

УДК 681.5.033.2 + 629.423.1

ББК 39.17+39.23

УПРАВЛЕНИЕ ДЛИННОСОСТАВНЫМИ ТЯЖЕЛОВЕСНЫМИ ГРУЗОВЫМИ ПОЕЗДАМИ

Пудовиков О.Е.¹

(ГОУ ВПО «Московский государственный университет путей
сообщения» (МИИТ))

Для достижения требуемого качества управления скоростью тяжёловесных грузовых поездов и повышения безопасности движения, в системе автоведения поезда целесообразно реализовать алгоритмы управления тяговыми и тормозными устройствами, учитывающими специфику грузового поезда как распределённой механической системы.

Ключевые слова: математическая модель, система автоведения, система автоматического управления скоростью, дискретная модель поезда, поезд как система твёрдых тел, безопасность движения поездов.

Введение

Развитие хозяйственной деятельности страны требует увеличения объёма перевозок, значительная часть которых осуществляется железнодорожным транспортом. Одним из способов повышения провозной способности железных дорог, не требующих значительных капитальных затрат на модернизацию их инфраструктуры, является введение в обращение и широкое использование поездов повышенной массы и длины – 6000-8000 тонн. При этом значительно ухудшается характер протекания переход-

¹ Пудовиков Олег Евгеньевич, кандидат технических наук, доцент, (oleger@mail.ru). (Москва, ул. Образцова, д. 9 стр. 9, тел. (495) 684-23-86).

ных процессов в поезде при его движении, амплитуды продольных динамических сил, действующих в нём, возрастают до величин, превышающих значения, установленные по условиям статической и усталостной прочности автосцепок и поглощающих аппаратов подвижного состава, в результате чего возможно возникновение внезапных и постепенных отказов, заключающихся в их разрушении и, как следствие, разрыве поезда. Последнее является серьёзным нарушением безопасности движения поездов, ведущим к значительным материальным потерям, а в некоторых случаях и к человеческим жертвам.

1. Постановка задачи

Целью управления движением поезда является обеспечение его перемещения между конечными или промежуточными станциями за заданное время, определяемое общим графиком движения поездов на участке железной дороги. Необходимым условием при этом является соблюдение всех эксплуатационных ограничений, основным из которых для всех типов поездов является ограничение по скорости движения. Величина максимально допустимой скорости определяется устройством подвижного состава, железнодорожного полотна и искусственных сооружений, а также техническим состоянием последних. Кроме этого, величина допустимой скорости зависит от текущей поездной ситуации на линии. Применительно к грузовым поездам дополнительным, важным, требованием является необходимость реализации такого закона управления, чтобы соблюсти ограничение на величины действующих в составе продольных динамических сил, а также достичь требуемых значений показателей качества переходных процессов, возникающих в поезде во время движения.

Для решения поставленных задач предназначены системы автоведения поездов (САВП) и обеспечения безопасности движения. Наилучшие результаты достигнуты при использовании двухуровневой САВП, в которой верхний уровень осуществляет выбор режима управления, основываясь на информации о заданном времени хода поезда. Режимы движения выбираются та-

ким образом, чтобы обеспечить минимальный расход топливно-энергетических ресурсов, затрачиваемых на тягу поездов. Для решения поставленной задачи используются алгоритмы, реализующие принцип максимума Понтрягина [2, 5].

Задачей, возлагаемой на систему нижнего уровня, является управление тяговыми и тормозными средствами локомотива для выполнения заданных верхним уровнем режимов движения поезда. При подобном двухуровневом способе построения систем автоведения система нижнего уровня должна реализовать закон управления, учитывающий специфику грузового поезда.

2. Модель объекта управления

Поезд представляет собой сложную, многомассовую механическую систему, состоящую из нескольких десятков (а иногда и сотен) взаимодействующих между собой экипажей (локомотивов и вагонов) с нелинейными и нелинеаризуемыми связями между ними. Дополнительным фактором является то, что в процессе движения на разные экипажи в составе одного поезда действуют различные по величине и направлению внешние силы, представляющие собой равнодействующие сил сопротивления движению, составляющих силы тяги или торможения, а также реакций в межвагонных соединениях. Всё это приводит к возникновению продольных колебаний в поезде. Величины продольных динамических сил при этом могут превысить величину силы тяги, реализуемую локомотивом. Ошибочные действия при выполнении технологических операций по управлению поездом приводят к тому, что эти силы могут значительно превысить максимально допустимые значения, определяемые по условиям статической и усталостной прочности автосцепных приборов подвижного состава [7].

При выполнении исследований наиболее важным является анализ динамических процессов, протекающих в межвагонных соединениях (автосцепках и поглощающих аппаратах); для этого в наибольшей степени подходят модели, задающие поезд как систему твёрдых тел, или «дискретные модели поезда» [4].

Для построения дискретной модели поезд необходимо представить в виде цепочки из n масс вагонов и локомотивов, соединенных связями. Каждая масса дискретной модели совершает движение под действием передаваемых на нее усилий от упругих или упруговязких связей, а также внешних сил. Представляя поезд в этом идеализированном виде, считаем каждый вагон абсолютно твердым телом определенной массы, а каждую межвагонную связь - телом без массы. Замена реальной сплошной системы воображаемой дискретной позволяет учесть зазоры в механизмах поглощающих аппаратов и автосцепок, значительно влияющие на распространение возмущений вдоль состава поезда и величину возникающих сил.

Дифференциальные уравнения движения экипажей поезда имеют вид [4]:

$$(1) \quad \begin{cases} \dot{v}_i = \frac{S_i - S_{i+1} + F_i}{m_i}, i = 1, \dots, n; S_{n+1} = 0; \\ \dot{q}_i = v_{i-1} - v_i, i = 2, \dots, n \\ \dot{x}_1 = v_1 = -\dot{q}_i \end{cases}$$

где n – число экипажей в поезде; q_i – деформация i -го межвагонного соединения; $\dot{q}_i$ – скорость деформации; m_i – масса i -го экипажа; v_i – скорость центра масс экипажа; S_i – реакция в i -том междувагонном соединении; F_i – суммарная внешняя сила, действующая на i -й экипаж.

Суммарной внешней силой F_i , действующей на i -й экипаж, является результирующая от силы тяги $F_{эли}$, силы торможения (электрического $B_{эли}$ и пневматического $B_{пни}$), сил основного W_{oi} и дополнительного $W_{ди}$ сопротивлений движению поезда:

$$(2) \quad F_i = F_{эли} - B_{эли} - B_{пни} - W_{oi} - W_{ди}.$$

Очевидно, что наличие в уравнении (2) слагаемых, учитывающих силу тяги $F_{эли}$ и силу электрического торможения $B_{эли}$, будет иметь смысл только в том случае, если рассматриваемый экипаж – локомотив, который может располагаться не только в головной части поезда, но и в любом другом месте состава.

Для создания силы тяги $F_{эл}$ или электрического торможения $B_{эл}$ локомотива, действующих на поезд, служит тяговый электропривод, назначением которого является создание на валах тяговых электродвигателей некоторой величины вращающего (или тормозного в случае электрического торможения) момента. Этот момент затем посредством тяговой передачи преобразуется в силу тяги или торможения, развиваемые локомотивом. При квазинепрерывном способе управления тягой, присущем электроприводу с коллекторными двигателями постоянного тока и системой плавного регулирования напряжения на их зажимах или с бесколлекторными тяговыми двигателями переменного тока (синхронными или асинхронными) [13], используется система автоматического управления. Быстродействие этой системы определяется скоростью протекания переходных процессов в силовых электрических цепях локомотива, и зависит от величин активного сопротивления цепей, их индуктивности; нелинейности кривой намагничивания и наличия вихревых токов в магнитных цепях тяговых двигателей. Несмотря на сложность, её быстродействие составляет доли секунды, что на несколько порядков меньше, чем величина постоянной времени линеаризованной модели поезда, достигающей нескольких тысяч секунд [3]. С учётом этого, система тягового электропривода локомотива учитывается в виде апериодического звена первого порядка с постоянной времени $T_{т.э.п.} = 0,3$ с:

$$(3) \quad T_{т.э.п.} \frac{dF_{эл}}{dt} + F_{эл} = F_{зад},$$

где $F_{зад}$ – выходной сигнал системы нижнего уровня САВП, т. е. заданное значение силы тяги.

Силы сопротивления движению определяются отдельно для каждого экипажа, локомотива или вагона согласно следующей методике [11]. Известно, что при движении на поезд действует сила сопротивления движению, т. е. эквивалентная сила, приведённая к ободу колёс, на преодоление которой затрачивается такая же работа, как на преодоление всех действительных сил, противодействующих движению. Эта эквивалентная сила подразделяется

на две составляющие – основное сопротивление движению W_{oi} и дополнительное W_{di} . Величина W_{oi} обусловлена в основном наличием трения в узлах подвижного состава и деформацией пути, а W_{di} – сопротивлением от уклона (подъёма или спуска), от движения в кривых участках пути, от ветровой нагрузки и т. п. Для каждого i -го экипажа основное сопротивление движению вычисляется следующим образом:

$$(4) \quad W_{oi} = \begin{cases} w'_{oi} P_i & \text{– для локомотива;} \\ w''_{oi} Q_i & \text{– для вагона,} \end{cases}$$

где w'_{oi} и w''_{oi} – удельные силы сопротивления движению соответственно локомотива и вагона; P_i, Q_i – массы соответственно локомотивов и вагонов.

Величина силы удельного сопротивления движению нелинейно зависит от скорости, и в общем случае определяется выражениями [11]:

$$(5) \quad \begin{aligned} w'_{oi} &= a_0 + a_1 v + a_2 v^2; \\ w''_{oi} &= b_0 + \frac{b_1 + b_2 v + b_3 v^2}{q_{0i}}. \end{aligned}$$

Здесь $a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2$ и b_3 – коэффициенты, зависящие от особенностей конструкции i -го экипажа и особенностей устройства железнодорожного пути; q_{0i} – величина осевой нагрузки вагона, т. Значения коэффициентов a_0, a_1 и a_2 зависят также от режима работы локомотива (тяга/электрическое торможение или выбег/механическое торможение [11]).

Учёт составляющей дополнительного сопротивления движению от кривых участков пути выполнен по методике, подробно описанной в [11]. В соответствии с ней, учёт сопротивления движению от кривых участков пути производится путём замены их эквивалентными подъёмами в соответствии с правилами, изложенными там же.

Алгоритм расчёта величины сопротивления движению от уклона, действующей на i -й экипаж, построен в предположении, что продольный профиль участка пути (рисунок 2) состоит из $m + 1$ прямолинейных участков с уклонами i_k и длиной $\bar{L}_k$ ($k = 1, 2, \dots, m$) и m криволинейных, каждый из которых представляет собой дугу радиуса R_k ($k = 1, 2, \dots, m$).

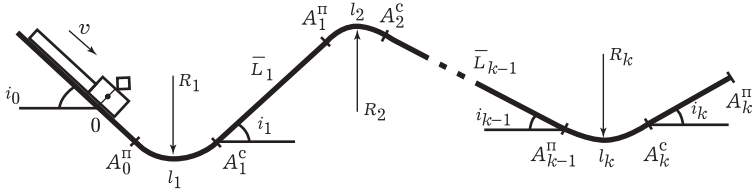


Рис. 1. Представление продольного профиля пути

Эти дуги сопрягают собой отрезки постоянного уклона. Значение удельных сил дополнительного сопротивления движению от уклона $w_{дi}$ зависит от положения экипажа на профиле пути, которое вычисляется на каждом шаге интегрирования уравнения движения поезда (1). Величина действующей на i -й экипаж силы определяется следующими соотношениями:

$$(6) \quad w_{дi} = \begin{cases} i_{k,i}, & \text{если } A_k^С \leq x_i \leq A_k^П; \\ i_{k,i} + \frac{y}{R_{k,i}}, & \text{если } A_k^П \leq x_i \leq A_{k+1}^С; \end{cases}$$

где $i_{k,i}$ – угол уклона с номером k , на котором находится экипаж с номером i ; x_i – координата i -го экипажа; $R_{k,i}$ – радиус дуги сопряжения соответствующего участка; y – вспомогательная переменная, $y = x_i - A_k^П$, ($k = 0, 2, \dots, m$). Величина $R_{k,i}$ принята в соответствии с рекомендациями [10] равной 15000 метрам.

Далее определяется величина дополнительного сопротивления движению $W_{дi}$, действующая на экипажи поезда:

$$(7) \quad W_{дi} = \begin{cases} w_{дi} P_i & \text{– для локомотива} \\ w_{дi} Q_i & \text{– для вагона.} \end{cases}$$

В дальнейшем силы основного W_{oi} и дополнительного W_{di} сопротивлений движению используются при интегрировании уравнения движения поезда (1).

При выполнении расчётов принято, что в качестве межвагонной связи выступает пружинно-фрикционный поглощающий аппарат [4] со статической характеристикой, представленной на рисунке 2.

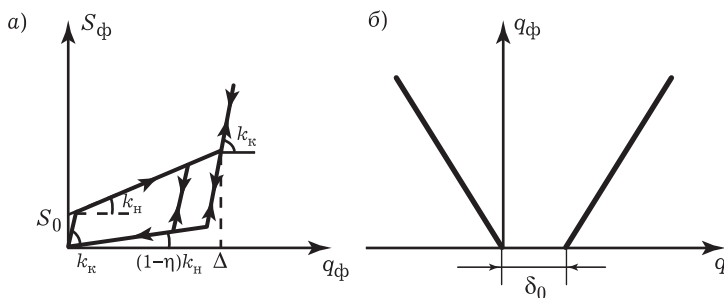


Рис. 2. Зависимость силы от деформации междывагонного соединения (а) и деформаций междывагонного соединения от относительного перемещения центров масс соседних экипажей (б)

Величина деформации i -го междывагонного соединения определяется следующим образом:

$$(8) \quad q_i = x_{i-1} - \frac{l_{i-1} - l_i}{2},$$

где x_i – координата (вдоль траектории) положения центра масс i -го экипажа; l_i – длина экипажа. При этом силы, действующие в связи, вычисляются по формулам, приведённым в [4]:

$$(9) \quad \begin{aligned} S_i &= S_{\phi i}(q_{\phi i}) \operatorname{sign} q_i, \\ q_{\phi i} &= \begin{cases} |q_i|, & \text{если } q_i < 0 \\ 0, & \text{если } 0 \leq q_i \leq \delta_{0i} \\ q_i - \delta_{0i}, & \text{если } q_i > \delta_{0i} \end{cases}, \end{aligned}$$

где

$$(10) \quad S_{\Phi i} = \begin{cases} \min\{S_{\text{н}i}, S_{\text{к}i}\}, \\ \text{если } (q_{\Phi i} < \Delta_i) \wedge (q_{\Phi i}(t) \geq q_{\Phi i}(t - \Delta t)); \\ \max\{S_{\text{р}i}, S_{\text{к}i}\}, \\ \text{если } (q_{\Phi i} < \Delta_i) \wedge (q_{\Phi i}(t) < q_{\Phi i}(t - \Delta t)); \\ S_{\text{к}i}, \text{ если } q_{\Phi i} \geq \Delta_i; \\ S_{\text{к}i} = \bar{S}_i + k_{\text{к}i}q_{\Phi i}(t) - q_{\Phi i}(t - h) + \beta_i \dot{q}_i \text{ sign } q_i; \\ \bar{S}_i = (S_{\text{н}i}(t - h) \vee S_{\text{р}i}(t - h)), \\ \text{если } S_{\Phi i}(t - h) = (S_{\text{н}i}(t - h) \vee S_{\text{р}i}(t - h)), \\ \text{иначе} \\ \bar{S}_i = S_{\Phi i}(t - h) - \beta_i \dot{q}_i(t - h) \text{ sign } q_i(t - h); \\ S_{\text{н}i} = S_{0i} + k_{\text{н}i}q_{\Phi i}; \\ S_{\text{р}i} = (1 - \eta_i)k_{\text{н}i}q_{\Phi i}, \end{cases}$$

Здесь q_i – относительное перемещение центров масс $(i - 1)$ -го и i -го экипажей; $q_{\Phi i}$ – сумма сжатия поглощающих аппаратов и деформаций кузовов; δ_{0i} – зазор в соединении; Δ_i – величина $q_{\Phi i}$, при которой закрываются поглощающие аппараты; S_i – сила, деформирующая соединение; $S_{\text{н}i}$ и $S_{\text{р}i}$ – значения силы S_i на ветвях нагрузки и разгрузки силовой характеристики поглощающих аппаратов; $S_{\text{к}i}$ – значение силы S_i при переходе от нагрузки к разгрузке и наоборот; S_{0i} – сила начальной затяжки аппаратов i -го соединения; $k_{\text{н}i}$ и $k_{\text{р}i}$ – коэффициенты жёсткости при вычислении сил $S_{\text{н}i}$ и $S_{\text{р}i}$; η_i – коэффициент рассеивания энергии соединения при работе поглощающих аппаратов; β_i – коэффициент силы вязкого сопротивления деформированию конструкции экипажа; t – время; h – шаг интегрирования.

Измерение скорости движения поезда осуществляется при помощи измерителя с частототно-импульсной модуляцией сигнала [2].

Для численного решения дифференциальных уравнений (1) используется многошаговый метод прогноза и коррекции, представляющий собой сочетание методов четвёртого порядка: явного

Адамса-Башфорта и неявного Адамса-Моултона [8]. Для запуска данного метода интегрирования (т. е. для вычисления начальных точек решения) используется метод Рунге-Кутты.

Таким образом, для определения траектории каждого экипажа необходимо решение системы алгебраических и дифференциальных уравнений (1) - (10).

3. Алгоритм управления

Грузовой поезд как объект управления предъявляет специфические требования к качеству процесса управления. Помимо известных критериев, таких, как ошибка в установившемся режиме, время регулирования, перерегулирование, вид переходного процесса (монотонный, апериодический, колебательный), крутизна переднего фронта, колебательность, для возможности учёта специфики поезда как механической системы введены дополнительные [1]: величина наибольшей продольной динамической силы, действующей в поезде, и сумма накопленных усталостных повреждений деталей автосцепок подвижного состава.

Для того, чтобы обеспечить требуемое качество управления скоростью, на входе системы нижнего уровня установлен адаптивный фильтр задающего сигнала, поступающего с выхода системы верхнего уровня. Адаптация параметров фильтра к условиям работы системы необходима ввиду того, что величины показателей качества управления существенно зависят от массы поезда [9].

В основе адаптивного фильтра лежит звено, реализующее переходную функцию апериодического звена второго порядка.

Фильтр обеспечивает двухступенчатый режим увеличения силы тяги или торможения локомотива; его работа определяется следующей системой уравнений:

$$f_1'(t) = p_a a_3 \cdot \left[1 - \frac{T_1}{T_1 - T_2} \exp \left(-\frac{t}{T_1} \right) + \right.$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{T_2}{T_1 - T_2} \exp \left(-\frac{t}{T_2} \right) \Big], \\
 f_1''(t') &= (1 - p_a) a_3 \cdot \left[1 - \frac{T_1}{T_1 - T_2} \exp \left(-\frac{t'}{T_1} \right) + \right. \\
 & \quad \left. + \frac{T_2}{T_1 - T_2} \exp \left(-\frac{t'}{T_2} \right) \right], \\
 f_1(t) &= f_1'(t) + f_1''(t'), \text{ где } t' = t - t_{\text{тр}}, \\
 (11)
 \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned}
 f_2(t) &= a_3 \cdot \left[\frac{T_1}{T_1 - T_2} \exp \left(-\frac{t}{T_1} \right) + \right. \\
 & \quad \left. + \frac{T_2}{T_1 - T_2} \exp \left(-\frac{t}{T_2} \right) \right], \\
 v_{\text{зи}} &= \int f_n(t) dt, n = 1, 2.
 \end{aligned}$$

Здесь функция $f_1'(t)$ соответствует первой ступени увеличения силы тяги (торможения), $f_1''(t')$ – второй ступени увеличения силы тяги (торможения); $f_2(t)$ – уменьшению силы тяги (торможения) при переходе к стабилизации скорости; T_1 и T_2 – постоянные времени звена; p_a – доля максимального ускорения a_3 , реализуемая во время выполнения первой ступени; $t_{\text{тр}}$ – ожидаемое время трогания поезда с места, соответствующее времени задержки между применением первой и второй ступеней силы тяги (торможения); $v_{\text{зи}}$ – значение заданной скорости движения. Последняя величина является выходным сигналом фильтра. При переходе на выбег из режимов тяги или торможения изменение сигнала на выходе фильтра определяется следующими законами

$f_3(t)$ и $f_4(t)$, соответственно для тяги и торможения:

$$f_3(t) = a_3 \left[\frac{T_1}{T_1 - T_2} \exp \left(-\frac{t}{T_1} \right) + \right. \\ \left. + \frac{T_2}{T_1 - T_2} \exp \left(-\frac{t}{T_2} \right) \right] - 1,15 a_3,$$

или

$$(12) \quad f_4(t) = a_3 \left[\frac{T_1}{T_1 - T_2} \exp \left(-\frac{t}{T_1} \right) + \right. \\ \left. + \frac{T_2}{T_1 - T_2} \exp \left(-\frac{t}{T_2} \right) \right] + 1,15 a_3,$$

$$v_{3и} = \int f_n(t) dt, n = 3, 4.$$

Время задержки $t_{тр}$ между применением ступеней увеличения ускорения (выражение (11)) определяется по следующей формуле, полученной на основании известного уравнения, описывающего равноускоренное движение тела:

$$(13) \quad t_{тр} = \sqrt{\frac{(2 \cdot (N - 1) \cdot \delta_{0i})}{a_3}} + \sqrt{\frac{2 \sum_{i=1}^N \left(\left(\frac{F_{\max \Pi}}{N - 1} \right) / k_{\Pi i} \right) \cdot i}{a_3}}.$$

Здесь N – количество вагонов в поезде; δ_{0i} и $k_{\Pi i}$ – значения средней величины зазора в автосцепке и средней жёсткости ветви нагружения характеристики поглощающего аппарата автосцепки соответственно [4]; $F_{\max \Pi}$ – максимальное значение силы тяги, реализуемое локомотивом во время пуска.

Собственно нижний контур реализует пропорционально-интегральный закон управления:

$$(14) \quad F_{\text{зад}} = k_{\text{пер}} \Delta v + \frac{1}{T_{\text{пер}}} \int_0^t \Delta v \, dt,$$

где $F_{\text{зад}}$ – выходной сигнал системы нижнего уровня; $k_{\text{пер}}$ и $T_{\text{пер}}$ – параметры закона управления. Также как и параметры фильтра T_1 , T_2 и p_a , эти параметры необходимо адаптировать к условиям работы системы, значения их найдены в результате решения задачи параметрического синтеза [9].

4. Результаты

Для исследования предлагаемого способа управления тяжеловесным грузовым поездом был выполнен имитационный эксперимент, заключающийся в исследовании различных режимов движения однородных (состоящих из вагонов одинаковой массы) и неоднородных (из вагонов разной массы) поездов. В последнем случае также случайным образом варьировались параметры межвагонных связей – величина зазора в автосцепках и жёсткость поглощающих аппаратов [12].

При выполнении расчётов для каждого межвагонного соединения поезда фиксировалось значение наибольшей действующей в нём продольной силы; также определялось суммарное количество накопленных усталостных повреждений в деталях автосцепного устройства [1].

На рис. 3 представлены результаты расчётов переходных процессов в системе нижнего уровня, реализующей предлагаемый алгоритм управления. Исследован однородный грузовой поезд массой 6049 т, состоящий из восьмиосного электровоза массой 184 т и 69 вагонов массой 85 т. Приведены следующие зависимости: скорости движения $v(t)$; силы тяги локомотива $F_k(v)$ и продольной динамической силы, действующей в середине поезда S_{35} .

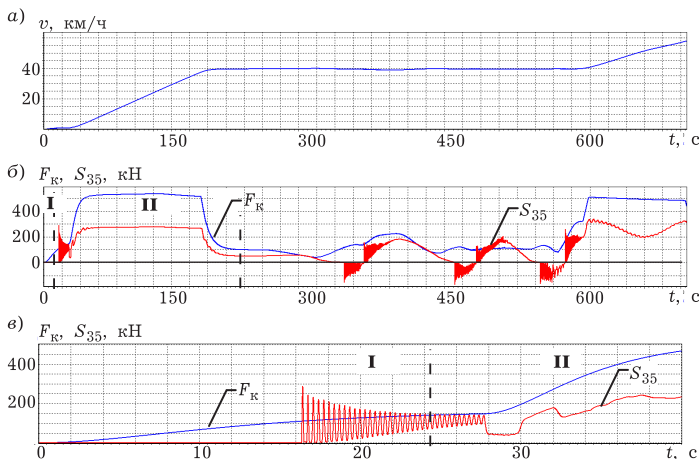


Рис. 3. Скорость движения поезда $v(t)$ (а), сила тяги локомотива $F_k(t)$ и сила $S_{35}(t)$, действующая в 35-м межвагонном соединении (б, в); при этом (в) – фрагмент областей I и II на рис. (б)

При моделировании рассматривались следующие режимы движения: трогание с места предварительно сжатого поезда с дальнейшим его разгоном, стабилизация скорости при движении по переломам профиля, а также последующий повторный разгон. В начальный момент времени $t = 0$ скорость движения поезда $v = 0$, также и исследуемые величины силы тяги F_k и силы в середине поезда S_{35} равны нулю. После плавного увеличения силы тяги F_k электровоза от нуля до максимального значения (рис. 3, б, в), начинается разгон поезда, который осуществляется до тех пор, пока величина скорости движения $v(t)$ не достигнет 40 км/ч.

После этого сила тяги F_k плавно уменьшается до уровня, необходимого для поддержания заданной скорости на постоянном уровне. Прохождение поезда по элементам профиля с большим или меньшим уклоном сопровождается соответствующим изменением силы тяги (рис. 3, б). В момент времени $t = 550$ с происходит увеличение величины заданной скорости с 40 до 60 км/ч, что вызывает соответствующее увеличение силы тяги

электровоза и последующий разгон поезда (рисунок 3, б).

На графиках, представленных на рис. 3 можно выделить несколько областей, различающихся характером изменения величин продольной динамической силы. Область **I** соответствует троганию поезда с места, а область **II** – разгону поезда. При этом в области **I** сила тяги F_k плавно нарастает, а изменение силы S_{35} носит колебательный характер, что вызвано поочерёдным приведением в движение вагонов сжатого поезда, расположенных за ним по направлению к хвостовой части. В области **II** сила тяги остаётся практически постоянной, на графике силы S_{35} присутствуют быстро затухающие колебания, вызванные распространением вдоль поезда волны растяжения/сжатия.

В области **I** наибольшая величина силы S_{35} составила 300 кН, а среднее значение силы – 130 кН; наибольшая амплитуда – 180 кН. Для сравнения ниже приведены результаты, полученные при исследовании типовой системы электровоза ВЛ85 [6, 1]: наибольшее значение силы – 870 кН; среднее значение силы 430 кН, наибольшая амплитуда достигает 440 кН. Величина суммы накопленных усталостных повреждений a_2 в автосцепках поезда при использовании предлагаемого алгоритма управления составила

$$a_2 = 1,157 \cdot 10^{-7},$$

а при использовании типовой системы:

$$a_1 = 3,615 \cdot 10^{-6},$$

что в 30 раз больше, чем a_2 .

В других рассмотренных режимах движения однородного поезда величины наибольших продольных динамических сил не превысили 450 кН, что более, чем в 2 раза меньше, чем максимально допустимое по условиям прочности значение [7].

Определение диапазона изменения значений наибольших продольных сил H в неоднородном поезде велось с применением метода статистических испытаний. При выполнении вычислений значения масс вагонов, жесткостей поглощающих аппаратов и зазоров в автосцепках задавались случайными в соответствии

с принятым законом распределения [12]. В результате расчётов были получены выборочные распределения $f(H)$ величин наибольших продольных сил. Удовлетворительные результаты при выполнении сглаживания этих законов распределения получены при использовании трёхпараметрического закона Вейбулла, или суперпозиции двух таких законов в случае бимодальности полученных распределений. На рис. 4 представлена гистограмма распределения (1) сил, действующих в середине состава и полученная при выполнении расчётов для поезда массой 4250 т, состоящего из 69 вагонов средней массой 58,9 т и электровоза.

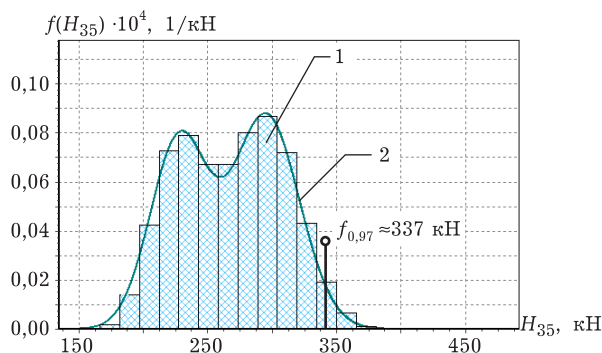


Рис. 4. Гистограмма распределения величин наибольших продольных динамических сил в поезде (1), график распределения, сглаживающего гистограмму (2)

Как видно, полученная гистограмма является бимодальной. Также на этом рисунке представлен график плотности вероятности теоретического закона (2), сглаживающего полученную гистограмму (1). Выполненная проверка с использованием критерия $n\omega^2$ показала, что гипотеза о возможности сглаживания гистограммы принятым теоретическим законом распределения не противоречит имеющимся данным.

Для оценки величин наибольших действующих продольных динамических силы в сечениях неоднородного поезда были найдены величины силы, соответствующих квантилю распределения

с уровнем вероятности $0,97 - f_{0,97}$. В рассматриваемом случае, в режиме трогания с места величина силы, соответствующей этому квантилю, в сечении, расположенном в середине поезда, составила 337 кН, что на $\approx 10\%$ больше, чем сила, действующая в аналогичном сечении однородного поезда. Для других исследованных режимов движения, вариантов формирования и сечений, превышение сил, действующих в неоднородном поезде над силами в однородном поезде достигает 80%. Тем не менее, они остаются меньше, чем максимально допустимые по условиям прочности значения [7].

Заключение

- Разработана математическая модель системы управления скоростью движения, включающая в себя модели грузового поезда, измерительного тракта и устройства управления. Для учёта особенностей протекания динамических процессов в грузовом поезде использована повагонная, дискретная модель поезда, позволяющая учесть характеристики экипажей, входящих в состав, а также межвагонных соединений. Последние являются нелинейными, нелинеаризуемыми элементами с гистерезисом. Нелинейным выражением описывается и взаимосвязь между скоростью движения вагонов и локомотивов с величиной сопротивления движению, воз действующей на каждый экипаж поезда. Всего для описания поведения каждого экипажа в составе поезда используется система десяти дифференциальных и алгебраических уравнений.
- Для обеспечения требуемого качества управления скоростью движения предложена адаптивная система, осуществляющая настройку параметров фильтра в зависимости от массы поезда. Данный фильтр установлен на входе системы нижнего уровня и выполняет сглаживание задающего сигнала, поступающего от системы верхнего уровня САВП. Параметры нижнего контура системы управления также на-

страиваются в зависимости от массы поезда.

- Результатом адаптации параметров системы нижнего уровня к условиям работы является достижение требуемого качества управления скоростью движения как однородного, так и неоднородного грузового поезда. Полученные значения наибольших продольных динамических сил, действующих в тяжеловесных длинносоставных грузовых поездах, значительно меньше максимально допустимых величин.

Литература

1. БАРАНОВ Л.А. *Критерии качества регулирования скорости поезда* / Л.А. Баранов, А.Н. Савоськин, О.Е. Пудовиков // Мир Транспорта. - 2009. - №4. - С.50-56
2. БАРАНОВ Л.А. *Микропроцессорные системы автоторможения электроподвижного состава* / Л.А. Баранов, Я.М. Головичер, Е.В. Ерофеев, В.М. Максимов; Под. ред. Л.А. Баранова. - М.: Транспорт, 1990. - 272 с.
3. БАРАНОВ Л.А. *Модели и методы синтеза микропроцессорных систем управления скоростью электроподвижного состава с непрерывным управлением тягой* / Л.А. Баранов // Вестник МИИТ. Вып. 10 - 2004. - С.3-16
4. БЛОХИН Е.П. *Динамика поезда (нестационарные продольные колебания)* / Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин. - М.: Транспорт, 1982. - 222 с.
5. МУГИНШТЕЙН Л.А. *Интенсификация перевозочного процесса на базе тяжеловесного движения* / Л.А. Мугинштейн // Железнодорожный транспорт. - 2008. - № 8.
6. НАУМОВ Б.М. *Система автоматического управления электровоза ВЛ85* / Б.М. Наумов, А.Т. Скрипка // Сборник научных трудов ВэлНИИ, т. 26. - Новочеркасск, 1985. - С. 9-21.
7. *Нормы для расчёта и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)* / М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ. - 1996.

8. ОРТЕГА ДЖ. *Введение в численные методы решения дифференциальных уравнений* / Дж. Ортега, У. Пул. Под ред. А.А. Абрамова - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. - 288 с.
9. ПУДОВИКОВ О.Е. *Параметрический синтез системы автоматического управления скоростью движения грузового поезда* // Транспорт: Наука, техника, управление. - 2010. - №4.
10. *Рекомендации по проектированию железных дорог колеи 1520 мм* / М.: Гос. корпорация "Трансстрой НИИ транспортного строительства, 1993. - 189 с.
11. РОЗЕНФЕЛЬД Е.Н. *Теория электрической тяги: Учебник для вузов ж.-д. трансп.* / В.Е. Розенфельд, И.П. Исаев, Н.Н. Сидоров. - М.: Транспорт. - 1983. - 328 с.
12. САВОСЬКИН А.Н. *Моделирование параметров неоднородного грузового поезда* / А.Н. Савоськин, О.Е. Пудовиков // Мир транспорта. - 2010. - № 1. - С. 40-45.
13. ТИХМЕНЕВ Б.Н. *Электровозы переменного тока с тиристорными преобразователями* / Б.Н. Тихменев, В.А. Кучумов. - М.: Транспорт. - 1988. - 311 с.

CONTROL OF HEAVY FREIGHT TRAINS OF THE BIG LENGTH

Oleg Pudovikov, Moscow State University of Railways, Moscow, Cand.Sc., assistant professor (olegep@mail.ru).

Abstract: For achievement increase demanded quality of a speed control of heavy freight trains and traffic safety, in system of automatic driving of a train it is expedient to release algorithms of management traction and the brake mechanisms considering specificity of a freight train as distributed mechanical system.

Keywords: system of automatic driving of trains, system of automatic

control in the speed, discrete model of trains, a train as system of firm bodies, traffic safety of trains.