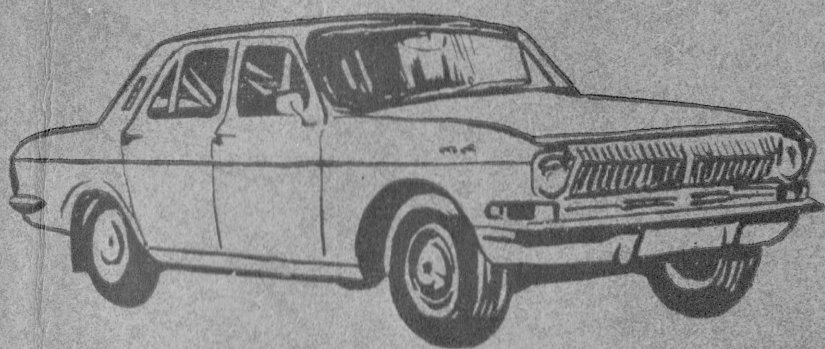


И. С. ЦИТОВИЧ
В. Б. АЛЬГИН



Динамика автомобиля



«НАУКА И ТЕХНИКА»

Цитович И. С., Альгин В. Б. **Динамика автомобиля.**— Мн.: Наука и техника, 1981.—191 с., ил.

В книге рассматриваются динамические схемы отдельных агрегатов автомобиля: подвески, фрикционного сцепления, редукторного узла, гидротрансформатора и движителя. Для динамических схем приводятся дифференциальные уравнения, описывающие функционирование этих агрегатов. Даны практические примеры использования динамических схем для определения максимальных динамических нагрузок в трансмиссиях и вероятностного расчета сроков службы рессор. Составлены объединенные динамические схемы, включающие машинный агрегат и подвеску.

Предназначена для научных и инженерно-технических работников, занимающихся вопросами исследования и проектирования автомобильной техники.

Табл. 55. Ил. 60. Библпогр. — 81 назв.

Рецензенты:

А. И. Гришкевич, д-р техн. наук,
Н. Л. Островерхов, канд. техн. наук

НАУКА И ТЕХНИКА
ОТДЕЛ РЕДАКЦИИ
РЕДАКТОРСКАЯ
D 727158

20303—152
Ц 111—81 3603030000
М316—81

© Издательство «Наука и техника», 1981.

«Динамика автомобиля» как раздел науки «Общая динамика машин» в своем развитии проходила последовательно ряд этапов. Вначале автомобиль рассматривался как материальная точка, которая находится под действием различных сил, затем для исследования подвески автомобиль начали рассматривать как систему с сосредоточенными массами и податливостями, а для исследования крутильных колебаний двигателей и машинных агрегатов (двигатель, трансмиссия, движитель, масса автомобиля) их представили как многозвенные системы с сосредоточенными параметрами.

С развитием и становлением новой науки — «Надежность машин» — стало необходимым учитывать взаимодействие отдельных систем, т. е. рассматривать всю динамическую систему автомобиля в целом и изучать отдельные «опасные» режимы эксплуатации.

В данной работе сделана первая попытка подойти с единых позиций к анализу динамических схем машинных агрегатов и подвесок автомобилей.

В гл. 1 описаны динамические модели отдельных элементов подвески (с последовательным и параллельным соединением масс и пространственная модель) и трансмиссии (модели коробок передач, редукторов ведущих мостов; сцепления силового агрегата и ведущих колес с дорогой; модель «двигатель — масса автомобиля»; модель агрегата, содержащего гидротрансформатор).

В гл. 2 рассмотрены динамические схемы трансмиссии автомобилей с колесной формулой 4×2 и 6×4 . Показаны этапы перехода от реальной трансмиссии к расчетным динамическим схемам с сосредоточенными инерционными и упругими элементами.

Гл. 3 посвящена максимальным динамическим нагрузкам трансмиссии. Наряду с простейшей описаны многозвенные схемы для определения максимальных на-

грузок с использованием ЭВМ. Даны примеры расчета динамических нагрузок трансмиссий отечественных автомобилей. Рассмотрены вопросы статистического моделирования для получения распределений максимальных нагрузок и вопросы подобия динамических процессов при возникновении максимальных нагрузок трансмиссии.

В гл. 4 рассматривается динамика колебательной системы подвески, представленной одномассовой; трехмассовой и многомассовой моделью, а также вопросы динамики гидропневматической подвески.

В гл. 5 представлены модели, учитывающие взаимосвязанный характер колебаний трансмиссии в составе машинного агрегата и подвески.

В приложениях помещены методика построения и преобразования динамических схем машин (приложение 1), результаты экспериментального определения параметров динамической системы трансмиссии (приложение 2) и примеры упрощения динамических схем трансмиссий методом парциальных частот (приложение 3).

Главы книги написаны совместно И. С. Цитовичем и В. Б. Альгиным, приложения — В. Б. Альгиным.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ИНЕРЦИОННО-УПРУГИЕ И ДИССИПАТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

m — масса, кг;
 e — податливость упругого звена при линейной деформации, $\text{H}^{-1}\cdot\text{м}$;
 $c = 1/e$ — жесткость;
 k — коэффициент демпфирования (пропорционального скорости или относительной скорости поступательного перемещения масс), $\text{H}\cdot\text{м}^{-1}\cdot\text{с}$;
 J — момент инерции маховой массы, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;
 E — податливость упругого звена при кручении, $\text{H}^{-1}\cdot\text{м}^{-1}$;
 $C = 1/E$ — жесткость при кручении;
 K — коэффициент демпфирования (пропорционального скорости или относительной скорости угловых перемещений маховых масс), $\text{H}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$.

G — вес, Н; G_1, G_2, \dots — осевой вес автомобиля;
 $F; X; P$ — усилие, Н;
 M — крутящий момент, Н·м;
 Y — обобщенное обозначение силового фактора (момента M , усилия F , а также аналогов этих величин, например напряжений в блок-схеме).

СИЛЫ И МОМЕНТЫ

СКОРОСТИ, ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ И ЧАСТОТЫ КОЛЕБАНИЙ

v — скорость поступательного перемещения, м/с;
 n — частота вращения, об/мин;
 ω — частота колебаний, угловая скорость, частота вращения, рад/с;
 ν — частота колебаний, Гц;
 V — обобщенное обозначение скоростного фактора (частот вращения n, ω , скоростей v , а также аналогов этих величин, например напряжений в блок-схеме).

КООРДИНАТЫ

x, y, z — продольные, поперечные и вертикальные перемещения;
 θ, φ, ψ — угловые перемещения вокруг осей X, Y, Z ;
 φ — угол поворота маховых масс трансмиссии.

- f — коэффициент сопротивления качению;
 φ — коэффициент сцепления шин с дорогой;
 i — передаточное число (при исследовании гидротрансформатора i — передаточное отношение);
 $i_{КП}$, i_{II} , ... — коробки передач на отдельных передачах;
 $i_{РК}^H$; $i_{РК}^B$ — раздаточной коробки, на нижней и высшей передачах;
 i_0 — главной передачи;
 i_{01} , i_{02} — передаточные числа зубчатых передач двойной главной передачи ($i_{01}i_{02} = i_0$);
 η — коэффициент полезного действия.

ИНДЕКСЫ И СОКРАЩЕНИЯ

- А — автомобиль;
 Д — двигатель;
 Т — трансмиссия;
 КП — коробка передач;
 РК — раздаточная коробка;
 ВМ — ведущий мост;
 ПМ; ЗМ — передний мост, задний мост;
 К — колесо;
 Дф — демпфер;
 ПВ — первичный вал КП;
 ВВ — вторичный вал КП;
 КВ — карданный вал (карданная передача);
 ПО — полуось;
 ш — шина;
 ЗХ — задний ход;
 ГТ — гидротрансформатор;
 Н — насосное колесо;
 Т — турбинное колесо;
 Р — реактор;
 C_1 , C_2 — фрикционное сцепление силового агрегата и сцепление ведущих колес с дорогой соответственно;
 C_1 , C_2 — переменные для обозначения состояний сцеплений C_1 и C_2 , принимающие два значения: 0 — сцепление буксует, 1 — сцепление замкнуто.

**ДИНАМИЧЕСКИЕ СХЕМЫ
 ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ
 И ТРАНСМИССИИ**

**1.1. ДИНАМИЧЕСКИЕ СХЕМЫ
 ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ**

Подвеской автомобиля называют комплекс простых и сложных деталей, связывающих колеса с кузовом или рамой. Подвеска предназначена для уменьшения динамических нагрузок, передающихся автомобилю при движении по неровной дороге.

Колебания, которые испытывает автомобиль, обычно раскладывают на составляющие, и изучают в первом приближении отдельно три поступательных перемещения вдоль трех координатных осей и три угловых поворота вокруг этих осей.

Различают плоские и пространственные динамические схемы. В этих схемах массы могут быть расположены последовательно, параллельно и комбинированно (рис. 1.1—1.3). На рисунках рядом с динамическими схемами представлены блок-схемы, которые являются своеобразным изображением дифференциальных уравнений. Например, интеграторы 1, 2, 3 (см. рис. 1.1) соответствуют массам m_1 , m_2 , m_3 , интеграторы и инверторы I, II, III — пружинам, а линии, показанные пунктиром, — амортизаторам, сопротивление которых пропорционально соответствующим скоростям.

Для составления системы дифференциальных уравнений пользуются уравнениями Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_k} = Q_k(t), \quad k = 1, 2, \dots, m, \quad (1.1)$$

где T — кинетическая энергия системы (принимается, что она зависит от обобщенной скорости и не зависит от обобщенной координаты); Π — потенциальная энергия; Φ — диссипативная функция; q_k — обобщенная координата; \dot{q}_k — скорость обобщенной координаты; $Q_k(t)$ —

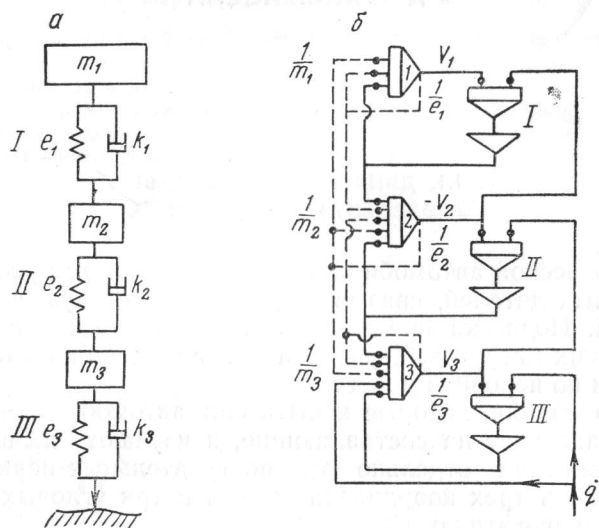


Рис. 1.1. Динамическая схема с последовательным соединением масс (а) и блок-схема (б)

возмущающая обобщенная сила; m — число степеней свободы.

С развитием науки «Динамические аналогии» появилась возможность построить уравнения несколько иным путем. Так как в природе есть два основных активных элемента — сила Y (сила тока I) и скорость V (напряжение U) и три основных пассивных элемента: масса m (емкость C), упругость e (индуктивность L) и сила трения (сопротивление R), — то можно составлять уравнения, комбинируя определенным образом эти пять элементов.

Преобразуем основное колебательное уравнение так, чтобы выделить активные элементы. Такое преобразование имеет значение для решения задач на электронных вычислительных машинах (прежде всего на аналоговых). Решение проще, если нет величин, которые сме-

щаются или непрерывно увеличиваются, т. е. в уравнении не должны входить перемещения, углы крутки и т. д. Основные уравнения:

$$m\ddot{x} + k\dot{x} + cx = P(t); J\ddot{\varphi} + K\dot{\varphi} + C\varphi = M(t), \quad (1.2)$$

или для системы:

$$m_k \ddot{x}_k + k_k \dot{x}_k - c_{k-1,k} (x_{k-1} - x_k) + c_{k,k+1} (x_k - x_{k+1}) = 0. \quad (1.3)$$

Обозначив $\ddot{x}_k = \dot{V}_k$; $\dot{x}_k = V_k$; $C_{k-1,k} (x_{k-1} - x_k) = Y_k$; $C_{k,k+1} \times (x_k - x_{k+1}) = Y_{k+1}$, получим

$$m_k \dot{V}_k + k_k V_k = Y_k - Y_{k+1}. \quad (1.4)$$

Продифференцируем по времени уравнение $Y_k = (x_{k-1} - x_k)/e_{k-1,k}$, тогда

$$\dot{Y}_k e_{k-1,k} = V_{k-1} - V_k. \quad (1.5)$$

Если учесть внутренние потери, то

$$e_{k-1,k} \dot{Y}_k + k_k Y_k = V_{k-1} - V_k. \quad (1.6)$$

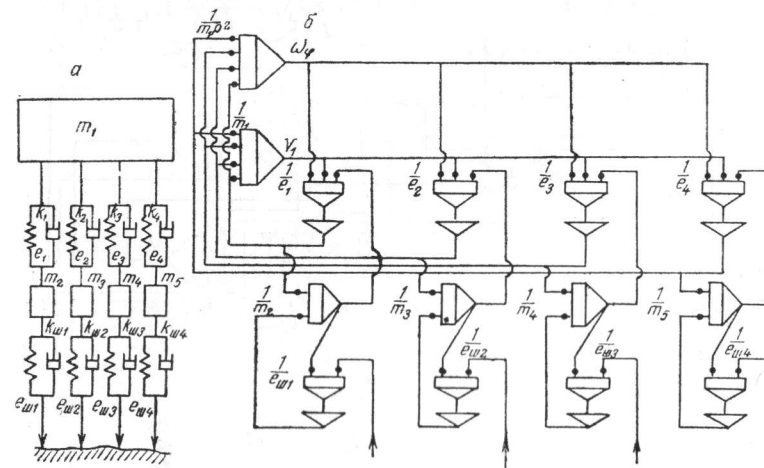


Рис. 1.2. Динамическая схема с параллельным соединением масс (а) и блок-схема (б) (для простоты демпфирование опущено)

Таким образом, вместо одного дифференциального уравнения второго порядка получили два первого порядка, аналогично построенных; данные уравнения уже не содержат непрерывно нарастающих величин. Кроме того, полученные уравнения (1.4) и (1.6) имеют одинаковую структуру и одинаковый физический смысл. Действительно, обозначив $V_1=A_{11}$ (активный элемент № 1),

$Y_1=A_{21}$ (активный элемент № 2), $m=П_1$ (пассивный № 1), $e=П_2$ (пассивный № 2), $k=П_3$ (пассивный № 3), уравнения (1.4) и (1.6) запишем в виде

$$П_1\dot{A}_{11} + П_3A_{11} = A_{21} - A_{22}; \quad П_2\dot{A}_{21} + П_3A_{21} = A_{11} - A_{12}. \quad (1.7)$$

Произведение первого пассивного элемента на производную первого активного элемента с учетом потерь ($П_3A_{11}$) равняется разности величин второго активного элемента, действующего по краям пассивного элемента. Однако, так как данные обозначения не приняты, будем пользоваться распространенными обозначениями.

Рассмотрим системы уравнений для схем, представленных на рис. 1.1, 1.2 и 1.3. Отсчет деформаций всех упругих элементов будем вести от положения статического равновесия, при этом статическая нагрузка уравновешивается упругой силой от статического прогиба.

Уравнения для схемы, представленной на рис. 1.1, имеют вид

$$\left. \begin{aligned} 1) \quad m_1\dot{V}_1 &= -Y_1; & 4) \quad e_1\dot{Y}_1 &= (V_1 - V_2) + k_1e_1(\dot{V}_1 - \dot{V}_2); \\ 2) \quad m_2\dot{V}_2 &= Y_1 - Y_2; & 5) \quad e_2\dot{Y}_2 &= (V_2 - V_3) + k_2e_2(\dot{V}_2 - \dot{V}_3); \\ 3) \quad m_3\dot{V}_3 &= Y_2 - Y_3; & 6) \quad e_3\dot{Y}_3 &= (V_3 - q) + k_3e_3(\dot{V}_3 - \dot{q}). \end{aligned} \right\} \quad (1.8)$$

Система уравнений для схемы, показанной на рис. 1.2, запишется так:

$$\left. \begin{aligned} 1) \quad m_1\dot{V}_1 + \sum_{i=1}^4 Y_i &= 0; \\ 2) \quad m_1\rho^2\dot{\omega}_\varphi + \sum_{i=1}^4 (\pm l_i Y_i) &= 0; \\ 3) \quad m_{i+1}\dot{V}_{i+1} - Y_i + Y_{\psi i} &= 0, \quad i = \overline{1, 4}; \\ 4) \quad e_i\dot{Y}_i &= (V_1 \pm l_i\omega_\varphi - V_{i+1}) + k_i e_i (V_1 \pm l_i\omega_\varphi - V_{i+1}), \\ & \quad i = \overline{1, 4}; \\ 5) \quad e_{\psi i}\dot{Y}_{\psi i} &= (V_{i+1} - q_i) + k_{\psi i} (V_{i+1} - q_i), \quad i = \overline{1, 4}. \end{aligned} \right\} \quad (1.9)$$

Здесь $\omega_\varphi = \dot{\varphi}_1$.

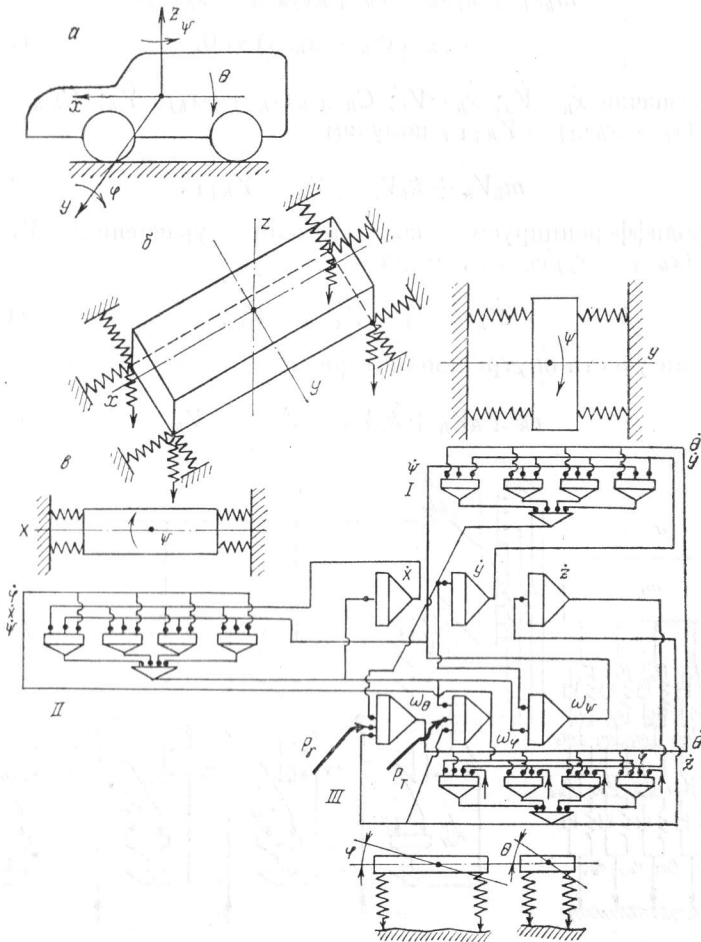


Рис. 1.3. Пространственная схема автомобиля: а — обозначения координатных осей; б — механическая модель; в — блок-схема

На рис. 1.3 показано колебание автомобиля вдоль и вокруг трех осей. Большими интеграторами обозначены масса и моменты инерции относительно этих осей. Интеграторы и инверторы группы I имитируют упругость в поперечном, группы II — в продольном и группы III — в вертикальном направлениях.

Колебательный процесс возбуждается прежде всего неровностями дороги. Неровности вызывают подпрыгивание — перемещение вдоль оси Z и повороты вокруг осей X и Y. Кроме того, на поворотах оказывает влияние центробежная сила. Она вызывает перемещение вдоль оси Y и поворот вокруг оси Z. Кроме того, так как удерживающие упругие силы расположены в плоскости дороги, а центробежная приложена к центру тяжести, появляется момент, который поворачивает автомобиль вокруг оси X.

Далее колебательный процесс возникает из-за изменений тяговых усилий на ведущих колесах при интенсивных разгонках и торможениях. Тяговое (тормозное) усилие вызывает перемещение вдоль оси X и поворот вокруг оси Z. Кроме того, так как удерживающие упругие силы расположены в плоскости дороги, а инерционная сила приложена к центру тяжести, то появляется момент, который поворачивает автомобиль вокруг оси Y.

1.2. ДИНАМИЧЕСКИЕ СХЕМЫ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ И ВЕДУЩИХ МОСТОВ

Динамические схемы коробок передач, редукторов, ведущих мостов с одинарной и разнесенной главными передачами представлены на рис. 1.4, 1.5. На рисунках и в уравнениях данного параграфа использованы следующие обозначения (для упрощения рисунков и уравнений демпфирование опущено): J_{p1} , J_{r1} , E_p , E_r — моменты инерции и податливости реактивных элементов, индекс «р» («r») указывает, что маховая масса совершает колебания, а упругое звено скручивается в продольной (поперечной) плоскости автомобиля; φ_j — угол поворота маховой массы J_j ;

$$J_p = J_{p1} + \sum m_j (A_j^p)^2; \quad J_r = J_{r1} + \sum m_j (A_j^r)^2; \quad (1.10)$$

m_j — масса элемента J_j ; A^p , A^r — расстояние от центра инерции j -той массы до оси качания, проходящей перпендикулярно продольной и поперечной плоскости соответственно. Передаточные числа: $i_{кп}$ — коробки передач (редуктора); i_0 — ведущего моста; i_{01} — центрально-

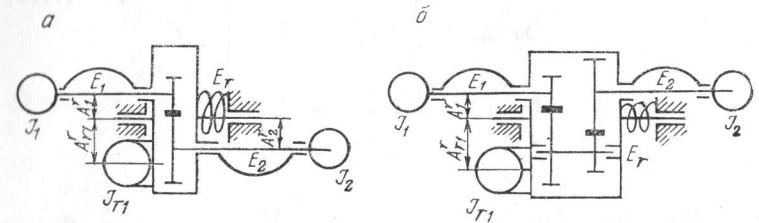


Рис. 1.4. Динамические схемы коробок передач (редукторов): а — с несоосными; б — с соосными входным и выходным валами

го редуктора моста с разнесенной главной передачей; i_{02} — колесного редуктора.

Для динамических схем коробок передач (см. рис. 1.4) уравнения движения имеют вид

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_1 &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - i_{кп} M_1 &= 0; \\ J_1 \ddot{\varphi}_r - (1 - i_{кп}) M_1 + M_r &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.11)$$

Здесь $M_1 = [\varphi_1 - i_{кп} \varphi_2 - (1 - i_{кп}) \varphi_r] / E_{12}$; $E_{12} = E_1 + i_{кп}^2 E_2$; $M_r = \varphi_r / E_r$.

При жестком креплении картера коробки передач к раме ($\varphi_p = 0$; $\ddot{\varphi}_p = 0$) получаем

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_1 &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - i_{кп} M_1 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.12)$$

В этом случае $M_1 = (\varphi_1 - i_{кп} \varphi_2) / E_{12}$.

Уравнения движения динамической схемы ведущего моста с одинарной главной передачей (рис. 1.5, а) в общем случае имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_1 &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - i_0 M_1 + M_2 &= 0; \\ J_{3л} \ddot{\varphi}_{3л} - \frac{1}{2} M_2 &= 0; \\ J_{3п} \ddot{\varphi}_{3п} - \frac{1}{2} M_2 &= 0; \\ J_p \ddot{\varphi}_p + i_0 M_1 + M_p &= 0; \\ J_r \ddot{\varphi}_r - M_1 - M_r &= 0, \end{aligned} \right\} (1.13)$$

где $M_1 = (\varphi_1 - i_0 \varphi_2 + i_0 \varphi_p - \varphi_r) / E_1$; $M_2 = \left(\varphi_2 - \frac{1}{2} \varphi_{3л} - \frac{1}{2} \varphi_{3п} \right) / [(E_{2л} + E_{2п}) / 4]$; $M_p = \varphi_p / E_p$; $M_r = \varphi_r / E_r$ (податливость деталей главной передачи равна $E_1 = E_{вщ} + i_0^2 E_{вд}$; здесь $E_{вщ}$, $E_{вд}$ — податливость ведущей шестерни с валом и зубьев ведомой шестерни).

Обычно массы колесных узлов равны: $J_{3л} = J_{3п}$. В этом случае $\varphi_{3л} = \varphi_{3п} = \varphi_3$; $\varphi_{3л} = \varphi_{3п} = \varphi_3$. Введем обозначения: $J_3 = J_{3л} + J_{3п}$; $M_2 = (\varphi_2 - \varphi_3) / E_2$; $E_2 = (E_{2л} + E_{2п}) / 4$. Тогда уравнения (1.13) принимают вид

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_1 &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - i_0 M_1 + M_2 &= 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - M_2 &= 0; \\ J_p \ddot{\varphi}_p + i_0 M_1 + M_p &= 0; \\ J_r \ddot{\varphi}_r - M_1 + M_r &= 0. \end{aligned} \right\} (1.14)$$

В ряде случаев целесообразно использовать более простую расчетную схему ведущего моста, которая получается с учетом того, что масса J_r много больше остальных масс ($J_r \rightarrow \infty$, $\varphi_r \rightarrow 0$, $\ddot{\varphi}_r \rightarrow 0$), а податливость E_i невелика и ею можно пренебречь или отнести к карданной передаче и полуосям, упрощая схему по методу парциальных частот.

При этом, исключая из уравнений движения координату φ_2 с помощью соотношения

$$\varphi_1 = i_0 \varphi_2 - i_0 \varphi_p, \quad (1.15)$$

имеем

$$\left. \begin{aligned} (J_1 + J_2 / i_0^2) \ddot{\varphi}_1 + (J_2 / i_0) \ddot{\varphi}_p + M_2 &= 0; \\ (J_2 / i_0) \ddot{\varphi}_1 + (J_2 + J_p) \ddot{\varphi}_p + i_0 M_2 + M_p &= 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - i_0 M_2 &= 0. \end{aligned} \right\} (1.16)$$

Здесь $M_2 = (\varphi_1 - i_0 \varphi_3 + i_0 \varphi_p) / (i_0^2 E_2)$; $M_p = \varphi_p / E_p$.

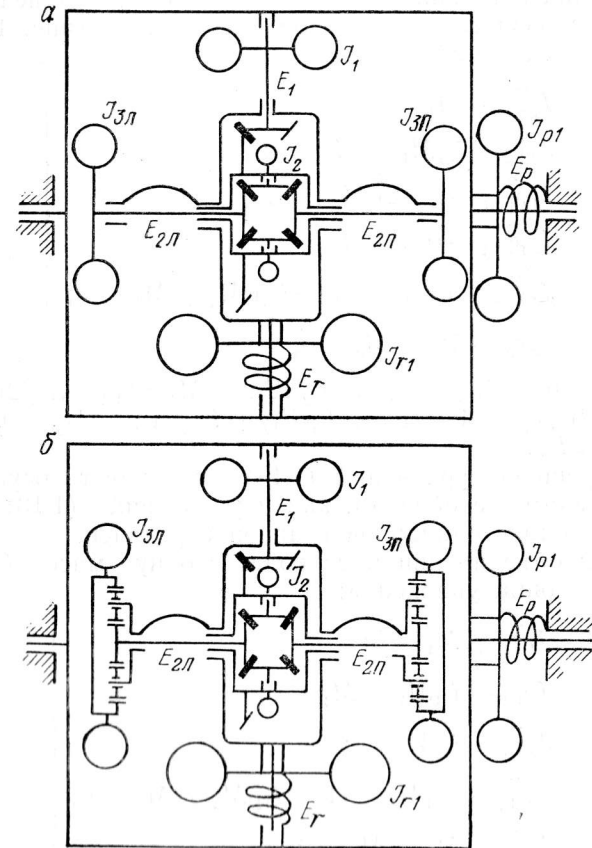


Рис. 1.5. Динамические схемы ведущих мостов: а — с одинарной; б — с разнесенной главными передачами

Простейшие уравнения ведущего моста с учетом реактивных связей в продольной плоскости получаются, если в (1.16) положить $J_2=0$ и рассматривать J_1 как эквивалентную массу деталей главной передачи:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_2 &= 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - i_0 M_2 &= 0; \\ J_p \ddot{\varphi}_p + i_0 M_2 + M_p &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.17)$$

Уравнения движения динамической схемы ведущего моста с разнесенной главной передачей (рис. 1.5, б) имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_1 &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - i_{01} M_1 + M_2 &= 0; \\ J_{3л} \ddot{\varphi}_{3л} - (i_{02}/2) M_2 &= 0; \\ J_{3п} \ddot{\varphi}_{3п} - (i_{02}/2) M_2 &= 0; \\ J_p \ddot{\varphi}_p + i_{01} M_1 - (1 - i_{02}) M_2 + M_p &= 0; \\ J_r \ddot{\varphi}_r - M_1 + M_r &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1.18)$$

где $M_1 = (\varphi_1 - i_{01} \varphi_2 + i_{01} \varphi_p - \varphi_r) / E_1$; $M_2 = [\varphi_2 - (i_{02}/2) \varphi_{3л} - (i_{02}/2) \varphi_{3п} - (1 - i_{02}) \varphi_p] / [(E_{3л} + E_{3п})/4]$; $M_p = \varphi_p / E_p$; $M_r = \varphi_r / E_r$.

Упрощение уравнений (1.18) может быть осуществлено таким же образом, как и уравнений (1.13) ведущего моста с одинарной главной передачей.

При объединении масс колес в одну массу J_3 имеем следующие уравнения:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_1 &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - i_{01} M_1 + M_2 &= 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - i_{02} M_2 &= 0; \\ J_p \ddot{\varphi}_p + i_{01} M_1 - (1 - i_{02}) M_2 + M_p &= 0; \\ J_r \ddot{\varphi}_r - M_1 + M_r &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.19)$$

Здесь $M_2 = [\varphi_2 - i_{02} \varphi_3 - (1 - i_{02}) \varphi_p] / E_2$; $E_2 = (E_{3л} + E_{3п})/4$.

Далее, положив $J_r \rightarrow \infty$ (при этом $\varphi_r \rightarrow 0$ и $\ddot{\varphi}_r \rightarrow 0$, но $0 < J_r \ddot{\varphi}_r < \infty$) и $E_1 \rightarrow 0$, получим после исключения координаты φ_2 :

$$\left. \begin{aligned} (J_1 + J_2/i_{01}^2) \ddot{\varphi}_1 + (J_2/i_{01}) \ddot{\varphi}_p + M_2 &= 0; \\ (J_2/i_{01}) \ddot{\varphi}_1 + (J_2 + J_p) \ddot{\varphi}_p + i_{01} i_{02} M_2 + M_p &= 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - i_{01} i_{02} M_2 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1.20)$$

где $M_2 = (\varphi_1 - i_{01} i_{02} \varphi_3 + i_{01} i_{02} \varphi_p) / i_{01}^2 E_2$.

Для случая $J_2 = 0$ уравнения (1.20) принимают вид

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_2 &= 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - i_{01} i_{02} M_2 &= 0; \\ J_p \ddot{\varphi}_p + i_{01} i_{02} M_2 + M_p &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.21)$$

1.2.1. Приведение динамических схем агрегатов

Покажем способ приведения ранее рассмотренных динамических схем коробок передач и ведущих мостов к наиболее часто применяемой в расчетах динамической схеме, которая содержит разветвление на податливости и реактивный упругий элемент. В качестве множителей приведения использованы передаточные числа агрегатов: $i_{кп}$; i_0 ; i_{01} ; i_{02} .

В уравнениях движения коробки передач (1.11) перейдем к приведенным значениям (звездочкой здесь и далее помечены собственные значения):

$$J_2 = J_2^* / i_{кп}^2; \quad J_p = J_r^* / (1 - i_{кп})^2; \quad (1.22)$$

$$E = E_1 + i_{кп}^2 E_2; \quad E_p = (1 - i_{кп})^2 E_p^*,$$

при этом $\varphi_2 = i_{кп} \varphi_2^*$; $\varphi_p = (1 - i_{кп}) \varphi_r^*$.

Уравнения приведенной схемы коробок передач имеют вид

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_{12} &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - M_{12} &= 0; \\ J_p \ddot{\varphi}_p - M_{12} + M_p &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1.23)$$

где $M_{12} = (\varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_p) / E$; $M_p = \varphi_p / E_p$.

Для записи уравнений ведущего моста с одинарной главной передачей (1.17) в приведенном виде положим

$$J_2 = J_3^*/i_0^2; \quad J_p = J_p^*/(-i_0)^2; \quad E = i_0^2 E_2; \quad (1.24)$$

$$E_p = E_p^* (-i_0)^2; \quad \varphi_2 = i_0 \varphi_3^*; \quad \varphi_p = -i_0 \varphi_p^*.$$

В результате получим уравнение движения для приведенной схемы (1.23).

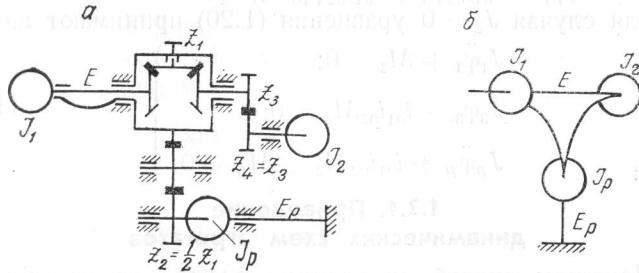


Рис. 1.6. Динамическая схема (а) и условное изображение (б) трехмассовой системы с разветвлением на податливости и реактивной связью

Аналогичным образом в уравнениях (1.21) ведущего моста с разнесенной главной передачей, полагая

$$J_2 = J_3^*/(i_{01}i_{02})^2; \quad J_p = J_p^*/(-i_{01}i_{02})^2; \quad E = i_{01}^2 E_{23};$$

$$E_p = E_p^* (-i_{01}i_{02})^2; \quad \varphi_2 = i_{01}i_{02} \varphi_3^*; \quad \varphi_p = -i_{01}i_{02} \varphi_p^*, \quad (1.25)$$

получим для приведенной схемы уравнения (1.23).

В рассмотренных случаях замена уравнений, составленных для собственных значений параметров, уравнениями (1.23) соответствовала замене исходных динамических схем коробок передач и ведущих мостов динамической схемой, изображенной на рис. 1.6.

Таким образом, трехмассовая система с разветвлением на податливости сводится к динамической схеме, содержащей один трехзвенный дифференциальный механизм. В общем случае можно показать, что n -массовая система с разветвлением на податливости приводится к плоской динамической схеме с $n-2$ дифференциалами.

1.2.2. Блок-схемы агрегатов трансмиссии

Динамическая схема и блок-схема коробки передач представлены на рис. 1.7. Блок-схема реализует уравнения движения (1.11) коробки передач, разрешенные относительно производных машинных переменных V

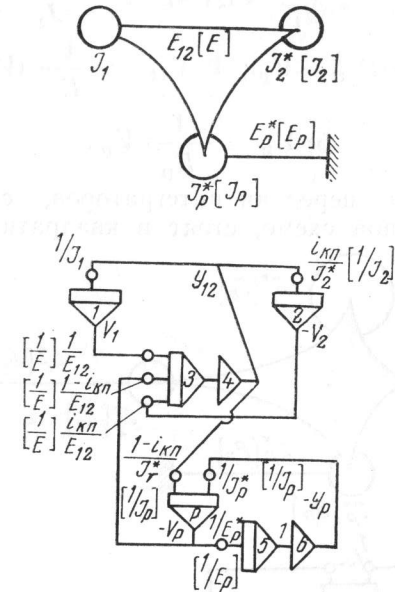


Рис. 1.7. Динамическая схема и блок-схема коробки передач

и Y , которые являются аналогами угловых скоростей $\omega = \dot{\varphi}$ и крутящих моментов M динамической схемы:

$$1) \dot{V}_1^* = -\frac{1}{J_1} Y_{12}^*; \quad 2) \dot{V}_2^* = \frac{1}{J_2} Y_{12}^*;$$

$$3) \dot{V}_r^* = \frac{1}{J_r^*} [(1 - i_{кп}) Y_{12}^* - Y_r^*];$$

(1.26)

$$4) \dot{Y}_{12}^* = \frac{1}{E_{12}} [V_1^* - i_{кп} V_2^* - (1 - i_{кп}) V_r^*];$$

$$5) \dot{Y}_r^* = \frac{1}{E_r^*} V_r^*.$$

Коэффициенты передачи интеграторов, не имеющие скобок, соответствуют собственным значениям моментов инерции и податливостей динамической схемы.

Для приведенной к одному валу динамической схемы уравнения (1.23), записанные в машинных переменных, имеют вид

$$\begin{aligned} 1) \dot{V}_1 &= -\frac{1}{J_1} Y_{12}; & 2) \dot{V}_2 &= \frac{1}{J_2} Y_{12}; \\ 3) \dot{V}_p &= \frac{1}{J_p} (Y_{12} - Y_p); & 4) \dot{Y}_{12} &= \frac{1}{E} (V_1 - V_2 - V_p); \\ & & 5) \dot{Y}_p &= \frac{1}{E_p} V_p. \end{aligned} \quad (1.27)$$

Коэффициенты передачи интеграторов, соответствующие приведенной схеме, стоят в квадратных скобках

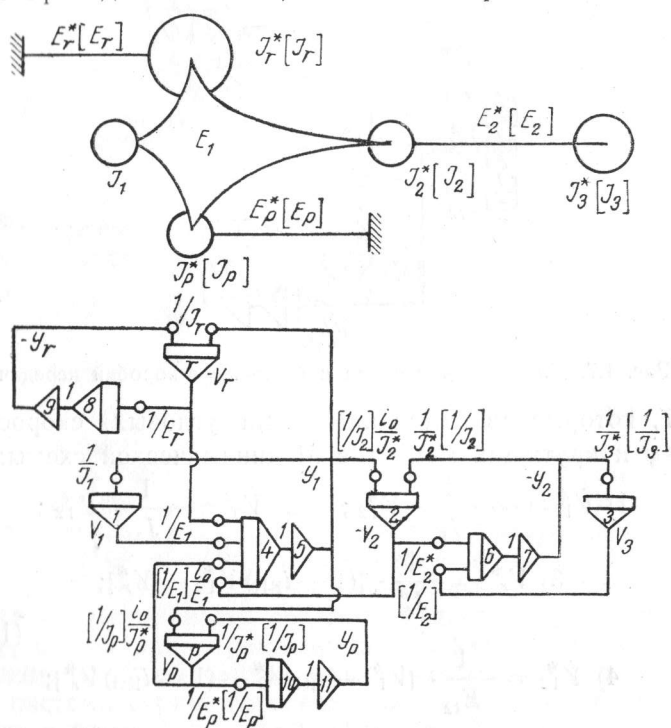


Рис. 1.8. Динамическая схема и блок-схема ведущего моста с одной главной передачей

(рис. 1.7). Переход от коэффициентов передачи схемы с собственными значениями параметров к коэффициентам передачи приведенной схемы с помощью соотношений (1.22) равносильно введению в блок-схему местных масштабов скорости и момента на выходе интеграторов 2, p, 5. Таким образом, операция приведения динамической схемы к одному валу применительно к блок-схеме означает введение местных масштабов.

Для того чтобы при местном масштабировании процессы в остальной части блок-схемы не изменились, необходимо увеличение коэффициентов передачи рассматриваемого решающего усилителя компенсировать соответствующим уменьшением коэффициентов передачи другого решающего усилителя, входящего в тот же замкнутый контур.

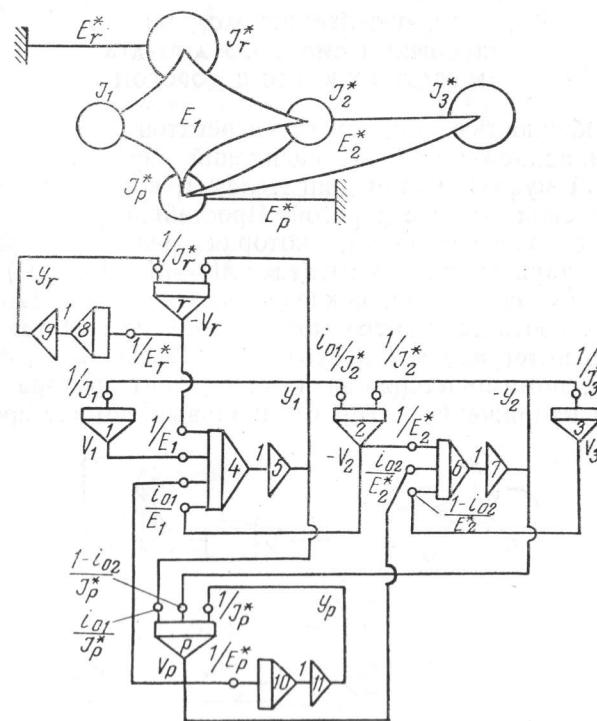


Рис. 1.9. Динамическая схема и блок-схема ведущего моста с уменьшенной главной передачей

Блок-схема ведущего моста с одинарной главной передачей, реализующая уравнения (1.14), представлена на рис. 1.8. Коэффициенты передачи, стоящие в квадратных скобках, соответствуют динамической схеме с приведенными параметрами.

Динамическая схема и блок-схема ведущего моста с разнесенной главной передачей, реализующая уравнения (1.19), показаны на рис. 1.9. Данная динамическая схема в отличие от ранее рассмотренных схем с разветвлением на податливости является кольцевой. Из анализа ее уравнения движения и коэффициентов передачи следует, что такую схему нельзя привести к одному валу таким образом, чтобы избавиться от коэффициентов, содержащих передаточные числа.

1.3. ПРОСТЕЙШИЕ МОДЕЛИ СЦЕПЛЕНИЙ СИЛОВОГО АГРЕГАТА И ВЕДУЩИХ КОЛЕС С ДОРОГОЙ

Особенностью машинных агрегатов транспортных машин является наличие сцеплений двух типов: фрикционной муфты между двигателем и коробкой передач и сцепления колес с дорогой. Простейшая модель сцепления силового агрегата, которая реализует зависимость нарастания момента $M_C = M_{C0}(1 - e^{-Kt})$ при включении сцепления, показана на рис. 1.10. Напряжение Y_C , соответствующее моменту M_C , получается с помощью интегратора 1 и сумматора 2. На вход сумматора 2, помимо напряжения выхода интегратора 1, подается напряжение $-Y_{C0}$. В начальный момент времени

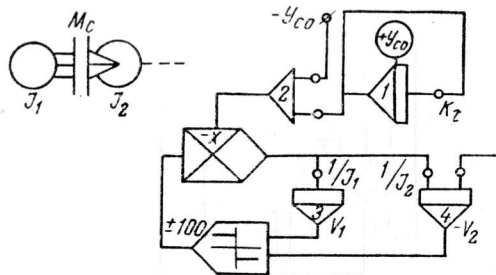


Рис. 1.10. Простейшая модель фрикционного сцепления силового агрегата

напряжение на выходе сумматора 2 равно нулю. В дальнейшем напряжение на выходе интегратора 1 снижается, а напряжение на выходе сумматора 2 растет по закону

$$Y_C = Y_{C0}(1 - e^{-K_T t}), \quad (1.28)$$

где $K_T = K/\mu_T$; μ_T — масштаб времени.

Устройства умножения и «сухого трения» составляют схему, следящую за знаком относительной скорости и присваивающую этот знак моменту сцепления Y_C . Пока $V_1 > V_2$, момент трения, имеющий знак «+», разгоняет массу 2 и тормозит массу 1. При $V_1 < V_2$ момент трения меняет знак, начинает разгонять массу 1 и тор-

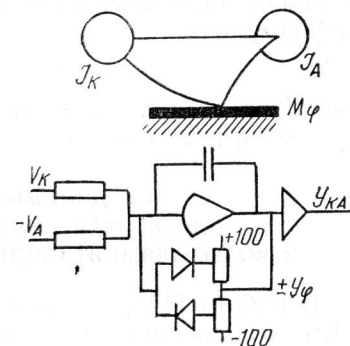


Рис. 1.11. Модель сцепления ведущих колес с дорогой

мозить массу 2. При прекращении буксования сцепления (после выравнивания скоростей масс 1 и 2) момент трения начинает совершать высокочастотные колебания таким образом, чтобы среднее его значение

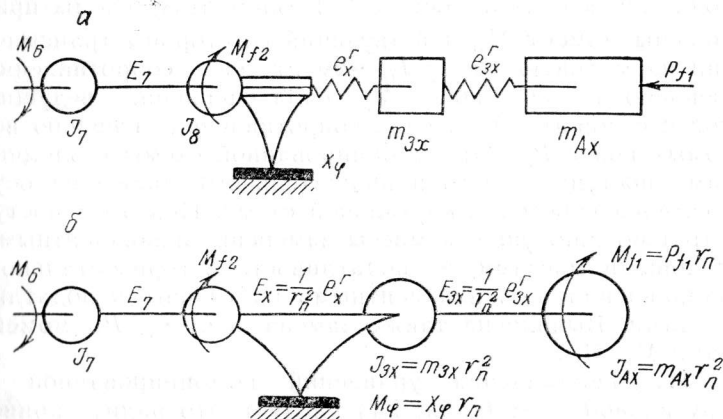


Рис. 1.12. Динамические схемы «двигатель—масса автомобиля»: а — комбинированная; б — эквивалентная крутильная

было достаточным для поддержания движения масс 1 и 2 как одного целого. Повторное буксование сцепления начинается, когда величина момента трения Y_C в сцеплении окажется недостаточной для удержания масс 1 и 2 как одного целого.

Простейшая модель сцепления колес с дорогой представляет собой упругое звено, интегратор которого имеет ограничение выходного напряжения (рис. 1.11). Величина ограничивающего напряжения определяется по формуле

$$Y_\Phi = M_\Phi \mu_y, \quad (1.29)$$

где M_Φ — момент сцепления ведущих колес с дорогой; μ_y — масштаб момента.

1.4. ДИНАМИЧЕСКАЯ СХЕМА «ДВИЖИТЕЛЬ — МАССА АВТОМОБИЛЯ» В КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЕ МАШИННОГО АГРЕГАТА

В работе [1] рассмотрена динамическая схема (рис. 1.12), содержащая маховые массы ведущих колесных узлов J_7 и резино-кордной оболочки ведущих колес J_8 , поступательно движущиеся массы ведущего моста m_{ax} и автомобиля m_{Ax} , крутильную податливость шин ведущих колес E_7 , податливости в горизонтальном направлении резино-кордной оболочки ведущих колес e_x^r и подвески ведущего моста e_{zx}^r . К элементам схемы приложены момент M_6 , действующий со стороны трансмиссии на маховую массу J_7 , момент сил сопротивления качению ведущих колес M_{f2} , сила сцепления ведущих колес с дорогой X_Φ и сила сопротивления качению ведомых колес P_{f1} . От комбинированной схемы с элементами поступательного и вращательного движения осуществлен переход к крутильной схеме. При этом поступательно движущиеся массы заменены эквивалентными маховыми массами, а податливости в горизонтальном направлении — эквивалентными крутильными податливостями. Выполнена также замена сил X_Φ , P_{f1} моментами M_Φ , M_{f1} .

Из сопоставления уравнений комбинированной и крутильной схем (табл. 1.1) следует, что радиус приведения r_{II} в общем случае может быть любым. Целесообразно принимать $r_{II} = r_{к0} = r$.

Уравнения движения комбинированной и крутильной схем решаются при помощи одной блок-схемы. На рис. 1.13 представлена блок-схема, в которой обозначение коэффициентов передачи и напряжений произведено применительно к крутильной схеме. Напряжения V_i , Y_i соответствуют скоростям ω_i и моментам M_i .

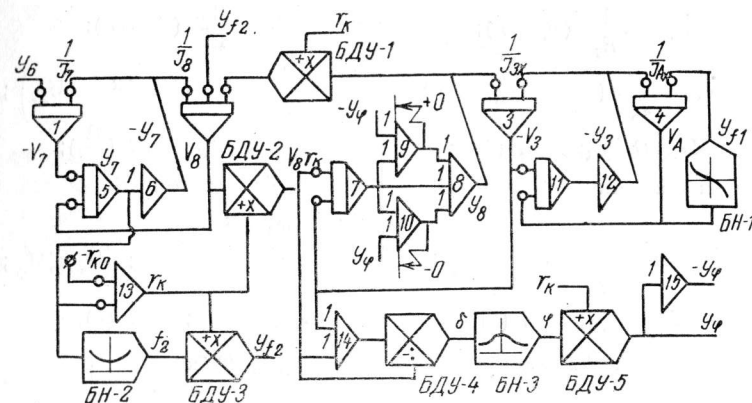


Рис. 1.13. Блок-схема системы «двигатель—масса автомобиля»

Модель сцепления колес с дорогой работает в блок-схеме следующим образом. Напряжение на выходе сумматора 9 (Y_9) ограничено сверху величиной $+0$, а напряжение на выходе сумматора 10 (Y_{10}) — снизу величиной -0 . Когда на выходе интегратора 7 напряжение Y_7 больше Y_Φ , получаем

$$Y_9 = -Y_7 + Y_\Phi; \quad Y_{10} = 0. \quad (1.30)$$

При этом напряжение на выходе сумматора 8 равно

$$Y_8 = -Y_7 + (Y_7 - Y_\Phi) = -Y_\Phi. \quad (1.31)$$

Аналогичное соотношение с переменной знаков имеем, когда $Y_7 < -Y_\Phi$. В случае $|Y_7| \leq Y_\Phi$

$$Y_9 = 0; \quad Y_{10} = 0; \quad Y_8 = -Y_7. \quad (1.32)$$

Таким образом, напряжение Y_8 всегда равно меньшему (по абсолютной величине) из двух напряжений: напряжению Y_7 или ограничивающему напряжению Y_Φ . Причем знак Y_8 — обратный знаку напряжения Y_7 .

Таблица 1.1. Уравнения динамической системы
«двигатель — масса автомобиля»

Комбинированная схема	Крутильная схема
$\dot{\omega}_7 = \frac{1}{J_7} (M_6 - M_7);$	$\dot{\omega}_7 = \frac{1}{J_7} (M_6 - M_7);$
$\dot{M}_7 = \frac{1}{E_7} (\omega_7 - \omega_8);$	$\dot{M}_7 = \frac{1}{E_7} (\omega_7 - \omega_8);$
$\dot{\omega}_8 = \frac{1}{J_8} (M_7 - X_8 r_{\text{К}} - M_{f_2});$	$\dot{\omega}_8 = \frac{1}{J_8} \left(M_7 - M_8 \frac{r_{\text{К}}}{r_{\text{П}}} - M_{f_2} \right);$
$M_{f_2} = G_2 f_2 r_{\text{К}}; \dot{f}_2 = F (M_7);$	$M_{f_2} = G_2 f_2 r_{\text{К}}; \dot{f}_2 = F (M_7);$
$r_{\text{К}} = r_{\text{К}0} - \lambda_{\text{К}} M_7; v_{8x} = \omega_8 r_{\text{К}};$	$r_{\text{К}} = r_{\text{К}0} - \lambda_{\text{К}} M_7;$
$\dot{X}_8 = \frac{v_{8x} - v_{3x}}{e_x^r}; X \leq X_{\varphi};$	$\dot{M}_8 = \frac{\omega_8 \frac{r_{\text{К}}}{r_{\text{П}}} - \omega_3}{E_x}; M_8 \leq M_{\varphi};$
$X_{\varphi} = G_2 \varphi; \varphi = F (\delta);$	$M_{\varphi} = G_2 \varphi r_{\text{П}}; \varphi = F (\delta);$
$\delta = \frac{v_{8x} - v_{3x}}{v_{8x}};$	$\delta = \frac{\omega_8 r_{\text{К}} - \omega_3 r_{\text{П}}}{\omega_8 r_{\text{К}}};$
$\dot{v}_{3x} = \frac{1}{m_{3x}} (X_8 - X_3);$	$\dot{\omega}_3 = \frac{1}{J_{3x}} (M_8 - M_3);$
$\dot{X}_3 = \frac{1}{e_{3x}^r} (v_{3x} - v_{Ax});$	$\dot{M}_3 = \frac{1}{E_{3x}} (\omega_3 - \omega_A);$
$\dot{v}_{Ax} = \frac{1}{m_{Ax}} (X_3 - P_{f_1});$	$\dot{\omega}_A = \frac{1}{J_{Ax}} (M_3 - M_{f_1});$
$P_{f_1} = G_1 f_1; \dot{f}_1 = F (v_{Ax})$	$M_{f_1} = G_1 f_1 r_{\text{П}}; \dot{f}_1 = F (\omega_A)$

G_1, G_2 — нормальная нагрузка соответственно на ведомые и ведущие колеса;

f_1, f_2 — коэффициенты сопротивления качению ведомого и ведущего колес;

$r_{\text{К}}$ — радиус качения ведущего колеса;

$r_{\text{К}0}$ — радиус качения колеса в ведомом режиме (принят постоянным);

$\lambda_{\text{К}}$ — коэффициент тангенциальной эластичности;

φ — коэффициент сцепления;

δ — коэффициент буксования (скольжения);

$$M_i = \frac{1}{r_{\text{П}}} X_i; \omega_i = \frac{1}{r_{\text{П}}} v_{ix}; J_i = m_i r_{\text{П}}^2; E_i = \frac{1}{r_{\text{П}}^2} e_i^r;$$

$r_{\text{П}}$ — радиус приведения сил, скоростей, моментов инерции, податливостей.

Рассмотренная схема не является единственно возможной. В настоящее время используется большое количество различных схем, которые приводятся в следующем подпараграфе.

1.4.1. Динамические схемы «двигатель — масса автомобиля», применяемые в динамике автомобиля, трактора, локомотива

1. Наиболее распространена в динамике автомобиля схема 1.1, изображенная на рис. 1.14, а. Она содержит маховую массу двигателя $J_{\text{К}}$, крутильную податливость двигателя $E_{\text{К}}$ и приведенную к маховой массе $J_{\text{А}}$ поступательно движущуюся массу машины $m_{\text{А}}$.

Эта схема используется при моделировании процессов, происходящих без пробуксовки двигателя. В некоторых случаях полагают, что максимальные нагрузки возникают в трансмиссии при отсутствии буксования ведущих колес [2].

2. Схемы без массы $J_{\text{А}}$ (рис. 1.14, б). Схема 2.1 используется в тех случаях, когда масса $J_{\text{А}}$ настолько велика, что ее влиянием на динамику процессов можно пренебречь и она заменяется заделкой. В работе [3] предполагается, что пока упругий момент на колесе не превышает момента сопротивления покоя, масса $J_{\text{А}}$ должна быть заменена заделкой. Схема 2.2 применяется при решении ряда задач динамики локомотива [4]. Предполагается, что динамическая схема трансмиссии заканчивается маховой массой ведущих колес $J_{\text{К}}$, к которой приложен момент сил сопротивления.

3. Схемы с разнесенными элементами двигателя (рис. 1.11, в). Схема 3.1 соответствует представлению шины как двухмассового тела [5]. При этом половина момента инерции боковины с беговой частью $J_{\text{К}}''$ присоединена к массе $J_{\text{А}}$. Схема 3.2 использована авторами в работе [6] при определении максимальных динамических нагрузок трансмиссии. Двигатель представлен также в виде двухмассового тела. Массы двигателя $J_{\text{К}}', J_{\text{К}}''$ и автомобиля $J_{\text{А}}$ образуют разветвление на податливости $E_{\text{К}}$. Масса $J_{\text{К}}''$ опирается на дорожную поверхность, и при отсутствии буксования скорость этой

массы равна нулю. В. В. Коноваловым [7] предложена модель шины (схема 3.3), содержащая приведенный момент инерции шины $J_{ш}$, крутильную податливость протектора $E_{фп}$, расположенную между $J_{ш}$ и заделкой, и крутильную податливость каркаса.

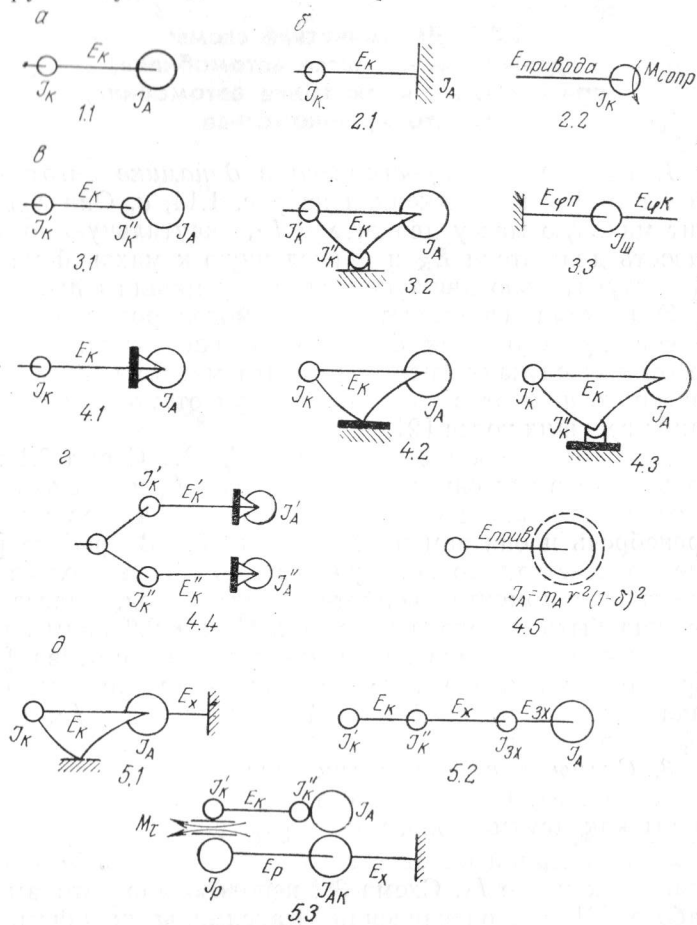


Рис. 1.14. Динамические схемы «двигатель—масса автомобиля», применяемые в динамике автомобиля, трактора, локомотива: а — наиболее распространенная в динамике автомобиля; б — без массы машины; в — с разнесенными элементами двигателя; г — с учетом возможности пробуксовки двигателя; д — с учетом податливости системы в продольном направлении

4. Схемы, учитывающие возможность пробуксовки двигателя (рис. 1.14, г). Схемы 4.1 и 4.2 очень распространены в динамике автомобиля. Начало буксования в обеих схемах происходит при превышении упругим моментом M_K в звене E_K величины $M_{ф}$, прекращение буксования — при выполнении условия $|M_K| < M_{ф}$. В схеме 4.3 [6] буксование двигателя прекращается, когда скорость массы J''_K становится равной нулю. Схема 4.4 [8] используется в ряде случаев в динамике трактора. Массу трактора J_A разделяют на части по числу буксующих элементов двигателя. Схема 4.5 также применяется в динамике трактора. Масса трактора пересчитывается с учетом буксования двигателя исходя из равенства энергий поступательно движущейся массы m_A и эквивалентной ей маховой массы J_A [9, 10].

5. Схемы, учитывающие податливость системы в продольном направлении (рис. 1.14, д). Схема 5.1 применена одним из авторов в работе [11] при моделировании динамических процессов в системе «трансмиссия — подвеска» на неровной дороге. Принято, что в результате кинематического возбуждения со стороны микронеровностей дороги происходят колебания подвески, крутильные колебания трансмиссии, а также колебания массы автомобиля относительно неподвижного центра пятна контакта шины, которым, помимо крутильной податливости E_K , препятствует податливость в продольном направлении E_x . Схема 5.2 [12] аналогична рассмотренной в начале параграфа 1.4 схеме. Отличие состоит в неучете дифференциальной упругой связи в виде разветвления на податливости E_x (см. рис. 1.12), связывающей массы J''_K (J_B) и $J_{зх}$ с опорной поверхностью, и неучете возможности пробуксовки двигателя. Схема 5.3 использована в работе [13] для моделирования динамических процессов при торможении автобуса. В этой схеме M_t — тормозной момент в контакте барабан — колодка; J_p — момент инерции заднего моста и закрепленных на нем деталей относительно оси ведущих колес; $J_{лк}$ — момент инерции автомобиля относительно оси ведущих колес; E_p — податливость ресор на выкручивание; E_x — суммарная податливость подвески и шин, препятствующая продольному повороту автомобиля относительно оси ведущих колес.

1.4.2. Разработка и исследование динамических моделей системы «двигатель — масса автомобиля»

Из-за разнообразия применяемых динамических схем в настоящее время нет общепринятой модели системы «двигатель — масса автомобиля». Поэтому необходимо исследовать возможные пути схематизации

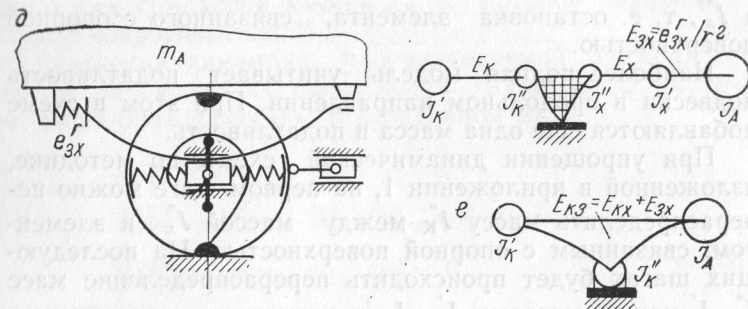
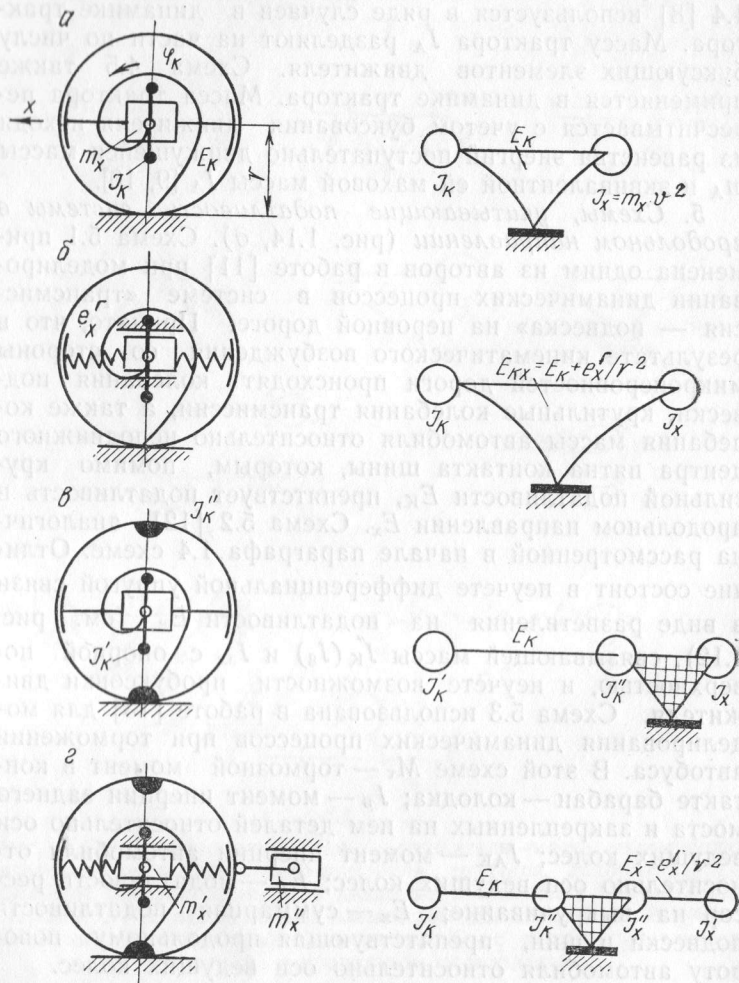


Рис. 1.15. Схематизация системы «двигатель—масса автомобиля» (слева—механические модели, справа—динамические схемы): а — простейшая модель; б — учет податливости двигателя в продольном направлении; в — масса двигателя разнесена на две массы; г — то же с учетом податливости подвески в продольном направлении; д — наиболее полная модель с учетом податливости подвески; е — динамическая модель, полученная в результате упрощения

этой системы и обосновать рациональную расчетную динамическую схему.

Схематизация по последовательно усложняющимся вариантам представлена на рис. 1.15. Простейшая схема включает маховую массу J_K и крутильную податливость E_K двигателя, а также поступательно движущуюся массу m_x , которая может рассматриваться как массы двигателя и присоединенные к ней другие массы, в том числе и масса автомобиля.

Учет податливости e_x двигателя в горизонтальном направлении сводится к переходу в расчетной схеме от податливости E_K к податливости $E_{Kx} = E_K + e_x^r/r^2$, где r — радиус приведения, обычно принимаемый равным радиусу колеса.

Разнесение массы J_K на две подвижные маховые массы J'_K и J''_K приводит к образованию разветвления на массе с двумя степенями свободы. Это разветвление связано с массами J'_K, J''_K , а своим третьим элементом соединено с возможностью пробуксовки с опорной поверхностью. При пробуксовке двигателя на массы J'_K и J''_K действует момент M_{ϕ} . Условие прекращения буксования является выравнивание скоростей масс J'_K

и J_x'' , т. е. остановка элемента, связанного с опорной поверхностью.

Наиболее полная модель учитывает податливость подвески в продольном направлении. При этом в схеме добавляются еще одна масса и податливость.

При упрощении динамической схемы по методике, изложенной в приложении 1, на первом шаге можно перераспределить массу J_K'' между массой J_x'' и элементом, связанным с опорной поверхностью. На последующих шагах будет происходить перераспределение масс J_x'' , J_x' между массами J_K' , J_A и элементом, связанным с опорной поверхностью. В результате получим схему, показанную на рис. 1.15, е. В первом приближении можно полагать, что элемент, связанный с опорной поверхностью, обладает массой J_K'' , а массы J_x' , J_x'' присоединены к массе автомобиля и образуют массу J_A . Податливость разветвления, соединяющего массы J_K' , J_K'' и J_A , равна сумме приведенных податливостей элементов системы $E_{K3} = E_K + E_x + E_{ax}$. Полученная после упрощения схема может быть использована при решении широкого круга задач динамики трансмиссии.

Частотные свойства динамической схемы с элементами J_K' , J_K'' , J_A , E_{K3} близки к свойствам наиболее распространенной и апробированной в расчетах схемы с элементами J_K , J_A , E_K . Это объясняется тем, что можно полагать $J_K \approx 0,5J_K'$, а $E_{K3} \approx (1,5-5)E_K$. Более точная оценка соотношения величин E_{K3} и E_K затруднена из-за ограниченных сведений в научно-технической литературе по податливости шин и подвески в продольном направлении.

1.5. ДИНАМИЧЕСКАЯ СХЕМА АГРЕГАТА, СОДЕРЖАЩЕГО ГИДРОТРАНСФОРМАТОР

Динамическая схема системы с гидротрансформатором показана на рис. 1.16. Насосное и турбинное колеса и реактор обозначены соответственно Н, Т, Р. Насосное колесо, имеющее момент инерции J_H , связано через упругое звено $E_{дн}$ с маховой массой $J_д$, к которой приложен активный момент $M_д$. Турбинное колесо, имеющее момент инерции J_T , связано через упругое

звено $E_{ТА}$ с маховой массой J_A , к которой приложен момент сопротивления M_f .

Уравнения динамики рассматриваемой системы с учетом динамических процессов в гидротрансформаторе могут быть записаны в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} J_д \ddot{\varphi}_д + M_{дн} &= M_д; \\ J_H \ddot{\varphi}_H - M_{дн} + M_{нг}(\varphi_H, \varphi_T, Q) &= 0; \\ Q(M_{нг}, M_{гт}, \varphi_H, \varphi_T) &= 0; \\ J_T \ddot{\varphi}_T - M_{гт}(\varphi_H, \varphi_T, Q) + M_{ТА} &= 0; \\ J_A \ddot{\varphi}_A - M_{ТА} &= -M_f. \end{aligned} \right\} (1.33)$$

Здесь $M_{дн}$ и $M_{ТА}$ — упругие моменты: $M_{дн} = (\varphi_д - \varphi_H)/E_{дн}$; $M_{ТА} = (\varphi_T - \varphi_A)/E_{ТА}$.

Для описания динамики гидротрансформатора используем обобщенные уравнения Эйлера [14] и уравнения баланса энергии для динамики потока рабочей жидкости гидротрансформатора [15], записанные таким образом, как это сделано в работе [16]:

$$\left. \begin{aligned} M_{нг} &= \rho(r_{н2}C_{ин2} - r_{н1}C_{ин1})Q + \rho J_{жн} \ddot{\varphi}_H - \rho F_{лн} \dot{Q}; \\ -M_{гт} &= \rho(r_{т2}C_{ин2} - r_{т1}C_{ин1})Q + \rho J_{жт} \ddot{\varphi}_T - \rho F_{лт} \dot{Q}; \\ \frac{\eta(i) M_{нг} \dot{\varphi}_H}{Q} - \frac{M_{гт} \dot{\varphi}_T}{Q} &= \\ &= \rho \dot{Q} \left(\frac{1}{L_m} - F_{лн} \frac{\dot{\varphi}_H}{Q} - F_{лт} \frac{\dot{\varphi}_T}{Q} \right) + \\ &+ \rho \ddot{\varphi}_H \left(I_{жн} \frac{\dot{\varphi}_H}{Q} - F_{лн} \right) + \\ &+ \rho \ddot{\varphi}_T \left(I_{жт} \frac{\dot{\varphi}_T}{Q} - F_{лт} \right), \end{aligned} \right\} (1.34)$$

где $i = \varphi_T/\varphi_H$; ρ — плотность рабочей жидкости; $I_{жк}$ — полярный момент инерции жидкости в межлопаточных каналах; $F_{лн} = \int_{\varphi_0} r^2 d\varphi = r_{ср}^2 \varphi_0$ — конфигурационный фактор (φ_0 —

угол охвата линии тока, определяемый положением участков входа и выхода жидкости в лопастное колесо; $r_{ср}$ — среднее значение радиуса); $1/L_m$ — геометрическая характеристика круга циркуляции гидротрансформатора.

В практических расчетах удобно использовать вместо уравнений Эйлера статические характеристики гидротрансформатора: коэффициент момента $\lambda_H(i)$, коэффициент трансформации $K(i)$ и к.п.д. $\eta(i)$, которые

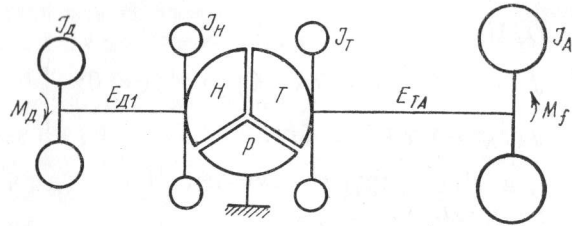


Рис. 1.16. Динамическая схема системы с гидротрансформатором

обычно известны. При этом два первых уравнения системы (1.34) можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned} M_{НГ} &= \gamma D_a^5 \lambda_H(i) \dot{\varphi}_H^2 + \rho I_{жн} \ddot{\varphi}_H - \rho F_{лн} \dot{Q}; \\ -M_{ГТ} &= -\gamma D_a^5 K(i) \lambda_H(i) \dot{\varphi}_H^2 + \rho I_{жт} \ddot{\varphi}_T - \rho F_{лт} \dot{Q}. \end{aligned} \right\} (1.35)$$

Здесь γ — удельный вес рабочей жидкости; D_a — активный диаметр гидротрансформатора.

Третье уравнение представим в несколько ином виде, более удобном для моделирования на АВМ. Учитывая, что

$$\begin{aligned} \frac{M_{НГ} \dot{\varphi}_H}{Q} &= \gamma D_a^5 \frac{\lambda_H(i) \dot{\varphi}_H^3}{Q} + \\ &+ \rho I_{жн} \frac{\ddot{\varphi}_H \dot{\varphi}_H}{Q} - \rho F_{лн} \frac{\dot{Q} \dot{\varphi}_H}{Q}; \\ -\frac{M_{ГТ} \dot{\varphi}_T}{Q} &= -\gamma D_a^5 \frac{K(i) \lambda_H(i) \dot{\varphi}_H^2 \dot{\varphi}_T}{Q} + \\ &+ \rho I_{жт} \frac{\ddot{\varphi}_T \dot{\varphi}_T}{Q} - \rho F_{лт} \frac{\dot{Q} \dot{\varphi}_T}{Q}, \end{aligned}$$

после вычитания этих уравнений из третьего имеем

$$\begin{aligned} \frac{\eta(i) M_{НГ} \dot{\varphi}_H}{Q} - \frac{M_{НГ} \dot{\varphi}_H}{Q} &= \frac{\rho}{L_m} \dot{Q} - \rho F_{лн} \ddot{\varphi}_H - \\ - \rho F_{лт} \ddot{\varphi}_T - \gamma D_a^5 \frac{\lambda_H(i) \dot{\varphi}_H^3}{Q} &+ \gamma D_a^5 \frac{K(i) \lambda_H(i) \dot{\varphi}_H^2 \dot{\varphi}_T}{Q}. \end{aligned}$$

С учетом равенств $K(i) \lambda_H(i) \dot{\varphi}_H^2 \dot{\varphi}_T = K(i) i \lambda_H(i) \dot{\varphi}_H^3$; $K(i) i = \eta(i)$ получаем уравнение для расхода круга циркуляции

$$\begin{aligned} \frac{\rho}{L_m} \dot{Q} &= \frac{K(i) i M_{НГ} \dot{\varphi}_H}{Q} - \frac{M_{НГ} \dot{\varphi}_H}{Q} + \gamma D_a^5 \frac{\lambda_H(i) \dot{\varphi}_H^3}{Q} - \\ - \frac{K(i) i \lambda_H(i) \dot{\varphi}_H^3}{Q} &+ \rho F_{лн} \ddot{\varphi}_H + \rho F_{лт} \ddot{\varphi}_T. \end{aligned} \quad (1.36)$$

Блок-схема, соответствующая рассмотренной модели, с учетом уравнений динамики гидротрансформатора (1.35) и (1.36) представлена на рис. 1.17. Блок-схема реализует уравнения движения (1.33) для машинных переменных V и Y , которые являются аналогами угловых скоростей $\omega = \dot{\varphi}$ и крутящих моментов M динамической схемы:

$$\left. \begin{aligned} 1) \dot{V}_д &= \frac{1}{J_д} (Y_д - Y_{дн}); \\ 2) \dot{V}_Н &= \frac{1}{J_Н} (Y_{дн} - Y_{нг}); \\ 3) \dot{Q} &= \frac{L_m}{\rho} \left(\frac{K(i) i Y_{нг} V_Н}{Q} - \frac{Y_{нг} V_Н}{Q} + \right. \\ &+ \gamma D_a^5 \frac{\lambda_H(i) V_Н^3}{Q} - \gamma D_a^5 \frac{K(i) i \lambda_H(i) V_Н^3}{Q} + \\ &\left. + \rho F_{лн} \dot{V}_Н + \rho F_{лт} \dot{V}_Т \right); \\ 4) \dot{V}_Т &= \frac{1}{J_Т} \times \\ \times (Y_{гт} - Y_{та}); & 5) \dot{V}_А = \frac{1}{J_А} (Y_{та} - Y_f); \end{aligned} \right\} (1.37)$$

$$6) \dot{Y}_{ДН} = \frac{1}{E_{ДН}} (V_{Д} - V_{Н});$$

$$7) Y_{НГ} = \gamma D_a^5 \lambda_{Н} (i) V_{Н}^2 + \rho I_{жН} \dot{V}_{Н} - \rho F_{лн} \dot{Q};$$

$$8) Y_{ГТ} = \gamma D_a^5 K (i) \lambda_{Н} (i) V_{Н}^2 - \rho I_{жТ} \dot{V}_{Т} + \rho F_{лт} \dot{Q};$$

$$9) \dot{Y}_{ТА} = \frac{1}{E_{ТА}} (V_{Т} - V_{А}).$$

Как отмечено в работе [17], во многих случаях при исследованиях вынужденных колебаний систем с гидротрансформатором могут быть использованы его статические характеристики. Уравнения движения рассматриваемой системы с гидротрансформатором без учета динамики потока рабочей жидкости в машинных переменных имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} 1) \dot{V}_{Д} &= \frac{1}{J_{Д}} (Y_{Д} - Y_{ДН}); \\ 2) \dot{V}_{Н} &= \frac{1}{J_{Н}} (Y_{ДН} - Y_{Н}); \\ 3) \dot{V}_{Т} &= \frac{1}{J_{Т}} (Y_{Т} - Y_{ТА}); \\ 4) \dot{V}_{А} &= \frac{1}{J_{А}} (Y_{ТА} - Y_{f}); \\ 5) \dot{Y}_{ДН} &= \frac{1}{E_{ДН}} (V_{Д} - V_{Н}); \\ 6) Y_{НГ} &= \gamma D_a^5 \lambda_{Н} (i) V_{Н}^2; \\ 7) Y_{ГТ} &= K (i) Y_{Н}; \\ 8) \dot{Y}_{ТА} &= \frac{1}{E_{ТА}} (V_{Т} - V_{А}). \end{aligned} \right\} (1.38)$$

Блок-схема, реализующая эти уравнения, показана на рис. 1.18.

Линеаризация уравнений гидротрансформатора. Во многих случаях исследование динамики системы с гид-

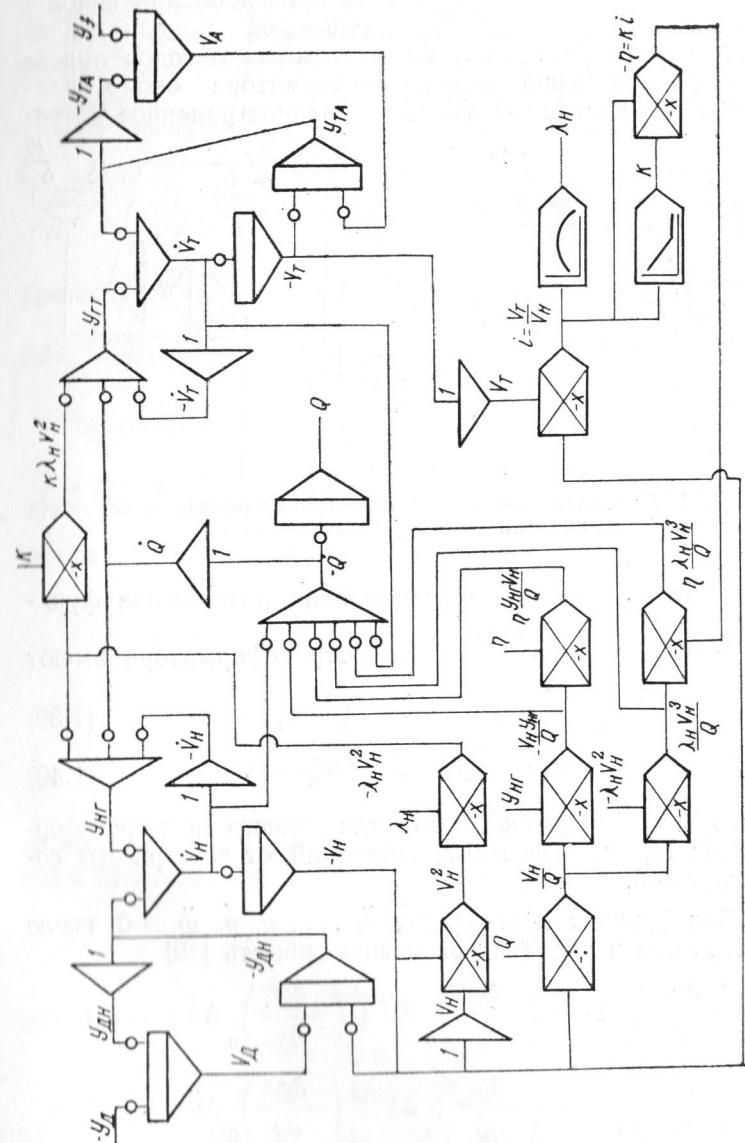


Рис. 1.17. Блок-схема системы с гидротрансформатором, учитывающая динамику потока рабочей жидкости

ротрансформатором с достаточной для практических расчетов точностью может быть проведено при использовании линеаризованной статической модели гидротрансформатора. Одним из возможных методов линеаризации уравнений гидротрансформатора около средней точки колебаний является распространенное в тео-

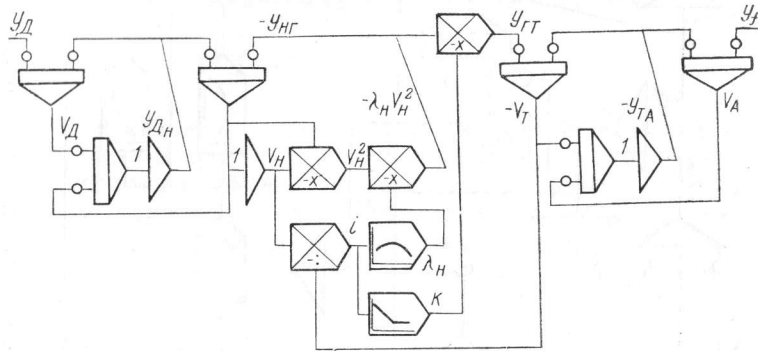


Рис. 1.18. Блок-схема системы с гидротрансформатором без учета динамики потока рабочей жидкости

рии автоматического регулирования разложение функции в ряд Тейлора [18].

Нелинейные уравнения гидротрансформатора имеют вид

$$M_H - R\lambda_H(i)\omega_H^2 = 0; \quad (1.39)$$

$$M_T - RK(i)\lambda_H(i)\omega_H^2 = 0. \quad (1.40)$$

Здесь $R = K_c \gamma D_a^5$ — константа для данного гидротрансформатора; K_c — коэффициент, зависящий от размерности сомножителей.

Для функции вида $\varphi(x, \dot{x}, \ddot{x}, \dots, y, \dot{y}, \ddot{y}) = 0$ после разложения в ряд Тейлора можно записать [19]

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)_0 \Delta x + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \dot{x}} \right)_0 \Delta \dot{x} + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \ddot{x}} \right)_0 \Delta \ddot{x} + \dots + \\ & + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y} \right)_0 \Delta y + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \dot{y}} \right)_0 \Delta \dot{y} + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \ddot{y}} \right)_0 \Delta \ddot{y} + \dots \approx 0. \end{aligned} \quad (1.41)$$

Индекс «0» указывает, что значение параметра относится к средней точке колебаний.

Используя выражение (1.41), применительно к уравнению (1.39) получим

$$\Delta M_H = R\omega_{H0} \left(2\lambda_H \Delta\omega_H + \frac{\partial \lambda_H}{\partial i} \Delta i \omega_{H0} \right). \quad (1.42)$$

С учетом

$$\Delta i = \Delta \left(\frac{\omega_T}{\omega_H} \right) = \frac{\omega_H \Delta\omega_T - \omega_T \Delta\omega_H}{\omega_H^2} \quad (1.43)$$

уравнение (1.42) принимает вид

$$\Delta M_H = R\omega_{H0} \left[\left(2\lambda_H - \frac{\partial \lambda_H}{\partial i} i \right) \Delta\omega_H + \frac{\partial \lambda_H}{\partial i} \Delta\omega_T \right]. \quad (1.44)$$

По аналогии с учетом выражения (1.43) и выражений

$$f = K(i)\lambda_H(i); \quad \frac{\partial f}{\partial i} \Delta i = \left(\frac{\partial K}{\partial i} \lambda_H + \frac{\partial \lambda_H}{\partial i} K \right) \Delta i \quad (1.45)$$

запишем в преобразованном виде уравнение (1.40):

$$\begin{aligned} \Delta M_T = R\omega_{H0} \times \\ \times \left[\left(2K\lambda_H - \frac{\partial K}{\partial i} \lambda_H i - \frac{\partial \lambda_H}{\partial i} K i \right) \Delta\omega_H + \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial K}{\partial i} \lambda_H + \frac{\partial \lambda_H}{\partial i} K \right) \Delta\omega_T \right]. \end{aligned} \quad (1.46)$$

Таким образом, для описания динамики гидротрансформатора на основе уравнений (1.44) и (1.46) получаем следующие линейные уравнения:

$$\left. \begin{aligned} \dot{M}_H &= A_1 \dot{\omega}_H + A_2 \dot{\omega}_T; \\ \dot{M}_T &= A_3 \dot{\omega}_H + A_4 \dot{\omega}_T, \end{aligned} \right\} \quad (1.47)$$

или

$$\left. \begin{aligned} M_H &= A_1 \omega_H + A_2 \omega_T; \\ M_T &= A_3 \omega_H + A_4 \omega_T, \end{aligned} \right\} \quad (1.48)$$

где $A_1 = R\omega_{H0} \left(2\lambda_H - \frac{\partial \lambda_H}{\partial i} i \right)$; $A_2 = R\omega_{H0} \frac{\partial \lambda_H}{\partial i}$; $A_3 =$

$$= R\omega_{H0} \left(2 K \lambda_H - \frac{\partial K}{\partial i} \lambda_{Hi} - \frac{\partial \lambda_H}{\partial i} K i \right); \quad A_4 = R\omega_{H0} \times$$

$$\times \left(\frac{\partial K}{\partial i} \lambda_H + \frac{\partial \lambda_H}{\partial i} K \right).$$

Для расчета коэффициентов A_1 — A_4 достаточно иметь статические характеристики гидротрансформатора, активный диаметр D_a , удельный вес рабочей жидкости γ и задать, исходя из режима работы гидропередачи, среднюю частоту вращения насосного колеса ω_{H0} и передаточное отношение i .

Уравнения динамики схемы, изображенной на рис. 1.16, при линеаризованной модели гидротрансформатора принимают вид

$$\left. \begin{aligned} 1) J_d \dot{\omega}_d + M_{дн} &= M_d; \\ 2) J_H \dot{\omega}_H - M_{дн} + A_1 \omega_H + A_2 \omega_T &= 0; \\ 3) J_T \dot{\omega}_T - A_3 \omega_H - A_4 \omega_T + M_{ТА} &= 0; \\ 4) J_A \dot{\omega}_A - M_{ТА} &= -M_f; \\ 5) E_{дн} \dot{M}_{дн} - \omega_d + \omega_H &= 0; \\ 6) E_{ТА} \dot{M}_{ТА} - \omega_T + \omega_A &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.49)$$

Во многих случаях из четырех коэффициентов наиболее сильное влияние на динамику системы оказывают коэффициент A_4 (обычно отрицательный), а также A_1 (обычно положительный). При этом гидротрансформатор можно рассматривать как элемент вязкого трения, обеспечивающий существенное демпфирование.

ДИНАМИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ТРАНСМИССИИ

Динамическая схема и блок-схема трансмиссии автомобиля 4×2 типа МАЗ-500А с разнесенной главной передачей представлены на рис. 2.1 и 2.2. Для решения многих задач динамики трансмиссий могут быть использованы более простые расчетные схемы. Выбор числа элементов и конфигурации расчетной схемы в каждом конкретном случае определяется содержанием решаемой задачи.

При исследовании установившихся колебательных процессов широко известна рекомендация [1] об использовании для трансмиссий автомобилей 4×2 четырехзвенной цепной расчетной схемы. По данным [2], для трансмиссий многоприводных машин высшая парциальная частота расчетной схемы должна в 2—2,5 раза превосходить верхнюю границу исследуемого частотного диапазона.

При изучении колебаний трансмиссии в условиях резонанса в работе [3] предлагается комбинированный метод, согласно которому предварительно упрощенную в соответствии с рекомендацией работы [2] схему упрощают далее методом динамической редукции. При этом для резонансной частоты определяют узлы колебаний, а затем на каждом участке, расположенном между узлами, все массы заменяют одной.

Перед выбором схем для расчета определенного вида нагрузок имеет место задача начальной схематизации трансмиссии и анализа колебательных свойств полученной при этом схемы. Этапы начальной схематизации и анализа колебательных свойств показаны на при-

Таблица 2.1. Расчет моментов инерции маховых масс $J \cdot 10$,

Маховая масса; упругое звено	Собственное значение
J_D	1,5
$J_{ВД}$	0,032
$J'_3 = J_{ПВ} + i_{II}^{-2} J_{ПР} +$ $+ i_{III}^{-2} J_{ШЗ} + i_{II}^{-2} J_{Ш2} +$ $+ i_I^{-2} J_{Ш1}$	$0,0017 + 0,397 \cdot 0,00922 + 0,565 \times$ $\times 0,00194 + 0,24 \cdot 0,0049 + 0,082 \times$ $\times 0,00644 = 0,0064$
J_{C34}	0,00426
$J_3 = J'_3 + J_{C34} + J_{C12}$	—
$J_{КВ1}$	$0,00181 + 0,00086 + (1/6) \cdot 0,0453 =$ $= 0,0102$
$J_{КВ2}$	$0,00374 + 0,00086 + (1/6) \cdot 0,0453 +$ $+ 0,00166 + 0,0561 \cdot 0,202 = 0,0251$
J_P	9,65
J_K	15,3
$J_A (m_A = 1615 \text{ кг}; r = 0,291 \text{ м})$	$(1615 \cdot 0,291^2) \cdot 10 = 1380$
$E_{ДФ}$	75,8
$E_{ПВ}$	8,2
$E_{В4}$	17,7
$E_{В3}$	16,0
$E_{В2}$	15,0
$E_{В1}$	13,7
$E_{КВ}$	$2 + 2,1 = 4,1$
$E_{ПО}$	6,8
E_P	7,02
E_K	0,97

различных автомобилей на этапе начальной схематизации целесообразно ориентироваться на схему определенной конфигурации. Для определения рациональной конфигурации трансмиссии было проведено упрощение исходных схем ряда автомобилей до однозвенной схемы методом парциальных частот. Результаты представлены в приложении 3.

кг·м², и податливостей упругих звеньев $E \cdot 10^5$, Н⁻¹·м⁻¹

Приведенное к первичному валу КП			
I	II	III	IV
	1,5		
	0,032		
0,00035	0,00102	0,00241	0,00426
0,00733	0,00904	0,0126	0,0173
0,000836	0,00245	0,00576	0,0102
0,00206	0,00603	0,0142	0,0251
0,044	0,13	0,306	0,541
0,0705	0,204	0,486	0,86
6,39	18,8	44,1	78
		75,8	
		8,2	
			17,7
	62,4	28,3	
167			
50	17,1	7,25	4,1
1476	503	214	121
1525	520	221	125
211	72	30,6	17,3

Выполненные исследования показали следующее. Упрощение исходных схем до пятизвенных происходит за счет объединения масс коробки и главной передачи. При этом пять упругих звеньев схемы соответствуют следующим реальным элементам трансмиссии: E_{12} — первичный вал; E_{23} — вторичный вал коробки передач; E_{34} — карданная передача; E_{45} — полуоси; E_{56} — шины.

Таблица 2.2. Параметры шестизвенной расчетной схемы: моменты инерции $J \cdot 10^{-4}$, кг·м², податливости $E \cdot 10^5$, Н⁻¹·м⁻¹, моменты M , Н·м, в приведении к первичному валу коробки передач ($M_{C0} = 182$; $M_T = 14$; $M_3 = 100$)

Передача	J'_1	J''_1	J_2	J_3	J_4	J_5	J_6	J_7
I			0,00733	0,00084	0,00206	0,044	0,0705	6,39
II	1,5	0,032	0,00904	0,00245	0,00603	0,13	0,204	18,8
III			0,0124	0,00576	0,0142	0,306	0,486	44,1
IV			0,0173	0,0102	0,0251	0,541	0,86	78

Передача	E_1^*	E_1	E_2	E_3	E_4	E_5	E_6	M_Φ
I			167	50	1476	1525	211	130
II	84	8,2	62,4	17,1	503	520	72	222
III			28,3	7,25	214	221	30,6	341
IV			17,7	4,1	121	125	17,3	454

Таблица 2.3. Полученные в эксперименте средние значения и коэффициенты вариации собственных частот и логарифмических декрементов машинного агрегата автомобиля ($m_A = 1615$ кг)

Передача	$\bar{\omega}$, рад/с (\bar{f} , Гц)	V_ω , %	$\bar{\delta}$	V_δ , %
I	15,2 (2,42)	3,72	0,681	14,3
II	22,7 (3,61)	2,91	0,695	19,3
III	32,1 (5,10)	4,33	0,665	14,6
IV	41,4 (6,58)	1,98	0,554	29,7

Порядок упрощения с учетом и без учета податливости демпфера одинаков.

При переходе от пятизвенной схемы к четырехзвенной на низших передачах в большинстве случаев объединяются звенья E_{23} и E_{34} , а на высших передачах — E_{12} и E_{23} . Во многих случаях порядок упрощения схем с демпфером и без демпфера отличается, поэтому у четырехзвенных схем нельзя однозначно определить соответствующие им реальные элементы трансмиссии различных автомобилей на различных передачах.

Таблица 2.4. Расчет параметров демпфирования $K\omega$, Н·м, машинного агрегата автомобиля полной массой 1615 кг

Параметр	Передача			
	I	II	III	IV
E_T/E ($E = E_T + E_P + E_K$)	0,505	0,530	0,570	0,615
E_P/E	0,435	0,413	0,378	0,338
E_K/E	0,060	0,057	0,052	0,047
δ_P/δ_T	8,0	8,0	8,0	8,0
δ_K/δ_T	2,35	2,35	2,35	2,35
$\delta_T = \frac{\delta}{E_T/E + E_P/E \left(\frac{\delta_P}{\delta_T}\right) + E_K/E \left(\frac{\delta_K}{\delta_T}\right)}$	0,165	0,175	0,178	0,161
$\delta_P = (\delta_P/\delta_T)\delta_T$	1,32	1,40	1,43	1,29
$\delta_K = (\delta_K/\delta_T)\delta_T$	0,388	0,412	0,410	0,380
$K_T^{(KB)}\omega = \delta_T/(\pi E_T^{(KB)})$	36,2	34,9	31,8	22,6
$K_T^{(PB)}\omega = K_T^{(KB)}\omega/i_{KP}^2$	2,97	8,36	18	22,6
$K_P^{(KB)}\omega = \delta_P/(\pi E_P^{(KB)})$	336	357	364	329
$K_5^{(PB)}\omega = K_P^{(KB)}\omega/i_{KP}^2$	27,5	86	206	329
$K_K^{(KB)}\omega = \delta_K/(\pi E_K^{(KB)})$	715	757	757	700
$K_6^{(PB)}\omega = K_K^{(KB)}\omega/i_{KP}^2$	58,6	240	427	700
$K_4^{(PB)}\omega = K_T^{(PB)}\omega(E_T/E_4)^2$	4,3	19,4	43,6	79
$K_3^{(PB)}\omega = \delta_{KB}/(\pi E_3^{(PB)})$	19,1	55,8	132	238
$K_2^{(PB)}\omega = \delta_{KP}/(\pi E_2^{(PB)})$	16,1	51	113	180
$K_{ДФ}^{(PB)}\omega = 4M_T/(\pi M_3 E_{ДФ}^{(PB)})$			235	
$K_1^{(PB)}\omega = K_{ДФ}^{(PB)}\omega(E_{ДФ}/E_1^*)^2$			193	

Примечание. ПВ — приведение к первичному валу, KB — к карданному валу.

Все сказанное позволяет на этапе начальной схематизации и предварительного исследования колебательных свойств трансмиссии рекомендовать схему с пятью упругими звеньями в цепной части, соответствующими основным валам трансмиссии.

Таблица 2.5. Результаты расчета частот собственных колебаний по шестизвенной динамической схеме при заблокированном (А) и при неблокированном (Б) демпфере сцепления

Передача	ω_1 , рад/с; f_1 , Гц	ω_2 , рад/с; f_2 , Гц	ω_3 , рад/с; f_3 , Гц	ω_4 , рад/с; f_4 , Гц	ω_5 , рад/с; f_5 , Гц	ω_6 , рад/с; f_6 , Гц	
А	I	15,62 2,49	162,0 25,8	281,0 44,7	1402 223	4172 664	6268 998
	II	24,09 3,83	161,7 25,7	284,2 45,2	1313 209	3891 619	6238 993
	III	35,58 5,66	162,3 25,8	276,0 43,9	1213 193	3521 560	6231 992
	IV	45,08 7,18	163,6 26,0	279,3 44,4	1108 176	3217 512	6191 985
Б	I	15,11 2,41	160,7 25,6	279,9 44,5	1028 164	1819 290	6261 996
	II	23,39 3,72	158,1 25,2	281,0 44,8	847,4 135	2008 320	6227 991
	III	33,40 5,32	154,7 24,6	269,9 43,0	705,3 112	2167 345	6221 990
	IV	40,94 6,52	151,1 24,0	270,0 43,0	624,2 99,3	2203 351	6184 984

Таблица 2.6. Собственные частоты однозвенных расчетных схем на передачах

Частота	I	II	III	IV	Комментарий
ω_1 , рад/с	20,46	33,26	47,18	60,35	Демпфер заблокирован, E_p не учтена
f_1 , Гц	3,27	5,29	7,50	9,57	
ω_1 , рад/с	20,07	30,59	42,40	50,73	Демпфер не заблокирован, E_p не учтена
f_1 , Гц	3,20	4,86	6,75	8,05	
ω_1 , рад/с	15,27	24,21	35,73	46,19	Демпфер заблокирован, E_p учтена
f_1 , Гц	2,43	3,85	5,68	7,35	
ω_1 , рад/с	15,11	23,48	33,42	41,43	Демпфер не заблокирован, E_p учтена
f_1 , Гц	2,40	3,74	5,32	6,58	

2.1. ДИНАМИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ТРАНСМИССИЙ С ОДНИМ ВЕДУЩИМ МОСТОМ (4×2)

Схема трансмиссии в составе машинного агрегата автомобиля с колесной формулой 4×2 представлена на рис. 2.5, а. Схема является кольцевой [4]. Массы ведущих колес и податливости шин левого и правого бортов обычно одинаковы. Это позволяет перейти к разветвленной схеме, показанной на рис. 2.5, б. Различие в податливостях полуосей, что иногда бывает при смещении редуктора ведущего моста к одному из колес по соображениям рациональной компоновки трансмиссии, не является препятствием для указанного перехо-

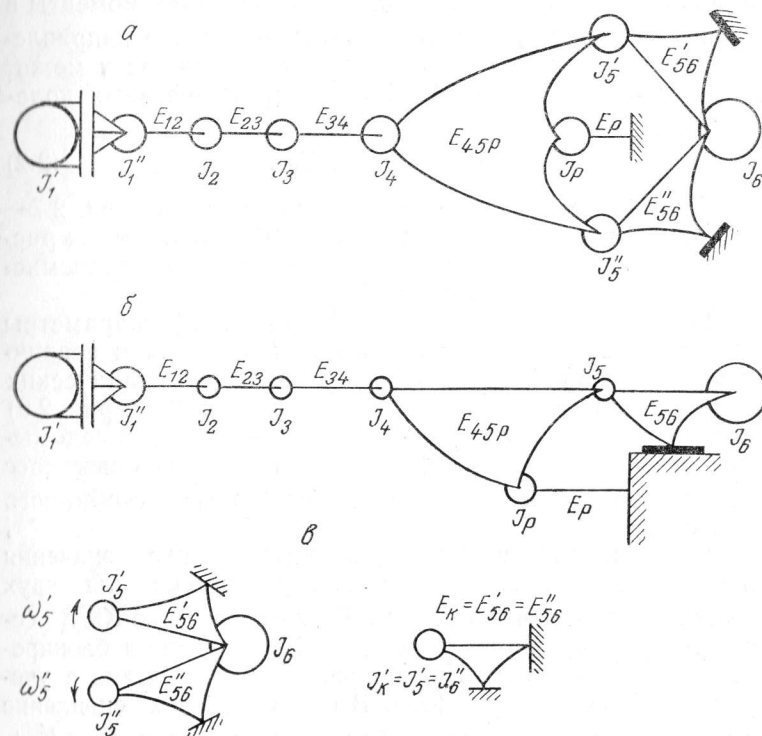


Рис. 2.5. Динамические схемы машинного агрегата автомобиля с колесной формулой 4×2: а — кольцевая; б — разветвленная (после объединения симметричных ветвей); в — схемы для расчета колебаний ведущих колес в противофазе

да. Во всех случаях при неблокированном симметричном межколесном дифференциале общая податливость моста за счет податливости левой $E_{л}$ и правой $E_{п}$ полуосей равна

$$E_{45p} = (E_{л} + E_{п})/4. \quad (2.1)$$

Кольцевая схема имеет семь ненулевых собственных частот, а разветвленная — шесть частот, равных шести частотам кольцевой схемы. Еще одну частоту получаем из рассмотрения колебаний маховых масс колесных узлов на податливостях шин в противофазе. Дифференциал не препятствует таким перемещениям маховых масс колес. Расчетные схемы данных колебаний показаны на рис. 2.5, в. При колебаниях моменты в звеньях E'_{56} и E''_{56} равны и противоположно направлены. Поэтому масса J_6 остается неподвижной и может быть заменена заделкой. Частота противофазных колебаний равна

$$\omega_K = \sqrt{1/J_K E_K}. \quad (2.2)$$

Применительно к рассмотренной схеме в табл. 2.7—2.9 даны параметры, а в табл. 2.10 — результаты расчета собственных частот динамических схем трансмиссий ряда отечественных автомобилей.

Представленные в настоящем параграфе параметры динамических схем трансмиссий приведены к первичному валу коробки передач. Для гидромеханических трансмиссий в табл. 2.7 (см. также табл. 2.9 и рис. 2.6) вместо значений масс, связанных с ведущими и ведомыми деталями сцепления, даны значения маховых масс J'_1 (двигателя и насосного колеса) и J''_1 (турбинного колеса).

В табл. 2.8 и 2.9 приведены также значения наивысших парциальных частот трансмиссии для двух состояний динамических схем. Верхнее значение $K_{\text{парц}}^{\text{max}}$ соответствует состоянию, когда демпфер сцепления заблокирован или отсутствует. Нижнее значение рассчитано с учетом податливости демпфера. В обоих случаях сцепление замкнуто и массы J'_1 и J''_1 объединены в массу $J_1 = J'_1 + J''_1$.

Наряду с параметрами автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-500А, имеющих разнесенную главную передачу с

Таблица 2.7. Приведенные к первичному валу КП моменты инерции масс $J \cdot 10, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

Передача	J'_1, J''_1	J_2	J_3	J_4	J_5	J_6	J_D
ГАЗ-53 А							
I	4,99	0,0468	0,0229	0,00358	0,18	8,02	0,136
II	0,209	0,0575	0,101	0,0158	0,78	35,4	0,596
III		0,0888	0,330	0,0527	2,56	115	1,95
IV		0,175	1,21	0,151	7,48	337	5,7
ЗИЛ-130							
ЗИЛ-130 В1							
I	9,87 0,32	0,284	0,0309 0,0307	0,0112 0,0113	0,246	10,5 17,7	0,111
II		0,286	0,110 0,109	0,0365 0,0370	0,812	34,6 58,2	0,365
III		0,300	0,350 0,348	0,117 0,120	2,60	111 185	1,17
IV		0,324	0,855 0,851	0,284 0,288	6,32	270 455	2,84
V		0,372	1,85 1,84	0,614 0,623	13,6	583 983	6,15
Автомобиль типа ЗИЛ-130В1 с гидромеханической передачей Allison MT-42							
I	6,42 0,99	0,592	0,0243	0,0195	0,486	35,1	0,22
II	6,42 0,87	0,73	1,05	0,0477	0,945	60,8	0,426
III	6,42 0,99	0,635	0,101	0,075	1,88	136	0,848
IV	6,42	0,73	1,24	0,189	3,64	252	1,64
V	0,87	0,186	1,34	0,282	7,07	508	3,18
VI	0,87	0,73	2,53	0,545	13,6	983	6,15
МАЗ-500							
I	37 0,87	0,821	0,532	0,0311	0,483	17,8	0,050
II		0,849	0,221	0,103	1,58	58,7	0,217
III		0,88	0,932	0,378	5,72	212	0,589
IV		0,920	3,15	1,19	18,3	679	1,89
V		0,874	5,27	1,95	30,1	1120	3,1

Передача	J_1', J_1''	J_2	J_3	J_4	J_5	J_6	J_D
МАЗ-500А							
I	37 0,87	0,931	0,0202	0,097	0,76	27,8	0,0777
II		0,916	0,181	0,316	2,47	90,6	0,253
III		1,01	0,638	1,15	9,05	328	0,927
IV		1,02	1,65	2,69	21,0	770	2,15
V		0,977	3,94	6,07	47,3	1740	4,85
Условный автомобиль «200»							
I	37 0,87	0,821	0,0533	0,028	0,483	17,8	0,0533
II		0,849	0,221	0,0922	1,58	58,7	0,232
III		0,88	0,932	0,333	5,72	212	0,628
IV		0,920	3,15	1,06	18,3	679	2,01
V		0,874	5,27	1,75	30,1	1120	3,31
Условный автомобиль «200А»							
I		0,932	0,0202	0,0972	0,76	27,8	0,0832
II		0,916	0,181	0,30	2,47	90,6	0,272
III		1,01	0,638	1,11	9,05	328	0,927
IV		1,02	1,65	2,56	21,0	770	2,30
V		0,977	3,94	5,74	47,3	1740	5,20

колесными редукторами, даны параметры, которыми обладали бы динамические схемы этих автомобилей при использовании ведущих мостов с двойной главной передачей в центральном редукторе. Такие автомобили обозначены «200» и «200А». Податливость полуосей этих автомобилей определена из условия их одинаковой напряженности с полуосями автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-500А.

Передаточное число двойной главной передачи «200А», состоящей из конической $i_{0к}$ и цилиндрической $i_{0ц}$ передач ($i_0 = i_{0к}i_{0ц} = 2,667 \cdot 2,71 = 7,24$), принято равным передаточному числу моста МАЗ-500А с разнесенной главной передачей.

Для полуосей автомобилей МАЗ-500А и «200А» на основании кривой усталости можно записать

$$\sigma_{500A}^6 N_{500A} = \sigma_{200A}^6 N_{200A}, \quad (2.3)$$

Таблица 2.8. Приведенные к первичному валу КП податливости звеньев $E \cdot 10^5$, $H^{-1} \cdot м^{-1}$, и парциальные частоты $K_{\text{парц}}^{\text{max}}$, рад/с

Передача	E_{12}, E_{12}^*	E_{23}	E_{34}	E_{45}	E_{56}	E_D	$K_{\text{парц}}^{\text{max}}, K_{\text{парц}}^{\text{*max}}$
ГАЗ-53А							
I	2,51, 21,9	24,1	204	3230	546	772	3067, 1643
II	2,28, 21,6	12,9	52,5	725	123	176	2992, 1464
III	2,30, 21,6	9,95	16,3	225	38,0	53,7	2456, 1285
IV	2,04, 21,4	3,91	5,55	76,3	13,0	18,4	2061, 1313
ЗИЛ-130							
ЗИЛ-130В1							
I	2,2, 11,8	31	$\frac{192}{157}$	2661	426	519	1308, 1101
II	2,2, 11,8	15,9	$\frac{58,2}{47,6}$	808	129	157	1344, 889
III	2,2, 11,8	5,7	$\frac{18,2}{14,9}$	252	40,3	49	1448, 1042
IV	2,2, 11,8	2,49	$\frac{7,49}{6,13}$	104	16,6	20,2	1626, 1307
V	2,2, 11,8	1,24	$\frac{3,47}{2,84}$	48	7,69	9,46	1840, 1612
Автомобиль типа ЗИЛ-130В1 с гидромеханической передачей Allison MT-42							
I	6,17	14,9	81	1335	215	218	1809
II	2,17	2,05	53	693	111	113	1140
III	6,17	6,5	20,8	347	55,7	56,5	1411
IV	2,17	2,05	14,2	178	28,7	29,2	1140
V	2,17	4,0	5,59	92,5	14,8	15,1	1955
VI	2,17	2,05	2,89	47,8	7,96	7,8	1141
МАЗ-500							
I	1,26, 7,96	14,7	52,7	510	271	388	1024, 821
II	1,26, 7,96	7,41	16	155	82,2	119	1046, 945
III	1,27, 7,97	2,74	4,74	42,9	22,8	33,7	1144, 897

Передача	E_{12}, E_{12}^*	E_{23}	E_{34}	E_{45}	E_{56}	E_D	$K_{\text{парц}}^{\text{max}}$ $K_{\text{парц}}^* \text{max}$
----------	--------------------	----------	----------	----------	----------	-------	--

МАЗ-500

IV	1,26, 7,96	0,747	1,49	13,4	7,11	10,2	1523, 1372
V	1,26, 7,96	2,21	0,9	8,16	4,33	6,23	1194, 883

МАЗ-500А

I	1,26, 4,7	11,2	37,4	373	171	247	2393, 2393
II	1,26, 4,7	3,74	13	113	52	76,2	1380, 1380
III	1,27, 4,71	1,76	3,58	31,2	14,3	20,8	1205, 1205
IV	1,26, 4,7	0,653	1,55	13,5	6,18	8,96	1559, 1559
V	1,26, 4,7	0,765	0,68	5,95	2,73	3,96	1466, 1292

Условный автомобиль «200»

I	1,26, 7,96	14,7	50,4	1330	271	388	1284, 1284
II	1,26, 7,96	7,41	15,3	400	82,2	119	1046, 1002
III	1,27, 7,97	2,74	4,55	112	22,8	33,7	1146, 947
IV	1,26, 7,96	0,747	1,43	34,7	7,11	10,2	1523, 1372
V	1,26, 7,96	2,21	0,864	21,1	4,33	6,23	1194, 939

Условный автомобиль «200А»

I	1,26, 4,70	11,2	37,4	1410	171	247	2393, 2393
II	1,26, 4,70	3,74	13	432	52	76,2	1380, 1380
III	1,27, 4,71	1,76	3,58	118	14,3	20,8	1205, 1205
IV	1,26, 4,70	0,653	1,55	51	6,18	8,96	1559, 1559
V	1,26, 4,70	0,765	0,689	22,6	2,73	3,96	1466, 1292

Таблица 2.9. Приведенные к турбинному валу моменты инерции масс $J \cdot 10$, кг·м², податливости $E \cdot 10^5$, Н⁻¹·м⁻¹, и парциальные частоты $K_{\text{парц}}^{\text{max}}$, рад/с, динамической схемы трансмиссии автомобиля БелАЗ-540

Передача	J'_1	J''_1	J'_2	J''_2	J_3	J_4	J_5	J_6
I	36,4	36,4	36,4	2,99	0,817	0,657	4,82	168
II	3,34	3,34	3,34	10,2	0,997	1,95	14,5	495
III	9,86	9,86	9,86	36,9	9,67	8,02	59,7	2080

Передача	E_{12}	E_{23}	E_{34}	E_{45}	E_{56}	$K_{\text{парц}}^{\text{max}}$
I	0,243	1,17	1,42	54,2	9,2	1392
II	0,291	0,244	0,467	18,1	3,1	2502
III	0,204	0,0956	0,104	4,42	0,76	1484

где σ — циклическое напряжение при кручении; N — число циклов. С учетом соотношения

$$\sigma = CM_{\text{кр}}/d^3 \quad (2.4)$$

($C = \text{const}$) получим диаметр полуоси моста «200А»

$$d_{200A} = d_{500A} \sqrt[3]{(M_{\text{кр}200A}/M_{\text{кр}500A})(N_{200A}/N_{500A})^{1/6}} = \sqrt[3]{i_{0\text{Ц}}(1/i_{0\text{Ц}})^{1/6}} \quad (2.5)$$

При неизменных длине, форме и материале полуоси ее податливость

$$E^* = K/d^4, \quad K = \text{const}. \quad (2.6)$$

Отсюда

$$E_{200A}^* = E_{500A}^* d_{500A}^4/d_{200A}^4 = E_{500A}^*(1/\sqrt[3]{i_{0\text{Ц}}(1/i_{0\text{Ц}})^{1/6}})^4 \quad (2.7)$$

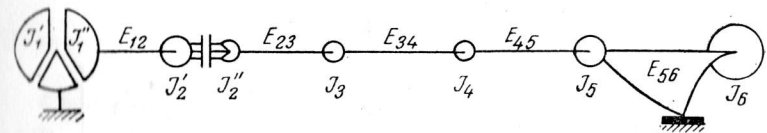


Рис. 2.6. Цепная динамическая схема машинного агрегата с гидро-трансформатором

Таблица 2.10. Частоты собственных колебаний ω , рад/с.
Расчет (E_{12}^*)

Передача	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5	ω_6	ω_K
ГАЗ-53А							
I	8,07	99,9	117	723	1234	1794	102
II	13,9	100	117	467	1189	1664	
III	22,6	100	116	302	1165	1399	
IV	33,8	100	115	206	1172	1399	
V							
ЗИЛ-130							
I	6,95	103	144	494	687	1190	97,6
II	10,3	104	153	409	715	1039	
III	16,4	103	143	321	763	1162	
IV	25,5	103	140	258	787	1399	
V	31,8	103	134	209	795	1681	
Автомобиль типа ЗИЛ-130В1 с гидромеханической передачей Allison MT-42 ($J_1' + J_1''$)							
I	8,52	104	156	519	772	1867	97,6
II	11,4	104	156	466	671	1267	
III	16,2	104	156	454	785	1538	
IV	20,8	104	156	421	687	1251	
V	28,9	104	156	354	905	1983	
VI	36,1	104	156	334	893	1026	
Автомобиль типа ЗИЛ-130В1 с гидромеханической передачей Allison MT-42 (J_1'')							
I	17	104	156	629	781	1867	97,6
II	20	104	156	632	734	1342	
III	33,9	104	157	566	801	1539	
IV	36,2	104	157	591	749	1331	
V	52,7	104	158	522	910	2059	
VI	55,0	104	159	561	908	1300	
МАЗ-500							
I	8,07	98,8	251	305	541	848	88
II	10,5	98,5	248	339	701	1130	
III	16,1	98	226	320	772	1067	
IV	25	96,9	172	316	878	1434	
V	29,3	109	150,51	315	809	954	

Продолжение табл. 2.10.

Передача	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5	ω_6	ω_K
МАЗ-500А							
I	8,5	98,3	283	426	564	2421	88
II	11,8	98,7	275	372	605	1487	
III	19,1	98	240	326	666	1362	
IV	26,5	97,3	204	315	725	1652	
V	35	96,4	160	312	748	1387	
Условный автомобиль «200»							
I	6,25	93,6	249	375	743	1389	88
II	8,19	94,6	215	325	710	1159	
III	12,7	94,3	227	263	790	1092	
IV	20,2	94	171	256	912	1437	
V	23,9	93	140	255	817	984	
Условный автомобиль «200А»							
I	5,69	92,8	239	410	559	2421	88
II	7,91	93,4	237	346	603	1488	
III	13,1	93	236	267	663	1363	
IV	18,5	92,8	203	244	723	1652	
V	25,2	92,8	156	241	750	1390	
БелАЗ-540 ($J_1' + J_1''; J_2' + J_2''$)							
I	19,2	164	580	770	1604	—	149
II	28,4	163	476	898	2608	—	
III	43,2	163	437	821	1702	—	
БелАЗ-540 ($J_1''; J_2' + J_2''$)							
I	30,8	164	703	1249	1605	—	149
II	42,1	164	868	1104	2608	—	
III	55,2	164	788	1259	1703	—	

С учетом $i_{0ц} = 2,71$ приведенная податливость полуосей

$$E_{200A} = E_{500A} (1/\sqrt[3]{i_{0ц}(1/i_{0ц})^{1/6}})^4 i_{0ц}^2 = 3,79 E_{500A} \quad (2.8)$$

Для автомобиля «200» при $i_{0ц} = 2,9$ получаем $E_{200} = 2,6 E_{500}$ и $d_{200} = 56,5$ мм ($d_{500} = 42$ мм). Отметим, что

полуось реального автомобиля МАЗ-200 имеет диаметр 58 мм, а из расчета по длительно действующим нагрузкам в трансмиссии $d=55$ мм [2].

В представленных результатах расчета частот собственных колебаний выделена частота колебаний ведущих колес в противофазе ω_k , одинаковая для всех передач.

2.2. ДИНАМИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ТРАНСМИССИИ С ДВУМЯ ВЕДУЩИМИ МОСТАМИ (6×4)

2.2.1. Динамическая схема трансмиссии автомобиля КамАЗ

Построение динамической схемы проведено применительно к автопоезду типа КамАЗ-53212 полной массой 32 425 кг.

Схематизация коробки передач (рис. 2.7). Значения моментов инерции элементов коробки передач даны в табл. 2.11. При расчете параметров динамической схемы коробки передач использовались следующие формулы: моменты инерции промежуточного вала с шестернями первичных, вторичных валов и блоком заднего хода

$$J_{\text{пр}\Sigma} = J_{\text{пр}} + \sum J_z i_{\text{в.пр}}^2 = 2,087 \cdot 10^{-1} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (2.9)$$

($i_{\text{в.пр}} = z_{\text{пр}}/z_{\text{вх}}$; $z_{\text{пр}}$ —число зубьев шестерни промежуточного вала; $z_{\text{вх}}$ —число зубьев сопряженной с ней шестерни); вторичного вала с элементами управления

$$J_{\text{вс}} = \frac{1}{3} J_{\text{вв}} + J_{\text{с IV-V}} + J_{\text{с II-III}} + J_{\text{м}} = 0,974 \cdot 10^{-1} \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (2.10)$$

первичного [вала] делителя с синхронизатором делителя

$$J_{\text{пвд}} = \frac{1}{3} J_{\text{пв}} + J_{\text{сд}} = 0,2652 \cdot 10^{-1} \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (2.11)$$

маховых масс коробки передач (приведен к первичному валу)

$$J_{\text{кп}} = J_{\text{пр}\Sigma} i_{\text{в.пр}}^2 + J_{\text{вс}} i_{\text{кп}}^2 + J_{\text{пвд}}, \quad (2.12)$$

а также податливости

$$E_{\text{пв}} = E_{\text{пвд}} + E_{\text{пво}}; \quad (2.13)$$

$$E_{\text{вв}} = E_{\text{вв}}' i_{\text{кп}}^2. \quad (2.14)$$

Полученные значения параметров сведены в табл. 2.12.

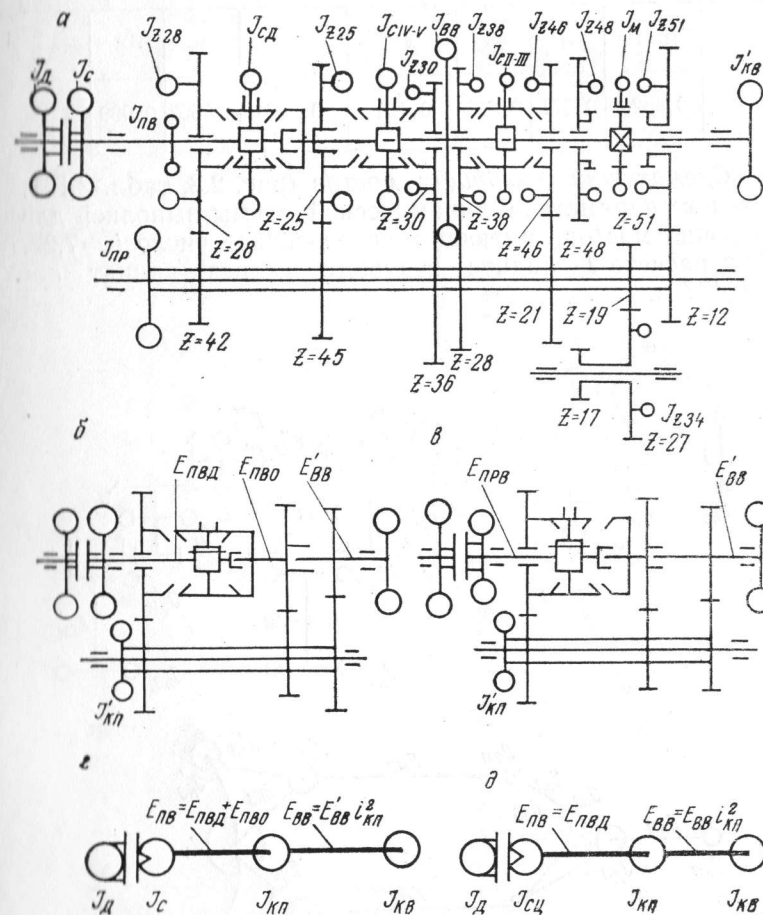


Рис. 2.7. Схематизация коробки передач автомобиля КамАЗ: а — механическая модель; б, в — механические модели после приведения маховых масс; г, д — динамические схемы, соответствующие моделям б и в

Таблица 2.11. Моменты инерции элементов коробки передач $J \cdot 10$, кг·м²

ПВ	z_{28}	C_D	z_{25}	C_{IV-V}	z_{30}	ВВ	z_{38}
0,0693	0,0945	0,242	0,111	0,278	0,126	0,34	0,306
C_{II-III}	z_{46}	z_{48}	M	z_{51}	z_{3x}	ПР	
0,452	0,371	0,513	0,131	0,736	0,0607	0,999	

Схематизация ведущих мостов (рис. 2.8, табл. 2.13). Расчет параметров динамической схемы выполнен для ведущих мостов, имеющих передаточное число $i_0 = 7,22$. При расчете J_A радиус ведущего колеса принят $r = 0,477$ м.

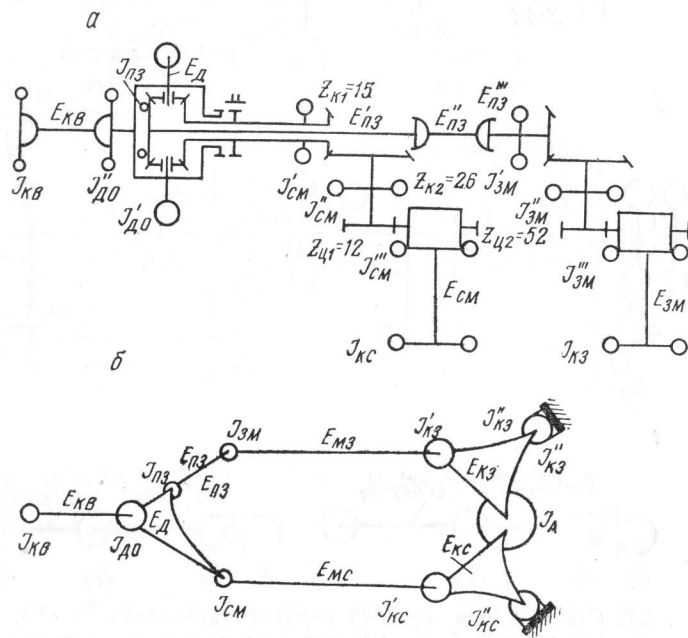


Рис. 2.8. Механическая модель (а) и динамическая схема (б) ведущих мостов автомобилей КамАЗ

Таблица 2.12. Параметры динамической схемы коробки передач в приведении к первичному валу $J \cdot 10$, кг·м²; $E \cdot 10^6$, Н·м⁻¹

Передача	I	III	V	VII	IX	II	IV	VI	VIII	X
J_D	0,0159	0,06	0,156	0,416	0,974	0,0239	0,09	0,234	0,623	1,48
J_C	0,898	0,9416	1,037	1,298	1,856	1,217	1,283	1,426	2,05	2,677
$J_{ПВ}$	0,00711	0,0268	0,0696	0,185	0,435	0,0107	0,0402	0,104	0,278	0,663
$J_{ПРС} \frac{1}{i_{КП}^2}$			0,6164					0,9276		
$J_{ВС} \frac{1}{i_{КП}^2}$										
$E_{ПВ}$	28,321	9,85	3,794	1,803	0,935	17,81	6,568	2,526	1,203	0,613
$E_{ВВ}$										

Таблица 2.13. Инерционно-упругие параметры динамической схемы ведущих мостов автомобилей КамАЗ (рис. 2.8)

Момент инерции $J \cdot 10^{-10}$, кг·м ² , маховых масс									
КВ	ДО	СМ	ПЗ	ЗМ	КС'	КЗ'	КС''	КЗ''	А
0,435	0,755	0,594	0,255	0,596	5,06	5,06	5,06	5,06	1440
Податливости $E \cdot 10^8$, Н ⁻¹ ·м ⁻¹ , упругих звеньев									
КВ	Д	МС	ПЗ	МЗ	КС	КЗ			
1,16	1,5	64	5,26	64	16,4	16,4			

Таблица 2.14. Инерционно-упругие параметры динамической схемы трансмиссии автомобиля КамАЗ на I передаче (рис. 2.9)

Момент инерции $J \cdot 10^{-10}$ кг·м ² , маховых масс									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
22,52	0,898	0,0071	0,12	0,01	0,00417	0,011	0,083	0,083	23,5
Податливости $E \cdot 10^8$, Н ⁻¹ ·м ⁻¹ , упругих звеньев									
1—2	2—3	3—4	4—5—6	5—8	6—7	7—9	8—10	9—10	
1,38	28,3	70,7	91,5	3900	321	3900	1000	1000	

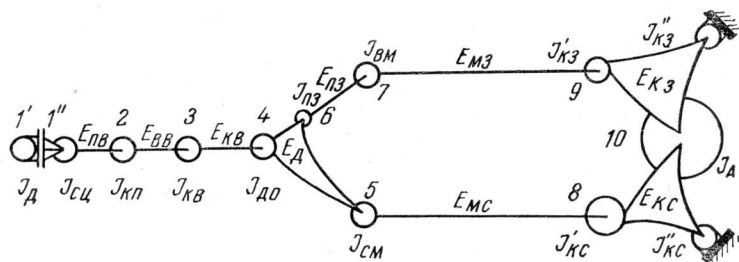


Рис. 2.9. Динамическая схема трансмиссии автомобиля КамАЗ

Таблица 2.15. Частоты собственных колебаний ω , рад/с, исходной и упрощенных динамических схем трансмиссии КамАЗ на I передаче

Упрощенная масса	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5	ω_6	ω_7	ω_8	ω_9	Удаленные массы	Объединенные массы
10	5,59	96,9	122	161	422	902	990	1583	2727	—	—
9	5,59	97,0	122	162	388	904	1044	2698		6	—
7	5,59	122	388	903	1045	2699				6	5+7,8+9
6	5,59	122	386	903	1010					6,3	5+7,8+9
5	5,59	122	364	911						6,3,4	5+7,8+9
4	5,59	122	364							6,3,4	5+7,8+9, 1+2
3	5,59	120								6,3,4,5+7	8+9, 1+2
2	5,58									6,3,4,5+7, 8+9	

Динамическая схема трансмиссии, полученная объединением схем коробки передач и ведущих мостов, показана на рис. 2.9; в табл. 2.14 даны ее параметры для I передачи. В табл. 2.15 представлены результаты расчета собственных частот динамической схемы с различной степенью упрощения. На первом шаге упрощения проведено удаление массы $J_{пз}$ по методике упрощения разветвленных схем, изложенной в приложении 1. Затем объединены массы $J_{см}$, $J_{зм}$ и $J'_{кз}$, $J'_{кз}$. После этого полученная цепная схема упрощена методом парциальных частот до однозвенной схемы.

2.2.2. Динамические схемы трансмиссий на базе ведущих мостов с осевой нагрузкой 100 кН

В работе [6] проведена схематизация двух трансмиссий, ведущие мосты которых выполнены в одном случае с разнесенной главной передачей типа МАЗ, в другом случае — с двойной главной передачей типа КраЗ. Параметры автопоезда приняты близкими к параметрам самосвального автопоезда КраЗ полной массой 44 т из семейства машин на базе автомобиля КраЗ-250. Сцепной вес составил 181 кН, радиус ведущих колес — 0,51 м. Статический момент трения сцепления $M_{с0} = 2500$ Н·м. Коробка передач ЯМЗ-238Н с пе-

редаточными числами $i_{КП} : 9,95; 5,23; 3,44; 2,44; 2,91; 1,52; 1; 0,73$. Передаточные числа ведущих мостов $i_0 = i_{01}i_{02}$ приняты:

для автомобиля КраЗ

$$i_0 = \frac{z_{К2}}{z_{К1}} \frac{z_{Ц2}}{z_{Ц1}} = \frac{28}{12} \frac{54}{15} = 8,4; \quad (2.15)$$

для автомобиля МАЗ

$$i_0 = z_{К2}/z_{К1} (z_{Кор}/z_{Солн} + 1) = 28/12 (55/21 + 1) = 8,44. \quad (2.16)$$

Инерционно-упругие параметры элементов машинных агрегатов даны в табл. 2.16. Механические модели и динамические схемы ведущих мостов изображены

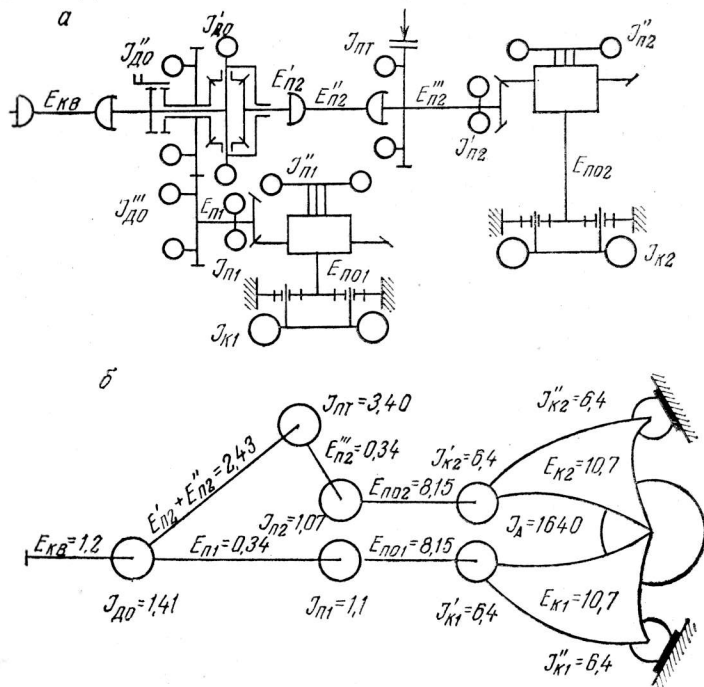


Рис. 2.10. Механическая модель (а) и динамическая схема (б) ведущих мостов с разнесенной главной передачей (моменты инерции $J \cdot 10$, кг·м², и податливости $E \cdot 10^5$, Н⁻¹·м⁻¹, даны в приведении к карданному валу

Таблица 2.16. Инерционно-упругие параметры элементов машинного агрегата автомобилей 6×4

Момент инерции элементов силового агрегата $J \cdot 10$, кг·м ²	
J_D — подвижных деталей двигателя и ведущих деталей сцепления	0,52, 9
J_C — ведомых деталей сцепления	1,50
$J_{КП1}$ — шестерни привода провала, провал с шестернями и шестерни, входящие с ними в зацепление	0,88
$J_{КП2}$ — синхронизаторы и вторичный вал со связанными деталями на передачах	I, V
$J_{КД}$ — массы дополнительной коробки в приведении к ее выходному валу на передачах	0,068
	0,25
	0,58
	1,10
	I—IV
	0,54
	V—VIII
	0,97

Параметр элементов ведущих мостов (рис. 2.10 и 2.11)

Тип моста	Момент инерции $J \cdot 10$, кг·м ²										Податливость $E \cdot 10^5$, Н ⁻¹ ·м ⁻¹				
	J'_{DO}	J''_{DO}	$J'_{П1}$	$J''_{П1}$	$J'_{П2}$	$J''_{П2}$	$J'''_{П1}$	$J'''_{П2}$	$J_{К1}$	$J_{К2}$	J_A	$E_{КВ}$	$E_{П1}$	$E_{П2}$	$E_{К1} \cdot E_{К2}$
МАЗ	0,55	0,46	0,40	0,35	0,32	0,41	—	—	3,4	910	117000	1,20	0,34	0,34	1,15
КраЗ	0,62	—	—	0,30	0,30	0,95	9,0	3,4	3,4	910	117000	1,20	0,10	0,30	0,15
МАЗ												1,20	0,34	0,34	1,15
КраЗ												1,20	0,10	0,30	0,15

МАКСИМАЛЬНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ТРАНСМИССИИ

Наибольшие динамические нагрузки трансмиссии возникают в неблагоприятных, но вполне реальных условиях эксплуатации, таких, как трогание с места путем резкого включения или «броска» сцепления, выезд застрявшего автомобиля методом «раскачки» и т. д. В подобных случаях возможна пробуксовка сцепления силового агрегата и ведущих колес относительно дороги. Существенное влияние на нагрузки трансмиссии оказывают при этом момент трения сцепления M_c , момент по сцеплению ведущих колес с дорогой M_ϕ , инерционно-упругие свойства машинного агрегата.

Как показали эксперименты и расчеты, нагрузки трансмиссии при «бросках» сцепления можно принимать за максимальные в реальных условиях эксплуатации. Поэтому данный режим используется для оценки прочности деталей трансмиссии.

3.1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ МАКСИМАЛЬНЫХ НАГРУЗОК

Экспериментальные значения максимальных динамических нагрузок трансмиссий ряда отечественных автомобилей, полученные при «бросках» педали сцепления, представлены в табл. 3.1—3.5. В таблицах использованы следующие обозначения и сокращения: КВ — карданный вал; ПВ — первичный вал коробки передач; ПМ — передний мост; СМ — средний мост; ЗМ — задний мост; t_{max} — время нарастания момента до макси-

Таблица 3.1. Экспериментальные данные о величинах максимальных динамических нагрузок в трансмиссиях легковых автомобилей

Передачное число КП, передача	Элемент трансмиссии, максимальный момент M_{max} , кН·м (время t_{max} , с)		Дополнительные сведения (начальная частота вращения коленчатого двигателя; передаточные числа агрегатов; дорожное покрытие и др.) (источник)
ЗАЗ-965, $m_A = 0,95$ т, $G_2 = 5,7$ кН			
	ПО		$i_0 = 5,25$; асфальт ([1]) $n_{1max} = 1650$ об/мин 1570
$i_I = 3,83$	0,67		
$i_{II} = 2,29$	0,47		
ЗАЗ-969 М (4×4), $m_A = 1,35$ т, $G_2 = 6,5$ кН			
	ПО		$i_{01} = 4,125$; $i_{02} = 1,294$; бетон; гидропривод сцепления (опыты ПЛА БПИ) Задний мост включен $n_{1max} = 3900$ об/мин
	левая	правая	
$t_{доп} = 7,2$	ПМ 0,87 (0,03)	0,85 (0,03)	
	ЗМ 1,12 (0,1)	1,08 (0,1)	
$t_I = 3,8$	ПМ 0,7 (0,3—0,4)	0,74 (0,2—0,3)	4750
	ЗМ 1,07 (0,35)	1 (0,35)	
$t_{II} = 2,12$	ПМ 0,35 (0,8)	0,32 (0,8)	5000
	ЗМ 0,38 (0,1)	0,36 (0,1)	
$t_{III} = 1,409$	ПМ 0,17 (0,45)	0,16 (0,45)	4800
	ЗМ 0,32 (0,05)	0,3 (0,05)	
$t_{IV} = 0,96$	ЗМ 0,18	0,18	3500
	ПО		
$t_{доп}$	ПМ 0,585 ЗМ 1,29	(0,309) (0,263)	3450
t_I	ПМ 0,52 ЗМ 0,67	(0,521) (0,286)	4000

Передаточное число КП, передача	Элемент трансмиссии, максимальный момент M_{\max} , кН·м (время t_{\max} , с)	Дополнительные сведения (начальная частота вращения коленчатого двигателя; передаточные числа агрегатов; дорожное покрытие и др.) (источник)
---------------------------------	---	--

ЗАЗ - 969 М (4×4), $m_A = 1,35$ т, $G_2 = 6,5$ кН

II	ПМ 0,32 ЗМ 0,295	(0,628) (0,372)	$n_{I\max} = 4800$ об/мин
III	ПМ 0,28 ЗМ 0,22	(0,767) (0,821)	3500
IV	ПМ 0,185 ЗМ 0,9	(0,279) (0,443)	3450
ПО переднего моста (t_{BC} ; t_6 ; t_{\max})			Задний мост отключен
Доп	0,62 (0,11; 0,08; 0,25)		2900
I	1,35 (0,09; 0,13; 0,35)		3300
II	0,67 (0,09; —; 0,41)		4000
III	0,465 (0,128; 0,21; 0,75)		3800
IV	0,32 (0,19; 0,21; 0,875)		4000

МЗМА-400, $m_A = 1,155$ т, $G_2 = 6,15$ кН

$i_1 = 3,53$	В приведении к ПВ 1,69	$i_0 = 5,14$; асфальт, $\varphi = 0,7$ ([2])
--------------	---------------------------	--

МЗМА - 423, $m_A = 1,415$ т, $G_2 = 0,079$ кН

I	ПО 1,5	$i_1 i_0 = 16,8$; асфальт ([1]); $n_{I\max} = 2200$ об/мин
---	-----------	--

Шкода - 440, $m_A = 1,415$ т

I	ПО 1,4	$i_1 i_0 = 20,4$; асфальт; шины МЗМА; $n_{I\max} = 2200$ об/мин([1])
---	-----------	--

М - 20, $m_A = 1,835$ т, $G_2 = 9,85$ кН

$i_1 = 3,12$	В приведении к ПВ 323	$i_0 = 5,125$; асфальт, $\varphi = 0,7$ ([2])
--------------	--------------------------	---

Передаточное число КП, передача	Элемент трансмиссии, максимальный момент M_{\max} , кН·м (время t_{\max} , с)	Дополнительные сведения (начальная частота вращения коленчатого двигателя; передаточные числа агрегатов; дорожное покрытие и др.) (источник)
---------------------------------	---	--

Спортивный автомобиль на базе М-20,
 $m_A = 0,9288$ т, $G_2 = 4,264$ кН

	КВ	$i_0 = 5,125$; на автомобиле была установлена карданная труба «Москвича-402»; шины «6.00-16» модели И-141; $r = 0,348$ м (опыты ПЛА БПИ)
$i_1 = 2,82$	0,636	$n_{I\max} = 2370$ об/мин
$i_{II} = 1,604$	0,480	2250
$t_{III} = 1$	0,25	910

$m_A = 1,0468$ т, $G_{12} = 5,674$ кН

I	0,78	3000
II	0,49	1500
III	0,2	1110—3300

$m_A = 1,2208$ т, $G_2 = 7,634$ кН

I	0,9	2370
II	0,566	1910
III	0,282	1850

$m_A = 1,3938$ т, $G_2 = 9,444$ кН

I	0,936	2660
II	0,544	1590
III	0,29	1500

мального значения; t_{BC} — время включения сцепления (перемещения рычага вилки включения сцепления); t_6 — время, соответствующее началу пробуксовки ведущих колес. Прочерк означает отсутствие данных.

Таблица 3.2. Экспериментальные данные о величинах максимальных динамических нагрузок в трансмиссиях грузовых автомобилей 4×2

Передачное число КП, передача	Элемент трансмиссии, максимальный момент M_{\max} , кН·м (время t_{\max} , с)	Дополнительные сведения (начальная частота вращения коленчатого вала двигателя; передаточные числа агрегатов; дорожное покрытие и др.) (источник)
ГАЗ-51, $m_A = 5,35$ т, $G_2 = 37,5$ кН		
$i_I = 6,4$	В приведении к ПВ	$i_0 = 6,67$; асфальт; $\varphi = 0,7$ ([2]) $n_{\max} = 1900$ об/мин ([3]) Асфальт ([4])
	0,45 0,32 ПО 6,4	
$i_{II} = 3,09$	В приведении к ПВ	Асфальт; $\varphi = 0,7$ ([3])
	0,65 ПВ 0,6 ПО 7,6	
$i_I = 6,4$	10	Нагрузка в кузове 3 т; $i_0 = 6,67$ ([5])
ГАЗ-51А, $m_A = 5,15$ т, $G_2 = 0,365$ кН		
$i_{II} = 3,09$	7,6	$i_0 = 6,67$; асфальт ([1]); $n_{\max} = 2400$ об/мин
ГАЗ-53		
I	6,336 (0,26)	Асфальтобетон ([6]); $n_{\max} = 1000$ об/мин
ГАЗ-53А, $m_A = 7,3$ т, $G_2 = 54$ кН		
$i_I = 6,48$	КВ	$i_0 = 6,83$; асфальт (опыты ПЛА БПИ) $n_{\max} = 1690$ об/мин
	ПО	
$i_{II} = 3,09$	2,38	3640
	3,55	5250
$i_{III} = 1,71$	3,71	1690
	1,67	3500
$i_{IV} = 1$	2,38	5250
	2,45	1690
$i_{III} = 1,71$	1,3	3750
	1,48	5340
$i_{IV} = 1$	1,37	1750
	0,82	4125
$i_{IV} = 1$	0,9	5250
	0,88	

Продолжение табл. 3.2

Передачное число КП, передача	Элемент трансмиссии, максимальный момент M_{\max} , кН·м (время t_{\max} , с)	Дополнительные сведения (начальная частота вращения коленчатого вала двигателя; передаточные числа агрегатов; дорожное покрытие и др.) (источник)
Урал-355 М, $m_A = 4,475$ т, $G_2 = 29,3$ кН		
$i_I = 6,6$ $i_{II} = 3,75$	ПО в приведении к ПВ	$i_0 = 6,27$; асфальт; $\varphi = 0,8$ ([7]); $n_{\max} = 2200$ об/мин 2000
	0,418 0,773	
ЗИЛ-150, $m_A = 8,05$ т, $G_2 = 59,7$ кН		
$i_I = 6,27$	В приведении к ПВ	$i_0 = 7,63$; асфальт; $\varphi = 0,7$ ([2])
ЗИЛ-164, $m_A = 8,25$ т, $G_2 = 61,5$ кН		
$i_I = 7,62$ $i_{II} = 4,2$	ПО	$i_0 = 6,45$; бетон, $\varphi = 0,9$ ([1]); $n_{\max} = 1900$ об/мин 1900 1470; асфальт; $\varphi = 0,7$
	14 16,2 12,75	
ЗИЛ-130, $m_A = 8,25$ т, $G_2 = 61,5$ кН		
$i_{II} = 4,2$	ПО	$i_0 = 5,97$; грунт, $\varphi = 0,55$ ([1]); $n_{\max} = 1800$ об/мин
ЗИЛ-130		
I	12 (0,28)	Асфальтобетон ([6]); $n_{\max} = 1000$ об/мин
ЗИЛ-130		
II	ПО	Полезная нагрузка 5,5 т (опыты НАМИ) Подъем:
	10,7	4%
	8,8	6%
	9,5	8%
МАЗ-200, $m_A = 13,721$ т, $G_2 = 99,7$ кН		
$i_I = 6,17$ $i_{II} = 3,4$	В приведении к ПВ	$i_0 = 8,21$; асфальт, $\varphi = 0,7$; ([2]) ([8]) $n_{\max} = 1000$ об/мин
	1 1,28	

Передачное число КП, передача	Элемент трансмиссии, максимальный момент M_{\max} , кН·м (время t_{\max} , с)	Дополнительные сведения (начальная частота вращения коленчатого вала двигателя; передаточные числа агрегатов; дорожное покрытие и др.) (источник)
-------------------------------	---	---

МАЗ-200, $m_A = 6,29$ т, $G_2 = 32,4$ кН

	КВ	Колеса заторможены тормозами (опыты ПЛА БПИ); $n_{1\max} = 1230$ об/мин
I	4,89	1970
II	5,02	1500
$i_{III} = 1,79$	2,3	1490
$i_{IV} = 1$	1,25	1300
$i_V = 0,78$	1,01	

МАЗ-500, $m_A = 14,225$ т, $G_2 = 100$ кН

	КВ	ПО	$i_{01} = 2,67$; $i_{02} = 2,9$; асфальт (опыты ПЛА БПИ)
$i_I = 6,17$	7,26	8,86	
$i_{II} = 3,4$	5,43	6,33	
$i_{III} = 1,79$	2,07	2,72	
$i_{IV} = 1$	1,22	1,81	
$i_V = 0,73$	1,22	1,77	
$i_{3X} = 6,17$	6,17	7,65	
I	6,06	1,035	Сухой уплотненный грунт
II	4,73	6,96	
IV	1,11	1,85	
V	0,85	1,49	
3X	5,11	6,73	

МАЗ-504, $m_A = 14,025$ т, $G_2 = 100$ кН

	КВ	$i_{01} = 2,67$, $i_{02} = 2,9$; асфальт; момент трения сцепления 0,62 кН·м (опыты ПЛА БПИ) $n_{1\max} = 1670$ об/мин
$i_I = 6,17$	7,34	1500
$i_{II} = 3,4$	5,5	1590
$i_{III} = 1,79$	2,11	1580
$i_{IV} = 1$	1,37	1540
$i_V = 0,73$	0,67	
		Момент трения сцепления 1,2 кН·м $n_{1\max} = 1780$ об/мин
I	6,6	1780
II	6,56	1780
III	2,22	1780
IV	1,2	1780
V	1,37	1780
$i_{3X} = 6,43$	4,93	1800

Таблица 3.3. Экспериментальные данные о величинах максимальных динамических нагрузок в трансмиссиях полноприводных автомобилей

Передача, передающее число КП, РК	Элемент трансмиссии, максимальный момент M_{\max} , кН·м	Дополнительные сведения (начальная частота вращения коленчатого вала двигателя; передаточные числа агрегатов; дорожное покрытие и др.) (источник)
-----------------------------------	--	---

УАЗ-450А (4×4), $m_A = 2,45$ т, $G_2 = 11,9$ кН

1	ПО 2,7	Асфальт; ПМ отключен ([9]) $n_{1\max} = 1800$ об/мин; $M_{Me} = 0,127$ кНм $n_{1\max} = 2500$; $M_{Me} = 0,158$
	4,35	

УАЗ-450Д (4×4)

1	3,7	Асфальт ([1]) $n_{1\max} = 2500$ об/мин
---	-----	--

ГАЗ-66 (4×4), $m_A = 5,8$ т, $G_2 = 30,7$ кН

$i_{PK} = 1$ $i_I = 6,48$ $i_{II} = 3,09$	6,5 4,5	$i_0 = 6,83$; гидропривод сцепления ([10])
---	------------	---

Урал-375 (6×6), $m_A = 13,2$ т, $G_{23} = 93$ кН

	Карданные валы привода			$i_{PK}^B = 1,3$; $i_{PK}^H = 2,15$; $i_0 = 8,9$ (опыты ПЛА БПИ)
	ПМ	СМ	ЗМ	
PK-B $i_I = 6,17$	1,84 1,69	3,95 3,73	2,18 1,95	ПМ включен; дифференциал РК не блокирован
$i_{II} = 3,4$	1,19 1,16	2,42 2,45	1,28 1,28	
PK - H, I	1,49 1,34	2,95 3,04	1,54 1,5	
II	1,81 1,84	4 3,54	2,21 2,14	
PK - B, I		4,23 4,37	2,82 2,91	ПМ отключен; дифференциал РК блокирован
II		3,95 3,68	2,34 2,18	
I, PK - B H	1,93 1,44	— —	2,8 2,14	ПМ включен; дифференциал РК блокирован
II, PK-B H	1,11 1,64	— —	1,89 2,77	

В табл. 3.5 представлен анализ полученных в эксперименте значений максимальных нагрузок трансмиссии МАЗ-514 и КрАЗ-256Б. Моменты с индексом «М» даны в приведении ко входу одного ведущего моста. Соотношение моментов трения M_{C0} и M_{ϕ} , приведенных к одному

Продолжение табл. 3.4

Таблица 3.4. Экспериментальные данные о величинах максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобилей 6×4

Передача, передаточное число КП, РК	Элемент трансмиссии, максимальный момент M_{\max} , кН·м	Дополнительные сведения, источник	
ЗИЛ-133			
I	ПО	Полезная нагрузка 15 т (опыты НАМИ); подъем, %:	
	14		4
	7,86		6
КамАЗ-5410			
I	ПО	Полезная нагрузка 15 т (опыты НАМИ); подъем, %:	
	12,03		4
	11,88		6
II	7,28	4	
	8,6	6	
	6,69	8	

Экспериментальный автомобиль типа МАЗ-514,
 $m_A = 23$ т, $G_{23} = 180$ кН

	Кожух полуоси			
	наибольший в серии опытов		средний в серии опытов	
	максимальный момент в приведении к			
	КВ	ПО	КВ	ПО
$i_I = 6,17$	12,8	8	11,95	7,55
$i_{II} = 3,4$	9,35	6,85	9,16	6,55
$i_{III} = 1,79$	3,58	3,16	2,89	3,03
$i_{IV} = 1$	1,79	1,95	1,7	1,73
$i_V = 0,78$	1,41	1,15	1,24	1,12

$i_{01} = 2,67$; $i_{02} = 2,71$;
асфальт (опыты ПЛА БПИ)

Передача, передаточное число КП, РК	Элемент трансмиссии, максимальный момент M_{\max} , кН·м	Дополнительные сведения, источник
-------------------------------------	--	-----------------------------------

КрАЗ-256, $m_A = 22$ т, $G_{23} = 180$ кН

	КВ		ПО		$i_{PK}^B = 1,07$; $i_{PK}^H = 2,18$; $i_0 = 8,21$; асфальт (опыты ПЛА БПИ)
	СМ	ЗМ	СМ	ЗМ	
$i_I = 6,17$					
PK-B	6,98	6,08	23,5	23,1	Межосевой дифференциал не блокирован
H	5,4	4,64	21	19,5	
$i_{II} = 3,4$					
PK-B	5,81	4,75	26	30,3	
H	6,51	5,75	23,5	24,4	
$i_{III} = 1,79$					
PK-B	2,93	2,55	9,87	16,3	
H	5,44	4,86	21	20,6	
$i_{IV} = 1$					
PK-B	1,66	2,04	11,3	5,97	
H	4,16	3,54	15	16,1	
$i_V = 0,73$					
PK-B	1,14	0,98	6,36	6,12	
H	2,49	2,38	9,5	11,1	
I, PK-B			16,8	19,2	Мокрый глинистый грунт
H			14,8	16,4	
II, PK-B			18,5	15	
H			16,5	19,2	
III, PK-B			8,5	10,7	
H			15,3	16,1	
IV, PK-B			4,75	5,23	
H			11,1	11,5	
V, PK-B			8,75	4,03	
H			7,62	8,46	
I, PK-B			16,3	21,4	Межосевой дифференциал блокирован
H			14,5	17,2	
II, PK-B			16,9	17,8	
H			15,6	20	
III, PK-B			12,1	8,9	
H			15,7	17	
IV, PK-B			8,34	5,14	
H			12,5	11,3	
V, PK-B			6,75	4,16	
H			10,6	7,5	

Таблица 3.5. Параметры автомобилей 6×4 МАЗ-514 и КрАЗ-256Б и максимальные динамические нагрузки их трансмиссий в эксперименте

Параметры автомобилей	МАЗ-514	КрАЗ-256Б
Полная масса m_A , т	23,55	23,7
Вес, приходящийся на задние ведущие мосты G_{23} , кН	180	180
Радиус колеса r , м	0,52	0,56
Передаточные числа: коробки передач i_I, \dots, i_V	5,26; 2,9; 1,52; 1; 0,67	5,26; 2,9; 1,52; 1; 0,67
раздаточной коробки i_{PK}^H, i_{PK}^B главной передачи $i_0 = i_{01}i_{02}$	—	2,28; 1,23
Статический момент трения сцепления M_{C0} , кН	7,74	8,21
Коэффициент сцепления ϕ	1,65	1,65
Частота вращения маховика двигателя при «броске» сцепления n_{1max} , об/мин	0,7	0,7
	2100	2100

КП	РК	Приведенные ко входу моста моменты трения и максимальные динамические нагрузки									
		МАЗ-514					КрАЗ-256				
		M_{C0}^M	M_ϕ^M	M_{max}^M	$K_{сф}$	K_∂	M_{C0}^M	M_ϕ^M	M_{max}^M	$K_{сф}$	K_∂
		кН·м					кН·м				
I	H	4,36	4,54	6,66	0,96	1,53	9,88	4,5	4,86	2,2	1,08
	B						5,33	4,5	6,93	1,18	1,54
II	H	2,39	4,54	3,99	<0,53	1,67	5,5	4,5	7,02	1,22	1,56
	B						3,02	4,5	4,89	0,67	1,62
III	H	1,26	4,54	2,22	<0,5	1,76	2,84	4,5	3,94	0,63	1,39
	B						1,53	4,5	3,13	<0,5	2,05
IV	H	0,826	4,54	1,35	<0,5	1,63	1,87	4,5	3,33	<0,5	1,77
	B						1,02	4,5	1,79	<0,5	1,75
V	H	0,559	4,54	0,92	<0,5	1,65	1,24	4,5	—	<0,5	—
	B						0,673	4,5	—	<0,5	—

и тому же валу трансмиссии, определяет коэффициент моментов сцеплений машинного агрегата:

$$K_{сф} = M_{C0}^M / M_\phi^M. \quad (3.1)$$

Можно полагать, что при $K_{сф} < 0,5$ пробуксовки колес ведущего моста не происходит, а если и происходит, то она оказывает незначительное влияние на величину максимальной нагрузки трансмиссии. Помещенные в таблицу значения M_{max}^M представляют собой наибольшие из моментов в серии бросков на определенной передаче. У автомобиля МАЗ моменты M_{max}^M фиксировались на кожухе полуоси заднего ведущего моста, у КрАЗ — на левых $M_{лmax}$ и правых $M_{пmax}$ полуосях среднего и заднего ведущих мостов. Испытания проводились при блокированном и неблокированном межосевых дифференциалах, нагрузки при этом различались незначительно. Также небольшая разница зафиксирована в нагрузках среднего и заднего мостов. В отдельных случаях она достигала 20%. Поэтому в таблицу для автомобиля КрАЗ помещены значения M_{max}^M , соответствующие наибольшим из моментов $M_{\Sigma max}$, полученным при блокированном и неблокированном межосевых дифференциалах для среднего и заднего ведущих мостов:

$$M_{max}^M = (1/i_0) M_{\Sigma max}. \quad (3.2)$$

Момент $M_{\Sigma max}$ представляет собой сумму максимальных моментов на левой и правой полуосях одного и того же моста в одном и том же опыте:

$$M_{\Sigma max} = M_{лmax} + M_{пmax}. \quad (3.3)$$

Для сравнительной оценки нагруженности мостов использован коэффициент динамичности

$$K_\partial = M_{max}^M / \min \{M_{C0}^M, M_\phi^M\}, \quad (3.4)$$

где в знаменатель подставляется значение меньшего из двух моментов: M_{C0}^M или M_ϕ^M .

3.2. ДИНАМИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ДЛЯ РАСЧЕТА МАКСИМАЛЬНЫХ НАГРУЗОК ТРАНСМИССИИ

Схемы, применяемые для расчета максимальных нагрузок в трансмиссиях автомобилей, тракторов, локомотивов, показаны на рис. 3.1. В схеме *a* нет массы машины. Максимальный момент определяется для случая пробуксовки движителя [11]. К массе движителя J_K приложен момент сцепления движителя с опорной поверхностью M_ϕ .

В схеме *б* масса машины заменена заделкой. Не учтена возможность пробуксовки движителя [12].

Схема *в* имеет массу машины J_4 . Возможность пробуксовки движителя относительно дороги не учтена. Авторы работ [13—15] полагают, что максимальные моменты в трансмиссии возникают при отсутствии буксования ведущих колес.

Схема *г* характеризуется тем, что упругие элементы непосредственно связаны с фрикционными элементами

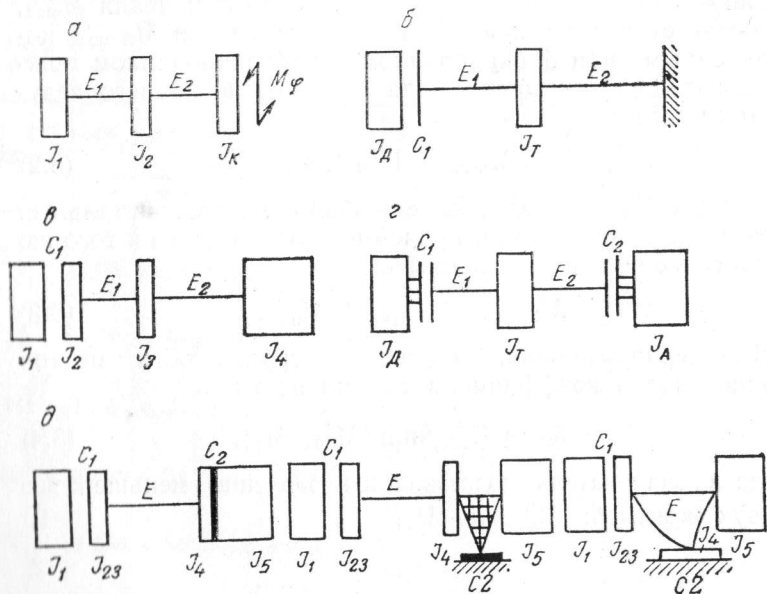


Рис. 3.1. Схемы, применяемые для расчета максимальных динамических нагрузок в трансмиссиях автомобилей, тракторов, локомотивов

C_1 и C_2 , имитирующими сцепление силового агрегата с опорной поверхностью. В такой схеме моменты на упругих валах равны моментам трения в сцеплениях C_1 и C_2 [16].

Схемы *д* представлены с учетом особенностей схематизации системы «двигатель — масса автомобиля», рассмотренных ранее. Схемы содержат маховые массы: J_1 — двигателя и ведущих деталей сцепления; J_2 — ведомых деталей сцепления, она жестко связана с массой J_3 — деталей трансмиссии; J_4 — ведущих колес; J_5 — автомобиля. Упругое звено E имитирует приведенную податливость трансмиссии, включая податливость полуосей, двигателя и реактивных элементов (главным образом рессор на выкручивание). Элементы C_1 и C_2 имитируют сцепление силового агрегата и сцепление ведущих колес с дорогой.

Динамические свойства схем *1* и *2* (рис. 3.1, *д*) одинаковы. Отличия схемы *3* видны из сопоставления парциальных частот отдельных подсистем. Квадраты парциальных частот схем *1* и *2*:

$$\left. \begin{aligned} K_{14}^2 &= \left(\frac{1}{J_{13}} + \frac{1}{J_4} \right) \frac{1}{E}; & K_{15}^2 &= \left(\frac{1}{J_{13}} + \frac{1}{J_{45}} \right) \frac{1}{E}; \\ K_{24}^2 &= \left(\frac{1}{J_{23}} + \frac{1}{J_4} \right) \frac{1}{E}; & K_{25}^2 &= \left(\frac{1}{J_{23}} + \frac{1}{J_{45}} \right) \frac{1}{E}. \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

Здесь $J_{ij} = \sum_{l=i}^j J_l$. Квадраты парциальных частот схемы *3*:

$$\left. \begin{aligned} K_{14}^2 &= \left(\frac{1}{J_{13}} + \frac{1}{J_4} + \frac{1}{J_5} \right) \frac{1}{E}; & K_{15}^2 &= \left(\frac{1}{J_{13}} + \frac{1}{J_5} \right) \frac{1}{E}; \\ K_{24}^2 &= \left(\frac{1}{J_{23}} + \frac{1}{J_4} + \frac{1}{J_5} \right) \frac{1}{E}; & K_{25}^2 &= \left(\frac{1}{J_{23}} + \frac{1}{J_5} \right) \frac{1}{E}. \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

У динамических схем реальных машин

$$J_1 \gg J_{23}, J_4; J_5 \gg J_{23}, J_4. \quad (3.7)$$

Поэтому в первом приближении можно полагать парциальные частоты схем *1* и *3* равными. При определении

максимальных динамических нагрузок будем использовать схему 1 в том виде, как она изображена на рис. 3.2.

Расчетная схема имеет одно упругое звено. Расчет максимальных нагрузок по такой схеме дает момент, который возникает на наиболее податливом звене трансмиссии. У реальных машин таким звеном, как правило, являются полуоси. Для получения нагрузки

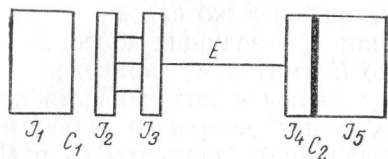


Рис. 3.2. Простейшая расчетная схема для определения максимальных нагрузок трансмиссии

на других звеньях трансмиссии, отделенных от полуосей большими маховыми массами, возможны два пути: 1) приближенный пересчет нагрузок с учетом инерционных свойств маховых масс, разделяющих рассматриваемые звенья трансмиссии (например, полуоси и первичный вал коробки передач); 2) использование многозвенных расчетных схем, в которых рассматриваемые звенья представлены отдельными упругими элементами. Оба эти пути рассматриваются в дальнейшем.

Во многих случаях можно полагать, что приведенные максимальные моменты на полуосях и карданном валу одинаковы, а при определении максимального момента на первичном валу необходимо учитывать перераспределение динамических нагрузок по трансмиссии.

Основным расчетным случаем определения максимальных нагрузок трансмиссии будем считать «бросок» педали сцепления при трогании автомобиля на горизонтальной асфальтобетонной площадке ($\varphi=0,7$). Частоту вращения коленчатого вала двигателя при броске будем полагать равной частоте режима максимальной мощности.

3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ТРАНСМИССИИ ПО ПРОСТЕЙШЕЙ СХЕМЕ

Рассмотрим процессы в сцеплении и машинном агрегате, приводящие к формированию максимальных динамических нагрузок трансмиссии. При интенсивном

включении сцепления путем «броска» педали возникает дополнительное усилие, действующее на ведомый диск за счет того, что к силе нажимных пружин добавляется поступательная инерционная сила нажимного диска. Определение этих инерционных сил и последующий их учет при расчетах динамических моментов в трансмиссии показали [8] следующее.

1. Инерционные силы поступательно движущихся деталей сцепления могут превосходить рабочее усилие пружины в несколько раз.

2. Данные инерционные силы практически никакого влияния на величины динамических моментов трансмиссии не оказывают, так как частота поступательных колебаний нажимного диска значительно выше, чем частоты тех собственных колебаний, которые возникают в трансмиссии при интенсивном включении сцепления. Кроме того, неизбежное влияние нелинейных податливостей привода и сил неупругого сопротивления обеспечивает в сцеплении такое нарастание момента трения, действующего на трансмиссию, которое по своему характеру соответствует безударному. Это подтверждают эксперименты, в которых даже при максимальном моменте на карданном валу, близком к $2 M_c$, максимальный момент на первичном валу коробки передач был близок к моменту трения M_c [17].

3. Из анализа и расчетов динамических систем автомобилей, а также экспериментальных замеров динамических моментов, возникающих при «бросках» педали сцепления на различных передачах, установлено, что время одного колебания нагрузки составляет (40/500) — (250/500) с (рассматриваются колебания, определяющие динамические нагрузки), а время нарастания момента при наиболее интенсивном отпускании педали сцепления при отсутствии гидравлики в системе выключения педали — (7/500) — (20/500) с. Неизбежное наличие зазоров в системе приводит к тому, что к началу закручивания трансмиссии момент трения достигает своей расчетной величины, поэтому при определении нагрузок в трансмиссиях автомобилей можно принимать, что наиболее интенсивное включение сцепления аналогично мгновенному приложению момента трения к трансмиссии.

С учетом сказанного рассмотрим динамику простей-

шей расчетной схемы (рис. 3.2). Инерционно-упругие параметры, моменты трения и частоты вращения должны быть приведены к одному и тому же валу. Поскольку однозвенная схема дает момент на наиболее податливом звене трансмиссии, то приведение целесообразно делать к полуосям или карданному валу, полагая, что приведенный момент на этих звеньях одинаков. Тогда в результате расчета будет получаться реальный момент, действующий на рассматриваемом звене трансмиссии.

В начальный момент времени уравнения простейшей схемы имеют вид

$$J_{23}\ddot{\varphi}_3 + (\varphi_3 - \varphi_4)/E = M_C; J_{45}\ddot{\varphi}_4 - (\varphi_3 - \varphi_4)/E = 0. \quad (3.8)$$

Будем полагать, что момент трения при буксирующем сцеплении C_1 равен

$$M_C = (0,75 - 0,8) M_{C0}; M_{C0} = \beta_0 M_{\text{ме}}. \quad (3.9)$$

Здесь β_0 — коэффициент запаса сцепления; M_{C0} — момент трения сцепления при первоначальном срыве.

Обозначим $\varphi_3 - \varphi_4 = x$, тогда уравнения (3.8) заменяются одним:

$$\ddot{x} + K_{25}^2 x = M_C/J_{23}. \quad (3.10)$$

С учетом начальных условий — при $t = 0$ $x = 0$, $\dot{x} = 0$ — получим

$$x = \frac{M_C}{J_{23}K_{25}^2} (1 - \cos K_{25}t); \quad (3.11)$$

$$\dot{\varphi}_3 = \frac{M_C}{J_{25}} t + \frac{K_C J_{45}}{J_{23}J_{25}K_{25}} \sin M_{25}t.$$

Если рассматривать начало процесса, то t невелико. Отношение J_{45}/J_{25} близко к единице. Поэтому можно считать

$$\dot{\varphi}_3 \approx \frac{M_C}{J_{23}K_{25}} \sin K_{25}t. \quad (3.12)$$

Если скольжение сцепления C_1 будет происходить непрерывно и не сорвется сцепление C_2 , то

$$\dot{\varphi}_{3 \max} = M_C/J_{23}K_{25} \approx M_C \sqrt{E/J_{23}}. \quad (3.13)$$

Данную угловую скорость назовем граничной. Анализ и эксперименты показывают, что из-за зазоров более правильно граничную скорость определять, рассматривая разгон не всей массы J_{23} , а только ведомого диска сцепления J_2 . Поэтому формула для граничной скорости принимает вид

$$\omega_{2 \max} = M_C \sqrt{E/J_2}. \quad (3.14)$$

Сопоставляя $\omega_{2 \max}$ с приведенной частотой вращения маховика $\omega_{1 \max}$, можно определить, произойдет ли слипание сцепления C_1 до момента времени, соответствующего первому максимуму крутящего момента, или нет. Если $\omega_{2 \max} < \omega_{1 \max}$, то слипания не происходит. Если $\omega_{2 \max} \geq \omega_{1 \max}$, то сцепление C_1 слипается.

В табл. 3.6 представлены основные расчетные случаи для определения моментов трансмиссии в зависимости от соотношения $\omega_{2 \max}$ и $\omega_{1 \max}$ и возможных состояний сцепления C_1 и C_2 . Там же помещены не относящиеся к основным расчетные случаи нагружения трансмиссии при заземленных ведущих колесах (для такой схемы квадрат парциальной частоты $K_{1R}^2 = 1/J_{13}E$).

Переменные C_1 и C_2 описывают состояние сцеплений C_1 и C_2 . При этом 0 обозначает слипание, 1 — срыв сцепления. Моменты трансмиссии, приводящие к срыву сцеплений, обозначены $M_{\text{ср}1}$ и $M_{\text{ср}2}$.

Момент M_{\max} для соответствующего расчетного случая есть максимальный приведенный момент, трансмиссии (на карданном валу или полуосях), а момент M'_{\max} — приведенный к тому же элементу, что и M_{\max} , максимальный момент в звене 23, отделенном от наиболее упругого звена маховой массой J_3 . В нашем случае M_{\max} означает приведенный максимальный момент на первичном валу коробки передач. Выбор требуемого расчетного случая для определения M_{\max} описывает алгоритм, представленный на рис. 3.3.

Для приближенного определения M'_{\max} по M_{\max} рассмотрим динамическую схему, показанную на рис. 3.4. Поскольку частота собственных колебаний K_{23} парциальной системы J_2 — звено 23 — J_3 намного выше частоты момента в звене E расчетной схемы, то действие этого момента на массу J_3 можно рассматривать как статическое. При приложении к массам J_2 и J_3 соответственно

Таблица 3.6. Расчетные случаи для определения максимального момента трансмиссии

$\omega_{2max} \leq \omega_{1max}$		$\omega_{2max} > \omega_{1max}$	
А		Б	В
А1	Ведущие колеса зацеплены $C1=1$	Ведущие колеса зацеплены $C1=0$	$M_{ср1} < M_{ср2}; M_{ср1} < M_{maxB2}$ $C1=0; C1=1$
$M_{maxA1} = 2M_c$	$M_{maxB1} = \frac{\omega_{1max}}{K_{1R} \rho}$	$M_{maxB2} = M_{ср1} \frac{J_{45}}{J_{25}} + \sqrt{\left(\frac{\dot{x}_{c12}}{K_{25}E}\right)^2 + \left[M_{ср1} \left(\frac{J_{13}}{J_1} - \frac{J_{45}}{J_{25}}\right)\right]^2}$	
А2	Ведущие колеса не прорываются $C1=1$	Ведущие колеса не прорываются $C1=0$	$M_{ср1} \leq M_{ср2}; M_{maxB1} > M_{ср2}$ $C1=0; C1=1; C2=1$
$M_{maxA2} = 2M_c \frac{J_{45}}{J_{25}}$	$M_{maxB2} = \frac{\omega_{1max}}{K_{15}E}$	$M_{maxB2} = M_{ср1} \frac{J_4}{J_{24}} + M_{\varphi} \frac{J_{23}}{J_{24}} + \sqrt{\left(\frac{\dot{x}_{c12}}{K_{24}E}\right)^2 + \left[M_{\varphi} \left(\frac{J_{45}}{J_5} - \frac{J_{23}}{J_{24}}\right) - M_{ср1} \frac{J_4}{J_{24}}\right]^2}$	
А3	$M_{maxA2} > M_{ср2}$ $C1=1; C2=1$	$M_{ср1} > M_{ср2}; M_{maxB2} > M_{ср2}$ $C1=0; C2=1$	$M_{ср1} > M_{ср2}; M_{ср1} < M_{maxB3}$ $C=0; C2=1; C1=1$
$M_{maxA3} = M_c \frac{J_4}{J_{24}} + M_{\varphi} \frac{J_{23}}{J_{24}} + \sqrt{\left(\frac{\dot{x}_{c12}}{K_{24}E}\right)^2 + \left[M_{\varphi} \left(\frac{J_{45}}{J_5} - \frac{J_{23}}{J_{24}}\right) - M_c \frac{J_4}{J_{24}}\right]^2}$	$M_{maxB3} = M_{\varphi} \frac{J_{13}}{J_{14}} + \sqrt{\left(\frac{\dot{x}_{c12}}{K_{14}E}\right)^2 + \left[M_{\varphi} \left(\frac{J_{45}}{J_5} - \frac{J_{13}}{J_{14}}\right)\right]^2}$	$M_{maxB3} = M_{ср1} \frac{J_4}{J_{24}} + M_{\varphi} \frac{J_{23}}{J_{24}} + \sqrt{\left(\frac{\dot{x}_{c12}}{K_{24}E}\right)^2 + \left[M_{ср1} \left(\frac{J_{13}}{J_1} - \frac{J_4}{J_{24}}\right) - M_{\varphi} \frac{J_{23}}{J_{24}}\right]^2}$	
А1 А2 А3	$M'_{maxAi} = M_c \frac{J_3}{J_{23}} + M_{maxAi} \frac{J_2}{J_{23}}$	Б1 Б2 Б3	В1 В2 В3
		$M'_{maxBi} = M_{maxBi} \frac{J_{12}}{J_{13}} = M_{maxBi}$	$M'_{maxBi} = M_{ср1} \frac{J_3}{J_{23}} + M_{maxBi} \frac{J_2}{J_{23}}$

$M_c = (0,75-0,8)M_{ср1}; \dot{x}_{c2} \approx \frac{\omega_{2max}}{1,5}; \dot{x}_{c12}, \dot{x}_{c11}, \dot{x}_{c112}, \dot{x}_{c121} \approx \frac{\omega_{1max}}{1,5}$

моментов M_c (или $M_{с0}$) и M_{max} динамический момент в звене 23 равен в общем случае

$$M_{23} = A \cos K_{23}t + B \sin K_{23}t + M_{с(0)} \frac{J_3}{J_{23}} + M_{max} \frac{J_2}{J_{23}} \quad (3.15)$$

Будем полагать, что собственными высокочастотными колебаниями с частотой K_{23} можно пренебречь. Тогда

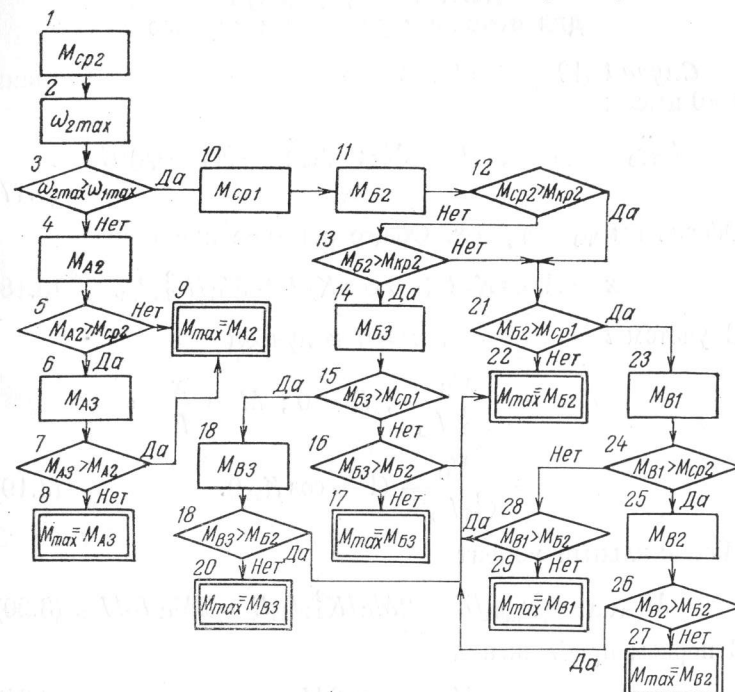


Рис. 3.3. Выбор расчетного случая для определения максимального динамического момента трансмиссии

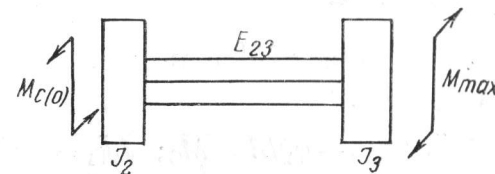


Рис. 3.4. Схема расчета момента M'_{max} в звене 23

да в первом приближении

$$M_{23 \max} = M'_{\max} = M_{C(0)} \frac{J_3}{J_{23}} + M_{\max} \frac{J_2}{J_{23}}. \quad (3.16)$$

Вывод формул для определения M_{\max} для основных расчетных случаев дан ниже.

3.3.1. Вывод формул для основных расчетных случаев

Случай А2 (C1=1). В начальный момент времени $t=0$ имеем

$$J_{23}\ddot{\varphi}_3 - (\varphi_3 - \varphi_4)/E = M_C; \quad J_{45}\ddot{\varphi}_5 - (\varphi_3 - \varphi_4)/E = 0. \quad (3.17)$$

Обозначим $\varphi_3 - \varphi_4 = x$. Общее решение имеет вид

$$x = A \cos K_{25}t + B \sin K_{25}t + M_C/K_{25}^2 J_{23}. \quad (3.18)$$

С учетом $t=0$, $x=0$, $\dot{x}=0$ получаем

$$A = -\frac{M_C}{K_{25}^2 J_{23}}; \quad B = 0; \quad M = \frac{x}{E} = \frac{M_C}{K_{25}^2 J_{23} E} (1 - \cos K_{25}t). \quad (3.19)$$

Максимальный момент

$$M_{\max A2} = x_{\max}/E = 2M_C/K_{25}^2 J_{23} E = 2M_C J_{45}/J_{25}. \quad (3.20)$$

В первом приближении

$$M_{\max A2} \approx 2M_C. \quad (3.21)$$

Случай А3 (C1=1; C2=1). В этом случае момент для срыва сцепления C_2 :

$$M_{Cp2} < M_{\max A2}. \quad (3.22)$$

После срыва C_2 имеем

$$J_{23}\ddot{\varphi}_3 + (\varphi_3 - \varphi_4)/E = M_C; \quad J_4\ddot{\varphi}_4 = (\varphi_3 - \varphi_4)/E = -M_\varphi. \quad (3.23)$$

Начальные условия для уравнений (3.23) определим из рассмотрения схемы во время срыва C_2 . С учетом (3.17) получаем

$$M_{Cp2} = J_{45}\ddot{\varphi}_4; \quad M_{Cp2} = M_\varphi J_{45}/J_{25}. \quad (3.24)$$

Отсюда

$$x_{c2} = \frac{M_C}{K_{25}^2 J_{23}} (1 - \cos K_{25}t) = M_\varphi \frac{J_{45}}{J_{25}} E; \quad (3.25)$$

$$\dot{x}_{c2} = \frac{M_C}{K_{25} J_{23}} \sin K_{25}t = \frac{M_C}{K_{25} J_{23}} \times \sqrt{1 - \left(1 - \frac{M_\varphi}{M_C} \frac{J_{25}}{J_5}\right)^2}. \quad (3.26)$$

В первом приближении

$$\dot{x}_{c2} = \frac{M_C}{K_{25} J_{23}} \sqrt{1 - (1 - M_\varphi/M_C)^2}. \quad (3.27)$$

Общее решение

$$x = A \cos K_{24}t + B \sin K_{24}t + \frac{M_C}{J_{23} K_{24}^2} + \frac{M_\varphi}{J_4 K_{24}^2}. \quad (3.28)$$

С учетом $t=0$, $x=x_{c2}$, $\dot{x}=\dot{x}_{c2}$ получаем

$$A = M_\varphi \frac{J_{45}}{J_5} E - \frac{M_C}{J_{23} K_{24}^2} - \frac{M_\varphi}{J_4 K_{24}^2} \approx \approx E \frac{J_4}{J_{24}} (M_\varphi - M_C); \quad B = \frac{\dot{x}_{c2}}{K_{24}}. \quad (3.29)$$

Максимальный момент

$$M_{\max A3} = \frac{x_{\max}}{E} = M_C \frac{J_4}{J_{24}} + M_\varphi \frac{J_{23}}{J_{24}} + \sqrt{\left(\frac{\dot{x}_{c2}}{K_{24} E}\right)^2 + \left[M_\varphi \left(\frac{J_{45}}{J_5} - \frac{J_{23}}{J_{24}}\right) - M_C \frac{J_4}{J_{24}}\right]^2}. \quad (3.30)$$

В первом приближении

$$M_{\max \text{ АЗ}} \approx M_C \frac{J_4}{J_{24}} + M_\Phi \frac{J_{23}}{J_{24}} + \sqrt{\left(\frac{\dot{x}_{c2}}{K_{24}E}\right)^2 + \left[(M_\Phi - M_C) \frac{J_4}{J_{24}}\right]^2}. \quad (3.31)$$

Случай Б2 (C1 = 0). В начальный момент времени $t = 0$ имеем

$$J_{13}\ddot{\Phi}_3 + (\Phi_3 - \Phi_4)/E = 0; \quad J_{45}\ddot{\Phi}_4 - (\Phi_3 - \Phi_4)/E = 0. \quad (3.32)$$

Общее решение

$$x = A \cos K_{15}t + B \sin K_{15}t. \quad (3.33)$$

С учетом $t = 0, x = 0, \dot{x} = \omega_{1\max}$ получаем

$$A = 0; \quad B = \omega_{1\max}/K_{15}. \quad (3.34)$$

Максимальный момент

$$M_{\max \text{ Б2}} = x_{\max}/E = \omega_{1\max}/K_{15}E. \quad (3.35)$$

Случай Б3 (C1 = 0; C2 = 1). В этом случае момент для срыва сцепления C_2 :

$$M_{\text{ср2}} < M_{\max \text{ Б2}}. \quad (3.36)$$

После срыва C_2 имеем

$$J_{13}\ddot{\Phi}_3 + (\Phi_2 - \Phi_3)/E = 0; \quad J_4\ddot{\Phi}_4 - (\Phi_2 - \Phi_3)/E = -M_\Phi. \quad (3.37)$$

Начальные условия для уравнений (3.37) определим из рассмотрения схемы во время срыва C_2 . С учетом (3.33) получаем

$$x_{c12} = M_{\text{ср2}}E = M_\Phi \frac{J_{45}}{J_5} E; \quad (3.38)$$

$$\dot{x}_{c12} = \omega_{1\max} \cos K_{25}t = \sqrt{\omega_{1\max}^2 - \left(M_\Phi K_{15} \frac{J_{45}}{J_5} E\right)^2}. \quad (3.39)$$

Общее решение

$$x = A \cos K_{14}t + B \sin K_{14}t + M_\Phi/J_4 K_{14}^2. \quad (3.40)$$

С учетом $t = 0, x = x_{c12}, \dot{x} = \dot{x}_{c12}$ получаем

$$A = M_\Phi \frac{J_{45}}{J_5} E - M_\Phi \frac{J_{13}}{J_{14}} E; \quad B = \frac{\dot{x}_{c12}}{K_{14}}. \quad (3.41)$$

Максимальный момент

$$M_{\max \text{ Б3}} = \frac{x_{\max}}{E} = M_\Phi \frac{J_{13}}{J_{14}} + \sqrt{\left(\frac{\dot{x}_{c12}}{K_{14}E}\right)^2 + \left[M_\Phi \left(\frac{J_{45}}{J_5} - \frac{J_{13}}{J_{14}}\right)\right]^2}. \quad (3.42)$$

В первом приближении

$$M_{\max \text{ Б3}} \approx M_\Phi + \dot{x}_{c12}/K_{14}E. \quad (3.43)$$

Случай В1 (C1 = 0; C1 = 1). После слияния C_1 возникает динамический момент, превышающий момент для срыва C_1 :

$$M_{\max \text{ Б2}} > M_{\text{ср1}}. \quad (3.44)$$

После срыва C_1 имеем

$$J_{23}\ddot{\Phi}_3 + (\Phi_2 - \Phi_3)/E = M_{C0}; \quad J_{45}\ddot{\Phi}_4 - (\Phi_2 - \Phi_3)/E = 0. \quad (3.45)$$

Начальные условия для уравнений (3.45) определим из рассмотрения схемы во время срыва C_1 . С учетом (3.33) получаем

$$x_{c11} = M_{\text{ср1}}E = M_{C0} \frac{J_{13}}{J_1} E; \quad (3.46)$$

$$\dot{x}_{c11} = \omega_{1\max} \cos K_{15}t = \sqrt{\omega_{1\max}^2 - \left(M_{C0} K_{15} \frac{J_{13}}{J_1} E\right)^2}. \quad (3.47)$$

Общее решение

$$x = A \cos K_{25}t + B \sin K_{25}t + M_{C0}/K_{25}^2 J_{23}. \quad (3.48)$$

С учетом $t = 0$, $x = x_{c11}$, $\dot{x} = \dot{x}_{c11}$ получаем

$$A = M_{C0} \frac{J_{13}}{J_1} E - M_{C0}/J_{23} K_{25}^2; B = \dot{x}_{c11} K_{25}. \quad (3.49)$$

Максимальный момент

$$M_{\max B1} = \frac{M_{C0}}{K_{25}^2 J_{23} E} + \sqrt{\left(\frac{\dot{x}_{c11}}{K_{25} E}\right)^2 + \left[M_{C0} \left(\frac{J_{13}}{J_1} - \frac{1}{J_{23} K_{25}^2 E}\right)\right]^2} = M_{C0} \frac{J_{45}}{J_{25}} + \sqrt{\left(\frac{\dot{x}_{c11}}{K_{25} E}\right)^2 + \left[M_{C0} \left(\frac{J_{13}}{J_1} - \frac{J_{45}}{J_{25}}\right)\right]^2}. \quad (3.50)$$

В первом приближении

$$M_{\max B1} \approx M_{C0} + \frac{\dot{x}_{c11}}{K_{25} E}. \quad (3.51)$$

Случай B2 ($C1 = 0$; $C1 = 1$; $C2 = 1$). После слияния C_1 возникает динамический момент, который приводит к срыву сцепления C_1 . После срыва C_2 имеем случай B1, уравнение (3.48). В первом приближении ($A \approx 0$) это уравнение можно записать в виде

$$x = \frac{\dot{x}_{c11}}{K_{25}} \sin K_{25} t + \frac{M_{C0}}{K_{25}^2 J_{23}}. \quad (3.52)$$

Используя (3.52), определим начальные условия для уравнения, описывающего поведение схемы после срыва C_2 :

$$x_{c112} = M_{\Phi} \frac{J_{45}}{J_5} E; \quad (3.53)$$

$$\sin K_{25} t = \left(M_{\Phi} \frac{J_{45}}{J_5} K_{25} E - \frac{M_{C0}}{J_{23} K_{25}^2} \right) / \dot{x}_{c11}; \quad (3.54)$$

$$\dot{x}_{c112} = \sqrt{\dot{x}_{c11}^2 - \left(M_{\Phi} \frac{J_{45}}{J_5} K_{25} E - \frac{M_{C0}}{J_{23} K_{25}^2} \right)^2} \approx \sqrt{\dot{x}_{c11}^2 - \frac{E}{J_{23}} (M_{\Phi} - M_{C0})^2}. \quad (3.55)$$

После срыва C_2 имеем

$$J_{23} \ddot{\Phi}_3 + (\Phi_3 - \Phi_4)/E = M_{C0}; J_4 \ddot{\Phi}_4 - (\Phi_3 - \Phi_4)/E = -M_{\Phi}. \quad (3.56)$$

Общее решение

$$x = A \cos K_{24} t + B \sin K_{24} t + \frac{M_{C0}}{J_{23} K_{24}^2} + \frac{M_{\Phi}}{J_4 K_{24}^2}. \quad (3.57)$$

С учетом $t = 0$, $x = x_{c112}$, $\dot{x} = \dot{x}_{c112}$ получаем

$$A = M_{\Phi} \frac{J_{45}}{J_5} E - \frac{M_{\Phi}}{J_4 K_{24}^2} - \frac{M_{C0}}{J_{23} K_{24}^2} = \left[M_{\Phi} \left(\frac{J_{45}}{J_5} - \frac{J_{23}}{J_{24}} \right) - M_{C0} \frac{J_4}{J_{24}} \right] E; B = \dot{x}_{c112}/K_{24}. \quad (3.58)$$

Максимальный момент

$$M_{\max B2} = x_{\max}/E = M_{C0} J_4/J_{24} + M_{\Phi} J_{23}/J_{24} + \sqrt{(\dot{x}_{c112}/K_{24} E)^2 + [M_{\Phi} (J_{45}/J_5 - J_{23}/J_{24}) - M_{C0} J_4/J_{24}]^2}. \quad (3.59)$$

В первом приближении

$$M_{\max B2} \approx M_{C0} \frac{J_4}{J_{24}} + M_{\Phi} \frac{J_{23}}{J_{24}} + \sqrt{\left(\frac{\dot{x}_{c112}}{K_{24} E}\right)^2 + \left[(M_{\Phi} - M_{C0}) \frac{J_4}{J_{24}}\right]^2}. \quad (3.60)$$

Случай B3 ($C1 = 0$; $C2 = 1$; $C1 = 1$). После слияния C_1 возникает динамический момент, который приводит вначале к срыву сцепления C_2 , а затем к срыву сцепления C_1 .

До срыва сцепления C_1 имеем случай B3, уравнение (3.40). Так же, как и в предыдущем случае, воспользуемся первым приближением уравнения (3.40), полагая $A \approx 0$:

$$x = \frac{\dot{x}_{c12}}{K_{14}} \sin K_{14} t + \frac{M_{\Phi}}{K_{14}^2 I_4}. \quad (3.61)$$

Используя (3.61), определим начальные условия для уравнения, описывающего поведение схемы после срыва сцепления C_1 :

$$x_{c121} = M_{C0} \frac{J_{13}}{J_1} E; \quad (3.62)$$

$$\sin K_{14} = \left(M_{C0} \frac{J_{13}}{J_1} K_{14} E - \frac{M_{\Phi}}{J_4 K_{14}} \right) / \dot{x}_{c12}; \quad (3.63)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_{c121} &= \sqrt{\dot{x}_{c12}^2 \left(M_{C0} \frac{J_{13}}{J_1} K_{14} E - \frac{M_{\Phi}}{J_4 K_{14}} \right)^2} = \\ &= \sqrt{\dot{x}_{c12}^2 - \frac{E}{J_4} (M_{C0} - M_{\Phi})^2}. \end{aligned} \quad (3.64)$$

После срыва C_2 при буксовании обоих сцеплений общее решение аналогично (3.57):

$$\begin{aligned} x &= A \cos K_{24} t + B \sin K_{24} t + \\ &+ M_{C0} / J_{23} K_{24}^2 + M_{\Phi} / J_4 K_{24}^2. \end{aligned} \quad (3.65)$$

С учетом $t = 0$, $x = x_{c121}$, $\dot{x} = \dot{x}_{c121}$ получаем

$$\begin{aligned} A &= M_{C0} \frac{J_{13}}{J_1} E - \frac{M_{C0}}{J_{23} K_{24}^2} - \frac{M_{\Phi}}{J_4 K_{24}^2} = \\ &= \left[M_{C0} \left(\frac{J_{13}}{J_1} - \frac{J_4}{J_{24}} \right) - M_{\Phi} \frac{J_{23}}{J_4} \right] E; \quad B = \dot{x}_{c121} / K_{24}. \end{aligned} \quad (3.66)$$

Максимальный момент

$$\begin{aligned} M_{\max \text{ в } 3} &= x_{\max} / E = M_{C0} J_4 / J_{24} + M_{\Phi} J_{23} / J_{24} + \\ &+ \sqrt{(\dot{x}_{c121} / K_{24} E)^2 + [M_{C0} (J_{13} / J_1 - J_4 / J_{24}) - M_{\Phi} J_{23} / J_{24}]^2}. \end{aligned} \quad (3.67)$$

В первом приближении

$$\begin{aligned} M_{\max \text{ в } 3} &\approx M_{C0} J_4 / J_{24} + M_{\Phi} J_{23} / J_{24} + \\ &+ \sqrt{(\dot{x}_{c121} / K_{24} E)^2 + [(M_{C0} - M_{\Phi}) J_{23} / J_{24}]^2}. \end{aligned} \quad (3.68)$$

3.3.2. Учет темпа включения сцепления

В некоторых случаях даже при наиболее интенсивном отпускании педали сцепления нарастание момента трения сцепления M_C нельзя полагать мгновенным из-за наличия специальных немеханических элементов в приводе сцепления.

Наибольшие отличия от результатов, полученных при мгновенном нарастании момента трения, имеют место

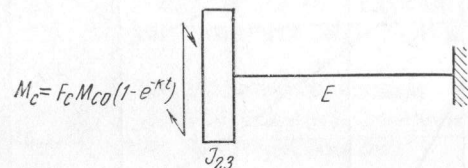


Рис. 3.5. Простейшая однозвенная схема трансмиссии с заделкой

для тех расчетных случаев, когда сцепление C_1 достаточно долго пробуксовывается, а срыва сцепления C_2 не происходит. Тогда машинный агрегат можно представить в виде простейшей однозвенной схемы (рис. 3.5), поскольку масса J_{23} намного меньше маховых масс колес и автомобиля, вместо которых вводится заделка.

Приняв закон нарастания момента трения $M_C = F_C M_{C0} (1 - e^{-Kt})$, получим следующее уравнение движения простейшей схемы:

$$J_{23} \ddot{\varphi}_2 + \varphi_2 / E = F_C M_{C0} (1 - e^{-Kt}). \quad (3.69)$$

Общее решение этого уравнения дает формулу для динамического момента трансмиссии

$$\begin{aligned} M &= \frac{\tau_{\varphi_2}}{E} = F_C M_{C0} \left[1 - \frac{1}{K^2 / K_c^2 + 1} e^{-Kt} - \right. \\ &- \left(1 - \frac{1}{K^2 / K_c^2 + 1} \right) \cos K_c t - \\ &- \left. \frac{K}{K_c} \frac{1}{K^2 / K_c^2 + 1} \sin K_c t \right]. \end{aligned} \quad (3.70)$$

Здесь K — коэффициент, определяющий интенсивность нарастания момента трения сцепления и зависящий от темпа включения сцепления, 1/с; $K_c = \sqrt{1/J_{23}E}$ — собственная частота однозвенной схемы.

Величина наибольшего момента M_{\max} , действующего в трансмиссии, зависит от соотношения параметров K и

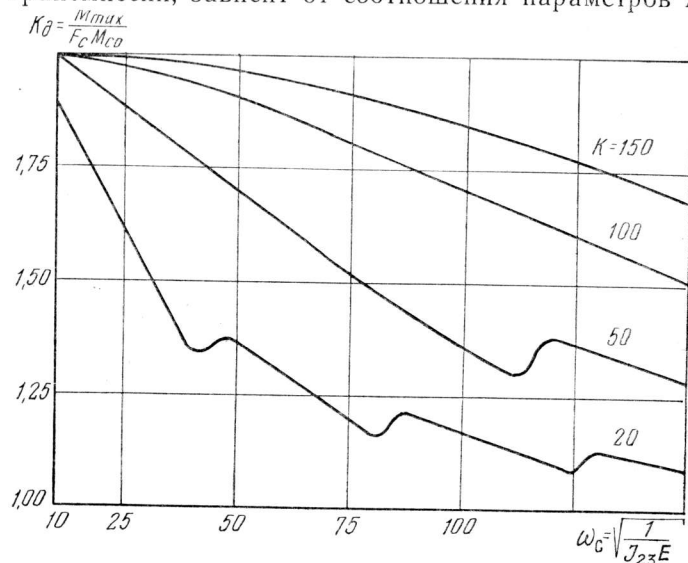


Рис. 3.6. Зависимость коэффициента динамичности K_d от собственной частоты трансмиссии ω_c и темпа включения сцепления K

K_c и может быть определена из выражения (3.70). При этом за величину M_{\max} берется первый максимум функции $M(t)$ для значений $t > 3/K$. Принято, что нарастание момента трения сцепления происходит за время $t_h = 3/K$, так как величина e^{-Kt} при $t = 3/K$ близка к нулю.

Результаты расчета максимальных нагрузок трансмиссии для различных K представлены на рис. 3.6 в виде зависимости коэффициента динамичности $K_d = M_{\max}/F_c M_{c0}$ от параметра K_c . Область изменения $K_c = 10$ —150 1/с охватывает значения, характерные для трансмиссий существующих автомобилей. Коэффициент динамичности $K_d = 2$ соответствует мгновенному нарастанию момента трения M_c до максимального значения $F_c M_{c0}$.

При этом $K \rightarrow \infty$, а время нарастания момента $t_h \rightarrow 0$. Зигзагообразный участок графика $K = 50$ 1/с относится к случаю, когда динамический момент максимален на втором собственном колебании системы. При $K < 50$ 1/с система успевает совершать несколько собственных колебаний, прежде чем момент трения M_c достигнет максимального значения. Это осуществляется на втором, третьем и т. д. колебаниях.

Из графиков рис. 3.6 следует, что темп включения сцепления, характеризуемый значениями $K > 150$ 1/с, практически мало отличается от случая мгновенного приложения к системе момента $M_c = F_c M_{c0}$.

3.4. МНОГОЗВЕННЫЕ СХЕМЫ ДЛЯ РАСЧЕТА МАКСИМАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ТРАНСМИССИИ

При упрощении динамических схем методом парциальных частот из них последовательно исключают парциальные системы, обладающие наибольшей частотой. Если проделать обратную операцию и переходить от простейшей схемы к более сложным, то для расчета максимальных динамических нагрузок можно получить иерархию схем, изображенную на рис. 3.7, а—ж. В каждой из последующих схем выделяются новые парциальные системы, что позволяет уточнить (по сравнению со схемой, где задана общая податливость E машинного агрегата) динамические моменты на упругих звеньях трансмиссии. Эти упругие звенья обозначены: E_T — трансмиссия (главным образом полуоси); E_K — ведущие колеса; E_p — реактивные элементы ведущего моста; $E_{кв}$ — карданный вал; $E_{кп}$ — валы коробки передач; $E_{пв}$ — первичный вал; $E_{дф}$ — демпфер сцепления; E_r , $E_{др}$ — реактивные элементы ведущего моста и силового агрегата, скручивающиеся в поперечных плоскостях. Простейшая схема позволяет получить приближенное аналитическое решение. Многозвенные схемы требуют использования ЭВМ.

Как показывают расчеты, максимальную нагрузку, действующую на полуосях, можно достаточно точно определить по одно- или двухзвенным схемам. Дальнейшая детализация схемы дает уточнение, не превышающее 5%. Эксперименты и расчеты показывают также,

что приведенные значения нагрузок на карданном валу и полуосях примерно одинаковы. Таким образом, многозвенная расчетная схема служит для уточненных расчетов нагрузок на валах коробки передач, а также для исследования явления перераспределения нагрузок по различным элементам трансмиссии. Для решения этих задач могут быть использованы более экономичные рас-

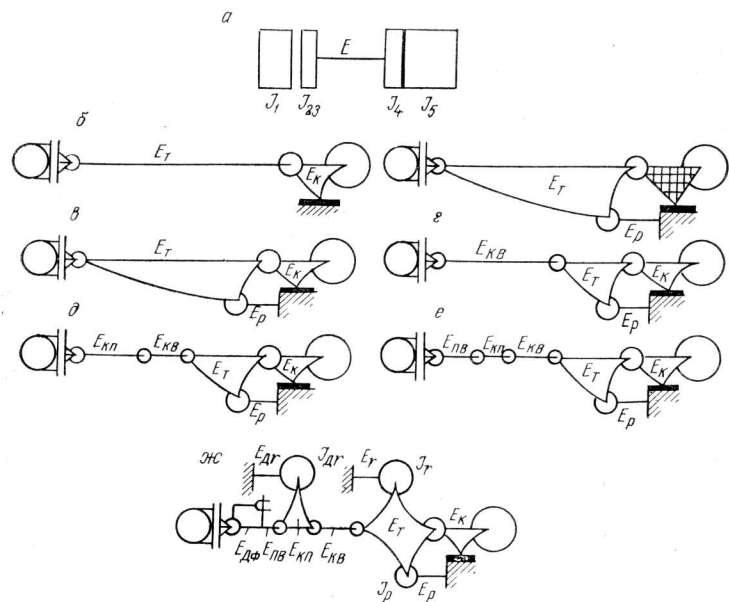


Рис. 3.7. Иерархия динамических схем для расчета максимальных нагрузок

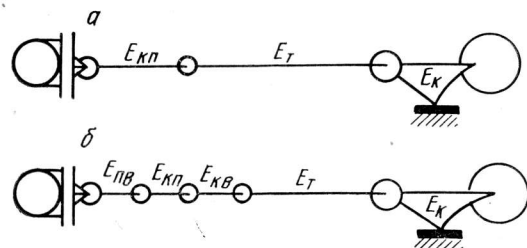


Рис. 3.8. Схемы для определения максимальных нагрузок на первичном валу (а) и для исследования перераспределения нагрузок по трансмиссии (б)

четные схемы, изображенные на рис. 3.8, а, б, по сравнению со схемами на рис. 3.7, д и ж.

Приближенное определение нагрузок на валах трансмиссии в случае, если нагрузка на полуосях или карданном валу уже рассчитана, можно осуществить с помощью соотношений для M_{\max} , приведенных в параграфе 3.3.

Расчетные и экспериментальные исследования позволяют сделать вывод, что наиболее существенное влияние на величины максимальных нагрузок трансмиссии оказывают на высших передачах момент трения сцепления, на низших — момент по сцеплению ведущих колес с дорогой и частота вращения маховика двигателя. В несколько меньшей степени обычно влияют инерционно-упругие параметры, а также диссипативные параметры и степень детализации расчетной схемы.

3.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА МАКСИМАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ТРАНСМИССИИ

Расчеты по простейшей динамической схеме. Параметры динамических отечественных автомобилей представлены в табл. 3.7. Результаты расчетов сведены в табл. 3.8. Даны два варианта расчетов. Первый соответствует случаям, когда значения параметра \dot{x}_c определялись по развернутым формулам, представленным в параграфе 3.3 при выводе формул для основных расчетных случаев, второй — когда параметр \dot{x}_c определялся по упрощенным формулам (см. табл. 3.6).

Расчеты по многозвенной динамической схеме с учетом демпфирования. В табл. 3.9 приведены результаты расчета максимальных динамических нагрузок трансмиссии автомобиля «Москвич-412» на I передаче. Динамическая схема и ее параметры представлены ранее в гл. 2. Варианты демпфирования, использованные при расчете, даны в табл. 3.10. Расчет проведен на ЭВМ по программе, в которой реализован численный метод Рунге—Кутты интегрирования системы дифференциальных уравнений.

Момент трения сцепления задавался по закону

$$M_C = F_C(\Delta\omega) M_{C0} (1 - e^{-Kt}), \quad (3.71)$$

Таблица 3.7. Параметры однозвенных динамических схем автомобилей в приведении к карданному валу

Модель автомобиля	Моменты инерции, кг·м ²					$E \cdot 10^6$, Н-1, м-1	M_{C0} , Н·м	M_{ϕ} , Н·м	ω_{1max} , рад/с
	J_1	J_2	J_3	J_4	J_5				
ВАЗ-2101	1,913	0,0619	0,0239						
	0,719	0,0233	0,0169				532		156
	0,302	0,0098	0,0135	0,091	5,68	4290	327	335	254
	0,136	0,0044	0,0128				212		393
«Москвич-412»	1,55	0,0400	0,0183				142		586
	0,529	0,0133	0,0133				635		174
	0,225	0,0057	0,0122	0,086	6,63	2910	371	366	298
	0,127	0,0032	0,0116				242		456
ГАЗ-24	4,29	0,100	0,0674				182		607
	1,79	0,0419	0,0485				1344		135
	0,736	0,0172	0,0305	0,147	10,8	2600	868	507	208
	0,350	0,0082	0,0265				557		324
ГАЗ-53А	21,4	0,897	0,313				384		471
	4,76	0,200	0,163				3799		51
	1,44	0,0604	0,136	0,748	34,1	1180	1792	2630	108
	0,499	0,0209	0,0541				986		197
ЗИЛ-130	54,3	1,77	1,79				580		335
	16,6	0,538	0,716				6101		45
	5,18	0,168	0,404	1,36	58,3	713	3362	3760	81,7
	2,13	0,0692	0,315				1878		146
МАЗ-500А	0,987	0,032	0,284				1205		228
	102	2,41	2,85				820		335
	31,3	0,737	1,14				6838		41,8
	8,55	0,201	0,58	2,18	80,6	320	3783	5110	75,8
	3,70	0,087	0,454				1976		145
	1,63	0,0384	0,354				1300		220
						863		333	

где $F_C(\Delta\omega)$ учитывает изменение момента трения и принимается $F_C(\Delta\omega)=0,8$ при буксующем сцеплении C_1 , $F_C(\Delta\omega)=1$ при замкнутом сцеплении C_1 .

В таблице представлены результаты расчетов по различным вариантам изменения параметров: M_{C0} , M_{ϕ} , K , ω_{1max} , демпфирования и податливости первого упругого звена E_1^* расчетной динамической схемы. Фиксированные значения параметров, соответствующие основному расчетному случаю нагружения трансмиссии в реальных условиях эксплуатации, представлены в заголовке таблицы. Вариация параметров осуществлялась относительно фиксированных значений.

Величина $M_{C0}=182$ Н·м соответствует коэффициенту запаса сцепления $\beta_0=1,6$, регламентированному технической характеристикой автомобиля, а $M_{C0}=130$ Н·м — изношенному сцеплению.

В вариантах расчета с моментом $M_{\phi}>M_{Kmax}$ обеспечивался момент по сцеплению ведущих колес M_{ϕ} , превышающий максимальный динамический момент в шинах ведущих колес, т. е. имитировались случаи резкого трогания в условиях, когда ведущие колеса не пробуксовывают. Это происходит, например, на сухой асфальтобетонной площадке с высоким коэффициентом сцепления ϕ после того, как автомобиль двигался задним ходом и резко затормозил. Возникающее перераспределение вертикальных сил ведет к повышению сцепного момента. Увеличение вертикальной силы на ведущих колесах возможно также на наклонном участке. Все перечисленные факторы могут привести к существенному росту M_{ϕ} , что обеспечит трогание автомобиля без пробуксовки колес.

Различные значения K соответствуют определенной интенсивности включения сцепления. Случай $K=150$ с⁻¹ близок к мгновенному приложению момента трения сцепления. Значения $\omega_{1max}=262$ и 607 рад/с соответствуют троганию с частотами вращения маховика двигателя, близкими к режимам максимального момента и максимальной мощности. Два варианта E_1^* соответствуют значениям податливости первого упругого звена динамической схемы с учетом и без учета податливости демпфера сцепления.

Коэффициенты демпфирования принимались постоянными. При этом в первом варианте значения K_i получены по значениям $K_i\omega$ (см. табл. 2.4) для расчетной частоты $\omega=83,3$ рад/с, равной низшей собственной частоте машинного агрегата с отсоединенной маховой массой двигателя и связанных с ней ведущих деталей сцепления. Второй вариант демпфирования соответствует данным работы [18].

Результаты расчетов представлены в виде максимальных моментов, действующих на первичном валу $M_{пв}$, на полуоси $Y_{по}$ (приведен к первичному валу) и $M_{до}=Y_{по}i_0/2$ (собственное значение), а также значение работы буксования сцепления $A_{б}$. Дано также вре-

Таблица 3.8. Результаты расчета максимальных моментов в трансмиссиях автомобилей

Модель автомобиля	$t_{КП}$	Парциальные частоты, рад/с				Граничная угловая скорость ω_{2max} , рад/с	Моменты сры-ва сцеплений, кН·м		Пределные моменты, кН·м, при защемлен-ных колесах		Расчетный случай				Максимальные моменты, кН·м			
		K_{18}	K_{25}	K_{14}	K_{24}		$M_{ср1}$	$M_{ср2}$			по развернутым формулам		по упрощенным формулам					
									$C1=1$	$C1=0$	$M_{max} = M_{КВ}$	$M_{max} = M_{КП}$	$M_{max} = M_{КВ}$	$M_{max} = M_{КП}$	$M_{max} = M_{КВ}$	$M_{max} = M_{КП}$		
ВАЗ-2101	3,75	12,5	52,5	51,8	72,7			0,852	3,367	А3	0,683	0,611	0,672	0,571				
	2,30	18,6	76,4	53,6	91,4	112	0,345	0,532	А3	0,498	0,398	0,482	0,389					
	1,49	27,5	100	57,3	112		0,340	0,339	А2	0,338	0,240	0,339	0,241					
	1,00	39,5	117	63,9	127		0,160	0,227	А2	0,227	0,143	0,227	0,143					
«Москвич-412»	3,49	16,3	77,1	64,9	99,5		0,659	1,016	А3	0,836	0,733	0,777	0,693					
	2,04	25,9	114	67,9	130	137	0,390	0,594	А3	0,571	0,433	0,563	0,430					
	1,33	38,3	139	73,6	152		0,371	0,387	А2	0,386	0,255	0,476	0,283					
	1,00	49,2	153	80,1	165		0,201	0,291	А2	0,291	0,177	0,291	0,177					
ГАЗ-24	3,5	11,0	48,3	52,0	70,1		1,396	2,150	В3	1,481	1,426	1,564	1,475					
	2,26	15,5	65,5	53,1	82,9	173	0,911	1,389	А3	1,161	0,911	1,171	0,915					
	1,45	22,9	90,0	55,7	103		0,593	0,891	А3	0,846	0,590	0,893	0,607					
	1,00	33,2	105	60,1	117		0,422	0,614	А3	0,609	0,379	0,757	0,414					

ГАЗ-53А	6,55	7,86	26,9	34,2	42,8		4,014	6,078	Б3	3,657	3,606	3,472	3,472
	3,09	13,8	48,6	36,0	58,9	110	1,929	2,867	Б2	3,491	2,728	3,246	2,593
	1,70	23,3	65,9	40,6	73,8		1,120	1,569	А2	1,569	1,029	1,578	1,031
	1,00	38,7	106	51,1	111		0,367	0,928	А2	0,926	0,593	0,928	0,593
ЗИЛ-130	7,44	6,91	20,4	32,5	37,8		6,490	9,760	Б3	5,441	5,270	5,051	5,051
	4,10	10,1	33,8	33,3	46,4	97,9	3,616	5,379	Б2	5,879	4,442	5,213	4,156
	2,29	16,4	49,8	35,7	59,0		2,085	3,005	А2	2,976	1,935	3,005	1,944
	1,47	24,1	60,6	39,9	68,4		1,422	1,928	А2	1,916	1,135	1,928	1,138
МАЗ-500А	1,00	33,2	66,8	45,9	74,0		1,083	1,312	А2	1,305	0,721	1,312	0,722
	5,26	11,8	36,2	55,1	64,9		7,191	10,94	Б3	8,175	7,451	7,904	7,326
	2,91	16,6	59,5	56,3	80,2	63,1	4,010	6,053	А3	5,865	4,141	6,603	4,431
	1,52	27,8	91,6	60,6	106		2,150	3,152	А2	3,123	1,974	3,152	1,982
	1,00	40,1	110	67,2	122		1,490	2,080	А2	2,066	1,205	2,080	1,207
	0,664	57,4	129	78,7	140		1,071	1,381	А2	1,374	0,757	1,381	0,758

Примечание. При расчетах принято $M_C = 0,8M_{C0}$.

Таблица 3.9. Расчет динамических процессов при трогании автомобиля «Москвич» на I передаче

Вариант	Варьируемый параметр (фиксированное значение)						Результаты						
	М _{с0} , Н·м (182)	М _ф , Н·м (130)	К, с ⁻¹ (60)	ω _{пд/с} (262)	E ₁ · 10 ⁵ , Н·м ⁻¹ (84)	Демпфи-рование (1)	М _{пв} , Н·м	t _{пв} , с	У _{по} , Н·м	М _{по} , Н·м	t _{по} , с	А _р , Н·м	t _б , с
1.1			150				179	0,0380	194	1420	0,0420	742	0,083
1.2							158	0,0510	169	1240	0,0485	1180	0,120
1.3			30				144	0,1330	147	1080	0,0585	2450	0,174
1.4			15				138	0,2330	138	1020	0,227	3410	0,245
1.5			6,5			2	130	0,3570	130	961	0,360	3880	0,357
1.6				607	8,2		158	0,0510	169	1240	0,0485	9810	0,264
1.7				607	8,2		155	0,0415	165	1210	0,0415	10000	0,268
1.8		М _{кmax}					174	0,0580	192	1420	0,0560	3670	0,264
1.9		М _{кmax}				2	174	0,0560	191	1410	0,0560	3630	0,262
1.10		М _{кmax}					167	0,0480	181	1340	0,0470	3640	0,237
1.11		М _{кmax}	150				174	0,0580	192	1420	0,0560	23800	0,796
1.12		М _{кmax}	150				191	0,0500	216	1590	0,0485	23700	0,787
2.1	130						132	0,0455	148	1090	0,0445	3720	0,324
2.2	130						123	0,0565	136	1000	0,0545	3880	0,331
2.3	130		30				109	0,151	112	824	0,1500	3950	0,346
2.4	130		15				104	0,335	104	767	0,3330	3980	0,374
2.5	130			607			123	0,0565	136	1000	0,0543	22200	0,783

Примечание. Неуказанные значения параметров равны фиксированным.

Таблица 3.10. Варианты коэффициентов демпфирования, использованных в расчете динамических процессов при трогании автомобиля «Москвич» на I передаче

Вариант демпфирования	Коэффициент демпфирования, Н·м·с					
	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄	K ₅	K ₆
1	2,42	0,193	0,229	0,052	0,330	0,705
2	0,005	0,022	0,006	0,032	0,926	0,387

мя достижения максимального значения моментов: $t_{пв}$ — на первичном валу; $t_{по}$ — на полуоси и время t_b — до замыкания сцепления. При расчете большинства вариантов нелинейный демпфер с сухим трением заменялся эквивалентным упругим звеном с вязким демпфированием, что оказалось вполне приемлемым для практических расчетов.

По результатам расчета можно сделать следующие выводы относительно нагруженности трансмиссии автомобиля «Москвич-412». При резком трогании без пробуксовки ведущих колес (например, на подъеме) максимальные нагрузки на полуосях достигают 1420—1590 Н·м, а нагрузки на первичном валу — 174—191 Н·м (варианты 1.11, 1.12 (табл. 3.9)).

Максимальные значения нагрузок в реальных условиях эксплуатации соответствуют троганию с пробуксовкой ведущих колес и составляют для полуоси 1210—1240 Н·м, для первичного вала — 155—158 Н·м (варианты 1.6, 1.7).

Из сопоставления значений приведенных к одному валу моментов $M_{пв}$ и $U_{по}$ следует, что при $K < 60$ с⁻¹ (время нарастания момента трения $t_h > 0,05$ с) перераспределение нагрузок по агрегатам трансмиссии не превышает 10%. Например, для варианта 2.2 $U_{по} = 136$ Н·м, $M_{пв} = 123$ Н·м. Такое небольшое перераспределение по сравнению с трансмиссиями грузовых автомобилей можно объяснить тем, что в трансмиссиях легковых автомобилей нет больших сосредоточенных масс (типа барабана трансмиссионного тормоза).

Наличие демпфера сцепления или эквивалентного ему упругого звена в расчетной схеме практически не

влияет на величины максимальных динамических нагрузок (можно сравнить варианты 1.6 и 1.7, а также 1.8, 1.9 и 1.10).

Работа буксования сцепления A_B при трогании в наибольшей степени зависит от начальной частоты вращения маховика двигателя (можно сравнить варианты 1.2 и 1.6, 2.2 и 2.5). Темп нарастания момента трения сцепления оказывает существенное влияние на A_B при больших значениях M_{C0} . При $M_{C0}=182$ Н·м для $K=60$ и 15 с⁻¹ получены значения $A_B=11,8$ и $34,1$ Н·м (варианты 1.2 и 1.4); при $M_{C0}=130$ Н·м для тех же K получены значения $A_B=38,8$ и $39,8$ Н·м (варианты 2.2 и 2.4). Во всех случаях $\omega_{1max}=262$ рад/с. При значениях статического момента трения сцепления, близких к номинальному $M_{C0}=182$ Н·м, режимы резкого включения сцепления дают максимальные динамические нагрузки при минимальной работе буксования сцепления.

Динамическая нагруженность трансмиссии с двойной разнесенной и двойной центральной главными передачами на базе ведущих мостов с осевой нагрузкой 100 кН. Трансмиссии с одним ведущим мостом (4×2). Расчет нагруженности трансмиссий автомобиля МАЗ-500 с двойной разнесенной и автомобиля «200» с двойной центральной главными передачами проведен по цепным расчетным динамическим схемам, параметры которых соответствуют параметрам табл. 2.7, 2.8, относящимся к цепной части схем.

При расчетах динамических нагрузок нарастание момента трения задавалось по закону (3.71).

Для расчетов были приняты следующие значения параметров. Коэффициент, характеризующий темп нарастания момента, $K=150$ с⁻¹, статический момент трения сцепления $M_{C0}=1300$ Н·м, что соответствует коэффициенту запаса $\beta_0=2$. При расчетах нагрузок на I передаче, когда происходит быстрое замыкание сцепления, а затем возможна его пробуксовка, принято $F_C=1$; при расчетах на остальных передачах, когда имеет место достаточно продолжительная пробуксовка сцепления C_1 , принято $F_C=0,8$. Во всех расчетах начальная частота вращения маховика двигателя принята $n_{1max}=1800$ об/мин.

Результаты расчета представлены в табл. 3.11. Составляемые автомобили обозначены «500» и «200». В

Таблица 3.11. Максимальные динамические моменты в трансмиссиях автомобилей МАЗ-500 и «200». Расчет

Пере- дача	Модель	$C1-C2$ (t, c)	$F_C M_{C0}$, кН·м	$\frac{Y_{12}, \text{кН·м}}{t_{12}, \text{с}}$	$\frac{Y_{23}, \text{кН·м}}{t_{23}, \text{с}}$	$\frac{Y_{34}, \text{кН·м}}{t_{34}, \text{с}}$	$\frac{Y_{45}, \text{кН·м}}{t_{45}, \text{с}}$	$\frac{Y_{56}, \text{кН·м}}{t_{56}, \text{с}}$	Y_{Φ} , кН·м	МКВ, кН·м	МПО- кН·м	
I	«500»	1-0(0)	1,3	1,33	1,21	1,19	1,15	0,87	0,87	7,35	9,40	
		0-0(0,034)		0,090	0,088	0,086	0,057					
		0-1(0,057)										
	«200»	1-1(0,071)	1,35	1,14	1,12	1,09	0,87	0,87	0,87	6,90	25,4	
		0-0(0,032)	0,114	0,141	0,142	0,138	0,110					
		1-0(0,095)										
II	«500»	1-0(0)	1,04	1,38	1,64	1,70	1,73	1,58	5,78	5,78	7,80	
		1-1(0,054)		0,078	0,076	0,075	0,072	0,054				
		1-0(0)										
	«200»	1-0(0)	1,45	1,79	1,87	1,85	1,58	1,58	1,58	6,35	24,6	
		1-1(0,075)	0,096	0,098	0,096	0,099	0,075					
		1-0(0)										
III	«500»	1-0(0)	1,04	1,26	1,42	1,48	1,51	2,54	3,00	2,65	3,60	
		1-1(0,054)		0,037	0,048	0,047	0,043	0,057				
		1-0(0)										
	«200»	1-0(0)	1,37	1,64	1,82	1,87	2,50	3,00	3,00	3,26	13,0	
		1-1(0,075)	0,067	0,078	0,068	0,073	0,071					
		1-0(0)										
IV	«500»	1-0(0)	1,04	1,22	1,32	1,53	1,53	2,59	5,70	1,53	2,05	
		1-1(0,054)		0,031	0,030	0,032	0,034	0,051				
		1-0(0)										
	«200»	1-0(0)	1,26	1,42	1,78	1,80	2,77	3,00	5,75	1,75	6,80	
		1-1(0,075)	0,047	0,047	0,056	0,059	0,069					
		1-0(0)										

таблице показаны последовательное изменение состояний сцепления C_1 и C_2 и время t , с, соответствующее переходу к новому состоянию сцеплений. Максимальные нагрузки даны в виде приведенных к первичному валу крутящих моментов Y_{ij} , действующих на упругих звеньях динамической схемы. Указано также время достижения максимальной нагрузки и приведенное значение момента по сцеплению ведущих колес с дорогой Y_{φ} . Приведенные значения моментов Y_{34} и Y_{45} пересчитаны с помощью передаточных чисел в собственные значения моментов соответственно на карданном валу $M_{КВ}$ и полуоси $M_{ПО}$.

Анализ максимальных динамических нагрузок на различных звеньях при сравнении двух или нескольких трансмиссий удобно проводить с помощью графиков перераспределения упругих моментов, показанных на рис. 3.9.

На I передаче линия, соединяющая ординаты приведенных максимальных упругих моментов на последовательно расположенных звеньях трансмиссии, носит нисходящий характер, на II имеются возрастающий и убывающий участки, а на высших происходит нарастание максимумов упругого момента при переходе от первичного вала коробки к последующим звеньям.

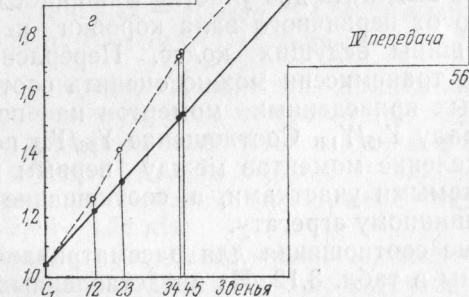
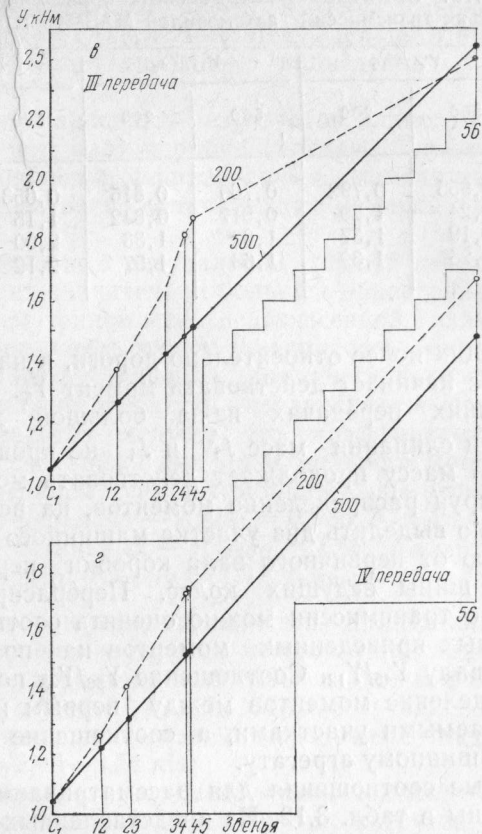
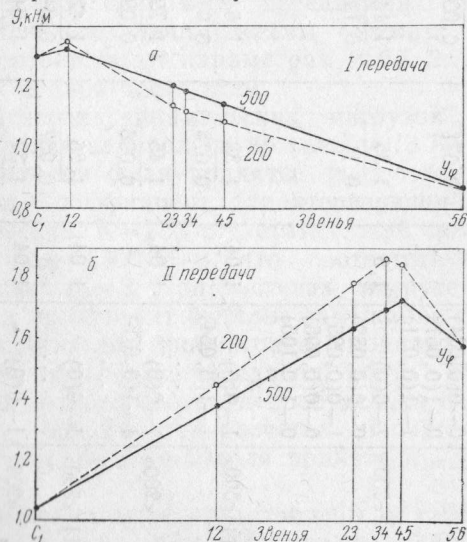


Рис. 3.9. Перераспределение приведенных к первичному валу максимальных динамических моментов в трансмиссиях автомобилей МАЗ-500 и условного автомобиля «200»: а, б, в, г — на I—IV передачах соответственно

Такое распределение моментов объясняется разным механизмом нагружения трансмиссии и наличием граничных условий, накладываемых возможностью замыкания и пробуксовки сцеплений C_1 и C_2 .

На I передаче происходит «слипание» маховых масс J'_1 и J''_1 . Трансмиссия нагружается инерционным моментом от маховой массы J_1 , что приводит к пробук-

Таблица 3.12. Соотношение максимальных приведенных моментов на звеньях трансмиссий автомобилей МАЗ-500 и «200»

Передача	Y_{45}/Y_{12}		Y_{56}/Y_{45}		Y_{56}/Y_{12}	
	500	200	500	200	500	200
I	0,855	0,792	0,760	0,815	0,653	0,646
II	1,24	1,29	0,917	0,842	1,15	1,09
III	1,19	1,37	1,68	1,33	2,00	1,82
IV	1,25	1,39	1,68	1,57	2,12	2,20

совке ведущих колес относительно дороги, и на маховую массу колес начинает действовать момент Y_{ϕ} .

На высших передачах из-за большой жесткости трансмиссии слипания масс J_1'' и J_1'' не происходит, и на маховую массу продолжает действовать момент M_C .

Анализируя распределение моментов, на всех передачах можно выделить два участка машинного агрегата: трансмиссию от первичного вала коробки передач до полуосей и шины ведущих колес. Перераспределение моментов по трансмиссии можно оценить соотношением максимальных приведенных моментов на полуосях и первичном валу Y_{45}/Y_{12} . Соотношение Y_{56}/Y_{45} показывает перераспределение моментов между первым и вторым рассматриваемыми участками, а соотношение Y_{56}/Y_{12} — по всему машинному агрегату.

Указанные соотношения для рассматриваемых автомобилей даны в табл. 3.12. Из представленных в таблице результатов следует, что на всех передачах отношения Y_{45}/Y_{12} у автомобиля «500» меньше отличаются от единицы, чем у автомобиля «200», т. е. в более жесткой трансмиссии происходит меньшее перераспределение упругих моментов. Соотношение Y_{56}/Y_{45} на первой передаче меньше у автомобиля «500», а на остальных — у автомобиля «200».

Установленный характер перераспределения моментов подтверждает вывод о том, что при расчете максимальных динамических нагрузок по двухзвенной расчетной схеме упругие моменты на первом и втором звеньях будут соответствовать нагрузкам на полуосях и шинах. При этом для расчета нагрузок на других ва-

лах трансмиссии необходимо учитывать явление перераспределения. Это может быть сделано в первом приближении по соотношениям, приведенным в параграфе 3.3.

Из представленных результатов видно, что момент на первичном валу коробки передач близок к моменту трения сцепления, а приведенный момент на полуосях может существенно отличаться от момента на первичном валу.

Трансмиссия с центральной главной передачей обычно обладает значительно большей приведенной податливостью, чем трансмиссия с разнесенной главной передачей. Вопрос о том, какая трансмиссия, «жесткая» или «мягкая», имеет меньшую динамическую нагруженность, в общем случае решается неоднозначно. Из приведенных результатов следует, что коэффициент динамичности, рассчитанный для максимального момента на полуосях, у трансмиссии автомобиля «200» несколько ниже на первой передаче — $K_{\partial 200I} = 0,935 K_{\partial 500I}$ и несколько выше на остальных — $K_{\partial 200II} = 1,09 K_{\partial 500II}$; $K_{\partial 200III} = 1,24 K_{\partial 500III}$; $K_{\partial 200IV} = 1,17 K_{\partial 500IV}$.

С учетом передаточных чисел трансмиссии максимальные значения упругих моментов на карданном валу и полуоси для автомобиля «500» имеют место на первой передаче: $M_{КВ} = 7,35$ кН; $M_{ПО} = 9,4$ кН, для схемы «200» — на первой-второй передачах: $M_{КВ} = 6,35-6,9$ кН; $M_{ПО} = 2,46-2,54$ кН.

Трансмиссии с двумя ведущими мостами (6×4). Расчеты максимальных динамических нагрузок выполнены для трансмиссий типа МАЗ и КраЗ, описанных в параграфе 2.2, по динамической схеме, показанной на рис. 2.12. Отличительной особенностью рассматриваемых автомобилей является высокое соотношение моментов M_{C0}^M и M_{ϕ} , приведенных к одному и тому же валу трансмиссии $K_{сф} = M_{C0}^M / M_{\phi}^M$ (индекс «м» здесь и далее обозначает приведение моментов ко входному валу одного моста). Высокое значение $K_{сф}$ объясняется установкой на автопоездах большой грузоподъемности двигателей с повышенной мощностью и крутящим моментом. Как следствие, момент трения сцепления при этом растет.

Общие передаточные числа трансмиссий на низших передачах не уменьшают, а обычно увеличивают. В то

Таблица 3.13. Момент трения и максимальные нагрузки на входе в мост. Расчет

Передача	МАЗ					КрАЗ				
	M_{C0}^M , кН·м	M_{ϕ}^M , кН·м	$K_{сф}$	M_{max}^M , кН·м	K_{∂}	M_{C0}^M , кН·м	M_{ϕ}^M , кН·м	$K_{сф}$	M_{max}^M , кН·м	K_{∂}
I	12,45	3,83	3,25	6,78	1,77	12,45	3,84	3,24	6,77	1,76
II	6,55	3,83	1,71	6,47	1,69	6,55	3,84	1,70	6,50	1,69
III	4,30	3,83	1,12	5,56	1,45	4,30	3,48	1,12	5,57	1,45
IV	3,05	3,83	0,80	4,42	1,45	3,05	3,84	0,79	4,67	1,53
V	3,64	3,83	0,95	5,09	1,40	3,64	3,84	0,95	5,26	1,45
VI	1,90	3,83	0,50	2,72	1,43	1,90	3,84	0,49	2,90	1,53
VII	1,25	3,83	<0,5	1,72	1,38	1,25	3,84	<0,5	1,84	1,47
VIII	0,92	3,83	<0,5	1,24	1,35	0,92	3,84	<0,5	1,28	1,39

же время момент по сцеплению ведущих колес с дорогой определяется сцепным весом, который для рассматриваемых автомобилей ограничивается величиной 180 кН.

Поскольку на различных передачах соотношение моментов меняется: на низших $K_{сф} > 1$, а на высших $K_{сф} < 1$, то в общем случае коэффициент динамичности целесообразно определять по выражению (3.4).

При расчетах рассматриваемых трансмиссий, так же как и ранее, принято: нарастание момента трения происходит по закону (3.71); $K = 150 \text{ с}^{-1}$; начальная частота вращения маховика двигателя $n_{1 \max} = 2100 \text{ об/мин}$; коэффициент сцепления $\phi = 0,7$.

Результаты расчета максимальных нагрузок представлены в табл. 3.13. Они не противоречат экспериментальным данным, помещенным в табл. 3.5. Это следует из сопоставления значений коэффициентов динамичности, относящихся к близким значениям $K_{сф}$ в расчете и эксперименте. Так, по расчету получено для трансмиссии МАЗ (V передача) $K_{сф} = 0,95$, $K_{\partial} = 1,4$; для трансмиссии КрАЗ (III передача) $K_{сф} = 1,12$, $K_{\partial} = 1,45$. В эксперименте (см. табл. 3.5) зафиксировано для трансмиссий МАЗ (I передача) $K_{сф} = 0,96$, $K_{\partial} = 1,53$; для трансмиссий КрАЗ (I передача) $K_{сф} = 1,18$, $K_{\partial} = 1,54$.

По результатам расчетов можно сделать вывод, что на низших передачах отличие в параметрах упругих звеньев сопоставляемых трансмиссий не сказывается на величине максимальных нагрузок. При этом $K_{сф} > 1$ и

величины максимальных нагрузок определяются главным образом моментами M_{C0}^M и M_{ϕ}^M и инерционными параметрами маховых масс.

На высших передачах несколько меньшие значения нагрузок у трансмиссии с разнесенной главной передачей, которая имеет меньшую приведенную податливость и, очевидно, обладает несколько более благоприятным сочетанием инерционно-упругих параметров для рассмотренного процесса динамического нагружения.

3.6. СТАТИСТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ НАГРУЖЕНИЯ ТРАНСМИССИИ ПРИ ТРОГАНИИ АВТОМОБИЛЯ С МЕСТА

Одним из показателей, характеризующих нагруженность деталей трансмиссии, в частности шестерен и подшипников, является статистический ряд распределения одних только максимальных пиковых значений момента на валу трансмиссии, возникающих при трогании с места [19, 20].

Расчетным путем этот показатель может быть получен многократным моделированием процессов трогания автомобиля с места на определенной передаче. Можно полагать, что инерционно-упругие параметры в каждом трогании постоянны. Момент по сцеплению шин ведущих колес также может быть принят постоянным, поскольку методиками [19, 20] предусмотрены трогания на равной асфальтобетонной площадке.

Основными параметрами, которые имеют при трогании явно выраженный случайный характер, являются момент трения сцепления M_C , время t_k нарастания момента M_C до своего максимального значения $M_{C \max}$, начальная частота вращения маховика двигателя $n_{1 \max}$.

В отдельных троганиях максимальное значение момента трения сцепления $M_{C \max}$ в общем случае может изменяться. Эти изменения определяются техническим состоянием сцепления, нестабильностью момента трения накладок и другими факторами.

Случайный характер t_k и $n_{1 \max}$ определяется во многом действиями водителя, которые могут быть различны при разных троганиях. Целесообразно рассматривать не абсолютные значения $M_{C \max}$ и $n_{1 \max}$, а отношения $M_{C \max}/M_{C0}$, где M_{C0} — статический момент трения

сцепления по технической характеристике автомобиля, и $n_{1 \max}/0,5 (n_M + n_N)$, где n_M и n_N — частоты вращения маховика двигателя в режимах максимального момента и мощности.

В ИНДМАШ АН БССР разработана методика определения статистического ряда максимальных моментов трансмиссии [21], реализованная в виде программы для ЭВМ. Методика основана на статистическом моделировании процесса трогания автомобиля. Определение максимальных нагрузок ведется по рассмотренным ранее динамическим схемам, учитывающим возможность замыкания и пробуксовки сцеплений C_1 и C_2 . В каждом испытании на ЭВМ случайным образом выбираются параметры $M_{C \max}/M_{C0}$; t_k ; $n_{1 \max}/0,5 (n_M + n_N)$.

Распределения первого и третьего параметров описываются нормальными законами, а второго (t_k) — логарифмически нормальным законом. Такой характер распределений обусловлен физической природой параметров и подтверждается экспериментальными данными.

Нарастание момента трения моделируется по зависимости

$$M_C = F_C(\Delta\omega) M_{C \max} (1 - e^{-Kt}).$$

При этом $M_{C \max}$ определяется по соотношению $M_{C \max}/M_{C0}$, а K — по соотношению $K = 3/t_k$.

Таблица 3.14. Распределение параметров при моделировании и эксперименте

Распределение	Параметр	$\frac{M_{C \max}}{M_{C0}}$	$\ln t_k$	$\frac{n_{1 \max}}{0,5(n_M + n_N)}$	$M_{\max}^{\text{ПО}}$, кН·м
1	Среднее	0,652	-0,785	0,965	5,91
	С. к. о.	0,151	0,378	0,063	1,70
2	Среднее	0,700	-0,780	1,000	6,36
	С. к. о.	0,050	0,250	0,023	0,92
0	Среднее	Эксперимент [19]			6,21
	С. к. о.				0,88

Примечание. Для ГАЗ-53А принято $M_{C0} = 580$ Н·м; $n_M = 2200$ об/мин; $n_N = 3200$ об/мин.

После случайного выбора $M_{C \max}$ и $n_{1 \max}$ осуществляется их проверка на ограничения. Значения $M_{C \max}$ должны быть больше нуля, а $n_{1 \max}$ не должны выходить за пределы минимальной устойчивой частоты вращения и максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя.

В качестве примера выполненных расчетов в табл. 3.14 и на рис. 3.10 представлены характеристики параметров

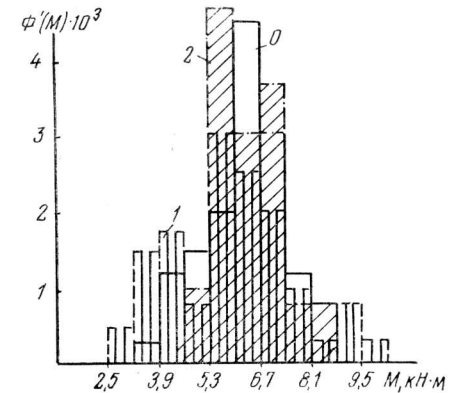


Рис. 3.10. Распределение максимальных динамических нагрузок на полуоси автомобиля ГАЗ-53А при трогании на I передаче: 0 — эксперимент; 1, 2 — моделирование

и вид распределений максимальных динамических нагрузок на полуоси автомобиля ГАЗ-53А при трогании на I передаче.

Моделирование по второму варианту наиболее близко к экспериментальным данным. Характеристики варьируемых параметров, соответствующие этому варианту, могут быть использованы для аналогичных расчетов трансмиссий и других автомобилей.

3.7. ПОДОБИЕ ПРОЦЕССОВ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ ТРАНСМИССИЙ

На примере простейшей схемы (см. рис. 3.2), динамика которой определяется маховыми массами J_1, \dots, J_5 , упругим звеном E , моментами M_C, M_ϕ и частотой враще-

ния $\omega_{1 \max}$, рассмотрим вопросы подобия динамических процессов трансмиссии при резком трогании.

Целесообразно перейти к новым единицам измерения вышеуказанных параметров. В качестве этих новых единиц можно выбрать момент инерции J_2 , податливость машинного агрегата E и момент трения сцепления M_C . Тогда единицей измерения частоты вращения будет параметр $M_C \sqrt{E/J_2}$. Это выражение совпадает с формулой для вычисления граничной скорости. Таким образом, частота вращения в данном случае будет вычисляться в единицах граничной скорости.

Параметры простейших динамических схем ряда отечественных автомобилей на I передаче в новой системе измерения, т. е. в относительных единицах, представлены в табл. 3.15. При расчетах, так же как и ранее, принято, что M_ϕ определен для $\phi=0,7$, а $\omega_{1 \max}$ соответствует режиму максимальной мощности.

Если теперь выполнить расчет максимальных динамических нагрузок по этим параметрам, то в результате получим значение коэффициента динамичности $K_\partial = \bar{M}_{\max} = M_{\max}/M_C$. Результаты такого расчета помещены в табл. 3.16. Для всех случаев принято $M_C = 0,8 M_{C0}$. Первый вариант расчета соответствует номинальным значениям \bar{M}_ϕ и $\omega_{1 \max}$, представленным в табл. 3.15, второй — выполнению условий подобия по параметрам \bar{M}_ϕ и $\omega_{1 \max}$. Эти параметры приняты для всех автомобилей одинаковыми.

Очевидно, что полное подобие процессов в рассматриваемых динамических схемах будет обеспечено, если, помимо \bar{M}_ϕ и $\omega_{1 \max}$, одинаковыми для всех автомобилей окажутся значения $\bar{J}_1, \bar{J}_3, \bar{J}_4, \bar{J}_5$. Однако выбор одинаковыми для всех автомобилей значений \bar{M}_ϕ и $\omega_{1 \max}$ уже обеспечивает достаточное подобие процессов динамического нагружения и дает близкие значения K_∂ .

Отсюда можно сделать вывод, что отличие в результатах расчетов коэффициентов динамичности трансмиссий различных моделей автомобилей для реальных значений параметров объясняется прежде всего отличиями (с точки зрения подобия) начальных и граничных параметров $M_C, M_\phi, \omega_{1 \max}$.

Поэтому результаты, полученные для определенной трансмиссии, могут быть распространены на трансмис-

Таблица 3.15. Параметры однозвенных динамических схем автомобилей на I передаче в относительных единицах

Модель автомобиля	Значение параметров-измерителей					Параметры схем в относительных единицах					
	$J_2, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$E \cdot 10^4, \text{Н}\cdot\text{м}^{-1}$	$M_C, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_C \sqrt{E/J_2}, \text{рад/с}$	\bar{J}_1	\bar{J}_3	\bar{J}_4	\bar{J}_5	\bar{M}_{C0}	\bar{M}_ϕ	$\omega_{1 \max}$
ВАЗ-2101	0,062	4290	426	112	30,8	0,387	1,47	91,6	1,25	0,786	1,39
«Москвич-412»	0,039	2910	508	139	39,7	0,468	2,21	170	1,25	0,720	1,25
ГАЗ-24	0,1	2600	1070	173	42,9	0,674	1,47	108	1,25	0,475	0,78
ГАЗ-53А	0,891	1180	3040	110	23,9	0,349	0,834	38,0	1,25	0,865	0,464
ЗИЛ-130	1,77	713	4880	98	30,8	1,01	0,768	32,9	1,25	0,770	0,459
МАЗ-500А	2,41	154	5470	63	42,5	1,18	0,906	33,5	1,25	0,933	0,663

Таблица 3.16. Расчет максимальных нагрузок при номинальных значениях параметров и при выполнении условий подобия

Модель автомобиля	Номинальные значения				Подобие по ГАЗ-53А				Подобие по «Москвич-412»			
	M_ϕ	$\omega_{1 \max}$	$K_\partial = \frac{M_{\max}}{M_C}$	\bar{M}_ϕ	$\omega_{1 \max}$	$K_\partial = \frac{M_{\max}}{M_C}$	\bar{M}_ϕ	$\omega_{1 \max}$	$K_\partial = \frac{M_{\max}}{M_C}$	\bar{M}_ϕ	$\omega_{1 \max}$	$K_\partial = \frac{M_{\max}}{M_C}$
ВАЗ-2101	0,786	1,39	1,60	0,865	0,464	1,33	0,720	1,25	1,25	1,25	1,57	
«Москвич-412»	0,720	1,25	1,65	0,865	0,464	1,44	0,720	1,25	0,720	1,25	1,65	
ГАЗ-24	0,475	0,78	1,39	0,865	0,464	1,36	0,720	1,25	0,720	1,25	1,52	
ГАЗ-53А	0,865	0,464	1,20	0,865	0,464	1,20	0,720	1,25	0,720	1,25	1,42	
ЗИЛ-130	0,770	0,459	1,11	0,865	0,464	1,30	0,720	1,25	0,720	1,25	1,45	
МАЗ-500А	0,933	0,663	1,50	0,865	0,464	1,24	0,720	1,25	0,720	1,25	1,32	

сии других автомобилей с учетом подобия начальных и граничных параметров. В тех случаях, когда необходимо учитывать также темп включения сцепления, который определяет время t_k нарастания момента трения сцепления, одинаковыми должны быть параметры $\bar{t}_k = t_k / \sqrt{J_2 E}$, где $\sqrt{J_2 E}$ — единица для измерения времени.

ГЛАВА 4

ДИНАМИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

Автомобиль предназначен для перевозки грузов и пассажиров по дорогам, которые имеют неровности. Для уменьшения колебаний машин колеса снабжены пневматическими шинами и, кроме того, их оси упруго крепятся к кузову автомобиля.

Кузов автомобиля может колебаться вдоль трех координатных осей и вокруг них. Ось X располагается вдоль оси автомобиля, ось Y — поперек автомобиля и ось Z — вертикально. Перемещения вдоль осей X и Y называются подергиванием, а вдоль оси Z — подпрыгиванием. Поворот вокруг оси X обозначается углом θ и называется покачиванием, вокруг оси Y — φ и называется галопированием и вокруг оси Z обозначается ψ и называется вилянием.

Проектирование подвески состоит из трех последовательно решаемых задач. Вначале приближенно определяются или выбираются основные параметры подвески: жесткости рессор и шин, коэффициенты сопротивления амортизаторов и шин, силы сухого трения и т. д. Затем устанавливается тип подвески, кинематическая схема и производится уточненный расчет собственных частот колебаний и передаточных функций подвески. Наконец, с помощью прочностного расчета определяются размеры упругих и амортизационных элементов.

Для решения первых двух задач автомобиль необходимо изображать в виде динамической схемы.

4.1. ОДНОМАССОВАЯ СХЕМА

В первом приближении для изучения вертикальных и продольно-угловых колебаний поддресоренной массы можно рассматривать модель, представленную на рис.

4.1. Обозначим: m_1 — подрессоренная масса; z_1, z_{11} и z_{12} — координаты соответственно центра тяжести и точек над осями, отсчитываемые от положения статического равновесия; c_1 и c_2 — приведенные жесткости подвески и шин; k_1 и k_2 — приведенные коэффициенты пропорциональности между силами сопро-

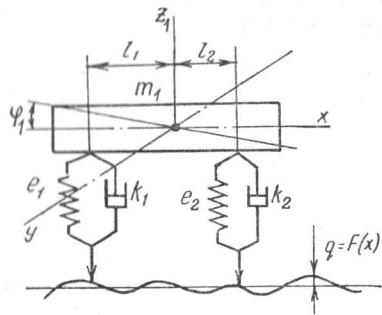


Рис. 4.1. Одномассовая схема автомобиля

тивления и относительными скоростями; q_1 и q_2 — текущие значения ординат профиля дороги; φ_1 — угол поворота массы вокруг поперечной оси; ρ — радиус инерции массы m_1 вокруг поперечной оси Y .

Дифференциальные уравнения колебаний модели имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} 1) \quad m_1 \ddot{z}_1 + k_1 (\dot{z}_{11} - \dot{q}_1) + k_2 (\dot{z}_{12} - \dot{q}_2) + c_1 (z_{11} - q_1) + \\ + c_2 (z_{12} - q_2) = 0; \\ 2) \quad m_1 \rho^2 \ddot{\varphi}_1 + k_1 (\dot{z}_{11} - \dot{q}_1) l_1 - k_2 (\dot{z}_{12} - \dot{q}_2) l_2 + \\ + c_1 (z_{11} - q_1) l_1 - c_2 (z_{12} - q_2) l_2 = 0, \end{aligned} \right\} (4.1)$$

или, если перейти от уравнений второго порядка к уравнениям первого порядка:

$$\left. \begin{aligned} 1) \quad m_1 \dot{V}_1 + Y_{\text{п1}} + Y_{\text{п2}} = 0; \\ 2) \quad m_1 \rho^2 \dot{\omega}_\varphi + Y_{\text{п1}} l_1 - Y_{\text{п2}} l_2 = 0; \\ 3) \quad e_1 \dot{Y}_{\text{п1}} - (V_{11} - V_{q1}) - k_1 e_1 (V_{11} - V_{q1}) = 0; \\ 4) \quad e_2 \dot{Y}_{\text{п2}} - (V_{12} - V_{q2}) - k_2 e_2 (V_{12} - V_{q2}) = 0, \end{aligned} \right\} (4.2)$$

где $V_{q1} = \dot{q}_1$; $V_{q2} = \dot{q}_2$; $V_{11} = V_1 + l_1 \omega_\varphi$; $V_{12} = V_1 - l_2 \omega_\varphi$; $e_1 = 1/c_1$; $e_2 = 1/c_2$; $z_{11} = z_1 + l_1 \varphi_1$; $z_{12} = z_1 - l_2 \varphi_1$.

Для исследования колебаний целесообразно заменить переменные z_1 и φ_1 , т. е. вертикальное перемещение центра тяжести подрессоренной массы и угол ее поворота вокруг поперечной оси, на координаты z_{11} и z_{12} .

Из рис. 4.1 следует, что $\dot{z}_1 = \dot{z}_{11} l_2 / L + \dot{z}_{12} l_1 / L$ и $\ddot{\varphi}_1 = (\ddot{z}_{11} - \ddot{z}_{12}) / L$.

Дифференциальные уравнения с новыми переменными имеют вид

$$\left. \begin{aligned} 1) \quad m_1 \frac{l_2^2 + \rho^2}{L^2} \dot{V}_{11} + m_1 \frac{l_1 l_2 - \rho^2}{L^2} \dot{V}_{12} + Y_{\text{п1}} = 0; \\ 2) \quad m_1 \frac{l_1^2 + \rho^2}{L^2} \dot{V}_{12} + m_1 \frac{l_1 l_2 - \rho^2}{L^2} \dot{V}_{11} + Y_{\text{п2}} = 0. \end{aligned} \right\} (4.3)$$

Для реальных моделей автомобилей обычно $0,8 l_1 l_2 \leq \rho^2 \leq 1,2 l_1 l_2$. Поэтому можно принимать $l_1 l_2 = \rho^2$, тогда система уравнений (4.3) распадается на два уравнения, не связанные одно с другим. В этом случае передняя часть кузова совершает колебания с собственной частотой ω_1 , которая не зависит от колебаний задней части с частотой ω_2 . Уравнения приобретают вид

$$\left. \begin{aligned} 1) \quad m_1 \frac{l_2^2 + \rho^2}{L^2} \dot{V}_{11} + Y_{\text{п1}} = 0; \\ 2) \quad m_2 \frac{l_1^2 + \rho^2}{L^2} \dot{V}_{12} + Y_{\text{п2}} = 0; \\ 3) \quad \dot{Y}_{\text{п1}} = \frac{1}{e_1} (V_{11} - V_{q1}) + k_1 (V_{11} - V_{q1}); \\ 4) \quad \dot{Y}_{\text{п2}} = \frac{1}{e_2} (V_{12} - V_{q2}) + k_2 (V_{12} - V_{q2}). \end{aligned} \right\} (4.4)$$

Если обозначить $m_1 (l_2^2 + \rho^2) / L^2$ через m_{11} и $m_2 (l_1^2 + \rho^2) / L^2$ через m_{12} , то получим два простейших уравнения:

$$\left. \begin{aligned} 1) \quad m_{11} \ddot{x}_{11} + k_1 \dot{x}_{11} + c_1 x_{11} = c_1 q_1 + k_1 \dot{q}_1; \\ 2) \quad m_{12} \ddot{x}_{12} + k_2 \dot{x}_{12} + c_2 x_{12} = c_2 q_2 + k_2 \dot{q}_2. \end{aligned} \right\} (4.5)$$

Частоты собственных колебаний, рад/с, определяются из уравнений

$$m_{11}\ddot{x}_{11} + k_1\dot{x}_{11} + c_1x_{11} = 0;$$

$$m_{12}\ddot{x}_{12} + k_2\dot{x}_{12} + c_2x_{12} = 0$$

и равны

$$\omega_1 = \sqrt{c_1/m_{11}} \sqrt{1 - k_1/4m_{11}c_1} \approx \sqrt{c_1/m_{11}}; \quad \omega_2 \approx \sqrt{c_2/m_{12}}. \quad (4.6)$$

Частота собственных колебаний, Гц:

$$v_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_1}{m_{11}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_1}} \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_2}}. \quad (4.7)$$

У легковых автомобилей с обычными подвесками частота достигает 0,85—1,6, а у грузовых — 1,3—2 Гц. Выбирать частоты ниже 0,75 Гц не рекомендуется, так как колебания с такими частотами при длительном воздействии на человека способны вызвать так называемую морскую болезнь.

Статические прогибы у современных автомобилей (над осями колес) f составляют у легковых автомобилей 10—35 и у грузовых — 6—15 см.

4.2. ТРЕХМАССОВАЯ СХЕМА

На рис. 4.2 представлены наиболее распространенная динамическая схема двухосного автомобиля, сигнальный граф и соответствующая блок-схема.

Система уравнений для данной схемы:

$$\left. \begin{aligned} 1) \quad m_1\dot{V}_1 + Y_{\text{п1}} + Y_{\text{п2}} &= 0; \\ 2) \quad m_1\omega_\phi^2 + Y_{\text{п1}}l_1 - Y_{\text{п2}}l_2 &= 0; \\ 3) \quad m_2\dot{V}_2 - Y_{\text{п1}} + Y_{\text{ш1}} &= 0; \\ 4) \quad m_3\dot{V}_3 - Y_{\text{п2}} + Y_{\text{ш2}} &= 0; \\ 5) \quad Y_{\text{п1}} = Y_{\text{п11}} + Y_{\text{п12}} = 2k_1(V_1 + l_1\omega_\phi - V_2) + &+ 2c_{\text{п1}}(z_1 + l_1\varphi_1 - z_2); \\ 6) \quad Y_{\text{п2}} = Y_{\text{п21}} + Y_{\text{п22}} = 2k_2(V_2 - l_2\omega_\phi - V_3) + &+ 2c_{\text{п2}}(z_1 - l_2\varphi_1 - z_3); \end{aligned} \right\} \quad (4.8)$$

$$7) \quad Y_{\text{ш1}} = Y_{\text{ш11}} + Y_{\text{ш12}} = 2c_{\text{ш1}}(z_2 - q_1) + 2k_{\text{ш1}}(V_2 - V_{q1});$$

$$8) \quad Y_{\text{ш2}} = Y_{\text{ш21}} + Y_{\text{ш22}} = 2c_{\text{ш2}}(z_3 - q_2) + 2k_{\text{ш2}}(V_3 - V_{q2}).$$

Все дуги и точки сигнального графа соответствуют определенным параметрам и элементам динамической

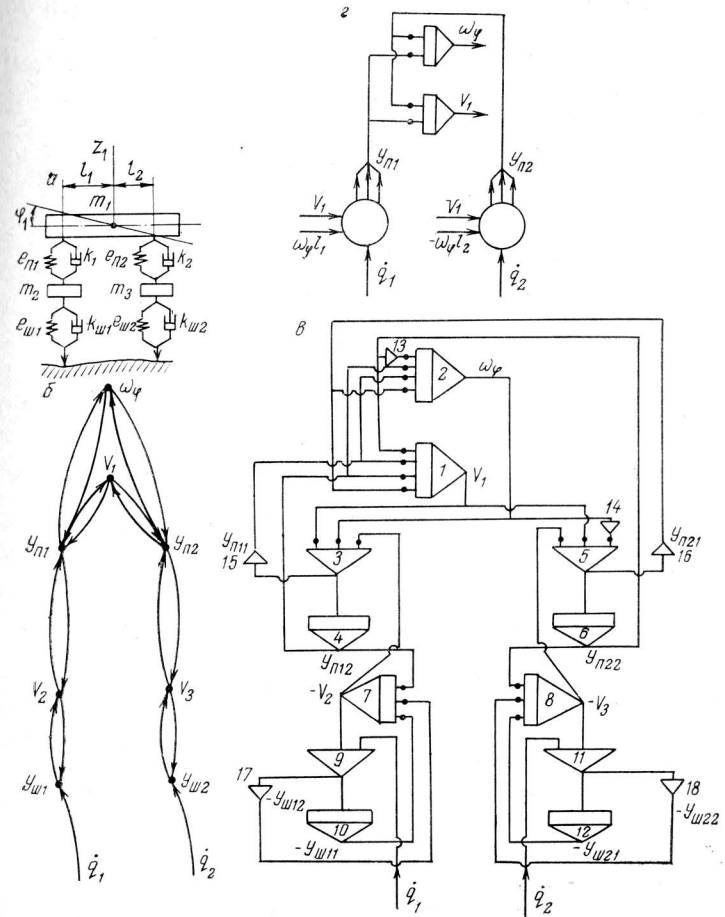


Рис. 4.2. Трехмассовая схема автомобиля (а), сигнальный граф (б), блок-схема (в) и схема с условными обозначениями (г)

схемы. Решающие устройства блок-схемы также соответствуют тем же элементам. Интегратор 1 имитирует вертикально колеблющуюся массу автомобиля, интегратор 2 — момент инерции автомобиля относительно поперечной оси. Инверторы и интеграторы 3, 4 и 5, 6 имитируют упругость передних и задних рессор, а 9, 10 и 11, 12 — упругость шин. Интеграторы 7 и 8 имитируют неподдресоренные массы m_2 и m_3 . Инверторы, изображенные пунктиром, соответствуют амортизаторам (15 и 16) и демпфирующим свойствам шин (17 и 18).

Данная блок-схема соответствует линейной системе и имеет раздельное формирование сил $Y_{п11}$, $Y_{п12}$, $Y_{п21}$, $Y_{п22}$, $Y_{ш11}$, $Y_{ш12}$, $Y_{ш21}$, $Y_{ш22}$.

Заменим переменные z_1 и ϕ_1 переменными z_{11} и z_{12} — вертикальными перемещениями над осями, тогда система дифференциальных уравнений примет вид

$$\left. \begin{aligned} 1) m_{11}\dot{V}_{11} + m_{13}\dot{V}_{12} + Y_{п1} &= 0; \\ 2) m_{12}\dot{V}_{12} + m_{13}\dot{V}_{11} + Y_{п2} &= 0; \\ 3) m_2\dot{V}_2 - Y_{п1} + Y_{ш1} &= 0; \\ 4) m_3\dot{V}_3 - Y_{п2} + Y_{ш2} &= 0; \\ 5) \dot{Y}_{п1} = 2k_1(V_{11} - \dot{V}_2) + 2c_{п1}(V_{11} - V_2); \\ 6) \dot{Y}_{п2} = 2k_2(\dot{V}_{12} - \dot{V}_3) + 2c_{п2}(V_{12} - V_3); \\ 7) \dot{Y}_{ш1} = 2k_{ш1}(\dot{V}_2 - \dot{V}_{q1}) + 2c_{ш1}(V_2 - V_{q1}); \\ 8) \dot{Y}_{ш2} = 2k_{ш2}(\dot{V}_3 - \dot{V}_{q2}) + 2c_{ш2}(V_3 - V_{q2}), \end{aligned} \right\} (4.9)$$

где $m_{11} = m_1(l_2^2 + \rho^2)/L^2$; $m_{12} = m_1(l_1^2 + \rho^2)/L^2$; $m_{13} = m_1(l_1l_2 - \rho^2)/L^2$.

Так же как при одномассовой схеме, для современных автомобилей $l_1l_2 \approx \rho^2$, и данная система уравнений распадается на две системы, каждая — из четырех идентичных уравнений.

Исходная динамическая схема (рис. 4.2, а) имеет четыре собственные частоты: две низкие и две высокие. Низкие близки к частотам колебания кузова, а высокие — неподдресоренных масс.

После распада трехмассовой схемы на две двухмассовые собственные частоты, присущие этим схемам, также определяются приближенно. Расчеты показывают,

Таблица 4.1. Данные по подвескам грузовых колесных машин [2]

Параметр	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	МАЗ-500А	ГАЗ-66	ЗИЛ-131	УРАЛ-375	КраЗ-214
Полезная масса, кг	4000	5000	8225	2000	3500	4500	7000
Масса, кг:							
без груза	3250	4300	6600	3470	6630	8400	12300
с грузом	7400	9525	14825	5800	11030	13200	19570
Масса, кг:							
на передних колесах	1480	2100	4115	2170	2695	3275	4600
на задних колесах	3800	6000	8450	2545	5120	6200	11270
Масса неподдресоренных частей							
передних	340	475	710	560	935	1200	1200
задних	730	950	1550	525	1560	1950	2500
Передняя подвеска							
$f_{ст}$, см	8,2	8,1	10,1	8,8	9,5	8,2	8,0
$f_{д}$, см	8,7	7,2	11,7	11,0	6,8	7,5	7,8
$2C_{ш}$, Н/мм	184	260	406	246	290	330	550
$2C_{п}$, Н/мм	1020	1286	960	800	865	1000	1160
Задняя подвеска							
$f_{ст}$	11,2	8,5	9,5	11,5	5,0	8,5	5,8
$f_{д}$	8,2	14	11,4	12,7	11,0	13,8	11,0
$2C_{п}$, Н/мм	720	714	644	196	1100	884	1738
$2C_{п доп}$, Н/мм	161	157	524	—	—	—	—
$\Sigma C_{ш}$	2440	3236	1920	800	1530	2000	2640
База, м	3,7	3,8	3,95	3,3	3,98	4,2	5,3
Шины	8,25—20	260—200	320—508	12—18	12—20	14—20	15—20
Давление воздуха в шинах, атм	2,8/4,5	3,5/5	5/5,5	3/3	3/4	3,2/3,2	2,8/3,2

что если $c_{ш1} > 2c_{п1}$ и $m_{11} > 4m_2$ или $c_{ш1} > 4c_{п1}$ и $m_{11} > 2m_2$, то собственные частоты можно определять по уравнениям:

для передней части автомобиля

$$\omega_{11} \approx \sqrt{2c_{п1}c_{ш1}/m_{11}(c_{п1} + c_{ш1})}; \quad \omega_{12} \approx \sqrt{2(c_{п1} + c_{ш1})/m_2}, \quad (4.10)$$

для задней

$$\omega_{21} \approx \sqrt{2c_{п2}c_{ш2}/m_{12}(c_{п2} + c_{ш2})}; \quad \omega_{22} \approx \sqrt{2(c_{п2} + c_{ш2})/m_3}. \quad (4.11)$$

В табл. 4.1 приведены параметры подвесок некоторых автомобилей. На рис. 4.3 представлена блок-схема, моделирующая узел нелинейной подвески — амортизатор — неподдресоренная масса — шина, из которой видно, что узел можно изображать в виде кружочка с тремя входами: скоростью перемещения вертикальной неровности \dot{q} ,

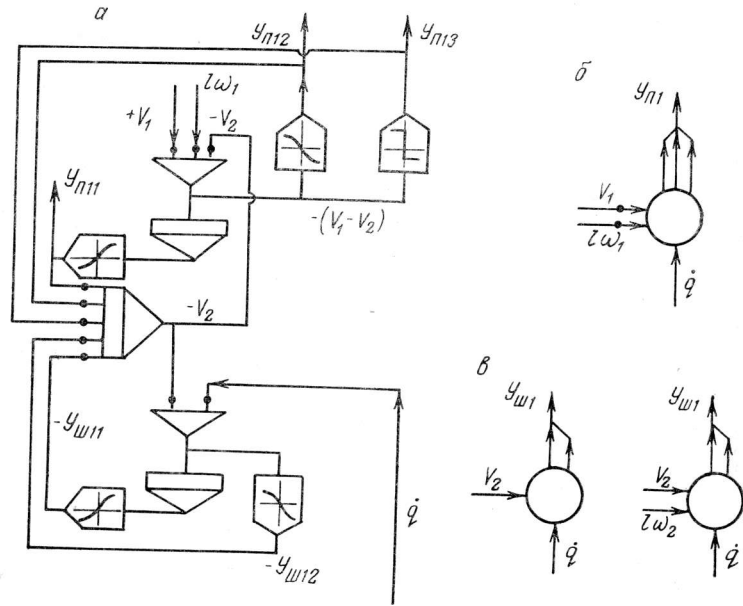


Рис. 4.3. Блок-схема узла рессора—амортизатор—неподдресоренная масса — шина (а), ее условное обозначение (б) и условное обозначение шины (в) (слева — без учета, справа — с учетом поворота неподдресоренной массы)

скоростью над упругим элементом, обусловленной вертикальными колебаниями, V_{11} и скоростью, обусловленной галопированием $\pm l\omega_{\phi}$, а также тремя выходами — нелинейной упругой силой Y_{12} и двумя силами, которые имитируют амортизацию колебаний.

4.3. МНОГОМАССОВЫЕ СХЕМЫ

Вместо многочисленных дифференциальных уравнений для многоосных автомобилей, которые имеют однотипные элементы — рессора — неподдресоренная масса — шины, — можно рисовать условные схемы.

Для пояснения предлагаемого способа условного изображения дифференциальных уравнений на рис. 4.4, а представлена схема, имитирующая подвеску двухосного (плоского) автомобиля, на рис. 4.4, б — схема трехосного автомобиля с задней балансирной подвеской, на рис. 4.4, в — условная схема автомобиля с четырьмя независимо подвешенными колесами.

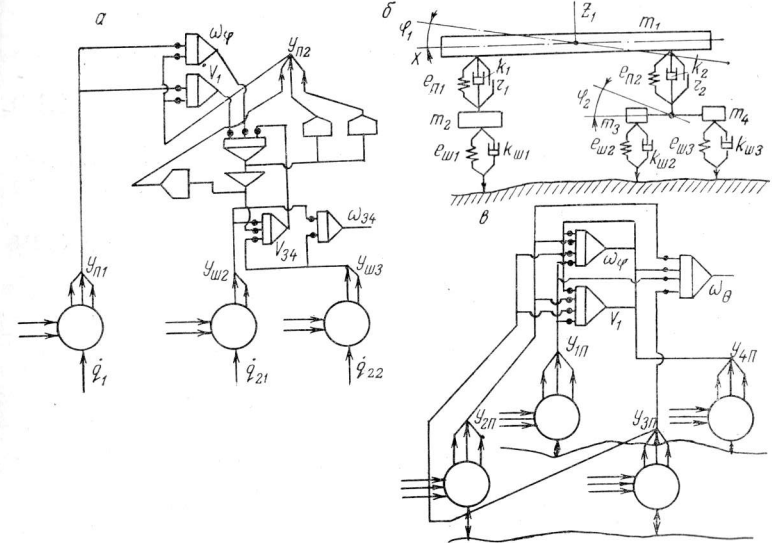


Рис. 4.4. Многомассовые схемы автомобиля: а, б — блок-схема и динамическая схема многоосного автомобиля; в — пространственная схема при независимой подвеске

4.4. ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ПОДВЕСКА

Уравнение колебаний массы m на пневмогидравлической подвеске телескопического типа имеет вид

$$m\ddot{z} + G - P_z = 0. \quad (4.12)$$

Усилие в статическом состоянии (рис. 4.5)

$$G = p_0 F_A - q_0 F_B, \quad (4.13)$$

где p_0 и q_0 — давление газа в полостях рабочей и противодействия; F_A и F_B — площади поршней в полостях рабочей и противодействия.

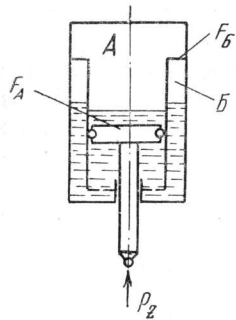


Рис. 4.5. Схема пневмогидравлической подвески телескопического типа

Сила, действующая на массу m при колебаниях:

$$P_z = p_z F_A - q_z F_B, \quad (4.14)$$

где p_z и q_z — давление газа в полостях рабочей и противодействия при отклонении от положения статического равновесия на величину z .

Известно, что давление и объем связаны уравнением

$$pV^n = \text{const.}$$

Следовательно,

$$p_z V_{Az}^n = p_0 V_{A0}^n. \quad (4.15)$$

Объемы газов можно представить как произведение площадей поршней на некоторые расчетные расстояния:

$$V_{Az} = l_{Az} F_A; \quad V_{A0} = l_{A0} F_A; \quad V_{Bz} = l_{Bz} F_B; \quad V_{B0} = l_{B0} F_B.$$

Если обозначить деформацию упругого элемента от положения статического равновесия через z , то

$$l_{Az} = l_{A0} + z \quad \text{и} \quad l_{Bz} = l_{B0} - z.$$

Таблица 4.2. Основные параметры пневмогидравлических подвесок автомобилей БелАЗ [11, 12]

Параметр	БелАЗ-540А		БелАЗ-548А		БелАЗ-549	
	подвеска					
	передняя	задняя	передняя	задняя	передняя	задняя
Число цилиндров	2	2	2	4		
Поддрессоренная масса, кг	13200	27500				
Нагрузка на цилиндр подвески, кг	6620	13750	9656	9642	17500	22500
Площадь основной полости, см ²	208,9		208,9		380	
Площадь полости противодействия, см ²	77		77			
Расчетное расстояние, см:						
при порожнем автомобиле						
l_A	15,2	22,5	16,3	22,5	14	14
l_B	11,8	12,5	18,7	12,5		
при груженом автомобиле						
l_A	11	10	10	10	14	14
l_B	16	25	25	25		
Допустимый ход, см:						
сжатия	6,2	6,5	6,5	6,5		
отбоя	12	17	18	18		
Жесткость подвески, Н/см:						
при ненагруженном автомобиле	5400	6050	5240	4550	5780	2570
при груженом автомобиле	8150	16400	11650	11680	12500	16000
Радиус инерции поддрессоренной массы, см	162		183		204	
Расстояние от осей до центра тяжести, см	273	82	280	140	280	150
Высота центра тяжести, см	148		163			
Размер шины	18,00—25		21,00—33		24,00—49	
Статический радиус колеса, см	74,5		91			
Номинальная нагрузка, Н	80000		110000		220000	
Статический прогиб шины, мм	60—65		70—76		90—100	
Давление газа в основной полости, атм, при груженом автомобиле	38	75	53	53	46	59
Давление газа в полости противодействия, атм, при груженом автомобиле	17	24	19	19		

Следовательно,

$$P_z = p_z F_A - q_z F_B = p_0 F_A \left(\frac{l_{A0}}{l_{A0} + z} \right)^n - q_0 F_B \left(\frac{l_{B0}}{l_{B0} - z} \right)^n. \quad (4.16)$$

Таким образом, характеристика гидропневматического упругого элемента при отсчете от положения статического равновесия будет иметь вид

$$F(z) = G - P_z = (p_0 F_A - q_0 F_B) - (P_z F_A - q_z F_B). \quad (4.17)$$

Если обозначить $q_0 F_B / p_0 F_A = k$ и $l_{A0} / l_{B0} = \mu$, то

$$F(z) = G \left\{ 1 - \frac{1}{1-k} \left[\left(\frac{l_{A0}}{l_{A0} + z} \right)^n - k \left(\frac{\mu l_{A0}}{\mu l_{A0} - z} \right)^n \right] \right\}. \quad (4.18)$$

Таким образом, характеристика пневмогидравлического упругого элемента зависит от пяти параметров: G , l_{A0} , k , μ и n . В табл. 4.2 приведены основные параметры подвесок БелАЗ.

4.5. ПЕРЕДАТОЧНАЯ ФУНКЦИЯ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

Статистические характеристики микропрофиля дорог бывают двух видов. При одном из них микропрофиль задается в виде набора высот неровностей, при другом он описывается непрерывной случайной функцией. В последнем случае основными характеристиками микропрофиля являются корреляционная функция и спектральная плотность.

Корреляционная функция, описывающая микропрофиль дороги, чаще всего имеет вид

$$R(l) = e^{-\alpha_1 |l|} \cos \beta_0 l \quad (4.19)$$

или

$$R(l) = A_1 e^{-\alpha_1 |l|} + A_2 e^{-\alpha_2 |l|} \cos \beta_0 l. \quad (4.20)$$

Спектральные плотности воздействий микропрофиля соответственно:

$$S_q(p) = \alpha_1 \frac{p^2 + \alpha_1^2 + \beta_0^2}{(p^2 - \alpha_1^2 - \beta_0^2) + 4\alpha_1^2 p^2}; \quad (4.21)$$

$$S_q(p) = A_1 \frac{\alpha_1}{p^2 + \alpha_1^2} + A_2 \frac{p^2 + \alpha_2^2 + \beta_0^2}{(p^2 - \alpha_2^2 - \beta_0^2) + 4\alpha_2^2 p^2}. \quad (4.22)$$

Передаточные функции широко применяются для анализа линейризованных схем подвесок при расчете ускорений, деформаций и других величин и параметров.

Определим передаточную функцию Π , которая позволяет получить спектральную плотность напряжений в листах рессоры при заданном спектре воздействия дороги.

Уравнения одномассовой схемы

$$m_{11} \dot{V}_{11} + Y_{11} = 0;$$

$$\dot{Y}_{11} = \frac{1}{e} (V_{11} - V_{q1}) + k (V_{11} - V_{q1}) \quad (4.23)$$

запишем в операторной форме

$$m_{11} p \bar{V}_{11} + \bar{Y}_{11} = 0; \quad e p \bar{Y}_{11} = (\bar{V}_{11} - \bar{V}_{q1}) + k e p (\bar{V}_{11} - \bar{V}_{q1}). \quad (4.24)$$

Отсюда

$$\Pi = \frac{\bar{z}_{11} - \bar{q}_1}{\bar{q}_1} = \frac{\bar{V}_{11} - \bar{V}_{q1}}{\bar{V}_{q1}} = \frac{e m_{11} p^2}{1 + k e p + e m_{11} p^2}. \quad (4.25)$$

При отсутствии трения

$$\Pi = -e m_{11} p^2 / (1 + e m_{11} p^2). \quad (4.26)$$

Рассмотрим двухмассовую схему

$$\left. \begin{aligned} 1) \quad m_{11} \dot{V}_{11} + Y_{11} &= 0; \\ 2) \quad m_2 \dot{V}_2 - Y_{11} + Y_{12} &= 0; \\ 3) \quad \dot{Y}_{11} &= 2k_1 (V_{11} - V_2) + 2c_{11} (V_{11} - V_2); \\ 4) \quad \dot{Y}_{12} &= 2k_{12} (V_2 - V_{q1}) + 2c_{12} (V_2 - V_{q1}). \end{aligned} \right\} \quad (4.27)$$

Определим передаточную функцию, позволяющую рассчитывать деформации рессор:

$$\Pi = (\bar{z}_{11} - \bar{z}_2) / \bar{q}_1 = \bar{z}_{11} / \bar{q}_1. \quad (4.28)$$

Перепишем уравнения, заменяя переменную V_{11} на $\dot{z}_{11} = z_{11} - z_2$:

$$\left. \begin{aligned} 1) m_{11}\ddot{z}_{11} + m_{11}\ddot{z}_2 + 2k_1\dot{z}_{11} + 2c_{11}z_{11} &= 0; \\ 2) m_2\ddot{z}_2 - 2k_1\dot{z}_{11} - 2c_{11}z_{11} + 2k_{ш}\dot{z}_2 + 2c_{ш}z_2 &= 2k_{ш}q_1 + 2c_{ш}q_1. \end{aligned} \right\} \quad (4.29)$$

Преобразуем уравнения по Лапласу при нулевых начальных условиях:

$$\left. \begin{aligned} 1) (m_{11}p^2 + 2k_1p + 2c_{11})\bar{z}_{11} + m_{11}p^2z_2 &= 0; \\ 2) -(2k_1p + 2c_{11})\bar{z}_{11} + (m_2p^2 + 2k_{ш}p + 2c_{ш})\bar{z}_2 &= \\ &= (2k_{ш}p + 2c_{ш})\bar{q}_1. \end{aligned} \right\} \quad (4.30)$$

Определим по формуле Крамера величину \bar{z}_{11} :

$$\bar{z}_{11} = \frac{-m_{11}p^2(2k_{ш}p + 2c_{ш})\bar{q}_1}{\begin{vmatrix} m_{11}p^2 + 2k_1p + 2c_{11} & m_{11}p^2 \\ -(2k_1p + 2c_{11}) & m_2p^2 + 2k_{ш}p + 2c_{ш} \end{vmatrix}}. \quad (4.31)$$

Следовательно, передаточная функция имеет вид

$$\Pi = \frac{\bar{z}_{11}}{q_1} = [-m_{11}p^2(2k_{ш}p + 2c_{ш})] [(m_{11}p^2 + 2k_1p + 2c_{11})(m_2p^2 + 2k_{ш}p + 2c_{ш}) + m_{11}p^2(2k_1p + 2c_{11})]^{-1}. \quad (4.32)$$

Спектральная плотность прогибов рессоры определяется из выражения

$$S_f(p) = \Pi^2 S_q(p), \quad (4.33)$$

где $p = i\omega$.

Дисперсия процесса равна

$$D_f = 2 \int_0^{\infty} S_f(\omega) d(\omega). \quad (4.32)$$

4.6. ВЕРОЯТНОСТНЫЙ РАСЧЕТ РЕССОР НА УСТАЛОСТНУЮ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

В основу детерминированных расчетов на долговечность рессор положено известное соотношение, которое в настоящее время применяется для расчетов всех основ-

ных деталей машин: валов, шестерен, подшипников и т. д.

Разрушение наступает, когда

$$\int_{0,6\sigma_{-1}}^{\sigma_{\max}} dN_x / N_{px} = a, \quad (4.33)$$

т. е. сумма повреждений достигнет некоторой величины a . В этой формуле dN_x — количество циклов при напряжении σ_x ; N_{px} — количество циклов, которое приводит к разрушению при напряжении σ_x ; $0,6\sigma_{-1}$ — минимальное значение напряжения, которое следует учитывать при суммировании усталостных явлений.

Так как $dN_x = N_0 f(\sigma_x) d\sigma_x$ и $\sigma_{-1}^m N_0 = \sigma_x^m N_{px}$, то

$$N_0 = a \sigma_{-1}^m N_0 \int_{0,6\sigma_{-1}}^{\sigma_{\max}} \sigma_x^m f(\sigma_x) d\sigma_x. \quad (4.34)$$

Здесь N_0 — число циклов нагружения рессоры до разрушения при действии переменных напряжений; $f(\sigma_x)$ — уравнение кривой распределения действующих напряжений; σ_{-1} — предел выносливости изгибу; N_0 — базовое число циклов; a — коэффициент, учитывающий особенности нагружения и специфику напряженного состояния (в первом приближении $a=1$).

В основу вероятностных расчетов берется та же формула, что и для детерминированных расчетов, только принимается, что числитель и интеграл в знаменателе — величины не постоянные, а вероятностные, подчиненные определенному закону распределения.

При расчетах обычно принимают, что либо величина σ_{-1} распределяется по нормальному или логарифмически нормальному закону, либо произведение $\sigma_{-1}^m N_0$ подчинено этому закону. Действующие напряжения, чаще всего подчинены закону Рэлея, нормальному или закону Вейбулла.

Для перехода от числа циклов к пробегу необходимо установить число выбросов в единицу времени и среднюю скорость движения автомобиля. Число выбросов за известный уровень определяется по формуле Райса

$$N_v = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D_{\sigma}}{D_{\sigma}}} e^{-\frac{(0,6\sigma_{-1} - \sigma_{cp})^2}{2D_{\sigma}}}, \quad (4.35)$$

где D_σ, D_σ^2 — дисперсии напряжения и скорости изменения напряжений; σ_{cp} — среднее действующее напряжение.

В практических расчетах общее число циклов N_0 определяют по числу собственных колебаний на низшей частоте. Для рессор обычно принимают, что при частоте колебаний n от 60 до 120 в минуту и средней скорости 50—70 км/ч число колебаний на 1 км составляет

$$N_{1км} = n60/v_{cp}, \quad (4.36)$$

т. е. от 70 до 140.

Затем по кривой распределения амплитуд напряжений определяют число выбросов на каждом уровне пропорционально соответствующим площадям. Таким образом, если $N_0 = S_0 N_{1км}$, где S_0 — общий пробег автомобиля, то формула для расчета долговечности рессоры приобретает вид

$$|\overline{S_0}| = \frac{aN_0 |\overline{\sigma_{-1}^m}|}{N_{1км} \int_{0,6\sigma_{-1}}^{\sigma_{max}} \sigma_x^m f(\sigma_x) d\sigma_x}. \quad (4.37)$$

Величины, заключенные в рамки, являются не детерминированными, а вероятностными, подчиненными определенным законам распределения.

В рессорах, как и во многих других деталях, циклы напряжений не симметричны, так как при отсутствии колебаний рессора имеет статический прогиб. Поэтому действующее напряжение σ_x следует определять по рекомендуемым формулам:

$$\sigma_x = \sigma_a + \psi \sigma_m, \quad (4.38)$$

где σ_a — амплитуда напряжений; σ_m — среднее напряжение; ψ — коэффициент приведения ($\psi = 0,05—0,15$ для различных материалов и напряженных состояний).

В формуле для S_0 можно брать предел выносливости соответствующим любому циклу, а затем соответствующим образом пересчитывать действующие напряжения.

Примем, что приведенные амплитуды подчинены закону Рэлея, тогда

$$f(\sigma_x) = \frac{\sigma_x}{D_\sigma} e^{-\frac{\sigma_x^2}{2D_\sigma}};$$

$$\int_{0,6\sigma_{-1}}^{\sigma_{max}} \sigma_x^m f(\sigma_x) d\sigma_x = \frac{1}{D_\sigma} \int_{0,6\sigma_{-1}}^{\sigma_{max}} \sigma_x^{m+1} e^{-\frac{\sigma_x^2}{2D_\sigma}} d\sigma_x \approx \approx D_\sigma^{m/2} \int_{x_0}^{\infty} x^{m+1} e^{-x^2/2} dx. \quad (4.39)$$

Здесь $x = \sigma_x/\sqrt{D_\sigma}$; $x_0 = 0,6\sigma_{-1}/\sqrt{D_\sigma}$.

Окончательно формула для расчета долговечности приобретает вид

$$|\overline{S_0}| = \frac{a |\overline{\sigma_{-1}^m}| N_0}{N_{1км} |D_\sigma^{m/2}| \int_{x_0}^{\infty} x^{m+1} e^{-x^2/2} dx}. \quad (4.40)$$

По этому выражению можно определять кривую распределения пробегов $|\overline{S_0}|$ по заданным кривым распределения пределов выносливости $|\overline{\sigma_{-1}^m}|$ и суммарной дисперсии приведенных к симметричному циклу напряжений $|D_\sigma^{m/2}|$. Также можно находить средний пробег; например: при $a=1$; $\sigma_{-1cp} = 100$ Н/мм²; $N_0 = 4 \cdot 10^6$; $(\sqrt{D_\sigma})_{cp} = 60$ Н/мм²; $N_{1км} = 100$ 1/км получаем

$$x_0 = \frac{0,6 \cdot 100}{60} = 1; \quad \int_1^{\infty} x^4 \cdot e^{-\frac{x^2}{2}} dx = 3,62;$$

$$S_{cp} = \frac{1 \cdot 100^3 \cdot 4 \cdot 10^6}{100 \cdot 60^3 \cdot 3,62} \approx 51\,000 \text{ км.}$$

**ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ТРАНСМИССИИ
И ПОДВЕСКИ**

В последние годы вопросы взаимодействия трансмиссии и подвески привлекают внимание как исследователей, занимающихся динамикой подвески [1, 2], так и изучающих динамическую нагруженность трансмиссии [3—6].

На рис. 5.1 показана модель подвески [2], которая отличается от традиционной введением усилий, действующих в горизонтальном направлении Y_r . Уравнения колебаний такой модели при воздействии со стороны микронеровностей дороги имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} 1) m_1 \dot{V}_{1z} - Y_{n1} - Y_{n2} &= 0; \\ 2) m_2 \dot{V}_{2z} + Y_{n1} - Y_{m1} &= 0; \\ 3) m_3 \dot{V}_{3z} + Y_{n2} - Y_{m2} &= 0; \\ 4) J_\varphi \dot{\omega}_\varphi - l_1 Y_{n1} + l_2 Y_{n2} + Y_r h_3 + F_{m2} h_1 + \\ &+ F_{m3} h_2 + Y_{\psi 1} + Y_{\psi 2} = 0; \\ 5) m_1 \dot{V}_{1x} + F_{m2} + F_{m3} + Y_{\psi 1} + Y_{\psi 2} + Y_r &= 0; \\ 6) Y_{n1} = Y_{11} + Y_{12} + Y_{13} = c_{n1} \Delta z_1 + k_{n1} \Delta \dot{z}_1 \pm \\ &\pm F_{n1} (\Delta \dot{z}_1), \Delta z_1 = z_2 - z_1 - l_2 \varphi_1; \\ 7) Y_{n2} = Y_{21} + Y_{22} + Y_{23}; \\ 8) Y_{m1} = Y_{m11} + Y_{m12} = c_{m1} \Delta z_{m1} + \\ &+ k_{m1} \Delta \dot{z}_{m1}, \Delta z_{m1} = q_1 - z_2; \end{aligned} \right\} (5.1)$$

$$\begin{aligned} 9) Y_{m2} &= Y_{m21} + Y_{m22}; \\ 10) Y_r &= c_r (x_1 + h_1 \varphi_1) + k_r (V_{1x} + h_1 \dot{\varphi}_1); \\ 11) F_{m2} &= m_2 (\ddot{x}_1 + h_1 \ddot{\varphi}_1); \\ 12) F_{m3} &= m_3 (\ddot{x}_1 + h_2 \ddot{\varphi}_1); \\ 13) Y_{\psi 1} &= (Y_{m1} + P_{ct1}) \frac{\dot{q}_1}{x_1 + v} + Y_{m1} f; \\ 14) Y_{\psi 2} &= (Y_{m2} + P_{ct2}) \frac{\dot{q}_2}{x_1 + v} + Y_{m2} f. \end{aligned}$$

В этих уравнениях возмущающие воздействия $Y_{\psi 1}$ и $Y_{\psi 2}$ формируются за счет изменения моментов сопротивления качению $Y_{m1} f, Y_{m2} f$ и за счет появления моментов от скатывающих сил при преодолении передними и задними ко-

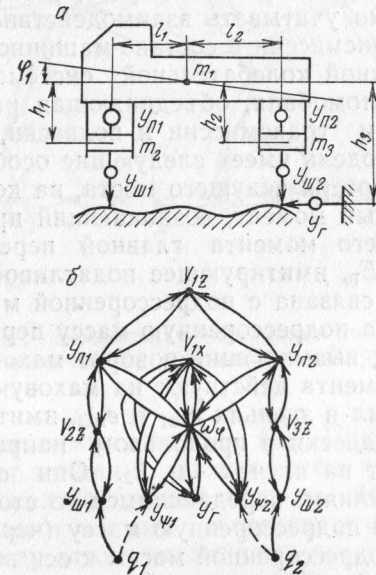


Рис. 5.1. Модель подвески с учетом податливости в продольном направлении (а) и ее сигнальный граф (б)

лесами микроуклонов (подъемов) $\alpha_1 = \frac{\dot{q}_1}{v + x_1}$ и $\alpha_2 = \frac{\dot{q}_2}{v + x_1}$ (v — расчетная постоянная скорость перемещения автомобиля).

В рассматриваемой модели усилие Y_T возникает в упругом звене, связанном с заделкой. Это упругое звено имитирует общую податливость двигателя и трансмиссии в продольном направлении и при кручении.

Как показывает анализ, в ряде случаев необходимо учитывать более сложный характер взаимодействия подвески и трансмиссии.

5.1. СОВМЕСТНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ТРАНСМИССИИ И ПОДВЕСКИ

При исследовании ряда практических задач (движение автомобиля по неровной дороге, резкое трогание и др.) необходимо учитывать взаимодействие колебательных систем трансмиссии в составе машинного агрегата и подвески в единой колебательной системе автомобиля.

Модель автомобиля, объединяющая ранее рассмотренные модели трансмиссии и подвески, показана на рис. 5.2. Эта модель имеет следующие особенности. Маховая масса картера ведущего моста, на которую действует реактивный момент, возникающий при преобразовании крутящего момента главной передачей, через упругое звено E_p , имитирующее податливость рессор на выкручивание, связана с подрессоренной массой m_1 . Через эту связь на подрессоренную массу передается реактивный момент, вызывающий поворот маховой массы J_φ .

Еще два момента действуют на маховую массу J_φ за счет упругих сил в звеньях $e_{rп1}$ и $e_{rп2}$, имитирующих податливость подвески в продольном направлении. Эти силы действуют на плечах h_1, h_2 . Они соответствуют толкающим усилиям, передающимся со стороны оси ведущих колес на подрессоренную массу (через звено $e_{rп2}$) и со стороны подрессоренной массы к оси ведомых колес (через звено $e_{rп1}$).

В представленной на рис. 5.2 схеме использована одна из рассмотренных ранее моделей движителя с разнесен-

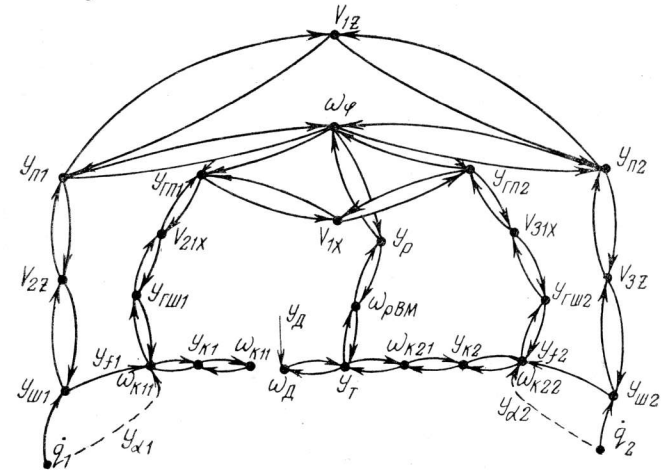
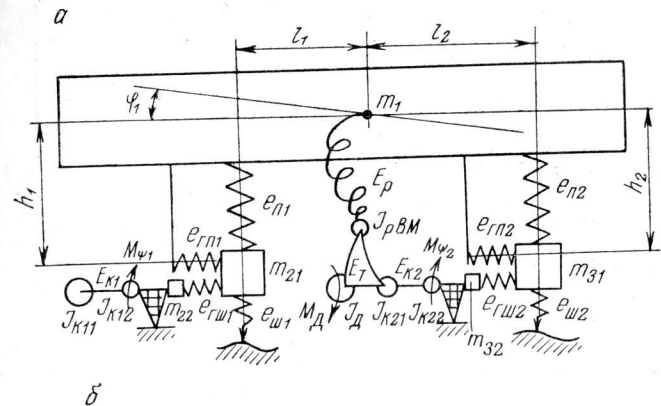


Рис. 5.2. Модель, описывающая совместные колебания трансмиссии и подвески (а), и ее сигнальный граф (б)

ными маховыми массами J_{k11}, J_{k12} . При этом масса J_{k12} соответствует маховым массам, расположенным вблизи периферии колеса (резино-кордная оболочка), а масса J_{k11} — маховым массам, сосредоточенным вблизи оси колеса. Между этими элементами расположено упругое звено E_k , имитирующее крутильную податливость шин.

Уравнения движения рассматриваемой схемы в общем случае можно записать в следующем виде:

- 1) $J_{\varphi}\ddot{\omega}_{\varphi} + Y_{\text{ш1}}l_1 - Y_{\text{ш2}}l_2 + Y_{\text{гш1}}h_1 + Y_{\text{гш2}}h_2 - Y_p = 0;$
- 2) $m_1\dot{V}_{1z} + Y_{\text{ш1}} + Y_{\text{ш2}} = 0;$
- 3) $m_2\dot{V}_{2z} - Y_{\text{ш1}} + Y_{\text{ш2}} = 0;$
- 4) $m_3\dot{V}_{3z} - Y_{\text{ш2}} + Y_{\text{ш2}} = 0;$
- 5) $m_1\dot{V}_{1x} + Y_{\text{гш1}} + Y_{\text{гш2}} = 0;$
- 6) $m_2\dot{V}_{2x} - Y_{\text{гш1}} + Y_{\text{гш1}} = 0;$
- 7) $m_3\dot{V}_{3x} - Y_{\text{гш2}} + Y_{\text{гш2}} = 0;$
- 8) $J_{K11}\ddot{\omega}_{K11} + Y_{K1} = 0;$
- 9) $J_{K12}\ddot{\omega}_{K12} - Y_{\text{гш1}}r - Y_{K1} + Y_{\psi1} = 0;$
- 10) $J_{K21}\ddot{\omega}_{K21} + Y_{K2} - Y_T = 0;$
- 11) $J_{K22}\ddot{\omega}_{K22} - Y_{\text{гш2}}r - Y_{K2} + Y_{\psi2} = 0;$
- 12) $J_D\ddot{\omega}_D + Y_T = Y_D;$
- 13) $J_{pBM}\ddot{\omega}_p - Y_T + Y_p = 0;$
- 14) $Y_{\text{ш1}} = c_{\text{ш1}}(z_1 + l_1\varphi_1 - z_2);$
- 15) $Y_{\text{ш2}} = c_{\text{ш2}}(z_1 - l_1\varphi_1 - z_3);$
- 16) $Y_{\text{гш1}} = c_{\text{гш1}}(x_1 + h_1\varphi_1 - x_2);$
- 17) $Y_{\text{гш2}} = c_{\text{гш2}}(x_2 + h_2\varphi_1 - x_3);$
- 18) $Y_p = C_p(\varphi_p - \varphi_1);$
- 19) $Y_{\text{ш1}} = c_{\text{ш1}}(z_2 - q_1);$
- 20) $Y_{\text{ш2}} = c_{\text{ш2}}(z_3 - q_2);$
- 21) $Y_{\text{гш1}} = c_{\text{гш1}}(x_2 - \varphi_{K12}r);$
- 22) $Y_{\text{гш2}} = c_{\text{гш2}}(x_3 - \varphi_{K22}r);$
- 23) $Y_{K1} = C_{K1}(\varphi_{K11} - \varphi_{K12});$
- 24) $Y_{K2} = C_{K2}(\varphi_{K21} - \varphi_{K22});$
- 25) $Y_T = C_T(\varphi_D - \varphi_p - \varphi_{K21}).$

(5.2)

Обычно $m_{21} \gg m_{22}$; $m_{31} \gg m_{32}$, поэтому при выводе уравнений принято $m_{22} = 0$; $m_{21} = m_2$; $m_{32} = 0$; $m_{31} = m_3$.

5.2. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ МАШИННОГО АГРЕГАТА И ПОДВЕСКИ ПРИ ТРОГАНИИ АВТОМОБИЛЯ

При расчетах максимальных динамических нагрузок трансмиссии в отдельных случаях (жесткая трансмиссия, малая неподдрессоренная масса автомобиля, мягкая подвеска) следует учитывать взаимодействие машинного агрегата и подвески во время трогания автомобиля с места. В первом приближении это может быть сделано с помощью расчетной динамической схемы, представленной на рис. 5.3. На схеме обозначены податливость передней и задней подвесок e_1 и e_2 , момент инерции поддрессоренной массы автомобиля J_{φ} , поддрессоренная масса m_1 , расстояние от оси колес до центра поддрессоренной массы h_2 , момент инерции ведущего моста относительно оси колес J_{pBM} .

В начальный момент включения сцепления уравнения для механической модели можно записать в виде

$$\begin{aligned}
 J_D \ddot{\omega}_D &= -Y_C; \\
 J_T \ddot{\omega}_T + Y_T &= Y_C; \\
 J_{pBM} \ddot{\omega}_p - Y_T + Y_p &= 0; \\
 J_{\varphi} \ddot{\omega}_{\varphi} - Y_p - \frac{h_2}{r} Y_K + l_1 Y_1 - l_2 Y_2 &= 0; \\
 J_K \ddot{\omega}_K - Y_T + Y_K &= 0; \\
 m_1 \dot{V}_{1x} - \frac{1}{r} Y_K &= 0; \\
 m_1 \dot{V}_{1z} + Y_1 + Y_2 &= 0; \\
 Y_1 &= (z_1 + \varphi_1 l_1) / e_1; \\
 Y_2 &= (z_1 - \varphi_1 l_2) / e_2; \\
 Y_T &= (\varphi_T - \varphi_p - \varphi_K) / E_T; \\
 Y_p &= (\varphi_p - \varphi_1) / E_p; \\
 Y_K &= (\varphi_K - x_1 / r - \varphi_1 h_2 / r) / E_K.
 \end{aligned}
 \tag{5.3}$$

Для перехода к уравнениям крутильной динамической схемы, изображенной на рис. 5.3, б, введем обозначения: $\varphi_z = z_1 L$; $E_1 = e_1/l_1^2$; $E_2 = e_2/l_2^2$; $J_z = m_1 L^2$; $\varphi_A = x_1/r$; $J_A = m_1 r^2$.

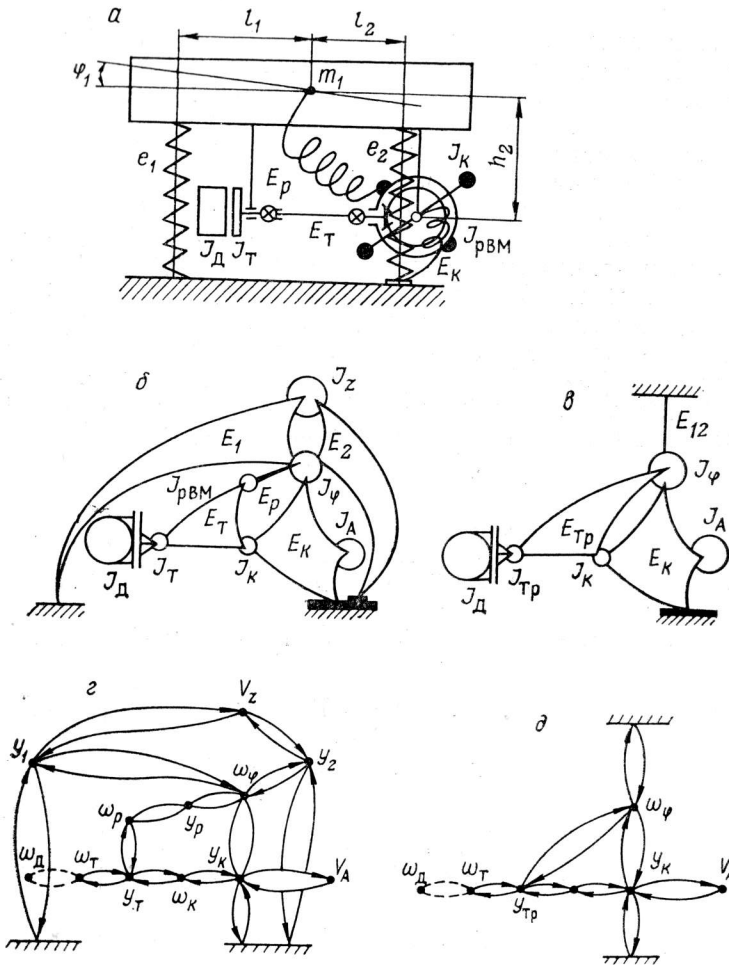


Рис. 5.3. Взаимодействие машинного агрегата и подвески при трогании: а — механическая модель; б — динамическая схема, в — динамическая схема после упрощения; г и д — соответствующие динамическим схемам сигнальные графы

Тогда уравнения крутильной динамической схемы принимают вид

$$\begin{aligned}
 J_D \dot{\omega}_D &= -Y_C; \\
 J_T \dot{\omega}_T + Y_T &= Y_C; \\
 J_{pBM} \dot{\omega}_p - Y_T + Y_p &= 0; \\
 J_\varphi \dot{\omega}_\varphi - Y_p - \frac{h_2}{r} Y_K + Y_1 - Y_2 &= 0; \\
 J_K \dot{\omega}_K - Y_T + Y_K &= 0; \\
 J_A \dot{\omega}_A - Y_K &= 0; \\
 J_z \dot{\omega}_z + \frac{L}{l_1} Y_1 + \frac{L}{l_2} Y_2 &= 0; \\
 Y_1 &= (\varphi_z L/l_1 + \varphi_1)/E_1; \\
 Y_2 &= (\varphi_z L/l_2 - \varphi_1)/E_2; \\
 Y_T &= (\varphi_T - \varphi_p - \varphi_K)/E_T; \\
 Y_p &= (\varphi_p - \varphi_1)/E_p; \\
 Y_K &= (\varphi_K - \varphi_A - \varphi_1 h_2/r)/E_K.
 \end{aligned}
 \tag{5.4}$$

Исследования показывают, что при резком трогании с места вертикальными колебаниями подрессоренной массы можно пренебречь и заменить ее заделкой. Можно также исключить из схемы массу J_{pBM} из-за малости. После этого получим схему, изображенную на рис. 5.3, в.

Уравнения для этой схемы имеют вид

$$\begin{aligned}
 J_D \dot{\omega}_D &= -Y_C; \\
 J_T \dot{\omega}_T + Y_T &= Y_C; \\
 J_\varphi \dot{\omega}_\varphi - Y_T - \frac{h_2}{r} Y_K + Y_{12} &= 0; \\
 J_K \dot{\omega}_K - Y_T + Y_K &= 0; \\
 Y_{12} &= \varphi_1/E_{12};
 \end{aligned}
 \tag{5.5}$$

$$Y_T = (\varphi_T - \varphi_1 - \varphi_K) / E_{Tp};$$

$$Y_K = (\varphi_K - \varphi_A + \varphi_1 h_2 / r) / E_K.$$

Здесь $E_{Tp} = E_T + E_p$; $E_{12} = E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$.

Рассмотренные расчетные схемы (рис. 5.3, б и в) позволяют учесть перераспределение вертикальных реакций при трогании и, как следствие, изменение момента по сцеплению ведущих колес с дорогой Y_φ , что имеет значение при расчете процессов трогания автомобиля на низших передачах, когда происходит пробуксовка ведущих колес.

Для схемы, изображенной на рис. 5.3, в, увеличение вертикальной нагрузки со стороны ведущих колес на опорную поверхность при повороте маховой массы J_φ на угол φ_1 равно

$$F_2 = \frac{l_2}{E_2} \varphi_1. \quad (5.6)$$

При этом увеличение момента по сцеплению ведущих колес с дорогой составляет

$$\Delta Y_\varphi = F_2 \varphi r, \quad (5.7)$$

а полный момент

$$Y_{\varphi\Sigma} = Y_\varphi + \Delta Y_\varphi, \quad (5.8)$$

где $Y_\varphi = G_2 \varphi r$ — момент, обусловленный сцепным весом G_2 .

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

ПОСТРОЕНИЕ И ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СХЕМ МАШИН

П1.1. Механические модели и динамические схемы. Классификация типовых элементов

Для проведения динамического расчета необходимо построить механическую модель и динамическую схему, перейти к расчетной динамической схеме, а от нее — к математической, электронной или другой модели, непосредственно реализуемой в расчете.

Механическая модель — это объектная модель, построенная из элементов с простейшими механическими свойствами, содержащая исследуемые кинематические и динамические связи рассматриваемого объекта. Динамическая схема — это модель, состоящая из инерционных и упругих звеньев, отражающая динамические связи рассматриваемого объекта.

Узлы и агрегаты мобильных машин при исследовании динамики имитируются обычно механическими моделями с сосредоточенными параметрами. Переход от реального объекта к его механической модели — творческая задача, решение которой едва ли может быть полностью формализовано.

Механические модели машин, как правило, содержат большое количество элементов, имеют цепные, разветвленные и кольцевые участки.

На рис. П1.1 показаны типовые механические модели и динамические схемы, которые используются в настоящее время. Однако приведенные элементы не исчерпывают все возможные способы схематизации.

Переход от реального объекта к механической модели и динамической схеме намного облегчается, если известен полный набор (т. е. проведена классификация) типовых элементов, которые могут быть использованы при построении модели.

Классификация типовых элементов динамических схем представляет, по существу, классификацию типовых разветвлений, так как, используя их, можно построить динамические схемы произвольной конфигурации с разветвленными и кольцевыми участками (рис. П1.2). В основе классификации лежат два признака: 1) тип звена, на котором происходит разветвление; разветвление на податливости обозначается буквой «Е», на массе — «М»; 2) число степеней свободы W_0 разветвления при абсолютной жесткости его звеньев.

Таким образом, всякое разветвление можно обозначить «Е» — W_0 , или «М» — W_0 . Разветвления, имеющие одни и те же обозна-

чения, в динамическом отношении эквивалентны. Например, разветвления «Е» — 3 (рис. П1.2) могут быть образованы одним четырехзвенным дифференциалом с податливостью E или двумя трехзвенными дифференциалами с податливостями E_1 и E_2 .

Примеры взаимосвязей разветвлений даны на рис. П1.3. Если при схематизации разветвления «М» — 1 пренебречь массой J^* , то получим разветвление «Е» — 1. Если в разветвлении «Е» — 2 принять все звенья абсолютно жесткими, то имеем разветвление на массе «М» — 2.

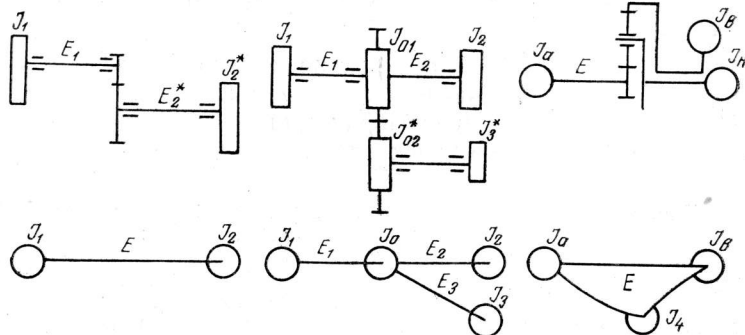


Рис. П1.1. Применяемые механические модели и динамические схемы

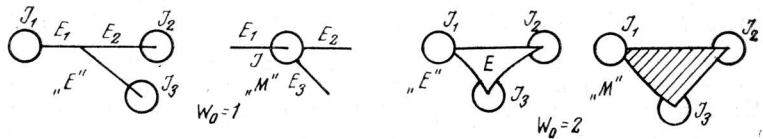


Рис. П1.2. Классификация типовых разветвлений

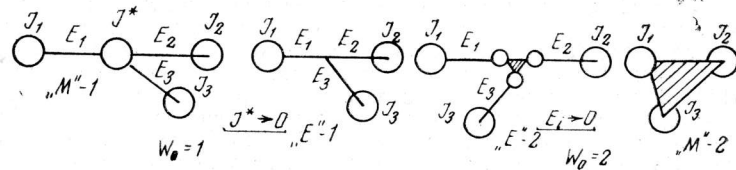


Рис. П1.3. Взаимосвязь типовых разветвлений

П1.2. Преобразование динамических схем к расчетным

Исходные механические модели и динамические схемы в ряде случаев содержат большое число элементов. Силовые и скоростные факторы некоторых элементов могут существенно отличаться по уровню. Кроме того, исходные модели могут отражать колебательные процессы различных видов. Все это усложняет расчет и анализ его результатов.

Переход от исходных схем к расчетным включает две процедуры: приведение и упрощение (уменьшение числа степеней свободы).

Приведение динамической схемы может осуществляться с целями: 1) выравнивания силовых или скоростных факторов по уровню; 2) сведения колебательных процессов различного вида к одному. При исследовании, например, трансмиссии целесообразно преобразовывать все колебательные процессы к крутильной динамической схеме.

В результате приведения потенциальные и кинетические энергии, диссипативные функции, а также работы внешних сил тех участков схемы, для которых выполняется приведение, должны остаться неизменными.

Формально приведение соответствует линейному преобразованию обобщенных координат динамической схемы. В первом случае используются безразмерные множители, например, передаточные числа, а во втором — как правило, множители, имеющие размерность. Например, масса m_A автомобиля, поступательно движущаяся под действием сил F_K и F_ψ , приводится к крутильной схеме следующим образом. Исходное уравнение движения имеет вид

$$m_A \ddot{x}_A = F_K - F_\psi. \quad (\text{П1.1})$$

Проведем замену переменных: $x_A = r_n \varphi_A$. Получим

$$m_A r_n \ddot{\varphi}_A = F_K - F_\psi,$$

или

$$m_A r_n^2 \ddot{\varphi}_A = r_n F_K - r_n F_\psi.$$

Обозначим $m_A r_n^2 = J_A$; $r_n F_K = M_K$; $r_n F_\psi = M_\psi$. Если в качестве множителя r_n использовать линейный параметр с размерностью $[L]$, например динамический радиус колеса — $r_n = r_d$, то получим уравнение маховой массы J_A , движущейся под действием крутящих моментов M_K и M_ψ в составе крутильной динамической схемы:

$$J_A \ddot{\varphi}_A = M_K - M_\psi. \quad (\text{П1.2})$$

Упрощение динамических схем. Исходные динамические схемы, полученные при схематизации реального объекта, обычно состоят из большого числа масс и упругих звеньев, что значительно усложняет расчет. Вместе с тем расчет по упрощенной схеме с меньшим числом элементов облегчается и, если упрощение выполнено правильно, почти не проигрывает в точности.

Во многих случаях целесообразно объединять симметричные ветви динамических схем. Так, при одинаковых левых и правых ведущих колесах и наличии симметричного дифференциала в ведущем мосту можно перейти от разветвленной к цепной динамической схеме моста. В этом случае объединенная масса равна двойному моменту инерции колесного узла, податливость объединенного упругого звена — половине податливости шин одного борта. Податливость объединенных полуосей $E = (E_{\text{л}} + E_{\text{п}})/4$. При этом $E_{\text{л}}$ и $E_{\text{п}}$ могут быть не равны между собой.

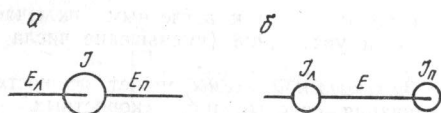


Рис. П1.4. Парциальные колебательные системы: а — одномассовая; б — двухмассовая

Помимо рассмотренной возможности, связанной с симметрией схемы, существуют методы уменьшения числа степеней свободы цепных и разветвленных динамических схем.

Упрощение цепных схем. Для уменьшения числа масс цепного участка динамической схемы используются следующие методы [1]: слияния (выделяют элементы с наибольшими массами и на них сосредоточивают примыкающие массы); энергетический; замены трехмассовых систем двухмассовыми; центромассовой аналогии; парциальных частот. Наибольшее распространение получил последний метод, который иногда называют также методом парциальных систем.

Упрощение по методу парциальных частот производится следующим образом. Исходная динамическая схема разбивается на парциальные колебательные системы двух видов: одномассовые (рис. П1.4, а) и двухмассовые (рис. П1.4, б). Для каждой парциальной системы определяется частота свободных колебаний

$$\left. \begin{aligned} \omega_a &= \sqrt{(1/E_{\text{л}} + 1/E_{\text{п}})/J}; \\ \omega_b &= \sqrt{(1/J_{\text{л}} + 1/J_{\text{п}})/E}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{П1.3})$$

Парциальная система с наибольшей частотой преобразуется в эквивалентную систему. Для системы, изображенной на рис. П1.4, а, эквивалентной является система, представленная на рис. П1.4, б, и наоборот. Их эквивалентность основана на равенстве парциальных частот.

Преобразование одномассовой парциальной системы в двухмассовую выполняется так, чтобы узел колебаний эквивалентной системы располагался на месте массы исходной системы. Для этого необходимо, чтобы параметры эквивалентной системы вычислялись по выражениям

$$\left. \begin{aligned} J_{\text{л}} &= \frac{E_{\text{п}}}{E_{\text{л}} + E_{\text{п}}} J; \\ J_{\text{п}} &= \frac{E_{\text{л}}}{E_{\text{л}} + E_{\text{п}}} J; \\ E &= E_{\text{л}} + E_{\text{п}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{П1.4})$$

При замене исходной двухмассовой парциальной системы эквивалентной одномассовой ставится аналогичное условие, для выполнения которого параметры эквивалентной системы следует определять по выражениям

$$\left. \begin{aligned} E_{\text{л}} &= \frac{J_{\text{п}}}{J_{\text{л}} + J_{\text{п}}} E; \\ E_{\text{п}} &= \frac{J_{\text{л}}}{J_{\text{л}} + J_{\text{п}}} E; \\ J &= J_{\text{л}} + J_{\text{п}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{П1.5})$$

Преобразованные парциальные системы вставляются в динамическую схему вместо исходных. Затем податливости одномассовой эквивалентной системы складываются с податливостями соседних звеньев, а массы эквивалентной двухмассовой системы — с соседними массами. Полученная динамическая схема имеет на одну массу и на одну податливость меньше, чем исходная.

У краевой парциальной системы (рис. П1.4, а) после объединения с упрощаемой схемой остается свободным упругий участок, который не влияет на динамику системы и может быть отброшен. Аналогично при упрощении схемы с заделкой, если краевой оказывается парциальная система (рис. П1.4, б), то массу, сливающуюся с заделкой, можно отбросить. В остальных случаях суммарные момент инерции и податливость схемы при упрощении не изменяются, т. е. кинетическая и потенциальная энергии упрощенной схемы равны кинетической и потенциальной энергии исходной схемы.

Упрощение разветвленных схем. Упрощение разветвленных участков представляет собой методически значительно более сложную задачу по сравнению с упрощением цепных участков, так как имеет место большое разнообразие разветвлений (см. приведенную выше классификацию). Из результатов, полученных по данному вопросу, наиболее существенными являются следующие. В работе [2] предложены преобразования матрицы жесткостей и инерционной матрицы, которые можно использовать для упрощения схем с сосредоточенными параметрами. Соответствующий алгоритм описан в работе [3]. В [4] дана физическая интерпретация предложенных матричных преобразований для схем с разветвлением на массе, имеющей одну степень свободы (по приведенной выше классификации разветвленные «М» — 1). Такое преобразование истолковывается как преобразование звезды в контур. В частности, для трехзвенного разветвления имеем преобразование звезды в треугольник. Это преобразование показано на рис. П1.5, где представлены матрицы жесткостей исходной C_i и преобразованной C_i схем и формулы расчета жесткостных и инерционных параметров упрощенной схемы (при матричных операциях вместо податливостей E удобно использовать величины, им обратные, — жесткости C).

Рассмотренный подход к упрощению сложных схем имеет следующие особенности: 1) отсутствие физической интерпретации при упрощении разветвлений на податливости, а также разветвлений на массе «М» — W_0 в случае $W_0 > 1$; 2) интерпретация упрощения разветвления на массе «М» — 1 как преобразования типа звезды в контур существенно нарушает конфигурацию динамической схемы, из-за чего нарушается соответствие между элементами модели и

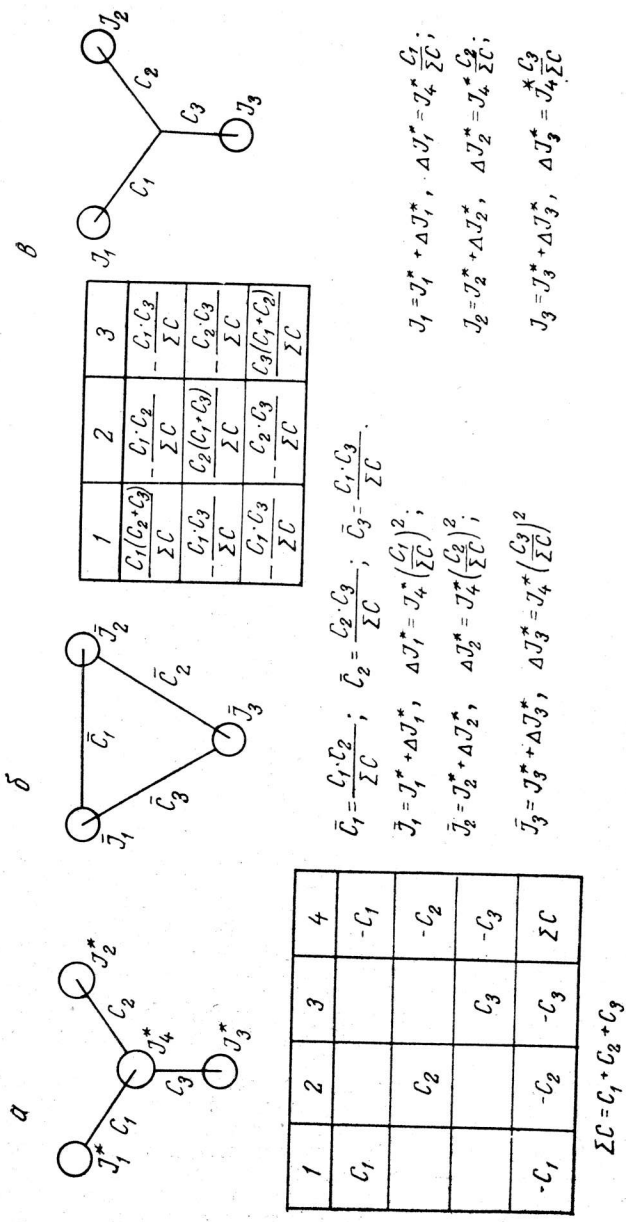


Рис. П1.5. Упрощение разветвления «М» — 1: а — исходная схема и ее матрица жесткостей; б — упрощение по [2]; в — упрощение на основе перехода от «М» к «Е»-разветвлению (матрицы перехода в обоих случаях одинаковы)

$$\bar{C}_1 = \frac{C_1 \cdot C_2}{\Sigma C}; \quad \bar{C}_2 = \frac{C_2 \cdot C_3}{\Sigma C}; \quad \bar{C}_3 = \frac{C_1 \cdot C_3}{\Sigma C}.$$

$$\bar{J}_1 = J_1^* + \Delta J_1^*, \quad \Delta J_1^* = J_4^* \left(\frac{C_1}{\Sigma C} \right)^2;$$

$$\bar{J}_2 = J_2^* + \Delta J_2^*, \quad \Delta J_2^* = J_4^* \left(\frac{C_2}{\Sigma C} \right)^2;$$

$$\bar{J}_3 = J_3^* + \Delta J_3^*, \quad \Delta J_3^* = J_4^* \left(\frac{C_3}{\Sigma C} \right)^2$$

реального объекта; 3) при упрощении цепных участков получаются результаты, отличные от метода парциальных частот; это происходит из-за того, что при устранении массы J^* все остальные примающие к ней массы увеличиваются на

$$\Delta J_i^* = J^* (C_i / \Sigma C)^2. \quad (П1.6)$$

В методе парциальных частот отношение жесткостей (податливостей) используется без возведения в квадрат.

Описанные особенности не позволяют использовать рассмотренный подход для упрощения широкого класса динамических схем с разветвлениями на податливостях и массах. При решении подобных задач возможны два подхода: 1) математическое описание процесса упрощения и поиск физической интерпретации полученных уравнений упрощенной схемы; 2) физическая интерпретация процесса упрощения и поиск математических выражений для параметров упрощенной схемы.

В рассмотренных работах реализован первый подход. Однако использование полученных результатов затруднено, поскольку не существует однозначного перехода от уравнений к динамической схеме. В качестве примера можно привести трехмассовые динамические схемы различной конфигурации, представленные на рис. П1.5, у которых матрицы жесткостей и инерционные матрицы одинаковы.

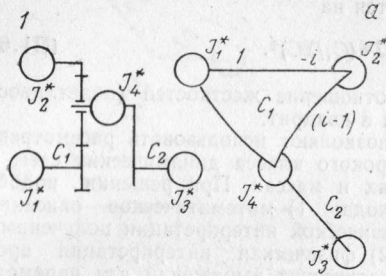
При использовании второго подхода таких затруднений не возникает, так как получение инерционной матрицы и матрицы жесткости по динамической схеме является вполне определенной операцией.

С учетом высказанных соображений была разработана методика упрощения динамических схем на основе приведенной ранее классификации разветвлений. Физически процесс упрощения представляет собой переход от «М»-разветвления к «Е»-разветвлению путем удаления массы J^* парциальной системы с наивысшей частотой. При этом для компенсации удаленной массы непосредственно примыкающие к ней массы увеличиваются на

$$\Delta J_i^* = J^* C_i / \Sigma C. \quad (П1.7)$$

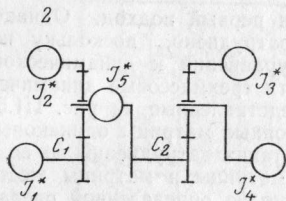
Такое перераспределение масс аналогично операции, выполняемой при упрощении цепных схем путем замены одномассовой парциальной системы на двухмассовую. Это позволяет сделать вывод о том, что предложенная методика является обобщением метода парциальных частот для схем, содержащих разветвления. Важным обстоятельством является то, что математическая интерпретация процедуры представляет собой матричные преобразования, разработанные в [2]. Исключение составляет вычисление добавок ΔJ_i^* (см. (П1.6) и (П1.7)).

На рис. П1.5 показано упрощение разветвления «М» — 1 по методике [2] и по предложенной нами. Матрицы жесткостей в обоих случаях одинаковы. В то же время при упрощении по предложенной методике конфигурация схемы сохранена, и сумма инерционных параметров не изменилась. На рис. П1.6 показано упрощение по предложенной методике наиболее распространенных схем с разветвлением на податливости.



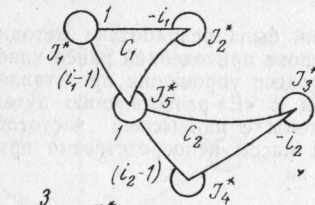
1	2	3	4
C_1	$-iC_1$		$-(1-i)C_1$
$-iC_1$	i_2C_1		$i(1-i)C_1$
		C_2	$-C_2$
$-(1-i)C_1$	$i(1-i)C_1$	$-C_2$	ΣC

$$\Sigma C = (i-1)^2 C_1 + C_2$$



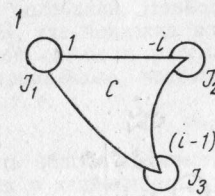
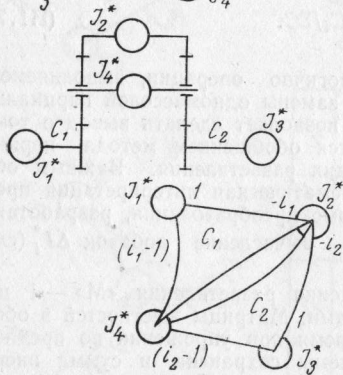
1	2	3	4	5
C_1	$-i_1C_1$			$-(1-i_1)C_1$
$-i_1C_1$	$i_1^2C_1$			$i_1(1-i_1)C_1$
		$i_2^2C_2$	$i_2(1-i_2)C_2$	$-i_2C_2$
		$i_2(1-i_2)C_2$	$(1-i_2)^2C_2$	$-(1-i_2)C_2$
$(1-i_1)C_1$	$i_1(1-i_1)C_1$	$-i_2C_2$	$-(1-i_2)C_2$	ΣC

$$\Sigma C = (1-i_1)^2 C_1 + C_2$$



1	2	3	4
C_1	$-i_1C_1$		$-(1-i_1)C_1$
$-i_1C_1$	$i_1^2C_1 + i_2^2C_2$	$-i_2C_2$	$i_1(1-i_1)C_1 + i_2(1-i_2)C_2$
	$-i_2C_2$	C_2	$-(1-i_2)C_2$
$-(1-i_1)C_1$	$i_1(1-i_1)C_1 + i_2(1-i_2)C_2$	$-(1-i_2)C_2$	ΣC

$$\Sigma C = (1-i_1)^2 C_1 + (1-i_2)^2 C_2$$



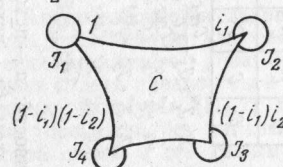
1	2	3
C	$-iC$	$-(1-i)C$
$-iC$	i^2C	$i(1-i)C$
$-(1-i)C$	$i(1-i)C$	$(1-i)^2C$

$$C = \frac{C_1 \cdot C_2}{\Sigma C}$$

$$J_1 = J_2^* + J_4^* \cdot \frac{(1-i)C_1}{\Sigma C};$$

$$J_2 = J_2^* + J_4^* \cdot \frac{i(1-i)C_1}{\Sigma C};$$

$$J_3 = J_3^* + J_4^* \cdot \frac{C_2}{\Sigma C}$$



$$J_1 = J_1^* + J_5^* \cdot \frac{(1-i_1)C_1}{\Sigma C};$$

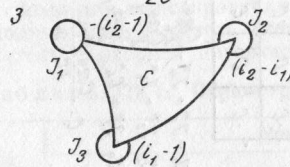
$$J_2 = J_2^* + J_5^* \cdot \frac{i_1(1-i_1)C_1}{\Sigma C};$$

$$J_3 = J_3^* + J_5^* \cdot \frac{i_2 \cdot C_2}{\Sigma C};$$

$$J_4 = J_4^* + J_5^* \cdot \frac{(1-i_2)C_2}{\Sigma C}$$

1	2	3	4
C	$-i_1C$	$-i_2(1-i_1)C$	$-(1-i_1) \times (1-i_2)C$
$-i_1C$	i_1^2C	$-i_1 \cdot i_2 \times (1-i_1)C$	$-i_1(1-i_1) \times (1-i_2)C$
$-i_2(1-i_1)C$	$-i_1 \cdot i_2 \times (1-i_1)C$	$(1-i_1)^2 \times i_2^2 C$	$(1-i_1)^2 \times i_2(1-i_2)C$
$-(1-i_1) \times (1-i_2)C$	$-i_1(1-i_1) \times (1-i_2)C$	$(1-i_1)^2 \times i_2(1-i_2)C$	$(1-i_1)^2 \times (1-i_2)^2 C$

$$C = \frac{C_1 \cdot C_2}{\Sigma C}$$



$$J_1 = J_1^* + J_4^* \cdot \frac{(1-i_2)C_1}{\Sigma C}$$

$$J_2 = J_2^* + J_4^* \cdot \frac{i(1-i_1) \cdot C_1 + i_2(1-i_2)C_2}{\Sigma C}$$

$$J_3 = J_3^* + J_4^* \cdot \frac{(1-i_2)C_2}{\Sigma C}$$

1	2	3
$(1-i_2)^2 C$	$-(i_1-i_2) \times (1-i_2)C$	$-(1-i_1) \times (1-i_2)C$
$-(i_1-i_2) \times (1-i_2)C$	$(i_1-i_2)^2 C$	$(i_1-i_2) \times (1-i_1)C$
$-(1-i_1) \times (1-i_2)C$	$(i_1-i_2) \times (1-i_1)C$	$(1-i_1)^2 C$

$$C = \frac{C_1 C_2}{\Sigma C}$$

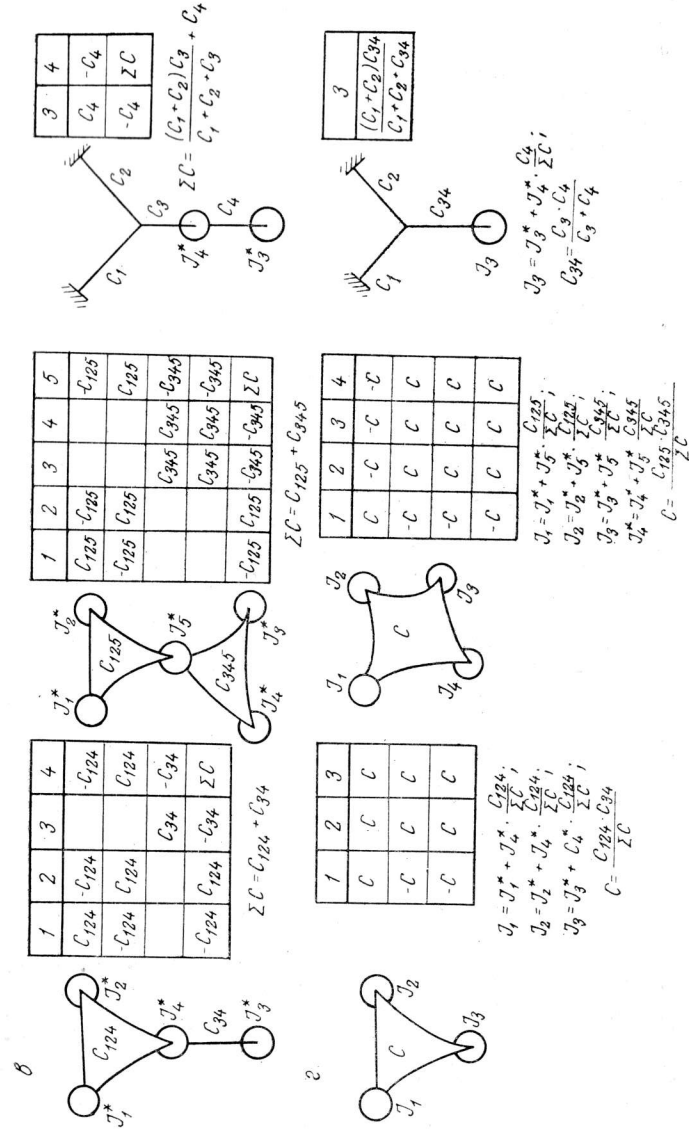


Рис. П1.6. Упрощение схемы с разветвлением на податливости: а — исходные модели и схемы; б — упрощенные схемы; в, г — упрощение приведенных схем (в — исходные; г — упрощенные)

Оценка точности решений по упрощенным схемам. При упрощении динамической схемы, как правило, решается вопрос о степени искажения динамических характеристик частот и форм собственных колебаний. Наиболее строго этот вопрос рассмотрен в работе [2], где показана возможность построения эквивалентной упрощенной схемы в рассматриваемом частотном диапазоне ω_{\max} , если парциальные частоты $K_{\text{парци}}$ исходной системы достаточно велики, т. е.

$$\omega_{\max}/K_{\text{парци}} = \varepsilon \ll 1. \quad (\text{П1.8})$$

Дать общую количественную оценку степени искажения характеристик в зависимости от величины ε затруднительно. Практические расчеты показывают, что при $\varepsilon \leq 0,5$ искажение динамических характеристик в большинстве случаев не превосходит 5%.

Выполненный в работе [2] анализ во многом применим и для разработанной методики, поскольку в обоих случаях математически процесс упрощения описывается сходными матричными преобразованиями. Исключение составляет вычисление добавок ΔJ_i^* (см. (П1.6) и (П1.7)).

Аналитическое исследование, проведенное в работе [2], и расчеты, выполненные для реальных схем, показывают, что с точки зрения искажения динамических характеристик в общем случае нельзя отдать предпочтение формуле (П1.6) или (П1.7). Однако применение формулы (П1.7) позволяет во многих случаях сохранить при упрощении без изменения суммарный момент инерции динамической схемы и тем самым сохранить единый подход к упрощению разветвленных и цепных схем. Эти обстоятельства позволяют рекомендовать для практического использования формулу (П1.7).

В табл. П1.1 и П1.2 представлены параметры и результаты расчета частот наиболее распространенных динамических схем трансмиссий (рис. П1.7) с различной степенью упрощения.

Второй важный вопрос, который обычно в явном виде не рассматривается, — это сохранение при упрощении особенностей конфигурации динамической схемы, отражающих специфику рассматриваемого динамического процесса. Так, при построении динамической схемы для моделирования максимальных нагрузок трансмиссии необходимо предусмотреть элементы, имитирующие взаимодействие двигателя с опорной поверхностью, и учесть возможность пробук-

Таблица П1.1. Параметры динамических схем (рис. П1.7)

Схема	Момент инерции J , кг·м ²						
	J_1	J_2	J_3	J_4	J_5	J_6	J_7
а	0,153	0,00173	0,00102	0,00251	0,00541	0,086	7,8
б	6,38	0,0602	0,0602	0,062	0,645	0,645	166
Схема	Податливость $E \cdot 10^6$, Н ⁻¹ ·м ⁻¹						
	E_1	E_2	E_3	E_4	E_5	E_6	E_7
а	840	177	41	121	125	173	—
б	12	42,5	1	438	438	106	106

Таблица П1.2. Частоты собственных колебаний ω , рад/с, исходных и упрощенных динамических схем

Число масс	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5	ω_6	$K_{\text{парц}}$	Способ упрощения	Удаленные массы
7	40,2	151	270	621	2200	6180	5430	—	—
6	41,2	151	270	644	2140	6180	5430	—	—
	41,2	151	270	626	2060				
5	41,2	151	271	683	2170	6180	5430	—	3
	41,2	151	270	655					
4	41,2	151	270	617		6180	5430	—	3,2
	41,4	151	271	849					
3	41,4	151	271			6180	5430	—	3,2,4
	41,4	149	269						
2	41,5	152	272			6180	5430	—	3,2,4,6
	41,3	151							
2	40,3	142				6180	5430	—	3,2,4,6
	41,6	153							
	41,4								
	38,8								
	42,5								

Рис. П1.7, а

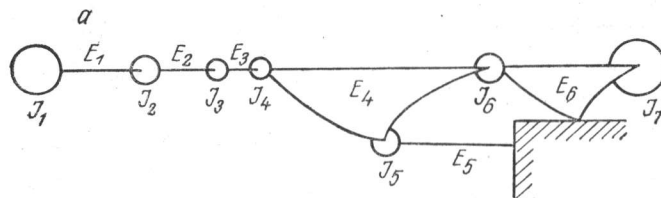


Рис. П1.7, б

Число масс	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5	ω_6	$K_{\text{парц}}$	Способ упрощения	Удаленные массы
7	23,3	134	135	554	1000	5800	4230	—	—
6	23,3	134	135	557	1010	5800	4230	—	—
	23,3	134	135	550	986				
5	23,3	134	135	574	1320	5800	4230	—	4
	23,2	134	135	566					
4	23,3	134	135	492		5800	4230	—	4,3
	23,3	134	135	589					
3	24,3	133	135			5800	4230	—	4,3,2
	24,2	133	134						
2	23,5	134				5800	4230	—	4,3,2
	23,3	134							
2	23,5	134				5800	4230	—	Объединены 5+6
	23,5								
	23,0								
	23,5								

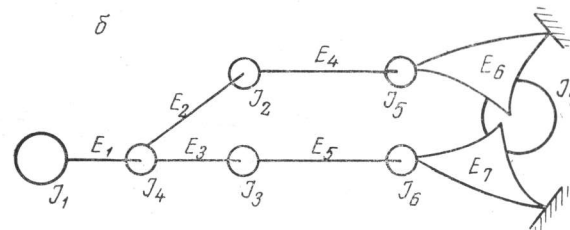


Рис. П1.7. Динамические схемы, использованные в примерах на упрощение: а — с разветвлением на податливости (трансмиссия автомобиля «Москвич-412», прямая передача); б — на массе (трансмиссия трехшального автомобиля, прямая передача)

ют место при выборе параметров динамических схем, граничных условий и воздействий.

Упрощение схем с демпфированием. При упрощении динамической схемы производят преобразование парциальных систем. В том случае, когда динамическая схема имеет демпфирование (как правило, силы демпфирования принимаются пропорциональными относительной скорости масс), для коэффициентов демпфирования K нужно провести операцию, аналогичную операции объединения масс и податливостей.

Если одномассовая парциальная система с коэффициентами демпфирования $K_{\text{л}}$ и $K_{\text{п}}$ заменяется эквивалентной двухмассовой системой с коэффициентом демпфирования K (рис. П1.8, а), то максимумы потенциальных энергий при закрутке упругих звеньев $E_{\text{л}}$, $E_{\text{п}}$ и $E = E_{\text{л}} + E_{\text{п}}$ составят

$$\Pi_{\text{л}} = \frac{1}{2} M_{\text{л}}^2 E_{\text{л}}; \quad \Pi_{\text{п}} = \frac{1}{2} M_{\text{п}}^2 E_{\text{п}}; \quad \Pi = \frac{1}{2} M^2 E. \quad (\text{П1.9})$$

Примечание. Распределение момента инерции J^* удаляемой при упрощении массы между примыкающими к ней массами проведено тремя способами: Б) $\Delta J_i^* = J^* (C_i / \Sigma C)^2$; Р) $\Delta J_i^* = J^* C_i / \Sigma C$; У) $\Delta J_i^* = 0$.

Здесь M_i — амплитуды упругих моментов на соответствующих звеньях. Энергии, рассеиваемые в элементах K_L , K_n и K за цикл колебаний, можно записать в виде

$$\Delta\Pi_L = \Psi'_L \Pi_L = \frac{1}{2} \Psi'_L M_L^2 E_L;$$

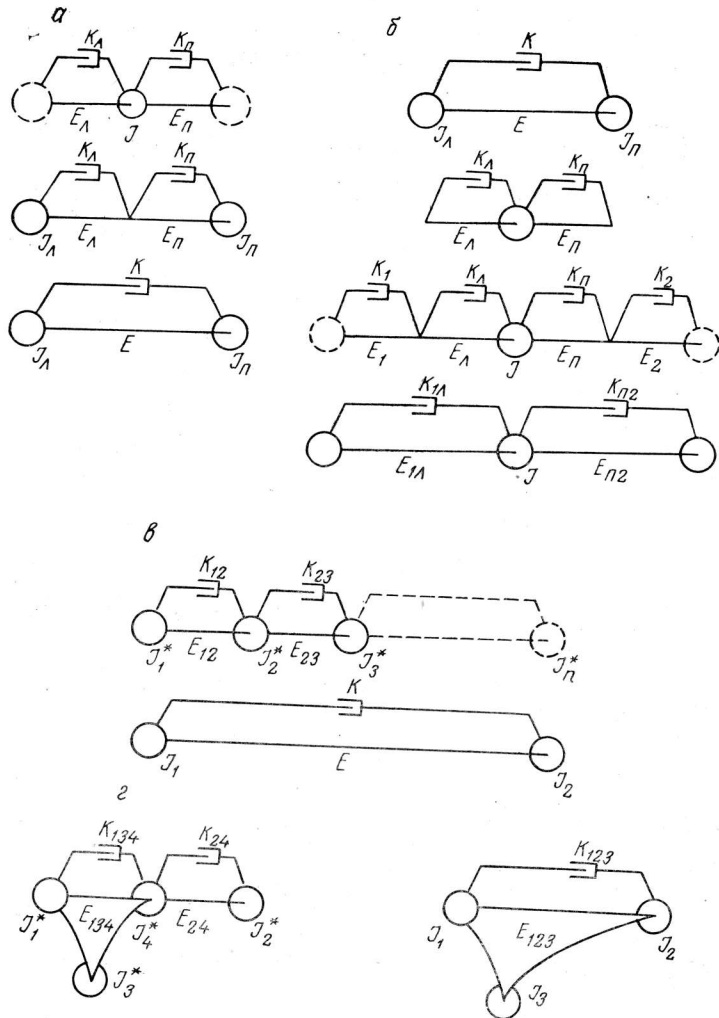


Рис. 11.8. Упрощение динамической схемы с демпфированием

$$\Delta\Pi_n = \Psi'_n \Pi_n = \frac{1}{2} \Psi'_n M_n^2 E_n; \quad (11.10)$$

$$\Delta\Pi = \Psi' \Pi = \frac{1}{2} \Psi' M^2 E,$$

где Ψ'_i — коэффициенты относительного рассеивания энергии. При упрощении можно полагать

$$M_L \approx M_n \approx M. \quad (11.11)$$

Тогда с учетом равенства

$$\Delta\Pi = \Delta\Pi_L + \Delta\Pi_n \quad (11.12)$$

получаем

$$\Psi' = \Psi'_L E_L/E + \Psi'_n E_n/E. \quad (11.13)$$

Поскольку Ψ'_i пропорциональны произведениям $K_i E_i$, то для коэффициентов демпфирования имеем соотношение

$$K = K_L (E_L/E)^2 + K_n (E_n/E)^2. \quad (11.14)$$

При замене двухмассовой парциальной системы с коэффициентом демпфирования K эквивалентной одномассовой системой (рис. 11.8, б) вначале вычисляются коэффициенты демпфирования эквивалентной системы по формулам

$$K_L = \frac{K}{2} \left(\frac{E}{E_L} \right)^2; \quad K_n = \frac{K}{2} \left(\frac{E}{E_n} \right)^2. \quad (11.15)$$

Затем при объединении эквивалентной одномассовой системы с соседними системами получаем

$$E_{1L} = E_1 + E_L; \quad E_{n2} = E_n + E_2; \quad (11.16)$$

$$K_{1L} = K_1 (E_1/E_{1L})^2 + K_L (E_L/E_{1L})^2; \quad K_{n2} = K_n (E_n/E_{n2})^2 + K_2 (E_2/E_{n2})^2.$$

В общем случае при замене n -массовой цепной схемы с коэффициентами демпфирования K_{12}, \dots, K_{n-1n} однозвенной схемой с коэффициентом демпфирования K (рис. 11.8, в) имеем

$$K = K_{12} (E_{12}/E)^2 + \dots + K_{n-1n} (E_{n-1n}/E)^2, \quad (11.17)$$

где E_{12}, \dots, E_{n-1n} — податливости исходной схемы; E — податливость эквивалентной однозвенной схемы.

Аналогичный подход используется при упрощении демпфированной разветвленной схемы. На рис. 11.8, в показано упрощение наиболее распространенного демпфированного разветвления на податливости. Преобразование коэффициентов демпфирования можно провести по формуле (11.14), если принять $K = K_{123}$; $K_L = K_{134}$; $K_n = K_{24}$; $E = E_{134}$; $E_L = E_{123}$; $E_n = E_{24}$.

П1.3. Определение параметров демпфирования машинных агрегатов

При определении параметров динамических схем мобильных машин наибольшую сложность представляет выбор параметров демпфирования. В моделях подвески и трансмиссии силы неупругого сопротивления полагают, как правило, пропорциональными скоростям относительного перемещения масс [5—7]. Непосредственно в уравнениях динамики используются коэффициенты демпфирования $K(k)$.

Наиболее общую оценку затухания в подвеске дает относительный коэффициент затухания (коэффициент аperiodичности) ψ [6]. Он связан с коэффициентом демпфирования соотношением

$$k = 2\psi c/\omega, \quad (\text{П1.18})$$

где c — жесткость той колебательной системы, для которой определяется k ; ω — частота колебательного процесса.

Оценку демпфирования трансмиссии удобнее давать по логарифмическому декременту δ , значения которого для машинного агрегата в целом и для отдельных узлов непосредственно получают в эксперименте. В этом случае коэффициент демпфирования можно вычислить по выражению

$$K = \delta/\pi E\omega. \quad (\text{П1.19})$$

Здесь E — податливость той колебательной системы, для которой определяется K .

При моделировании колебаний трансмиссии и подвески коэффициенты демпфирования рассчитываются по δ и ψ обычно для случая свободных затухающих колебаний [6, 7]. Затем эти коэффициенты используются при исследовании колебательных процессов в достаточно широком частотном диапазоне. Если принять, что с изменением частоты колебательного процесса $K(k)$ не меняется, то соответствующим образом должны изменяться δ и ψ (см. (П1.18) и (П1.19)). В действительности такие изменения наблюдаются не во всех случаях.

Анализ экспериментальных данных по демпфированию в отдельных элементах колебательной системы трансмиссии [8—10] и машинном агрегате в целом [7, 11] показывает, что δ с изменением частоты меняется незначительно. Это же подтверждают результаты экспериментов, представленные в приложении 2, где даны значения δ на различных передачах ряда отечественных автомобилей. Частоты собственных колебаний на различных передачах изменяются существенно, а пропорционального изменения δ не наблюдается. При этом следует иметь в виду, что колебание частоты ω на передачах происходит за счет изменения приведенного значения маховых масс. Демпфирование и податливость остаются практически постоянными (отличиями в параметрах динамической схемы коробки передач на различных ступенях можно пренебречь). Таким образом, изменение частоты колебательного процесса не сказывается на таких характеристиках демпфирования, как δ и $K\omega$.

Аналогичный вывод можно сделать в отношении $\psi_{ш}$ — характеристики демпфирования шины как элемента динамической схемы подвески. И лишь для затухания низкочастотных колебаний подвес-

ки, обусловленного действием амортизатора, можно полагать, что коэффициент демпфирования k_n остается неизменным, а коэффициент аperiodичности ψ_n увеличивается с ростом частоты (см., например, табл. 29 [6]).

Из всего сказанного следует, что при динамических расчетах основным параметром, характеризующим демпфирование машинных агрегатов, в общем случае целесообразно принять произведение коэффициента демпфирования на частоту $K\omega$. Этот параметр позволяет учесть необходимое (для ряда элементов динамической схемы,

Таблица П1.3. Логарифмические декременты затухания отдельных агрегатов

δ	δ_T	δ_p^*
0,45—0,95	0,13—0,27	1,15—2,45
δ_K	δ_{KB}	δ_{KP}
0,3—0,64	0,02—0,04	0,065—0,135

* Среднее значение $\delta_p = 1,8$ соответствует соотношению податливостей $E_p/E = 0,3$; при большем значении E_p/E следует брать пропорционально меньшее значение δ_p .

у которых $K\omega = \text{const}$) изменение K с изменением ω . При проведении динамических расчетов целесообразно предусматривать соответствующие процедуры, которые обеспечивают изменение K .

Особое значение имеет способ задания коэффициентов демпфирования для случайных колебательных процессов с непрерывным спектром возмущений. На основе изложенного выше можно полагать, что для таких процессов коэффициенты демпфирования K должны непрерывно изменяться по всему спектру частот колебаний.

Обобщения экспериментальных данных по демпфированию целесообразно проводить с помощью безразмерных параметров δ или ψ , а от них переходить к $K\omega$ ($k\omega$), величины которых определяются параметрами рассматриваемых динамических схем.

Количественные характеристики по параметрам демпфирования подвески автомобилей и тракторов приведены в работах [5, 6]. Аналогичные данные по параметрам демпфирования трансмиссии в научно-технической литературе отсутствуют. В табл. П1.3 представлены логарифмические декременты, характеризующие рассеяние энергии в агрегатах трансмиссии. Эти результаты получены путем обобщения данных работ [8, 11], а также исследований, проведенных авторами. Для податливостей и логарифмических декрементов крутильной динамической схемы использованы обозначения: E , δ — машинного агрегата в целом; E_T , δ_T — трансмиссии; E_p , δ_p — подвески ведущего моста при выкручивании; E_K , δ_K — ведущих колес; δ_{KB} — карданной передачи; δ_{KP} — коробки передач.

Методика расчета параметров $K\omega$ основана на представленных

ранее формулах преобразования цепных и разветвленных схем с демпфированием. Процедура расчета приведена в табл. П1.4. Числовые значения взяты применительно к динамической схеме трансмиссии автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555 на II передаче.

В табл. П1.4 использованы следующие обозначения: $E_{Дф}$ — податливость демпфера сцепления; E_1 — демпфера и первичного вала коробки передач; K_2, E_2 — коэффициент демпфирования и податливость валов и соединений коробки передач; K_3, E_3 — карданной передачи; K_4, E_4 — ведущего моста; K_5, E_5 — подвески ведущего моста при выкручивании; K_6, E_6 — ведущих колес. Момент трения демпфера обозначен M_T , замыкания — M_3 . Индексы «1» и «2» означают приведение параметра к валу 1 или 2.

Для определения $\delta_T, \delta_p, \delta_K$ необходимо, используя табл. П1.3, выбрать δ и задаться соотношениями $\delta_p/\delta_T, \delta_K/\delta_T$. После расчета $\delta_T, \delta_p, \delta_K$ (операции 1—4 табл. П1.4) следует сравнить полученные значения с данными табл. П1.3. При значительном расхождении целесообразно изменить $\delta_p/\delta_T, \delta_K/\delta_T$ и повторить расчет. Затухание в карданной передаче и коробке передач определяется по $\delta_{КВ}$ и $\delta_{КП}$.

Изложенная методика основана на последовательном переходе от однозвенной схемы (рис. П1.9, а) к трехзвенной (рис. П1.9, б), а от нее к многозвенной (рис. П1.9, в). При этом используются следующие выражения:

$$\delta = \delta_T E_T / E + \delta_p E_p / E + \delta_K E_K / E; \quad (\text{П1.20})$$

$$\delta_T = \delta_1 E_1 / E_T + \delta_2 E_2 / E_T + \delta_3 E_3 / E_T + \delta_4 E_4 / E_T. \quad (\text{П1.21})$$

Поскольку для трансмиссии реальных машин имеют место соотношения

$$E_1, E_2, E_3 \ll E_T; \quad E_4 \approx E_T, \quad (\text{П1.22})$$

т. е. податливость трансмиссии E_T определяется в основном податливостью полуосей E_4 , то последнее выражение можно записать

$$\delta_T \approx \delta_4 E_4 / E_T. \quad (\text{П1.23})$$

Линеаризация демпфера осуществляется из следующих соображений. Для однозвенной схемы с сухим трением эквивалентный коэффициент вязкого трения $K_{Дф}$ можно определить исходя из равенства работ сухого и вязкого трения за цикл колебаний:

$$4\varphi_{\max} M_T = \pi K_{Дф} \varphi_{\max}^2 \omega. \quad (\text{П1.24})$$

Угол φ_{\max} для случая наиболее эффективного использования демпфера можно принять равным углу замыкания:

$$\varphi_{\max} = \varphi_3 = M_3 E_{Дф}. \quad (\text{П1.25})$$

Тогда для $K_{Дф}$ получаем выражение

$$K_{Дф} \omega = \frac{4}{\pi} \frac{M_T}{M_3 E_{Дф}}. \quad (\text{П1.26})$$

Таблица П1.4. Расчет параметров демпфирования машинного агрегата с колесной формулой 4×2

Исходные данные	
$i_{12} = 28,6;$	$E_T = 0,126 \cdot 10^{-4}; \quad E_p = 0,236 \cdot 10^{-5}; \quad E_K = 0,19 \cdot 10^{-5};$
$E_{Дф} = 0,96 \cdot 10^{-4};$	$E_1 = 0,118 \cdot 10^{-3}; \quad E_2 = 0,16 \cdot 10^{-3}; \quad E_3 = 0,345 \cdot 10^{-3};$
$E_4 = 0,977 \cdot 10^{-2};$	$\delta = 0,7; \quad \delta_p/\delta_T = 12; \quad \delta_K/\delta_T = 2,4; \quad \delta_{КВ} = 0,03; \quad \delta_{КП} = 0,1;$
$M_T/M_3 = 0,089$	

Порядок расчета и результаты			
1	$E = E_T + E_p + E_K$	9	$K_6^{(1)} \omega = K_K^{(2)} \omega / i_{12}^2 =$ $= 0,127 \cdot 10^5$
2	$\delta_T = \delta \left[\frac{E_T}{E} + \frac{E_p}{E} \left(\frac{\delta_p}{\delta_T} \right) + \frac{E_K}{E} \left(\frac{\delta_K}{\delta_T} \right) \right]^{-1} = 0,26$	10	$K_5^{(1)} \omega = K_p^{(2)} \omega / i_{12}^2 =$ $= 0,513 \cdot 10^3$
3	$\delta_p = (\delta_p/\delta_T) \delta_T = 3,114$	11	$K_4^{(1)} \omega = K_T^{(1)} \omega (E_T/E_4)^2 =$ $= 0,891 \cdot 10$
4	$\delta_K = (\delta_K/\delta_T) \delta_T = 0,623$	12	$K_3^{(1)} \omega = \delta_{КВ} / (\pi E_3) =$ $= 0,277 \cdot 10^2$
5	$K_K^{(2)} \omega = \delta_T / \pi E_T = 0,655 \cdot 10^4$	13	$K_2^{(1)} \omega = \delta_{КП} / (\pi E_2) =$ $= 0,199 \cdot 10^3$
6	$K_p^{(2)} \omega = \delta_p / \pi E_p = 0,420 \cdot 10^6$	14	$K_{Дф} \omega = 4 M_T / \pi M_3 E_{Дф}$
7	$K_K^{(2)} \omega = \delta_K / \pi E_K = 0,104 \cdot 10^6$	15	$K_1^{(1)} \omega = K_{Дф} \omega (E_{Дф}/E_1)^2 =$ $= 0,781 \cdot 10^3$
8	$K_T^{(1)} \omega = K_T^{(2)} \omega / i_{12}^2$	16	$K_j = (K_j \omega) / \omega_x$

Примечание. E — Н⁻¹·м⁻¹; $K\omega$ — Н·м; E_T, E_p и E_K приведены к валу 2; E_i ($i = 1, 2, 3, 4$) и $E_{Дф}$ приведены к валу 1; i_{12} — передаточное число от вала 1 к валу 2; ω_x — фиксированная частота, рад/с.

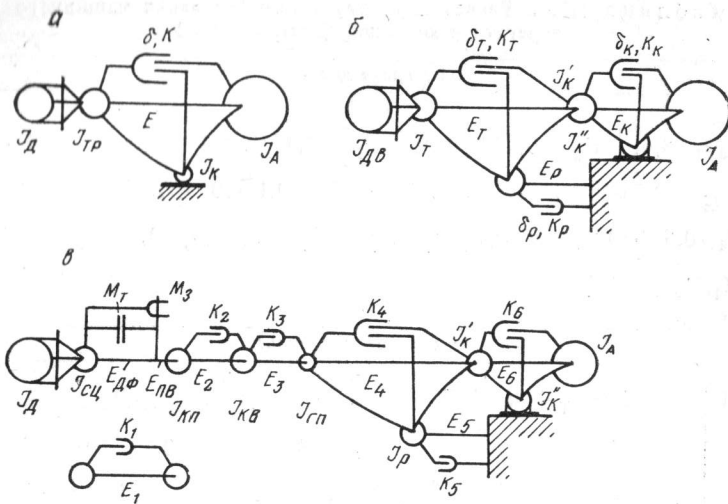


Рис. П1.9. Динамические схемы для определения параметров демпфирования машинного агрегата с колесной формулой 4×2

Переход от $K_{Дф}$ к K_1 осуществляется с помощью выражения

$$K_1 = K_{Дф} (E_{Дф}/E_1)^2. \quad (\text{П1.27})$$

Таким образом, для определения $K_{Дф}$ необходимо знать соотношение M_T/M_3 . При отсутствии данных можно использовать рекомендации [12] по выбору этих параметров на стадии проектирования, представленные в табл. П1.5.

В табл. П1.5 значения $K'_{Дф}$ даны для случая резонанса с трехузловой формой крутильных колебаний трансмиссии ω_3 и, кро-

Таблица П1.5. Рекомендации по выбору параметров демпферов

Тип автомобиля	$M_3/M_{ме}$	$M_T/M_{ме}$	$K'_{Дф}$, Н·м·с
Легковые и грузовые малой грузоподъемности	0,9—1,1	0,05	1—1,2
Грузовые средней грузоподъемности с карбюраторными двигателями	1—1,2	0,05	5—7
Грузовые большой грузоподъемности с дизелями	1,1—1,3	0,05	9

Примечание. $M_{ме}$ — максимальный крутящий момент двигателя.

ме того, согласно [12], для участка расчетной схемы, представляющего собой приведенную податливость валов коробки передач. Чтобы определить $K_{Дф}$, можно использовать формулу

$$K_{Дф} = K'_{Дф} ((E_{ПВ} + E_2)/E_{Дф})^2. \quad (\text{П1.28})$$

Параметр $K_{Дф}$ ω можно вычислить, полагая $\omega = \omega_3$, после расчета ω_3 по динамической схеме трансмиссии, не содержащей звена $E_{Дф}$. Использование такой схемы для определения $K_{Дф}$ рекомендовано в работе [12].

Приложение 2

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТРАНСМИССИИ

П2.1. Методика

Определение параметров динамической схемы трансмиссии проводилось по осциллограммам динамического крутящего момента, действующего в трансмиссии на карданном валу или полуоси в переходных режимах: при трогании автомобиля с места и переключении передач.

Типовая осциллограмма процесса переключения передач показана на рис. П2.1. Крутящий момент на карданном валу обозначен $M_{кв}$, нулевой уровень момента — $0_{M_{кв}}$. Процесс изменения момента $M_{кв}$ при трогании и переключении передач определяется многими факторами и может иметь различный вид. В общем случае осциллограмма содержит следующие характерные участки: ab — время t_0 , в течение которого двигатель отсоединен от трансмиссии; bc — время t_1 буксования сцепления; cd — время t_2 от замыкания сцепления до первого экстремального значения крутящего момента трансмиссии; de — время t_3 затухания переходного колебательного процесса трансмиссии.

При определении собственных частот ω и параметров демпфирования трансмиссии наибольший интерес представляет участок осциллограммы se , на котором зафиксированы колебания трансмиссии, близкие к свободным затухающим колебаниям.

Для определения параметров машинный агрегат автомобиля приводился к однозвенной динамической схеме, показанной на рис. П2.2. На рисунке обозначены маховые массы: J_1 — подвижных деталей сцепления, а также трансмиссии от первичного вала коробки передач до ведущих колес; J_2 — ведомых деталей сцепления; J_3 — колесных узлов и маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля; упругое звено E имитирует общую податливость машинного агрегата (трансмиссии, реактивных элементов, шин ведущих колес); K — диссипативный элемент; M_c — элемент трения силового агрегата.

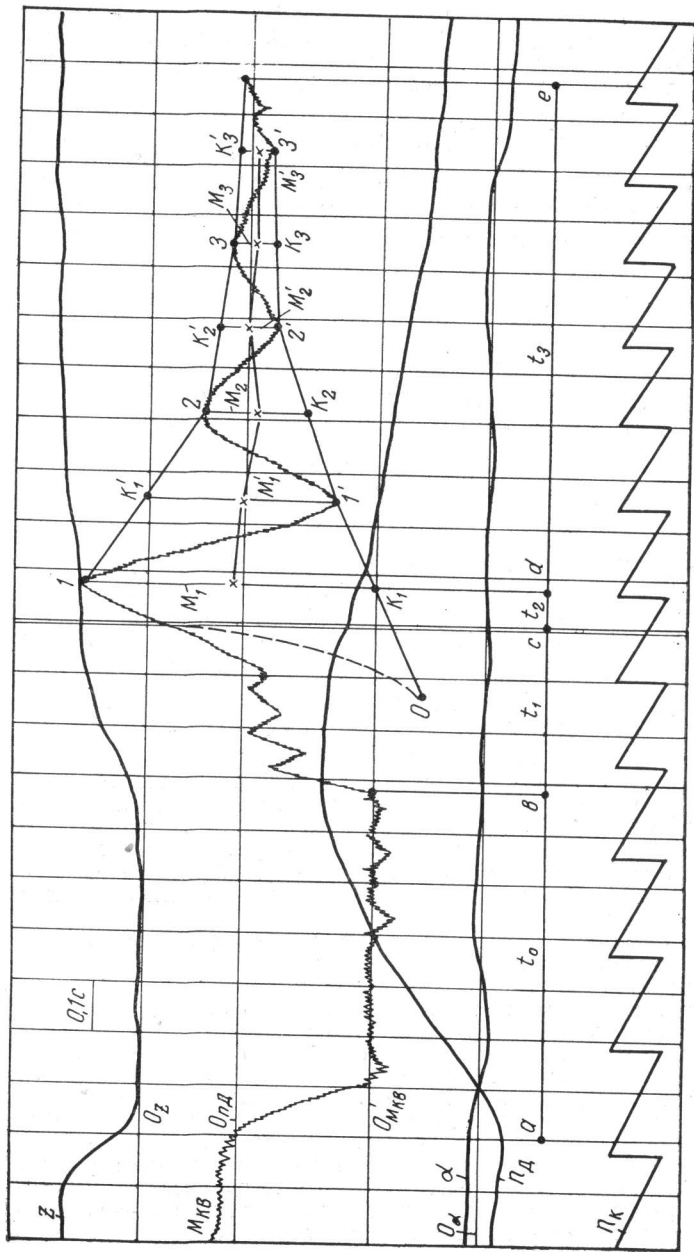


Рис. П2.1. Осциллограммы процесса переключения передач: $M_{кв}$ — момент на карданном валу; z — степень, открытая дросселя; α — уклон дороги; n_D — частота вращения коленчатого вала двигателя; n_k — отметки оборотов колеса; 0 — нулевые линии процессов

При определении параметров выполнялись три операции.
 1. *Операция осреднения.* Для нахождения амплитуд кривой в затухающем переходном процессе необходимо предварительно определить кривую средних значений процесса $M_{ср}$, а затем от нее вести отсчет. Математически осреднение может быть осуществлено по формуле [1]

$$M_{ср} = (M_{I1} + 2M_{I2} + M_{I3})/4, \quad (\text{П2.1})$$

где M_{I1} , M_{I2} , M_{I3} — значения трех последовательно расположенных экстремумов кривой крутящего момента.

Графическая реализация формулы (П2.1) осуществляется следующим образом (см. рис. П2.1). Начальная точка O , которая должна быть предварительно выбрана, соединяется с точкой I , и на се-

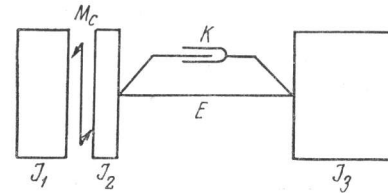


Рис. П2.2. Динамическая схема машинного агрегата

редине полученного отрезка отмечается точка K_1 . Искомая точка кривой $M_{ср}$ лежит на середине отрезка $1K_1$. Аналогично определяются остальные точки $M_{ср}$.

В дальнейшем для определения параметров демпфирования используются отношения отрезков, соединяющих точку средней линии и экстремума: $M_1, M_2, \dots, M'_1, M'_2, \dots$. Для повышения точности замера этих отрезков можно использовать отношения отрезков $1K_1, 2K_2, \dots, 1'K'_1, 2'K'_2, \dots$

2. *Определение частот собственных колебаний и корректировка инерционно-упругих параметров динамической схемы.* Период колебаний T принимается равным среднему значению длительности одного колебательного цикла на участке осциллограммы se . По периоду T рассчитываются частота $f=1/T$ и круговая частота $\omega = 2\pi f$ собственных колебаний.

Корректировку инерционно-упругих параметров динамической схемы целесообразно проводить за счет изменения податливости E , поскольку ее определение (особенно податливости реактивных элементов) имеет наибольшую сложность и погрешность. Уточненное значение податливости равно

$$E^* = E (\omega_p/\bar{\omega})^2, \quad (\text{П2.2})$$

где $\omega_p = \sqrt{(J_1 + J_2 + J_3)/(J_1 + J_2) J_3 E}$ — расчетное значение частоты собственных колебаний; $\bar{\omega}$ — среднее значение частоты собственных колебаний, полученное в эксперименте.

3. *Определение параметров демпфирования.* Параметры демпфирования — логарифмический декремент δ и коэффициент демпфирования K — определяются при помощи соотношений [2]

$$\delta = \frac{1}{m} \sum \ln \frac{M_i}{M_{i+1}}; \quad K = 2 \frac{\sqrt{(J_1 + J_2) J_3}}{J_1 + J_2 + J_3} \frac{\delta}{T} \quad (\text{П2.3})$$

Здесь M_i, M_{i+1} — амплитуды, точнее, пиковые значения, упругого момента трансмиссии, взятые через период T .

При определении параметра демпфирования $K\omega$ необходимо иметь в виду, что значение K , определенное по соотношению (П2.3), соответствует частоте $\omega = \bar{\omega}$. Поэтому для расчета $K\omega$ следует брать среднее значение частоты собственных колебаний $\bar{\omega}$, полученное в эксперименте.

П2.2. Результаты определения и корректировки параметров динамических схем отечественных автомобилей

В табл. П2.1 представлены параметры динамической схемы трансмиссии автомобиля ВАЗ-2101, определенные по описанной методике. Исходные значения инерционно-упругих параметров взяты из табл. 5.2 [3]. Как видно из табл. П2.1, исходные значения податливостей E , полученные расчетным путем, отличаются от скорректированных значений на 30—40%. По другим автомобилям получены расхождения, не превышающие указанные величины. Обычно в эксперименте наблюдаются более низкие частоты собственных колебаний по сравнению с расчетными. Это можно объяснить погрешностью расчетного определения упругих характеристик реактивных элементов трансмиссии. В табл. П2.2 представлены параметры (средние значения и коэффициенты вариации собственных частот и

Таблица П2.1. Параметры динамической схемы автомобиля ВАЗ-2101 в приведении к первичному валу коробки передач

Передача	J_1	J_2	J_3	$E, \text{Н}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$	$\omega_p, \text{рад/с}$
	кг·м ²				
I	0,136	0,0061	0,41	0,0439	14,7
II	0,136	0,0076	1,09	0,0165	21,8
III	0,136	0,0105	2,60	0,00699	32,1
IV	0,136	0,0172	5,77	0,00312	48,3

Передача	$\bar{\omega}, \text{рад/с}$	$E^*, \text{Н}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$	$\bar{\delta}, \text{ед.}$	$\bar{K}, \text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$
I	12,8	0,058	0,71	0,313
II	18,8	0,022	0,94	0,715
III	27,4	0,0096	1,06	1,28
IV	39,2	0,0043	0,95	1,67

Таблица П2.2. Средние значения и коэффициенты вариации круговой частоты ω и логарифмического декремента δ по экспериментальным данным

Модель автомобиля	Передача	$\bar{\omega}, \text{рад/с}$	$V_{\omega}, \%$	$\bar{\delta}, \text{ед.}$	$V_{\delta}, \%$
«Москвич-412»	I	15,2	3,72	0,681	14,3
	II	22,7	2,91	0,695	19,3
	III	32,1	4,33	0,665	14,6
	IV	41,4	1,98	0,554	29,7
ЗИЛ-130В1	I	5,88	15,1	—	—
	II	8,83	1,98	0,506	32,4
	III	14,4	12	0,754	23,1
	IV	18,9	20,4	—	—
	V	26,6	14,6	—	—
МАЗ-500А	I	8,08	1,51	0,601	24,9
	II	10,5	1,5	0,607	26,1
	III	19,6	8,33	0,815	27,5
	IV	25	5,48	—	—
	V	32,1	7,02	—	—
КрАЗ-256Б	II	8,1	9,87	—	—
	III	14,7	10,5	—	—
	IV	20,6	7,91	—	—
	V	24,5	11,3	—	—

логарифмических декрементов) динамических схем трансмиссий ряда отечественных автомобилей, а на рис. П2.3 даны типовые гистограммы, характеризующие рассеяние параметров динамических схем, проявляющиеся в эксперименте.

Отмеченное рассеяние параметров имеет место как в одном и том же опыте, так и в различных опытах. Рассеяние обоих видов можно объяснить следующими причинами: 1) рассеянием результатов, свойственным любому эксперименту; 2) нелинейностью инерционно-упругих и диссипативных характеристик машинного агрегата; 3) нестационарностью процесса затухания свободных колебаний; 4) изменением инерционно-упругих и диссипативных параметров в зависимости от режимов работы машинного агрегата теплового, нагрузочного, скоростного и др.

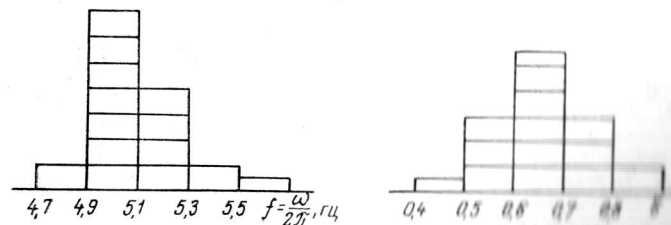


Рис. П2.3. Типовые гистограммы параметров, получаемых в эксперименте («Москвич-412», III передача)

Таблица П2.3. Параметры динамических схем отечественных автомобилей в приведении к первичному валу коробки передач

Модель автомобиля	Передача	Момент инерции $J \cdot 10$, кг·м ²					Податливость $E \cdot 10^5$, Н ⁻¹ ·м ⁻¹		
		J_D	J_T	J_P	J_K	J_A	E_T	E_P	E_K
ВАЗ-2101	I	1,36	0,061	0,032	0,064	4,04	4060	1560	316
	II	1,36	0,076	0,086	0,17	10,7	1530	587	119
	III	1,36	0,105	0,204	0,408	25,6	648	246	50
	IV	1,36	0,172	0,452	0,91	56,8	295	111	22,5
«Москвич-412»	I	1,52	0,047	0,044	0,07	5,45	1670	1520	210
	II	1,52	0,064	0,130	0,2	15,9	577	519	71,8
	III	1,52	0,099	0,306	0,5	37,5	247	220	30,5
	IV	1,52	0,347	0,812	1,47	108	134	108	17,5
ГАЗ-24	I	3,5	0,137	0,066	0,12	8,82	1620	1320	214
	II	3,5	0,177	0,160	0,29	21,2	678	545	88,5
	III	3,5	0,227	0,387	0,70	51,5	282	226	36,8
	IV	3,5	0,347	0,812	1,47	108	134	108	17,5
ГАЗ-53А	I	4,99	0,282	0,074	0,18	8,12	3460	772	546
	II	4,99	0,380	0,323	0,783	35,7	783	176	123
	III	4,99	0,680	1,06	2,56	118	252	53,7	38
	IV	4,99	0,750	3,09	7,48	341	86,4	18,4	13
ЗИЛ-130	I	9,87	0,644	0,086	0,248	10,5	2890	519	426
	II	9,87	0,746	0,252	0,818	34,6	885	157	129
	III	9,87	1,09	0,904	2,60	111	278	49	40,3
	IV	9,87	1,78	2,19	6,32	270	115	20,2	16,6
	V	9,87	3,16	4,74	13,6	583	54,1	9,46	7,69
МАЗ-500А	I	37	1,90	0,078	0,775	29,2	423	247	171
	II	37	2,22	0,253	2,53	95,2	131	76,2	52
	III	37	3,38	0,927	9,34	349	37,8	20,8	14,3
	IV	37	5,41	2,15	21,8	806	16,9	8,96	6,18
	V	37	8,89	4,85	50,3	1830	8,66	3,96	2,73

Последняя причина в основном относится к рассеянию, наблюдаемому в различных опытах. Вторая и третья причины обуславливают главным образом рассеяние в одном и том же опыте.

Полученные экспериментальные данные были использованы для корректировки инерционно-упругих параметров динамических схем отечественных автомобилей, опубликованных авторами ранее [3]. Корректированные значения параметров сведены в табл. П2.3. При этом использованы следующие обозначения: маховые массы J_D — двигателя и ведущих деталей сцепления; J_T — ведомых деталей сцепления и трансмиссии; J_P — ведущего моста относительно оси колес; J_K — ведущих колес; J_A — масса автомобиля, приведенная к маховой; податливости E_T — трансмиссии; E_P — подвески ведущего моста; E_K — шин ведущих колес.

Полученные экспериментальные данные по параметрам демпфирования, а также анализ работ [2, 4] позволяют сделать вывод, что

логарифмические декременты машинных агрегатов автомобилей с колесной формулой 4×2 мало изменяются на различных передачах и находятся в пределах 0,45—0,95. Основным параметром демпфирования при исследовании статистической динамики трансмиссии автомобилей целесообразно принимать произведение K_0 , которое, как и логарифмический декремент δ , остается постоянным с изменением частоты.

Приложение 3

УПРОЩЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СХЕМ МАШИНЫХ АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ

Для трех моделей грузовых автомобилей — ГАЗ-53А, ЗИЛ-130 и МАЗ-500А — выполнено упрощение динамических схем машинных агрегатов методом парциальных частот (табл. П3.1—П3.12). Параметры динамических схем: моменты инерции $J \cdot 10$, кг·м², и податливости $E \cdot 10^5$, Н⁻¹·м⁻¹, — даны в приведении к первичному валу коробки передач. Последовательно показан каждый шаг упрощения от исходной многозвенной схемы к простейшей однозвенной. Представлено два варианта: без учета податливости демпфера (демпфер блокирован) и с учетом податливости демпфера. На каждом шаге упрощения показаны лишь параметры вновь образованной парциальной системы; параметры, остающиеся неизменными, опущены.

Из представленных данных видно, что в динамических схемах с пятью упругими звеньями у всех автомобилей на всех передачах звенья соответствуют следующим элементам машинного агрегата: 1) первичному валу КП; 2) вторичному валу КП; 3) валу карданной передачи; 4) полуосям; 5) шинам ведущих колес. Это позволяет рекомендовать на этапе начальной схематизации трансмиссии ориентироваться на динамическую схему, содержащую указанные элементы.

Обозначения, использованные в таблицах

При обозначении моментов инерции маховых масс J использованы следующие индексы:

Д — маховые массы вращающихся деталей двигателя и связанные с его маховиком детали сцепления;

КП — приведенные к первичному валу маховые массы коробки передач;

КП1, КП2, ... — маховые массы элементов коробки передач, конкретное значение которых можно определить по обозначениям прилегающих к этим массам упругих звеньев;

КВ — маховые массы карданной передачи;

КП—КВ — маховые массы коробки передач и связанные с ними массы карданной передачи (обычно маховая масса фланца на выходе из коробки передач и присоединенные к нему фланец и вилка карданного вала);

ГП — маховые массы главной передачи, включая зубчатые колеса и дифференциал;

КВ—ГП — маховые массы карданной передачи и связанные с ними массы главной передачи (обычно детали, связанные с задней вилкой карданного вала и фланцем главной передачи);

К — маховые массы ведущих колес в сборе и связанные с ними массы деталей;

А — маховик, эквивалентный массе автомобиля.

При обозначении податливостей упругих звеньев E используются следующие индексы:

ПВ — первичный вал коробки передач; при упрощении с учетом податливости демпфера это звено включает также податливость его упругих элементов;

ПР — промежуточный вал;

VI, VII, ... — вторичный вал, начиная от шестерни I, II, ... передачи до выхода из коробки передач;

VI—шл — то же с учетом шлицевого соединения вторичного вала с фланцем;

C', C'' — соединения шестерня—синхронизатор и синхронизатор—вторичный вал;

II, III, ... — участок вторичного вала от зубчатого колеса II, III, ... передачи до зубчатого колеса I передачи;

C''—III, C''—IV, ... — соединение синхронизатор—вторичный вал и участок вторичного вала на III, IV, ... передачах от синхронизатора до зубчатого колеса I передачи;

шлI — шлицы зубчатого колеса I передачи;

КВ — карданная передача;

КВ', КВ'' — передний и задний карданный валы;

ГП — главная передача в целом, включая входной вал со шлицевым соединением и зубчатые передачи;

шл—В — шлицевое соединение и входной вал главной передачи;

з. кон — зубчатая коническая пара главной передачи;

з. цил — зубчатая цилиндрическая пара главной передачи;

ПО — полуоси;

К — шины ведущих колес.

Таблица Пз.1. ГАЗ-53А, I передача

Число упругих звеньев	Двигатель	Коробка передач						Карданная передача	Ведущий мост—колеса				Масса авто-мобиля
		$E_1 = E_{ПВ}$ $J_1 = J_{Д}$	$J_2 = J_{КП1}$ $E_2 = E_{ПР}$	$J_3 = J_{КП2}$ $E_3 = E_{В1}$	$J_4 = J_{КП-КВ}$ $E_4 = E_{КВ}$	$J_5 = J_{КВ-ГП}$ $E_5 = E_{ПО}$	$J_6 = J_{КВ-ГП}$ $E_6 = E_{КВ}$		$J_7 = J_{КВ-ГП}$ $E_7 = E_{КВ}$	$J_8 = J_{КВ-ГП}$ $E_8 = E_{КВ}$	$J_9 = J_{КВ-ГП}$ $E_9 = E_{КВ}$	$J_{10} = J_{КВ-ГП}$ $E_{10} = E_{КВ}$	
6	5,2	2,04	0,0234	0,929	0,0234	23,6	0,0229	204	0,00358	3230	0,18	546	8,02
5		$E_{1-2} = 2,5$	$J_{2-3} = 0,0468$	$E_{2-3} = 24,1$									
4	$J_{1-3} = 5,21$	$E_{1-3} = 26,6$	$J_{2-4} = 0,0273$										
3		$J_{1-4} = 5,27$	$E_{1-4} = 231$	$J_{2-5} = 0,00673$									
2		$J_{1-5} = 5,27$	$E_{1-5} = 3461$	$J_{2-6} = 0,18$									
1		$J_{1-6} = 5,3$	$E_{1-6} = 4007$	$J_{2-7} = 8,18$									
6	5,2	21,4	0,0234	0,929	0,0234	23,6	0,0229	204	0,00358	3230	0,18	546	8,02
5		$E_{1-2} = 21,9$	$J_{2-3} = 0,0468$	$E_{2-3} = 24,1$									
4		$E_{1-3} = 29,7$	$J_{2-4} = 0,0697$	$E_{2-4} = 220$									
3			$J_{2-5} = 0,0731$	$E_{2-5} = 3480$	$J_{2-6} = 0,18$								
2		$J_{1-5} = 5,27$	$E_{1-5} = 3480$	$J_{2-6} = 0,18$									
1		$J_{1-6} = 5,3$	$E_{1-6} = 4026$	$J_{2-7} = 8,18$									

Таблица ПЗ.4. ГАЗ-53А, IV передача

Число упр-ных звеньев	Двигатель	Коробка передач			Карданная передача			Ведущий мост—колеса			Масса ав-томобиля
		$E_1 = J_{23} = J_{КП}$ $E_2 = J_{ПВ}$	$E_3 = E_{BIV} = J_{КП-КВ}$	$J_4 = J_{КП-КВ}$	$E_4 = E_{КВ}$	$J_5 = J_{КВ-ГП}$	$E_5 = E_{ПО}$	$J_6 = J_{К}$	$E_6 = E_{К}$		
5	$J_1 = J_{Д}$ 5,2	2,04	0,175	3,91	1,21	5,55	0,151	76,3	7,48	13	$J_7 = J_{А}$ 337
4	$J_{1-3} = 5,31$	$E_{1-3} = 5,95$		$J_{2-4} = 1,27$							
3		$E_{1-4} = 6,54$		$J_{2-5} = 1,43$		$E_{4-5} = 81,3$					
2	$J_{1-5} = 6,74$	$E_{1-5} = 86,4$									
1		$J_{1-6} = 7,72$			$E_{1-6} = 99,4$			$J_{6-7} = 343$			
5	5,2	21,4	0,175	3,91	1,21	5,55	0,151	76,3	7,48	13	337
4	$J_{1-3} = 5,23$	$E_{1-3} = 25,3$		$J_{2-4} = 1,36$							
3		$E_{1-4} = 25,9$		$J_{2-5} = 1,51$		$E_{4-5} = 81,3$					
2	$J_{1-5} = 6,37$	$E_{1-5} = 107$					$J_{2-6} = 7,85$				
1		$J_{1-6} = 7,22$			$E_{1-6} = 120$			$J_{2-7} = 344$			

С

учетом податли-

вости демпфера

Таблица ПЗ.9. МАЗ-500 А. I передача

Число упр-ных звеньев	Двигатель	Коробка передач			Карданная передача			Ведущий мост колес			Масса автомо-биля				
		$J_1 = J_{ПВ}$	$J_2 = E_{III}$	$J_3 = J_{КП2}$	$E_4 = E_{VI-шл}$	$J_5 = J_{КП-КВ}$	$E_6 = E_{3.кон}$	$J_7 = J_{ЛП}$	$E_8 = E_{ПО}$	$J_9 = J_{К}$		$E_{10} = E_{К}$			
7	37,9	1,26	0,912	1,24	0,022	10	0,0178	36,7	0,0773	3,6	0,0197	370	0,76	171	27,8
6		$J_{2-5} = 0,932$		$E_{2-3} = 11,2$		$J_{3-6} = 0,02$									
5		$E_{6-7} = 37,4$		$J_{7-8} = 0,097$		$E_{7-8} = 373$									
4		$J_{2-6} = 0,947$		$E_{2-7} = 48,7$		$J_{3-8} = 0,102$									
3	$J_{1-6} = 38,8$	$E_{1-7} = 49,9$					$J_{2-8} = 0,126$								
2	$J_{1-6} = 38,9$	$E_{1-8} = 423$					$J_{2-9} = 0,775$								
1		$J_{1-9} = 39,2$			$E_{1-9} = 594$			$J_{2-10} = 28,4$							
7	37,9	4,7	0,912	1,24	0,022	10	0,0178	36,7	0,0773	3,6	0,0197	370	0,76	171	27,8
6-4		$J_{2-8} = 1,04$					$E_{2-8} = 422$					$J_{3-9} = 0,772$			
3		$E_{1-8} = 426$													
2	$J_{1-8} = 38,9$	$E_{1-9} = 39,2$					$E_{1-9} = 597$					$J_{9-10} = 28,4$			
1		$J_{1-9} = 39,2$			$E_{1-9} = 597$										

С

учетом податли-

вости демпфера

Т а б л и ц а П 3.10. МАЗ-500А, III передача

Число упру- гих звеньев	Коробка передач				Карданная передача				Ведущий мост—колёса				Масса авто- мобиля				
	$J_1=J_{IV}$	$E_1=J_{КП1}$	$E_2=J_{КП2}$	$J_3=J_{КП3}$	$E_4=J_{КП4}$	$E_5=J_{КП5}$	$E_6=J_{КП6}$	$E_7=J_{КП7}$	$E_8=J_{КП8}$	$E_9=J_{КП9}$	$E_{10}=J_{КП10}$	$E_{11}=J_{КП11}$		$E_{12}=J_{КП12}$	$E_{13}=J_{КП13}$	$E_{14}=J_{КП14}$	$E_{15}=J_{КП15}$
8	37,9	1,26	0,884	0,016	0,13	1,47	0,427	0,67	0,211	3,07	0,922	0,301	0,226	31	9,05	14,3	$J_{10}=J_{VA}$
7	$E_{1-2}=1,27$ $J_{2-3}=1,01$ $E_{2-4}=1,54$																
6	$E_{6-7}=3,13$ $J_{7-8}=1,148$ $E_{7-8}=1,148$ $E_{7-8}=31,2$																
5	$E_{2-5}=1,76$ $J_{4-6}=0,638$ $E_{5-7}=3,58$																
4	$E_{1-5}=2$ $J_{2-6}=1,65$ $E_{2-7}=4,66$																
3	$J_{1-6}=39,1$ $E_{1-7}=6,61$ $J_{2-8}=1,64$																
2	$J_{1-8}=40,4$ $E_{1-8}=37,8$ $J_{2-9}=9,34$																
1	$J_{1-9}=43$ $E_{1-9}=52,1$ $J_{2-10}=334,8$																
8	37,9	4,7	0,884	0,016	0,13	1,47	0,427	0,67	0,211	3,07	0,922	0,301	0,226	31	9,05	14,3	328
7-5	»																
4	$E_{1-5}=5,39$ $J_{2-6}=1,65$ $E_{2-7}=4,66$																
3	$E_{1-7}=7,3$ $J_{2-8}=2,8$ $E_{2-8}=34$																
2	$J_{1-2}=40,2$ $E_{1-8}=41,3$ $J_{2-9}=9,55$																
1	$J_{1-9}=42,7$ $E_{1-9}=55,6$ $J_{2-10}=335$																

Т а б л и ц а П 3.11. МАЗ-500А, IV передача

Число упру- гих звеньев	Двига- тель	Коробка передач				Карданная передача				Ведущий мост—колёса				Масса автомо- биля			
		$E_1=J_{КП1}$	$E_2=J_{КП2}$	$E_3=J_{КП3}$	$E_4=J_{КП4}$	$E_5=J_{КП5}$	$E_6=J_{КП6}$	$E_7=J_{КП7}$	$E_8=J_{КП8}$	$E_9=J_{КП9}$	$E_{10}=J_{КП10}$	$E_{11}=J_{КП11}$	$E_{12}=J_{КП12}$		$E_{13}=J_{КП13}$	$E_{14}=J_{КП14}$	$E_{15}=J_{КП15}$
8	37,9	1,26	0,884	0,1	0,162	0,147	1,13	0,28	0,49	1,32	2,14	0,13	0,547	13,4	21	6,18	770
7	$J_{2-4}=1,02$ $E_{2-4}=0,57$ $J_{3-5}=1,16$																
6	$E_{6-7}=1,35$ $J_{7-8}=2,69$ $E_{7-8}=13,5$																
5	$E_{2-5}=0,653$ $J_{3-6}=1,65$ $E_{5-7}=1,55$																
4	$E_{1-5}=1,66$ $J_{2-6}=2,67$ $E_{2-7}=1,8$																
3	$J_{1-6}=39,3$ $E_{1-7}=3,46$ $J_{2-8}=3,97$																
2	$J_{1-8}=42,4$ $E_{1-8}=16,9$ $J_{2-9}=21,8$																
1	$J_{1-9}=48,3$ $E_{1-9}=23,1$ $J_{2-10}=786$																
8	37,9	4,7	0,884	0,1	0,162	0,47	1,13	0,28	0,49	1,32	2,14	0,13	0,547	13,4	21	6,18	770
7-5	»																
4	$E_{1-5}=5,1$ $J_{2-6}=2,67$ $E_{2-7}=1,8$																
3	$E_{1-7}=6,01$ $J_{2-8}=5,36$ $E_{2-8}=14,3$																
2	$J_{1-8}=41,7$ $E_{1-8}=20,4$ $J_{2-9}=22,6$																
1	$J_{1-9}=47$ $E_{1-9}=26,5$ $J_{2-10}=787$																

ЗИЛ-130, I передача

Ведущий мост-колёса										Масса авто- мобля
$J_9 =$ = $J_{KB-ГП}$	$E_9 =$ = $E_{шл-В}$	$J_{10} =$ = $J_{ГП1}$	$E_{10} =$ = $E_{8, кон}$	$J_{11} =$ = $J_{ГП2}$	$E_{11} =$ = $E_{3, шлП}$	$J_{12} =$ = $J_{ГП3}$	$E_{12} =$ = $E_{ПО}$	$J_{13} =$ = J_K	$E_{13} =$ = E_K	$J_{14} =$ = J_A
0,0024	45,7	0,002	1,5	0,0043	61,9	0,002	2598	0,246	426	10,5
$E_{9-10} = 46,7$		$J_{10-11} = 0,0063$		$E_{10-11} = 62,4$						

0,0029

$$J_{8-11} = 0,00919 \quad | \quad E_{9-11} = 77,1$$

$$J_{8-12} = 0,0112 \quad | \quad E_{9-12} = 2661$$

$$J_{2-12} = 0,0185$$

$$E_{1-12} = 2887 \quad | \quad J_{2-13} = 0,248$$

0,0024	45,7	0,002	1,5	0,0043	61,9	0,002	2598	0,246	426	$J_{2-14} = 10,7$
$E_{1-13} = 3312$		$J_{2-13} = 0,248$								

»

$$J_{2-13} = 0,0155$$

$$E_{3-13} = 2885 \quad | \quad J_{2-13} = 0,248$$

$$E_{1-13} = 3322$$

$$J_{2-14} = 10,7$$

II передача

Ведущий мост-колёса										Масса авто- мобля			
$J_8 =$ = J_{KB}	$E_8 =$ = E_{KB}	$J_9 =$ = $J_{KB-ГП}$	$E_9 =$ = $E_{шл-В}$	$J_{10} =$ = $J_{ГП1}$	$E_{10} =$ = $E_{3, кон}$	$J_{11} =$ = $J_{ГП2}$	$E_{11} =$ = $E_{3, шлП}$	$J_{12} =$ = $J_{ГП3}$	$E_{12} =$ = $E_{ПО}$	$J_{13} =$ = J_K	$E_{13} =$ = E_K	$J_{14} =$ = J_A	
1	0,00547	31,3	0,0079	13,9	0,0065	0,454	0,014	18,8	0,065	789	0,812	129	34,6
$E_{9-10} = 14,2$		$J_{10-11} = 0,0205$		$E_{10-11} = 18,9$									

$$E_{7-8} = 44,4 \quad | \quad J_{8-9} = 0,00952$$

$$E_{7-10} = 54,1 \quad | \quad J_{8-11} = 0,03 \quad | \quad E_{9-11} = 23,4$$

$$E_{7-11} = 58,2 \quad | \quad J_{8-12} = 0,0365 \quad | \quad E_{9-12} = 808$$

$$J_{2-12} = 0,181$$

$$E_{7-12} = 855$$

$$E_{1-12} = 885 \quad | \quad J_{2-13} = 0,818$$

$$E_{1-13} = 1014$$

$$J_{2-14} = 35,3$$

1,1	0,00547	31,3	0,0079	13,9	0,0065	0,454	0,014	18,8	0,065	789	0,812	129	34,6
$E_{2-11} = 69,8$													

»

$$E_{2-11} = 69,8$$

$$E_{2-12} = 872$$

$$E_{1-12} = 893$$

$$J_{2-13} = 0,812$$

$$E_{1-13} = 1022$$

$$J_{2-14} = 35,3$$

Число Упру- гих звеньев	Двига- тель		Коробка передач						Карданная передача			
	$J_1=J_7$ $=E_{ПВ}$	$J_2=J_8$ $=E_{КП1}$	$E_3=E_{шл1}$	$J_4=J_{КП2}$ $=E_{В1-шл}$	$E_5=$ $=E_{В1-шл}$	$J_7=$ $=J_{КП-КВ}$	$J_8=J_{КВ}$ $=E_{КВ'}$	$E_8=$ $=E_{КВ''}$	$J_9=$ $=E_{КВ}$	$E_{10}=$ $=E_{КВ}$	$J_{11}=$ $=E_{КВ}$	$E_{12}=$ $=E_{КВ}$
10	10,2	2,2	0,28	9,96	0,00131	21	0,0293	43,2	0,00166	103		
9												
8												
7												
6												
5												
4	$J_{1-6}=10,5$	$E_{1-6}=33,2$		$J_{2-8}=0,0497$								
3	$J_{1-8}=10,5$			$E_{1-11}=225$								
2				$J_{1-12}=10,5$								
1												
10	10,2	11,8	0,28	9,96	0,00131	21	0,0293	43,2	0,00166	103		
9-5												
4												
3												
2	$J_{1-12}=10,5$											
1												

Без учета податливости
Демфера

С учетом податливо-
сти Демфера

Таблица ПЗ.6. Шифр-10

Число Упру- гих звеньев	Двига- тель		Коробка передач									
	$J_1=J_7$ $=E_{ПВ}$	$J_2=J_8$ $=E_{КП1}$	$E_3=$ $=E_{C'}$	$J_5=$ $=J_{КП2}$	$E_8=$ $=E_{C''}$	$J_6=$ $=J_{КП3}$	$E_4=$ $=E_{П1}$	$J_4=$ $=J_{КП4}$	$E_5=$ $=E_{В1-шл}$	$J_7=$ $=J_{КП-КВ}$	$E_6=$ $=E_{В1-шл}$	$J_9=$ $=E_{КВ}$
12	10,2	2,2	4,2	0,00256	5,72	0,00131	0,961	0,00115	5,06	0,0964		
11												
10												
9												
8												
7												
6												
5												
4	$J_{1-6}=10,4$			$E_{1-5}=18,1$								
3												
2												
1												
12	10,2	11,8	0,28	4,2	0,00256	5,72	0,00131	0,961	0,0115	5,06	0,0964	
11-5												
4												
3												
2												
1												

С учетом подат-
ливости Демфера

Таблицы к с. 178, 179.

2727158



7. ЗИЛ-130, I = передача

Карданная передача		Ведущий мост—колёса							Масса автомо- мобиля						
$E_7 = E_{KV}$	$J_7 = J_{KV}$	$E_8 = E_{KV}$	$J_8 = J_{KV-ГП}$	$E_9 = E_{шл-В}$	$J_9 = J_{ГП}$	$E_{10} = E_{E_3, кон}$	$J_{10} = J_{ГП2}$	$E_{11} = E_{E_3, цил}$	$J_{11} = J_{ГП3}$	$E_{12} = E_{ГПО}$	$J_{12} = J_{ГПО}$	$E_{13} = EK$	$J_{13} = JK$	$E_{14} = JA$	$J_{14} = JA$
4,09	0,0175	9,75	0,0252	4,33	0,021	0,141	0,0448	5,86	0,021	247	2,6	40,3	2,6	40,3	111
$E_{9-10} = 4,43 \mid J_{10-11} = 0,0658 \mid E_{10-11} = 5,9$															

$$321 \mid E_{7-8} = 13,8 \mid J_{8-9} = 0,0304$$

$$E_{7-10} = 16,9 \mid J_{8-11} = 0,0962 \mid E_{9-11} = 7,3$$

$$E_{7-11} = 18,2 \mid J_{8-12} = 0,117 \mid E_{9-12} = 252$$

$$J_{2-12} = 0,55 \mid E_{7-12} = 267$$

$$E_{1-13} = 318 \mid J_{13-14} = 113$$

$$4,09 \mid 0,0175 \mid 9,75 \mid 0,0252 \mid 4,33 \mid 0,021 \mid 0,141 \mid 0,0448 \mid 5,86 \mid 0,021 \mid 247 \mid 2,6 \mid 40,3 \mid 111$$

$$E_{2-11} = 20,8$$

$$J_{2-12} = 0,767$$

$$E_{7-12} = 270$$

8

$$E_{1-13} = 327 \mid J_{13-14} = 113$$

МАЗ-500 А, II передача

Карданная передача		Ведущий мост—колёса					Масса автомо- мобиля			
$J_6 = JKП4$	$E_6 = E_{В1-шл}$	$J_6 = J_{КП-КВ}$	$E_7 = E_{КВ}$	$J_7 = J_{КВ-ГП}$	$E_8 = E_{E_3, кон}$	$J_8 = J_{ГП}$	$E_9 = E_{E_3, кон}$	$J_9 = JK$	$E_{10} = EK$	$J_{10} = JA$
0,0995	2,36	0,0576	11,2	0,252	1,1	0,0643	113	2,47	52	90,6
$E_{2-5} = 2,42$										
$E_{6-7} = 11,4 \mid J_{7-8} = 0,316 \mid E_{7-8} = 113$										
$E_{3-6} = 0,18 \mid E_{5-7} = 13$										
$E_{2-7} = 16,8 \mid J_{3-8} = 0,357$										
$J_{2-8} = 0,431$										
$E_{1-8} = 131 \mid J_{2-9} = 2,53$										
$E_{1-9} = 183 \mid J_{2-10} = 92,4$										
0,0995	2,36	0,0576	11,2	0,252	1,1	0,0643	113	2,47	52	90,6
$J_{2-8} = 0,6$										
$E_{1-8} = 135 \mid J_{2-9} = 2,57$										
$E_{1-9} = 187 \mid J_{2-10} = 92,5$										

Т а б л и ц а ПЗ. 12. МАЗ-500 А, V передача

Число упругих звеньев	Коробка передач										Карданная передача				Ведущий мост—копеса				Масса автомо- билей	
	$J_1 = J_{II}$	$E_1 = E_{IV}$	$J_2 = J_{KPI}$	$E_2 = E_C$	$J_3 = J_{KPII}$	$E_3 = E_{CV}$	$J_4 = J_{KPII}$	$E_4 = E_{CV}$	$J_5 = J_{KPIII}$	$E_5 = E_{VI-III}$	$J_6 = J_{KPIV-KV}$	$E_6 = E_{KV}$	$J_7 = J_{KV-III}$	$E_7 = E_{III-кон}$	$J_8 = J_{III}$	$E_8 = E_{III}$	$J_9 = J_{IV}$	$E_9 = E_{IV}$		$J_{10} = J_V$
8	37,9	1,26	0,884	0,543	0,366	0,186	2,56	0,128	1,11	0,585	4,83	0,0575	1,24	5,9	47,3	2,73	1740			
7	$J_{2-4} = 0,977$ $E_{2-4} = 0,729$ $J_{3-5} = 2,83$										$E_{6-7} = 0,597$ $J_{7-8} = 6,07$ $E_{7-8} = 5,95$									
6	$E_{2-6} = 0,765$ $J_{3-6} = 3,67$ $E_{5-7} = 0,689$																			
5	$J_{1-4} = 38,3$ $E_{1-6} = 2,03$ $J_{2-6} = 3,94$																			
4	$E_{1-7} = 2,42$ $J_{2-8} = 10,6$ $E_{5-8} = 6,24$																			
3	$J_{1-8} = 45,9$ $E_{1-8} = 8,66$ $J_{2-9} = 50,3$																			
2	$J_{1-9} = 58$ $E_{1-9} = 11,4$ $J_{2-10} = 1778$																			
1	$J_{1-10} = 53,3$ $E_{1-10} = 14,8$ $J_{2-10} = 1783$																			
8	37,9	4,7	0,884	0,543	0,336	0,186	2,56	0,128	1,11	0,585	4,83	0,0575	1,24	5,9	47,3	2,73	1740			
7-5																				
4	$E_{1-5} = 5,31$ $J_{2-6} = 4,92$ $E_{2-7} = 0,841$																			
3	$E_{1-7} = 5,78$ $J_{2-8} = 10,6$ $E_{2-8} = 6,32$																			
2	$J_{1-8} = 43,6$ $E_{1-8} = 12,1$ $J_{2-9} = 52,5$																			
1																				

Без учета податливости

С учетом податливос- ти демпфера

ЛИТЕРАТУРА

К главе 1

1. Методика определения максимальных динамических нагрузок трансмиссии автомобиля. Оперативно-информационные материалы /Разр.: Цитович И. С., Островерхов Н. Л., Альгин В. Б. и др.— Мн.: ИНДМАШ АН БССР, 1975.— 71 с.
2. Малашков И. М., Зельцер Е. А., Стефанович Ю. Г. Зависимость динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля от процессов, происходящих при его быстром включении.— Автомобильная промышленность, 1974, № 12, с. 13—17.
3. Контанистов С. П. Исследование влияния темпа разгона автомобиля на нагруженность трансмиссии и работу буксования муфты сцепления при помощи ЭВМ.— Труды НАМИ. М., 1979, вып. 174, с. 17—24.
4. Суздальцев М. Я. Исследование динамики привода тепловоза с карданной передачей.— Труды МИИТ. М., 1963, вып. 175, с. 115—134.
5. Бухарин Н. А., Дубовик В. А., Лукинский В. С. Об определении нагруженности трансмиссии трехосных автомобилей.— В кн.: Повышение надежности и увеличение ресурса автомобилей, агрегатов и деталей. Межвузовский тематический сб. науч. трудов, № 1 (125). Л.: ЛИСИ, 1977, с. 100—109.
6. Ведущие мосты трехосных автомобилей. Оперативно-информационные материалы /Разр.: Цитович И. С., Альгин В. Б., Дзюнь В. А. и др.— Мн.: ИНДМАШ АН БССР, 1977.— 48 с.
7. Коновалов В. В. Исследование упруго-демпфирующих свойств и динамических характеристик пневматических шин. Автореф. Дис. ... канд. техн. наук.— М., 1975.— 175 с.
8. Барский Н. Б., Анилович В. Я., Кутьков Г. М. Динамика трактора.— М.: Машиностроение, 1973.— 280 с.
9. Болгов А. Т., Пономаренко В. И. К вопросу приведения участка «гусеница—трактор» при составлении схем гусеничных машин.— Тракторы и сельхозмашины, 1964, № 12, с. 13—14.
10. Болгов А. Т. Демпфирующие сопротивления в совокупной крутильной системе гусеничного трактора.— Труды АПИ. Барнаул, 1973, вып. 7, с. 34—85.
11. Динамические схемы мобильных машин. Оперативно-информационные материалы /Разр.: Альгин В. Б.— Мн.: ИНДМАШ АН БССР, 1978.— 44 с.
12. Транспортные средства на высокоэластичных движителях /Бочаров Н. Ф., Гусев В. И., Семенов В. М. и др.— М.: Машиностроение, 1974.— 208 с.
13. Исследование процесса торможения автобуса двигателем /Смирнов И. В., Рымар В. С., Веревкин Н. И., Старинский А. Д.—

Труды ВКЭИ автобуспрома. Исследование и расчет конструкций и эксплуатационной надежности автобусов. Львов, 1979, с. 12—29.

14. Прокофьев В. Н. Учет взаимодействия потока с ограничивающими его стенками.— Известия АН СССР. Энергетика и транспорт, 1963, № 3, с. 377—380.

15. Прокофьев Ю. В. Баланс энергии гидродинамического трансформатора при неустановившихся режимах работы.— Труды Всесоюзного научно-исследовательского института гидромашиностроения (ВИГМ). М., 1963, вып. XXXII, с. 28—43.

16. Кузьмин Г. Л. К вопросу о динамике гидротрансформатора.— Труды Московского ин-та инженеров железнодорожного транспорта. М., 1968, вып. 257, с. 24—31.

17. Прокофьев В. Н. Гидродинамические (лопастные) передачи.— В кн.: Пневматика и гидравлика. М.: Машиностроение, 1973, вып. 1.

18. Таубес Л. Е. К вопросу о прохождении колебаний через гидротрансформатор.— В кн.: Основные направления научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по выбору рациональных параметров и эксплуатационных качеств автомобильной техники. Мн., 1976, с. 67—68.

19. Юревич Е. И. Теория автоматического управления.— Л.: Энергия, 1975.— 413 с.

К главе 2

1. Веселый Е. С. Определение частот и форм свободных колебаний трансмиссии автомобиля.— Автомобильная промышленность, 1965, № 12, с. 19—22.

2. К вопросу о выборе числа степеней свободы расчетной динамической системы трансмиссии многоприводной колесной машины / Полунгян А. А., Бурмукулов Ф. К., Фоминых А. Б., Кондрашкин С. И.— Известия вузов. Машиностроение, 1969, № 11, с. 165—170.

3. Полунгян А. А., Фоминых А. Б., Кондрашкин С. И. Комбинированный метод упрощения расчетной динамической системы трансмиссии многоприводной колесной машины.— Известия вузов. Машиностроение, 1970, № 10, с. 136—141.

4. Гришкевич А. И., Чечик В. И., Альгин В. Б. Исследование колебательных свойств трансмиссии грузовых автомобилей.— Автотракторостроение. Мн., 1976, вып. 8, с. 40—46.

5. Цитович И. С. Расчеты по предельным состояниям валов шестерен и подшипников.— Мн.: БПИ, 1960.— 122 с.

6. Ведущие мосты трехосных автомобилей. Оперативно-информационные материалы / Разр.: Цитович И. С., Альгин В. Б., Дзюнь В. А. и др.— Мн.: ИНДМАШ АН БССР, 1977.— 48 с.

К главе 3

1. О динамических нагрузках в трансмиссиях автомобилей.— Труды НАМИ. М., 1962, вып. 45.— 116 с.

2. Цитович И. С. Расчеты по предельным состояниям валов, шестерен и подшипников автомобиля.— Мн.: БПИ, 1960.— 122 с.

3. Цитович И. С., Вавуло В. А., Хваль Б. Н. Зубчатые колеса

автомобилей и тракторов.— Мн.: Изд-во мин-ва ВССПО БССР, 1962.— 396 с.

4. Успенский И. Н., Вайсман М. И. Исследование нагрузочного режима трансмиссии автомобиля ГАЗ-51.— Труды Горьковского сельскохозяйственного ин-та. Горький, 1968, т. XXII, вып. 2, с. 3—14.

5. Гавриленко Г. И. и др. Нагрузочные режимы в трансмиссии автомобиля ГАЗ-51.— Труды Горьковского политехнического ин-та. Горький, 1968, т. XXIV, вып. 2, с. 13—17.

6. Семенов В. М. Влияние колес с шинами типа «Р» на работу трансмиссии автомобилей ГАЗ-53 и ЗИЛ-130.— Труды НАМИ. М., 1969, вып. 108, с. 37—43.

7. Андреев Б. В. Расчетное определение нагрузок в трансмиссии автомобиля при резком включении сцепления.— В кн.: Вопросы техники и экономики автомобильного транспорта Красноярского края. Красноярск, 1969.

8. Цитович И. С. Динамические нагрузки трансмиссии автомобиля.— Машиностроитель Белоруссии, 1957, вып. 2(3), с. 34—44.

9. Исследование нагрузочных режимов в силовых передачах автомобилей.— Труды НАМИ. М., 1960, вып. 24.

10. Успенский И. Н. и др. Экспериментальное определение крутящих моментов в трансмиссии автомобиля ГАЗ-66.— Труды Горьковского сельскохозяйственного ин-та. Горький, 1970, т. XXX, вып. 1, с. 29—39.

11. Суздальцев М. Я. Исследование динамики привода тепловоза с карданной передачей.— Труды МИИТ. М., 1963, вып. 175, с. 115—134.

12. Транспортные средства на высокоэластичных движителях / Бочаров Н. Ф., Гусев В. И., Семенов В. М. и др.— Мн.: Машиностроение, 1974.— 208 с.

13. Малашков И. И., Зельцер Е. А., Стефанович Ю. Г. Зависимость динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля от процессов, происходящих при его быстром включении.— Автомобильная промышленность, 1974, № 12, с. 13—17.

14. Малашков И. И., Зельцер Е. А. Исследование зависимости динамических нагрузок трансмиссии автомобиля от схем приведения ее масс и податливостей.— Конструкции автомобилей. Экспресс-информация. М., 1977, № 8, с. 29—37.

15. Зельцер Е. А., Малашков И. И., Стефанович Ю. Г. Аналитическое исследование максимальных динамических нагрузок трансмиссии.— Автомобильная промышленность, 1975, № 12, с. 9—10.

16. Теория и расчет трактора «Кировец» / Под. общ. ред. А. В. Бойкова.— Л.: Машиностроение, 1980.— 208 с.

17. Гирявец К. И. Работа фрикционного сцепления в машинном агрегате автомобиля.— В кн.: Новая техника и прогрессивная технология. Мн., 1963, с. 21—33.

18. Беляев В. П. Определение амплитудно-частотной характеристики трансмиссии автомобиля с колесной формулой 4×2.— Сб. науч. трудов Челябинского политехн. ин-та. Автомобили, тракторы и двигатели. Челябинск, 1975, № 161, с. 3—7.

19. Соколов О. В., Стефанович Ю. Г. О методике исследования режимов работы шестерен и подшипников трансмиссии в условиях эксплуатации.— Труды НАМИ. М., 1972, вып. 135, с. 77—95.

20. Соколов О. В. Методика определения нагрузочных характе-

ристик шестерен.— Автомобильная промышленность, 1978, № 2, с. 30—31.

21. Информационный листок № 142—1980. Комплекс программ для расчета динамики и прочности приводов машин / БелНИИНТИ. Авт.: Альгин В. Б., Федорцова Т. М.— Мн., 1980.

К главе 4

1. *Вершинский С. В., Данилов В. Н., Челноков И. И.* Динамика вагона.— М.: Транспорт, 1978.— 352 с.

2. *Роттенберг Р. В.* Подвеска автомобиля.— М.: Машиностроение, 1972.— 392 с.

3. *Пархоловский И. Г.* Автомобильные листовые рессоры.— М.: Машиностроение, 1978.— 226 с.

4. *Цитович И. С.* Методика расчетов трансмиссий на электронных вычислительных машинах.— Мн.: БПИ, 1968.— 63 с.

5. *Цитович И. С., Каноник И. В., Вавуло В. А.* Трансмиссия автомобилей.— Мн.: Наука и техника, 1979.— 254 с.

6. *Яценко Н. Н.* Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей.— М.: Машиностроение, 1972.— 367 с.

7. *Цитович И. С.* Вероятностные расчеты деталей транспортных и тяговых машин.— Мн.: БПИ, 1971.— 70 с.

8. *Галашин В. А., Верецака В. А.* Динамика и регулирование систем транспортных машин.— М.: МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1979.— 66 с.

9. *Екимов В. В.* Вероятностные методы в строительной механике корабля.— Л.: Судостроение, 1966.— 326 с.

10. *Успенский И. Н., Мельников А. А.* Проектирование подвески автомобиля.— М.: Машиностроение, 1976.— 166 с.

11. *Фурунжиев Р. И.* Автоматизированное проектирование колебательных систем.— Мн.: Высшая школа, 1977.— 451 с.

12. *Добрых Л. И.* Создание и исследование прогрессивных пневмогидравлических подвесок для автомобилей БелАЗ большой и особо большой грузоподъемности: Автореф. Дис. ... канд. техн. наук.— Мн.: БПИ, 1973.

13. *Беленький Ю. Б.* Расчет пневмогидравлической подвески автомобиля.— Мн.: БПИ, 1963.— 36 с.

К главе 5

1. Исследование плавности хода автопоездов МАЗ / Ю. Ю. Беленький, В. Ф. Маринич и др.— Автомобильная промышленность, 1977, № 8, с. 27—29.

2. *Жуков А. В., Кадолко Л. И.* Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний.— Мн.: Наука и техника, 1978.— 264 с.

3. *Шупляков В. С.* Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля.— М.: Транспорт, 1974.— 328 с.

4. *Семенов В. М., Кондрашкин С. И., Контанисов С. П.* О дина-

мике автомобиля как колебательной системы со многими степенями свободы.— Автомобильная промышленность, 1976, № 4, с. 21—23.

5. *Гришкевич А. И., Бусел Б. У.* Влияние дорожных неровностей на нагруженность трансмиссии автомобиля.— Автотракторостроение. Мн., 1975, вып. 7, с. 27—35.

6. *Лукинский В. С., Котилов Ю. Г., Зайцев Е. И.* Расчет надежности узлов трансмиссии и подвески автомобиля.— Л.: ЛИСИ, 1976.— 80 с.

К приложению 1

1. *Болгов А. Т., Дидковский В. Н.* Методы приведения сложных многомассовых систем к системам с малым количеством масс.— Материалы научно-технической конференции «Новые методы расчета, проектирования и исследования тракторов и сельхозмашин». Ч. 2. Барнаул, 1968, с. 17—22.

2. *Банах Л. Я.* Упрощение расчетных схем динамических систем.— В кн.: Колебания и динамическая прочность машин. М., 1976, с. 39—46.

3. *Левин А. И., Субботовская Б. А., Косин А. И.* Алгоритм и программа упрощения линейных многомассовых колебательных систем.— В кн.: Колебания и динамическая прочность машин. М., 1976, с. 39—46.

4. *Банах Л. Я.* Уменьшение порядка многомерных динамических систем.— В кн.: Колебания в машинах и прочность. М., 1977, с. 77—81.

5. *Барский И. Б., Анилович В. Я., Кутьков Г. М.* Динамика трактора.— М.: Машиностроение, 1973.— 280 с.

6. *Роттенберг Р. В.* Подвеска автомобиля.— М.: Машиностроение, 1972.— 392 с.

7. *Шупляков В. С.* Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля.— М.: Транспорт, 1974.— 328 с.

8. *Гавриленко Г. И., Савинов Б. В., Мотов С. Н.* Определение коэффициентов демпфирования в узлах трансмиссии ГАЗ-53А.— Труды Горьковского политехнического ин-та, 1973, т. 29, вып. 10, с. 42—46.

9. *Коновалов В. В.* Исследование упруго-демпфирующих свойств и динамических характеристик пневматических шин: Автореф. Дис. ... канд. техн. наук.— М., 1975.— 175 с.

10. *Силуков Ю. Д.* Исследование особенностей динамических процессов в основных агрегатах лесотранспортных колесных машин: Автореф. Дис. ... докт. техн. наук.— Свердловск, 1973.

11. Определение коэффициентов демпфирования в трансмиссии автомобиля / Бухарин Н. А., Лукинский В. С., Котилов Ю. Г., Дубовик В. А.— Автомобильная промышленность, 1974, № 11, с. 30—31.

12. *Стефанович Ю. Г.* О диссипативных силах в трансмиссии автомобиля.— Автомобильная промышленность, 1973, № 5, с. 24—27.

1. Тимофеев В. А. Инженерные методы расчета и исследования динамических систем.— Л.: Энергия, 1975.— 320 с.
2. Определение коэффициентов демпфирования в трансмиссии автомобиля / Бухарин Н. А., Лукинский В. С., Котиков Ю. Г., Дубовик В. А.— Автомобильная промышленность, 1974, № 11, с. 30—31.
3. Методика определения максимальных динамических нагрузок трансмиссии автомобиля. Оперативно-информационные материалы / Сост.: Цитович И. С., Островерхов Н. Л., Альгин В. Б. и др.— Мн.: ИНДМАШ АН БССР, 1975.— 72 с.
4. Гавриленко Г. И., Савинов Б. В., Мотов С. Н. Определение коэффициентов демпфирования в узлах трансмиссии ГАЗ-53А.— Труды Горьковского политехнического ин-та, 1973, т. 29, вып. 10, с. 42—46.

Предисловие	3
Основные условные обозначения	5

Глава 1

Динамические схемы отдельных элементов подвески и трансмиссии 7

1.1. Динамические схемы элементов подвески	7
1.2. Динамические схемы коробок передач и ведущих мостов	12
1.2.1. Приведение динамических схем агрегатов	17
1.2.2. Блок-схемы агрегатов трансмиссии	19
1.3. Простейшие модели сцеплений силового агрегата и ведущих колес с дорогой	22
1.4. Динамическая схема «двигатель — масса автомобиля» в колебательной системе машинного агрегата	24
1.4.1. Динамические схемы «двигатель — масса автомобиля», применяемые в динамике автомобиля, трактора, локомотива	27
1.4.2. Разработка и исследование динамических моделей системы «двигатель — масса автомобиля»	30
1.5. Динамическая схема агрегата, содержащего гидротрансформатор	32

Глава 2

Динамические схемы трансмиссий 41

2.1. Динамические схемы трансмиссий с одним ведущим мостом (4×2)	51
2.2. Динамические схемы трансмиссии с двумя ведущими мостами (6×4)	60
2.2.1. Динамическая схема трансмиссии автомобиля КамАЗ	60
2.2.2. Динамические схемы трансмиссий на базе ведущих мостов с осевой нагрузкой 100 кН	65

Глава 3

Максимальные динамические нагрузки трансмиссии	70
3.1. Экспериментальные значения максимальных нагрузок	70
3.2. Динамические схемы для расчета максимальных нагрузок трансмиссии	82
3.3. Определение максимальных динамических нагрузок трансмиссии по простейшей схеме	84
3.3.1. Вывод формул для основных расчетных случаев	90
3.3.2. Учет темпа включения сцепления	97
3.4. Многосвязные схемы для расчета максимальных динамических нагрузок трансмиссии	99
3.5. Примеры расчета максимальных динамических нагрузок трансмиссии	101
3.6. Статистическое моделирование процессов нагружения трансмиссии при трогании автомобиля с места	115
3.7. Подobie процессов динамического нагружения трансмиссий	117

Глава 4

Динамические схемы подвески автомобиля	121
4.1. Одномассовая схема	121
4.2. Трехмассовая схема	124
4.3. Многомассовые схемы	129
4.4. Пневмогидравлическая подвеска	130
4.5. Передаточная функция подвески автомобиля	132
4.6. Вероятностный расчет рессор на усталостную долговечность	134

Глава 5

Взаимодействие трансмиссии и подвески	138
5.1. Совместные колебания трансмиссии и подвески	140
5.2. Взаимодействие машинного агрегата и подвески при трогании автомобиля	143

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Построение и преобразование динамических схем машин	147
П1.1. Механические модели и динамические схемы. Классификация типовых элементов	147
П1.2. Преобразование динамических схем к расчетным	149
П1.3. Определение параметров демпфирования машинных агрегатов	162

Приложение 2

Экспериментальное определение параметров динамической системы трансмиссии	167
П2.1. Методика	167
П2.2. Результаты определения и корректировки параметров динамических схем отечественных автомобилей	170

Приложение 3

Упрощение динамических схем машинных агрегатов автомобилей	173
Литература	183