

СССР

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Л. Д. ЛОВИНСКИЙ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ
ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПОЛУВАГОНОВ
ПОД ДЕЙСТВИЕМ НАКЛАДНОГО ВИБРАТОРА

(025. Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск
1970

НТБ
ДНУЖТ

С С С Р
МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Л. Д. ЛОВИНСКИЙ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ
ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПОЛУВАГОНОВ
ПОД ДЕЙСТВИЕМ НАКЛАДНОГО ВИБРАТОРА

(025. Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры)

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

Днепропетровск
1970

НТБ
ДНУЖТ

БТ 14176. Областная книжная типография
Днепропетровского областного управления по печати,
г. Днепропетровск, ул. Серова, 7.

Заказ № 1391-м. Тираж 140+60. Объем 1 п. л. Подписано к печ. 15.VI-70 г.

Эффективным средством механизации выгрузки остатков насыпных и кусковых грузов из полувагонов является применение вибраторов. Для обоснованного выбора режимов работы вибратора, рациональных с точки зрения скорости виброочистки, необходимо уметь определять перемещения точек полувагона при вынужденных колебаниях. Еще более важен вопрос обеспечения сохранности полувагона при вибрации, что связано с расчетом напряжений, возникающих в различных точках кузова под действием вибратора.

В настоящей работе рассматриваются вынужденные изгибные колебания полувагона сварной конструкции грузоподъемностью 63 т на тележках ЦНИИ-ХЗ-0.

Основной задачей исследования является разработка методики расчета перемещений и изгибающих моментов в различных точках рамы кузова полувагона при установившихся вынужденных колебаниях под действием накладного вибратора.

Полувагон совместно с вибратором представлен как система с 25 степенями свободы. Исследована зависимость частот и форм собственных колебаний рассматриваемой системы от веса, жесткости корпуса и положения на полувагоне вибратора, а также от веса остатков груза.

Задача о вынужденных колебаниях решена с применением способа разложения решения по собственным формам колебаний. Неупругие сопротивления конструкции полувагона учтены согласно гипотезе Е. С. Сорокина. Коэффициент неупругого сопротивления определен на основании экспериментальных данных.

В результате исследования вынужденных колебаний построены амплитудно-частотные характеристики перемещений и изгибающих моментов в различных точках рамы кузова порожнего полувагона при положении вибратора над средней, промежуточной и шкворневой поперечными балками. Исполь-

зую эти характеристики, можно определить перемещения и изгибающие моменты в любой точке хребтовой и поперечных балок рамы кузова при действии на полувагон вертикальной гармонической силы с любой амплитудой в интервале частот 0—100 гц.

Исследовано влияние коэффициента неупругого сопротивления на величину динамических изгибающих моментов.

Определен диапазон частот, при которых уменьшается вредное воздействие вибрации на конструкцию полувагона.

Рассмотрен упрощенный способ нахождения устойчивых частот вынужденных колебаний, принимая во внимание ограниченное возбуждение со стороны вибратора.

Для проверки результатов аналитических исследований произведены вибрационные испытания полувагона под действием накладного вибратора. Полученные при этом напряжения в различных точках рамы кузова полувагона, а также устойчивые частоты вынужденных колебаний системы достаточно хорошо согласуются с результатами расчетов.

В первой главе рассмотрено состояние вопросов о собственных и вынужденных колебаниях подвижного состава. Общим направлением ряда работ в области собственных колебаний является усложнение расчетной схемы кузова. Вслед за работами, рассматривающими наддресорное строение как балку с различным способом распределенными массами и жесткостями, появились исследования, учитывающие упругость элементов кузова — хребтовой и поперечных балок, боковых стенок (В. А. Лазарян, В. Ф. Ушкалов, Е. Н. Ваняшина) —, а также элементов ферм боковых стенок (С. А. Сенаторов). В последних работах получен достаточно полный спектр частот и форм собственных колебаний наддресорного строения полувагона.

Представление кузова как упругой балки использовано для анализа вынужденных колебаний четырехосного полувагона (П. Л. Клауз, В. М. Векслер, В. К. Мисаилов), а также пассажирского вагона (В. М. Мейстер) под действием вибромашины. Такая расчетная схема дает возможность в первом приближении исследовать изгибные колебания кузова в вертикальной продольной плоскости, но игнорирует изгиб поперечных балок рамы кузова, а также не позволяет определить напряжения в точках рассматриваемой конструкции.

Вынужденные колебания наддресорного строения четырехосного полувагона под действием вибратора рассмотрены Е. Н. Ваняшиной. Кузов полувагона изображен как анизо-

тропная неоднородная пластинка. Принят во внимание изгиб как продольных, так и поперечных балок рамы кузова. Решение доведено до определения амплитуд перемещений различных точек конструкции полувагона при действии гармонической возмущающей силы. Однако пренебрежение неупругими сопротивлениями не позволяет исследовать движение системы в резонансных режимах. Не учтены также упруго-инерционные характеристики вибратора.

В настоящей работе для отработки методики исследования и выяснения некоторых качественных закономерностей колебаний рассматриваемой конструкции принята упрощенная расчетная схема. Кузов четырехосного полувагона представлен в виде невесомой балки конечной жесткости с восемью сосредоточенными массами, расположенной на двух упругих опорах. Для рабочих расчетов использована усложненная расчетная схема, представляющая надрессорное строение в виде перекрестной системы трех продольных и восьми поперечных упругих балок, в точках пересечения которых сосредоточены массы. За обобщенные координаты приняты вертикальные перемещения масс относительно положения устойчивого равновесия. Упрощенная расчетная схема имеет 8 степеней свободы, усложненная — 24.

Во второй главе рассмотрены вынужденные колебания трех моделей кузова полувагона:

- 1) консервативной;
- 2) диссипативной с вязкими неупругими сопротивлениями;
- 3) диссипативной с неупругими сопротивлениями, пропорциональными перемещению.

Анализ решений, полученных для диссипативных моделей, показал, что при учете неупругих сопротивлений рационально воспользоваться гипотезой Е. С. Сорокина.

При анализе вынужденных колебаний диссипативной системы в результате подстановки решения в виде правых частей система n дифференциальных уравнений второго порядка приводится к системе $2n$ алгебраических уравнений. Удвоение количества уравнений является существенным недостатком такого метода решения.

В третьей главе рассмотрено применение способа разложения решения по собственным формам колебаний к исследованию вынужденных колебаний системы с неупругими сопротивлениями, описанными в форме, предложенной Е. С. Сорокиным. Этот способ позволяет обойти указанное выше осложнение.

В результате анализа собственных колебаний системы получены соотношения

$$[v^{*2}] = (1 + i\gamma)[v^2], \quad (1)$$

$$\frac{1}{1 + i\gamma} [a][A][v^{*2}] = [c][A]. \quad (2)$$

Здесь $[v^2]$ — диагональная матрица квадратов частот собственных колебаний консервативной системы; $[v^{*2}]$ — диагональная матрица квадратов собственных частот диссипативной системы; γ — коэффициент неупругого сопротивления; $[a]$ — диагональная матрица инерционных коэффициентов; $[A]$ — квадратная матрица, столбцы которой представляют собой собственные формы; $[c]$ — квадратная матрица квазиупругих коэффициентов.

Уравнения вынужденных колебаний, составленные с использованием уравнений Лагранжа второго рода, имеют вид

$$[a] \ddot{\bar{q}} + (1 + i\gamma)[c] \dot{\bar{q}} = \bar{P}(t), \quad (3)$$

где \bar{q} , $\dot{\bar{q}}$ и $\bar{P}(t)$ — векторы обобщенных координат, обобщенных ускорений и возмущающих сил соответственно. Для решения системы уравнений (3) сделано линейное преобразование координат

$$\bar{q} = [A] \bar{f}, \quad (4)$$

где \bar{f} — вектор новых обобщенных координат.

В результате подстановки (4) в (3), использования соотношения (2) и ортогональности собственных форм уравнение (3) принимает вид

$$\ddot{\bar{f}} + [v^{*2}] \dot{\bar{f}} = [D]^{-1}[A]' \bar{P}(t). \quad (5)$$

Здесь $[A]'$ — транспонированная матрица $[A]$;

$[D]^{-1}$ — диагональная матрица, обратная матрице $[D]$, полученной в результате преобразований:

$$[D] = \begin{bmatrix} \tilde{A}^{(1)} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \tilde{A}^{(2)} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & \tilde{A}^{(n)} \end{bmatrix},$$

где $\tilde{A}^{(k)} = a_{11}A_1^{(k)2} + a_{22}A_2^{(k)2} + \dots + a_{nn}A_n^{(k)2}$
($k = 1, 2, \dots, n$).

Таким образом, система дифференциальных уравнений движения при сделанном преобразовании координат приведена к n независимым дифференциальным уравнениям (5), каждое из которых второго порядка, следовательно, обобщенные координаты \bar{f} — главные. Решение таких уравнений при любом виде правых частей выполняется при помощи ЭЦВМ без особых затруднений. Далее по формуле (4) можно определить исходные обобщенные координаты \bar{q} .

В случае моногармонического возмущения с частотой ω удобно воспользоваться методом комплексных амплитуд:

$$\bar{P}(t) = \bar{P} e^{i\omega t},$$

где \bar{P} — вектор комплексных амплитуд возмущающих сил. В результате подстановки частного решения в уравнения (5) в виде правых частей и перехода к координатам \bar{q} получен вектор комплексных амплитуд исходных обобщенных координат

$$\bar{Q} = [A][G]^{-1}[D]^{-1}[A]' \bar{P},$$

где $[G]^{-1}$ — диагональная матрица, обратная матрице

$$[G] = [v^{*2}] - [E]\omega^2 = \begin{bmatrix} v_1^{*2} - \omega^2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & v_2^{*2} - \omega^2 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & v_n^{*2} - \omega^2 \end{bmatrix}.$$

Здесь $[E]$ — единичная матрица.

Сумма вектора комплексных амплитуд сил инерции

$$\bar{I} = [a] \bar{Q} \omega^2$$

и вектора \bar{P} дает вектор комплексных амплитуд суммарных сил

$$\bar{S} = \bar{P} + \bar{I}.$$

Далее определяется вектор комплексных амплитуд динамических изгибающих моментов в сечениях, расположенных в узлах системы,

$$\bar{M} = [m] \bar{S} = Re \bar{M} + i Im \bar{M},$$

где $[m]$ — квадратная матрица влияния изгибающих моментов. Столбец с номером j этой матрицы представляет собой ординаты эпюры изгибающих моментов в указанных выше

сечениях при действии единичной силы, приложенной статически в j -й точке.

Модули изгибающих моментов принимают форму

$$|M_k| = \sqrt{(Re M_k)^2 + (Im M_k)^2}.$$

В соответствии с изложенной методикой автором составлена программа динамического расчета системы с n степенями свободы для ЭЦВМ «Урал-3». Программа позволяет определить величины $Re \bar{Q}$, $Im \bar{Q}$, $|\bar{Q}|$, $Re \bar{M}$, $Im \bar{M}$, $|\bar{M}|$, а также фазы перемещений и изгибающих моментов. В качестве исходных данных для расчета вынужденных колебаний необходимо иметь величины $[v]$, $[A]$, $[m]$, \bar{P} , ω , γ .

Задача определения собственных частот $[v]$ и собственных форм $[A]$ рассматривалась как задача нахождения собственных чисел и собственных векторов соответствующей матрицы

$$[b] = [a]^{-1}[c].$$

Способ нахождения инерционных и квазиупругих коэффициентов рассмотрен в работах В. А. Лазаряна и В. Ф. Ушкалова. Для вычисления квазиупругих коэффициентов использовалась программа, составленная для ЭЦВМ «Урал-3» на вычислительном центре Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта (ВЦ ДИИТа). В основу программы положен способ моментных фокусов.

Собственные числа и собственные векторы матрицы $[b]$ определялись по программе, реализующей степенной метод.

В диссертации приведены частоты и формы собственных колебаний порожнего полувагона, найденные по упрощенной и усложненной расчетным схемам. Затем исследованы собственные колебания полувагона, на верхних обвязочных поясах которого установлен накладной экспериментальный вибратор конструкции ЦНИИ МПС. Принято, что вибратор представляет собой упруго-инерционную систему, имеющую две вертикальные плоскости симметрии, и что масса вибратора сосредоточена в точке, лежащей на линии пересечения этих плоскостей. Полученная система «полувагон-вибратор» имеет 25 степеней свободы. Симметрия системы относительно продольной вертикальной плоскости позволила ограничиться рассмотрением половины полувагона с соответствующими граничными условиями. Такая расчетная схема имеет 17 степеней свободы.

Исследовано влияние вибратора, а также его положения на полувагоне на частоты и формы собственных колебаний системы.

Установлена зависимость собственных частот от веса и жесткости корпуса вибратора, а также от веса остатков груза в полувагоне.

Матрица влияния изгибающих моментов $[m]$ построена в результате расчета 42 раза статически неопределимой перекрестной системы продольных и поперечных балок при статическом действии единичной силы, приложенной последовательно в каждом узле системы. Вследствие двойной симметрии рамы полувагона для построения матрицы $[m]$ достаточно рассчитать систему для восьми положений единичной силы. Вычисления производились по программе для ЭЦВМ «Урал-3», составленной на ВЦ ДИИТа, в основу которой положен метод сил.

Результаты расчета полной системы могут понадобиться для исследования вынужденных колебаний при несимметричной динамической нагрузке, либо при несимметричном распределении масс (например, при перевозке специальных грузов). В настоящей работе рассмотрена система с симметричными относительно вертикальной продольной плоскости симметрии полувагона массами и нагрузкой. При этом использовано описанное выше упрощение расчетной схемы. Если вибратор расположен над центром тяжести полувагона, для анализа вынужденных колебаний можно рассматривать четверть системы с необходимыми граничными условиями. В диссертации приведены матрицы влияния изгибающих моментов $[m]$ для трех указанных систем.

Итак, получены все величины, необходимые для динамического расчета четырехосного полувагона.

Далее построены амплитудно-частотные характеристики перемещений и изгибающих моментов. Все вычисления произведены при действии на систему единичной возмущающей силы.

Вначале построены амплитудно-частотные характеристики для упрощенной расчетной схемы при коэффициенте неупругого сопротивления $\gamma=0,16$, определенном экспериментально. Сравнение их с подобными характеристиками в консервативной системе показало, что рассеяние энергии заметно влияет на величину изгибающих моментов не только при резонансе, но и в значительном отдалении от него.

Затем исследовано влияние величины коэффициента неупругого сопротивления γ на изгибающие моменты. Для этого построены кривые зависимости амплитуд изгибающих моментов от величины γ при резонансных частотах 5,4; 12,8; 34 гц. Оказалось, что рассеяние энергии наиболее сильно влияет на изгибающие моменты при частоте 12,8 гц. Поэтому дальнейший анализ произведен при этой частоте возмущения. Чтобы погрешность вычисления изгибающих моментов не превышала 10% при $\gamma=0,16$, погрешность определения γ должна быть не больше 15%. Такой же результат получен при исследовании этой зависимости по усложненной расчетной схеме.

Для выяснения рационального с точки зрения виброочистки положения вибратора сделан анализ амплитудно-частотных характеристик перемещений различных точек усложненной расчетной схемы при положениях вибратора над средней, промежуточной и шкворневой балками. Установлено, что с передвижением вибратора к краю полувагона уровень перемещений большей части точек хребтовой балки уменьшается в диапазоне частот 12–40 гц. Так как скорость истечения сыпучего груза определяется величиной ускорений, пропорциональных перемещениям при гармонических колебаниях, то рациональным для виброочистки следует признать положение вибратора над средней поперечной балкой (положение вибратора над центром тяжести полувагона, как показал опыт виброочистки, неблагоприятно для прочности верхних обвязочных поясов боковых стенок). Такой же вывод сделан на основании экспериментальных исследований ЦНИИ МПС.

С целью определения диапазона частот возмущения, при которых вредное воздействие виброочистки на конструкцию полувагона невелико, построены амплитудно-частотные характеристики изгибающих моментов в сечениях хребтовой и поперечных балок при выбранном положении вибратора над средней балкой. Анализ этих характеристик позволил установить, что для уменьшения вредного воздействия вибрации на конструкцию полувагона можно рекомендовать для вибрационной очистки частоты возмущения 20—26 гц (опытами ЦНИИ МПС установлен диапазон безопасных для прочности полувагона частот 23,3—26,6 гц).

Амплитудно-частотные характеристики изгибающих моментов в сечениях хребтовой и поперечных балок построены также для положений вибратора над промежуточной и шкворневой балками. Используя амплитудно-частотные характеристики перемещений и изгибающих моментов, можно

определить перемещение и напряжение в любой точке рамы кузова полувагона при любой частоте возмущающей силы в диапазоне 0—100 гц и положении вибратора над любой поперечной балкой.

Четвертая глава посвящена вопросу упрощенного учета ограниченного возмущения.

В исследованиях по вынужденным колебаниям вагона под действием вибрационной вашины, как правило, предполагается, что источник возмущения создает возмущающую силу с постоянными по величине амплитудой и частотой независимо от движения колебательной системы. Такое предположение было бы справедливо, если бы источник, генерирующий возмущающую силу, обладал бесконечной мощностью (идеальный источник энергии).

Мощность реальных источников энергии ограничена. В случае, когда она сравнима с мощностью, рассеиваемой в колебательной системе (что возможно в резонансных режимах), движение последней оказывает влияние на источник возмущения. Совместно с уравнениями движения системы приходится рассматривать уравнение (как правило, нелинейное), описывающее работу источника энергии с учетом влияния на него колебательной системы. Решение значительно усложняется.

Такие задачи наиболее полно рассмотрены в работах В. О. Кононенко, в которых установлены следующие закономерности.

При стационарных режимах колебаний параметры движения колебательной системы (амплитуды, фазы) отличаются малыми величинами от подобных параметров в случае возмущения системы идеальным источником энергии. В первом приближении этими различиями можно пренебречь.

Частота вынужденных колебаний ω определяется не только паспортными данными номинального режима двигателя. Она обязана быть корнем уравнения, описывающего работу реального источника энергии

$$N_{\partial}(\omega) = N_p(\omega) + T(\omega), \quad (6)$$

где $N_{\partial}(\omega)$ — мощность двигателя; $N_p(\omega)$ — мощность, рассеиваемая в колебательной системе; $T(\omega)$ — мощность, расходуемая на преодоление сил сопротивления вращению валов. Но не всякая частота, удовлетворяющая уравнению (6), устойчива. Условие устойчивости колебаний аналитически записывается так:

$$\frac{d}{d\omega} [N_{\partial}(\omega) - N_p(\omega) - T(\omega)] < 0. \quad (7)$$

Цель настоящей работы — определить устойчивые частоты вынужденных колебаний, не усложняя уравнений, описывающих движение системы с идеальным источником энергии. Для этого достаточно найти корни уравнения (6), и, используя неравенство (7), определить, какие из них обеспечивают устойчивые колебания системы.

Характеристика источника энергии $N_{\partial}(\omega)$ и зависимость $T(\omega)$ определены экспериментальным путем. Для решения уравнения (6) остается построить функцию $N_p(\omega)$. Как отмечает В. О. Кононенко, эта функция практически одинакова в системах с реальным и идеальным источником энергии. Поэтому при нахождении $N_p(\omega)$ можно использовать уравнения движения системы с идеальным источником энергии.

Для вычисления $N_p(\omega)$ получено выражение

$$N_p \approx \frac{\gamma\omega}{\sqrt{1 + \gamma^2}} |\bar{Q}'| |\bar{S}|,$$

где $|\bar{Q}'|$ — строка амплитуд обобщенных координат,
 $|\bar{S}|$ — вектор амплитуд суммарных сил.

Построены зависимости $N_p(\omega)$ для порожнего полувагона совместно с вибратором, расположенным над средней, промежуточной и шкворневой поперечными балками.

Решение уравнения (6) и неравенства (7) удобно производить графически.

Таким способом определены частоты устойчивых вынужденных колебаний исследуемой системы при различных положениях вибратора и разной настройке его клиноремной передачи. Сравнение результатов расчета с данными вибрационных испытаний показало, что погрешности вычислений меньше 10%.

В пятой главе описаны экспериментальные исследования, включающие три задачи:

1) измерение амплитуд динамических напряжений, возникающих в различных точках рамы кузова порожнего и груженого полувагона при возбуждении изгибных колебаний гармонической возмущающей силой с различной амплитудой и частотой;

2) измерение мощности, потребляемой колебательной системой совместно с вибратором;

3) определение коэффициента неупругого сопротивления конструкции полувагона.

В качестве источника возмущающей силы был использован накладной экспериментальный вибратор конструкции ЦНИИ МПС. Для предотвращения отрыва вибратора от верхних обвязочных поясов боковых стенок полувагона было изготовлено специальное захватное приспособление.

Четырехосный полувагон на тележках ЦНИИ-ХЗ-0 испытывался при положениях вибратора над центром тяжести полувагона, над шкворневой, промежуточной и каждой из средних поперечных балок. Испытания порожнего и груженого полувагона производились в режимах работы вибратора с захватами и без захватов. Частота возмущающей силы ступенчато изменялась в диапазоне 7,5—30 гц.

Анализ результатов измерения напряжений показал соответствие резонансных диапазонов частот, полученных в опытах (10—14 гц) и расчетах (12—14 гц) при различных положениях вибратора.

Исследовано влияние положения вибратора на динамические напряжения в различных точках рамы кузова. Характер экспериментальных и расчетных зависимостей оказался одинаковым при различных частотах возмущения.

Количественное сопоставление опытных и расчетных напряжений показало, что при величине напряжения не менее 200 кг/см² относительная погрешность не превышает 30%.

При возбуждении колебаний вибратором без захватного приспособления напряжения во всех исследуемых точках носили негармонический характер вследствие отрыва вибратора от верхней обвязки боковых стенок кузова в процессе колебаний.

В нерезонансной области частот (24—25 гц) при возмущающей силе 5—7 т отрыв вибратора невелик и мало влияет на величину напряжений.

В резонансной области частот (10—14 гц) напряжения, полученные в режиме без захватов, примерно в 1,5 раза больше напряжений, имевших место в режиме с захватами.

Уровень напряжений, полученных при вибрации груженого полувагона, значительно ниже, чем в порожнем полувагоне.

При вибрационных испытаниях измерялись мощность, потребляемая электродвигателем из сети, и частота возмущающей силы. По результатам измерений построены графики $N_0(\omega)$, использованные в четвертой главе.

Для определения коэффициента неупругого сопротивления конструкции полувагона были произведены опыты по удару в различных точках порожнего полувагона. По записям напряжений, возникающих при собственных колебаниях полувагона, вызванных ударом, определены логарифмические декременты δ . Среднее значение δ равно 0,51. Коэффициент неупругого сопротивления связан с логарифмическим декрементом соотношением $\gamma = \delta/\pi$, откуда $\gamma = 0,16$.

Выводы

1. В начальной стадии исследования для выяснения наиболее простым путем некоторых закономерностей колебаний четырехосного полувагона можно производить расчет вынужденных колебаний по упрощенной расчетной схеме.

2. Способ разложения решения по собственным формам колебаний упрощает вычисления и расширяет возможности исследования вынужденных колебаний.

3. Изложенная методика анализа вынужденных колебаний позволяет производить вычисление амплитуды перемещения любой точки, а также изгибающего момента в любом сечении рамы четырехосного полувагона при установившихся вынужденных колебаниях под действием моногармонических возмущающих сил, приложенных к сосредоточенным массам. Эти силы могут быть приложены асимметрично и иметь произвольный сдвиг по фазе.

4. Упрощенная расчетная схема пригодна для выяснения вопроса о влиянии коэффициента неупругого сопротивления на вынужденные колебания, а также для качественного построения амплитудно-частотных характеристик перемещений, но неприемлема для количественной оценки перемещений.

5. Для того, чтобы погрешность, внесенная в вычисление динамических изгибающих моментов в резонансном режиме колебаний, не превышала 10%, необходимо определить коэффициент неупругого сопротивления конструкции полувагона с погрешностью не более 15%.

6. Для уточнения значений частот собственных колебаний, для возможности нахождения высших собственных частот, для вычисления перемещений и изгибающих моментов в различных точках рамы кузова полувагона необходимо применять усложненную расчетную схему.

7. При возмущающих силах, приложенных симметрично относительно продольной вертикальной плоскости симметрии полувагона, целесообразно рассматривать половину полувагона с соответствующими граничными условиями.

8. Для расчета собственных и вынужденных колебаний полувагона совместно с вибратором необходимо учитывать вес и жесткость корпуса вибратора. При изменении веса вибратора на 50% (или жесткости его корпуса на 80%) величины пяти низших частот собственных колебаний порожнего полувагона совместно с вибратором изменяются не более чем на 5%.

9. При вибрационной очистке полувагонов вибратор следует располагать над средней поперечной балкой.

10. Для уменьшения вредного воздействия виброочистки на конструкцию порожнего четырехосного полувагона частота возмущающей силы должна находиться в диапазоне 20—26 гц.

11. Построенные амплитудно-частотные характеристики перемещений и изгибающих моментов пригодны для определения перемещений различных точек хребтовой балки, а также изгибающих моментов в любом сечении хребтовой и поперечных балок при любой амплитуде возмущающей силы в диапазоне частот 0—100 гц при положении вибратора над средней, промежуточной или шкворневой балкой полувагона. Эти кривые могут быть использованы при проектировании новых вибраторов для выбора параметров возмущения, рациональных как с точки зрения скорости вибрационной очистки, так и сохранности металлоконструкции полувагона.

12. Приведенный в гл. IV способ определения мощности, рассеиваемой в колебательной системе со многими степенями свободы, позволяет определить мощность двигателя при проектировании нового вибратора.

13. Упрощенный способ учета ограниченного возмущения позволяет, не усложняя уравнений, описывающих движение системы с идеальным источником энергии, определять устойчивые частоты вынужденных колебаний с приемлемой для инженерных расчетов точностью.

14. Найденные аналитически значения устойчивых частот вынужденных колебаний, а также напряжений при различных амплитудах и частотах возмущающей силы, особенно в резонансных режимах, достаточно хорошо согласуются с данными вибрационных испытаний при различных положениях вибратора.

15. Вычисления, необходимые для анализа собственных и вынужденных колебаний полувагона, автоматизированы. Составлены 5 основных и 2 вспомогательные программы (в том числе 2 основные и 2 вспомогательные автором). С помощью этих программ динамический расчет системы с произвольным числом степеней свободы полностью производится на ЭЦВМ «Урал-3».

16. Разработанная методика исследования вынужденных колебаний четырехосных полувагонов может быть применена к другим видам вагонов при соответствующем изменении расчетной схемы.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах

1. Лазарян В. А., Ушкалов В. Ф., Ловинский Л. Д. Исследование вынужденных колебаний полувагонов при вибрационной разгрузке. «Прикладная механика». Отделение математики, механики и кибернетики АН УССР, том V, вып. 4, 1969.

2. Лазарян В. А., Ушкалов В. Ф., Ловинский Л. Д. Исследование вынужденных колебаний сложных стержневых систем с учетом неупругого сопротивления при любом виде возмущения. Тезисы доклада на конференции по проблеме колебаний механических систем. Киев, 1968.

3. Ловинский Л. Д. Исследование вынужденных изгибных колебаний грузовых полувагонов. Тезисы доклада на первой республиканской конференции молодых ученых-железнодорожников. Днепропетровск, 1969.

4. Ловинский Л. Д. Вынужденные колебания в линейной и нелинейной системах с конструкционным гистерезисом. Тезисы доклада на совещании по проблеме конструкционного демпфирования колебаний. Рига, 1970.

По различным разделам диссертации автором были сделаны доклады на

конференции по проблеме колебаний механических систем. Киев, 1968;
конференции по научным основам нормирования вибрации. Москва 1968;

первой республиканской конференции молодых ученых-железнодорожников. Днепропетровск, 1969;

совещании по проблеме конструкционного демпфирования колебаний Рига, 1970;

научном семинаре по механике Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта, 1970.