

## НАДЗЕЙНАСЦЬ І ДАЎГАВЕЧНАСЦЬ МАШЫН

УДК 630.323

М. С. ВЫСОЦКИЙ, А. В. ЖУКОВ, В. А. КОРОБКИН, Д. В. КЛОКОВ

### ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЛЕСНОЙ КОЛЕСНОЙ ТРАНСПОРТНО-ПОГРУЗОЧНОЙ МАШИНЫ

Важным этапом при исследовании динамики лесной транспортно-погрузочной машины является разработка математической модели. Она отражает сложную взаимосвязь в подсистемах машины (двигатель, трансмиссия, ведущие мосты, движители), учитывает реальные возмущающие воздействия (неровности поверхности дороги, крутящий момент двигателя) и позволяет наряду с задачами тяговой динамики, устойчивости, управляемости решать широкий круг проблем, связанных с динамической нагруженностью подсистем.

При разработке расчетной модели принят ряд допущений [1—6]: распределенные массы трансмиссии машины заменены сосредоточенными, соединенными безынерционными упругодемпфирующими связями; при транспортировании сортиментов машина движется прямолинейно без спусков и подъемов; колесная система рассматривается как плоская симметричная относительно своей продольной оси; остов машины представляет собой твердое тело с продольной осью симметрии; колеса совершают безотрывное движение без бокового проскальзывания; беговая дорожка шины рассматривается в виде безынерционного обруча с радиусом, равным радиусу качения, а контакт колеса с дорогой — точечным; жесткости шин, трансмиссии постоянны, демпфирующие сопротивления пропорциональны первой степени скорости деформации; в элементах трансмиссии не учитывается жесткость зубьев шестерен зацепления, так как она значительно больше жесткости валов; высокочастотные колебания шестерен, валов и других деталей трансмиссии как с сосредоточенными, так и с распределенными параметрами не рассматриваются; механизм рулевого управления зафиксирован в положении, соответствующем прямолинейному движению трактора; колебания масс системы малые.

На рис. 1 приведена расчетная схема динамической системы лесной транспортно-погрузочной машины типа БК6, разработанная с учетом принятых допущений на основе анализа ее конструкции и кинематики движения звеньев.

Расчетная динамическая система имеет шестнадцать степеней свободы, позволяющих описать ее колебания в продольной вертикальной плоскости. Положение системы определяется следующими обобщенными координатами: углом поворота коленчатого вала двигателя  $\varphi_d$ ; углами поворота элементов трансмиссии соответственно сцепления и выходного вала коробки передач  $\varphi_{сц}$ ,  $\varphi_{вк}$ ; угловыми перемещениями передних и задних колес  $\varphi_{кп1}$ ,  $\varphi_{кз1}$ ,  $\varphi_{кз2}$ ; угловыми перемещениями масс трактора, груза, кабины и балансирного редуктора  $\varphi_r$ ,  $\varphi_{гп}$ ,  $\varphi_k$ ,  $\varphi_б$ ; вертикальными перемещениями центра тяжести машины, груза, кабины и водителя  $Y_r$ ,  $Y_{гп}$ ,  $Y_k$ ,  $Y_б$ ; продольным перемещением корпуса машины  $X_r$ .

На расчетной схеме обозначены соответствующие массы и моменты инерции, упругодемпфирующие, размерные и кинематические параметры динамической системы.

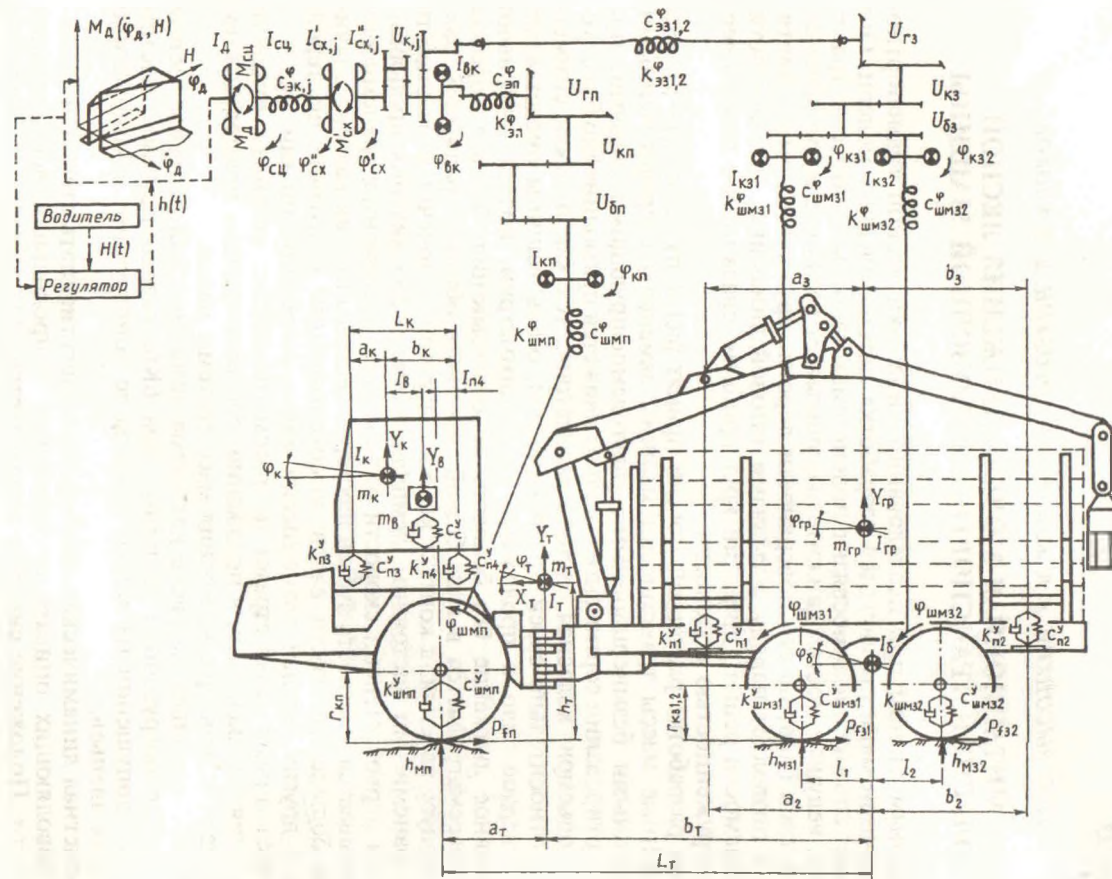


Рис. 1. Расчетная схема динамической системы лесной транспортно-погрузочной машины



М а с с ы :  $m_T$  — машины;  $m_{гр}$ ,  $m_k$ ,  $m_b$  — подрессоренные массы груза, кабины, водителя.

М о м е н т ы и н е р ц и и :  $I_d$  — вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления;  $I_{сц}$  — ведомых частей и вала сцепления;  $I'_{сх,j}$  — приведенный к первичному валу момент инерции ведущих частей коробки передач (КП) на  $j$ -й передаче;  $I''_{сх,j}$  — приведенный к первичному валу момент инерции ведомых частей КП на  $j$ -й передаче;  $I_{вк}$  — приведенный к первичному валу момент инерции вторичного вала со связанными с ним деталями КП;  $I_{кп(з1, з2)}$  — приведенные к первичному валу КП суммарные моменты инерции колес с шинами переднего и заднего ведущих мостов и связанных с ними деталями трансмиссии;  $I_T$ ,  $I_{гр}$ ,  $I_k$  — моменты инерции машины, груза, кабины.

Ж е с т к о с т и и к о э ф ф и ц и е н т ы с о п р о т и в л е н и я :  $c_{эк,j}^φ$ ,  $k_{эк,j}^φ$  — эквивалентная жесткость и коэффициент сопротивления валов КП и вала сцепления на  $j$ -й передаче, приведенные к первичному валу;  $c_{эп(з1, з2)}^φ$ ,  $k_{эп(з1, з2)}^φ$  — эквивалентные крутильные жесткости и коэффициенты сопротивления валов привода переднего и заднего мостов машины;  $c_{шмп(з1, з2)}^φ$ ,  $k_{шмп(з1, з2)}^φ$  — суммарные крутильные жесткости и коэффициенты сопротивления шин переднего и заднего мостов машины;  $c_{шмп(з1, з2)}^y$ ,  $k_{шмп(з1, з2)}^y$  — суммарные вертикальные жесткости и коэффициенты сопротивления соответствующих мостов машины;  $c_{п1}^y$ ,  $c_{п2}^y$ ,  $c_{п3}^y$ ,  $c_{п4}^y$ ,  $c_s^y$ ,  $k_{п1}^y$ ,  $k_{п2}^y$ ,  $k_{п3}^y$ ,  $k_{п4}^y$ ,  $k_c^y$  — суммарные вертикальные жесткости и коэффициенты сопротивления подвески груза, кабины и сиденья оператора.

К и н е м а т и ч е с к и е п а р а м е т р ы :  $U_{к,j}$  — передаточное число КП на  $j$ -й передаче;  $U_{п1}$ ,  $U_{п2}$  — передаточные числа главной передачи переднего и заднего мостов машины;  $U_{кп1}$ ,  $U_{бп1}$ ,  $U_{кз}$ ,  $U_{бз}$  — передаточные числа бортовых передач соответствующих мостов;  $r_{кп1}$ ,  $r_{кз}$  — радиусы качения колес соответствующих ведущих мостов.

Г е о м е т р и ч е с к и е п а р а м е т р ы :  $L_T$  — база машины;  $a_T$ ,  $b_T$ ,  $h_T$  — координаты центра тяжести машины;  $a_2$ ,  $b_2$ ,  $a_3$ ,  $b_3$  — координаты центра тяжести груза;  $L_k$ ,  $a_k$ ,  $b_k$ ,  $l_{п4}$ ,  $l_b$  — координаты центра тяжести кабины и сиденья оператора;  $h_{мп1}$ ,  $h_{мп2}$ ,  $h_{мз1}$ ,  $h_{мз2}$  — текущие значения неровностей под колесами машины.

Расчетная схема учитывает значение крутящего момента двигателя  $M_d$ , задаваемого в зависимости от частоты вращения коленчатого вала по его статическим характеристикам, заданным в виде кусочно-линейных функций [7—9].

Необходимые для описания исследуемой динамической системы параметры определяются расчетным путем или экспериментально.

Вывод дифференциальных уравнений движения осуществляется традиционными энергетическими методами исходя из уравнений Лагранжа второго рода с последующей проверкой по условиям равновесия действующих сил и моментов. Система дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы машины в продольной вертикальной плоскости, имеет вид

$$\begin{aligned}
 I_d \ddot{\phi}_d - M_d + M_{сц} &= 0; \\
 I_{сц} \ddot{\phi}_{сц} - M_{сц} + M_{эк,j} &= 0; \\
 I'_{сх,j} \ddot{\phi}'_{сх} - M_{эк,j} + M''_{сх,j} &= 0; \\
 (I'_{сх,j} + I_{вк}) \ddot{\phi}_{сх} - M_{сх,j} + M_{вк} &= 0; \\
 I_{кп} \ddot{\phi}_{кп} - M_{эп} U_{мп} + M_{шмп} &= 0; \\
 I_{кз1} \ddot{\phi}_{кз1} - M_{эз1} U_{мз1} + M_{шмз1} &= 0; \\
 I_{кз2} \ddot{\phi}_{кз2} - M_{эз2} U_{мз2} + M_{шмз2} &= 0; \\
 I_T \ddot{\phi}_T - (M_{шмп}/r_{кп})(h_T - r_{кп}) U_{трп}/r_{кп} - (M_{шмз1}/r_{кз1})(h_T - r_{кз1}) U_{трз1}/r_{кз1} -
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
& - (M_{\text{шмз2}}/r_{\text{кз2}})(h_{\text{т}} - r_{\text{кз2}})U_{\text{трз2}} : r_{\text{крз2}} - P_{\text{шмп}}^y a_{\text{т}} + P_{\text{шмз1}}^y (b_{\text{т}} - l_1) + \\
& + P_{\text{шмз2}}^y (b_{\text{т}} + l_2) - P_{\text{п1}}^y (b_{\text{т}} - a_2) - P_{\text{п2}}^y (b_{\text{т}} + b_2) + P_{\text{п3}}^y (a_{\text{т}} - l_{\text{п4}} + L_{\text{к}}) + \\
& \quad + P_{\text{п4}}^y (a_{\text{т}} - l_{\text{п4}}) = 0; \\
& \quad I_{\text{гр}} \ddot{\varphi}_{\text{гр}} + P_{\text{п1}}^y a_3 - P_{\text{п2}}^y b_3 = 0; \\
& \quad I_{\text{к}} \ddot{\varphi}_{\text{к}} + P_{\text{п4}}^y b_{\text{к}} - P_{\text{п3}}^y a_{\text{к}} - P_{\text{с}}^y l_{\text{в}} = 0; \\
& \quad I_{\text{б}} \ddot{\varphi}_{\text{б}} + P_{\text{шмз1}}^y l_1 + P_{\text{шмз2}}^y l_2 = 0; \\
& m_{\text{т}} \ddot{Y}_{\text{т}} - P_{\text{шмп}}^y - P_{\text{шмз1}}^y - P_{\text{шмз2}}^y + P_{\text{п1}}^y + P_{\text{п2}}^y + P_{\text{п3}}^y + P_{\text{п4}}^y = 0; \\
& \quad m_{\text{гр}} \ddot{Y}_{\text{гр}} - P_{\text{п1}}^y - P_{\text{п2}}^y = 0; \\
& \quad m_{\text{к}} \ddot{Y}_{\text{к}} - P_{\text{п3}}^y - P_{\text{п4}}^y + P_{\text{с}}^y = 0; \\
& \quad m_{\text{в}} \ddot{Y}_{\text{в}} - P_{\text{с}}^y = 0; \\
& (m_{\text{т}} + m_{\text{гр}} + m_{\text{к}} + m_{\text{в}}) \ddot{X}_{\text{т}} - M_{\text{шмп}}/r_{\text{кт}} - M_{\text{шмз1}}/r_{\text{кз1}} - M_{\text{шмз2}}/r_{\text{кз2}} = \\
& \quad = -P_{\text{фп}} - P_{\text{фтз1}} - P_{\text{фтз1}},
\end{aligned} \tag{1}$$

где  $M$  и  $M_{\text{сц}}$  — соответственно крутящие моменты двигателя и сцепления;  $M_{\text{эк},j}$  — крутящий момент на  $j$ -й передаче, приведенный к первичному валу КП;  $M_{\text{вк}} = M_{\text{эп}} + M_{\text{зз1}} + M_{\text{зз2}}$  — крутящий момент на выходном валу КП;  $M_{\text{эп(зз1, зз2)}}$  — крутящий момент в ветвях привода переднего (заднего) моста;  $M_{\text{шмп(шмз1, шмз2)}}$  — реактивный момент в шинах ведущих мостов;  $P_{\text{шмп}}^y$ ,  $P_{\text{шмз1}}^y$ ,  $P_{\text{шмз2}}^y$  — соответственно приведенные силы передних и задних шин;  $P_{\text{п1}}^y$ ,  $P_{\text{п2}}^y$ ,  $P_{\text{п3}}^y$ ,  $P_{\text{п4}}^y$ ,  $P_{\text{с}}^y$  — приведенные силы подвески груза, кабины и сиденья водителя.

Приведенные крутящие и реактивные моменты, а также силы, входящие в систему уравнений, принимают следующие выражения:

$$\begin{aligned}
M_{\text{эк},j} &= c_{\text{эк},j}^{\varphi} (\varphi_{\text{сц}} - \varphi_{\text{сх},j}) + k_{\text{эк},j}^{\varphi} (\dot{\varphi}_{\text{сц}} - \dot{\varphi}_{\text{сх},j}); \\
M_{\text{эп(з1,з2)}} &= c_{\text{эп(з1,з2)}}^{\varphi} (\varphi_{\text{вк}} - \varphi_{\text{кп(з1,з2)}}) + k_{\text{эп(з1,з2)}}^{\varphi} (\dot{\varphi}_{\text{вк}} - \dot{\varphi}_{\text{кп(з1,з2)}}); \\
M_{\text{вк}} &= M_{\text{эп}} + M_{\text{зз1}} + M_{\text{зз2}}; \\
M_{\text{шмп(з1,з2)}} &= c_{\text{шмп(з1,з2)}}^{\varphi} (\varphi_{\text{кп(з1,з2)}} - \varphi_{\text{шмп(з1,з2)}}) + \\
& \quad + k_{\text{шмп(з1,з2)}}^{\varphi} (\dot{\varphi}_{\text{кп(з1,з2)}} - \dot{\varphi}_{\text{шмп(з1,з2)}}); \\
\varphi_{\text{шмп(з1,з2)}} &= \frac{[x_{\text{т}} + (h_{\text{т}} - r_{\text{кп(з1,з2)}})\varphi_{\text{т}}]}{r_{\text{кп(з1,з2)}}} U_{\text{трп(з1,з2)}}; \\
P_{\text{шмп}}^y &= c_{\text{шмп}}^y (-Y_{\text{т}} - a_{\text{т}}\varphi_{\text{т}} + h_{\text{мп}}) + k_{\text{шмп}}^y (-\dot{Y}_{\text{т}} - a_{\text{т}}\dot{\varphi}_{\text{т}} + \dot{h}_{\text{мп}}); \\
P_{\text{шмз1}}^y &= c_{\text{шмз1}}^y [-Y_{\text{т}} + (b_{\text{т}} - l_1)\varphi_{\text{т}} - \varphi_{\text{б}}l_1 + h_{\text{мз1}}] + k_{\text{шмз1}}^y [-\dot{Y}_{\text{т}} + (b_{\text{т}} - l_1)\dot{\varphi}_{\text{т}}\varphi_{\text{б}} \times \\
& \quad \times l_1 + \dot{h}_{\text{мз1}}]; \\
P_{\text{шмз2}}^y &= c_{\text{шмз2}}^y [-Y_{\text{т}} + (b_{\text{т}} - l_2)\varphi_{\text{т}} + \varphi_{\text{б}}l_2 + h_{\text{мз2}}] + k_{\text{шмз2}}^y [-\dot{Y}_{\text{т}} + (b_{\text{т}} + l_2)\dot{\varphi}_{\text{т}}\varphi_{\text{б}} \times \\
& \quad \times l_2 + \dot{h}_{\text{мз2}}]; \\
P_{\text{п1}}^y &= c_{\text{п1}}^y [Y_{\text{т}} - (b_{\text{т}} - a_2)\varphi_{\text{т}} - Y_{\text{гр}} - \varphi_{\text{гр}}a_3] + k_{\text{п1}}^y [\dot{Y}_{\text{т}} - (b_{\text{т}} - a_2)\dot{\varphi}_{\text{т}} -
\end{aligned}$$

$$- \dot{Y}_{\Gamma P} - \dot{\varphi}_{\Gamma P} a_3];$$

$$P_{\text{п2}}^y = c_{\text{п2}}^y [Y_{\Gamma} - (b_{\Gamma} + b_2)\varphi_{\Gamma} - Y_{\Gamma P} + \varphi_{\Gamma P} b_3] + k_{\text{п2}}^y [\dot{Y}_{\Gamma} - (b_{\Gamma} + b_2)\dot{\varphi}_{\Gamma} - \dot{Y}_{\Gamma P} + \dot{\varphi}_{\Gamma P} b_3];$$

$$P_{\text{п3}}^y = c_{\text{п3}}^y [Y_{\Gamma} + (a_{\Gamma} - l_{\text{п4}} + L_{\kappa})\varphi_{\Gamma} - Y_{\kappa} - \varphi_{\kappa} a_{\kappa}] + k_{\text{п3}}^y [\dot{Y}_{\Gamma} + (a_{\Gamma} - l_{\text{п4}} + L_{\kappa})\dot{\varphi}_{\Gamma} - \dot{Y}_{\kappa} - \dot{\varphi}_{\kappa} a_{\kappa}];$$

$$P_{\text{п4}}^y = c_{\text{п4}}^y [Y_{\Gamma} + (a_{\Gamma} - l_{\text{п4}})\varphi_{\Gamma} - Y_{\kappa} + \varphi_{\kappa} b_{\kappa}] + k_{\text{п4}}^y [\dot{Y}_{\Gamma} + (a_{\Gamma} - l_{\text{п4}})\dot{\varphi}_{\Gamma} - \dot{Y}_{\kappa} + \dot{\varphi}_{\kappa} b_{\kappa}];$$

$$P_{\text{с}}^y = c_{\text{с}}^y (Y_{\kappa} - l_{\text{в}}\varphi_{\kappa} - Y_{\text{в}}) + k_{\text{с}}^y (\dot{Y}_{\Gamma} - l_{\text{в}}\dot{\varphi}_{\kappa} - \dot{Y}_{\text{в}}).$$

Величины сил сопротивления качению колес соответствующих осей машины учитывают перераспределение нагрузок от инерции и динамического воздействия неровностей опорной поверхности при движении [1]. Их значения можно определить по формуле

$$P_{\text{ф1}} = \left( \frac{m_{\Gamma} g b_{\Gamma}}{L_{\Gamma}} + P_{\text{шмп}}^y \right) f_{\text{с}}; \quad P_{\text{ф1}} = \left( \frac{m_{\Gamma} g a_{\Gamma}}{L_{\Gamma} - l_1} + P_{\text{шмп1}}^y \right) f_{\text{с}};$$

$$P_{\text{ф2}} = \left( \frac{m_{\Gamma} g a_{\Gamma}}{L_{\Gamma} + l_2} + P_{\text{шмп2}}^y \right) f_{\text{с}}.$$

Моделирование переходного процесса, возникающего при включении сцепления (рис. 2, а), производится в два этапа [8, 10, 11]: трогание машины с места (период работы сцепления с пробуксовкой); дальнейшее движение машины (буксование заканчивается).

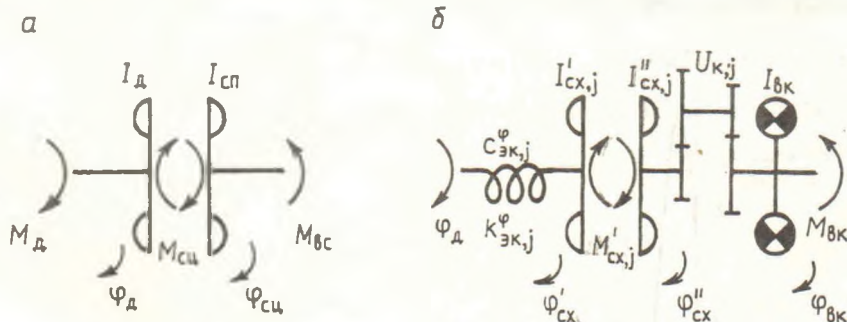


Рис. 2. Расчетные схемы сцепления (а) и КП (б)

I этап — сцепление буксует ( $\dot{\varphi}_{\text{д}} \neq \dot{\varphi}_{\text{сц}}$ )

$$I_{\text{д}} \ddot{\varphi}_{\text{д}} - M_{\text{д}} + M_{\text{сц}} = 0;$$

$$I_{\text{сц}} \ddot{\varphi}_{\text{сц}} - M_{\text{сц}} + M_{\text{э,к, j}} = 0;$$

II этап — сцепление не буксует ( $\dot{\varphi}_{\text{д}} = \dot{\varphi}_{\text{сц}}$ )

$$(I_{\text{д}} + I_{\text{сц}}) \ddot{\varphi}_{\text{д}} - M_{\text{д}} + M_{\text{э,к, j}} = 0.$$

При расчетных исследованиях динамики разгона машины с переключением передач важно правильно описать работу КП, ее синхронизаторов. На стадии проектирования целесообразно использовать упрощенную расчетную схему (рис. 2, б), имитирующую работу КП.



Когда в КП включена передача ( $\dot{\phi}_{сх}^I = \dot{\phi}_{сх}^{II} = \dot{\phi}_{вк}$ ), то дифференциальное уравнение, описывающее ее работу, следующее:

$$(I_{сх,j}^I + I_{сх,j}^{II} + I_{вк})\ddot{\phi}_{вк} - M_{эк,j} + M_{вк} = 0.$$

При переключении передач, когда поочередно выполняются операции: выключение одной, нейтральное положение и включение другой передачи, дифференциальные уравнения следующие:

$$I_{сх,j}^I \ddot{\phi}_{сх}^I - M_{эк,j} + M_{сх,j}^I = 0;$$

$$(I_{сх,j}^{II} + I_{вк})\ddot{\phi}_{сх} - M_{сх,j} + M_{вк} = 0.$$

Общая система дифференциальных уравнений (1) решается методом Рунге-Кутты 4-го порядка точности с помощью специально разработанного комплекса модулей системы программ.

Использование данной модели позволяет описывать поведение лесотранспортной системы с учетом варьирования ее параметров и особенностей возмущающих факторов.

Оценка точности разработанной математической модели и методики расчета производились путем сравнения результатов теоретических исследований с данными эксперимента.

С целью подтверждения справедливости расчетной модели производилась оценка соответствия расчетных и экспериментальных спектральных плотностей процессов колебаний машины с помощью статистики  $D^2$  эквивалентности энергетических спектров [12]. Из сравнения двух спектральных плотностей при условии, что каждая из них (рис. 3) получена с одинаковой разрешающей способностью в одной и той же полосе частот, по тесту эквивалентности энергетических спектров сделан вывод об удовлетворительной сходимости результатов расчетных и экспериментальных данных.

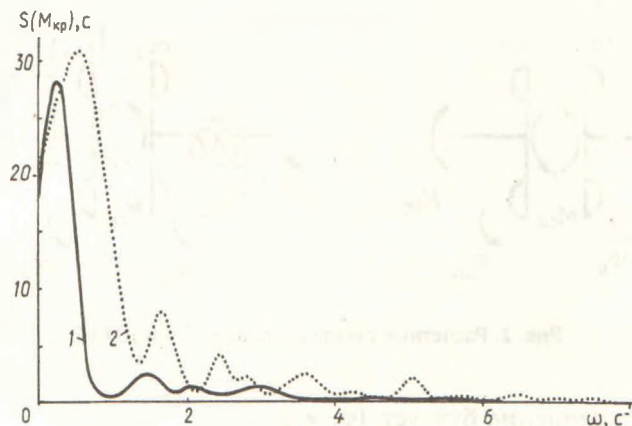


Рис. 3. Нормированные спектральные плотности крутящего момента на передней полуоси машины с грузом 5т при движении по магистральному волоку со скоростью 2,1 м/с: 1 — экспериментальная; 2 — теоретическая

Величина статистики  $D^2$  находится в пределах 9,8—23,5 при значении области принятия гипотезы, равном 27,59.

Проведенные с помощью разработанной математической модели исследования позволили оценить влияние параметров динамической системы на нагруженность ее элементов, при трогании, переключении передач и движении на установившихся режимах. На основе анализа

полученных результатов разработаны рекомендации, направленные на совершенствование конструкции и оптимизацию параметров ее отдельных элементов с учетом условий и режимов эксплуатации.

### Summary

The developed model describes the operation of the forwarder taken account it's varying parameters and features of disturbing factors.

### Литература

1. В ы с о ц к и й М. С., Ж у к о в А. В., О п е й к о С. Ф. // Весті АН БССР. Сер. фіз.-тэхн. навук. 1991. № 2. С. 81—86.
2. В ы с о ц к и й М. С., Ж у к о в А. В., О п е й к о С. Ф., Х о н т о в а Н. П. // Весті АН БССР. Сер. фіз.-тэхн. навук. 1991. № 3. С. 89—92.
3. В ы с о ц к и й М. С. и др. // Весті АН БССР. Сер. фіз.-тэхн. навук. 1991. № 2. С. 87—92.
4. А л ь г и н В. Б. Динамика и надежность трансмиссий мобильных машин: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Мн., 1978.
5. А н и к и н Н. И. Снижение динамической нагруженности и повышение долговечности трансмиссии лесопромышленных колесных тракторов на основе анализа динамических процессов в характерных условиях эксплуатации: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Химки, 1988.
6. К о м о в А. Б. Повышение надежности трансмиссии автомобиля путем уменьшения уровня динамической нагруженности ее элементов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1990.
7. К о н д р а ш к и н С. И., К о н т а н и с т о в С. П., С е м е н о в В. М. // Автомобильная промышленность. 1979. № 7. С. 24—27.
8. К о н т а н и с т о в С. П. Исследование переходных процессов в динамической системе двигатель—сцепление—трансмиссия—подвеска грузового автомобиля: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1979.
9. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. ред. А. И. Гришкевича. М., 1984.
10. А л ь г и н В. Б., П а в л о в с к и й В. Я., П о д д у б к о С. Н. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора. Мн., 1986.
11. О с т р о в е р х о в Н. Л., К с е н д з о в В. Н. Нагруженность трансмиссий колесных машин. Мн., 1983.
12. Б е н д а т Дж., П и р с о л А. Прикладной анализ случайных данных. М., 1989.

*Белорусский государственный  
технологический университет*

*Поступила в редакцию  
06.03.97*