

Рис. 3. Приспособление для установки цилиндров перфораторов

Это приспособление пригодно для установки любой детали данной группы. При необходимости обработки цилиндров других перфораторов можно заменить призмы 3.

Таким образом, цилиндры трех перфораторов, которые изготавливаются на Криворожском заводе горного машиностроения по серийному типу производства, можно изготовить по одной групповой технологии на одном многооперационном станке мод. ИР500МФ4 и в одном приспособлении.

Это обеспечит максимально допустимую точность обработки, зависящую только от точности позиционирования узлов станка. Кроме того, точность будет обеспечиваться за счет использования принципов совмещения и единства баз, которые в данном случае используются напрямую. Все переустановы производятся автоматически за счет поворотного стола, а углы при сверлении глубоких отверстий - за счет использования глобусного поворота стола.

Здесь приведен пример обработки цилиндров трех перфораторов, но при необходимости в группу можно ввести цилиндры других выпускаемых на заводе машин. Для повышения экономичности использования оборудования и оснастки заводу необходимо провести унификацию поверхностей и размеров цилиндров всех изготавливаемых перфораторов.

Список литературы

1. Артамонова Д.А. Исследование точности сопряжений переносных перфораторов. Автореф. дисс. канд. техн. наук. Кривой Рог: КГРИ, 1995. – 110 с.
2. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1985. 496 с.

Рукопись поступила в редакцию 22.03.12

УДК 629.113.075.8

Ю.С. РУДЬ, д-р. техн. наук, проф., И.С. РАДЧЕНКО, канд. физ.-мат. наук, доц., С.И. НЕЙМИРКО, ассистент, ГВУЗ "Криворожский национальный университет"

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ПУСКОВОМ, РАЗГОННОМ, УСТАНОВИВШЕМСЯ И ТОРМОЗНОМ РЕЖИМАХ

Составлены и решены дифференциальные уравнения движения автомобиля, в результате получены аналитические зависимости для определения зависимостей вращающего момента от времени на валу ведущих колес в период пуска двигателя и в начале движения автомобиля, зависимостей скорости, установившейся скорости и установившегося вращающего момента от времени, пути торможения для двух режимов торможения.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. В настоящее время одной из основных проблем теории автомобиля является углубленное изучение физических процессов автомобиля и его взаимодействия с внешней средой, целью которых является повышение безопасности как самого автомобиля, так и других субъектов дорожного движения, поэтому теоретическое исследование тягово-скоростных и тормозных свойств автомобиля остается актуальной задачей.

Анализ исследований и публикаций. Согласно исследованиям [1-4], в связи с резким увеличением количества автомобилей в последние годы, время установившегося движения автомобиля неуклонно уменьшается по сравнению с общим временем его работы. Так, при эксплуатации в современных городах, автомобили движутся равномерно лишь 15-25 % времени, разгоняются 30-45 % и тормозят 30-40 % времени.

Тягово-скоростные и тормозные свойства автомобиля регламентируют и оценивают системой показателей (вращающий момент двигателя, скорость, время разгона, тормозной путь и др.), предусмотренных международными документами, известными под названием Правила №68 и Правила №13, разработанных Комитетом по транспорту Европейской экономической комиссии ООН (ЕЭК ООН №68 и №13) и стандартами ISO, в соответствии с которыми и должны разрабатываться национальные стандарты всех стран.

Показатели определяются в процессе испытания автомобиля в дорожных или стендовых

условиях или посредством компьютерного моделирования его движения. Математическое моделирование позволяет заменить натурные эксперименты вычислительными и значительно сократить материальные и временные затраты. При математическом моделировании движения автомобиля целесообразно использовать стандартное программное обеспечение (MathCAD, MathLab и др.). Движение автомобиля, как механической системы может быть найдено в результате решения дифференциальных уравнений [5].

При составлении дифференциальных уравнений движения автомобиля пользуются общими законами динамики, общими теоремами динамики и принципами аналитической динамики, которые позволяют проанализировать влияние параметров автомобиля на характеристики движения и в конечном итоге дать оценку его тягово-скоростных и тормозных свойств в конкретных дорожных условиях и в разные периоды движения.

Теории исследования движения автомобиля посвящены работы отечественных ученых: Н.Е. Жуковского, Е.А. Чудакова, И.Г. Пархиловского, Г.В. Зимелева, А.Б. Гредескула, Н.А. Бухарина, И.С. Цитовича, Н.Н. Яценко, Г.А. Смирнова, М.А. Подригало и др., а также зарубежных: A. Ridler, M. Becker, R. Eberan, A. Jante и др.

Постановка задачи. В представленном расчетном исследовании, рассматривающим автомобиль как механическую систему, ставились и решались такие задачи:

определение зависимостей вращающего момента от времени на валу ведущих колес в период пуска двигателя и в начале движения;

определение зависимости скорости автомобиля от времени, установившейся скорости и установившегося вращающего момента;

определение пути торможения для двух режимов торможения: с помощью двигателя и тормозного механизма.

Изложение материала и результаты. Рассматриваем автомобиль как механическую систему. Такая механическая система состоит из кузова массы m_C , передних колес массы m_A , задних колес массы m_B . К валу задних колес приложен вращающий момент M . Вал задних колес жестко связан с колесами B . Вращающий момент $M(t)$ определяется дифференциальным уравнением

$$b_1 \frac{dM}{dt} + b_2 M = b_3 - \alpha \omega, \quad a$$

где b_1, b_2, b_3, α - постоянные, ω - угловая скорость вращения колес. При езде автомобиля проскальзывание отсутствует.

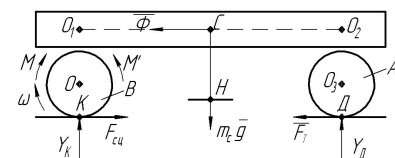
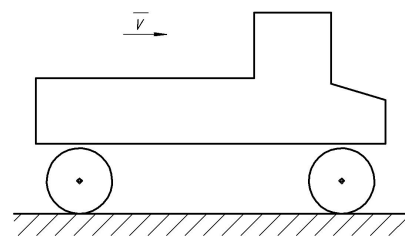


Рис. 1. Расчетная схема для исследования движения автомобиля

В начальный момент ($t=0$) автомобиль находится в состоянии покоя, в этот же момент включается двигатель. Наличие силы трения покоя (сцепления), которая является приложенной к колесам в точке D со стороны дороги, приводит к тому, что система начинает двигаться только через промежуток времени τ после включения двигателя. После этого скорость поступательного движения автомобиля возрастает до некоторого установившегося значения v_y . В дальнейшем через некоторое время производится торможение и скорость поступательного движения уменьшается до некоторой величины $z \cdot v_y$ ($z < 1$, при $z=0$ - автомобиль останавливается).

Путь торможения при этом равен s .

Исходные данные для расчета:

$$O_1C = a = 2,9 \text{ м}; \quad O_2C = 1,9 \text{ м}; \quad O_1O_2 = b = 4,8 \text{ м}; \quad R = 1,2 \text{ м};$$

$$m_C = 10000 \text{ кг}; \quad m_A = 200 \text{ кг};$$

$$m_B = 400 \text{ кг}; \quad h = CH = 1,5 \text{ м}.$$

Составим дифференциальные уравнения, которые описывают движения автомобиля. К колесу B приложены вращающий момент M , силы тяжести $P_B = m_B g$, нормальная реакция Y_K и сила сцепления $F_{сц}$. На колесо A действуют силы тяжести $P_A = m_A g$, реакция Y_D и сила трения F_T .

Для получения дифференциальных уравнений движения воспользуемся теоремой об изменении кинетической энергии в дифференциальной форме

$$\dot{T} = \Sigma N_i, \quad (1)$$

где N_i - мощность, определяется для всех сил и моментов, как внешних, так и внутренних.

Составим выражения для кинетической энергии системы

$$T = \frac{1}{2} m_C v_C^2 + \frac{1}{2} m_B v_0^2 + \frac{1}{2} J_o \omega_B^2 + \frac{1}{2} m_A v_{03}^2 + \frac{1}{2} J_{03} \omega_A^2, \quad (2)$$

где ω_B и ω_A - угловые скорости вращения колес B и A соответственно, J_o, J_{03} - моменты инерции колес относительно осей вращения. Будем считать в грубом приближении колеса однородными дисками радиуса R . Тогда

$$J_o = \frac{1}{2} m_B R^2 = \frac{1}{2} 400 \cdot 1,2^2 = 288, \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad J_{03} = \frac{1}{2} m_A R^2 = \frac{1}{2} 200 \cdot 1,2^2 = 144, \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Записываем уравнения связей

$$\dot{x} = v_C = v_o = v_{03}; \quad \omega_A = \omega_B = \frac{\dot{x}}{R}. \quad (3)$$

Подставим уравнение (3) в уравнение (2) и найдем

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} m_C v^2 + \frac{1}{2} m_B v^2 + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} m_B v^2 + \frac{1}{2} m_A v^2 + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} m_A v^2 = \\ &= \frac{1}{2} \left(m_C + m_B + m_A \right) + \frac{1}{2} m_B + \frac{1}{2} m_A \Big) \dot{x}^2 = \frac{1}{2} \left(m_C + \frac{3}{2} m_B + \frac{3}{2} m_A \right) \dot{x}^2 \end{aligned} \quad (4)$$

Составим выражение для мощности сил и моментов в системе

$$N = M\omega - F_T \dot{x} = \left(\frac{M}{R} - fY_D \right) \dot{x}. \quad (5)$$

В уравнении (4) находим первую производную по времени

$$\frac{dT}{dt} = \left(m_C + \frac{3}{2} m_B + \frac{3}{2} m_A \right) \dot{x} \cdot \ddot{x}. \quad (6)$$

Подставляя выражения (5) и (6) в (1), получаем после сокращения на \dot{x}

$$\ddot{x} \left(m_C + \frac{3}{2} m_B + \frac{3}{2} m_A \right) = \frac{M}{R} - fY_D. \quad (7)$$

Коэффициент трения f физически определяется состоянием дороги и шин автомобиля.

Уравнение (7) содержит неизвестную силу Y_D . Чтобы ее исключить, составим в соответствии с принципом Даламбера сумму моментов всех сил и силы инерции относительно точки O и приравняем ее нулю

$$M' - m_C g a - fY_D R + Y_D b + \Phi h - m_A g b = 0.$$

Учитывая, что $\Phi = m_C \ddot{x}$, получим следующее уравнение

$$m_C \ddot{x} h = -M' + m_C g a + fY_D R - Y_D b + m_A g b = -M' + m_C g a + m_A g b - Y_D (b - fR),$$

или, обозначая

$$d = b - fR, \quad (8)$$

$$m_C \ddot{x} h = -M' + m_C g a + m_A g b - Y_D d. \quad (9)$$

Обозначим

$$m_1 = m_C + \frac{3}{2} m_B + \frac{3}{2} m_A, \quad (10)$$

и уравнение (7) перепишем в следующем виде

$$m_1 \ddot{x} = \frac{M}{R} - fY_D. \quad (11)$$

Из уравнений (9) и (11) исключим неизвестную силу Y_D

$$\left. \begin{aligned} f \cdot (m_C h \ddot{x} = -M' + m_C g a + m_A g b - Y_D d) \\ d \cdot (m_1 \ddot{x} = \frac{M}{R} - fY_D) \end{aligned} \right]$$

$$(m_1 d - m_c h f) \ddot{x} = M \frac{d}{R} + M' f - m_c g a f - m_A g b f . \quad (12)$$

Реактивный момент равен

$$M' = J_o \ddot{\xi} = \frac{1}{2} m_B R^2 \frac{\ddot{x}}{R} = \frac{1}{2} m_B R \ddot{x} . \quad (13)$$

С учетом равенства (13) уравнение (12) принимает вид

$$\left(m_1 d - m_c h f - \frac{1}{2} m_B R f \right) \ddot{x} = M \frac{d}{R} - m_c g a f - m_A g b f . \quad (14)$$

Введем обозначения

$$a_1 = \frac{d}{R}; \quad a_2 = m_c g a f + m_A g b f; \quad a_3 = m_1 d - m_c h f - \frac{1}{2} m_B R , \quad (15)$$

и перепишем равенство (14) в следующем виде

$$a_3 \ddot{x} = M a_1 - a_2 . \quad (16)$$

Дифференциальное уравнение (16) описывает движение системы вдоль оси x .

Определим зависимость крутящего момента $M=M(t)$ в интервале от 0 до τ , т.е. от момента включения двигателя ($t=0$) до начала движения ($t=\tau$). Наличие такого промежутка времени обусловлено существованием силы трения покоя F_T (сцепления), приложенной к автомобилю со стороны дороги (схематически показанной в точке D). После промежутка времени $0-\tau$ скорость поступательного движения автомобиля возрастает до некоторого значения v_1 .

В первом приближении можно считать, что вращающий момент, который развивает двигатель, определяется дифференциальным уравнением

$$b_1 \frac{dM}{dt} + b_2 M = b_3 - \alpha \omega , \quad (17)$$

где b_1, b_2, b_3, α - постоянные коэффициенты, ω - угловая скорость вращения ведущего вала.

Положим в уравнении (17) $\omega = 0$ и проинтегрируем его

$$\begin{aligned} \frac{dM}{dt} + \frac{b_2}{b_1} M &= \frac{b_3}{b_1}; \\ M(t) &= e^{-\int \frac{b_2}{b_1} dt} \left[e^{\int \frac{b_2}{b_1} dt} \cdot \frac{b_3}{b_1} dt + C \right]; \\ M(t) &= e^{-\frac{b_2}{b_1} t} \left[\frac{1}{\frac{b_2}{b_1}} e^{-\frac{b_2}{b_1} t} \frac{b_3}{b_1} + C \right] = \frac{b_3}{b_2} + C e^{-\frac{b_2}{b_1} t} . \end{aligned}$$

Учитывая начальное условие $M(t=0)=0$ находим C

$C = -b_3/b_2$ и, следовательно

$$M(t) = \frac{b_3}{b_2} \left(1 - e^{-\frac{b_2}{b_1} t} \right) . \quad (18)$$

Условие трогания с места автомобиля записываем в виде $\ddot{x} > 0$. Используя уравнение (16), получаем условие трогания с места для вращающего момента $M > (a_2/a_1)$.

Начальное значение момента M_H , при котором система приходит в движение

$$M_H = a_2/a_1 . \quad (19)$$

Определяем интервал времени τ от момента включения двигателя до начала движения системы. Учитывая, что $M_H = M(\tau)$ из уравнения (18) получаем

$$M_H = \frac{b_3}{b_2} \left(1 - e^{-\frac{b_2}{b_1} \tau} \right); \quad (20)$$

$$\tau = \frac{b_1}{b_2} \ln \left(\frac{b_3}{b_3 - b_2 M_H} \right) . \quad (21)$$

Найдем зависимость скорости от времени при $t < \tau$, т.е. $v=v(t)$. Учитывая, что $\dot{x} = v$, уравнения (17) и (16) запишем в следующем виде

$$\left. \begin{aligned} b_1 \frac{dM}{dt} + b_2 M &= b_3 - \frac{\alpha}{R} v; \\ a_3 \frac{dv}{dt} &= a_1 M - a_2. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Из второго уравнения этой системы находим

$$M = \frac{a_2}{a_1} + \frac{a_3}{a_1} \frac{dv}{dt}. \quad (23)$$

Продифференцируем это уравнение по t

$$\frac{dM}{dt} = \frac{a_3}{a_1} \frac{dv}{dt}. \quad (24)$$

Подставляя равенство (23) и (24) в первое уравнение системы (22), получаем следующее уравнение

$$\frac{d^2 v}{dt^2} - \frac{b_2}{b_1} \frac{dv}{dt} + \frac{\alpha a_1}{R b_1 a_3} v = \frac{b_3 a_1 - a_2 b_2}{b_1 a_3}. \quad (25)$$

Введем следующие обозначения

$$2n = \frac{b_2}{b_1}; \quad k^2 = \frac{\alpha a_1}{R b_1 a_3}; \quad D = \frac{b_3 a_1 - a_2 b_2}{b_1 a_3}. \quad (26)$$

В таком случае из равенства (25) имеем

$$\frac{d^2 v}{dt^2} + 2n \frac{dv}{dt} + k^2 v = D. \quad (27)$$

Запишем начальные условия для уравнения (27)

$$\left. \begin{aligned} t = \tau; v &= 0 \\ t = \tau; \frac{dv}{dt} &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (28)$$

Последнее условие следует из второго уравнения системы (22) при $M(\tau) = M_H$.

Согласно теории дифференциальных уравнений вид решения уравнения (27) зависит от отношения коэффициентов n и k .

Вычислим численные значения этих коэффициентов

$$n = \frac{b_2}{2b_1}; \quad n = \frac{2.5}{2 \cdot 25 \cdot 10^{-2}} = 5 \text{ c}^{-1}; \quad d = b - fR;$$

$$d = 4,9 - 0,35 \cdot 1,2 = 4,48; \quad a_1 = \frac{d}{R}; \quad a_1 = \frac{4,48}{1,2} = 3,73;$$

$$a_2 = (m_C g a + m_A g b) f; \quad a_2 = (10000 \cdot 9,8 \cdot 2,9 + 200 \cdot 9,8 \cdot 4,8) \cdot 0,35 = 102762,8;$$

$$m_1 = m_C + \frac{3}{2} m_B + \frac{3}{2} m_A; \quad m_1 = 10000 + \frac{3}{2} 400 + \frac{3}{2} 200 = 10900 \text{ (кг)};$$

$$a_3 = m_1 d - m_C h f - \frac{1}{2} m_B R; \quad a_3 = 10900 - 10000 \cdot 1,5 \cdot 0,35 - \frac{1}{2} 400 \cdot 1,2 = 5410;$$

$$\alpha = 20; \quad k^2 = \frac{\alpha a_1}{R b_1 a_3}; \quad k^2 = \frac{20 \cdot 3,73}{1,2 \cdot 25 \cdot 5410} = 0,00046;$$

$$M_H = \frac{a_2}{a_1}; \quad M_H = \frac{102762,8}{3,73} = 27550,348.$$

Численный расчет показывает, что $n < k$. Поэтому решение уравнения (27) записываем в следующем виде

$$v = Ae^{-nt} sh(k_1 t + \beta) + \frac{D}{k^2}, \quad (29)$$

где A и β - постоянные интегрирования,

$$k_1 = \sqrt{n^2 - k^2}. \quad (30)$$

Постоянные A и β определим из начальных условий, которые задаются уравнениями (28)

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{-D}{kk_1} e^m; \\ th(k_1 \tau + \beta) &= \frac{k_1}{n}; \\ \beta &= 0,5 \cdot \ln \left(\frac{n+k_1}{n-k_1} \right) - k_1 \tau. \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

Из равенства (29) следует, что установившаяся скорость движения автомобиля определяется слагаемым D/k^2 (первое слагаемое с течением времени стремится к нулю). Следовательно,

$$v_y = \frac{D}{k^2}. \quad (32)$$

При движении с установившейся скоростью момент на валу двигателя достигает установившегося значения, которое определяется из второго уравнения системы (22), при $dv/dt=0$:

$$M_y = M_H = \frac{a_2}{a_1}. \quad (33)$$

Момент $M=M(\tau)$ на этапе разгона определяется равенством (18).

2. Определение пути при торможении. Торможение начинается при скорости поступательного движения $v=v_y$ и моменте $M=M_y$, а заканчивается при $v=0$, где $z=0 \div 0,9$. При $z=0$ имеем полную остановку.

Исследуем два режима торможения: 1-й режим - приложение тормозного момента. В этом режиме двигатель работает как тормоз; 2-й режим - механическое торможение. При этом момент $M=const=0$.

1-й режим торможения.

Обозначим тормозной путь через s . Для его определения составим уравнение, выражающее теорему об изменении кинетической энергии системы в конечной форме

$$T_2 - T_1 = \Sigma A_i, \quad (34)$$

где T_2 и T_1 - начальное и конечное значение кинетической энергии соответственно, ΣA_i - сумма работ внешних и внутренних сил. Вычислим эту сумму

$$\Sigma A_i = \int_{v_1}^{v_2} M d\varphi - \int_{x_1}^{x_2} X_{Д} dx = \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{R} dx - f \int_{x_1}^{x_2} Y_{Д} dx. \quad (35)$$

Используем выражение (4) x_i и последнее равенство запишем (34) в виде

$$\frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_2^2 - \dot{x}_1^2) = \frac{1}{R} \int_{x_1}^{x_2} M dx - f \int_{x_1}^{x_2} Y_{Д} dx. \quad (36)$$

здесь x_1 и \dot{x}_1 обозначает координату и скорость в момент времени t_1 , x_2 и \dot{x}_2 - такие же величины в конце торможения. Уравнение (36) содержит неизвестную $Y_{Д}$. Для ее определения составим еще одно уравнение, которое будет содержать эту же неизвестную. Проинтегрируем выражение (9) по x . Так как $\ddot{x} dx = d(\dot{x}^2/2)$, то получаем

$$\frac{1}{2} m_C (\dot{x}_2^2 - \dot{x}_1^2) = - \int_{x_1}^{x_2} M dx + m_C g a (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + m_A g b (x_2 - x_1) - \int_{x_1}^{x_2} Y_{Д} dx. \quad (37)$$

Исключив из равенства (36) и (37) интегралы, содержащие $Y_{Д}$, получаем

$$\frac{1}{2} a_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = a_1 \int_{x_1}^{x_2} M dx - a_2 (x_2 - x_1). \quad (38)$$

Отметим, уравнение (38) можно получить из равенства (16), проинтегрировав его по x .

При торможении дифференциальное уравнение для момента на валу следует записать в следующем виде

$$b_1 \frac{dM}{dt} = -\alpha \omega. \quad (39)$$

Проинтегрируем это уравнение в пределах от t_1 до t

$$b_1 dM = -\alpha \omega dt; \quad b_1 dM = -\frac{\alpha}{R} v dt; \quad b_1 dM = -\frac{\alpha}{R} dx;$$

$$M - M_1 = -\frac{\alpha}{R b_1} (x - x_1). \quad (40)$$

Умножим левую и правую часть равенства (40) на dx и проинтегрируем по x в пределах от x_1 до x_2

$$\int_{x_1}^{x_2} M dx = \left(M_1 + \frac{\alpha x_1}{R b_1} \right) (x_2 - x_1) - \frac{\alpha}{R b_1} \left(\frac{x_2^2 - x_1^2}{2} \right). \quad (41)$$

Подставим (41) в (38)

$$a_3 \left(\frac{\dot{x}_2^2 - \dot{x}_1^2}{2} \right) = a_1 \left(M_1 + \frac{\alpha x_1}{R b_1} \right) (x_2 - x_1) - \frac{\alpha a_1}{R b_1} \left(\frac{x_2^2 - x_1^2}{2} \right) - a_2 (x_2 - x_1). \quad (42)$$

В формуле (42) следует принять:

$x_1=0$ - начало торможения; $x_2=s$ - тормозной путь; $\dot{x}_1 = v_y$ - установившаяся скорость; $M_1 = M_y = (a_2/a_1)$ - момент на валу при установившейся скорости; $\dot{x}_2 = 0,5v_y$ - скорость в конце тормозного пути ($\dot{x}_2 = 0$ при полной остановке).

Подставим эти значения в формулу (42) и получим

$$\frac{a_3}{2} (z^2 - 1) v_y^2 = -\frac{\alpha a_1}{2 R b_1} s^2. \quad (43)$$

Отсюда находим путь торможения s , т.у. путь, на котором скорость снижается до величины $z v_y$

$$s = \sqrt{\frac{a_3 R b_1}{\alpha a_1} (1 - z^2)} \cdot v_y. \quad (44)$$

2-й режим торможения.

Уравнение для описания движения системы при втором режиме торможения можно получить из равенства (42), положив в нем коэффициент $a_1=0$

$$\frac{a_3}{2} (\dot{x}_2^2 - \dot{x}_1^2) = -a_2 (x_2 - x_1). \quad (45)$$

В этом уравнении принимаем: $x_1=0$ - начало торможения; $\dot{x}_1 = v_y$ - скорость в начале торможения; $x_2=s_2$ - путь торможения; $\dot{x}_2 = z_2 v_y$ - скорость в конце торможения.

С учетом этих обозначений из уравнения (45) находим

$$s_2 = \frac{a_3}{2 a_2} (1 - z^2) v_y^2. \quad (46)$$

Выводы и направление дальнейших исследований. Получены зависимости для определения вращающего момента при пуске и разгоне автомобиля и установившегося вращающего момента от времени.

Получены зависимости для определения скорости и установившейся скорости движения автомобиля от времени.

Получены зависимости для определения пути торможения для двух режимов торможения: двигателем и тормозными механизмами.

Данные зависимости пригодны для математического моделирования на компьютере тягово-скоростных и тормозных свойств автомобиля с целью исследования проблемы безопасности движения и в учебном процессе при изучении общетехнических и специальных дисциплин.

Список литературы

1. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля / В.П. Тарасик. - СПб.: БХВ. - Петербург, 2006. - 478 с.

2. Безбородова Г.Б. Моделирование движения автомобиля / Г.Б. Безбородова, В.Г. Галушко. - Киев: Вища школа, 1978. - 166 с.
3. Динамика автомобиля / М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко, В.А. Павленко, В.Л. Файст, Д.М. Клец, В.В. Редько // Под. ред. М.А. Подригало. - Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. - 424 с.
4. Туренко А.Н. Исследование тормозной динамики автомобиля при анализе дорожно-транспортного происшествия / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, А.В. Сараев, А.О. Малявин // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. - Харьков: ХНАДУ, 2010. - Вып. 26. С. 17 - 22.
5. Алфутов Н.А. Устойчивость движения и равновесие / Н.А. Алфутов, К.С. Колесников. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2003. - 2003.

Рукопись поступила в редакцию 23.03.12

УДК 622.233.6

А.С. ГРОМАДСКИЙ, д-р техн. наук, проф., Ю.Г. ГОРБАЧОВ канд.техн.наук., доц.,
В.А. ГРОМАДСКИЙ, аспирант, ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

ИССЛЕДОВАНИЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ СТАНКА СБШ-250 С КАНАТНО-ПОЛИСПАСТНЫМ МЕХАНИЗМОМ ПОДАЧИ БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА

Разработана динамическая и математическая модели и приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований вертикальных колебаний станка СБШ-250, доказана адекватность разработанных моделей.

Проблема и ее связь с практическими задачами. Станки шарошечного бурения со шпиндельным вращателем и канатно-полиспастным подающим механизмом (ВПМ) широко распространены при открытой добыче рудных месторождений. Существенной проблемой этих машин являются значительная вибрация и выходы из строя конструктивных элементов станка, а также превышение санитарно-гигиенических норм вибрации рабочего места оператора.

Анализ исследований и публикаций. В работе [1] рассмотрена конструктивная модель к исследованию продольных колебаний бурового става станка СБШ-250, рис. 1.

Впервые показано, что у станков шарошечного бурения со шпиндельным вращателем и канатно-поли-спастным механизмом подачи бурового става амортизатором продольных колебаний (АПК) бурового става изначально являются канаты напора и подъема вращателя. А также то, что для повышения эффективности гашения вибрации за счет АПК необходима установка кассет упругодемпфирующих элементов дополнительного АПК последовательно с канатами подачи бурового инструмента на забой.

Однако для детальных параметрических исследований влияния на вибрационные нагрузки массы вращателя вместе с буровым ставом, жесткости подвески вращателя и величины демпфирования необходимо представление адекватной динамической и математической моделей колебательной системы.

Постановка задачи. Построение динамической и математической моделей вертикальных колебаний станка СБШ-250, экспериментальная проверка адекватности модели. Исследование влияния параметров массы, жесткости и демпфирования подвески вращателя на амплитуды резонансных вертикальных колебаний бурового станка.

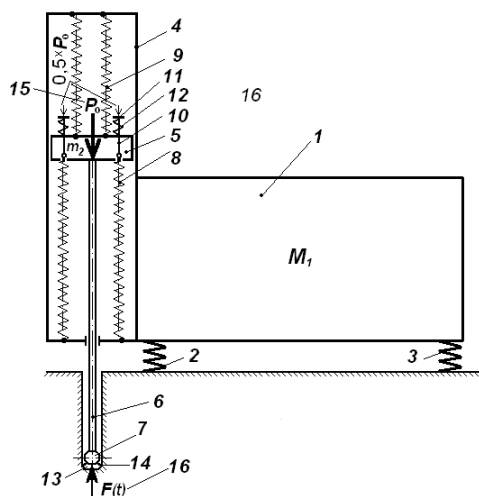


Рис. 1. Конструктивная модель к исследованию продольных колебаний бурового става станка СБШ-250: 1 - общая масса M_1 бурового станка; 2 - упругие связи породы под башмаками передних горизонтирующих домкратов; 3 - упругие связи породы под башмаком заднего горизонтирующего домкрата; 4 - мачта станка; 5 - суммарная масса вращателя и бурового става ($m_2 = m_{ep} + m_{bc}$); 6 - буровой став; 7 - долото; 8 - упругие связи напорных канатов; 9 - упругие связи канатов подъема; 10 - тяги кассет амортизатора продольных колебаний дополнительного АПК; 11 - опорные крышки кассет дополнительного АПК; 12 - упругие элементы кассет дополнительного АПК; 13 - призабойная зона скважины; 14 - породоразрушающие штыри; 15 P_0 - осевое усилие, прикладываемое к буровому ставу; 16 - $F(t)$ динамическая сила, генерируемая долотом в призабойной зоне

Методика исследований. При построении моделей использованы элементы классической теории колебаний [2] систем с несколькими степенями свободы, описание