

СССР — МПС — ГУУЗ

**ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

Аспирант УШКАЛОВ В. Ф.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ
КУЗОВОВ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ**

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

Днепропетровск
1965

НТБ
ДНУЖТ

2605/а.

Публичная защита диссертации состоится на заседании Ученого совета « 6 » декабря 1965 г.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Ученого совета или прислать свои отзывы о работе по адресу: Днепропетровск, Университетская, 2, институт инженеров железнодорожного транспорта.

Дата отправки автореферата « 4 » ноября 1965 г.

НТБ
ДНУЖТ

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Аспирант УШКАЛОВ В. Ф.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ
КУЗОВОВ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

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

Научный руководитель —
доктор технических наук, профессор
ЛАЗАРЯН В. А.

1965
Днепропетровск

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта.

НТБ
ДНУЖТ

Быстро развивающееся народное хозяйство нашей страны требует дальнейшего увеличения грузооборота железнодорожного транспорта. Одним из основных путей освоения все возрастающего объема перевозок является повышение скоростей движения грузовых поездов.

При проектировании высокоскоростных вагонов должны быть предусмотрены: повышение прочности и эксплуатационной надежности конструкции, возможность более полного применения комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ, обеспечение сохранности грузов, перевозимых в вагонах. Вместе с тем новые вагоны должны быть экономичными, что в значительной степени может быть достигнуто путем снижения тары вагонов.

Выполнение этих требований вызывает необходимость проведения широких теоретических и экспериментальных исследований, в частности исследования колебаний вагонов.

Учитывая большую стоимость проведения натурных испытаний, основную роль при исследовании колебаний вагонов следует отводить аналитическим методам и моделированию. Выводы всесторонних аналитических исследований должны быть проверены и подтверждены непродолжительными экспериментальными исследованиями.

Первым этапом исследования колебаний любой конструкции является определение частот и форм ее собственных колебаний.

Применительно к грузовым вагонам найденные частоты и формы собственных колебаний могут быть использованы при уточнении расчета конструкции вагона на прочность с учетом действия переменных нагрузок, при установлении оптимальных параметров вибраторов, применяемых для разгрузки вагонов, при выборе типа вагонов для перевозки грузов, особо чувствительных к вибрациям.

Настоящая работа посвящена определению частот и форм собственных свободных колебаний наддрессорного строения

НТБ
ДНУЖТ

полувагонов с учетом конечной жесткости элементов рамы и кузова.

В литературе описаны многочисленные исследования колебаний наддрессорного строения подвижного состава, однако в преобладающем большинстве из них кузов экипажа рассматривается как абсолютно твердое тело. В таком случае при исследовании колебаний наддрессорного строения, например, в продольной вертикальной плоскости симметрии можно определить аналитически лишь две частоты собственных колебаний наддрессорного строения, а именно частоты подпрыгивания и продольной качки. Результаты экспериментальных исследований, проведенных в нашей стране и за рубежом, свидетельствуют о том, что в действительности, наряду с частотами подпрыгивания и продольной качки, имеют место и более высокие частоты вертикальных колебаний наддрессорного строения.

Так, например, частоты изгибных колебаний наддрессорного строения четырехосных полувагонов порядка 5—7 гц неоднократно были получены при динамических (ходовых) испытаниях полувагонов лабораторией динамики и прочности подвижного состава ДИИТ. Значения частот изгибных вертикальных колебаний кузовов пассажирских вагонов приводятся в работах А. А. Долматова (10—13 гц), А. Л. Спиваковского (9—14 гц и 11—20 гц). Частоты изгибных колебаний кузовов японских пассажирских вагонов порядка 10—14 гц приводит Араки Китидзи, частоты изгибных колебаний наддрессорного строения электровоза порядка 6,5 гц и 10 гц приводит Каниэда Масахару, для кузова вагона электропоезда (4,7 гц и 11,4 гц) — Ито Хиреси.

Таким образом, в экспериментальных исследованиях спектр частот колебаний наддрессорного строения подвижного состава получается гораздо шире частотного спектра, найденного аналитически при допущении, что кузов является абсолютно твердым телом. Высшие частоты колебаний наддрессорного строения можно получить аналитическим путем только в том случае, если принять во внимание конечную жесткость кузова.

В 1958 г. Сагава Кен (Япония) предложил при исследовании вертикальных колебаний пассажирского вагона рассматривать кузов в виде балки конечной жесткости, имеющей две упругие опоры (при этом учитываются также вертикальные колебания обдрессоренных частей тележки). Приняв форму основного тона колебаний в виде синусоиды, автор получил первую частоту изгибных колебаний кузова вагона. В 1961 г.

Э. Шперлинг и Г. Бушман (ФРГ) предложили рассматривать кузов грузового вагона состоящим из нескольких отдельных частей, соединенных условными пружинами. Изгибные колебания кузова в этом случае представляются как взаимные угловые перемещения одних частей вагона относительно других. В том же 1961 г. была опубликована статья П. С. Штэпы (Брянский институт транспортного машиностроения), в которой предлагается при исследовании собственных свободных колебаний тепловоза раму его представлять в виде ряда дискретных масс, соединенных невесомыми упругими элементами. Для самых грубых прикидочных расчетов П. С. Штэпа рекомендует применять трехмассовую систему, для уточненных расчетов — 5—6 массовые системы. Для системы с тремя степенями свободы в статье приводятся выражения коэффициентов характеристического уравнения.

Таким образом, в приведенных выше работах надрессорное строение вагона заменяется одной эквивалентной балкой на двух опорах.

Во второй главе настоящей работы с целью отработки методики исследования, а также для приближенной оценки влияния на частоты изгибных колебаний кузова важнейших параметров вагона и упругости рельсового основания применялась подобная приближенная расчетная схема. В третьей и четвертой главах рассматриваются более сложные расчетные схемы, позволяющие определять собственные частоты не только изгибных, но и крутильных колебаний, а также (в четвертой главе) — горизонтальных поперечных колебаний надрессорного строения.

В качестве объекта исследования выбран четырехосный полувагон сварной конструкции на тележках ЦНИИ-ХЗ-О. Аналитическое исследование колебаний выбранного полувагона представляет интерес, так как: а) в настоящее время он является наиболее распространенным на сети железных дорог СССР; б) четырехосный полувагон на тележках ЦНИИ-ХЗ-О, как правило, принимается в качестве вагона-эталона при динамических испытаниях новых грузовых вагонов, следовательно, по этому виду вагонов имеются более полные экспериментальные данные, чем по другим вагонам, что чрезвычайно важно с точки зрения оценки пригодности применяемых расчетных схем для аналитических исследований; в) в настоящей работе разрабатывается методика аналитического определения с помощью ЭЦВМ частот и форм колебаний надрессорного строения вагонов с учетом жесткости кузова, после разработки методики она может быть распространена

на другие типы вагонов: без существенных изменений на шести- и восьмьюсные полувагоны, с некоторыми изменениями — на пассажирские и крытые грузовые вагоны.

Для определения первых частот изгибных колебаний над-рессорного строения четырехосного полувагона его кузов рассматривался во второй главе как невесомая эквивалентная балка постоянной жесткостью с семью сосредоточенными массами. Жесткость эквивалентной балки устанавливалась на основании экспериментальных данных по измерению упругих прогибов элементов рамы и кузова полувагона при различных схемах загрузки. Измерения прогибов производились с помощью мессур и специальных балок и реек, подвешиваемых под рамой полувагона. Опыты проводились на заводе «Запорожсталь», где были определены упругие прогибы кузовов нескольких серий четырехосных и шестиосных полувагонов, загружаемых металлопродукцией.

При составлении дифференциальных уравнений собственных свободных колебаний системы были использованы уравнения Лагранжа второго рода. За обобщенные координаты q_i приняты вертикальные перемещения сосредоточенных масс. Получена система уравнений

$$a_{ii}\ddot{q}_i + c_{i1}q_1 + c_{i2}q_2 + \dots + c_{in}q_n = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n),$$

где $c_{ij} = c_{ji}$ — квазиупругие коэффициенты, a_{ii} — инерционные коэффициенты, равные сосредоточенным массам m_i .

При определении квазиупругих коэффициентов был использован прием, описанный В. А. Лазаряном и С. И. Конашенко*). Квазиупругие коэффициенты c_{ij} при $j \neq i$ рассматривались как реакции дополнительных опор j -й частичной системы при действии силы $r_{jj} = c_{jj}$, вызывающей перемещение $q_j = 1$. Расчет парциальных систем на единичные смещения удобно производить с помощью известного метода моментных фокусных отношений. В статье В. А. Лазаряна и С. И. Конашенко рассмотрен случай смещения только промежуточных масс. В настоящей работе было получено выражение для определения диагонального квазиупругого коэффициента при единичном смещении крайней массы. Разработана также методика определения всех квазиупругих коэффициентов системы с помощью электромоделлирующего устройства ЭМСС-7М.

Характеристические определители системы раскрывались методом окаймления при помощи ЭЦВМ «Урал-1». Корни

*) «Строительная механика и расчет сооружений», 1962, № 4.

полиномов определялись также на ЭЦВМ «Урал-1» по программе, в которой используется метод Хичкока выделения из полинома квадратных множителей.

Во второй главе работы приведены результаты расчета 14 вариантов задачи, в которых рассматривалось различное распределение масс, менялась жесткость эквивалентной балки, учитывались особенности работы рессорного подвешивания тележки ЦНИИ-ХЗ-О, в некоторых вариантах принимались во внимание жесткости надрессорной балки тележки и рельсового основания. При определении частот собственных колебаний надрессорного строения полувагона с учетом жесткости рельсового основания оказалось, что массой необрессоренных частей тележек можно пренебречь. Тогда система будет иметь не 11, а 7 степеней свободы.

Кроме того, исследования показали, что жесткость рельсового основания и надрессорной балки тележки на частоты собственных изгибных колебаний надрессорного строения ($\gamma_8 \rightarrow \gamma_7$) практически не влияет (см. табл. 1).

Таблица 1.

№ варианта	Жесткости в т/м			Частоты в гц						
	пружинных комплектов	надрессорной балки	пути	γ_1	γ_2	γ_3	γ_4	γ_5	γ_6	γ_7
9	800	$39 \cdot 10^3$	5650	2,13	2,55	5,88	15,4	29,1	45,2	60,0
8	800	$39 \cdot 10^3$	∞	2,21	2,62	5,88	15,4	29,1	45,2	60,0
13	800	∞	∞	2,22	2,66	5,88	15,4	29,1	45,2	60,0

В конце второй главы приведены рисунки, на которых изображены найденные с помощью ЭЦВМ формы собственных колебаний системы для частот трех вариантов задачи.

В третьей главе рассматривается расчетная схема, в которой учитываются жесткости всех элементов рамы полувагона в отдельности, а боковые стенки считаются недеформирующимися. Дискретные массы сосредоточены в точках пересечения хребтовой балки с поперечными промежуточными, шкворновыми и концевыми балками. За обобщенные координаты приняты вертикальные перемещения масс и центров тяжести боковых стенок, а также углы поворота стенок вокруг их горизонтальных центральных осей, перпендикулярных к продоль-

ной плоскости симметрии вагона. При такой расчетной схеме система имеет 12 степеней свободы. Характеристический определитель системы путем элементарных преобразований удалось привести к такому виду, что две частоты собственных колебаний (1,39 гц и 1,63 гц) выделились. Раскрыв оставшийся характеристический определитель 10-го порядка, получим характеристическое уравнение, корни которого, т. е. частоты собственных колебаний системы, приведены в табл. 2. В этой же таблице указаны две выделившиеся частоты: 1,39 гц и 1,63 гц.

Таблица 2.

Частоты в гц											
γ_1	γ_2	γ_3	γ_4	γ_5	γ_6	γ_7	γ_8	γ_9	γ_{10}	γ_{11}	γ_{12}
1,39	1,63	2,28	2,72	16,4	20,1	27,2	34,0	42,1	55,3	64,0	68,8

В полученном спектре частот отсутствуют многократно найденные при экспериментальных исследованиях частоты колебаний надрессорного строения полувагона порядка 5—7 гц. Это свидетельствует о том, что расчетная схема, в которой боковые стенки кузова принимаются абсолютно твердыми телами, является не совсем удачной. Однако переход к рассматриваемой расчетной схеме позволил получить, наряду с частотами подпрыгивания (2,28 гц), продольной качки (2,72 гц) и некоторыми высшими частотами изгибных колебаний кузова, частоты боковой качки (1,39 гц) и перекашивания кузова полувагона (1,63 гц). Под колебаниями перекашивания подразумеваются крутильные колебания кузова вагона как упругого тела вокруг продольной оси.

В четвертой главе рассматривается уточненная расчетная схема, в которой считаются упругими не только элементы рамы, но и боковые стенки полувагона. Разместив массы в точках пересечения хребтовой и продольных балок с концевыми, шкворневыми и промежуточными поперечными балками, получим систему, состоящую из 24 сосредоточенных масс, соединенных невесомыми упругими связями. Если рассматривать только вертикальные и горизонтальные поперечные колебания надрессорного строения, то конфигурацию полученной системы можно определить 48-ю координатами. Примем допущение, что концевые, шкворневые и промежуточные поперечные балки вдоль своих продольных осей не деформируются. В таком случае получим 16 уравнений связей. Следо-

вательно, рассматриваемая система имеет 32 степени свободы. За обобщенные координаты примем 24 вертикальных ($q_1, q_2, \dots, q_{24}$) и восемь ($q_{25}, q_{26}, \dots, q_{32}$) горизонтальных (поперечных) перемещений масс.

Воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода. Получим две системы дифференциальных уравнений:

$$a_{ii}\ddot{q}_i + c_{i1}q_1 + c_{i2}q_2 + \dots + c_{i24}q_{24} = 0 \quad (i=1, 2, \dots, 24), \quad (1)$$

$$a_{jj}\ddot{q}_j + c_{j25}q_{25} + c_{j26}q_{26} + \dots + c_{j32}q_{32} = 0 \quad (j=25, 26, \dots, 32). \quad (2)$$

Рассмотрим два способа упрощения решения задачи.

Система 24-х дифференциальных уравнений (1) в матричной форме имеет вид:

$$A[\ddot{q}] + C[q] = 0,$$

где A — матрица инерционных коэффициентов, $[\ddot{q}]$ — матрица обобщенных ускорений, C — матрица квазиупругих коэффициентов, в которой $c_{ik} = c_{ki}$, $[q]$ — матрица обобщенных координат.

Решение будем искать в виде $q_i = B_i \sin(\nu t + \alpha)$; получим систему линейных алгебраических уравнений

$$[C - \lambda A][q] = 0,$$

где $\lambda = \nu^2$ — квадрат частоты собственных колебаний.

Для получения нетривиального решения системы необходимо приравнять нулю характеристический определитель $|C - \lambda A|$. Чтобы свести определение собственных частот и форм колебаний полувагона к нахождению собственных чисел и собственных векторов матрицы, определитель $|C - \lambda A|$ необходимо преобразовать в определитель $|C^* - \lambda E|$, где E — единичная матрица. Но при этом нарушается симметрия определителя. Чтобы получить симметрическую матрицу, перейдем к новым координатам s . Пусть $[s] = A^{-\frac{1}{2}}[q]$, тогда $[q] = A^{\frac{1}{2}}[s]$ и, следовательно,

$$[C - \lambda A][q] = [CA^{-\frac{1}{2}} - \lambda A^{\frac{1}{2}}][s] = 0. \quad (3)$$

Умножив (3) на $A^{\frac{1}{2}}$ слева, получим

$$[A^{-\frac{1}{2}} CA^{-\frac{1}{2}} - \lambda E] [s] = 0,$$

где $A^{-\frac{1}{2}} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{a_{11}}} & & \\ & \frac{1}{\sqrt{a_{22}}} & \\ & & \frac{1}{\sqrt{a_{24,24}}} \end{bmatrix}$

Новая матрица $D = A^{-\frac{1}{2}} CA^{-\frac{1}{2}}$ является теперь симметрической. Будем считать, что вагон загружен равномерно, тогда $a_{11} = a_{24,24}$, $a_{22} = a_{23,23}$ и т. д., следовательно, матрица является двояко симметрической:

$$D = \begin{bmatrix} \frac{c_{11}}{a_{11}} & \frac{c_{12}}{\sqrt{a_{11}a_{22}}} & \frac{c_{1,23}}{\sqrt{a_{11}a_{22}}} & \frac{c_{1,24}}{a_{11}} \\ \frac{c_{12}}{\sqrt{a_{11}a_{22}}} & \frac{c_{22}}{a_{22}} & \frac{c_{2,23}}{a_{22}} & \frac{c_{1,23}}{\sqrt{a_{11}a_{22}}} \\ \frac{c_{1,23}}{\sqrt{a_{11}a_{22}}} & \frac{c_{2,23}}{a_{22}} & \frac{c_{22}}{a_{22}} & \frac{c_{12}}{\sqrt{a_{11}a_{22}}} \\ \frac{c_{1,24}}{a_{11}} & \frac{c_{1,23}}{\sqrt{a_{11}a_{22}}} & \frac{c_{12}}{\sqrt{a_{11}a_{22}}} & \frac{c_{11}}{a_{11}} \end{bmatrix}$$

Матрицу D с помощью преобразования подобия можно привести к квазидиагональной форме. В работе найдены такие преобразующие матрицы (обозначим их через R и R^{-1}), с помощью которых матрица D преобразуется в квазидиагональную матрицу D^* , имеющую очень удобную для дальнейших вычислений структуру:

$$D^* = \begin{bmatrix} D_1^{(3)} & & & \\ K_1 & D_1^{(1)} & & \\ & & D_{II}^{(2)} & K_{II} \\ & & & D_{II}^{(4)} \end{bmatrix}$$

Перейдем к характеристическим матрицам:

$$D^* - \lambda E = \begin{bmatrix} D_1^{(3)} - \lambda E & & & \\ & K_1 & D_1^{(1)} - \lambda E & \\ & & D_{11}^{(2)} - \lambda E & K_{11} \\ & & & D_{11}^{(4)} - \lambda E \end{bmatrix}$$

Применяя при разложении определителя $|D^* - \lambda E|$ теорему Лапласа, получим:

$$D^* - \lambda E = |D_1^{(3)} - \lambda E| |D_1^{(1)} - \lambda E| |D_{11}^{(2)} - \lambda E| |D_{11}^{(4)} - \lambda E|$$

Таким образом, вместо одного характеристического определителя 24-го порядка можем рассматривать отдельно два характеристических определителя $(|D_1^{(1)} - \lambda E|, |D_{11}^{(2)} - \lambda E|)$ восьмого порядка и два $(|D_1^{(3)} - \lambda E|, |D_{11}^{(4)} - \lambda E|)$ четвертого порядка.

Заметим, что квазидиагональную матрицу D^* мы получили из исходных матриц C и A путем матричных перемножений

$$D^* = RA^{-\frac{1}{2}} CA^{-\frac{1}{2}} R^{-1}.$$

Пользуясь сочетательным законом перемножения матриц, най-

дем сначала $RA^{-\frac{1}{2}} = L_1$ и $A^{-\frac{1}{2}} R^{-1} = L_2$. Тогда

$$D^* = L_1 C L_2.$$

Матрицы $L_1^{(4)}$ и $L_2^{(4)}$, полученные при исследовании колебаний рассматриваемых четырехосных полувагонов, приведены в главе IV, матрицы $L_1^{(6)}$, $L_2^{(6)}$ и $L_1^{(8)}$, $L_2^{(8)}$ для шести- и восьмиосных полувагонов в приложении № 1. В этом же приложении приведены преобразованные к квазидиагональной форме матрицы $D_{(6)}^*$ и $D_{(8)}^*$.

Рассматривая случай, когда уточненная расчетная схема имеет две вертикальные плоскости симметрии, решение задачи можно упростить и другим способом: для каждой плоскости симметрии системы отделим прямосимметричные формы колебаний от кососимметричных. В таком случае можно рассматривать четверти системы с соответствующими граничными условиями. При четном числе поперечных промежуточных балок в раме вагона две упрощенные расчетные схемы будут иметь подвижные заделки. В работе приводятся формулы и предлагается последовательность определения квази-

упругих коэффициентов при наличии в расчетных схемах подвижных заделок.

С целью исключения случайных ошибок в вычислениях все основные варианты задачи были просчитаны при двух способах упрощения решения задачи. При этом оказалось, что базисы матриц, полученных первым и вторым способами, различны. Однако конечные результаты расчета (собственные числа матриц) при использовании обоих способов упрощения совершенно одинаковы.

При исследовании колебаний полувагонов по уточненной расчетной схеме оценивалось влияние на частоты собственных колебаний различных параметров системы: изменения жесткостей элементов рамы и кузова полувагона, способа распределения масс при выборе расчетной схемы, уменьшения массы груза при разгрузке полувагона. В табл. 3 приведены частоты собственных колебаний наддрессорного строения четырехосного полувагона, описываемых системой 24-х дифференциальных уравнений (1), для пяти вариантов задачи. Обозначения в табл. 3: $EI_{\text{ст}}$ — жесткость при изгибе в вертикальной плоскости боковой стенки полувагона, α — коэффициент приведения массы (применялся при установлении величин масс, сосредотачиваемых на концах консолей), k — жесткость при сжатии двух пружинных комплектов тележки, Q — вес груза, заполняющего кузов. 13-ый вариант просчитан для случая, когда полувагон движется по пути, находящемуся в хорошем состоянии, с небольшой скоростью (до 60 км/ч), и рессорные комплекты тележки ЦНИИ-ХЗ-О не работают, т. е. k .

Для удобства найденные частоты разбиты на 4 группы: 1) группа частот, формы колебаний для которых прямосимметричны относительно двух плоскостей симметрии полувагона: продольной P и поперечной V (колебания на пружинных комплектах с первой частотой этой группы обычно называют колебаниями подпрыгивания), 2) группа частот, формы колебаний для которых прямосимметричны относительно плоскости P и кососимметричны относительно плоскости V (с первой частотой этой группы происходят колебания продольной качки кузова); 3) группа частот, формы колебаний для которых кососимметричны относительно плоскости P и прямосимметричны относительно плоскости V (с первой частотой этой группы происходят колебания боковой качки кузова); 4) группа частот, формы колебаний для которых кососимметричны относительно обеих плоскостей симметрии полувагона — это частоты крутильных колебаний кузова полувагона.

Таблица 3.

Варианты	Параметры			Частоты в гц								
	$EI_{ст}$ в кг см ²	α	κ в т/м	Q в т	1 группа							2 группа
					γ_1	γ_2	γ_3	γ_4	γ_5	γ_6	γ_7	γ_1

8	27	10 ¹⁰	0,30	800	62	2,23	7,57	19,3	26,2	43,1	44,2	84,0	108	2,79	16,8
1	25	10 ¹⁰	0,32	800	62	2,23	6,73	19,5	25,7	42,2	44,4	71,2	103	2,66	15,8
2	21	10 ¹⁰	0,32	800	62	2,23	6,26	19,4	25,2	40,0	44,3	70,2	95	2,66	15,0
12	25	10 ¹⁰	0,32	800	0	5,43	13,4	52,8	67,3	101	122	131	258	5,33	36,8
13	25	10 ¹⁰	0,32	∞	62		5,75	14,2	19,6	36,9	42,1	71,2	103	—	13,2

Продолжение

Варианты	Частоты в гц												
	2 группа						3 группа				4 группа		
	γ_3	γ_4	γ_5	γ_6	γ_7	γ_8	γ_1	γ_2	γ_3	γ_4	γ_1	γ_2	γ_3

8	28,0	33,8	55,7	65,2	91,7	143	1,39	10,1	46,3	104	1,70	26,1	71,3	142
1	27,2	34,5	57,3	60,3	78,8	138	1,39	9,10	42,7	100	1,65	23,5	67,3	137
2	26,5	34,3	57,0	57,7	76,1	126	1,39	8,32	39,0	92	1,64	21,4	61,6	125
12	71,3	96,5	112	166	176	350	2,72	18,6	98,7	253	2,90	51,0	165	348
13	20,0	27,2	55,3	60,3	78,8	138	7,46	15,5	42,8	102	15,2	24,3	69,3	137

Для всех частот до 30 гц двух вариантов задачи (1-го и 13-го) в работе приводятся формы собственных колебаний наддрессорного строения. Формы колебаний были найдены с помощью ЭЦВМ, при этом был использован метод Перселла решения систем линейных уравнений.

В пятой главе излагаются экспериментальные исследования при определении частот собственных колебаний наддрессорного строения четырехосных полувагонов. В начале главы описываются опыты по определению жесткости боковых стенок полувагона и приведенной жесткости всего кузова как упругого тела. Далее описана постановка опытов по определению частот собственных колебаний наддрессорного строения. Низшие частоты колебаний кузова (например, частоты подпрыгивания, продольной качки) удобно регистрировать помощью датчиков перемещений. О частотах изгибных колебаний наддрессорного строения можно судить по изменениям напряжений в отдельных элементах вагона. Запись напряжений производилась с помощью тензометрической и регистрирующей аппаратуры, обычно применяемой при динамических испытаниях подвижного состава. Результаты аналитических исследований позволили расположить тензодатчики на раме и кузове полувагона таким образом, что по полученным записям изменения напряжений в ряде точек можно было определять не только частоты, но и формы колебаний наддрессорной части полувагона.

Во время опытов записывались колебания наддрессорного строения полувагонов, стоящих на месте и находящихся в движении. В первом случае колебания полувагонов вызывались одиночными возмущениями (удары, сбросы и т. д.), во втором — случайными возмущениями со стороны пути.

При испытаниях груженого полувагона были получены записи колебаний наддрессорного строения с частотами 1,5 гц и 10 гц (в аналитическом расчете 1,4 гц и 9,1 гц), формы которых прямосимметричны относительно поперечной плоскости симметрии полувагона V и кососимметричны относительно продольной плоскости симметрии P . При незначительных возмущениях (когда пружинные комплекты тележек не работают) первая частота этой группы колебаний составила: в опытах 7,4 гц, в аналитическом расчете — 7,46 гц. Во время опытов многократно были получены также дважды симметричные формы колебаний наддрессорного строения с частотами: 5,5 гц (в аналитическом расчете — 5,75 гц) при малых (до 60 км/ч) скоростях движения и 7–7,5 гц (в расчете — 6,73 гц) при больших скоростях движения.

При испытаниях полувагонов в порожнем состоянии особый интерес представляют записи крутильных колебаний кузова с частотой ~ 3 гц (в аналитическом расчете — 2,9 гц), а также изгибных колебаний с частотами 14—15 гц и 28—30 гц (расчетные значения — 13,4 гц и 31 гц).

При обработке ряда осциллограмм, записанных при движении полувагона, возникли большие трудности в связи с тем, что колебательные процессы часто образованы наложением многих гармонических составляющих и различных случайных помех. Возникла необходимость применить такие методы частотной расшифровки, которые позволили бы из сложного колебательного процесса выделить все гармонические составляющие в наперед заданном диапазоне частот. Вопросам частотной расшифровки сложных колебательных процессов и посвящен последний параграф пятой главы.

Колебательные процессы, записанные при динамических (ходовых) испытаниях подвижного состава, рассматриваются как случайные процессы, имеющие гармонические составляющие со случайными амплитудами и случайными фазами. Производится частотная расшифровка реализаций только стационарных эргодических случайных процессов.

Для получения частотного спектра стационарного случайного процесса воспользуемся тем обстоятельством, что спектр $F(\omega)$ корреляционной функции $R(\tau)$ любой реализации $j(t)$ случайного процесса совпадает со спектральной плотностью $S(\omega)$ средней мощности случайного процесса. Четность корреляционной функции позволяет представить ее спектр частот как косинус-преобразование Фурье:

$$S(\omega) = F(\omega) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} R(\tau) \cos \omega \tau d\tau, \quad (4)$$

где
$$R(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T f(t) f(t + \tau) dt. \quad (5)$$

Получение достаточного количества точек корреляционной функции $R(\tau)$ связано с очень большим объемом вычислительных работ. Поэтому для нахождения корреляционной функции целесообразно применять либо универсальные цифровые вычислительные машины, либо специализированные вычислительные машины — коррелографы. В настоящих исследованиях функция $R(\tau)$ определялась с помощью ЭЦВМ.

Более сложным оказалось вычисление спектральной плот

ности процесса. Интеграл (4), с помощью которого можно найти спектральную плотность, относится к классу осциллирующих интегралов. При вычислении таких интегралов обычными численными методами промежутки интегрирования приходится разбивать на очень большое число частей. Во избежание этого был использован предложенный М. В. Николаевой*) прием приближенного вычисления осциллирующих интегралов: с помощью интерполяционных полиномов аппроксимировалась не вся подынтегральная функция, а только независимый от ω множитель $R(\tau)$. После подстановки интерполяционного полинома в подынтегральное выражение первообразная функция находилась по обычным формулам интегрирования.

Аппроксимируя корреляционную функцию на элементарном интервале Δt полиномом первой степени, получим:

$$S(\omega) = \frac{1}{\omega\pi} \sum_{k=1}^N \left\{ \xi_k \sin \omega k \Delta t - \xi_{k-1} \sin \omega (k-1) \Delta t + \right. \\ \left. + \frac{\xi_k - \xi_{k-1}}{\omega \Delta t} [\cos \omega k \Delta t - \cos \omega (k-1) \Delta t] \right\}, \quad (6)$$

где ξ_k — ордината k -той точки корреляционной функции, N — число точек функции $R(\tau)$. Если корреляционную функцию аппроксимировать рядом дуг парабол второй степени, то будем иметь:

$$S(\omega) = \frac{1}{\pi} \left\{ L_1 \xi_0 + L_2 \sum_{k=1}^n \xi_{2k-1} \cos \omega (2k-1) \Delta t + \right. \\ \left. + 2L_1 \sum_{k=1}^{n-1} \xi_{2k} \cos \omega 2k \Delta t + L_3 \xi_{2n} \right\} \quad (7)$$

где

$$L_1 = \frac{1}{\omega^2 \Delta t} \left[1 + \cos^2 \omega \Delta t - \frac{1}{\omega \Delta t} \sin 2 \omega \Delta t \right],$$

$$L_2 = \frac{4}{\omega^2 \Delta t} \left[\frac{1}{\omega \Delta t} \sin \omega \Delta t - \cos \omega \Delta t \right]$$

*) Труды математического института им. Стеклова, 28, изд. АН СССР, 1949.

$$L_3 = \frac{1}{\omega^2 \Delta t} \left[\sin 2n \omega \Delta t + \frac{1}{\omega \Delta t} \cos 2n \omega \Delta t \right] + \\ + \frac{1}{\omega^2 \Delta t} \cos (2n-1) \omega \Delta t \left[\cos \omega \Delta t - \frac{2}{\omega \Delta t} \sin \omega \Delta t \right].$$

При выводе формулы (7) интервал интегрирования T_0 был разбит на $2n$ равных частей: $\Delta t = \frac{T_0}{2n}$.

В приложении к работе приведены составленные автором диссертации программы вычисления на ЭЦВМ «Урал-1» корреляционной функции и спектральной плотности процесса при аппроксимировании $R(\tau)$ полиномами второй степени.

По этим программам была произведена частотная обработка ряда тестовых кривых (с заранее известными частотами), а также серии осциллограмм, записанных при движении полувагонов по различным участкам пути с различной скоростью.

Результаты обработки позволяют утверждать, что по составленным программам можно производить спектральный анализ сложных колебательных процессов, записанных при движении подвижного состава.

Определяемые с помощью ЭЦВМ статистические характеристики колебательных процессов, имеющих место в действительности, могут быть использованы при расчете конструкции на усталостную прочность и определении ее долговечности, при выборе типа вагонов для перевозки грузов, особо чувствительных к вибрациям, при оценке плавности хода пассажирских вагонов.

Выводы

1. Для получения полного спектра частот собственных колебаний наддрессорного строения полувагона кузов следует рассматривать как деформируемое тело. При этом необходимо учитывать конечную жесткость не только элементов рамы, но и боковых стенок полувагона.

2. Приближенные значения одной из двух низших частот изгибных колебаний кузова в продольной вертикальной плоскости можно найти, приняв для исследования приближенную расчетную схему (кузов рассматривается в виде невесомой упругой балки постоянной жесткости с семью сосредоточенными массами).

3. Для более точного определения частот вертикальных колебаний наддрессорного строения, для определения низших частот боковой и крутильной качки полувагона, а также для исследования влияния отдельных параметров полувагона на частоты собственных колебаний наддрессорного строения следует применять уточненную расчетную схему (в которой учитываются жесткости боковых стенок и всех элементов рамы полувагона, а дискретные массы размещаются в точках пересечения хребтовой и продольных балок с концевыми, шкворневыми и промежуточными поперечными балками).

4. Полученные в экспериментальных исследованиях частоты собственных колебаний наддрессорного строения четырехосного полувагона на тележках ЦНИИ-ХЗ-О достаточно хорошо согласуются с частотами собственных колебаний, найденными при аналитических исследованиях по уточненной расчетной схеме.

5. Упругость рельсового основания на собственные частоты изгибных колебаний наддрессорного строения заметного влияния не оказывает.

6. Полученные в работе зависимости частот собственных колебаний наддрессорного строения от веса груза в полувагоне, а также найденные формы колебаний, соответствующие различным частотам, позволяют определить нерезонансные зоны при различном расположении вибратора, применяемого для разгрузки полувагона.

7. Парциальные частоты колебаний средних раскосов боковых ферм эксплуатируемых в настоящее время четырехосных полувагонов близки по своей величине к рабочей частоте некоторых вибраторов (24—25 гц). При виброразгрузке полувагонов резонансные вибрации раскосов могут приводить к самооткручиванию болтовых соединений, а при длительном воздействии вибраторов в узлах соединения средних раскосов с поясами фермы могут появиться трещины усталостного происхождения. Чтобы не допустить такие явления, следует либо изменить профиль раскосов (в особенности средних) с целью увеличения жесткости при изгибе в плоскости, проходящей через продольную ось раскоса и перпендикулярной боковой стенке, либо изменить параметры вибраторов.

8. Частотную обработку сложных колебательных процессов можно производить по рабочим формулам, полученным в работе и запрограммированным для решения задачи на ЭЦВМ.

9. При определении частот и форм собственных колебаний платформ, шести- и восьмиосных полувагонов изложенная в

работе методика исследования колебаний может быть использована почти без изменений. Для шести- и восьмиосных полувагонов в работе приведены исходные матрицы квазиупругих коэффициентов C , преобразующие матрицы L_1 и L_2 и конечные матрицы D , приведенные с помощью матричных преобразований к квазидиагональному виду.

10. Предлагаемая методика определения частот и форм собственных колебаний вагонов хорошо программируется для решения на ЭЦВМ. Можно составить несколько стандартных программ для различных типов железнодорожных вагонов и задачу довести до такой стадии, что для получения частот и форм собственных колебаний конкретного вагона достаточно будет задать машине лишь начальную информацию об основных параметрах вагона. Такой путь исследования собственных колебаний удобен для более рационального выбора основных параметров будущего вагона в стадии его проектирования, для обоснованного выбора типа вагона для перевозки грузов, особо чувствительных к вибрациям. Результаты исследования могут быть также использованы при установлении таких параметров вибраторов, при которых вредное воздействие виброразгрузки на конструкцию вагона будет минимальным.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих статьях:

1. Ушкалов В. Ф. Исследование собственных свободных колебаний в вертикальной плоскости четырехосного полувагона на тележках ЦНИИ-ХЗ-О. Труды ДИИТ, вып. 45, 1963.
2. Ушкалов В. Ф., Тененбаум Э. М. Об определении собственных чисел матриц на ЭЦВМ «Урал-1». Труды ДИИТ, вып. 53, 1964.
3. Лазаряц В. А., Ушкалов В. Ф. Колебания наддрессорных частей грузовых вагонов. Труды ДИИТ, вып. 55, 1965.
4. Ушкалов В. Ф., Тененбаум Э. М. Определение частот колебаний вагонов по экспериментальным записям, полученным при динамических испытаниях. Труды ДИИТ, вып. 55, 1965.
5. Ушкалов В. Ф. Экспериментальное определение частот колебаний наддрессорного строения четырехосных полувагонов. Труды ДИИТ, вып. 55, 1965.

Материалы диссертации доложены автором на:

1. Совещании по проблеме нелинейных колебаний механических систем, г. Рига, 1964.
2. Совещании по некоторым проблемам динамики сооружений и машин, г. Днепропетровск, 1964.
3. Техническом совете конструкторского отдела Уралвагонзавода, г. Нижний Тагил, 1965.
4. Заседании секции грузовых вагонов научно-технического совета Всесоюзного научно-исследовательского института вагоностроения, г. Москва, 1965.
5. Объединенном семинаре кафедр автоматического управления движением и локомотивостроения Харьковского политехнического института им. В. И. Ленина, г. Харьков, 1965.
6. Объединенном семинаре кафедр вагоностроения, локомотивостроения, деталей машин, сопротивления материалов, теоретической механики и теории механизмов и машин Брянского института транспортного машиностроения, г. Брянск, 1965.

БТ 11176. Областная книжная типография
Днепропетровского областного управления по печати,
г. Днепропетровск, ул. Серова, 7.
Заказ 2326-м. Тираж 200. Объем 1,25 п. л. Подписано к печати 27. X. 65 г.