}_5 = -M_1 \\
 &J_6 \dot{\varphi}_6 + C_{10} (\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_7) - C_5 (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) + K_6 \dot{\varphi}_6 = -M_2 \\
 &J_7 \dot{\varphi}_7 + C_9 (\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_8) - C_6 (\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_7) + K_7 \dot{\varphi}_7 = -M_3 \\
 &J_8 \dot{\varphi}_8 + C_8 (\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_9) - C_7 (\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_8) + K_8 \dot{\varphi}_8 = -M_4 \\
 &J_9 \dot{\varphi}_9 - C_8 (\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_9) - C_9 (\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_9) - C_{10} (\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_9) - C_{11} (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_9) + K_9 \dot{\varphi}_9 = 0,
 \end{aligned} \right\} (3)$$

где A_i - переменные инерционные коэффициенты, определяемые типом и структурой импульсного механизма ИТВМ;

$\varphi_i, \dot{\varphi}_i, \ddot{\varphi}_i$ - соответственно, углы поворота, угловая скорость и ускорение i - той сосредоточенной массы;

C_i - жёсткость упругой связи, соединяющей две сосредоточенные массы;

K_i - коэффициенты демпфирования;

$M_\alpha = M_c i_T [1 + b \sin(b \varphi_{21} - \varphi)]$ - момент ДВС, действующий на импульсный механизм ИТВМ;

M_c - момент внешних сопротивлений;

i_T - передаточное отношение ИТВМ;

$M_{1,2,3,4}$ - моменты сопротивления, приложенные к ведущим колёсам автомобиля.

Из анализа структуры системы уравнений (3) следует, что к системе линейных дифференциальных уравнений 2-го порядка с постоянными коэффициентами, которыми описывалась динамическая система для случая свободных колебаний, добавилась система нелинейных дифференциальных уравнений 2-го порядка с переменными коэффициентами. Решить в квадратурах систему уравнений (3) не представляется возможным. Линеаризация уравнений приводит к искажению физической сущности процессов ИТВМ, поэтому для их решения применены численные методы с использованием ЭЦВМ.

В каждом из четырёх периодов рабочего цикла расчётная система и уравнения её движения меняются:

П е р и о д . Имеются две независимые системы (фиг. 1-1):

реактор ИТВМ разгоняется под действием приложенного к нему положительного импульса инерционного момента, остальная часть трансмиссии

движется по инерции и находится под воздействием моментов сил сопротивления, приложенных к ведущим колёсам автомобиля. Математическая модель этого периода:

$$\left. \begin{aligned} A_1 \ddot{\varphi}_{21} - A_2 \ddot{\varphi}_{22} + A_3 (\dot{\varphi}_{21} - \dot{\varphi}_{22})^2 + A_4 \dot{\varphi}_{22}^2 &= M_{\alpha} \\ A_2 \ddot{\varphi}_{21} - A_5 \ddot{\varphi}_{22} + A_4 \dot{\varphi}_{21}^2 + C_{22} \dot{\varphi}_{22} - C_{22} \dot{\varphi}_{23} &= 0 \\ J_{23} \ddot{\varphi}_{23} - C_{22} \dot{\varphi}_{22} + C_{22} \dot{\varphi}_{23} + k \dot{\varphi}_{23} &= 0. \end{aligned} \right\} (4)$$

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + k_1 \dot{\varphi}_1 &= 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + C_3 (\varphi_2 - \varphi_4) - C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + k_2 \dot{\varphi}_2 &= 0 \\ J_9 \ddot{\varphi}_9 - C_8 (\varphi_8 - \varphi_9) - C_9 (\varphi_7 - \varphi_9) - C_{10} (\varphi_6 - \varphi_9) - C_{11} (\varphi_5 - \varphi_9) + k_9 \dot{\varphi}_9 &= 0. \end{aligned} \right\} (4a)$$

За начальные условия для I периода приняты: $t=0$; $\dot{\varphi}_{21} = \dot{\varphi}_{210}$, где $\dot{\varphi}_{210}$ - начальное значение угловой скорости вращения коленчатого вала ДВС, при которой просчитывается режим работы ИТВМ;

$$\dot{\varphi}_{22} = 0; \dot{\varphi}_{23} = 0; \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = \dots = \dot{\varphi}_9 = i_T \dot{\varphi}_{210}.$$

Условия останова, соответствующие окончанию I периода:

$$\dot{\varphi}_{23} = i_T \dot{\varphi}_{210}.$$

На печать выдавались следующие величины: i_T , t , φ_i , $\dot{\varphi}_i$, $\ddot{\varphi}_i$, $M_{\alpha i}$, M_{ω} .

Начальные условия всех последующих периодов - конечные условия предыдущего периода.

И п е р и о д . Реактор и ведомые элементы движутся совместно (фиг. I-II). Автолог ведомого маховика замкнут. Движение динамической модели описывается системой дифференциальных уравнений (3). Условие останова ЭЦВМ: $\dot{\varphi}_{21} - \dot{\varphi}_{22} = \frac{\pi}{\alpha}$, т.е. II период заканчивается, когда изменяется направление действия инерционного момента импульсного механизма.

Ш п е р и о д . Во время этого периода (фиг. I-III) упругие системы ИТВМ и трансмиссии оказываются разобщёнными вследствие выключения автолога ведомого маховика, а их движение описывается двумя системами дифференциальных уравнений (4), (4a). Условие останова: $\dot{\varphi}_{23} = 0$, т.е. III период продолжается до тех пор, пока не включится корпусной автолог, что соответствует равенству нулю угловой скорости внутренней обоймы корпусного автолога.

IV п е р и о д . Упругие системы также оказываются разобщёнными (фиг. I-IV), корпусной автолог включен, выходной - выключен. Дифференциальные уравнения движения динамических систем в этот период аналогичны предыдущим.

Условие останова: $\varphi_{21} - \varphi_{22} = \frac{2\pi}{\alpha}$, что соответствует окончанию рабочего цикла ИТВМ.

II математическая модель предложена в качестве упрощённой модели динамической системы, эквивалентной автоматической инерционной трансмиссии автомобиля. Возмущающее воздействие ИТВМ на входе в трансмиссию в этом случае задано аналитической зависимостью, отражающей функциональные и режимные особенности ИТВМ для различных случаев движения автомобиля.

С учётом вышеизложенного получена система дифференциальных уравнений для этого случая:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1(\varphi_1 - \varphi_2) + K_1 \dot{\varphi}_1 = \frac{r-l}{2} \left\{ \text{armed} \varphi_{21}^2 \sin \frac{\alpha t(2-l)}{2} \varphi_{21} - \text{armed} \varphi_{21}^2 \sin \frac{\alpha t(2-l)}{2} \varphi_{21} \right\} \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + C_3(\varphi_2 - \varphi_4) - C_1(\varphi_1 - \varphi_2) + C_2(\varphi_2 - \varphi_3) + K_2 \dot{\varphi}_2 = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$$J_9 \ddot{\varphi}_9 - C_8(\varphi_8 - \varphi_9) - C_9(\varphi_7 - \varphi_9) - C_{10}(\varphi_6 - \varphi_9) - C_{11}(\varphi_5 - \varphi_9) + K_9 \dot{\varphi}_9 = 0,$$

где α , n , m , e , d - геометрические и массовые параметры импульсного механизма ИТВМ.

Приведённые уравнения были решены на ЭЦВМ "Минск-22" и "М-222" для различных нагрузочных режимов автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссии автомобиля, зависящих от совокупности большого количества факторов. К этим факторам относятся дорожные условия, в которых эксплуатируется автомобиль, его весовое состояние, угловая скорость коленчатого вала ДВС и т.д.

Коэффициенты сопротивления качению при движении автомобиля в различных дорожных условиях принимались при расчётах в пределах от 0,015 - 0,020 (асфальтированное шоссе) до 0,1 - 0,3 (песок).

Многовариантные расчёты на ЭЦВМ проведены для различных условий движения автомобиля с ИТВМ (см. таблицу).

В качестве критериев динамической нагруженности элементов автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссии автомобиля в диссертационной работе приняты неравномерность вращающего момента

$$\delta M = \frac{\Delta M}{2M_{cp}},$$

равная отношению величины амплитуды колебания вращающего момента к величине среднего значения вращающего момента, и момент упругих сил

$$M_{e,i+1} = \frac{\varphi_i - \varphi_{i+1}}{e_{i,i+1}},$$

равный отношению разности углов закручивания упругого звена к по- датливости этого звена.

В диссертационной работе вышеуказанные критерии определены для нагрузочных режимов при различной угловой скорости ДВС и весовом состоянии автомобиля:

- 1) режим работы ИТВМ при заторможенном автомобиле;
- 2) режимы плавного и резкого трогания автомобиля с места;
- 3) режимы движения автомобиля.

Специфическим режимом работы инерционной трансмиссии автомобиля является первый нагрузочный режим. Этот режим наблюдается при подготовке автомобиля к последующему форсированному разгону, когда автомобиль затормаживается ножным тормозом, а двигатель работает с заданной скоростью вращения. К ведомому маховику ИТВМ подводится момент, который закручивает валопровод инерционной трансмиссии. Накопившаяся при этом потенциальная энергия закрученного валопровода расходуется после отпущения педали ножного тормоза на форсированное трогание автомобиля с места.

Из анализа результатов расчёта установлено, что при плавном и резком трогании автомобиля с места теоретический закон нарастания средних величин моментов на выходном валу ИТВМ, карданных валах и полуосях среднего и заднего мостов так же, как и на валопроводе серийной ступенчатой трансмиссии, с достаточной степенью точности описывается уравнением

$$M = M_0 (1 - e^{-\kappa t}),$$

где M_0 - момент сопротивления, приложенный к элементу инерционной трансмиссии автомобиля;

κ - отношение аргумента x показательной функции e^{-x} , при котором e^{-x} с достаточной степенью точности приближается к нулю, к действительному времени нарастания момента;

t - время нарастания момента.

В работе приведены графики изменения моментов сил на выходном валу ИТВМ, карданных валах и полуосях среднего и заднего мостов для нагрузочных режимов, отражённых в таблице.

Теоретический анализ характера протекания моментов в валопроводе трансмиссии автомобиля с ИТВМ при его движении по различным дорогам показал, что напряжения в элементах его трансмиссии могут достигать 460-500 МПа (песок) и 204 МПа (асфальтированное шоссе).

Анализ результатов расчёта показал, что импульсное приложение нагрузки в инерционной трансмиссии возбуждает в ней крутильные колебания низкой и высокой частоты. Низкочастотные колебания (до 25 Гц) распространяются по всей длине инерционной трансмиссии, а высокочастотные (100-200 Гц) склонны к быстрому затуханию по мере удаления от источника их возбуждения.

В работе построены также графики формирования момента на выходном валу ИТВМ в зависимости от его передаточного отношения при мак-

Таблица

φ_{21}	$i_{\gamma}=0$		$i_{\gamma}=0,05$		$i_{\gamma}=0,1$		$i_{\gamma}=0,3$		$i_{\gamma}=0,5$		$i_{\gamma}=0,7$		$L_{\gamma} = 1$		
	$\frac{U_{\alpha}^*}{M_{\Sigma}}$	ВП**	ВП	НИ	ВП	НИ	ВП	НИ	ВП	НИ	ВП	НИ	ВП	НИ	$\frac{U_{\alpha}}{M_{\Sigma}}$
52,5	0	0	0,47	0,28	0,95	0,58	2,85	1,73	4,75	2,9	6,65	4	9,5	5,75	
	71		56		45		28		20		16,2				
105	0	0	0,95	0,58	1,9	1,15	5,7	3,5	9,5	5,75	13,3	8	19	10,8	
	292		224		179		112		80		65				
157	0	0	1,42	0,86	2,85	1,72	8,55	5,2	14,2	8,6	20	12,1	28,5	17,2	
	640		500		400		250		180		145				
210	0	0	1,9	1,15	3,8	2,3	11,4	6,9	19	11,5	26,6	16,1	38	23	
	1140		892		713		446		320		260				
262	0	0	2,37	1,43	4,75	2,9	14,2	8,6	23,7	14,3	33,2	20	47,5	28,8	
	1770		1392		1110		696		500		400				
314	0	0	2,85	1,72	5,7	3,5	17,1	10,3	28,5	17,2	40	24,2	57	34,5	
	2550		2000		1600		1000		720		580				
324	0	0	3	1,8	6	3,64	18	10,9	30	18,2	42	25,4	60	36,3	
	2720		2130		1700		1065		766		617				

* U_{α} - скорость движения автомобиля;

** ВП, НИ - высшая или низшая передачи в раздаточной коробке автомобиля.

симальной, среднеэксплуатационной и промежуточных угловых скоростях вращения коленчатого вала ДВС. Из анализа этих графиков следует, что в области средних передаточных отношений ИТВМ 0,3...0,5 наблюдается наибольшая амплитуда колебаний момента упругих сил, а её максимальное значение превышает максимальную величину инерционного момента (развиваемого на режиме неподвижного реактора), подсчитанного без учёта колебательных явлений, в 1,23 раза.

Были обработаны результаты расчётов как по 1-й, так и по 2-й математическим моделям динамической системы, эквивалентной автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссии автомобиля. Максимальное отличие упругих моментов на выходном валу ИТВМ, построенных по 2-й математической модели, по сравнению с 1-й математической моделью, составляет 12% в сторону уменьшения. На остальных элементах инерционной трансмиссии это отличие не превышает 12%.

В диссертации по методике НАМИ получены характеристики динамического нагружения элементов автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссии для всех характерных режимов работы автомобиля при изменении угловой скорости коленчатого вала ДВС от 52,5 до 324 с^{-1} от действия максимальных и максимально средних значений инерционного момента ИТВМ.

Из проведённого анализа характеристик динамического нагружения установлено, что на выходном валу ИТВМ момент упругих сил в диапазоне угловой скорости коленчатого вала ДВС до 142 с^{-1} не превышает величины максимального инерционного момента импульсного механизма, подсчитанного без учёта упругости валопровода; при больших угловых скоростях превышение указанного момента наблюдается в пределах 28%. На карданных валах на стоповом режиме ($i_r = 0$) момент упругих сил меньше максимального инерционного момента, подсчитанного без учёта упругости на 52-58%. В области средних передаточных отношений ($i_r = 0,3...0,5$) отмечается превышение момента упругих сил над инерционным моментом, подсчитанным без учёта упругости, на 55-78%. Однако на этих режимах абсолютные величины моментов упругих сил на 1200-2000 нм меньше, чем на стоповом режиме. На полуосях моменты упругих сил меньше инерционных моментов, подсчитанных без учёта упругих свойств валопровода, во всём диапазоне передаточных отношений ИТВМ максимум на 61% ($i_r = 0$), минимум на 54% ($i_r = 0,7$).

В качестве примера на фиг. 2 представлены фрагменты теоретических и экспериментальных значений характеристик динамического нагружения, где обозначения соответствуют следующим передаточным отношениям ИТВМ: 1,1' - $i_r = 0$; 2,2' - $i_r = 0,1$; 3,3' - $i_r = 0,3$, соот-

ветственно - кривые максимальных и максимально средних значений вращающего момента.

Таким образом, податливость валопровода автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссии автомобиля сглаживает колебания момента, обусловленные импульсным приложением нагрузки к ведомому маховику ИТВМ, по длине трансмиссии от выходного вала ИТВМ до полуоси.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ "УРАЛ-377" С ИНЕРЦИОННЫМ ТРАНСФОРМАТОРОМ ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА

Экспериментальные исследования проведены с целью:

- определения действительных величин динамических нагрузок, возникающих в реальных условиях на элементах инерционной трансмиссии автомобиля;

- оценки влияния ИТВМ на нагруженность элементов трансмиссии автомобиля на различных режимах его работы;

- сопоставления теоретических и действительных динамических нагрузок в элементах инерционной трансмиссии автомобиля.

Объектом исследований был грузовой автомобиль "Урал-377" с экспериментальным образцом ИТВМ, который устанавливался вместо сцепления и коробки передач.

Для выполнения задач исследования на автомобиле были смонтированы следующие датчики и контрольно-измерительная аппаратура:

- датчики угловой скорости вращения коленчатого вала ДВС и выходного вала ИТВМ типа ДТ-5М;

- магнитоэлектрические датчики неравномерности вращения выходного вала ИТВМ, карданных валов среднего и заднего мостов;

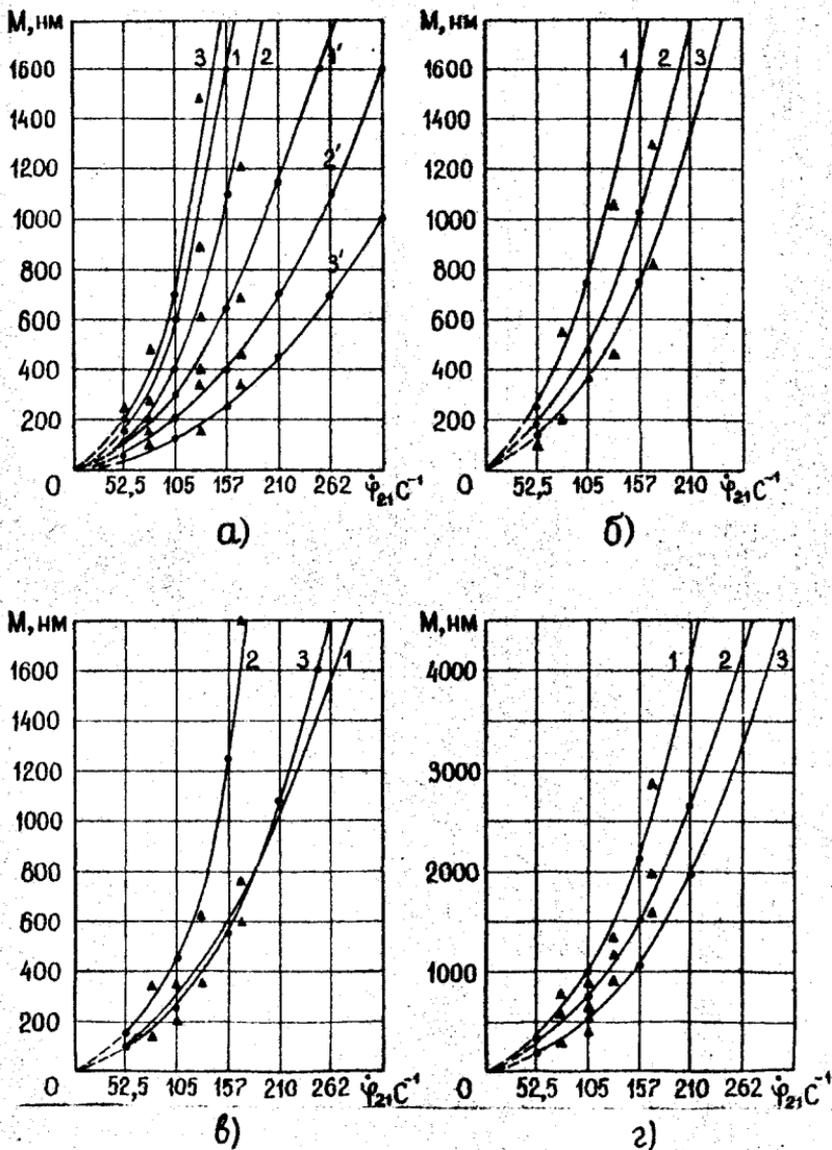
- датчик угловой скорости вращения выходного вала ИТВМ типа ТПН-1 для замера угловой скорости в начальный момент движения и при малой скорости движения автомобиля;

- реохордный датчик положения педали дроссельной заслонки типа ПДР 315-2;

- тензометрические узлы выходного вала ИТВМ, карданного вала среднего моста с проходными контактными токосъемниками и карданного вала заднего моста с проходным ртутным токосъемником типа ТРАП-70;

- тензометрические узлы полуосей среднего и заднего ведущих мостов с наклеенными тензорезисторами типа ЭФКТК-10-100С-П и концевыми ртутными токосъемниками типа РАТ-2;

- датчики и указатели давления и температуры масла в картерах импульсного механизма и автологов;



Фиг. 2. Характеристики динамического нагружения элементов автоматической бесступенчатой инерционной транс - миссия автомобиля "Урал-377"

а) выходной вал ИТВМ; б) карданный вал среднего моста;
в) карданный вал заднего моста; г) ведущая полуось.

● - расчёт; ▲ - эксперимент

- осциллографы типа К-105 и Н-700, два тензоусилителя типа ТА-5.

Питание контрольно-измерительной аппаратуры при исследовании процессов нагружения элементов инерционной трансмиссии на режиме трогания с места осуществлялось от сети переменного тока с использованием преобразователя напряжения типа ПОО1, в дорожных условиях питание осуществлялось двумя способами:

1) от двух аккумуляторных батарей типа БСТЭН-140М и преобразователя напряжения;

2) от передвижной электростанции типа АБ-1-0/230 с бензиновым карбюраторным двигателем воздушного охлаждения и стабилизатора напряжения типа СН-500М.

Методика экспериментальных исследований предполагала следующие режимы:

- режим плавного трогания автомобиля с места;
- режим резкого трогания автомобиля с места;
- режимы установившегося движения автомобиля.

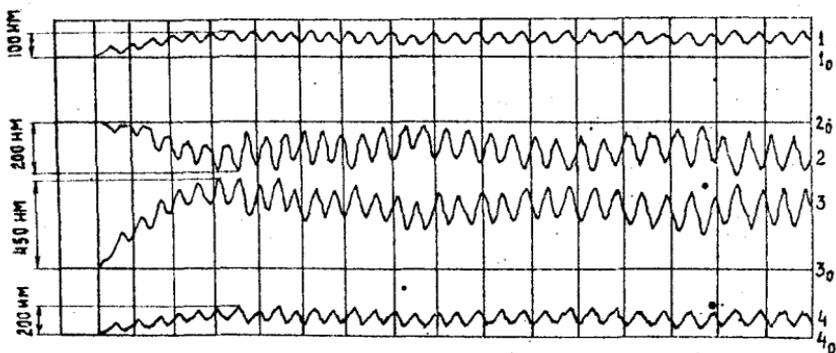
Режим резкого трогания с места автомобиля с автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссией в соответствии с её особенностями осуществляется так: ручной тормоз выключен, ножной включен; ДВС запускается, устанавливается заданная угловая скорость вращения коленчатого вала; после того, как двигатель поработает на этом режиме 5 с, педаль ножного тормоза резко отпускается.

Угловая скорость вращения коленчатого вала ДВС составляла 52,4; 104,8; 157; 209; 262; 314 с⁻¹, вес автомобиля изменялся так: 73500, 113000, 127500, 147000 Н.

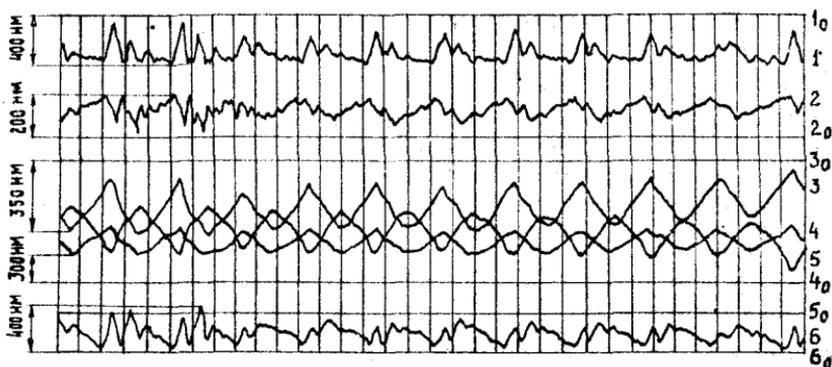
На ленту осциллографа одновременно или соответствующими группами записывались следующие параметры:

- отметка времени;
- угловые скорости вращения коленчатого вала ДВС и выходного вала ИТВМ;
- неравномерность вращения элементов трансмиссии;
- моменты на выходном валу ИТВМ, на карданных валах и ведущих полуосях среднего и заднего мостов;
- положение педали дроссельной заслонки карбюратора ДВС.

В результате эксперимента были получены осциллограммы, снятые на различных режимах движения автомобиля с инерционной передачей. Фрагменты осциллограмм показаны на фиг. 3, 4.



Фиг. 3. Оциллограмма процесса форсированного трогания с места автомобиля "Урал-377" весом 147000 Н



Фиг. 4. Оциллограмма процесса движения автомобиля "Урал-377" весом 147000 Н по асфальтированному шоссе со скоростью 20 км/ч

Кривые 1,2,3,4 (фиг.3) соответствуют изменению вращающих моментов на карданном валу заднего моста, выходном валу инерционной передачи, полуоси, карданном валу среднего моста.

Кривые 1,2,3,4,5,6 (фиг.4) соответствуют изменению вращающих моментов на левой средней полуоси, карданном валу заднего моста, входном валу инерционной передачи, правой средней полуоси, правой задней полуоси, карданном валу среднего моста.

Линии $I_{0...6_0}$ соответствуют нулевым линиям процессов $I_{...6}$. Оценка точности экспериментальных исследований показала, что

общая погрешность измерений не превышает 5%.

• Обработка осциллограмм произведена полуавтоматическим способом с помощью прибора ПОВД-12.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И СРАВНЕНИЕ ИХ С ТЕОРЕТИЧЕСКИМИ

Характеристики динамического нагружения, полученные по результатам обработки осциллограмм экспериментальных заездов, и их сопоставление с теоретическими характеристиками приведены на фиг. 2.

Из анализа характеристик динамического нагружения следует, что отличие расчётных и экспериментальных данных средних значений вращающего момента составляет 5-16%.

Анализируя осциллограммы процессов трогания автомобиля с места при различной его загрузке, различных угловых скоростях вращения коленчатого вала ДВС и при различных передачах в раздаточной коробке, было выявлено, что характер теоретического и экспериментального нарастания средних значений моментов на элементах трансмиссии автомобиля с ИТМ практически одинаков.

Для оценки степени согласованности теоретического и экспериментального законов нарастания средних значений моментов на элементах инерционной трансмиссии автомобиля в диссертационной работе применён критерий А.Н.Колмогорова, согласно которому было получено, что вероятность совмещения экспериментальных и теоретических данных стремится к единице (0,711, ., 0,997).

Из теоретического анализа свободных крутильных колебаний, проведённого во II главе диссертационной работы, был сделан вывод о том, что начало резонансного режима работы инерционной трансмиссии автомобиля "Урал-377" соответствует угловой скорости вращения коленчатого вала ДВС, равной 1650 об/мин. В этом случае должно наступить совпадение первой собственной частоты колебаний валопровода инерционной трансмиссии с частотой вынужденных колебаний, обусловленных импульсным приложением нагрузки к ведомому маховику инерционной передачи.

При экспериментальном исследовании колебаний валопровода инерционной трансмиссии автомобиля "Урал-377" с применением электронной тензометрической аппаратуры резонансный режим начинался при 1500 об/мин коленчатого вала ДВС. Таким образом, отличие в угловых скоростях, соответствующих теоретическому и экспериментальному резонансным режимам работы инерционной трансмиссии автомобиля "Урал-377" составляет 10%.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ
В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ "УРАЛ-377" С АВТОМАТИЧЕСКОЙ
БЕССТУПЕНЧАТОЙ ИНЕРЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ И СЕРИЙНОЙ СТУПЕН-
ЧАТОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧ

Одними из основных динамических нагрузок, действующих в транс-
миссии автомобиля, являются:

- максимальные динамические нагрузки, возникающие на режимах форсированного трогания автомобиля, а также в различных аварийных ситуациях и определяющие статическую прочность элементов трансмиссии (валы, карданные передачи, полуоси и т.д.);

- нагрузки, длительно действующие в процессе эксплуатации и определяющие усталостную прочность элементов трансмиссии.

На режимах форсированного трогания автомобиля с места при резком включении сцепления в серийной ступенчатой трансмиссии наблюдаются всплески моментов. Величина всплесков изменяется в зависимости от начальной угловой скорости вращения коленчатого вала ДВС и вида дорожного покрытия и может превышать средние значения моментов в 2,7 раза.

В валопроводе серийной ступенчатой трансмиссии автомобиля "Урал-377" величина всплеска момента (на полуоси) при резком трогании с места может достигать 15300 нм, в то время как у инерционной трансмиссии таких всплесков не наблюдается, а максимальная величина момента на полуоси при максимальной угловой скорости вращения коленчатого вала ДВС ($\varphi_{21} = 324 \text{ с}^{-1}$) может составлять 9200 нм, т.е. меньше в 1,66 раза.

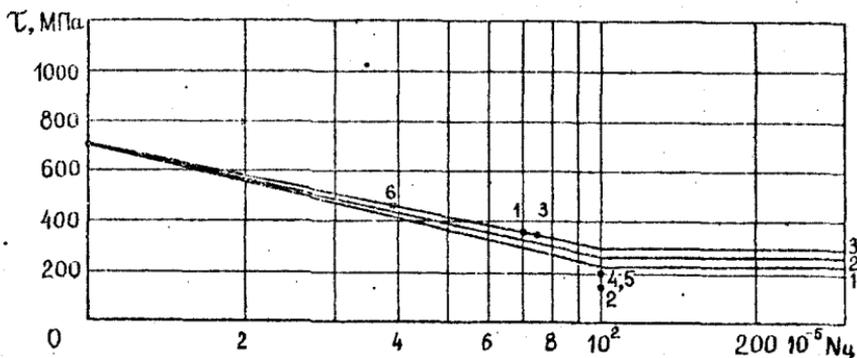
По предварительной оценке количество циклов переменных напряжений, действующих в элементах автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссии автомобиля, превышает количество циклов, действующих в валопроводе серийной ступенчатой трансмиссии в 1,3 раза.

Характеристики выносливости материалов выходного вала ИТВМ и ведущей полуоси с нанесенными на них напряжениями, соответствующими характерным режимам работы автомобиля с ИТВМ, приведены на фиг. 5, 6.

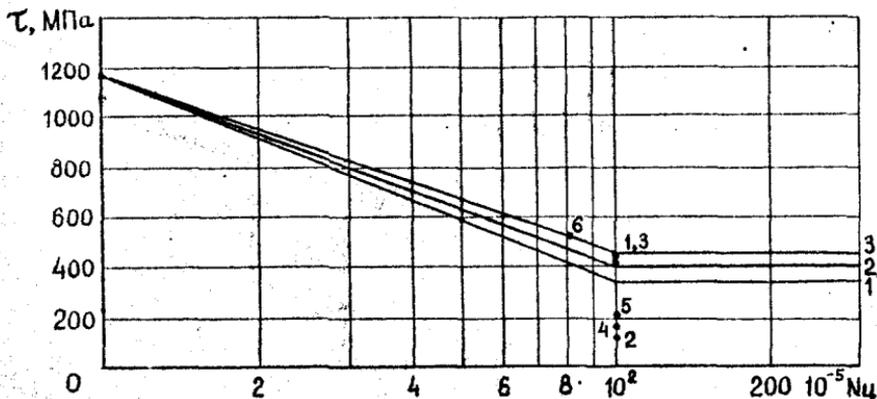
Кривые 1, 2, 3 представляют собой характеристики выносливости сталей для симметричных и асимметричных циклов, соответствующих средним моментам при среднеэксплуатационных и максимальных угловых скоростях коленчатого вала ДВС.

Точки 1, 2, 3, 4, 5, 6 соответствуют напряжениям при следующих режимах работы автомобиля с ИТВМ:

1- движение по песку груженого автомобиля ($\zeta = 0,1$; $\varphi_{21} = 324 \text{ с}^{-1}$);



Фиг. 5. Кривые выносливости стали 12Х2НЧД, ГОСТ 4543-71
(выходной вал ИТМ)



Фиг. 6. Кривые выносливости стали 35ХРСА, ГОСТ 4543-71
(ведущая полуось)

2- движение по асфальтированному шоссе гружёного автомобиля

($i_r = 0,7$; $\psi_{2r} = 324 \text{ с}^{-1}$);

3- движение по песку гружёного автомобиля ($i_r = 0,1$; $\psi_{2r} = 314 \text{ с}^{-1}$);

4- движение по асфальтированному шоссе ($i_r = 0,3 \dots 0,5$;

$\psi_{2r} = 324 \text{ с}^{-1}$);

5- движение по песку при среднеэксплуатационной угловой скорости коленчатого вала ДВС ($i_r = 0,3 \dots 0,5$; $\psi_{2r} = 210 \text{ с}^{-1}$);

6- движение автомобиля по песку при максимальных амплитудах

лебаний вращающего момента ($\epsilon_r = 0,3 \dots 0,5$; $\omega_{cr} = 324 \text{ с}^{-1}$).

Напряжения, соответствующие режимам 1,3 и 6 (фиг. 5,6), превышают пределы выносливости сталей, из которых изготовлены детали инерционной трансмиссии. Однако эти напряжения действуют в элементах трансмиссии только при максимальной угловой скорости коленчатого вала, составляющей 10% от общего ресурса работы ДВС.

Величины переменных напряжений при среднеэксплуатационной угловой скорости вращения коленчатого вала ДВС и большинстве тяжёлых режимов движения автомобиля не превышают пределов выносливости сталей, из которых изготовлены элементы автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссии.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Получены расчётные динамические модели, эквивалентные автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссии автомобиля.

2. Проведён анализ частот собственных колебаний валопровода при различных жесткостных и массовых параметрах динамической системы, позволивший выявить резонансные зоны её работы. Анализ форм главных колебаний валопровода инерционной трансмиссии автомобиля типа 6 х 4 показал, что узлы колебаний чаще всего располагаются на выходном валу ИТВМ, карданных валах и корпусном автологе импульсной передачи.

3. При установке ИТВМ вместо серийной ступенчатой коробки перемены передач на грузовой автомобиль "Урал-377" резонансные зоны работы трансмиссии смещаются в область более высоких значений частот собственных колебаний, начиная с 24,3 Гц, в то время как у серийной ступенчатой трансмиссии первая резонансная зона находится в пределах 0, .., 12 Гц.

4. Составлена математическая модель автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссии автомобиля. Разработан алгоритм её решения на ЭЦМ с учётом переменной структуры ИТВМ и цикличности его рабочего процесса.

5. Получена упрощённая математическая модель инерционной трансмиссии автомобиля, допускающая аналитическое решение. Отличие результатов расчётов по этой модели от результатов расчёта по основной математической модели, учитывающей переменность структуры ИТВМ и цикличность его рабочего процесса, не превышает 12%.

6. Теоретически и экспериментально определены величины и характер протекания динамических моментов в элементах инерционной трансмиссии автомобиля при его движении в различных условиях.

Построены характеристики динамического нагружения основных элементов автоматической бесступенчатой инерционной трансмиссии автомобиля.

Максимальное значение момента упругих сил, действующего на выходном валу ИТВМ, превышает максимальную величину инерционного момента (развиваемого на режиме неподвижного реактора), подсчитанного без учёта колебательных явлений, в 1,23 раза.

7. В области средних передаточных отношений ИТВМ 0,3, ., 0,5 наблюдается наибольшая амплитуда колебаний момента упругих сил в валопроводе инерционной трансмиссии автомобиля.

Наиболее нагруженными элементами трансмиссии автомобиля с ИТВМ являются выходной вал инерционной передачи и полуоси ведущих мостов. Величина максимальных напряжений в этих деталях может достигать 460 и 500 МПа, что превышает пределы выносливости сталей, из которых изготовлены эти детали, но не превышает пределов их текучести. Тогда как у серийной ступенчатой трансмиссии максимальные напряжения (на режимах резкого трогания автомобиля с места) достигают 700 МПа.

8. На режиме резкого трогания автомобиля с места максимальная величина момента упругих сил, действующего в валопроводе инерционной бесступенчатой трансмиссии, может достигать 9200 нм, а у серийной ступенчатой - 15300 нм.

9. По приближённой оценке количество циклов переменных напряжений, действующих в валопроводе инерционной бесступенчатой трансмиссии, по сравнению с серийной ступенчатой трансмиссией, больше в 1,3 раза, однако уровень их при среднеэксплуатационных режимах работы автомобиля не превышает пределов выносливости сталей, из которых изготовлены детали трансмиссии.

10. Отличие расчётных и экспериментальных данных средних значений вращающего момента, действующего в валопроводе инерционной трансмиссии, составляет 5-16%, а максимальных (по характеристикам динамического нагружения) - 9-17%.

Отличие в угловых скоростях вращения коленчатого вала ДВС, соответствующих теоретическому и экспериментальному резонансным режимам работы инерционной трансмиссии автомобиля "Урал-377", составляет 10%.

11. Проведённые теоретические и экспериментальные исследования влияния ИТВМ на динамическую нагруженность элементов трансмиссии автомобиля в стендовых и дорожных условиях позволили получить более полное представление о процессах, происходящих при работе ИТВМ в схеме трансмиссии автомобиля, выявить расчётные режимы и разрабо -

тать рекомендации по расчёту на прочность. Результаты их использованы в процессе совместной работы Челябинского политехнического института и Уральского автомобильного завода по созданию опытных образцов автоматического бесступенчатого инерционного трансформатора вращающего момента для автомобилей типа "Урал" (акт внедрения от 29.II.1972г.)

12. Проведённый комплекс работ позволяет заключить, что по уровню нагруженности возможна нормальная совместная работа автоматического бесступенчатого инерционного трансформатора вращающего момента с последующей за ним серийной частью трансмиссии автомобиля.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Андреев В.Е. Исследование резонансных режимов в инерционных трансмиссиях автомобилей. - В сб. № 134 "Инерционно-импульсные механизмы, приводы и устройства". Труды I Всесоюзной научной конференции. Челябинск, ЧПИ, 1974.

2. Андреев В.Е., Баженов С.П. К анализу трансмиссии автомобиля с автоматической инерционной передачей. - В сб. № 119 "Автомобили, тракторы и двигатели". Челябинск, ЧПИ, 1972.

3. Андреев В.Е., Баженов С.П. Анализ частот собственных колебаний инерционной трансмиссии автомобиля "Урал-377". - В сб. № 131 "Автомобили, тракторы и двигатели". Челябинск, ЧПИ, 1973.

4. Андреев В.Е., Баженов С.П. К вопросу о приведении крутильной системы трансмиссии автомобиля с инерционным трансформатором вращающего момента. - В сб. № 148 "Автомобили, тракторы и двигатели". Челябинск, ЧПИ, 1974.

5. Андреев В.Е., Баженов С.П. Исследование динамики инерционной трансмиссии автомобиля типа 6 x 4. Материалы IV Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, ОТИ, 1972.

6. Баженов С.П., Андреев В.Е. Вопросы методики стендовых испытаний инерционных бесступенчатых передач. Материалы XXIII научно-технической конференции. Челябинск, ЧПИ, 1970.

7. Баженов С.П., Андреев В.Е. Экспериментальные исследования автоматической инерционной передачи большегрузного автомобиля типа 6 x 6. Материалы II Всесоюзной конференции по динамике крупных машин. Свердловск, УПИ, 1971.

8. Баженов С.П., Андреев В.Е. Экспериментальные исследования автоматической инерционной передачи автомобилей типа "Урал". - В сб. № 119, "Автомобили, тракторы и двигатели". Челябинск, ЧПИ, 1972.

9. Баженов С.П., Андреев В.Е. Методика экспериментальных исследований влияния инерционной передачи на элементы трансмиссии автомобиля. - В сб. № 134 "Инерционно-импульсные механизмы, приводы и устройства". Труды I Всесоюзной научной конференции. Челябинск, ЧПИ, 1974.

10. Баженов С.П., Андреев В.Е. Методика экспериментальных исследований крутильных колебаний инерционной трансмиссии автомобиля. - В сб. № 131 "Автомобили, тракторы и двигатели". Челябинск, ЧПИ, 1973.

11. Баженов С.П., Андреев В.Е. Особенности колебательной системы трансмиссии автомобиля с инерционным трансформатором вращающего момента. - В сб. № 148 "Автомобили, тракторы и двигатели". Челябинск, ЧПИ, 1974.

12. Баженов С.П., Архипов С.В., Андреев В.Е. К анализу динамики транспортной машины с автоматической инерционной передачей. - В сб. № 123 "Проблемы машиностроения". Челябинск, ЧПИ, 1973.

13. Баженов С.П., Андреев В.Е. Нагрузки в инерционной трансмиссии автомобиля на режиме трогания с места. - В печати.

Основные разделы диссертации обсуждены:

1. На XXIII, XXIV, XXV, XXVI, XXVII научно-технических конференциях Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола (1970-1974 гг.)

2. На II Всесоюзной конференции по динамике крупных машин. Свердловск, 1971.

3. На IV Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1972.

4. На I Всесоюзной научно-технической конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам. Челябинск, 1972.