

Министерство высшего и среднего специального
образования БССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Инженер Б.В.Андреев

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ
ПРИ РЕЗКОМ ВКЛЮЧЕНИИ СЦЕПЛЕНИЯ
(05.195. Автомобили и тракторы)

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

М и н с к 1 9 7 1

Работа выполнена на кафедре "Автомобили и двигатели" Красноярского политехнического института.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор

Б.В.Гольд,

кандидат технических наук, доцент

Н.Л.Островерхов.

Ведущее предприятие -

Минский ордена Ленина автомобильный завод

Автореферат разослан " " _____ 1971 г.

Защита диссертации состоится " " _____ 1971 г.

на заседании Объединенного Совета по присуждению ученых степеней по механико-технологическим, машиностроительным, автотракторным и горняцким специальностям при Белорусском ордена Трудового Красного Знамени политехническом институте.

Отзывы (в 2-х экземплярах) просим направлять по адресу: г. Минск, 27, Ленинский проспект, 65, Белорусский политехнический институт, ученому секретарю Совета.

Дата защиты будет объявлена в газете "Вечерний Минск".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке БПИ.

Ученый секретарь Совета -
кандидат технических наук, доцент

Н.В.Кислов

В пятилетнем плане, принятом XXIV съездом КПСС, уделяется большое внимание совершенствованию конструкций автомобилей. Непрерывный рост мощностей двигателей, максимальных скоростей движения при одновременном снижении удельного веса автомобилей, предъявляет жесткие требования в отношении их надежности и долговечности.

Создание достаточно надежного и долговечного автомобиля невозможно без знания действительных нагрузок в его агрегатах и отдельных деталях. В настоящее время в нашей стране проводятся большие работы по изучению нагрузочных режимов трансмиссии автомобиля. В НАМИ работы ведутся под руководством И.С.Лулева и В.М.Семенова, в МВТУ под руководством В.А.Иванова, в МАМИ - под руководством Б.С.Фелькевича, Б.В.Гольда и П.П.Лукина, в БПИ - под руководством И.С.Цитовича, в ЛИСИ - под руководством Н.А.Бухарина и М.Е.Снытина, в МАДИ - под руководством А.Н.Островцева и В.В.Осепчугова. Исследованием нагрузок в трансмиссии занимаются также в Горьковском политехническом институте им.А.А.Жданова, Ленинградской ордена Ленина лесотехнической академии им.С.М.Кирова, Белорусском институте механизации сельского хозяйства, в Челябинском политехническом институте им.Ленинского Комсомола, Красноярском сельскохозяйственном институте, а также на автозаводах: ГАЗ, МасЗИЛ, МАЗ, БелАЗ, Уральском, МЗЛК и др.

Исследования показали, что динамические нагрузки, возникающие в трансмиссии автомобиля на некоторых режимах, могут значительно превышать нагрузки, подсчитанные, исходя из максимального крутящего момента двигателя, и даже превышать нагрузки, определенные по статическому моменту трения сцепления.

Одним из наиболее опасных случаев нагружения трансмиссии является режим резкого трогания автомобиля с места. Зная величины крутящих моментов на этом режиме, можно с высокой достоверностью судить о возможных предельных нагрузках в трансмиссии. В связи с еще явно недостаточной протяженностью дорог с твердым покрытием и применением автопоездов режим резкого трогания автомобиля с места встречается довольно часто в практике эксплуатации автомобильного транспорта. Ю.Р.Стефанович считает, что "... проблема исследования максимальных динамических нагрузок, влияющих на статическую прочность деталей трансмиссии, переходит в проблему исследования эксплуатационных нагрузок на режимах трогания и переключения передач".

Настоящая работа посвящена исследованию нагрузок в трансмиссии на режиме разгона трогания автомобиля с места. Сделана попытка получить сравнительно простые формулы для расчета максимальных крутящих моментов в трансмиссии и максимального усилия, сжимающего ведомые диски. Теоретически и экспериментально исследовано влияние параметров трансмиссии и сцепления на динамические нагрузки. Даны рекомендации по снижению динамических нагрузок в трансмиссии и применению различных типов сцеплений.

Работа выполнена на кафедре "Автомобили и двигатели" Красноярского политехнического института. Она состоит из четырех глав, общих выводов и приложения.

В главе I дан краткий обзор литературы и сформулированы задачи исследования.

В главе II на основе теоретических исследований дается методика расчета динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля и устанавливается влияние различных факторов на эти нагрузки.

В главе III приводится описание методики и аппаратуры, применявшихся при экспериментах, а также оценка точности экспериментов, методы и результаты статистической обработки экспериментальных данных.

В главе IV приводятся результаты экспериментов, их анализ и сравнение с результатами расчетов.

В приложении даны методика и результаты определения параметров, необходимых для расчетов, тарировочные графики и параметры крутящих систем, принятых к расчету.

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследования динамических нагрузок в трансмиссии при разгоне включением сцепления посвящены работы: И.С.Лунева, И.С.Цитовича, В.М.Семенов, П.П.Лукина, Ю.Г.Стефановича, А.К.Фрумкина, Р.Г.Армадурова, С.Н.Иванова, В.А.Иванова, В.Н.Москалева, Ю.Б.Иванова, Р.К.Вафина, С.А.Лапина, Б.И.Морозова, К.И.Гирявца, Д.И.Громова, В.П.Маркелова, И.К.Пчелина, А.А.Хачатурова, Н.Л.Островерхова, Д.М.Гатова, Л.А.Молдобожко, О.С.Руктемяля, И.Н.Успенского, М.И.Вайсмана, Г.М.Анисимова и др.

Общим для многих исследований является сложность расчетных формул. Кроме того, выводы ряда работ является прямо противоположными. Например, в настоящее время существует взгляд, принятый мно-

гими исследователями и отраженный в учебной литературе, согласно которому при резком включении сцепления крутящий момент на первичном валу коробки передач может в несколько раз превысить не только максимальный момент двигателя, но и статический момент трения сцепления. Это объясняют тем, что при резком включении сцепления к статическому давлению нажимных пружин добавляется сила инерции поступательно движущихся деталей сцепления. В результате сцепление передает крутящий момент значительно больший статического момента трения, и нагрузки в трансмиссии возрастают.

Существует и несколько иная точка зрения, согласно которой инерционные силы поступательно движущихся деталей сцепления практически не оказывают никакого влияния на динамические моменты в трансмиссии, так как частота их колебаний значительно выше частот собственных колебаний, которые возникают в трансмиссии при резком включении сцепления. Отдельные исследователи считают, что при резком включении сцепления крутящий момент на первичном валу коробки передач никогда не превышает статического момента трения сцепления.

В ранних исследованиях рассматривались простейшие динамические крутильные системы. В более поздних исследованиях системы усложнились. Исследование сложных систем стало возможным лишь в результате применения электронных вычислительных машин (ЭВМ). Однако стоимость подобных исследований еще сравнительно велика. Поэтому в каждом конкретном случае вопрос о выборе динамической крутильной системы должен решаться отдельно с учетом получения необходимой достоверности результатов и невысокой стоимости исследований. Наряду со сложными методами расчета, требующими применения ЭВМ, конструктор должен располагать простым и надежным методом расчета.

Приведенный в работе краткий обзор литературы показал неодинаковый подход различных авторов к исследованию одного и того же вопроса и различные, порой противоречивые выводы и рекомендации. Это различие в основном можно свести к следующему:

1. Применение различных расчетных систем, описывающих процессы, происходящие в сцеплении и трансмиссии.

2. Различное объяснение механизма возникновения в трансмиссии нагрузок, превосходящих статический момент трения сцепления.

3. Получение различных соотношений между крутящими моментами в трансмиссии и статическим моментом трения сцепления.

4. Различные выводы о влиянии конструктивных факторов на динамические нагрузки в трансмиссии и различные рекомендации путей их снижения.

При расчете максимального осевого усилия, сжимающего ведомые диски, сцепление рассматривается как одномассовая и как многомассовая система с учетом и без учета упругости привода и реактивных связей двигателя с рамой, с учетом и без учета отделения привода.

Для расчета нагрузок в трансмиссии применяются как простейшие однозвенные двухмассовые системы, так и значительно более сложные пят звенные шестимассовые, с учетом и без учета реактивных связей агрегатов с рамой.

В работах П.И.Лукина, И.С.Лунева, В.М.Семенова, А.А.Силина, В.Н.Москалева, В.А.Иванова, Р.К.Вафина, В.П.Маркелова и др. превышение крутящих моментов в трансмиссии над статическим моментом трения M_c объясняется инерционным действием поступательно движущихся деталей сцепления, а в работах И.С.Цитовича, К.И.Гирявца, Д.И.Громова, Н.Л.Островерхова, Л.А.Молибонко это явление объясняется быстрым приложением к трансмиссии момента трения сцепления.

Одни авторы считают, что крутящий момент на первичном валу не превышает статического момента трения сцепления M_c , другие считают, что он может достигать $(1,5 + 2,0) M_c$.

Различны мнения исследователей и о влиянии конструктивных факторов. В работах П.И.Лукина, И.С.Лунева и др. показано, что с увеличением массы привода сцепления нагрузки в трансмиссии снижаются, в работах В.А.Иванова, Р.К.Вафина, В.П.Маркелова сделан прямо противоположный вывод. Одни исследователи основным путем снижения нагрузок считают уменьшение жесткости трансмиссии, другие отдадут предпочтение снижению интенсивности включения сцепления, третьи рекомендуют применение предохранительных муфт.

Недостаточно исследован вопрос о влиянии упругой характеристики ведомого диска на динамические нагрузки в трансмиссии. И.С.Лунев считает, что более "мягкий" ведомый диск обеспечит меньшие нагрузки. Расчет, проведенный Д.И.Грозовым, показал, что увеличение жесткости ведомого диска более чем в 50 раз дало уменьшение момента на валу муфты сцепления на 12,8%. Однако эти выводы не подтверждены экспериментом.

Недостаточно полно исследован вопрос о влиянии различных видов сцепления (механического, гидравлического и пневматического).

Например, сравнительные испытания всех трех приводов в одинаковых условиях не проводились.

Экспериментально не исследовался также вопрос об отделении привода сцепления.

Основные задачи работы следующие:

1. Выбрать наиболее рациональную динамическую систему для определения нагрузок в трансмиссии автомобиля на различных передачах при резком включении сцепления, обеспечивающую достаточную надежность и сравнительную простоту расчета.

2. На основе анализа расчетных и экспериментальных результатов определения максимального усилия, сжимающего ведомые диски, и крутящих моментов в трансмиссии, объяснить причины возникновения нагрузок, превышающих статический момент трения сцепления.

3. Исследовать влияние различных конструктивных факторов на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля при резком включении сцепления.

4. На основе экспериментов сопоставить с точки зрения динамических нагрузок различные типы приводов сцепления (механический, гидравлический и пневматический) в одинаковых условиях, то есть при одних и тех же параметрах трансмиссии и сцепления.

5. Теоретически и экспериментально определить момент отделения привода сцепления.

6. Дать рекомендации по снижению динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля и применению различных типов сцеплений.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ РЕЗКОМ ВКЛЮЧЕНИИ СЦЕПЛЕНИЯ

При резком включении сцепления трансмиссия автомобиля нагружается инерционным моментом, прежде всего от действия вращающихся масс двигателя, обладающих значительной кинетической энергией. В зависимости от параметров трансмиссии, начальных чисел оборотов двигателя и включенной передачи можно выделить три основных случая нагружения трансмиссии.

I случай, $M < M_{\phi}$; $M < M_c$.

Сцепление замыкается быстро, после чего пробуксовки ведущих колес или сцепления не наблюдается. Этот режим обычно имеет место на низших передачах при небольших начальных числах оборотов двигателя.

II случай, $M_c > M > M_\phi$.

Сцепление замыкается быстро, после чего пробуксовывают ведущие колеса. Пробуксовка колес уменьшает интенсивность нарастания крутящего момента в трансмиссии, однако не предохраняет ее от перегрузок вследствие нагружения инерционным моментом колес. Этот режим имеет место на низших передачах при высоких значениях чисел оборотов двигателя.

III случай, $M_\phi > M > M_c$.

Сцепление пробуксовывает в течение значительного промежутка времени и замыкается уже после того, как крутящий момент в трансмиссии достиг своего максимального значения. Этот режим встречается обычно на высших передачах, но может встретиться и на низших при высоких числах оборотов двигателя, большой жесткости трансмиссии и высоких значениях момента сцепления с дорогой и момента инерции ведущих колес.

Приведенные выше три случая не исчерпывают всех возможных случаев нагружения трансмиссии. Кроме того, методика расчета динамических нагрузок, применяемая в настоящей работе, не учитывает влияния друг на друга различных этапов (случаев) нагружения и поэтому может применяться лишь для ориентировочных расчетов. Более точная методика расчета динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля, лишенная отмеченных выше недостатков, изложена в работах И.С.Цитовича, К.И.Гирявца, Д.И.Громова, Н.Л.Островерхова и др.

Трансмиссию автомобиля обычно представляют как динамическую крутильную систему, состоящую из сосредоточенных масс, соединенных безынерционными упругими звеньями (валы, шины). Отдельные исследователи учитывают не только вращающиеся массы, сидящие на валах и поступательно движущуюся массу автомобиля, но также и массы агрегатов трансмиссии (коробка передач, ведущий мост и т.д.) и жесткости реактивных элементов (рессоры, упругие элементы подвесок агрегатов).

Для учета влияния пробуксовки сцепления и ведущих колес в расчетную крутильную систему, независимо от ее сложности, вводят два фрикционных элемента: сцепление I и сцепление 2 (рис.1), которые имитируют пробуксовку сцепления или колес.

Выбор наиболее рациональной расчетной системы производится путем сравнения результатов расчета различных систем между собой

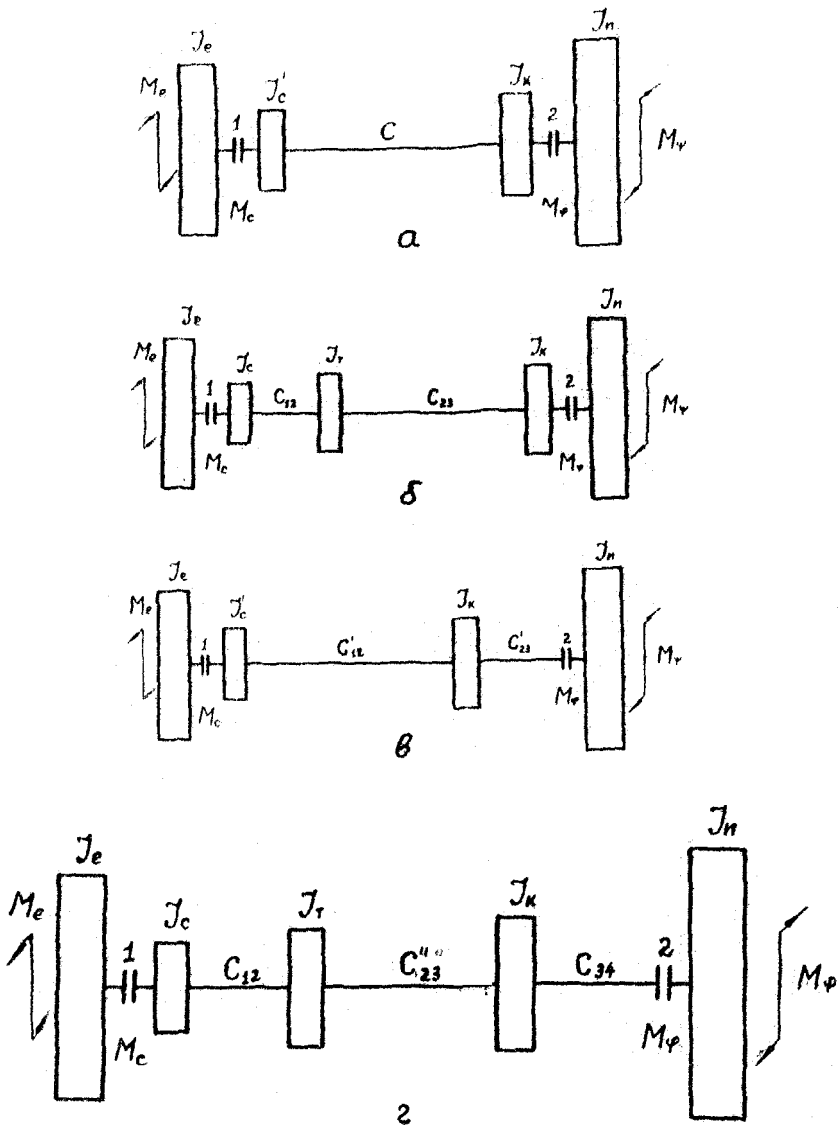


Рис. I. Динамические крутильные системы, эквивалентные трансмиссии автомобиля.

и с результатами эксперимента. Сравнивались следующие системы: однозвенная четырехмассовая, двухзвенная четырехмассовая, двухзвенная пятимассовая и трехзвенная пятимассовая при мгновенном приложении нагрузки, а также - трехзвенная пятимассовая для случая, когда возмущающий момент изменяется по закону прямой линии $\frac{t}{t_0} M_0$ и достигает своего максимального значения в течение промежутков времени t_0 : 0,01; 0,06 и 0,4 сек (рис.1). Первые три системы решались аналитически, а последние две - на ЭЦВМ М-20 в вычислительном центре Красноярского алюминиевого комбината.

В системах рис.1 приняты следующие обозначения:

J_e - момент инерции вращающихся масс двигателя;

$J_c' = J_c + J_r$ - приведенный момент инерции ведомого диска сцепления, деталей коробки передач, трансмиссионного тормоза и главной передачи;

J_2 - момент инерции ведомого диска сцепления;

J_r - приведенный момент инерции деталей коробки передач, трансмиссионного тормоза и главной передачи;

J_k - приведенный момент инерции ведущих колес;

J_n - приведенный момент инерции поступательно движущейся массы автомобиля;

M_e - крутящий момент двигателя;

M_c - статический момент трения сцепления, действующий в сцеплении 1;

M_p - момент сцепления ведущих колес с дорогой, действующий в сцеплении 2;

M_r - момент сопротивлений дороги, приложенный к массе J_n ;

C - приведенная жесткость валов трансмиссии и шин ведущих колес;

C_{12} - приведенная жесткость валов коробки передач;

C_{23} - приведенная жесткость карданного вала, полуосей и шин ведущих колес;

C_{12}' - приведенная жесткость валов коробки передач, карданного вала и полуосей;

C_{23}' - приведенная тангенциальная жесткость шин;

C_{23}'' - приведенная жесткость карданного вала и полуосей;

C_{34} - приведенная тангенциальная жесткость шин ($C_{34} = C_{23}'$).

В крутильных системах, представленных на рис.1, отсутствуют реактивные звенья, имитирующие упругость рессор ведущего моста.

промежуточной опоры карданного вала и картеров агрегатов трансмиссии. Наибольшее влияние на динамические нагрузки может оказать упругость рессор. В расчетах, приведенных в настоящей работе, упругость реактивных элементов фактически учтена в величинах жесткостей C , определенных экспериментальным путем непосредственно на автомобиле.

Движение каждой системы (рис. I) может быть описано системой неоднородных линейных дифференциальных уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами. В результате решения уравнений, описывающих движение систем, получены выражения для расчета крутящих моментов в упругих звеньях. При решении уравнений предполагалось, что отдельные этапы (случаи) движения систем не оказывают влияния друг на друга. Это допущение позволило несколько упростить расчетные формулы. В табл. I приведены формулы для расчета максимальных крутящих моментов в системе Ia . При выводе формул принималось, что $M_e = M_f = 0$.

Таблица I

I случай	II случай	III случай
$\frac{C}{\beta_1} \omega_e$	$2M_f$	$2M_c$

β_1 - собственная частота системы;

ω_e - начальная угловая скорость коленчатого вала двигателя.

Результаты расчета максимальных крутящих моментов в трансмиссии могут быть представлены графически в зависимости от числа оборотов двигателя (рис. 2). График позволяет определить максимальный крутящий момент M_{max} при любом числе оборотов двигателя n_e , что упрощает определение нагрузок в трансмиссии, так как линии графика представляют собой прямые и могут быть построены по двум точкам.

Порядок построения графика следующий. Для всех передач, используя формулу I случая (табл. I), вычисляют два значения M_{max} , соответствующие двум произвольным значениям n_e , и строят прямые $\alpha_1 \beta_1$ (первая передача), $\alpha_2 \beta_2$ (вторая передача) и т.д. Затем по формулам I и III случаев строят горизонтальные прямые $C_1 d_1$ (первая передача), $C_2 d_2$ (вторая передача), ограничивающие значения кру-

Уравнения движения для третьего случая при $t_0 \neq 0$ запишутся:

$$\begin{aligned} J_c \ddot{\varphi}_1 + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{t}{t_0} M_c &= 0 ; \\ J_r \ddot{\varphi}_2 - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + C_{23}''(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0 ; \\ J_k \ddot{\varphi}_3 - C_{23}''(\varphi_2 - \varphi_3) + C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) &= 0 ; \\ J_n \ddot{\varphi}_4 - C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) - M_\varphi &= 0 . \end{aligned} \quad (7)$$

Решение уравнений вида (7) проводилось на ЭЦВМ.

В приведенных выше уравнениях M_φ и M_c приняты постоянными величинами, приложенными к массам мгновенно. В действительности они не являются постоянными, нарастают не мгновенно и носят вероятностный характер. Последнее связано с тем, что величины M_φ и M_c зависят от большого числа факторов, непрерывно изменяющихся в процессе движения автомобиля. Основное влияние на изменение M_φ и M_c оказывает скорость буксования, влияющая на коэффициенты сцепления φ и трения M . Э.Г.Поддих рекомендует принимать величину φ для асфальтобетонного покрытия независимой от скорости буксования и равной $0,6 \div 0,8$. Так как при резком включении сцепления скорости скольжения в нем не превышают 4 м/сек, то коэффициент трения M можно принять в первом приближении постоянным и равным $0,3$.

Влияние различных факторов на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля устанавливалось путем расчетов на ЭЦВМ различных вариантов двухзвенной пятимассовой системы при мгновенном приложении нагрузки по формулам (I-6).

На динамические нагрузки оказывают влияние моменты инерции вращающихся масс и момент инерции поступательно движущейся массы автомобиля, жесткости валов трансмиссии и шип, статический момент трения сцепления, момент сцепления ведущих колес с дорогой. Кроме того, решающее влияние оказывает интенсивность включения сцепления. При расчетах предполагалось, что при изменении различных параметров трансмиссии интенсивность включения сцепления оставалась постоянной и соответствующей мгновенному включению ($t_0 = 0$). При расчетах изменялись J_e , J_c , J_r , J_k , J_n , C_{12} , C_{23} , M_φ , M_c .

Анализ влияния параметров автомобиля на динамические нагрузки позволяет сделать выводы о реальных путях снижения нагрузок в трансмиссии автомобиля.

1. Наибольшее влияние на динамические нагрузки из рассмотренных выше параметров оказывает момент сцепления ведущих колес с дорогой M_{φ} . Однако снижение M_{φ} не может быть рекомендовано, так как это может привести к ухудшению тяговых качеств автомобиля и проходимости.

2. Уменьшение J_n и J_k не может привести к существенному снижению нагрузок в трансмиссии, так как их влияние сравнительно невелико. Кроме того, значительное уменьшение J_n может быть достигнуто лишь за счет снижения полезной нагрузки.

3. Уменьшение J_T , по данным расчета вдвое, может на 20% снизить M_{23} на первой передаче. Поэтому с точки зрения снижения нагрузок в трансмиссии можно рекомендовать замену стояночного трансмиссионного тормоза колесным. Однако это допустимо лишь для легких автомобилей и грузовых небольшой грузоподъемности.

4. Уменьшение C_{12} не может решить проблему снижения нагрузок в трансмиссии, так как влияет лишь на M_{12} .

5. С точки зрения снижения нагрузок в трансмиссии и улучшения динамических качеств автомобиля желательно уменьшение момента инерции маховика J_e . Это мероприятие само по себе не требует сложных конструктивных решений и дает заметное снижение как M_{12} , так и M_{23} . Кроме того, снижение момента инерции вращающейся массы двигателя существенно улучшает динамику разгона автомобиля. Препятствием к уменьшению J_e является ухудшение равномерности работы двигателя. С применением многоцилиндровых двигателей, улучшением их уравновешенности, возможности уменьшения J_e увеличиваются. Поэтому при изыскании путей снижения нагрузок в трансмиссии вновь проектируемого автомобиля не следует пренебрегать и этой возможностью.

6. Реальным путем снижения нагрузок является уменьшение жесткости C_{23} за счет установки на карданном валу или полуосях упругих муфт.

Помимо рассмотренных выше путей снижения нагрузок в трансмиссии есть и другие, как например, применение упругих опор в трансмиссии и предохранительных фрикционных муфт.

Другим путем, принципиально отличным от рассмотренных выше, является снижение нагрузок за счет изменения интенсивности включения сцепления. Интенсивность включения сцепления при рывком отпущении педали зависит от параметров сцепления: усилия нажимных пружин

жин, диаметра фрикционных накладок ведомого диска, числа ведомых дисков, свободного хода нажимного диска, масс деталей сцепления и привода, типа привода, жесткости ведомых дисков и т.п.

Как уже указывалось в первой главе, существуют два основных взгляда на причину возникновения динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля, превышающих статический момент трения сцепления M_0 . Согласно первому, наиболее распространенному и отраженному в учебной литературе, при резком включении сцепления к усилию нажимных пружин добавляется инерция нажимного диска, в результате чего крутящий момент, передаваемый сцеплением, превышает статический момент трения. В отличие от последнего, первый называют динамическим моментом трения сцепления и определяют по выражению

$$M_d = P_{\max} n R_c l, \quad (8)$$

где P_{\max} - максимальное усилие, сжимающее ведомые диски;
 R_c - средний радиус трения накладок ведомого диска;
 l - число поверхностей трения.

Согласно второму взгляду, динамические нагрузки превышают M_0 в результате быстрого приложения момента трения сцепления к трансмиссии. Однако сторонники обоих взглядов сходятся в одном: чем быстрее включается сцепление, тем выше динамические нагрузки в трансмиссии.

В работе теоретически определены P_{\max} и факторы, влияющие на его величину. Чем больше величина P_{\max} , тем, очевидно, больше при прочих равных условиях была интенсивность включения сцепления и тем больше будут величины динамических нагрузок. Решение поставленного вопроса проводилось как для простейших одно- и двухмассовой систем, эквивалентных сцеплению, при большом числе допущений, так и для трехмассовой системы с учетом упругости привода (рис.3). Простейшие системы решались аналитическим путем, а более сложная - на ЭЦМ. Результаты, полученные для различных систем, сравнивались между собой.

При определении P_{\max} для одномассовой системы (рис.3а) рассматривалось три этапа движения нажимного диска, для двухмассовой (рис.3б и 3в) - четыре этапа. Предполагалось наличие отделения привода, то есть отделение выжимного подшипника от выжимных рычагов в момент, когда скорость нажимного диска достигала своего максималь-

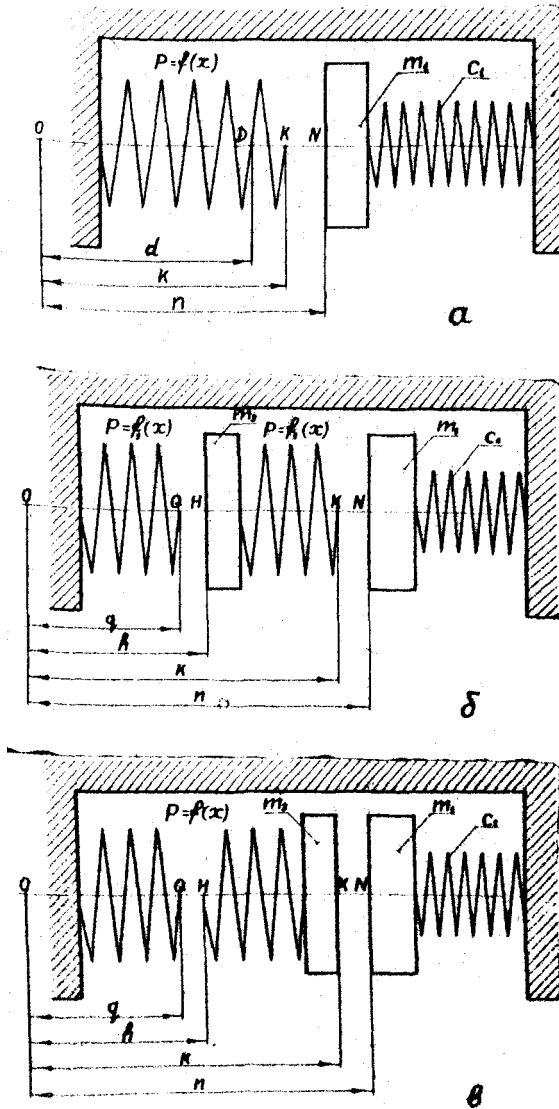


Рис.3. Динамические системы, эквивалентные сцеплениям.

ного значения. Упругая характеристика ведомого диска была представлена показательной функцией вида $\alpha e^{\beta x}$, что значительно упростило расчетные формулы и позволило решить задачу графо-аналитическим путем. Для обеих систем получены аналогичные конечные формулы

$$\alpha e^{\beta x_v} + \frac{\beta m_2}{2A} v_{\max}^2 + \frac{\beta c_2 d}{A} x = \alpha e^{\beta(x_v+x)}, \quad (9)$$

α и β - постоянные коэффициенты, рассчитываемые по экспериментальной упругой характеристике ведомого диска;

m_2 - масса нажимного диска;

c_2 - жесткость нажимных пружин сцепления;

A - постоянный коэффициент, учитывающий трение в направляющих нажимного и ведомого дисков;

v_{\max} - максимальная скорость нажимного диска.

$$v_{\max} = \sqrt{v_k^2 + \frac{2c_1 k}{m_1} x_v - \frac{c_1}{m_1} x_v^2 + \frac{2A}{\beta m_2} (\alpha - \alpha e^{\beta x_v})}, \quad (10)$$

v_k - скорость нажимного диска в конце первого этапа движения в момент соприкосновения с ведомым;

c_1 - приведенная жесткость нажимных и оттяжных пружин сцепления;

m_1 - приведенная масса нажимного диска и привода сцепления;

x_v - деформация ведомого диска, соответствующая v_{\max} .

$$x_v = \frac{1}{\beta} \ln \frac{c_1 k}{A \alpha}. \quad (11)$$

x_v также можно определить как точку пересечения левой части уравнения $\frac{c_1}{A}(k-x) = \alpha e^{\beta x}$ с экспериментальной упругой характеристикой ведомого диска (точка "В" рис.4).

$d = k - x_v$ - деформация нажимных пружин при v_{\max} .

Для сцеплений грузовых автомобилей v_{\max} с достаточной точностью может быть определена по эмпирической зависимости

$$v_{\max} = \lambda \sqrt{\frac{c_1}{m_1}}, \quad (12)$$

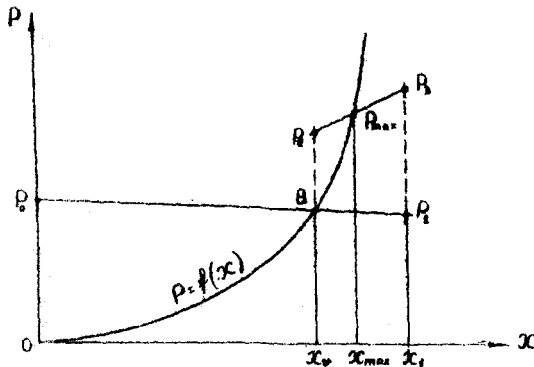


Рис.4. Графо-аналитическое определение X_v и P_{max} .

C_1 , кг/см; M_1 , кг·сек²/см; ω_{max} , ом/сек;

λ — коэффициент, зависящий от числа ведомых дисков.

Для однодисковых сцеплений $\lambda = 1$, для двухдисковых

$\lambda = 1,2 + 1,3$.

Уравнение (9) решается графически. Левая часть его есть прямая ($P_2 P_3$). Точка пересечения ее с экспериментальной упругой характеристикой дает величину P_{max} (рис.4).

Рассмотренные выше простейшие системы сцепления не учитывают упругости привода и трения в нем и на каждом этапе движения, по сути дела, являются одномассовыми. В таких системах нельзя выделить движение отдельных масс, что может исказить действительную картину происходящих явлений. Поэтому была рассмотрена также трехмассовая система, эквивалентная однодисковому сцеплению, с учетом упругости привода и трения в нем (рис.5).

Уравнения движения имеют вид:

$$m'_1 \ddot{x}_1 - C'_1(n_1 - x_1) + C'_2(n_2 + x_1 - x_2) + A\alpha e^{\mu(x_1 - \delta_1)} = 0;$$

$$m'_2 \ddot{x}_2 - C'_2(n_2 + x_1 - x_2) + C'_3(n_3 + x_2 - x_3) = 0; \quad (13)$$

$$m'_3 \ddot{x}_3 - C'_3(n_3 + x_2 - x_3) - C'_4(n_4 - x_3) + K'x_3 = 0;$$

m'_1, m'_2, m'_3 — приведенные массы соответственно ведомого диска, муфты ведомого подшипника и педали;

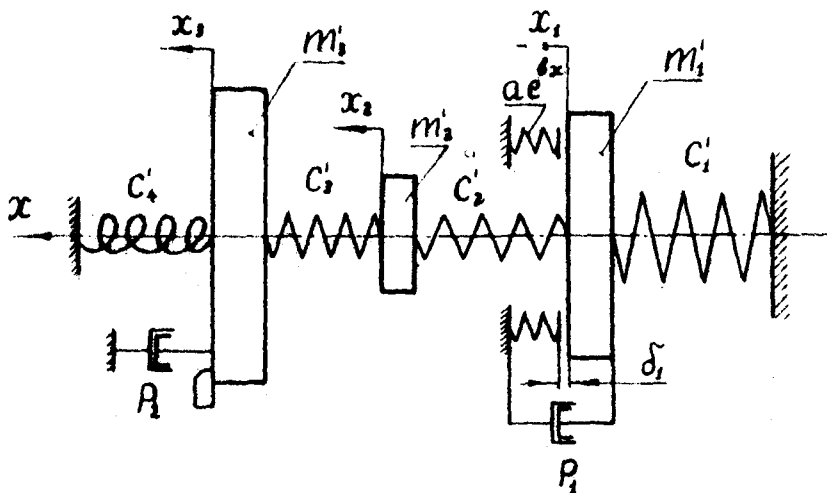


Рис.5. Трехмассовая динамическая система, эквивалентная сцеплению.

C'_1, C'_2, C'_3, C'_4 - приведенные жесткости соответственно нажимных пружин, выжимных рычагов, привода от выжимного подшипника до педали включительно и пружины муфты выжимного подшипника и оттяжных пружин педали;

n_1, n_2, n_3, n_4 - начальные деформации пружин;

K' - коэффициент сопротивления жидкости, приведенный к нажимному диску;

P_1 - сила сопротивлений перемещению нажимного и ведомого дисков;

P_2 - сила сопротивлений в приводе.

Для механического привода силой P_2 можно пренебречь. Для гидравлического привода $P_2 = K' \dot{x}_3$.

Расчет одно- и трехмассовой систем, эквивалентных однодисковому сцеплению, показал, что максимальные усилия P_{max} , сжимающие ведомый диск, практически одинаковы для обеих систем. В результате того, что привод является упругим (трехмассовая система), отделение выжимного подшипника от выжимных рычагов несколько запаздывает. Запаздывание составляет 0,0011 сек, а отделение происходит не при \dot{x}_{max}^a , а в момент, когда \dot{x}_3 становится равным \dot{x}_2 .

Расчеты показали, что снижение жесткости ведомого диска вдвое

дует уменьшению P_{max} на 36,1%. С увеличением массы привода сцепления P_{max} снижается.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Экспериментальные исследования проводились в лабораторных и дорожных условиях с применением современной тензометрической аппаратуры.

На первом этапе проводились лишь дорожные испытания автомобиля Урал-355М. Целью их было установить влияние изменения веса автомобиля и статического давления нажимных пружин на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля при резком включении сцепления. Вес изменялся за счет изменения количества балласта в фургоне автомобиля. Различные давления пружин сцепления обеспечивались за счет изменения числа нажимных пружин. Замерялись крутящие моменты на полосах и число оборотов двигателя.

На втором этапе проводились стендовые и дорожные испытания. Целью стендовых испытаний было установить соотношения между крутящими моментами на первичном валу коробки передач, карданном валу и усилиями, сжимающими ведомые диски, при различных статических моментах трения сцепления, различных массах падали и различных упругих характеристиках ведомых дисков. Кроме того, определялись моменты отделения выжимного подшипника от выжимных рычагов и скорости нажимного диска. Целью дорожных испытаний было выявление соотношений между крутящими моментами на первичном валу и полосах непосредственно на автомобиле.

Для получения указанных зависимостей проводились испытания шести вариантов сцеплений в лабораторных условиях и одного варианта в дорожных условиях на различных передачах и при различных массах привода. Лабораторные испытания проводились на специальном стенде, спроектированном на кафедре "Автомобили и двигатели" Красноярского политехнического института. Объектом дорожных испытаний был автомобиль Урал-355М, снабженный фургоном с соответствующей аппаратурой.

На стенде испытывались следующие варианты сцеплений:

- I. Двухдисковое сцепление ЗИЛ-164.
- II. Однодисковое сцепление с одним ведомым диском ЗИЛ-164.
- III. Двухдисковое сцепление со стандартными ведомыми дисками ГАЗ-54 (под задними накладками установлены плоскоступчатые пружины).

IV. Однодисковое сцепление со стандартным ведомым диском ГАЗ-51.

V. Двухдисковое сцепление с нестандартными ведомыми дисками ГАЗ-51 (накладки приклепаны жестко).

VI. Однодисковое сцепление с нестандартным ведомым диском ГАЗ-51.

В дорожных условиях испытывался лишь первый вариант. Для всех шести вариантов использовались детали двухдискового сцепления ЗИЛ-164. Усилие нажимных пружин для всех вариантов было одинаковым и составляло 624 кг. Для получения из двухдискового сцепления однодискового удалялся задний ведомый диск, а на пальцы маховика между нажимным и ведущим дисками ставились втулки, длина которых была равна толщине ведомого диска. Таким образом, масса поступательно движущихся деталей сцепления оставалась практически неизменной и равной массе двухдискового сцепления.

Для выяснения влияния массы привода сцепления на динамические нагрузки в трансмиссии стенда испытания проводились с различными массами педали. Изменение массы педали осуществлялось путем навешивания на нее различных грузов.

На третьем этапе проводились стендовые испытания с различными приводами сцеплений: механическим, гидравлическим и пневматическим. Целью испытаний было установить соотношения между крутящими моментами на первичном и карданном валах при различных приводах, а также определить скорости нажимного и ведущего дисков и перемещения педали и двигателя.

При испытаниях замерялись:

- 1) число оборотов коленчатого вала двигателя;
- 2) усилие, сжимающее ведомые диски;
- 3) крутящий момент на первичном валу;
- 4) крутящий момент на карданном валу;
- 5) крутящий момент на правой полуоси автомобиля;
- 6) скорости нажимного и ведущего дисков;
- 7) перемещения педали и двигателя на раме;
- 8) момент отделения выжимного подшипника от выжимных рычагов.

Основным условием получения достоверных результатов экспериментов является применение такой методики, которая позволила бы исключить влияние индивидуальных особенностей экспериментатора и обеспе-

чила бы хорошую повторяемость результатов испытаний. При оставлении методики использовались рекомендации НАМИ. Особенно важным было обеспечить вполне определенный темп резкого включения сцепления. На стенде это осуществлялось специальным устройством. На автомобиле определенный темп включения сцепления обеспечивался за счет быстрого и полного освобождения педали сцепления путем сдвига ноги водителя с педали вбок.

Для получения наибольшего соответствия выходных параметров измерительной аппаратуры при тарировке и испытаниях, тарировка датчиков производилась непосредственно до и после замеров и тарировочные графики строились по результатам двух тарировок. Кроме того, время прогрева усилительной аппаратуры при различных сериях испытаний было по возможности одинаковым и составляло около 1 часа.

На стенде испытания проводились без токосъемников, чтобы повысить точность замеров. На автомобиле токосъемник применялся лишь при замерах крутящих моментов на первичном валу; на полусухих токосъемники не устанавливались.

Замеры на стенде проводились при числах оборотов: 600; 800; 1000; 1200; 1400; 1600, а на автомобиле - при числах оборотов: 600; 800; 1200; 1600; 2000; 2400.

Объектом испытаний в лабораторных условиях был специальный стенд. Он состоит из оварной рамы, на которой смонтированы двигатель и коробка передач автомобиля ЗИЛ-164. Вторичный вал коробки передач коротким карданным валом соединен с одним из двух последовательно расположенных валов стенда. На каждом из них установлено по два маховика, имитирующих поступательно движущую массу автомобиля и вращающиеся массы колес. Конструкция этого узла позволяет проводить испытания при любом сочетании маховиков. Момент инерции каждого маховика составлял 1,13 кгм.сек².

Число оборотов двигателя определялось с помощью электромеханического датчика, установленного на шкиве коленчатого вала, а установка оборотов производилась по тахометру ТЭ-204, датчик которого присоединялся к заднему концу вала генератора.

Крутящие моменты замерялись проволоочными датчиками, наклеенными на первичный и карданный валы. Усилия, сжимающие ведомые диски, также определялись с помощью проволоочных датчиков. Рабочие датчики наклеивались на две диаметрально расположенные стальные пластины, приклеенные к ведомому диску и представляющие собой

носольные бабочки. На свободном конце каждой пластины приклепывался бронзовый штифт. При выключенном сцеплении штифт выступал над плоскостью накладки, а при его включении утапливался, деформируя пластину. Компенсационные датчики наклеивались на фланец ступицы ведомого диска и соединялись с рабочими в полумостовую схему.

Замер перемещений нажимного и ведущего дисков производился с помощью проволочных датчиков, наклеенных на носовые стальные пластины, прилепанные к кронштейнам, укрепленным на маховике двигателя.

Перемещение педали измерялось с помощью реостатного датчика, включенного в мостовую схему.

Для гидропривода сцепления использовались главные цилиндры тормозной системы автомобиля ГАЗ-51, а для пневмопривода - пневмопривод автомобиля МАЗ-500. Массы педалей всех приводов были одинаковы. Испытания гидропривода проводились на стандартной тормозной жидкости ВСК при температуре около 20°C.

Тарировка датчиков первичного и карданного валов, определение статического момента трения сцепления, а также определение жесткости трансмиссии осуществлялись непосредственно на объектах испытаний.

Моменты инерции вращающихся деталей (маховик двигателя, ведомый диск сцепления, диск и барабан трансмиссионного тормоза, маховики стенда) определялись методом трифилярного подвеса. Момент инерции педали сцепления определялся методом качания на призме.

Момент отделения привода отмечался с помощью специального устройства, работающего по принципу электроконтактного датчика. На наружную обойму выжимного подшипника одевались два кольца. Внутреннее кольцо было изготовлено из органического стекла и электрически изолировано от наружного кольца, изготовленного из бронзы, от массы стенда. К цилиндрической поверхности наружного кольца прижимались с помощью пластинчатых пружин два контакта, соединенных между собой проводником. Два контакта обеспечивали большую надежность работы датчика. Эти контакты включались в электрическую схему стенда. При выключенном сцеплении бронзовое кольцо своей торцевой поверхностью прижималось к выжимным рычагам сцепления и электрическая цепь датчика замыкалась. При включении сцепления в момент отделения выжимного подшипника от выжимных рычагов цепь дат-

чка размыкалась.

Снятие упругих характеристики ведомых дисков и тарировка датчиков сцепления осуществлялись на прессе УМ-5.

Все измеряемые параметры регистрировались на ленте осциллографа Н-700 в функции времени. Применялись гальванометры МООГ.3 и МООГ.4 с рабочей полосой частот от 400 до 800 гц, что значительно выше частот измеряемых процессов.

При испытаниях автомобиля Урал-35М измерялись крутящие моменты на первичном валу и правой полуоси с помощью проволочных датчиков, соединенных в полный мост, число оборотов двигателя с помощью электроконтактного датчика, установленного на шкиве коленчатого вала. На первичном валу коробки устанавливался четырехканальный точечный токосъемник. Для замеров крутящего момента на полуоси токосъемник не требовался. Применялись усилитель ТУ6-М и осциллограф Н-700, которые подвешивались в фургоне автомобиля в специальной раме на спиральных пружинах.

Питание усилительной аппаратуры как на стенде, так и на автомобиле производилось от сети переменного тока напряжением 220 вольт и частотой 50 герц. Цели электроконтактных и реостатного датчиков питались от аккумуляторной батареи, а осциллограф - от автотрансформатора напряжением 27 вольт. Кроме того, аппаратура на автомобиле имела свое автономное питание от аккумуляторных батарей и умформера.

Результаты измерений подвергались математической обработке. Определялись следующие статистические характеристики: среднее арифметическое исследуемой величины, дисперсия, среднее квадратичное отклонение или стандарт, коэффициент вариации, квадратичная ошибка среднего арифметического, коэффициент корреляции линейной связи, показатели асимметрии и скошенности кривых распределения, критерий согласия Пирсона. В табл.2 приведены некоторые статистические характеристики, полученные при определении коэффициентов динамичности на первичном (M_1/M_0) и карданном (M_D/M_0) валах, по результатам стендовых испытаний.

Исследование экспериментального распределения M_D/M_0 показало близость его к теоретическому, что говорит об удовлетворительной точности замеров величины крутящих моментов.

Наибольшие величины статистических характеристик эксперимента следующие: коэффициент вариации $V = 17,2\%$, квадратичная ошибка среднего арифметического $\sigma_A = \pm 3,5\%$.

Точность замеров составила $5 \pm 7\%$.

Таблица 2

№	Условия заме- ров	Ме- сто земе- ра	n	\bar{M} M_c	V %	σ_n %	M M_c
1.	Мехпривод, У передача, II и III этапы	M_I	121	1,18	17,2	$\pm 1,57$	1,16 + 1,20
		M_{II}	94	1,98	13,5	$\pm 1,40$	1,95 + 2,01
2.	Мехпривод, III передача, II этап	M_I	10	1,15	11,0	$\pm 3,50$	1,11 + 1,19
		M_{II}	9	1,96	8,3	$\pm 2,75$	1,91 + 2,01
3.	Мехпривод, IV передача, III этап	M_I	17	1,11	6,3	$\pm 1,53$	1,09 + 1,13
		M_{II}	17	2,14	2,9	$\pm 0,72$	2,13 + 2,16
4.	Мехпривод, У передача, III этап	M_I	13	0,99	7,5	$\pm 2,09$	0,97 + 1,01
		M_{II}	15	2,42	5,8	$\pm 1,48$	2,38 + 2,46
5.	Пневмопривод, I и II передачи, III этап	M_{II}	5	1,09	7,7	$\pm 3,44$	1,05 + 1,12
		M_{II}	5	1,08	6,1	$\pm 2,74$	1,05 + 1,10
6.	Пневмопривод, III передача, III этап	M_I	4	0,89	4,9	$\pm 2,42$	0,87 + 0,91
		M_{II}	4	1,05	3,3	$\pm 1,66$	1,03 + 1,07
7.	Пневмопривод, IV передача, III этап	M_I	9	0,93	6,3	$\pm 2,08$	0,91 + 0,95
		M_{II}	14	1,60	2,0	$\pm 0,54$	1,59 + 1,61
8.	Пневмопривод, У передача, III этап	M_I	12	0,76	9,3	$\pm 2,69$	0,74 + 0,78
		M_{II}	13	1,97	1,5	$\pm 0,42$	1,96 + 1,98
9.	Гидропривод, I передача, III этап	M_I	15	0,63	9,4	$\pm 2,42$	0,62 + 0,65
		M_{II}	17	0,75	10,1	$\pm 2,44$	0,73 + 0,76
10.	Гидропривод, II передача, III этап	M_I	11	0,65	11,1	$\pm 3,36$	0,63 + 0,67
		M_{II}	14	0,75	7,7	$\pm 2,06$	0,74 + 0,77
11.	Гидропривод, III передача, III этап	M_I	11	0,65	9,9	$\pm 2,99$	0,63 + 0,67
		M_{II}	11	0,90	1,2	$\pm 0,37$	0,90 + 0,91
12.	Гидропривод, IV передача, III этап	M_I	12	0,74	8,3	$\pm 2,40$	0,72 + 0,76
		M_{II}	20	1,62	4,3	$\pm 0,96$	1,60 + 1,64
13.	Гидропривод, У передача, III этап	M_I	11	0,74	9,2	$\pm 2,76$	0,72 + 0,76
		M_{II}	18	2,00	2,8	$\pm 0,65$	1,99 + 2,01

n - число замеров.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТОВ И СРАВНЕНИЕ ИХ С РЕЗУЛЬТАТАМИ РАСЧЕТОВ

На первом этапе проводились дорожные испытания автомобилей Урал-355М с различными нагрузками и различным давлением нажимных пружин сцепления. При испытаниях автомобиль имел полный вес G_a : 4475 (без нагрузки), 5935 и 7345 кг, а число пружин сцепления 12, 10 и 8, что соответствует статическим моментам трения сцепления 55,5, 46,2 и 37,0 кгм при коэффициенте трения $M = 0,3$.

При увеличении G_a в 1,64 раза крутящие моменты на полуосях M_k увеличиваются: при выключении заднего хода на 13,1%, второй и третьей передач – соответственно на 11,9 и 6,7%. Переход от низших передач к высшим сопровождается уменьшением влияния G_a .

На низших передачах, когда крутящий момент на полуосях не достиг M_c , можно считать, что M_c мало влияет на M_k . На четвертой передаче, когда пробуксовывает сцепление, влияние M_c значительно больше. Увеличение M_c в 1,5 раза увеличивает M_k на четвертой передаче на 35,4%.

На втором этапе эксперименты проводились в лабораторных и дорожных условиях. В лаборатории на стенде испытывались шесть вариантов сцеплений, имеющих различные статические моменты трения и различные упругие характеристики ведомых дисков (рис.6). В дорожных условиях испытывался лишь один вариант сцепления – двухдисковое сцепление автомобиля Урал-355М (I вариант).

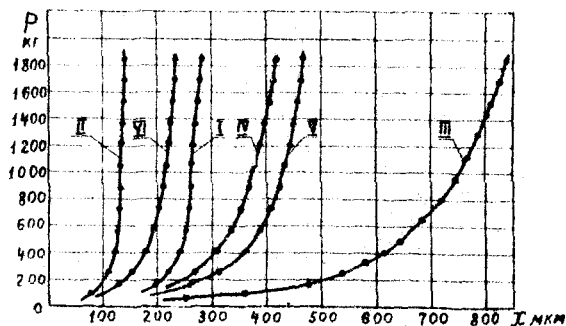


Рис.6. Упругие характеристики ведомых дисков.
I – два диска ЗИЛ-164, II – один диск ЗИЛ-164,
III – два стандартных диска ГАЗ-51, IV – один стандартный диск ГАЗ-51, V – два нестандартных диска ГАЗ-51, VI – один нестандартный диск ГАЗ-51.

Из табл.4 видно, что с увеличением жесткости ведомых дисков P_{max} увеличивается. Снижение жесткости ведомых дисков вдвое при переходе от II варианта к I ведет к снижению P_{max} на 39%, для случая резкого включения сцепления при неработающем двигателе ($V_c = 0$).

Сравним величины M_{II} и M_a (табл.4). Если крутящий момент M_{II} определяется динамическим моментом трения сцепления M_a , то при такой высокой жесткости трансмиссии (1223 кгм/рад) их величины должны совпадать в пределах точности эксперимента. Средние значения M_{II} для одно- и двухдисковых сцеплений (II и I варианты) соответственно равны 81,5 и 180 кгм. Динамические же моменты трения в зависимости от числа оборотов двигателя составляют для I варианта 227 ± 397 кгм, и для II варианта - 175 ± 231 кгм. Проведенное сравнение показывает, что разница в величинах M_{II} и M_a настолько велика, что определять M_{II} по M_a , пользуясь формулой (8), нельзя.

При экспериментальных исследованиях на стенде устанавливалось влияние массы привода сцепления на величины крутящих моментов на первичном и карданном валах. Увеличение веса педали в 4 раза может уменьшить M_I на 6,7%, а M_{II} - на 9,3%. Таким образом, за счет изменения масс педали нельзя существенно снизить нагрузки в трансмиссии.

Эксперименты показали, что отделение выжимного подшипника от выжимных рычагов происходит уже после достижения P_{max} в момент $t = 0,0282$ сек. Запаздывание составляет 0,0008 сек.

На третьем этапе проводились стендовые испытания трансмиссии с различными приводами сцепления. Кроме того, оценивалось влияние на динамические нагрузки момента инерции J_r диска трансмиссионного тормоза и подушек крепления двигателя.

Оциллограммы с записью крутящих моментов M_I и M_{II} для механического, пневматического и гидравлического приводов показали, что наиболее резкое нарастание крутящих моментов наблюдается при механическом приводе, затем идут пневматический и гидравлический приводы. При механическом приводе наблюдается выключение сцепления в результате обратного перемещения педали после удара ее об упор. При других приводах подобного явления не наблюдается.

Как для механического привода сцепления, так и для гидравлического и пневматического приводов M_{II} больше M_I . Причем разница между ними тем больше, чем выше включенная передача. В табл.5 приведены значения максимальных крутящих моментов, полученные путем статистической обработки экспериментальных данных. Применение гидравлического и пневматического приводов сцепления дает значительное снижение

нагрузок в трансмиссии автомобиля в среднем в $1,21 \pm 2,0$ раза для гидравлического привода и в $1,23 \pm 1,86$ - для пневматического в зависимости от вида трансмиссии и включенной передачи. Снижение нагрузок можно объяснить снижением интенсивности включения сцепления при наличии этих приводов.

Таблица 5

Передача	M_I , кгм			M_{II} , кгм			Снижение M_I		Снижение M_{II}		
	гидро-привод	пневмопривод	мех-привод	гидро-привод	пневмопривод	мех-привод	гидро-привод	пневмопривод	гидро-привод	пневмопривод	
I	6,24	20,2	-	24,0	34,9	-	-	-	-	-	
II	3,32	20,8	-	24,0	34,6	-	-	-	-	-	
III	1,90	20,8	28,5	37,5	28,8	33,6	62,5	1,79	1,31	2,17	1,86
IV	1,00	23,7	27,2	35,0	51,8	51,2	68,5	1,48	1,29	1,32	1,34
V	0,81	23,7	25,0	31,5	64,0	63,0	77,5	1,33	1,26	1,21	1,23

При переходе от низших передач к высшим выигрыш от применения приводов снижается. Крутящие моменты на первичном валу при установке гидравлического и пневматического приводов ниже статического момента трения сцепления $M_C = 32$ кгм (табл.6). Отношения M_I/M_C составляют соответственно: $0,63 \pm 0,74$ и $0,76 \pm 0,93$. Для механического же привода при аналогичных испытаниях получены значения $0,99 \pm 1,15$.

Эксперименты показали, что уменьшение момента инерции трансмиссионного тормоза может дать некоторое снижение динамических нагрузок в трансмиссии.

Таблица 6

Передача	M_I/M_C			M_{II}/M_C			M_{II}/M_I		
	гидро-привод	пневмопривод	мех-привод	гидро-привод	пневмопривод	мех-привод	гидро-привод	пневмопривод	мех-привод
I	0,63	-	-	0,75	1,09	-	1,19	-	-
II	0,65	-	-	0,75	1,08	-	1,15	-	-
III	0,65	0,89	1,15	0,90	1,05	1,96	1,38	1,18	1,70
IV	0,74	0,93	1,11	1,62	1,60	2,14	2,19	1,72	1,93
V	0,74	0,76	0,99	2,00	1,97	2,42	2,70	2,60	2,44

Чем выше скорости ведущего и ведомого дисков, тем быстрее нарастает момент трения в сцеплении и тем больше нагрузки в трансмиссии.

сли. Другим показателем интенсивности выключения сцепления может служить также время t'_0 достижения P_{max} . В табл.7 приведены максимальные значения скоростей нажимного и ведущего дисков, а также время t'_0 достижения P_{max} . Из таблицы видно, что наибольшие скорости и наименьшее время t'_0 имеют место при механическом приводе. Затем идут пневматический и гидравлический приводы. Соответственно и нагрузки в трансмиссии большие при механическом приводе и меньшие при гидравлическом.

Таблица 7

Гидропривод			Пневмопривод			Мехпривод		
v_{max} , см/сек		t'_0 сек	v_{max} , см/сек		t'_0 сек	v_{max} , см/сек		t'_0 сек
нажим- ной диск	ведущий диск		нажим- ной диск	ведущий диск		нажим- ной диск	ведущий диск	
3,12	2,1	0,159	6,1	3,32	0,062	12,1	10,2	0,0486

Для механического привода максимальное усилие, сжимающее ведомый диск, превышает статическое давление нажимных пружин, для гидравлического и пневматического приводов P_{max} не превышает статического.

Наиболее интенсивное снижение нагрузок наблюдается при изменении t'_0 от 0,04 до 0,06 сек. Дальнейшее увеличение t'_0 незначительно уменьшает нагрузки. Поэтому необходимо так подбирать параметры привода сцепления, чтобы при резком отпускании педали сцепления время t'_0 достижения P_{max} находилось в пределах 0,06 + 0,08 сек. Такой подбор обеспечит отношения M_I/M_c не более 1,0 и - отношения M_{II}/M_c не более 2,0.

Результаты экспериментов, изложенные выше, находятся в противоречии с некоторыми общепринятыми представлениями о процессах, происходящих в трансмиссии автомобиля при резком включении сцепления. Поэтому ниже дается объяснение полученным закономерностям.

Первой особенностью результатов экспериментов, общей для лабораторных и дорожных испытаний является то, что крутящие моменты на карданном валу или полуосях, приведенные к первичному валу коробки передач, как правило, не равны крутящему моменту, замеренному непосредственно на первичном валу. Разница между ними тем больше, чем больше номер включенной передачи. Ранее существовало мнение, что

эти моменты практически одинаковы и что судить о нагрузках в трансмиссии можно, зная лишь крутящий момент на полуосях. Отсюда рекомендация НАМИ - при определении характеристики динамического нагружения замерять крутящие моменты лишь на полуосях, так как выполнение подобных замеров наиболее просто.

Второй особенностью результатов экспериментов является то, что значения максимальных крутящих моментов на первичном валу значительно превышают статический момент трения сцепления, в то время как крутящие моменты на карданном валу и полуосях, приведенные к первичному валу, на высших передачах в 1,5 + 2,0 раза больше его значения. В настоящее время существует точка зрения, принятая многими исследователями, что крутящий момент на первичном валу коробки передач может, по крайней мере, вдвое превысить статический момент трения сцепления. Эта точка зрения подкреплялась экспериментами. Однако крутящие моменты замерялись не непосредственно на первичном валу, а на карданном валу или полуосях. По результатам таких замеров делался вывод о нагрузках на первичном валу.

Третьей особенностью полученных результатов является то, что крутящие моменты в трансмиссии практически не зависят от упругих характеристик ведомых дисков, в пределах возможного их изменения, а определяются в основном статическим моментом трения сцепления и включенной передачей. Ранее этот вопрос экспериментально не исследовался, однако существовало мнение, что более "мягкий" ведомый диск обеспечит и меньшие нагрузки.

Четвертой особенностью является то, что между максимальным усилием, сжимающим ведомые диски, и крутящими моментами в трансмиссии нет линейной зависимости. Между тем, многие исследователи считают эту зависимость линейной (8), и пользуясь ей, рассчитывают динамический момент трения сцепления, предполагая, что его величина является предельной для крутящих моментов в трансмиссии на высших передачах. Тот факт, что максимальный крутящий момент на первичном валу незначительно превышает статический момент трения, а крутящие моменты на карданном валу или полуосях могут в 1,5 + 2 раза превысить этот момент, и только что отмеченная нелинейность между крутящими моментами и усилием, сжимающим ведомые диски, ставят под сомнение само существование динамического момента трения сцепления.

В диссертации дано объяснение полученным закономерностям. Из осциллограмм, приведенных в работе, видно, что каждому пиксу P со-

ответствуют пикам M_I и M_{II} . Однако максимумы M_I и M_{II} запаздывают по сравнению с P_{max} . Как M_I , так и M_{II} достигают своих максимальных значений уже после исчезновения P . Запаздывание составляет для M_I - 0,017, а для M_{II} - 0,020 сек. Таким образом, действие P равносильно приложению к трансмиссии кратковременной нагрузки. Известно, что если время действия нагрузки t меньше половины периода низкой частоты собственных колебаний системы $T/2$, то максимальное отклонение системы достигается после исчезновения силы, а динамический коэффициент зависит от соотношения t и T . При малых отношениях t/T динамический эффект может оказаться меньше статического и динамический коэффициент будет меньше единицы. В зависимости от параметров сцепления и трансмиссии динамический коэффициент может изменяться в пределах $0,14 + 0,95$. При небольшой жесткости ведомых дисков динамический коэффициент приближается к единице и формула (8) в отдельных случаях может дать удовлетворительный результат. При более высокой жесткости ведомых дисков пользоваться формулой (8) нельзя, так как погрешность может достигать 55% и более.

В табл.8 приведены некоторые расчетные и экспериментальные собственные частоты колебаний трансмиссии и сцепления для автомобиля и стенда. Частоты собственных колебаний поступательно движущихся деталей сцепления определяют частоту и величину импульсов крутящего момента, передающегося в трансмиссию автомобиля. Частота колебаний нажимного диска более чем в $\sqrt{2}$ превышает низшие частоты собственных крутильных колебаний трансмиссии автомобиля и стенда. Поэтому колебания нажимного диска не могут существенно влиять на амплитуды крутящих моментов в трансмиссии.

Таблица 8

Передача	Собственные частоты в гц							
	Трансмиссия				Сцепление			
	Урал-355М		Стенд		Педаля		Нажимной диск	
	расчет	эксперимент	расчет	эксперимент	расчет	эксперимент	расчет	эксперимент
I	0,95	-	1,23	-				
II	1,27	-	5,25	-				
III	2,18	2,4	8,12	11,65	1,81	-	25,40	23,50
IV	3,92	4,5	14,65	15,40				
V	-	-	17,90	16,75				

Проведенные исследования показали, что величина превышения моментов M_I и M_{II} (или M_K) над статическим моментом M_0 , а также соотношение между ними зависит от номера включенной передачи, числа оборотов двигателя и величин J_e , J_c и J_r .

В главе II рассматривались различные расчетные крутильные системы, эквивалентные трансмиссии автомобиля. В настоящей главе проведено сравнение результатов расчета этих систем между собой и с результатами эксперимента. Общий характер изменения и величины первых пиков расчетных и экспериментальных крутящих моментов можно считать близко совпадающими. Последующие пики расчетных крутящих моментов более значительно отличаются от экспериментальных как по величине, так и по характеру изменения. Это связано с тем, что при расчете не учтено наличие демпфирования колебаний в трансмиссии.

В таблице 9 приведено сравнение величин максимальных скоростей нажимного диска, полученных путем расчета одно- и трехмассовой систем с экспериментальным значением. Различие в расчетных и экспериментальных величинах V_{max} , а также смещение максимумов по времени можно объяснить прежде всего неточным заданием сил трения в направляющих нажимного и ведомого дисков и тем обстоятельством, что расчет не учитывает остановки нажимного диска при ударе его о ведущий и ведомый диски. Приведенное в табл.9 сравнение показывает, что V_{max} с достаточной точностью можно определять из рассмотрения одностепенной системы без учета упругости привода и упругих связей двигателя с рамой.

Таблица 9

Метод определения	Эксперимент	Расчет, трехмассовая система	Расчет, одностепенная система
V_{max} м/сек	9,0	10,3	9,8
Расхождение с экспериментом в %	0	14,9	9,1

В табл.10 приведено сравнение некоторых показателей, связанных с движением нажимного диска, полученных расчетным и экспериментальным путями.

Таблица 10

Метод определения	Момент достижения U_{\max} сек	Момент отделе-ния привода, сек	Момент достиже-ния P_{\max} , сек
Расчет, трехмас-совая система	0,0266	0,0277	0,0294
Эксперимент	0,0223	0,0282	0,0274
Расхождение в %	19,3	1,8	7,3

По результатам расчетов отделение привода происходит после достижения заданного дюзом U_{\max} с запаздыванием 0,0011 сек, и до достижения P_{\max} с опережением 0,0017 сек. По результатам экспериментов отделение привода наступает после достижения U_{\max} и P_{\max} с запаздыванием соответственно 0,0059 и 0,0008 сек. Несмотря на некоторое отличие действительного характера протекания процесса включения сцепления от теоретического, разница между ними во времени сравнительно невелика. Поэтому можно считать, что принятая расчетная система достаточно верно отображает действительные процессы, происходящие в сцеплении при его включении.

Расчет P_{\max} показал расхождение с экспериментальными значениями для I варианта - 3,87% и для II варианта - 5,59%.

Настоящее исследование проводилось на базе автомобиля Урал-355М уже снятого с производства. Однако основные выводы, полученные для него, справедливы и для других автомобилей, выпускаемых в настоящее время отечественной промышленностью. Это объясняется тем, что на большинстве вновь выпускаемых автомобилей сохранена классическая схема трансмиссии: привод на задние колеса, двойная карданная передача у грузовых автомобилей, механическая ступенчатая коробка передач, сухое фрикционное сцепление с механическим приводом. Небольшие конструктивные изменения, как, например, гаситель крутильных колебаний, не могут существенно изменить динамическую нагруженность трансмиссии при резком трогании автомобиля с места. Параметры трансмиссий некоторых старых и новых марок автомобилей близки между собой. Примером могут служить автомобили Урал-355М и ГАЗ-53А.

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

I. Для расчета крутящих моментов на низких передачах (первая, вторая) достаточно рассматривать трансмиссию автомобиля как одно-

звенную систему, состоящую из четырех масс и двух сцеплений при мгновенном приложении момента и трансмиссии ($t_0 = 0$). Для расчета M_{23} на высших передачах достаточно рассматривать двухзвенную систему при $t_0 = 0,01 + 0,02$ сек. Лучший результат двухзвенная система дает при выделении в отдельное звено или ведущих колес.

2. Максимальная сила P_{\max} , сжимаемая ведомые диски, превышает статическое давление нажимных пружин сцепления и тем больше, чем выше жесткость накладок ведомых дисков. Однако между P_{\max} и динамическими моментами в трансмиссии нет линейной зависимости. Это объясняется тем, что сила P является кратковременно действующей силой (время превышения статического давления нажимных пружин составляет $0,006 + 0,009$ сек), в результате чего динамический эффект от воздействия этой силы меньше этого эффекта, который имел бы место в случае приложения статической силы P_{\max} . Поэтому определять по P_{\max} крутящие моменты, пользуясь формулой (8), нельзя. Увеличение крутящих моментов на карданном валу и полуосях сверх статического момента трения сцепления M_0 происходит не за счет увеличения момента трения (динамический момент трения), а за счет быстрого приложения к трансмиссии крутящего момента. Величина превышения крутящих моментов над M_0 зависит от номера включенной передачи, числа оборотов двигателя и соотношений между величинами J_0 , J_c и J_r .

3. Основными конструктивными параметрами, определяющими нагрузку в трансмиссии на низших передачах, являются: тип привода сцепления, жесткость трансмиссии на участке карданный вал - полуось, момент инерции вращающихся масс двигателя, момент инерции трансмиссионного тормоза и деталей коробки передач, момент инерции массы автомобиля и момент сцепления ведущих колес с дорогой. На высших передачах основное влияние оказывают тип привода сцепления, статический момент трения сцепления и жесткость трансмиссии.

4. Гидравлические и пневматические приводы сцепления позволяют снизить многие нагрузки в трансмиссии в $1,26 + 2,00$ раза в зависимости от вала трансмиссии и включенной передачи. Больше снижение нагрузок имеет место на низших передачах.

Параметры привода сцепления должны подбираться таким образом, чтобы время t_0 достижения P_{\max} составляло: $0,06 + 0,08$ сек.

5. Отделение выжимного подшипника от выжимных рычагов сцепления по результатам эксперимента происходит уже после того, как сила, сжимаемая ведомые диски, достигла своего максимального значе-

мня P_{max} . Запасывание составит 0,0008 сев. Ввиду незначительной величины запасывания, можно считать, что допущение об отделеении привода, сделанное в главе II, остается в силе.

6. Все перечисленные выше параметры, от которых зависят нагрузки, за исключением типа привода и жесткости трансмиссии для того или иного типа автомобиля, являются установившимися и не могут быть изменены в значительных пределах. Поэтому основными путями снижения динамических нагрузок можно считать применение гидравлических и пневматических приводов сцепления и снижение жесткости трансмиссии на участке карданный вал - полуоси. Более эффективными из этих конструктивных мер являются гидравлические и пневматические приводы, дающие, кроме того, ряд других преимуществ, как например, снижение усилия на педали сцепления, большее удобство компоновки привода и т.п. Причем для северных районов нашей страны более предпочтительным следует считать пневматические приводы, обеспечивающие большую надежность работы при низких температурах в сравнении с гидравлическими.

Снижение жесткости трансмиссии может быть достигнуто не только за счет снижения жесткости валов, но и за счет других мер: снижения жесткости опор валов, подушек крепления двигателя и т.п.

Значительного же снижения нагрузок в трансмиссии можно достичь лишь за счет применения целого комплекса конструктивных мер.

7. Так как нагрузки в трансмиссии не зависят от упругих характеристик ведомых дисков, а определяются статическим моментом трения, то одно- и двухдисковые сцепления, имеющие одинаковые моменты трения, дадут и одинаковые нагрузки. При этом некоторая разница в моментах инерции ведомых дисков одно- и двухдисковых сцеплений не может оказывать существенного влияния на динамическую нагруженность трансмиссии. Поэтому при выборе числа дисков сцепления необходимо руководствоваться другими соображениями, а именно: ороном службы накладок, стоимостью сцепления в производстве, трудоемкостью ухода и эксплуатации и т.п.

8. В эксплуатации поломки первичных валов коробов передач не наблюдается, так как их размеры выбирают, исходя из требований жесткости с большими запасами прочности. Максимальные нагрузки на первичном валу имеют место на высших передачах, а на карданном валу и полуосях - на низших передачах. Поэтому для оценки прочности деталей трансмиссии достаточно определять пиковые крутящие моменты на карданном валу и полуосях на первой и второй передачах. Расчет в

этом случае может быть произведен на основе рассмотрения однозвенной четырехмассовой системы при мгновенном приложении нагрузки ($\dot{t}_0 = 0$).

Основные положения диссертации обсуждены:

1. На III, IV и V научно-технических конференциях НТО автомобильного транспорта и дорожного хозяйства. Красноярск, 1967, 1969 и 1970 г.г.

2. На Межвузовской научной конференции по расчету и проектированию трансмиссий автомобилей, тракторов и тепловозов. Минск, 1968 г.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Андреев Б.В. Теоретическое исследование динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля при резком выключении сцепления. Сб. статей "Вопросы техники и экономики автомобильного транспорта Красноярского края". НТО городского хозяйства и автомобильного транспорта, КПИ. Красноярск, 1967.

2. Андреев Б.В. Определение максимального осевого усилия при резком выключении муфты сцепления. Сб. статей "Вопросы техники и экономики автомобильного транспорта Красноярского края". НТО городского хозяйства и автомобильного транспорта, КПИ. Красноярск, 1967.

3. Андреев Б.В. Расчетное определение нагрузок в трансмиссии автомобиля при резком выключении сцепления. Сб. статей "Вопросы техники и экономики автомобильного транспорта". НТО автомобильного транспорта и дорожного хозяйства, КПИ, Красноярское транспортное управление. Красноярск, 1969.

4. Андреев Б.В. Некоторые результаты экспериментального определения динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля при резком выключении сцепления. Сб. статей "Вопросы техники и экономики автомобильного транспорта". НТО автомобильного транспорта и дорожного хозяйства, КПИ, Красноярское транспортное управление. Красноярск, 1969.

5. Андреев Б.В., Сабинин Л.Т. Экспериментальное исследование динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля при различных приводах сцепления. Сб. статей "Вопросы техники и экономики автомобильного транспорта". НТО автомобильного транспорта и дорожного хозяйства, КПИ, Красноярское транспортное управление. Красноярск, 1970.

Б. Андреев В.В. Исследование нагрузочных режимов в гражданском автомобиле. Отчет по государственной научно-исследовательской работе за 1965-1970 г.г. Красноярский политехнический институт. Красноярск, 1970.

АТ 03215. Подписано в печать 19/IV-71. Формат 60x84^I/16.
Объем 2,5 печ.л; 2,8 уч.-изд.л. Тир.200. Зак.395. Бесплатно.

БПИ. Минск, Ленинский пр., 65.