

И.А. Таран

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ДИЗЕЛЕВОВ СО СТУПЕНЧАТЫМИ МЕХАНИЧЕСКИМИ, ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИМИ И ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИМИ ТРАНСМИССИЯМИ

Розроблено методику моделювання роботи дизелевоза в динаміці, з урахуванням стохастичних залежностей коефіцієнта зчеплення та кута нахилу опорної поверхні.

Разработана методика моделирования работы дизелевоза в динамике, с учетом стохастических зависимостей коэффициента сцепления и угла наклона опорной поверхности.

The method of design work is developed in a dynamics, taking into account stochastic dependences coefficient of rolling friction and angle of slope supporting surface.

Введение. Среди задач, предусматриваемых государственной «Энергетической стратегией Украины на 2010-2020 гг.», техническое перевооружение и интенсификация угольного производства за счет внедрения новой техники упоминаются в первую очередь. Повышение производительности и надежности локомотивной откатки – одна из наиболее актуальных задач развития отрасли на протяжении многих лет. Наметила тенденция использования распространённых во многих угледобывающих странах мира дизелевозов, которые отличаются от аккумуляторных электровозов автономностью и обладают следующими преимуществами: стабильность мощности, возможность применения в шахтах всех категорий опасности по газу, использование в выработках с повышенными уклонами рельсовых путей, невысокие капитальные затраты и эксплуатационные расходы. Данное перспективное направление определяет актуальность работ по созданию отечественных шахтных дизелевозов.

Состояние вопроса. При проведении динамического анализа движения дизелевоза необходимо учитывать ряд особенностей, за счет которых анализ динамики дизелевоза существенно отличается от аналогичных расчетов для других тягово-транспортных средств. В частности, необходимо учитывать, что дизелевоз движется по опорной поверхности со сравнительно низким коэффициентом сцепления – в условиях шахты данный коэффициент колеблется в интервале $\varphi = 0,09 \dots 0,23$ [1]. При этом за счет сцепного веса только локомотива обеспечивается движение всего состава, масса которого на порядок выше массы самого дизелевоза.

В то же время, коэффициент сопротивления движению состава сравнительно низок и составляет $f = 0,005 \dots 0,007$ [1], из чего можно сделать вывод, что в наименее благоприятных условиях – коэффициент сцепления равен 0,09, коэффициент сопротивления движению 0,007 – дизель-поезд способен обеспечивать равномерное движение вагонеток по горизонтальной поверхности, масса которых превосходит собственную массу дизелевоза в $0,09/0,007 - 1 = 12$ раз. Таким образом, дизелевоз массой 10 т способен

обеспечивать равномерное движение по горизонтальной поверхности минимум 20 вагонеток УВГ-3,3 (груженная масса – 6 т). Одновременно данное утверждение означает, что при минимальном коэффициенте сцепления ($\varphi = 0,09$) состав из дизелевоза и 20 вагонеток не сможет тронуться с места даже на строго горизонтальной поверхности. В случае трогания с места с минимальным коэффициентом сцепления и уклоном 5‰ (5 метров подъема на 1 км пути или угол наклона $\alpha = 0,286^\circ$) суммарная допустимая масса вагонеток $m_1 n$ существенно уменьшается:

$$mg \cdot \varphi \cdot \cos \alpha = (m + m_1 n) g (f \cos \alpha + \sin \alpha); \quad (1)$$

$$m_1 n = m \left(\frac{\varphi \cdot \cos \alpha}{f \cos \alpha + \sin \alpha} - 1 \right). \quad (2)$$

Для массы дизелевоза $m = 10$ т; $\varphi = 0,09$; $f = 0,007$ и $\alpha = 0,286^\circ$ выражение (1) равно 65 т, что эквивалентно $n = 10$ груженым вагонеткам УВГ-3,3. В зависимости от условий движения количество вагонеток в составе варьируется от 8 до 12.

Цель работы – анализ динамики разгона и движения дизелевоза, оснащенного различными трансмиссиями, отличающимися принципом работы, структурной схемой и используемыми вариаторами, представляющий собой комплексную задачу, при решении которой необходимо учесть характеристики двигателя, особенности управления элементами трансмиссии, низкий коэффициент сцепления и высокую инерционность состава.

Материалы исследований. Движение дизелевоза моделируется на опорной поверхности с изменяющимся коэффициентом сцепления и углом наклона опорной поверхности. Диапазон изменения коэффициента сцепления – $\varphi \in [0,09; 0,20]$, угла наклона опорной поверхности – $\alpha \in [-0,286^\circ; 0,286^\circ]$ ($\pm 5\%$). Коэффициент сцепления и угол наклона опорной поверхности представляют собой стохастические функции с нормальным распределением случайных величин в указанных диапазонах; в качестве аргумента функции выступает горизонтальная координата дизелевоза или вагонетки. При этом случай-

ные величины генерируются для опорных точек с заданным интервалом, значение функции в промежуточных точках вычисляется линейной аппроксимацией функции для двух ближайших к заданной стохастических точек:

$$\varphi(S) = \varphi_i + (\varphi_{i+1} - \varphi_i) \cdot \left(\frac{S}{\Delta S_\varphi} - i \right), \quad (3)$$

где S – горизонтальная координата дизелевоза или вагонетки; ΔS_φ – длина участка пути для генерации стохастических коэффициентов сцепления на участках пути; i – целая часть отношения $S/\Delta S_\varphi$; φ_i – значение стохастической величины.

Аналогично, для угла наклона опорной поверхности:

$$\alpha(S) = \alpha_i + (\alpha_{i+1} - \alpha_i) \cdot \left(\frac{S}{\Delta S_\alpha} - i \right). \quad (4)$$

Таким образом, выражения (3) и (4) позволяют вычислить коэффициент сцепления и угол наклона опорной поверхности в каждой точке пути по моделируемой опорной поверхности.

На рис. 1 представлена расчетная схема дизелевоза в локальной системе координат.

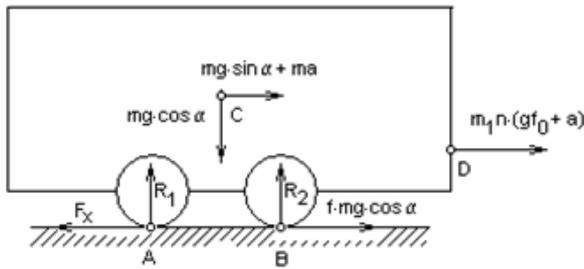


Рис. 1. Расчетная схема для моделирования динамики дизелевоза

На расчетной схеме точки А и В – точки приложения реакций опорной поверхности R_1 и R_2 ; С – центр масс дизелевоза; D – точка приложения силы тяги дизелевоза, необходимой для движения n вагонеток. В последующих выражениях координаты точек обозначаются как $x_B, y_B, x_C, y_C, x_D, y_D$. Точка А находится в начале локальной системы координат.

Определение реакций R_1 и R_2 существенно для анализа динамики дизелевоза, в частности при разгоне, поскольку именно в режиме разгона необходима максимальная сила тяги F_x , ограниченная величиной реакций под ведущими колесами:

$$F_x \leq R_1 \varphi_1 + R_2 \varphi_2, \quad (5)$$

где $\varphi_{1,2}$ – коэффициенты сцепления под ведущими колесами, определяемыми из (3): $\varphi_1 = \varphi(S); \varphi_2 = \varphi(S + x_B)$.

При достижении максимальной скорости дизелевоз движется в основном по инерции и для поддержания скорости движения высокие средние значения (5) не требуются.

Согласно расчетной схеме на рис. 1 ускорение дизелевоза выражается следующим образом:

$$a = \frac{F_x - mg(\sin \alpha + f \cos \alpha) - m_1 n g f_0}{m \delta + m_1 n}, \quad (6)$$

где m – масса дизель-поезда; g – ускорение свободного падения; α – средний угол наклона опорной поверхности, определяемый величинами данного угла для координат двух ведущих колес из (4): $\alpha = 0,5[\alpha(S) + \alpha(S + x_B)]$; m_1 – масса одной вагонетки; n – количество вагонеток в составе; f – коэффициент сопротивления качению ведущего колеса по рельсу; δ – коэффициент приведенных масс; f_0 – суммарный приведенный коэффициент сопротивления движению вагонеток.

Данный коэффициент зависит от угла наклона опорной поверхности под каждой из вагонеток и общего коэффициента сопротивления качению:

$$f_0 = f \sum_{i=1}^n \cos \alpha(S_i) + \sum_{i=1}^n \sin \alpha(S_i), \quad (7)$$

где S_i – координаты вагонеток.

Из выражения (7) следует, что увеличение длины состава способствует стабилизации требуемой тяговой нагрузки, поскольку с ростом n выражение (7) стремится к математическому ожиданию, равному f для симметричного равномерного распределения угла наклона опорной поверхности $\alpha \in [-0,286^\circ; 0,286^\circ]$. Физически данное обстоятельство объясняется тем, что вагонетки, находящиеся на отрицательном угле наклона опорной поверхности, создают силу тяги, компенсирующую повышенную нагрузку для вагонеток на положительном угле наклона.

Реакции под ведущими колесами дизелевоза определяются следующим образом:

$$R_1 = \frac{mg}{x_B} \left[(x_B - x_C) \cos \alpha - y_C \left(\sin \alpha + \frac{a}{g} \right) - y_D \frac{m_1 n}{m} \cdot \left(f_0 + \frac{a}{g} \right) \right]; \quad (8)$$

$$R_2 = \frac{mg}{x_B} \left[x_C \cos \alpha + y_C \left(\sin \alpha + \frac{a}{g} \right) + y_D \frac{m_1 n}{m} \cdot \left(f_0 + \frac{a}{g} \right) \right]. \quad (9)$$

Из (8) следует, что высота y_D точки приложения тяговой нагрузки от вагонеток должна быть минимальной, в ином случае незначительное ускорение a способно свести реакцию под передним ведущим колесом к нулю – в результате чего дизелевоз сойдет с рельсов.

Поскольку в выражения для определения реакций (9) и (8) входит ускорение, определяемое из (6), куда входит сила тяги дизелевоза, ограниченная реакциями (5), то ускорение a необходимо определять, исходя из двух случаев – сила тяги F_x дизелевоза ограничена коэффициентами сцепления, или мощности двигателя недостаточно для реализации на данной скорости максимально возможной по сцеплению силы тяги. Система уравнений, записанная в матричной форме для случая ограничения по сцеплению, выводится из (10) и (6) и имеет вид (11):

$$F_x = \frac{mg}{x_B} \begin{pmatrix} (x_B \cdot \varphi_1 + \Delta\varphi \cdot x_C) \cos \alpha + y_C \left(\sin \alpha + \frac{a}{g} \right) \Delta\varphi \\ + y_D \frac{m_1 n}{m} \cdot \left(f_0 + \frac{a}{g} \right) \Delta\varphi, \end{pmatrix} \quad (10)$$

где $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$.

$$\begin{bmatrix} \frac{x_B}{mg} & -\frac{\Delta\varphi}{g} \left(y_C + y_D \frac{m_1 n}{m} \right) \\ 1 & -m\delta - m_1 n \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_x \\ a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_B \varphi_1 \cos \alpha + \Delta\varphi \cdot \left(x_C \cos \alpha + y_C \sin \alpha + y_D \frac{m_1 n}{m} f_0 \right) \\ mg(\sin \alpha + f \cos \alpha) + m_1 n g f_0. \end{bmatrix} \quad (11)$$

В случае ограничения силы F_x мощностью двигателя, она определяется следующим образом:

$$F_x = \frac{M(\omega_0) \cdot \eta_m}{r \cdot i_0}, \quad (12)$$

где $M(\omega_0)$ – крутящий момент двигателя при текущей угловой скорости коленчатого вала; r – радиус ведущего колеса; i_0 – общее теоретическое передаточное отношение трансмиссии; η_m – механический КПД трансмиссии. Тогда ускорение дизельвоза определяется исходя из (6):

$$a = \frac{M(\omega_0) \cdot \eta_m - mg(\sin \alpha + f \cos \alpha) \cdot r \cdot i_0 - m_1 n g f_0 \cdot r \cdot i_0}{(m + m_1 n) \cdot r \cdot i_0}. \quad (13)$$

Таким образом, для определения ускорения дизельвоза необходимо методом Крамера решить систему уравнений (11), определить максимальное ускорение дизельвоза по мощности двигателя (13) и принять минимальное из двух значений. Как правило, ограничение по сцеплению возникает на этапе наращивания линейной скорости состава, ограничение по мощности двигателя (что также справедливо при выходе двигателя на регуляторную характеристику) – при достижении максимальной скорости движения.

Математическая модель трансмиссии в общем случае представляет собой модель промежуточного между двигателем и ведущим колесом звена, обладающим общим теоретическим передаточным отношением i_0 , кинематическим и механическим КПД – η_k и η_m соответственно [2]. В зависимости от условий движения, режима работы двигателя и согласно законам управления вариаторами, входящими в состав трансмиссии, параметры данного звена в процессе моделирования непрерывно изменяются. В общем случае теоретическое передаточное отношение i_0 является функцией, зависящей от параметра регулирования вариатора e и номера кинематического диапазона N . Эту величину определяют с помощью методики матричного анализа, подставив в кинематическую матричную модель трансмиссии угловую скорость двигателя $\omega_0 = 210$ рад/с и решив ее без учета потерь для заданного параметра регулирования и но-

мера кинематического диапазона. Теоретическое передаточное отношение трансмиссии тогда определяется как частное угловых скоростей ведущих колес и коленчатого вала двигателя.

Кинематический и механический КПД определяются, исходя из величины активного момента на двигателе, угловой скорости коленчатого вала двигателя, параметра регулирования вариатора и номера кинематического диапазона. Данный подход справедлив для всех четырех типов трансмиссий, за исключением ступенчатой механической трансмиссии, в которой параметр регулирования вариатора не используется и теоретическое передаточное отношение зависит только от номера выбранной передачи. Кинематический КПД – отношение угловой скорости ведущих колес, полученной в результате решения полной матричной системы с учетом всех потерь к этой же угловой скорости, но вычисленной без учета потерь. В частности, для ступенчатой механической трансмиссии кинематический КПД всегда равен 1. Механический КПД вычисляется аналогично, как отношение моментов на ведущем колесе; для ступенчатой механической трансмиссии он постоянен в пределах одной передачи.

Внешняя характеристика двигателя и зависимость удельного расхода от угловой скорости коленчатого вала аппроксимируются следующими зависимостями:

$$M(\omega) = \begin{cases} -0,0417\omega^2 + 13,349\omega - 615,98; \omega \leq 210 \\ 12530 - 58 \cdot \omega; \omega > 210 \end{cases}; \quad (14)$$

$$q(\omega) = 0,0238\omega^2 - 9,975\omega + 1119,375. \quad (15)$$

Часовой расход топлива на внешней характеристике:

$$Q(\omega) = M(\omega) \cdot q(\omega) \cdot \omega. \quad (16)$$

Таким образом, совмещение модели двигателя, матричной модели трансмиссии, стохастической модели опорной поверхности и представленной модели дизель-поезда позволяет провести динамический анализ работы дизельвоза, оснащенного одним из четырех вариантов трансмиссии, при движении по заданной поверхности. При моделировании движения дизельвоза циклически выполняются следующие операции:

– определяется максимальное ускорение дизельвоза по условиям сцепления путем решения системы уравнений (11);

– определяется максимальное ускорение дизельвоза по условию мощности двигателя по (13);

– выбирается минимальное из полученных двух значений и определяется действительная сила тяги F_x из выражения (6);

– определяется момент нагрузки на колесе $M_x = F_x r$ и с помощью методики матричного анализа – требуемый активный момент двигателя

$$M_a = M_x i_0 \eta_m^{-1}; \quad (17)$$

– по выражению (16) определяется максимальный часовой расход топлива $Q(\omega_0)$ для данной угловой

скорости коленчатого вала и умножается на отношение требуемого активного момента двигателя и максимального для данной угловой скорости коленчатого вала

$$Q_0[\omega_o(t)] = Q[\omega_o(t)] \frac{M_a}{M[\omega_o(t)]}; \quad (18)$$

– полученное ускорение, часовой расход топлива интегрируется с целью определения текущей скорости дизель-поезда и расхода топлива к данному моменту времени

$$\tilde{Q}(T) = \int_0^T \frac{Q_0[\omega_o(t)] M_x(t) i_0(t)}{\eta_u(t) \cdot M[\omega_o(t)]} dt; \quad (19)$$

– исходя из полученной скорости дизельвоза определяется новая кинематически согласованная угловая скорость коленчатого вала;

$$\omega_o(T) = \frac{1}{i_0(t) \cdot \eta_k(t)} \int_0^T a(t) dt; \quad (20)$$

– скорость дизельвоза интегрируется с целью определения новой координаты дизельвоза и вагонеток.

Результаты динамического анализа работы дизельвоза, оснащенного ступенчатой механической – СМТ (рис. 2), гидрообъемно-механической (ГОМТ), электромеханической (ЭМТ) трансмиссией, а также гидрообъемно-механической трансмиссией с приводом на водило (аналогично трансмиссиям серии Fendt-Vario) свидетельствуют о стабильности технологического процесса на протяжении почти всего перегона. Первые 250 метров состав разгоняется до максимальной скорости, обусловленной геометрическими параметрами трансмиссии, затем в течение 4 километров пути скорость меняется крайне незначительно, что связано, в основном, с появлением положительных уклонов 4-5‰. Падение скорости при движении на подъем наблюдается только у гидрообъемно-механических трансмиссий, поскольку рост нагрузки на транспортном диапазоне приводит к резкому снижению кинематического КПД трансмиссии.

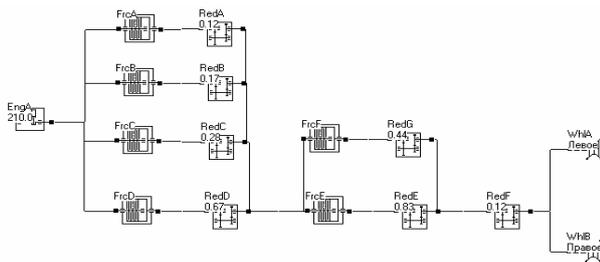


Рис. 2. Структурная схема ступенчатой механической трансмиссии

Детальный анализ результатов позволяет выявить ряд закономерностей, присущих рассматриваемой динамической системе. В частности, на рис. 3 видно, что за первые 250 м пути состав достигает максимальной скорости и далее движется равномерно с небольшими колебаниями линейной скорости за счет изменения уклона. При наличии затяжного подъема скорость дизель-поезда может заметно снизиться, как, например, на рис. 4 – с 21,6 до 20,1 км/ч.

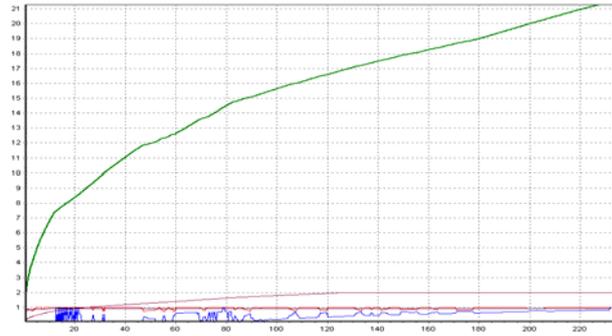


Рис. 3. Разгон дизельвоза при трогании



Рис. 4. Незначительное снижение скорости при движении на уклон

На рис. 5 показано характерное снижение кинематического КПД ГОМТ №1 при повышении нагрузки. Для ступенчатой механической и электромеханической трансмиссии данное явление не выражено, поскольку КПД механической трансмиссии не зависит от нагрузки, а электромеханическая оснащена электродвигателем избыточной мощности. При движении по ровному участку опорной поверхности скорость дизель-поезда колеблется незначительно, за счет работы системы автоматического ограничения подачи топлива в ДВС.



Рис. 5. Снижение кинематического КПД ГОМТ при повышении нагрузки

На рис. 6 показана работа регулятора подачи топлива, снижающего активный момент двигателя при достижении максимальной угловой скорости.

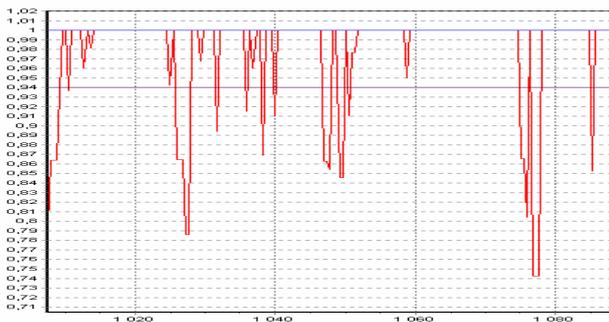


Рис. 6. Работа системы автоматического ограничения подачи топлива при неполной загрузке ДВС

Также существует возможность (рис. 7) наблюдать за работой двигателя на частичной характеристике при трогании дизель-поезда, поскольку при общем низком передаточном отношении трансмиссии (соответствующих малым значениям параметра регулирования) весь активный момент ДВС на внешней характеристике не реализуется сцепными свойствами.



Рис. 7. Работа ДВС на частичной характеристике в начале движения

В результате моделирования были получены интегральные характеристики (табл. 1), посредством которых проводится сравнительный анализ эффективности четырех трансмиссий.

Таблица 1
Характеристики эффективности дизельного двигателя с применением различных трансмиссий

Трансмиссия	Время, с	Расход топлива, кг	Производительность, т·км/ч
СМТ	1174	0,823	920
Fendt	871	0,852	1239
ГОМТ	873	0,998	1237
ЭМТ	875	0,961	1234

Выводы

1. Разработана методика моделирования работы дизельного двигателя в динамике, с учетом стохастических зависимостей коэффициента сцепления и угла наклона опорной поверхности.

2. В качестве частного критерия эффективности трансмиссии при проведении интегрального анализа и обосновании выбора конструктивного решения используются результаты динамического моделирования движения дизельного поезда по опорной поверхности со стохастически изменяющимися параметрами.

3. Состав из дизельного поезда и груженых вагонеток (дизель-поезд) обладает высокой массой и запасенной кинетической энергией. Наиболее нагруженный режим работы наблюдается на этапе разгона дизельного поезда, при этом КПД гидрообъемно-механических трансмиссий принимает значения 0,1-0,7. В процессе движения по неравномерному профилю требуемая сила тяги снижается и КПД гидрообъемных трансмиссий колеблется в диапазоне 0,75-0,85 в зависимости от угла наклона опорной поверхности.

4. Гидрообъемно-механические трансмиссии обеспечивают меньшую стабильность линейной скорости дизельного поезда по сравнению с электромеханической и ступенчатой механической.

5. При условно равномерном движении дизельного поезда между этапами разгона и торможения двигатель работает на регуляторной или частичной характеристике, поскольку требуемая мощность составляет 40-50% от максимальной. Предпочтительнее частичная характеристика, поскольку на регуляторной удельный расход топлива может превышать номинальный в 1,5 раза.

6. За счет рационального выбора времени начала торможения существует возможность экономии топлива и ресурса двигателя. Запасенная кинетическая энергия состава позволяет преодолеть 200-300 м пути без затрат топлива с незначительным снижением скорости с 20 до 15 км/ч.

7. Основными путями повышения производительности и экономичности дизель-поездов является повышение средней скорости движения и рациональный выбор времени начала торможения.

Список литературы

1. Ренгевич А.А. Коэффициент сцепления электровозов // Вопросы рудничного транспорта. Под общ. ред. Н.С. Полякова. – М., 1961. – Вып. 5. – С. 227-247.
2. Ренгевич А.А., Мехеда М.К., Дашевская Е.А. Основное сопротивление движению рудничных вагонеток в составе поезда // Вопросы рудничного транспорта. Под общ. ред. Н.С. Полякова. – М., 1962. – Вып. 6. – С. 310-318.
3. Данилин А.Ф. Влияние конструкции гидроагрегатов на характеристики гидрообъемной трансмиссии и тяговые свойства транспортной машины: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.06 / МВТУ им. Баумана. – М., 1970. – 21 с.
4. Таран И.А. Научное обоснование рациональной структуры и конструктивных параметров бесступенчатых трансмиссий шахтных дизельных поездов // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 12. – С. 43-46.

Рекомендовано до публікації д.т.н. С.Є. Блохіним 16.12.09