

СССР — МПС

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
имени академика В. Н. ОБРАЗЦОВА

Аспирант КОРОТЕНКО М. Л.

**Давления колес паровоза на рельсы
в зависимости от жесткости
верхнего строения пути и разных
режимов движения**

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

Л Е Н И Н Г Р А Д
1953 г.

**НТБ
ДНУЖТ**

Директивами XIX съезда Коммунистической партии Советского Союза по пятому пятилетнему плану развития СССР на 1951—1955 годы предусматривается рост грузооборота железнодорожного транспорта на 1955 год по сравнению с 1950 годом на 35—40 процентов, намечено улучшить использование подвижного состава, в частности, увеличить среднесуточный пробег паровозов не менее чем на 12 процентов, а также увеличить вес грузовых поездов.

Наряду с постройкой более мощных типов локомотивов одним из путей выполнения этих задач является улучшение использования существующих типов. Практика работы машинистов-тяжеловесников свидетельствует о возможности более полного использования мощности локомотивов. Задачей работников науки в этой области является исследование ряда вопросов, связанных с повышением использования мощности локомотивов. В частности, необходимо более полно изучить процесс реализации силы тяги и ряд условий, влияющих на величину коэффициента сцепления колес локомотива с рельсами. Одним из таких факторов является величина вертикальных давлений, которые оказывают колеса на рельсы при движении паровоза. Величина эта также имеет существенное значение для прочности верхнего строения пути, безопасности движения, расчета экипажной части паровоза, износа бандажей и т. д.

Тема настоящей работы возникла в связи с исследованиями реализации силы тяги локомотивами, проводящимися в настоящее время группой научных работников ДИИТ'а под руководством профессора В. А. Лазаряна. Целью работы является, с одной стороны, исследование влияния некоторых факторов на величину статических давлений колес, с другой стороны—определение динамических давлений колес при движении паровоза. Для рассмотрения выбраны те режимы, для которых вопросы сцепления имеют ограничивающий характер—трогание с места, разгон паровоза и движение по затяжному подъему.

Вынужденные колебания наддресорного строения паровоза в литературе освещены недостаточно полно. Не рассмотрены колебания при переменной частоте возмущающих усилий. Мало имеется данных о величине коэффициента затухания колебаний. В число возмущающих усилий не вводится переменная составляющая реакции состава и тендера. Вместе с тем, при указанных режимах движения изменение давлений колес в значительной степени определяется колебаниями наддресорного строения. Поэтому в реферируемой работе основное внимание уделено рассмотрению вынужденных колебаний наддресорного строения паровоза при указанных выше режимах движения. Так как при этом приходится вводить ряд допущений, то расчет по предлагаемой методике является приближенным.

Г Л А В А 1.

Влияние жесткости верхнего строения пути, просадок рессор и некоторых допусков при ремонте на развеску паровоза

В депо и на заводах регулировка рессорного подвешивания паровоза производится на выверенном пути, уложенном на бетонном основании. Прогибы рельса в этом случае можно считать равными нулю и точки касания колес и рельсов расположенными в одной горизонтальной плоскости. При выезде паровоза на обычный упругий путь колеса приобретают вертикальные перемещения и вызывают поворот наддресорного строения в вертикальной плоскости. Так как обычно центр тяжести наддресорного строения лежит выше оси, относительно которой происходит поворот, то за счет его смещения возникает момент, вызывающий перераспределение нагрузок между рессорными группами.

Аналогичным образом на перераспределение давлений колес влияют имеющие место в эксплуатации паровоза просадки рессор и перекосы (продольный или поперечный) рессорного подвешивания в пределах установленных допусков после ремонта.

Ввиду малости перемещений поворот наддресорного строения в продольной вертикальной плоскости и в поперечной плоскости рассматриваются независимо. Прогибы рельса рассчитаны, исходя из допущения, что рельс является балкой на сплошном упругом основании.

Рассмотрены следующие случаи:

1. Паровоз попадает с абсолютно жесткого на обычный упругий путь. При этом учитывается, что жесткости пра-

вой и левой рельсовых нитей могут несколько отличаться друг от друга.

2. Рессорное подвешивание паровоза имеет продольный и поперечный перекося в пределах установленных допусков при ремонте.

3. Одна или несколько рессор имеют просадку.

4. Паровоз находится на уклоне или подъеме предельной величины.

5. Верх головок рельсов обеих нитей находится не на одном уровне в пределах допусков.

Получены формулы для определения изменения давлений колес в указанных случаях для паровозов со статически определенным и статически неопределенным рессорным подвешиванием. Проведен численный расчет изменения давлений колес для ряда серий отечественных паровозов (ФД, ИС, СО, Л, Су). Результаты проведенного исследования позволяют судить о том, в какой степени указанные выше факторы влияют на величину статических давлений колес паровоза на рельсы.

Г Л А В А II.

Трогание с места

1 Во II главе рассмотрено изменение вертикальных давлений колес паровоза на рельсы при трогании с места и разгоне состава до скорости $V=12-13$ км/час в зависимости от колебаний наддрессорного строения паровоза.

В качестве возмущающих усилий рассмотрены усилия, которые возникают при работе паровой машины паровоза и от действия переменной составляющей реакции состава и тендера, так как при рассматриваемом режиме они имеют преобладающее значение.

Частота возмущающих усилий при разгоне непрерывно меняется и при некоторых значениях скорости паровоза становится равной собственной частоте колебаний наддрессорного строения. Поэтому в данном случае необходимо рассмотреть вынужденные колебания наддрессорного строения при прохождении через ряд резонансов, соответствующих ряду гармонических составляющих возмущающих усилий.

2. При исследовании колебаний наддрессорного строения необходимо иметь выражения возмущающих усилий в функции угла поворота кривошипа ведущего колеса. Для этого на основании индикаторных диаграмм по формулам, приве-

денным доцентом В. М. Панским*), были найдены графики изменения вертикальной силы, вызывающей подпрыгивание, продольного и поперечного момента в пределах полного оборота ведущего колеса. Полученные графики при помощи гармонического анализа были представлены тригонометрическими рядами вида:

$$f(z) = A_0 + A_1 \cos(z + \delta_1) + A_2 \cos(2z + \delta_2) + \dots \quad (8, 9)$$

где z — угол поворота правого кривошипа от заднего положения, параллельного оси цилиндра;

A_0 — постоянная составляющая возмущающего усилия;

A_k — амплитудное значение k -ой гармоники возмущающего усилия;

δ_k — начальная фаза k -ой гармоники.

Так как в рассматриваемом диапазоне скоростей величины возмущающих усилий изменяются незначительно, то приближенно принято, что величина коэффициентов A_k от скорости не зависит.

При линейном изменении скорости в функции времени выражения возмущающих усилий принимают вид:

$$f(t) = A_0 + A_1 \cos\left(\frac{\varepsilon t^2}{2} + \delta_1\right) + A_2 \cos\left(2 \cdot \frac{\varepsilon t^2}{2} + \delta_2\right) + \dots \quad (8.13)$$

где ε — угловое ускорение движущих колес.

Составляющая продольного момента от действия реакции состава и тендера была приближенно найдена на основании гармонического анализа графиков изменения силы между тендером и первым вагоном состава, записанных во время опытных поездок группой по исследованию реализации силы тяги локомотивами. (ДИИТ).

3. При определении собственных частот колебаний наддрессорного строения принято обычное допущение, что подпрыгивание, продольная качка и поперечная качка являются главными видами колебаний.

4. Затухание колебаний наддрессорного строения вызывается силами трения в рессорах и соединениях рессорного подвешивания, а также силами трения букс о челюсти рамы.

*) „Конструкции и расчет паровозов“ Л. Б. Януш, В. М. Панский Б. А. Павлов, стр. 228.

Силы трения в рессоре пропорциональны прогибу рессоры. Такое трение можно приближенно привести к трению, пропорциональному первой степени скорости относительного перемещения, пользуясь приемом, указанным М. И. Батем*):

$$h = \frac{2 \ln \sqrt{\frac{j_1}{j_2}}}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2 \sqrt{\frac{j_1}{j_2}}}} \cdot \nu, \quad (10.3)$$

где h — коэффициент сопротивления;
 ν — собственная частота колебаний;
 j_1 и j_2 жесткости рессоры при нагружении и разгрузке, определяемые по формулам:

$$j_1 = j(1 + \varphi), \quad j_2 = j(1 - \varphi). \quad (10.2)$$

Здесь φ — коэффициент относительного трения рессоры.

Численный расчет показывает, что полученные таким образом коэффициенты затухания колебаний от сил трения в рессорном подвешивании хорошо совпадают с приведенной профессором В. Н. Ивановым**) величиной коэффициента затухания колебаний, полученной опытным путем. Приведение сил трения, вызывающих затухание колебаний надрессорного строения, к трению, пропорциональному первой степени скорости, позволяет использовать в данном случае хорошо разработанный аппарат линейных дифференциальных уравнений.

5. Если приближенно привести все сопротивления к трению, пропорциональному первой степени скорости, и принять, что изменение частоты возмущающих усилий линейно зависит от времени, то дифференциальные уравнения колебаний надрессорного строения при разгоне паровоза можно записать в виде***):

*) Бать М. И. Вынужденные колебания в системе с гистерезисом. „Прикладная математика и механика“. Новая серия, Том IV, выпуск III, 1940.

**) Паровозы. Общий курс и элементы теории. Под редакцией Сыромятникова С. П. и Чиркова А. А. Транскелдориздат, М, 1949, стр. 561.

***)) Здесь и в дальнейшем точка, стоящая над символом, обозначает дифференцирование по времени.

$$\begin{aligned}
z + h_1 \dot{z} + \gamma_1^2 z &= \frac{1}{M} \left[A_0' + \sum_{k=1}^{k=n} A_k' \cos \left(k \frac{\pi t^2}{2} + \delta_k' \right) \right] \\
\ddot{\psi} + h_2 \dot{\psi} + \gamma_2^2 \psi &= \frac{1}{J_y} \left[A_0'' + \sum_{k=1}^{k=n} A_k'' \cos \left(k \frac{\pi t^2}{2} + \delta_k'' \right) \right] \\
\ddot{\varphi} + h_3 \dot{\varphi} + \gamma_3^2 \varphi &= \frac{1}{J_x} \left[A_0''' + \sum_{k=1}^{k=n} A_k''' \cos \left(k \frac{\pi t^2}{2} + \delta_k''' \right) \right]
\end{aligned} \quad (11.3)$$

где z, ψ, φ — перемещения надрессорного строения при колебаниях соответственно: подпрыгивания, продольной качки и поперечной качки;

M — масса надрессорного строения;

J_x, J_y — моменты инерции массы надрессорного строения относительно осей x и y , проходящих через центр колебаний;

k — порядок гармоник возмущающего усилия;

n — число членов, удерживаемое в выражениях возмущающих усилий.

Решение этих уравнений можно получить, пользуясь методом вариации произвольных постоянных. Однако, интегралы, которые получаются при таком решении, не выражаются в конечном виде через элементарные функции. Используя способ, предложенный А. М. Кацом^{*)}, решения уравнений (11.3) можно записать в виде^{**) :}

$$\begin{aligned}
z = \frac{1}{M} \cdot \sum_{k=1}^{k=n} \frac{A_k'}{\gamma_1' \sqrt{2k\epsilon}} \exp u_{1k}'^2 \int_{u_{1k}'}^{\infty} \exp(-u_k'^2) du_k' + \\
+ \exp v_{1k}'^2 \int_{v_{1k}'}^{\infty} \exp(-v_k'^2) dv_k'
\end{aligned} \quad (11.32)$$

^{*)} А. М. Кац. Вынужденные колебания при прохождении через резонанс. Инженерный сборник. Том 3, выпуск 2, 1947.

^{**) :} Здесь и ниже $\exp a$ обозначает „ e^a “ в степени a .

$$\psi = \frac{1}{J_y} \sum_{K=1}^{K=\pi} \frac{A_K}{\gamma_2 \sqrt{2K\varepsilon}} \exp u''_{1K}^2 \int_{u''_{1K}}^{\infty} \exp(-u''_K{}^2) du''_K + \quad (11.34)$$

$$+ \exp v''_{1K}^2 \int_{v''_{1K}}^{\infty} \exp(-v''_K{}^2) dv''_K \quad \Big|$$

$$\varphi = \frac{1}{J_x} \sum_{K=1}^{K=\pi} \frac{A_K'''}{\gamma_3' \sqrt{2K\varepsilon}} \exp u'''_{1K}^2 \int_{u'''_{1K}}^{\infty} \exp(-u'''_K{}^2) du'''_K + \quad (11.36)$$

$$+ \exp v'''_{1K}^2 \int_{v'''_{1K}}^{\infty} \exp(-v'''_K{}^2) dv'''_K \quad \Big|$$

где u_{1K}, v_{1K}, u_K, v_K являются функциями h, ε, t и

$$K, a = \sqrt{\gamma^2 - \frac{h^2}{4}}.$$

В зависимости от абсолютной величины u_{1K} для вычисления первых интегралов формул (11.32. 11.34. 11.36) приходится пользоваться рядами либо таблицами интегралов Френеля, а в некоторых случаях приходится прибегать к численному интегрированию. Для дальнейших вычислений удобнее определять относительную величину перемещений:

$$u'_K = \frac{z_K}{z_{KCT}} = \frac{\gamma_1}{\gamma_1'} \sqrt{\frac{\gamma_1^2}{2K\varepsilon}} \left| \exp u'^2_{1K} \int_{u'_{1K}}^{\infty} \exp(-u'^2_K) du'_K + \quad (11.39) \right.$$

$$\left. + \exp v'^2_{1K} \int_{v'_{1K}}^{\infty} \exp(-v'^2_K) dv'_K \right|$$

$$\mu''_{\kappa} = \frac{\psi_{\kappa}}{\psi_{\text{кст}}} = \frac{\gamma_3}{\gamma'_2} \sqrt{\frac{\gamma_3^2}{2\kappa\varepsilon}} \left| \exp u''_{1\kappa}^2 \int_{u''_{1\kappa}}^{\infty} \exp(-u''_{\kappa}^2) du''_{\kappa} + \right. \\ \left. + \exp v''_{1\kappa}^2 \int_{v_{1\kappa}''}^{\infty} \exp(-v''_{\kappa}^2) dv''_{\kappa} \right| \quad (11.40)$$

$$\mu'''_{\kappa} = \frac{\varphi_{\kappa}}{\varphi_{\text{кст}}} = \frac{\gamma_3}{\gamma'_2} \sqrt{\frac{\gamma_3^2}{2\kappa\varepsilon}} \left| \exp u'''_{1\kappa}^2 \int_{u'''_{1\kappa}}^{\infty} \exp(-u'''_{\kappa}^2) du'''_{\kappa} + \right. \\ \left. + \exp v'''_{1\kappa}^2 \int_{v_{1\kappa}'''}^{\infty} \exp(-v'''_{\kappa}^2) dv'''_{\kappa} \right| \quad (11.41)$$

где z_{κ} , ψ_{κ} , φ_{κ} — абсолютные величины перемещений над-
рессорного строения при действии $k^{\text{об}}$
гармоники, соответствующего возмуща-
ющего усилия,

$z_{\text{кст}}$, $\psi_{\text{кст}}$, $\varphi_{\text{кст}}$ — перемещения при статическом дей-
ствии амплитудного значения $k^{\text{об}}$
гармоники соответствующего воз-
мущающего усилия.

Полное перемещение при каждом виде колебаний можно
получить как:

$$z = \sum_{\kappa=1}^{\kappa=\pi} \mu'_{\kappa} z_{\text{кст}} \\ \psi = \sum_{\kappa=1}^{\kappa=\pi} \mu''_{\kappa} \quad (11.42) \\ \varphi = \sum_{\kappa=1}^{\kappa=\pi} \varphi_{\text{кст}}$$

Выражения эти определяют верхние границы амплитуд колебаний, т. к. для каждого момента времени суммируются наибольшие величины перемещений, соответствующих каждой гармонике возмущающего усилия.

6. При данном режиме движения изменение давлений колес паровоза на рельсы определяется в основном колебаниями надрессорного строения, так как остальные составляющие динамической нагрузки в этом случае невелики. Для ведущих колес необходимо учитывать также действие вертикальной составляющей от давления пара на поршень.

Величина перемещений надрессорного строения при колебаниях определяет изменение нагрузок на рессорные группы и соответственно изменение давлений колес. Полное изменение давлений колес можно найти как сумму изменений давлений от каждого вида колебаний, выбирая самые неблагоприятные сочетания перемещений. Это дает возможность найти верхние границы изменения давлений колес.

7. Аналитическим путем возможно исследовать вынужденные колебания системы при прохождении через резонанс только при линейном изменении частоты в функции времени. Вынужденные колебания системы при любом законе изменения частоты можно исследовать при помощи электромоделирования.

Метод электромеханических аналогий основывается на том, что процессы в механических и соответствующих им электрических системах описываются дифференциальными уравнениями одного и того же вида. При моделировании каждому элементу механической системы должен соответствовать определенный элемент электрической системы, а соотношение между параметрами этих систем должно удовлетворять критериям подобия.

При помощи электрической модели были исследованы переченные колебания надрессорного строения паровоза ФД при прохождении через резонанс. Электромоделирование производилось на электроинтеграторе, установленном в измерительной лаборатории ДИИТ'а. Электрическая модель представляла цепь, состоящую из последовательно соединенных элементов самоиндукции, емкости и омического сопротивления, которые соответствовали моменту инерции массы надрессорного строения, приведенной жесткости рессор и коэффициенту сопротивления рассматриваемой механической системы.

Напряжение, моделирующее возмущающую силу, подавалось в цепь от генератора рисованных импульсов. Изме-

ние напряжения на зажимах конденсатора, соответствующее изменению усилий в рессорах при колебаниях, регистрировалось при помощи электронного осциллографа ЭО-4.

Были исследованы следующие случаи:

1. Изменение частоты линейно зависит от времени:

а) возмущающим усилием является только II-я гармоника поперечного момента,

б) возмущающее усилие соответствует полной величине поперечного момента.

2. Изменение частоты нелинейно зависит от времени и возмущающее усилие соответствует полной величине поперечного момента.

Сравнение резонансных кривых, полученных расчетным путем и на электрической модели при линейном законе изменения частоты, дает возможность учесть влияние начальной фазы возмущающей силы на величину максимальной амплитуды, так как расчетная кривая является огибающей ряда резонансных кривых, получающихся при разных значениях начальной фазы возмущающей силы.

Сравнение резонансных кривых, полученных на модели при нелинейном и линейном законе изменения частоты возмущающих усилий в функции времени, дает возможность установить изменение максимума резонансных кривых в зависимости от заданного характера нелинейности изменения частоты.

8. Так как в рассматриваемом диапазоне имеется ряд резонансных скоростей, то в этом случае имеет очень большое значение величина коэффициентов затухания колебаний. Особенно важно это для поперечных колебаний, амплитуды которых велики по сравнению с другими видами колебаний, так как поперечная устойчивость наддрессорного строения сравнительно невелика, а переменные составляющие поперечного момента больше, чем таковые для остальных возмущающих усилий. Для определения характеристик колебаний наддрессорного строения были проведены опытные поездки. В программе поездок было исследование колебаний наддрессорного строения паровоза ФД при трогании с места и разгоне паровоза, при движении по затяжному подъему со скоростями $V = 20 \div 30$ км/час и при движении с большими скоростями порядка $V = 50 \div 60$ км/час.

Колебания наддрессорного строения определялись по перемещениям трех его точек относительно неподдрессоренных частей. Перемещения в этих точках фиксировались при помощи специальных датчиков сопротивления, изготовленных

в измерительной лаборатории ДИИТ'а. Для записи перемещений был использован установленный в динамометрическом вагоне ДИИТ'а магнитоэлектрический восьмишлейфный осциллограф МПО—2.

Помимо перемещений на пленке осциллографа записывалась величина силы тяги при помощи проволочных датчиков, установленных на хвостовике автосцепки динамометрического вагона, а также отметки времени. Каждая запись на осциллографе сопровождалась записью на ленте силомерного стола динамометрического вагона, где записывались растягивающие и сжимающие усилия в упругом аппарате вагона, отметки восьми и шестьдесят четвертых долей оборота колеса вагона, отметки половин хода поршня паровой машины паровоза и отметки времени. Во время каждой поездки производились записи в силомерном журнале скорости и силы тяги по визуальным наблюдениям через каждую минуту. Дежурный по паровозу вел паровозный журнал, в котором отмечалось котловое давление, давление в золотниковой коробке, степень наполнения цилиндров и открытие регулятора.

При сравнении записей, относящихся к разным режимам движения, оказалось, что при трогании с места и разгоне паровоза амплитуды колебаний несколько выше, чем при движении по затяжному подъему. Объясняется это тем, что при разгоне паровоза имеют место значительные колебания поперечной качки, вызываемые работой машины паровоза при прохождении резонанса. При движении по затяжному подъему частота возмущающих усилий от работы машины выше собственной частоты поперечных колебаний и поэтому они весьма невелики.

При обработке записей, относящихся к троганию с места, были построены графики изменения амплитуд подпрыгивания, продольной качки и поперечной качки. На основании графиков изменения амплитуд поперечных колебаний были установлены скорости, соответствующие максимуму амплитуд, и величина этого максимума. По величине этой скорости была определена собственная частота и соответствующая ей приведенная жесткость системы при поперечных колебаниях. Величина приведенной жесткости оказалась больше той, которая получается по соответствующим расчетным формулам. Вероятно, на увеличении жесткости сказывается то обстоятельство, что борта корпусов букс могут в известной степени препятствовать свободному повороту над-

рессорного строения в поперечной плоскости (см. работу доцента Д. А. Кислика „Влияние усилия ведущего дышла и силы тяги на крюке на нагрузку осей и колес паровоза“).

По величине наибольших амплитуд был определен коэффициент затухания поперечных колебаний. Величина его оказалась больше той, которая получается по расчету с учетом сил трения только в рессорном подвешивании. По-видимому, в этом случае играют роль силы трения букс о челюсти рамы, которые при работе машины достигают значительной величины.

9. На основании приведенной методики были определены верхние границы изменения давлений колес паровоза ФД при трогании с места и разгоне паровоза, а также изменение сцепного веса, вызываемое колебаниями надрессорного строения.

Г Л А В А III.

Движение по затяжному подъему

1. В III главе рассматривается изменение давлений колес паровоза на рельсы при движении по затяжному подъему. Скорости движения грузовых поездов по затяжному подъему выбираются обычно в пределах $V = 20 \text{--} 30$ км/час. При таких скоростях необходимо учитывать влияние сил инерции. Поэтому в числе возмущающих усилий, вызывающих колебания надрессорного строения, рассматриваются неуравновешенные силы инерции машины.

Скорость при движении по затяжному подъему изменяется незначительно. Поэтому принято, что частота возмущающих усилий в данном случае постоянна. Такое допущение позволяет определить верхние границы амплитуд колебаний при данном режиме. Поперечные колебания не рассматриваются, так как в данном случае частота возмущающих усилий от работы машины выше собственной частоты поперечных колебаний.

2. Составляющие возмущающих усилий от действия пара были определены аналогично предыдущему на основании индикаторных диаграмм. Составляющие от неуравновешенных сил инерции машины получены на основании формул, приведенных доцентом В. М. Панским*). Составляющая продольного момента от действия реакции состава и

*) Конструкции и расчет паровозов. Л. Б. Януш, В. М. Панский, Б. А. Павлов, стр. 151—152.

тендера была найдена на основании гармонического анализа графиков изменения силы тяги, записанных во время опытных поездок при этом режиме движения.

3. Дифференциальные уравнения колебаний подпрыгивания и продольной качки в данном случае имеют вид:

$$\begin{aligned} z + h_1 \dot{z} + v_1^2 z &= \frac{1}{M} \sum_{k=1}^{k=n} A'_k \sin(k\alpha + \delta_k') \\ \ddot{\psi} + h_2 \dot{\psi} + v_2^2 \psi &= \frac{1}{J_y} \sum_{k=1}^{k=n} A''_k \sin(k\alpha + \delta_k'') \end{aligned} \quad (18.3)$$

где α — угол поворота правого кривошипа.

Решения (18.3) при стационарном режиме имеют вид:

$$\begin{aligned} z &= \sum_{k=1}^{k=n} z_{kст} \mu'_k \sin(k\omega t + \delta_k' - \varepsilon'_k); \\ \psi &= \sum_{k=1}^{k=n} \psi_{kст} \mu_k'' \sin(k\omega t + \delta_k'' - \varepsilon_k''), \end{aligned} \quad (18.4)$$

где ε_k — сдвиг фаз колебания и возмущающего усилия;
 μ'_k, μ_k'' — динамические коэффициенты, значения которых берутся по соответствующим резонансным кривым.

При определении изменения давлений колес от колебаний наддрессорного строения было также учтено изменение давлений от перемещений, вызываемых постоянными составляющими возмущающих усилий. Полное изменение давлений движущих колес получено суммированием изменений давлений от колебаний наддрессорного строения и сил инерции избыточных противовесов. Для ведущих колес помимо этого учтено изменение давлений от неуравновешенных сил инерции машины и действия вертикальной составляющей от давления пара на поршень.

4. По намеченной методике произведен расчет изменения давлений колес паровоза ФД на рельсы при движении по затяжному подъему со скоростью $V=30$ км/час.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты проведенного исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Упругость верхнего строения пути практически не влияет на величину статического давления колес паровоза на рельсы.

2. Продольный перекося рессорного подвешивания в пределах установленных допусков практически не влияет на величину давлений колес.

3. При поперечном перекося рессорного подвешивания и неодинаковом уровне рельсовых нитей в пределах допусков изменение статических давлений колес может достигать 6—8% (от статической нагрузки) для паровозов со статически определяемым подвешиванием.

4. Просадка одной или нескольких рессор влияет на величину давлений колес. Изменение давлений увеличивается с уменьшением жесткости рессорного подвешивания. Наибольшие величины изменений давлений при статически неопределимом подвешивании выше, чем при статически определяемом.

5. Встречающееся в литературе положение, что любые просадки рессор при статически определяемом подвешивании не меняют колесных нагрузок, следует подвергнуть корректировке.

6. С точки зрения перераспределения колесных нагрузок допуск в 10 мм и для продольного и для поперечного перекося рессорного подвешивания совершенно неравноценен. Это позволяет ставить вопрос об уменьшении допуска на поперечный перекося рессорного подвешивания.

7. При рассмотрении вынужденных колебаний надрессорного строения во время трогания с места и разгона паровоза необходимо учитывать изменение частоты возмущающих усилий. Влияние этого обстоятельства увеличивается с уменьшением жесткости системы и коэффициента затухания колебаний.

8. При линейном законе изменения частоты возмущающих усилий колебания надрессорного строения можно исследовать аналитически, при любом законе изменения частоты — с помощью электро моделирования.

9. В числе возмущающих сил, действующих на надрессорное строение, существенное значение имеет переменная составляющая реакции состава и тендера.

10. В пределах изменения скорости $V=0\div 13$ км/час имеется ряд резонансных скоростей, при которых амплитуды колебаний достигают значительных величин.

11. Наибольшие амплитуды колебаний и изменения давлений колес при этом соответствуют поперечным колебаниям, т. к. поперечная устойчивость наддрессорного строения сравнительно невелика, а переменные составляющие поперечного момента имеют значительную величину.

12. По данным опытов жесткость системы при поперечном повороте наддрессорного строения оказывается больше той, которая получается при учете только жесткости рессор.

13. По данным опытов коэффициент затухания поперечных колебаний оказывается больше того, который получается только при учете сил трения в рессорах.

14. Рассеяние энергии при колебаниях наддрессорного строения практически не влияет на величину ускорения паровоза.

15. Верхний предел изменения сцепного веса во время трогания с места и разгона паровоза ФД при колебаниях подпрыгивания может достигать 5^0 %. Поперечные колебания не изменяют сцепного веса, но также могут влиять на величину коэффициента сцепления.

16. Скорости движения паровоза по затяжному подъему ($V=20\text{--}30$ км/час) близки к резонансным скоростям колебаний подпрыгивания и продольной качки и в большинстве случаев значительно выше резонансных скоростей поперечной качки.

17. Динамические коэффициенты колебаний подпрыгивания и продольной качки при движении по затяжному подъему могут достигать значительной величины, но амплитуды этих видов колебаний невелики, ввиду сравнительно малой величины переменных составляющих соответствующих возмущающих усилий и большей жесткости системы при этих видах колебаний.

18. Амплитуды колебаний наддрессорного строения при движении по затяжному подъему меньше, чем при трогании с места и разгоне паровоза, так как отсутствуют значительные колебания поперечной качки. Положение это подтверждается результатами проведенных опытов.

19. Изменение давлений колес при движении по затяжному подъему меньше, чем при разгоне паровоза.