

УДК 629.423.015

Динамические характеристики и рациональные значения параметров ходовых частей электровоза ДЭ1

Д.т.н. Е.П. Блохин, д.т.н. В.Д. Данович, д.т.н. М.Л. Коротенко, инж. В.А. Литвин,
к.т.н. Л.А. Недужая, к.т.н. А.Г. Рейдемейстер (ДИИТ, ОНИЛ ДППС)

Наведений опис математичної моделі просторових коливань вантажного електровоза ДЕ1. Проведений значний обсяг розрахунків динамічних показників при різних значеннях параметрів ходових частин, на підставі отриманих результатів рекомендовані раціональні значення цих параметрів.

The model of the electric locomotive DE1 vibrations is described. The optimal values of the running gears parameters that are obtained on the base of numerous computations of the locomotive dynamic performance are given.

Для решения первой задачи было проведено сравнение указанных выше показателей качества механической части проектируемого электровоза и серийного электровоза серии ВЛ85, обладающего хорошими динамическими свойствами. При этом для проектируемого электровоза и электровоза-образца были составлены математические модели пространственных колебаний системы «экипаж-путь» и после составления программы для решения поставленных задач с помощью ЭВМ были проведены соответствующие вычисления.

Для решения второй задачи путем варьирования параметров экипажной части, значения которых существенны для показателей динамических качеств, были определены их рациональные значения.

В дальнейшем наибольший интерес представляло построение математической модели колебаний электровоза ДЭ1 как новой машины. Поэтому ниже приведена именно эта часть работы.

На первом этапе была выбрана расчетная схема электровоза. Укажем особенности конструкции проектируемого электровоза, наиболее существенные для выбора расчетной схемы.

Это, во-первых, использование двухосных бесшкворневых тележек с передачей сил тяги и торможения от тележек к кузову при помощи наклонных тяг; во-вторых, введение в систему промежуточных балок для передачи вертикальной нагрузки от кузова тележкам и, в-третьих, — исключение листовых рессор в системе буксового рессорного подвешивания и использование в ней гидравлических гасителей колебаний.

Введение промежуточных балок в систему второй ступени рессорного подвешивания превращает ее в рычажно-шарнирную систему и при этом нагрузка на пружину, на которую опирается промежуточная балка, будет равна

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{л}} \frac{\ell}{a},$$

где $P_{\text{пр}}$ — нагрузка на пружину, $P_{\text{л}}$ — вертикальная составляющая нагрузки, передающейся промежуточной балке от люлечной подвески, ℓ — расстояние от точки крепления люлечной подвески до шарнира, при помощи которого промежуточная балка связывается с рамой тележки, a — расстояние от шарнира промежуточной балки до вертикальной оси пружины.

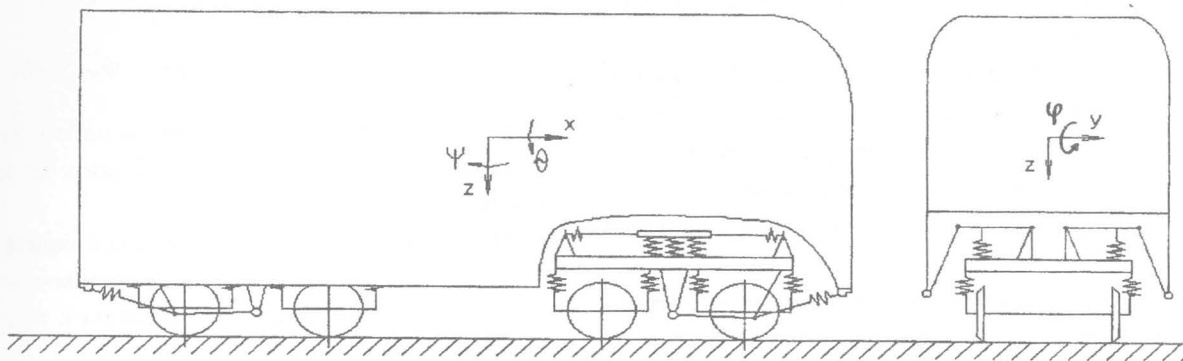


Рис. 1. Расчетная схема электровоза

Так как $\ell > a$, то $P_{пр} > P_{л}$. При этом статический прогиб второй ступени рессорного подвешивания $\Delta_{2ст}$ надо определять как вертикальное перемещение кузова от собственного веса за счет деформаций пружин, то есть

$$\Delta_{2ст} = \frac{P_k}{\mathcal{K}} \left(\frac{\ell}{a} \right)^2,$$

где P_k – вес кузова, $\mathcal{K}$ – жесткость пружин второй ступени рессорного подвешивания.

Как видно из приведенного выражения, введение промежуточных балок увеличивает статический прогиб второй ступени рессорного подвешивания, при принятых размерах ℓ и a , примерно на 20%.

Новый электровоз проектировался как двухсекционный. Одна его секция рассматривалась как механическая система, состоящая из 15 абсолютно твердых тел (кузова, двух рам тележек, четырех соответственно промежуточных балок, тяговых электродвигателей (ТЭД) и колесных пар) и 8 приведенных к точкам контакта колес с рельсами масс пути, которые могут перемещаться в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях. Между телами системы предполагалось наличие элементов, обладающих упругими и вязкими свойствами. Перемещения и углы поворота тел системы принимались малыми.

Расчетная схема секции электровоза изо-

бражена на рис. 1. Через x , y , z обозначены перемещения тел системы в продольном, горизонтальном поперечном и вертикальном направлениях соответственно, а через θ , φ , ψ – углы поворота тел вокруг этих осей.

Для составления дифференциальных уравнений движения рассматриваемой механической системы были использованы уравнения Лагранжа II рода [1]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j, \quad (1)$$

которые позволяют за счет введения обобщенных координат определять положение системы с помощью наименьшего числа параметров, притом таких, которые одновременно учитывают и эффект наложенных связей, что не требует введения в уравнения неизвестных реакций этих связей.

В этих уравнениях, как известно, T – кинетическая энергия механической системы; q_j – независимая (обобщенная) координата; $\dot{q}_j$ – обобщенная скорость; Q_j – обобщенная сила, соответствующая этой координате; индекс j служит для нумерации обобщенных координат.

Как известно, при решении задач с помощью уравнений Лагранжа второго рода придерживаются такой последовательности:

- выясняется характер связей, наложен-

ных на систему; уравнения Лагранжа второго рода можно применять тогда, когда связи идеальные и голономные [2];

- определяется число степеней свободы системы (число обобщенных координат) и выбирается система обобщенных координат;
- вычисляются обобщенные силы;
- определяется кинетическая энергия системы;
- составляются дифференциальные уравнения движения в форме уравнений Лагранжа второго рода, и решается система дифференциальных уравнений в соответствии с поставленной задачей.

Для перемещений тел были введены следующие обозначения. Индекс i обозначает номер тележки; индекс m – номер колесной пары в тележке; индекс k – номер стороны электроваза, индекс «п» относится к промежуточной балке, «д» – к ТЭД, «р» – к приведенным массам пути. Без индексов обозначены величины, связанные с перемещениями кузова. Тогда, например, индекс « $rimk$ » относится к приведенной массе пути, взаимодействующей с k -м колесом m -й колесной пары i -й тележки.

С учетом введенных допущений были составлены уравнения связей.

Кузов и промежуточные балки в вертикальном направлении связаны так, что

$$z_{пik} + (-1)^k (b_{лп} - b_{то}) \theta_{пik} = z + (-1)^k b_{ко} \theta, \quad \theta_{пik} = \theta, \quad (2)$$

где $b_{лп}$ – расстояние в поперечном направлении от точек крепления люлечной подвески к промежуточной балке до шарнира крепления промежуточной балки к раме тележки; $2b_{то}$ – расстояние в горизонтальном поперечном направлении между точками крепления промежуточных балок к раме тележки; $2b_{ко}$ – то же к кузову люлечных подвесок.

Связи между промежуточными балками и рамой тележки таковы, что при вертикальных и горизонтальных поперечных перемещениях

$$z_{пik} - (-1)^k (b_{сп} + b_{то}) \theta_{пik} = z - \theta_i b_{то} (-1)^k, \quad y_{пik} = y_i, \quad (3)$$

$$x_{пik} = x_i - (-1)^k \psi_i (b_{то} + b_{сп}), \quad \psi_{пik} = \psi_i,$$

где $b_{сп}$ – расстояние в поперечном направлении от центра масс промежуточной балки к точке ее крепления к тележке.

На ТЭД и колесные пары тележек наложены связи, которые препятствуют их взаимным перемещениям, кроме тех, что связаны с галопированием ТЭД, то есть

$$x_{dim} = x_{im}, \quad y_{dim} = y_{im} + (-1)^m \ell_{ц} \psi_{im}, \quad (4)$$

$$z_{dim} = z_{im} - (-1)^m \ell_{ц} \varphi_{dim}; \quad \theta_{dim} = \theta_{im}; \quad \psi_{dim} = \psi_{im}, \quad (5)$$

где $\ell_{ц}$ – расстояние в продольном направлении между центрами масс колесной пары и якорем ТЭД.

Предполагалось, что колеса движутся без скольжения

$$\dot{\varphi}_{im} = \dot{x}_{im} / r, \quad (6)$$

и без отрыва от рельсов

$$z_{rimk} = z_{im} + (-1)^k b_2 \theta_{im} + \Delta r_{imk} - \eta_{imk}, \quad (7)$$

где r – радиус колеса по среднему кругу катания; Δr_{imk} – разность между радиусом колеса в точке контакта с рельсом и радиусом колеса по среднему кругу катания, η_{imk} – вертикальная неровность рельса, $2b_2$ – расстояние в поперечном направлении между средними кругами катания колес.

Так как связи оказались голономными, то уравнения Лагранжа второго рода пригодны для составления дифференциальных уравнений движения.

При наложенных связях (2–7) система имеет 50 степеней свободы и ее движение можно описать 50 обобщенными координатами, которые были приняты в таком виде:

$$q_1 = z, \quad q_2 = \varphi, \quad q_3 = \theta, \quad q_4 = y, \quad q_5 = \psi - \text{перемещения кузова,}$$

$$q_j = z_i \ (j = 6, 7), \ q_j = \varphi_i \ (j = 8, 9), \ q_j = \theta_i \ (j = 10, 11),$$

подергивания тел,

$$q_j = y_i \ (j = 12, 13), \ q_j = \psi_i \ (j = 14, 15) - \text{перемещения рам тележек},$$

$q_j = \varphi_{\text{длм}} \ (j = 39, \dots, 42)$ – продольная качка ТЭД,

$q_j = y_{\text{прлк}} \ (j = 43, \dots, 50)$ – перемещения приведенных масс пути.

$$q_j = z_{im} \ (j = 16, \dots, 19), \ q_j = \theta_{im} \ (j = 20, \dots, 23), \quad (8)$$

$$q_j = y_{im} \ (j = 24, \dots, 27), \ q_j = \psi_{im} \ (j = 28, \dots, 31) - \text{перемещения колесных пар},$$

$$q_j = x_i \ (j = 32, 33), \ q_j = x_{im} \ (j = 34, \dots, 37), \ q_{38} = x -$$

После составления выражений для определения кинетической энергии системы и обобщенных сил и подстановки соответствующих выражений в уравнения Лагранжа II рода были получены дифференциальные уравнения движения системы:

$$a_{11}\ddot{q}_1 + \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 (S_{\kappa zimk}^o + S_{\kappa zimk}^{\text{л}}) + \sum_{i=1}^2 S_{\text{Tzi}} + \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 (S_{\kappa zi0k}^o + S_{\kappa zi0k}^{\text{л}}) = 0$$

$$a_{22}\ddot{q}_2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 (-1)^i \{ [1 + (-1)^{i+m} a_{\text{л}}] S_{\kappa zimk}^o + [1 + (-1)^{i+m} a_{\text{л}}] S_{\kappa zimk}^{\text{л}} \} + \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 (-1)^i l (S_{\kappa zi0k}^o + S_{\kappa zi0k}^{\text{л}}) + \\ + \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 (h_{\text{ко}} S_{\kappa ximk}^o + h_{\text{кл}} S_{\kappa ximk}^{\text{л}}) + \sum_{i=1}^2 (-1)^i (h_{\text{к}} S_{\text{Txi}} + l_{\text{к}} S_{\text{Tzi}}) - h_{\text{а}} S_{\text{э}} = 0,$$

$$a_{33}\ddot{q}_3 + \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 \{ (-1)^k [(b_{\text{ко}} - h_{\text{ко}} \text{tg} \delta_o) S_{\kappa zimk}^o + b_{\text{кл}} S_{\kappa zimk}^{\text{л}}] - h_{\text{кл}} S_{\kappa yimk}^{\text{л}} \} + \\ + \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 \{ (-1)^k [(b_{\text{ко}} - \text{tg} \delta_o) S_{\kappa zi0k}^o + b_{\text{кл}} S_{\kappa zi0k}^{\text{л}}] - h_{\text{кл}} S_{\kappa yio0k}^{\text{л}} \} - h_{\text{к}} \sum_{i=1}^2 S_{\text{Tyi}} + \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 (-1)^k h_{\text{y}} S_{\text{yik}} = 0,$$

$$a_{44}\ddot{q}_4 + \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 [S_{\kappa yimk}^o + S_{\kappa yimk}^{\text{л}} + (-1)^k S_{\kappa zimk}^o \text{tg} \delta_o] + \\ + \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 [(-1)^k S_{\kappa zi0k}^o \text{tg} \delta_o + S_{\kappa yio0k}^{\text{л}}] - \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 (-1)^k S_{\text{yik}} + \sum_{i=1}^2 S_{\text{Tyi}} = 0,$$

$$a_{55}\ddot{q}_5 - \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 \{ (-1)^k (-1)^i [l + (-1)^{i+m} a_{\text{л}}] \text{tg} \delta_o S_{\kappa zimk}^o + (-1)^i [l + (-1)^{i+m} a_0] S_{\kappa yimk}^o + \\ + (-1)^k b_{\text{ко}} S_{\kappa ximk}^o + (-1)^i [l + (-1)^{i+m} a_{\text{л}}] S_{\kappa yimk}^{\text{л}} + (-1)^k b_{\text{кл}} S_{\kappa ximk}^{\text{л}} \} - \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 l [(-1)^{k+i} \text{tg} \delta_o S_{\kappa zi0k}^o + \\ + (-1)^i S_{\kappa yio0k}^{\text{л}}] + \sum_{i=1}^2 (S_{\kappa \psi i}^o + S_{\kappa \psi i}^{\text{л}}) + \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 (-1)^{i+k} l S_{\text{yik}} + \sum_{i=1}^2 (-1)^i l_{\text{к}} S_{\text{Tyi}} = 0,$$

$$a_{jj}\ddot{q}_j - \sum_{m=1}^2 \sum_{n=1}^2 (S_{kzimk}^o + S_{kzimk}^{\Delta}) - \sum_{k=1}^2 (S_{kzi0k}^o + S_{kzi0k}^{\Delta}) + S_{Tzi} + \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 S_{Bzimk} + \sum_{m=1}^2 S_{Dzim} = 0, \quad (j=5+i)$$

$$a_{jj}\ddot{q}_j - \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 [(-1)^m (a_n S_{kzimk}^o + a_d S_{kzimk}^{\Delta}) - (h_{To} S_{kximk}^o + h_{Td} S_{kximk}^{\Delta})] - (-1)^i h_T S_{Txi} + \\ + (-1)^i l_T S_{Tzi} - (h_w - h) S_{wi} + \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 [h_B S_{Bximk} + (-1)^m l_1 S_{Bzimk}] + \sum_{m=1}^2 (-1)^m l_n S_{Dzim} = 0, \quad (j=7+i)$$

$$a_{jj}\ddot{q}_j - \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 [(-1)^k (b_n S_{kzimk}^o + b_{Td} S_{kzimk}^{\Delta}) + h_{Td} S_{kyimk}^{\Delta}] - \sum_{k=1}^2 [(-1)^k (b_n S_{kzi0k}^o + b_{Td} S_{kzi0k}^{\Delta}) + \\ + h_{Td} S_{kyi0k}^{\Delta}] + \sum_{k=1}^2 (-1)^k (h - h_y) S_{yik} - h_T S_{Tyi} - \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 [h_3 S_{zyimk} - (-1)^k (b_T - (-1)^k b_{Td}) \times \\ \times S_{Bzimk}] - \sum_{m=1}^2 (h_n S_{Dyim} - b_{pT} S_{Dzim}) = 0, \quad (j=9+i)$$

$$a_{jj}\ddot{q}_j - \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 [(-1)^k \operatorname{tg} \delta_o S_{kzimk}^o + S_{kyimk}^o + S_{kyimk}^{\Delta}] - \sum_{k=1}^2 [(-1)^k \operatorname{tg} \delta_o S_{kzi0k}^o + S_{kyi0k}^{\Delta}] + \\ + \sum_{k=1}^2 (-1)^k S_{yik} + S_{Tyi} + \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 S_{Byimk} + \sum_{m=1}^2 S_{Dyim} = 0, \quad (j=11+i)$$

$$a_{jj}\ddot{q}_j + \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 [- (-1)^{k+m} a_n \operatorname{tg} \delta_o S_{kzimk}^o + (-1)^m a_o S_{kyimk}^o + (-1)^k b_{To} S_{kximk}^o + (-1)^m a_d S_{kyimk}^{\Delta} + \\ + (-1)^k b_{Td} S_{kximk}^{\Delta}] + S_{k\varphi\varphi}^o + S_{k\psi\psi}^{\Delta} - (-1)^i S_{Tyi} l_T - \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 [(-1)^k (b_1 - (-1)^k b_{Td}) S_{Bximk} + \\ + (-1)^m l_1 S_{Byimk}] + \sum_{m=1}^2 [S_{Byim} - (-1)^m l_n S_{Dyim}] = 0, \quad (j=13+i)$$

$$a_{jj}\ddot{q}_j + a_{j,j+23} \ddot{q}_{j+23} - \sum_{k=1}^2 S_{Bzimk} + S_{Dzimk} + \sum_{k=1}^2 S_{Bzimk} = 0, \quad (j=13+2i+m)$$

$$a_{jj}\ddot{q}_j - \sum_{k=1}^2 (-1)^k (b_1 - (-1)^k b_{dT}) S_{Bzimk} + \sum_{k=1}^2 [r T_{yimk} - r P_{CT} \operatorname{tg} \alpha_{imk} + (-1)^k b_2 S_{Bzimk}] = 0, \quad (j=17+2i+m)$$

$$a_{jj}\ddot{q}_j + a_{j,j+4} \ddot{q}_{j+4} - \sum_{k=1}^2 S_{Byimk} + S_{Dyim} + \sum_{k=1}^2 (T_{yimk} - P_{CT} \operatorname{tg} \alpha_{imk}) = 0, \quad (j=21+2i+m)$$

$$a_{jj}\ddot{q}_j + a_{j,j-4}\ddot{q}_{j-4} + \sum_{k=1}^2 (-1)^k [(b_1 - (-1)^k b_{\text{тд}})S_{\text{Бзимк}} + (-1)^m a_{\text{дк}} S_{\text{Бyimk}}] + S_{\text{Бyim}} + (-1)^m (l_{\text{д}} - a_{\text{дк}})S_{\text{Лyim}} + \\ + \sum_{i=1}^2 (-1)^k (b_2 - (-1)^k b_{\text{дм}})T_{\text{ximk}} = 0, \quad (j = 25 + 2i + m)$$

$$a_{jj}\ddot{q}_j - \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 (S_{\text{кximk}}^0 + S_{\text{кximk}}^{\text{д}} + (-1)^i S_{\text{Тxi}} + \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 S_{\text{Бximk}} = 0, \quad (j = 31 + i)$$

$$a_{jj}\ddot{q}_j - \sum_{k=1}^2 S_{\text{Бximk}} - 0.25S_3 - \sum_{k=1}^2 T_{\text{ximk}} = 0, \quad (j = 31 + 2i + m)$$

$$a_{38,38}\ddot{q}_{38} + \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 (S_{\text{кximk}}^0 + S_{\text{кximk}}^{\text{д}}) + \sum_{i=1}^2 ((-1)^i S_{\text{Тxi}}) + S = 0,$$

$$a_{jj}\ddot{q}_j + a_{j,j-23}\ddot{q}_{j-23} + (-1)^m l_{\text{д}} S_{\text{Дзим}} - F_{\text{дм}}(r_3 + r_{\text{ш}}) = 0, \quad (j = 36 + 2i + m),$$

где $S_{\text{кximk}}$ ($r = x, y, z$) — силы, возникающие во второй ступени рессорного подвешивания; $S_{\text{Бrimk}}$ ($r = x, y, z$) — силы, возникающие в буксовом подвешивании; S — усилие в автосцепке электровоза; $S_{\text{Тxi}}$ ($r = x, y, z$) — силы, возникающие в результате взаимных перемещений точек крепления наклонных тяг к кузову и к рамам тележек; $S_{\text{Дрим}}$ ($r = y, z$) — силы в подвеске ТЭД; T_{rimk} ($r = x, y$) — силы, псевдоскольжения; $F_{\text{дм}}$ — силы, возникающие в зацеплении между ведущей шестерней и зубчатым колесом; h — высота центра масс кузова над центром масс рамы тележки; $h_{\text{ко}}, h_{\text{кт}}, h_{\text{кд}}, h_{\text{к}}, h_{\text{у}}, h_{\text{а}},$ — высота центра масс кузова соответственно над: точками крепления люлечных подвесок к кузову, точками крепления подвесок к промежуточным балкам, точками крепления к кузову гидравлических гасителей колебаний, точками крепления к кузову наклонной тяги, горизонтальной поперечной осью упругого упора, осью автосцепки; $h_{\text{то}}$ — высота точек крепления к тележке люлечных подвесок над центром масс рамы тележки; $h_{\text{тд}}$ — высота точек крепления к тележке гидравлических гасителей колебаний; $h_{\text{т}}, h_{\text{б}}, h_{\text{п}}$ — высота центра масс рамы тележки соответственно над: точкой крепления наклонной тяги к тележке, уровнем осей колесных пар, точкой крепления подвески ТЭД к раме тележки; 2ℓ — база кузова;

$2a_0, 2a_{\text{л}}, 2a_{\text{п}}, 2\ell_{\text{к}}, \ell_{\text{т}}, 2\ell_{\text{п}}$ — расстояние в продольном направлении соответственно между: точками крепления к кузову люлечных подвесок тележки, гидравлических гасителей колебаний, крайними пружинами одной тележки под промежуточной балкой, точками крепления к кузову наклонных тяг, центром тяжести рамы тележки и точкой крепления наклонной тяги к тележке, осями маятниковой подвески ТЭД одной тележки; $2b_{\text{кд}}, 2b_{\text{тд}}$ — расстояние в поперечном направлении соответственно между точками крепления гидравлических гасителей колебаний к кузову и к раме тележки; δ_0 — угол наклона люлечной подвески к вертикали; r_3 — радиус зубчатого колеса; $r_{\text{ш}}$ — радиус шестерни, a_{jj} — инерционные коэффициенты, зависящие от масс и главных центральных моментов инерции тел, входящих в систему «электровоз — путь».

Для выполнения теоретических расчетов по оценке динамических качеств, показателей безопасности движения и воздействия на путь проектируемого электровоза и определения наибольших значений сил, взаимных перемещений и ускорений, возникающих при его движении по различным участкам пути, разработана программа для ЭВМ интегрирования полученных дифференциальных уравнений с заданием реальных неровностей стыкового пу-

ти, записанных на одном из участков лабораторией динамики и прочности подвижного состава ДИИТа. По результатам расчета определялись динамические показатели, представляющие интерес для оценки качества механической части электровоза. Разработанная программа позволяет определять экстремальные значения динамических показателей, которые сравнивались с допустимыми значениями основных динамических показателей, приведенных в нормативных источниках. Они вычислялись для случаев движения локомотива по разным участкам пути. Параметры ходовых частей проектируемого локомотива при этом варьировались.

При анализе ходовых качеств, показателей безопасности движения и воздействия на путь проектируемого электровоза анализировались значения следующих величин (в скобках приведены их допускаемые значения) [3]:

- коэффициента вертикальной динамики по силам во второй (центральной) ступени подвешивании ($[k_{дв}^u] = 0,25$);
- коэффициента вертикальной динамики по силам в первой ступени подвешивании ($[k_{дв}^Б] = 0,35$);
- коэффициента вертикальной динамики по силам взаимодействия колеса с рельсом ($[k_{дв}^P] = 1,0$);
- вертикальных ускорений кузова в кабине машиниста ($[\ddot{z}_{км}] = 0,4g$);

- горизонтального поперечного ускорения кузова в кабине машиниста ($[\ddot{y}_{км}] = 0,35g$);
- коэффициента горизонтальной динамики по силам во второй ступени подвешивания ($[k_{дг}^u] = 0,2$);
- коэффициента горизонтальной динамики по силам в буксовом подвешивании ($[k_{дг}^Б] = 0,4$);
- коэффициента горизонтальной динамики по силам взаимодействия колеса с рельсом ($[k_{дг}^P] = 1,0$);
- коэффициента конструктивного запаса прогиба пружин ($[k_{кп}] = 0,55$);
- коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельсов ($[k_y] = 1,4$);
- кромочных напряжений в подошве рельса ($[\sigma_{пр}] = 240 \text{ МПа}$);
- напряжений в головке рельса ($[\sigma_{гр}] = 320 \text{ МПа}$);
- напряжений в шпалах на смятие под подкладкой ($[\sigma_п] = 2,2 \text{ МПа}$);
- напряжений в балласте под шпалой ($[\sigma_Б] = 0,5 \text{ МПа}$);
- коэффициента запаса устойчивости от сдвига рельсошпальной решетки ($[k_{yp}] = 1,4$).

Расчеты проводились для движения по участкам пути разных типов: прямая, круговые кривые с радиусами $R = 600 \text{ м}$ и $R = 350 \text{ м}$. Возвышение наружного рельса в круговых кривых принято равным $0,15 \text{ м}$.

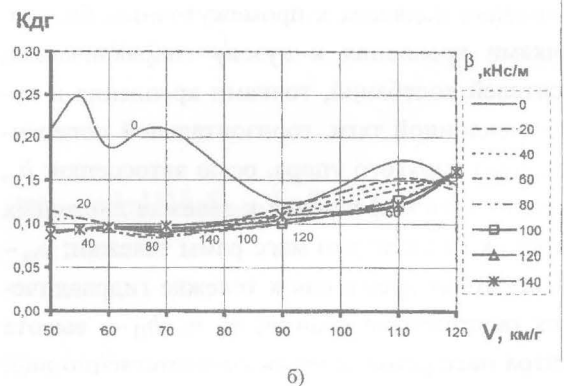
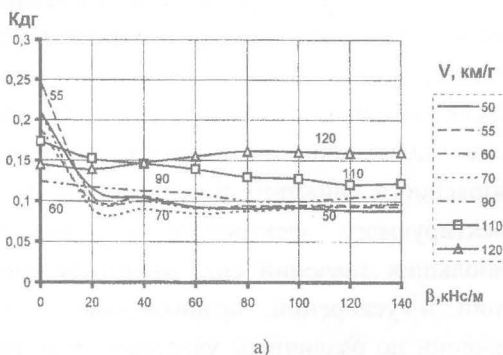
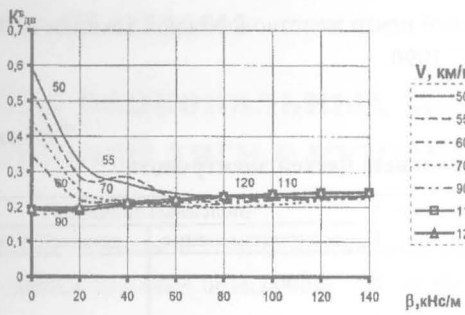
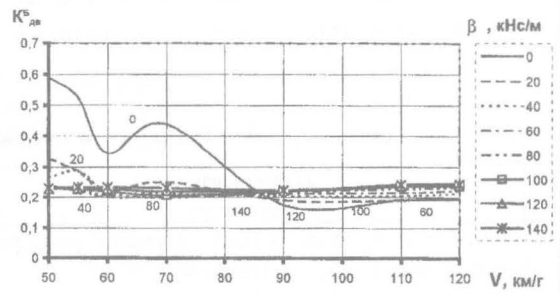


Рис. 2. Зависимость коэффициента горизонтальной динамики $k_{дг}^Б$ от коэффициента вязкого трения в гидравлических гасителях колебаний β и скорости движения V



а)



б)

Рис. 3. Зависимость коэффициента вертикальной динамики $k_{дв}^Б$ от коэффициента трения в гидравлических гасителях колебаний и скорости

Для апробации конструктивной схемы, предложенной УЭЛНИИ, были проведены расчеты по определению указанных выше значений показателей динамических качеств электровозов ДЭ1 и ВЛ85 при исходных значениях параметров экипажной части. Результаты этого расчета показали, что конструктивная схема электровоза ДЭ1 имеет ряд показателей лучших, чем ВЛ85, что определяет целесообразность рассматриваемой конструктивной схемы ДЭ1.

Для определения рациональных значений параметров рассмотрены разные варианты жесткости пружин первой и второй ступеней подвешивания и проведен анализ влияния на анализируемые величины установки поводков в вертикальном и горизонтальном направлениях. Сравнение полученных результатов показало, что с увеличением жесткости второй ступени подвешивания динамические качества электровоза ухудшаются. Жесткость буксовых поводков также влияет на динамические показатели электровоза: их уменьшение улучшает показатели, в основном, по горизонтальной динамике.

Выполнено варьирование параметров связей промежуточной балки с кузовом: длины люлечной подвески, угла ее наклона, расстояния в продольном направлении между люлечными подвесками. Проведенное исследование позволило произвести выбор рациональных значений параметров люлечного подвешивания. Рассмотрены значения динамических показателей электровоза при различных значениях параметров гидравлических гасителей колебаний для

первой и второй ступеней подвешивания.

На рис. 2 и 3 в качестве иллюстрации того, каким образом выбирались значения интересующих нас параметров, приведены соответственно зависимости коэффициентов горизонтальной $k_{дг}^Б$ и вертикальной $k_{дв}^Б$ динамики от коэффициента вязкости β гидравлических гасителей колебаний буксового подвешивания и от скорости движения V . Анализировались также результаты варьирования некоторых дополнительных параметров: жесткости бокового упора, жесткости связи наклонной тяги с кузовом электровоза в режиме выбега и в режиме тяги.

Все варьируемые параметры перечислены в табл. 1, где даны пределы их изменения и рекомендованные значения. Значения наиболее важных динамических показателей, в том числе показателей безопасности движения и воздействия на путь, найденные при рекомендованных значениях параметров, приведены в табл. 2.

На основании проведенных исследований можно утверждать, что проектируемый электровоз может эксплуатироваться на прямых со скоростями до 120 км/ч и в кривых со скоростями, ограниченными по непогашенному ускорению ($[a_{нп}] = 0,7 \text{ м/с}^2$).

Литература

1. Лурье А. И. Аналитическая механика. — М.: Физматгиз, 1961. — 824 с.
2. Лазарян В. А. Динамика транспортных средств. — Киев: Наукова думка, 1985. — 525 с.
3. Типовая методика испытаний подвижного со-

става по воздействию на путь после изготовления или перед вводом в эксплуатацию. — М.: Испытательный центр железнодорожной техники ВНИИЖТ МПС, 1990.

Таблица 1

Рекомендованные значения параметров ходовых частей электровоза

№ п/п	Наименование параметра	Размерность	Численные значения	
			диапазон изменения	рекомендуемые
1	Жесткость пружин второй ступени рессорного подвешивания $K_{кз}$ (на тележку)	кН/м	2000...2760	2000
2	Жесткость пружин буксового подвешивания $K_{Бз}$	кН/м	1460...1784	1460
Статический прогиб рессорного подвешивания:				
3	• первой ступени f_1	м	0,066...0,054	0,066
	• второй ступени f_2	м	0,12...0,087	0,12
4	Жесткость поводков:			
	• поперечная $K_{Бу}$	кН/м	3000...5000	3000
	• вертикальная $K_{Бзп}$	кН/м	300...500	300
5	Длина люлечной подвески $L_{л}$	м	0,524...0,720	0,720
6	Угол наклона подвески δ_0 к вертикали	град	17...19	19
7	Расстояние в продольном направлении между люлечными подвесками $2a_0$	м	0,80...1,20	1,20
8	Коэффициент вязкого трения гидравлических гасителей колебаний второй ступени β_k	кНс/м	0...140	100
9	Угол наклона амортизаторов второй ступени α_d	град	35,5...63,3	55
10	Расстояние в продольном направлении между гидравлическими гасителями колебаний на одной тележке $2a_d$	м	0,28...2,90	0,64
11	Коэффициент вязкого трения в амортизаторах буксовой ступени при растяжении $\beta_{Бзм}$	кНс/м	0...77	38,5
12	То же при сжатии $\beta_{Бзп}$	кНс/м	0...77	38,5
13	Угол наклона гасителей колебаний первой ступени α_B	град	-45...+45	0

Таблица 2

Динамические показатели проектируемого электровоза, показатели безопасности движения и воздействия на путь при рекомендованных значениях параметров

Участок V , км/ч	прямая			$R = 600$ м	$R = 300$ м
	50	80	120	90	75
$k_{дв}^u$	0,184	0,160	0,108	0,137	0,167
$k_{дв}^p$	0,364	0,322	0,449	0,366	0,429
$k_{дв}^Б$	0,327	0,323	0,365	0,314	0,338
$k_{дг}^u$	0,034	0,029	0,023	0,028	0,050
$k_{дг}^p$	0,089	0,108	0,156	0,505	0,682
H_p , кН	16,31	19,25	24,75	33,34	43,62
σ_k , МПа	98,61	96,78	105,4	110,7	162,6
k_{yp}	0,022	0,020	0,016	1,04	1,22
k_y	< 20	< 20	< 20	11,41	8,59