

М126488

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

Аспирант В. В. ЛОМАКИН

ИССЛЕДОВАНИЕ
СОВМЕСТНЫХ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМ ТРАНСМИССИИ
И ПОДВЕСКИ ТРЕХОСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ТИПА 6×6
ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОСТЯМ

(05.195. Автомобили и тракторы)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НИИ МТИУ им. Н. Э. Баумана



1126488

Помакин В.В. Исследование

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена
Трудового Красного Знамени высшем техническом училище
имени Н. Э. Баумана.

Научный руководитель
доктор технических наук профессор Бочаров Н. Ф.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук профессор Попов Д. А.,
к. т. н., старший научный сотрудник Семенов В. М.

Ведущее предприятие — Автозавод им. Лихачева.

Автореферат

Защита диссе
на заседании
тета МВТУ и
ская, д. 5.

С диссертаци
им. Н. Э. Бау

1971 г.

1971 г.

культу
уман-

МВТУ

Попов

M126488

ВВЕДЕНИЕ

За сравнительно короткий срок автомобиль превратился в такое средство передвижения, без которого немислима современная жизнь.

Планы построения материально-технической базы коммунизма в нашей стране предусматривают существенное увеличение грузооборота автомобильного транспорта. Такая задача может быть решена не только увеличением количества подвижного состава автомобильного парка, но и значительным повышением его производительности.

Большим резервом для решения этой задачи является улучшение плавности хода и повышение долговечности и надежности автомобиля при работе его в различных условиях эксплуатации.

Известно, что движение автомобиля по неровным дорогам сопровождается непрерывными колебаниями в трансмиссии и непрерывными колебаниями поддресорных и неподдресорных частей, которые приводят к снижению скорости движения, к переутомлению водителя и пассажиров, к повреждению перевозимых грузов, к возрастанию динамических нагрузок в трансмиссии, к снижению долговечности и надежности узлов и агрегатов автомобиля. Вместе с этим возникающие вертикальные и продольно-угловые колебания вызывают соответствующие изменения вертикальных нагрузок и иногда даже отрыв ведущих колес от полотна дороги. Следствием этого является непрерывное изменение радиусов качения шин и соответствующие перераспределение крутящих моментов в трансмиссии многоприводных автомобилей с заблокированным приводом. Причем имеет место неравномерное распределение моментов по ведущим осям. А неравномерное распределение моментов приводит к возникновению упругих моментов, действующих в силовой передаче, вследствие чего увеличиваются потери на передвижение многоприводного автомобиля.

Все это препятствует полной реализации тягово-динамических качеств автомобилей, снижает подвижность и производительность автотранспорта.

Улучшение плавности хода и уменьшение нагруженности трансмиссии автомобилей, особенно автомобилей высокой проходимости, является одной из наиболее актуальных проблем, стоящих перед исследователями и конструкторами автомобильной промышленности.

Важной областью этой общей проблемы является изучение взаимосвязанности нагруженности трансмиссии и плавности хода автомобиля при движении по неровным дорогам, чему и посвящена настоящая работа.

Глава I. ОБЗОР ОСНОВНЫХ РАБОТ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ И КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЯ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.

Анализу и исследованию динамических нагрузок в трансмиссии автомобилей посвящено достаточно большое количество работ. Одни работы посвящены определению собственных частот динамических систем, другие - исследованию динамических нагрузок в трансмиссии при трогании с места, включении сцепления, переключении передач, разгоне и торможении автомобиля, третьи - исследованию вынужденных колебаний в трансмиссии, рассматриваемые как следствие воздействия со стороны двигателя агрегатов трансмиссии, дороги или комбинаций этих воздействий.

Первыми работами в области определения динамической нагруженности трансмиссий транспортных машин были работы С.В. Форстена, Е.С. Веселого, В.А. Иванова. В этих работах отражались результаты исследования крутильных колебаний силовых передач, как многомассовых динамических систем. Крутильные колебания определялись в условиях, исключающих влияние переменных сил, действующих на колеса автомобиля.

В дальнейшем вопросы анализа динамических нагрузок в трансмиссии получили отражение в работах Ф.Ф. Семакова, И.С. Дунева, И.С. Цитовича, П.П. Лукина, А.А. Полунгяна, В.М.

Семенова, Ю.Г. Стефановича, Р.Р. Армадерева, В.Н. Москалева, Р.К. Вафина, М.Е. Снитина, Д.М. Гатова, Н.Д. Островерхова, Н.А. Микулика и др.

Динамическая нагруженность трансмиссии автомобиля при движении по неровностям исследовалась А.К. Фрумкин, В.М. Семеновым, Р.Г. Армадеревым, Н.Н. Яценко, В.С. Щупляковым, В.И. Рязанцевым, Г.А. Смирновым, Ф.Х. Бурумкуловым.

Вопросу распределения крутящих моментов в трансмиссии многоприводных автомобилей с заблокированным приводом посвящены работы Н.Ф. Бочарова, А.В. Филиппкина, В.А. Петрушова, С.А. Шуклина.

В настоящее время большое количество работ теоретического и экспериментального характера выполнено в области исследования плавности хода автомобилей. Большой вклад в исследование колебательных процессов, возникающих при движении автомобиля, сделан трудами советских ученых Е.А. Чудакова, Р.В. Ротенберга, Я.М. Певзнера, И.Г. Пархиловского, А.А. Силаева, Н.Н. Яценко, О.К. Прутчинова и рядом зарубежных исследователей.

В последнее время появились работы, связанные с вопросом влияния подвески двигателя на колебания автомобиля. А исследователями Сусуми Гото и Ацуси Ватара рассмотрены вопросы влияния изгибных и крутильных колебаний в трансмиссии на изгибные колебания ресор.

Как показал анализ работ, выполненных отечественными и зарубежными исследователями, основные факторы, вызывающие резкие динамические перегрузки в трансмиссии автомобиля, теоретически исследованы, а уровень повышения этих нагрузок экспериментально определен. Однако некоторые вопросы нагруженности трансмиссии автомобиля остаются еще недостаточно изученными. В первую очередь это относится к изучению влияния продольно-угловых колебаний автомобиля на нагруженность трансмиссии.

Для разработки методов повышения плавности хода в СССР и за рубежом проведены и проводятся многочисленные экспериментальные и теоретические исследования колебаний автомобилей. Однако до настоящего времени отсутству-

ют исследования по изучению влияния трансмиссии на колебания автомобиля при движении по неровным дорогам, поэтому разработка методики расчета колебаний автомобиля с учетом колебаний в трансмиссии представляет важную практическую задачу, особенно для полноприводных автомобилей, имеющих сложные кинематические схемы силовой передачи и работающих в наиболее тяжелых дорожных условиях.

Основной целью настоящей работы является исследование совместных колебаний систем трансмиссии и подвески автомобилей и решение следующих вопросов:

1. Разработка методики расчета : эртикальных и продольно-угловых колебаний автомобиля при движении по неровностям с учетом колебательных процессов, происходящих в трансмиссии.

2. Проверка разработанной методики на основе сопоставления теоретических и экспериментальных результатов исследования.

3. Оценка влияния колебаний в трансмиссии на плавность хода автомобиля.

4. Оценка влияния продольно-угловых колебаний на динамические нагрузки в трансмиссии.

5. Оценка влияния колесной формулы автомобиля высокой проходимости на колебания автомобиля и динамическую нагруженность трансмиссии.

Колебания автомобиля в продольно-вертикальной плоскости рассматривались при следующих допущениях:

- движение автомобиля прямолинейно и равномерно;
- характеристики всех элементов принимались усредненными и линейными;
- правые и левые колеса обкатывают без скольжения одинаковый профиль дорожных неровностей;
- колебания автомобиля в продольно-вертикальной плоскости не зависят от колебаний в поперечной и горизонтальной плоскостях.

Объектами исследований являлись трехосные автомо-

били высокой проходимости.

Глава II. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ИССЛЕДОВАНИЯ СОВМЕСТНЫХ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМ ТРАНСМИССИИ И ПОДВЕСКИ А В Т О М О Б И Л Е Й

Автомобиль представляет собой сложную колебательную систему, состоящую из ряда масс, упругих элементов и демпфирующих устройств. Полное исследование всех колебаний, происходящих в автомобиле, практически невозможно. В зависимости от поставленной задачи, приходится идти на упрощение системы или выделять ряд так называемых автономных колебательных систем. При этом приходится или пренебрегать связями, имеющимися между отдельными системами, или учитывать их приближенно. Правильность решений в таких случаях зависит от того, насколько существенны и несущественны отброшенные связи, насколько удачно выделены системы.

В настоящее время при изучении колебаний автомобиля, точнее, подрессоренного корпуса автомобиля и его колес, связью с трансмиссией пренебрегают.

При изучении колебаний в трансмиссии выделяется колебательная система, состоящая из сосредоточенных масс, соединенных безынерционными упругими звеньями. Связями колебаний в трансмиссии с колебаниями блока двигателя, балки ведущей оси, корпуса автомобиля до последнего времени, как правило, пренебрегали.

Однако, чтобы правильно оценить все процессы, происходящие в автомобиле, оба парциальные колебательные системы – корпус автомобиля с колесами и подвеской, а также двигатель с трансмиссией и колесами – следует рассматривать как единую динамическую систему, все элементы которой взаимосвязаны.

В главе представлены такие динамические системы для двухосных и трехосных автомобилей высокой проходимости, а также составлены дифференциальные уравнения, опи-

связывающие движение систем.

На рис. I представлена расчетная динамическая схема колебательной системы, эквивалентной трехосному автомобилю с балансирной подвеской осей в режиме 6х4.

Основание для построения данных схем является существование кинематической связи между перемещениями ведомых и ведущих звеньев главной передачи и перемещениями ведущего моста.

Учет перемещения массы ведущего моста превращает главную передачу из обычного редуктора в дифференциальный механизм с тремя звеньями и двумя степенями подвижности.

Следует отметить, что при разработке динамической схемы, эквивалентной модели трехосного автомобиля, необходимо учесть следующие особенности: первая особенность состоит в том, что имеется балансирная подвеска осей. Отличительной чертой таких подвесок является уменьшение разности между динамическими вертикальными реакциями на колесах из-за наличия упругой связи между колесами, находящихся на разных осях; вторая особенность – силовая передача выполняется либо с проходным средним ведущим мостом (автомобили Урал – 875Д, ЗИЛ-131), либо без проходного (автомобили ЗИЛ – 157К, КРАЗ-214, КРАЗ-255Б).

Исходя из схемы, представленной на рис. I, можно записать:

I. Уравнения колебаний поддрессоренной части автомобиля

$$\begin{aligned}
 m_a \ddot{z}_0 + (k_{a1} + k_{p23}) \dot{z}_0 + (c_{p1} + c_{p23}) z_0 - (k_{a1} l_1 - \\
 - k_{p23} l_{23}) \dot{y}_a - (c_{p1} l_1 - c_{p23} l_{23}) y_a - k_{a1} \dot{\xi}_1 - \\
 - c_{p1} \xi_1 - k_2 \dot{\xi}_2 - c_{p2} \xi_2 - k_3 \dot{\xi}_3 - c_{p3} \xi_3 = 0 \\
 J_a \ddot{y}_a + (k_{a1} l_1^2 + k_{p23} l_{23}^2) \ddot{y}_a + (c_{p1} l_1^2 + \\
 + c_{p23} l_{23}^2) \dot{y}_a - (k_{a1} l_1 - k_{p23} l_{23}) \dot{z}_0 - (c_{p1} l_1 -
 \end{aligned}
 \tag{I}$$

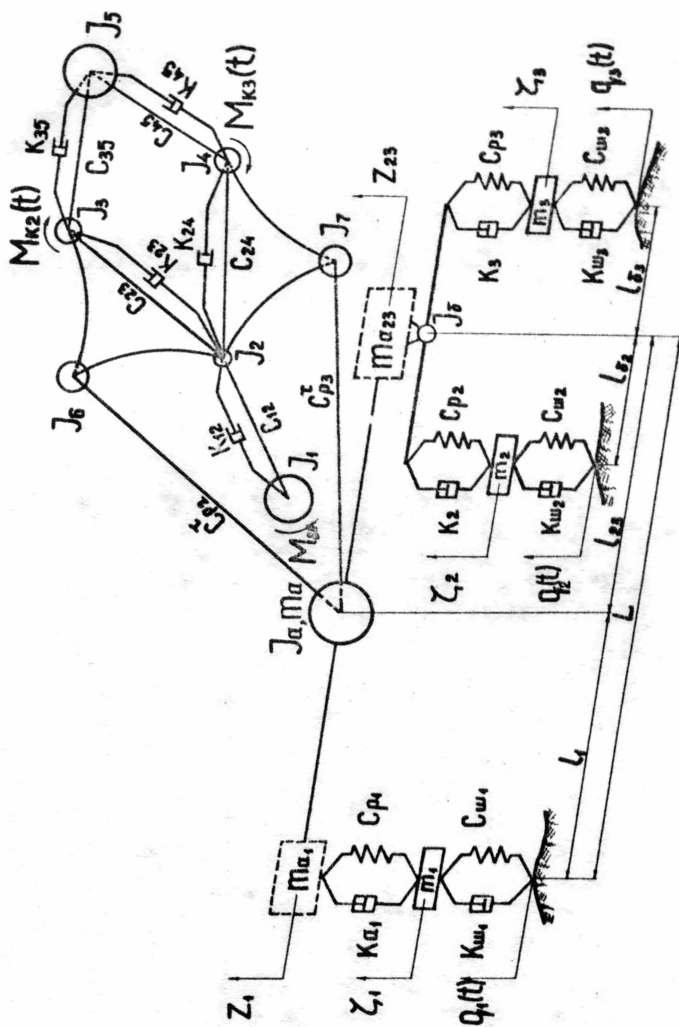


Рис. 1.

$$\begin{aligned}
 & - c_{p23} l_{23}) z_0 + \kappa_{a1} l_1 \xi_1 + c_{p1} l_1 \xi_1 - \kappa_2 l_{23} \xi_2 - \\
 & - c_{p2} l_{23} \xi_2 - \kappa_3 l_{23} \xi_3 - c_{p3} l_{23} \xi_3 = M_{rp}(t) \quad (1)
 \end{aligned}$$

2. Уравнения моментов на полусях:

$$\begin{aligned}
 \ddot{M}_{23} + \left(\frac{\kappa_{23}}{J_2} + \frac{\kappa_{23}}{J_3} + \frac{\kappa_{23}}{J_4} \right) \dot{M}_{23} + \left(\frac{c_{23}}{J_2} + \frac{c_{23}}{J_3} + \frac{c_{23}}{J_4} \right) M_{23} - \\
 - \frac{\kappa_{12} c_{23}}{J_2 c_{12}} \dot{M}_{12} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12} + \left(\frac{\kappa_{24} c_{23}}{J_2 c_{24}} + \frac{\kappa_{24} c_{23}}{J_4 c_{24}} \right) \dot{M}_{24} + \\
 + \left(\frac{c_{23}}{J_2} + \frac{c_{23}}{J_4} \right) M_{24} - \frac{\kappa_{35} c_{23}}{J_3 c_{35}} \dot{M}_{35} - \quad (2) \\
 - \frac{c_{23}}{J_3} M_{35} = - \frac{c_{23}}{J_3} M_{\kappa_2}(t) + \frac{c_{23}}{J_4} M_{\pi_1} - \frac{c_{23}}{J_4} M_{\pi_2},
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \ddot{M}_{24} + \left(\frac{\kappa_{24}}{J_2} + \frac{\kappa_{24}}{J_4} + \frac{\kappa_{24}}{J_4} \right) \dot{M}_{24} + \left(\frac{c_{24}}{J_2} + \frac{c_{24}}{J_4} + \frac{c_{24}}{J_4} \right) M_{24} - \\
 - \frac{\kappa_{12} c_{24}}{J_2 c_{12}} \dot{M}_{12} - \frac{c_{24}}{J_2} M_{12} + \left(\frac{\kappa_{23} c_{24}}{J_2 c_{23}} + \frac{\kappa_{23} c_{24}}{J_4 c_{23}} \right) \dot{M}_{23} + \\
 + \left(\frac{c_{24}}{J_2} + \frac{c_{24}}{J_4} \right) M_{23} - \frac{\kappa_{45} c_{24}}{J_4 c_{45}} \dot{M}_{45} - \frac{c_{24}}{J_4} M_{45} = \\
 = - \frac{c_{24}}{J_4} M_{\kappa_3}(t) + \frac{c_{24}}{J_4} M_{\pi_1} - \frac{c_{24}}{J_4} M_{\pi_2}
 \end{aligned}$$

Уравнения (1), (2) составлены при условии, что:

$l_{g_2} = l_{g_3}$, $c_{p2} = c_{p3} = \frac{1}{2} c_{p23}$, $\kappa_2 = \kappa_3 = \frac{1}{2} \kappa_{p23}$ и $c_{p2}^* = c_{p3}^* = \infty$ (c_{p2}^* — приведенная жесткость направляющего устройства подвески на выкручивание). Вместе с тем в этих уравнениях принято:

$M_{rp}(t) = \frac{\kappa_{23}}{c_{23}} \dot{M}_{23} + M_{23} + \frac{\kappa_{24}}{c_{24}} \dot{M}_{24} + M_{24}$ — момент, воздействующий от трансмиссии на подрессоренную часть автомобиля;

$$M_{i,j} = c_{i,j} (\varphi_j - \varphi_i) \quad \text{и} \quad M_{i,j} = c_{i,j} (\varphi_j - \varphi_i - \varphi_a) -$$

- упругий момент в валопроводе с учетом упругости реактивных звеньев;

$$M_{\kappa i}(t) = M_{\kappa i}^0 + M'_{\kappa i}(t) = z_{\kappa i}^0 f_0 R_{oi} + z_{\kappa i}^0 f_0 R_i(t),$$

где $M_{\kappa i}(t)$ - момент сопротивления качению колес;
 R_{oi} - постоянная составляющая вертикальной реакции, определяемая статическим весом;
 $R_i(t) = K_{\kappa i}(\dot{q}_i - \dot{\xi}_i) + C_{\kappa i}(q_i - \xi_i)$ - динамическая составляющая, соответствующая колебаниям вертикальной реакции;
 $z_{\kappa i}^0$ - радиус качения колеса в ведомом режиме;
 f_0 - коэффициент сопротивления движению в ведомом режиме;

$M_{n1} = K_{a1}(\xi_1 - \dot{z}_1)l_1 + C_{p1}(\xi_1 - z_1)$ - момент, воздействующий на парциальную систему, эквивалентную трансмиссии со стороны передней подвески

$$M_{n2} = K_2(\xi_2 - \dot{z}_{23} + \dot{\varphi}_2 l_{s2})l_{23} + C_{p2}(\xi_2 - z_{23} + \varphi_2 l_{s2}) \cdot l_{23} + K_3(\xi_3 - \dot{z}_{23} - \dot{\varphi}_3 l_{s3})l_{23} + C_{p3}(\xi_3 - z_{23} - \varphi_3 l_{s3})l_{23}$$

- момент, воздействующий со стороны задней подвески.

Рассматривая уравнения (1) и (2), можно заметить, что колебание автомобиля и колебательные процессы в трансмиссии тесно взаимосвязаны. Таким образом, на колебания автомобиля, а следовательно и на его плавность хода, будет оказывать влияние не только профиль дороги, но и трансмиссия. Движение автомобиля по неровностям сопровождается как непрерывными колебаниями автомобиля, так и колебанием моментов в трансмиссии, в связи с чем будет меняться и степень влияния трансмиссии на колебания автомобиля - на его плавность хода.

На нагруженность трансмиссии система подвески оказывает влияние как за счет изменения вертикальной реакции на колеса, так и за счет воздействия через реактивные звенья. Несмотря на то, что рассматривается автомобиль в режиме 6x4, на трансмиссию действует возмущение и от передней подвески.

Если в уравнении (1) подставить выражения $z_o =$

$= \frac{z_{23} l_1 + z_1 l_{23}}{L}$ и $\varphi_a = \frac{z_{23} - z_1}{L}$, то можно получить уравнения движения систем, эквивалентных передней и задней подвескам автомобиля. Так, например, уравнение движения поддрессоренной массы, приходящейся на переднюю подвеску, запишется:

$$m_{a1} \ddot{z}_1 + K_{a1} \dot{z}_1 + C_{p1} \dot{z}_1 - K_{a1} \dot{\xi}_1 - C_{p1} \dot{\xi}_1 = -\frac{1}{L} M_{Tp}(t) \quad (3)$$

а уравнение движения поддрессоренной массы автомобиля, приходящейся на заднюю подвеску, можно представить в виде:

$$m_{a23} \ddot{z}_{23} + K_{p23} \dot{z}_{23} + C_{p23} \dot{z}_{23} - K_2 \dot{\xi}_2 - C_{p2} \dot{\xi}_2 - K_3 \dot{\xi}_3 - C_{p3} \dot{\xi}_3 = \frac{1}{L} M_{Tp}(t) \quad (4)$$

Основываясь на вышесказанном, в работе даны методики расчета плавности хода и нагруженности трансмиссии при движении по неровностям, носящих случайный характер, и синусоидального типа.

Полный динамический момент, действующий в трансмиссии, как известно, определяется суммой постоянной составляющей момента и переменной составляющей. Постоянная составляющая момента определяется из рассмотрения движения автомобиля по ровной дороге. Выбирая за начало отсчета положение равновесия, при котором начальное смещение масс уравновешенных моментов $M_{дв}$ и M_k^0 уже произошло, можно определить и переменную составляющую моментов.

В главе представлены результаты расчета среднеквадратичных значений вертикальных ускорений в центре грузовой платформы автомобиля ЗИЛ-131 в режиме 6x4 без учета и с учетом колебаний в трансмиссии при движении по крупному булыжнику и грунтовой дороге. Расчет показал, что колебания в трансмиссии существенно влияют на плавность хода автомобиля. Колебания в трансмиссии увеличивают вертикальные ускорения в центре грузовой платформы.

Анализируя дифференциальные уравнения (3), (4) и результаты расчета, можно предположить, что интенсивность вертикальных колебаний передней части автомобиля о увеличением возмущающего воздействия со стороны транс-

миссии будет уменьшаться, так как в правой части уравнения (3) возмущающее воздействие от трансмиссии идет со знаком (-), а в уравнении (4) - со знаком (+).

При воздействии на парциальные системы гармонического возмущения при совпадении частот собственных и вынужденных колебаний будет наступать резонанс. Ввиду того, что колебательные системы, эквивалентные трансмиссии и автомобилю, связаны, амплитудно-частотные характеристики как вертикальных и угловых колебаний, так и моментов оудут иметь одни и те же резонансные зоны.

Как указывалось выше, динамический момент в валопроводе трансмиссии с учетом реактивного звена (в нашем случае корпусом автомобиля), может быть определен как:

$$M_{i,j} = c_{i,j} (\varphi_j - \varphi_i - \varphi_a) \quad (5)$$

Из данного выражения следует, что на величину динамического момента будут оказывать влияние и продольно-угловые колебания.

Выражение (5) можно представить и в следующем виде:

$$M_{i,j}^R = M_{i,j}^R - M_{i,j}^V \quad (6)$$

где $M_{i,j}^R = c_{i,j} (\varphi_j - \varphi_i)$ - момент, определяющийся вертикальными колебаниями автомобиля при $\varphi_a = 0$;

$M_{i,j}^V = c_{i,j} \varphi_a$ - момент, определяющийся угловыми колебаниями автомобиля при отсутствии вертикальных колебаний.

Таким образом, из выражения (6) следует, что с увеличением угловых колебаний, динамический момент может как уменьшаться, так и увеличиваться. Это зависит от того, какие колебания преобладают - вертикальные или угловые.

В главе рассмотрен также вопрос о влиянии кинематики реактивных штанг на распределение моментов по ведущим мостам трехосного автомобиля с балансирной подвеской осей.

Глава III. ОБЪЕКТЫ, АППАРАТУРА, МЕТОДИКА И УСЛОВИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследования проводились на автомобилях высокой проходимости Урал-375Д и ЗИЛ-131.

Исходя из целей исследований, измеряемыми параметрами

- были: 1) вертикальные ускорения в двух точках;
2) угловые колебания автомобиля в продольной плоскости;
3) крутящие моменты на полуосях.

Измерение указанных параметров осуществлялось с помощью комплекта измерительной аппаратуры, размещенной на специальном

стенде, в который входили:

1. Виброизмерительная аппаратура АВ-44 с датчиками низкой частоты.
2. Тензометрический 4-х канальный усилитель ТА-5.
3. Осциллограф Н-700.
4. Свободный гироскоп СГ-3.
5. Полупроводниковый преобразователь ППР-120 для питания усилителя ТА-5.
6. Два умформера РУ-ПАМ для питания АВ-44.
7. Умформер ПАК-ИФ для питания СГ-3.
8. Активные РС - фильтры низкой частоты.
9. Ртутные 3-х канальные токосъемники.
10. Аккумуляторные батареи 6СТЭН-140 и 12-А-30.

Испытания на плавность хода проводились на участках дорог, микропрофиль которых стабилен и носящих случайный характер: цементно-бетонное шоссе, булыжное шоссе "удовлетворительного качества", крупнобулыжное шоссе, грунтовая дорога.

Для определения резонансных режимов движения и распределения крутящих моментов при продольно-угловых колебаниях автомобиля испытывались на искусственных синусоидальных неровностях с шагом 2 и 3 м и высотой 7 см.

Регистрация вертикальных ускорений производилась с помощью виброизмерительной аппаратуры АВ-44. Датчики устанавливались, согласно отраслевой нормали по испытаниям автомобилей на плавность хода, в кабине на сидении и в геометрическом центре грузовой платформы.

Для обеспечения высокого качества записи сигнала датчика ускорений были введены активные РС - фильтры низкой частоты, ограничивающие частоту 10 - 12 герцами.

Угловые колебания замерялись с помощью свободных гироскопов СГ-3.

Исследование нагруженности трансмиссии производилось путем замера крутящих моментов на полуосях одного борта. Для измерения крутящих моментов применялись полумосты из проволочных тензодатчиков, наклеенных на полуосях.

Обработка осциллограмм, полученных в результате испытаний автомобилей на синусоидальных неровностях производилась методом ординат. Определялись средние значения максимальных величин исследуемого процесса.

Осциллограммы, полученные при движении по дорогам со случайным микропрофилем, обрабатывались на электромеханическом корреля-

торе. Снятие со счетчиков показания с учетом масштабных коэффициентов, позволяли определить среднеквадратичные значения вертикальных ускорений.

Глава IV. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЕЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ

Анализ экспериментально определенных вертикальных ускорений, угловых колебаний и крутящих моментов на полуосях автомобиля, полученных при движении по синусоидальным неровностям, показал, что колебания автомобиля и колебательные процессы в трансмиссии тесно взаимосвязаны. Имеются одни и те же резонансные зоны, обусловленные парциальными резонансами: в трансмиссии и подвесках автомобиля, как при исследовании плавности хода, так и при исследовании динамической нагруженности трансмиссии.

В главе дан анализ результатов расчета вертикальных ускорений в центре грузовой платформы и экспериментального исследования. Причем расчеты проводились без учета влияния трансмиссии и с учетом.

Расчет амплитудно-частотных характеристик вертикальных ускорений поддрессоренной части автомобиля, приходящейся на заднюю подвеску, показал, что характеристики, полученные с учетом колебаний в трансмиссии, качественно значительно ближе к экспериментальным. А расчет среднеквадратичных значений вертикальных ускорений показал, что расчетные данные ускорений с учетом влияния трансмиссии и количественно значительно ближе к экспериментальным. Вместе с тем расчет показал, что колебания в трансмиссии увеличивают вертикальные ускорения автомобиля в центре грузовой платформы. Это хорошо согласуется с результатами эксперимента, когда автомобиль испытывался в режиме 6х6 и 6х4. При отключении ведущего моста суммарный момент, действующий на кузов, уменьшается, следовательно, должны уменьшаться вертикальные ускорения, что и имело место при испытаниях.

Испытания показали, что с отключением переднего ведущего моста вертикальные ускорения на сидении водителя увеличиваются, а в центре грузовой платформы увеличиваются, следовательно, с отключением переднего ведущего моста у автомобилей ухудшаются условия работы водителя, но уменьшаются перегрузки в кузове.

С изменением качества дороги изменяется и степень влияния трансмиссии на плавность хода — улучшение качества дороги уменьшает влияние трансмиссии.

Отключение переднего ведущего моста увеличивает угловые колебания в продольно-вертикальной плоскости, т.е. уменьшение воздействия со стороны трансмиссии приводит к увеличению продольно-угловых колебаний. Правда, в этом случае уменьшается влияние вертикальных колебаний центра тяжести автомобиля, т.е. влияние колебаний передней подвески.

Следует отметить, что связь между продольно-угловыми колебаниями и колебаниями в трансмиссии носит более сложный характер. С увеличением динамических нагрузок в трансмиссии продольно-угловые колебания будут не только увеличиваться, но и при определенных условиях, уменьшаться. С другой стороны, увеличение продольно-угловых колебаний приводит к уменьшению нагруженности трансмиссии.

Влияние продольно-угловых колебаний на нагруженность трансмиссии можно легко проследить, сравнивая результаты испытания автомобилей Урал-375Д и ЗИЛ-131 на синусоидах с шагом $S_1 = 2$ м и $S_2 = 8$ м. У автомобилей Урал-375Д и ЗИЛ-131 база автомобиля L приблизительно равна $2 S_1$. Следовательно, при движении по синусоидальной неровности с $S_1 = 2$ м автомобили будут совершать преимущественно вертикальные колебания, а при движении по синусоидальной неровности с $S_2 = 8$ м — преимущественно угловые колебания. Результаты испытаний показали, что при движении по синусоиде с $S_2 = 8$ м и в области резонанса угловых колебаний моменты на полуосях значительно меньше, чем на синусоиде с $S_1 = 2$ м. Максимальные значения крутящих моментов уменьшаются в 1,5 – 2 раза.

Но в основном на нагруженность трансмиссии оказывают влияние вертикальные колебания поддрессоренной части автомобиля. Максимальные значения крутящего момента имеют место при низкочастотном резонансе вертикальных колебаний. Однако влияние колебаний поддрессоренных частей автомобиля на нагруженность трансмиссии связано не только с изменением вертикальной реакции на колесо, которая, в свою очередь, влияет на момент сопротивления движению, приложенный к колесу, но и с воздействием через реактивное звено: кузов автомобиля – рессора – ведущий мост.

Рассматривая влияние колесной формулы автомобиля на динамическую нагруженность, можно сказать, что с отключением переднего ведущего моста у трехосных автомобилей динамическая нагруженность трансмиссии снижается.

ВЫВОДЫ:

1. Подтверждено, что колебания автомобиля и колебательные процессы в трансмиссии тесно взаимосвязаны.

2. Проведены экспериментальные исследования, подтверждающие правильность математического описания колебаний автомобиля, как единой динамической системы.

3. Рассмотрено влияние колебаний в трансмиссии на колебания автомобиля, на его плавность хода при движении по неровностям. Колебания в трансмиссии существенно влияют на колебания автомобиля, на его плавность хода. В целях правильной оценки плавности хода как при расчетах, так и при испытаниях автомобилей необходимо учитывать колебательные процессы в трансмиссии. Точность расчетов значительно повышается.

4. Экспериментально исследован вопрос о влиянии колесной формулы автомобиля при движении по неровностям на динамическую нагруженность трансмиссии и на его плавность хода. Отключение переднего ведущего моста у трехосных автомобилей высокой проходимости приводит к уменьшению нагруженности трансмиссии, к уменьшению вертикальных ускорений в центре грузовой платформы, но к увеличению их на сидении водителя.

5. Разработана методика расчета колебаний автомобиля в продольно-вертикальной плоскости с учетом колебательных процессов в трансмиссии при движении его по неровностям, имеющих случайный характер, и синусоидального типа. Сравнение результатов расчетов с результатами натурных испытаний показало, их удовлетворительную сходимость.

6. Существенное влияние на нагруженность трансмиссии оказывают продольно-угловые колебания автомобиля.

7. Представлен экспериментальный материал по исследованию динамической нагруженности трансмиссии трехосных автомобилей ЗИЛ-131 и Урал-375Д при движении их по синусоидальным неровностям.

Максимальные крутящие моменты на всех полуосях наблюдаются на синусоидальных неровностях с шагом $S = 2$ м при низкочастотном резонансе задней подвески автомобилей.

Крутящие моменты на полуосях, имея знакопеременный характер, могут превышать статические, подсчитанные по максимальному крутящему моменту двигателя на соответствующей передаче и при соответствующей колесной формуле, в 1,5 - 2,5 раза, что приводит к резкому снижению надежности и долговечности трансмиссии.

Результаты работы обсуждались:

1. На межвузовской научной конференции по расчету и проектированию трансмиссий автомобилей, тракторов и тепловозов, Минск, 1968.

2. На научно-технической конференции Кременчугского автомобильного завода по усовершенствованию большегрузных автомобилей, Кременчуг, 1970.

3. На кафедре "Колесные машины" МВТУ им.Баумана, Москва, 1970 .

Материалы изложены в трех научно-технических отчетах и в следующих печатных работах:

1. Ломакин В.В.,Макаров С.Г., Гусев В.И., Бочаров Н.Ф. "Исследование влияния подвески на нагруженность трансмиссии многоприводных автомобилей". Материалы межвузовской научной конференции по расчету и проектированию трансмиссий автомобилей, тракторов и тепловозов, БПИ, Минск, 1968.

2. Макаров С.Г.,Ломакин В.В., Гусев В.И., Филишкин А.В., Бочаров Н.Ф. "К вопросу о распределении тяговых усилий по мостам тележки тракторного автомобиля при заблокированном приводе". "Известия ВУЗов "Машиностроение", 1970г № 10.

3. Ломакин В.В., Макаров С.Г., Гусев В.И.,Бочаров Н.Ф. "О влиянии трансмиссии на плавность хода автомобиля". Известия ВУЗов "Машиностроение" (в печати).