УДК 629.3.017

НАГРУЖЕННОСТЬ ВАЛОЧНО-ПАКЕТИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ ПРИ ПОДЪЕМЕ ДЕРЕВА СТРЕЛОЙ

Александров В.А., Шоль Н.Р., Тимохов Р.С., Гасымов Г.Ш.

ФГБОУ ВПО «Ухтинский государственный технический университет», Ухта, e-mail: chonochka@mail.ru

При разборе завалов леса валочно-пакетирующей машиной часто возникают режимы аварийного торможения стрелы манипулятора при подъеме или опускании горизонтально расположенного дерева, вследствие чего происходят колебания масс динамической системы значительных амплитуд. Режим аварийного торможения стрелы манипулятора при подъеме (опускании) горизонтально расположенного дерева сопровождается добавочной динамической нагрузкой на машину. Невысокие значения коэффициентов динамичности определяются большим статистическим моментом в этом случае. При этом снижение частоты вращения коленчатого вала двигателя происходит в пределах допустимых значений. Представленные математические модели динамических систем «Валочно-пакетирующая машина – предмет труда – дерево» и «Силовая установка – предмет труда – дерево» позволяют определить соответственно динамическую нагрузку на манипулятор и динамический момент на коленчатом валу двигателя на стадии разработки конструкторской документации.

Ключевые слова: валочно-пакетирующая машина, дерево, манипулятор, торможение, математическая модель

LOADING FELLER BUNCHER IN BRAKING MODE WHEN CLIMBING A TREE ARROW

Aleksandrov V.A., Shol N.R., Timokhov R.S., Gasymov G.S.

FGBOU VPO «Ukhta State Technical University», Ukhta, e-mail: chonochka@mail.ru

When removing the debris timber feller bunchers regimes often have emergency braking the boom arm when raising or lowering a horizontal tree, so that the mass oscillates dynamic system of significant amplitudes. Mode of emergency braking the boom arm while lifting (lowering) a horizontal tree, accompanied by the additional dynamic load on the machine. Low values of the coefficients are determined by a large dynamic statistical point in this case. The decrease in engine speed motor is within the permissible range. The presented mathematical models of dynamic systems, «Feller Buncher – subject of work – Tree» and «The power plant, the subject of labor-tree» allow us to determine, respectively, the dynamic load on the arm and dynamic torque on the crankshaft of the engine under development of design documentation.

Keywords: feller buncher, a tree, a manipulator, braking, mathematical model

При разборе завалов леса валочно-пакетирующей машиной часто возникают режимы аварийного торможения стрелы манипулятора при подъеме или опускании горизонтально расположенного дерева, вследствие чего происходят колебания масс динамической системы значительных амплитуд. На рис. 1 представлена расчетная схема системы «ВПМ – предмет труда – дерево» для исследования данного режима работы.

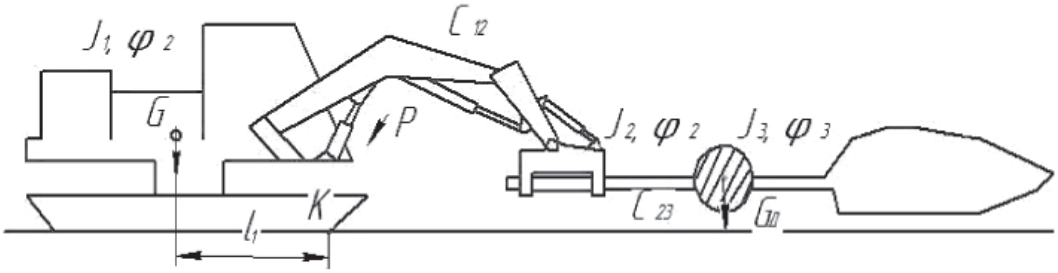


Рис. 1. Расчетная схема динамической системы «ВПМ – предмет труда – дерево».
Принятые обозначения:
J_1, J_2, J_3 – приведенные моменты инерции относительно оси, проходящей через т. K, соответственно ВПМ, манипулятора с ЗСУ и дерева;
φ_1, φ_2 и φ_3 – угловые координаты соответственно масс с моментами инерции J_1, J_2 и J_3;
c_{12} – угловая жесткость манипулятора;
c_{23} – угловая жёсткость дерева; G – сила тяжести ВПМ;
$G_д$ – сила тяжести дерева; P – усилие на штоках гидроцилиндров привода стрелы;
r – плечо силы P

Кинетическая энергия системы

$$T=\frac{1}{2}J_1\dot{\varphi}_1^2+\frac{1}{2}J_2\dot{\varphi}_2^2+\frac{1}{2}J_3\dot{\varphi}_3^2.$$

Потенциальная энергия системы

$$\Pi=\frac{1}{2}c_{12}\left(\varphi_2-\varphi_1\right)^2+\frac{1}{2}c_{23}\left(\varphi_2-\varphi_3\right)^2.$$

В соответствии с уравнением Лагранжа II рода имеем

$$\begin{array}{l} -\dfrac{J_2}{J_1}\Big| J_1\ddot{\varphi}_1+M_{c1}=c_{12}\left(\varphi_2-\varphi_1\right); \\ \qquad\qquad\quad J_2\ddot{\varphi}_2+c_{12}\left(\varphi_2-\varphi_1\right)+c_{23}\left(\varphi_2-\varphi_3\right)=M_{\text{Д}}; \\ -\dfrac{J_3}{J_2}\Big| J_3\ddot{\varphi}_3+M_{c2}=c_{23}\left(\varphi_2-\varphi_3\right). \end{array} \tag{1}$$

Здесь $M_{\text{д}}=P\cdot r$; $M_{C1}=G\cdot l_1$; $M_{C2}=G_{\text{д}}\cdot l_2$, l_2 – расстояние от центра тяжести дерева до оси поворота ВПМ (т. К).

Умножим уравнение (1) системы (1) на J_2, уравнение (2) на J_1, уравнение (2) на J_3, а уравнение (3) на J_2 и соответственно вычтем из первых вторые:

$$-J_1J_2\left(\ddot{\varphi}_2-\ddot{\varphi}_1\right)+J_2M_{C1}-J_1c_{12}\left(\varphi_2-\varphi_1\right)-J_1c_{23}\left(\varphi_2-\varphi_3\right)=$$
$$=J_2c_{12}\left(\varphi_2-\varphi_1\right)-J_1M_{\text{Д}};$$
$$J_2J_3\left(\ddot{\varphi}_2-\ddot{\varphi}_3\right)+J_3c_{12}\left(\varphi_2-\varphi_1\right)+J_3c_{23}\left(\varphi_2-\varphi_3\right)-J_2M_{C2}=$$
$$=J_3M_{\text{Д}}-J_2c_{23}\left(\varphi_2-\varphi_3\right),$$

или, преобразуя, получим

$$J_1J_2\left(\ddot{\varphi}_2-\ddot{\varphi}_1\right)+\left(J_1+J_2\right)c_{12}\left(\varphi_2-\varphi_1\right)+J_1c_{23}\left(\varphi_2-\varphi_3\right)=J_1M_{\text{Д}}+J_2M_{C1}; \tag{2}$$

$$J_2J_3\left(\ddot{\varphi}_2-\ddot{\varphi}_3\right)+J_3c_{12}\left(\varphi_2-\varphi_1\right)+\left(J_2+J_3\right)c_{23}\left(\varphi_2-\varphi_3\right)=J_2M_{C2}+J_3M_{\text{Д}}. \tag{3}$$

Выразим из уравнения (2) $\left(\varphi_2-\varphi_3\right)$ и $\left(\ddot{\varphi}_2-\ddot{\varphi}_3\right)$

$$\left(\varphi_2-\varphi_3\right)=-\frac{J_2}{c_{23}}\left(\ddot{\varphi}_2-\ddot{\varphi}_1\right)-\frac{\left(J_1+J_2\right)c_{12}}{J_1c_{23}}\left(\varphi_2-\varphi_1\right)+\frac{J_1M_{\text{Д}}+J_2M_{C1}}{J_1c_{23}};$$

$$\left(\ddot{\varphi}_2-\ddot{\varphi}_3\right)=-\frac{J_2}{c_{23}}\left(\varphi_2^{\text{IV}}-\varphi_1^{\text{IV}}\right)-\frac{\left(J_1+J_2\right)c_{12}}{J_1c_{23}}\left(\ddot{\varphi}_2-\ddot{\varphi}_1\right).$$

Значения $\left(\varphi_2-\varphi_3\right)$ и $\left(\ddot{\varphi}_2-\ddot{\varphi}_3\right)$ подставим в уравнение (3):

$$-\frac{J_2^2J_3}{c_{23}}\left(\varphi_2^{\text{IV}}-\varphi_1^{\text{IV}}\right)-\frac{J_2J_3\left(J_1+J_2\right)c_{12}}{J_1c_{23}}\left(\ddot{\varphi}_2-\ddot{\varphi}_1\right)+J_3c_{12}\left(J_2+J_1\right)-$$
$$-\frac{J_2}{c_{23}}\cdot\left(J_2+J_3\right)c_{23}\left(\ddot{\varphi}_2-\ddot{\varphi}_1\right)-\left(J_2+J_3\right)c_{23}\cdot\frac{\left(J_1+J_2\right)c_{12}}{J_1c_{23}}\left(\varphi_2-\varphi_1\right)+$$
$$+\left(J_2+J_3\right)c_{23}\cdot\left[\frac{J_1M_{\text{Д}}+J_2M_{C1}}{J_1c_{23}}\right]=J_2M_{C2}+J_3M_{\text{Д}}.$$

Преобразуя, получим

$$-\frac{J_2^2J_3}{c_{23}}\left(\varphi_2^{\text{IV}}-\varphi_1^{\text{IV}}\right)-\left[\frac{J_2J_3\left(J_1+J_2\right)c_{12}+J_2J_1\left(J_2+J_3\right)c_{23}}{J_1c_{23}}\right]\times$$
$$\times\left(\ddot{\varphi}_2-\ddot{\varphi}_1\right)-\left[\frac{\left(J_2+J_3\right)c_{23}\left(J_1+J_2\right)c_{12}-J_3c_{12}J_1c_{23}}{J_1c_{23}}\right]\cdot\left(\varphi_2-\varphi_1\right)=$$
$$=J_2M_{C2}+J_3M_{\text{Д}}-\frac{\left(J_2+J_3\right)c_{23}\left(J_1M_{\text{Д}}+J_2M_{C1}\right)}{J_1c_{23}}.$$

Или окончательно

$$\left(\varphi_2^{\text{IV}} - \varphi_1^{\text{IV}}\right) + A\left(\ddot{\varphi}_2 - \varphi_1\right) + B\left(\varphi_2 - \varphi_1\right) = C, \tag{4}$$

где $$A = \frac{J_3\left(J_1 + J_2\right)c_{12} + J_1\left(J_2 + J_3\right)c_{23}}{J_1 J_2 J_3}; \quad B = \frac{c_{12}c_{23}\left[\left(J_2 + J_3\right)\left(J_1 + J_2\right) - J_1 J_3\right]}{J_1 J_2^2 J_3};$$

$$C = \frac{c_{23}\left[J_1 M_{\text{Д}} + M_{C1}\left(J_2 + J_3\right) - J_1 M_{C2}\right]}{J_1 J_2 J_3}.$$

Введя новую переменную

$$\theta_1 = \left(\varphi_2 - \varphi_1\right) - \frac{C}{B},$$

получим однородное уравнение

$$\frac{d^4\theta_1}{dt^4} + A\frac{d^2\theta_1}{dt^2} + B\theta_1 = 0. \tag{5}$$

Его характеристическое уравнение имеет вид

$$k^4 + Ak^2 + B = 0. \tag{6}$$

Решением уравнения (5) будет

$$\theta_1 = C_1 \sin k_1 t + C_2 \cos k_1 t + C_3 \sin k_2 t + C_4 \cos k_2 t,$$

где

$$k_{1,2}^2 = -\frac{1}{2}\frac{J_3\left(J_1 + J_2\right)c_{12} + J_1\left(J_2 + J_3\right)c_{23}}{J_1 J_2 J_3} \pm$$

$$\pm\sqrt{\left\{\frac{1}{2}\left[\frac{J_3\left(J_1 + J_2\right)c_{12} + J_1\left(J_2 + J_3\right)c_{23}}{J_1 J_2 J_3}\right]\right\}^2 - \frac{c_{12}c_{23}\left[\left(J_2 + J_3\right)\left(J_1 + J_2\right) - J_1 J_3\right]}{J_1 J_2^2 J_3}}.$$

Пример. Исходные данные ВПМ ЛП-19 А при $L = 5$ м; $J_1 = 37500$ кг·м^2; $c_{12} = 12500 \cdot 10^3$ Н·м; $c_{23} = 1125 \cdot 10^3$; $J_2 = 43000$ кг·м^2; $J_3 = 247570$ кг·м^2; $G_{\text{д}} = 20465$ Н; $h_{\text{Т}} = 12$ м.

1. Находим коэффициенты дифференциального уравнения

$$A = \frac{2{,}4757 \cdot 10^5\left(\dfrac{8{,}05 \cdot 10^4}{37500 + 43000}\right) \cdot 1{,}25 \cdot 10^7 + 3{,}75 \cdot 10^4\left(\dfrac{290570}{43000 + 24750}\right) 1{,}125 \cdot 10^6}{3{,}75 \cdot 104 \cdot 4{,}3 \cdot 10^4 \cdot\ 2{,}4757 \cdot 10^5} =$$

$$= \frac{24{,}91101^{16} +\ 2{,}33\ \cdot 10^{15}}{39{,}91 \cdot 10^{13}} = 654{,}798\ c^{-2}.$$

$A = 654{,}798$ с$^{-2}$; $B = 11597{,}45$ с$^{-4}$.

2. Определяем частоты колебаний

$$k_{1,2}^2 = -\frac{654{,}798}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{654{,}798}{2}\right)^2 - 11597{,}45} = -327{,}4 \pm 309{,}18;$$

$k_1 = 25{,}23$ с$^{-1}$; $k_2 = 4{,}27$ с$^{-1}$.

3. Для нахождения постоянных интегрирования задаемся начальными условиями. Для режима торможения динамической системы при подъеме дерева стрелой

$$\theta_1\Big|_{t=0} = 0; \quad \dot{\theta}_1\Big|_{t=0} = 0; \quad \ddot{\theta}_1\Big|_{t=0} = -\frac{\dot{\varphi}_0}{t_T}; \quad \dddot{\theta}_1\Big|_{t=0} = 0.$$

При этих начальных условиях выражения для определения постоянных имеют вид

$$C_1 = C_3 = 0; \quad C_2 = \frac{\dot{\varphi}_0}{t_T\left(k_1^2 - k_2^2\right)};$$

$$C_4 = -\frac{\dot{\varphi}_0}{t_T\left(k_1^2 - k_2^2\right)}.$$

Примем $\dot{\varphi}_0 = 0{,}02\ c^{-1}$ и $t_T = 0{,}15$ с.

$C_2 = 0{,}000432$ рад; $C_4 = -0{,}000432$ рад.

Определяем максимальную деформацию упругой связи «c_{12}» и добавочный динамический момент

$$\theta_1 = 0{,}000432\cos 5{,}23\,t - 0{,}000432\cos 4{,}27;$$

$$M_{\text{Дин}}^{\text{Доб}} = c_{12}\theta_1 = 12500\cdot 10^3\theta_1,\ \text{Н·м}.$$

На рис. 2 представлен график изменения деформации упругой связи «c_{12}».

Из графика видно, что

$$\theta_{1\max} \cong 0{,}0008\ \text{рад},$$

то есть

$$M_{\text{Дин}}^{\text{Доб}} = 11000\ \text{Н}\cdot\text{м};\quad \theta_{\text{Дин}}^{\text{Доб}} = \frac{11000}{5} = 2200\ \text{Н};$$

$$K_{\text{Д}} = 1 + \frac{2200}{20465} = 1{,}054.$$

Рассмотрим нагруженность силовой установки ВПМ в режиме разгона (торможения) при подъеме дерева стрелой (рис. 3).

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{1}{2}J_1\dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}J_2\dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2}J_3\dot{\varphi}_3^2.$$

Потенциальная энергия системы

$$\Pi = \frac{1}{2}C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2}C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3)^2.$$

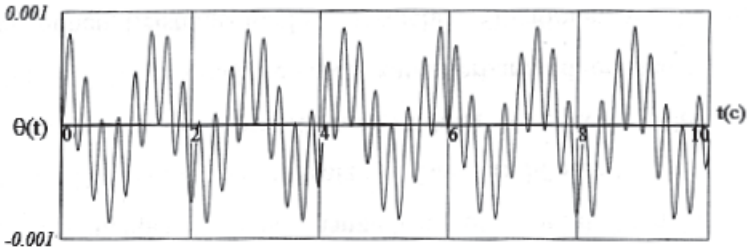
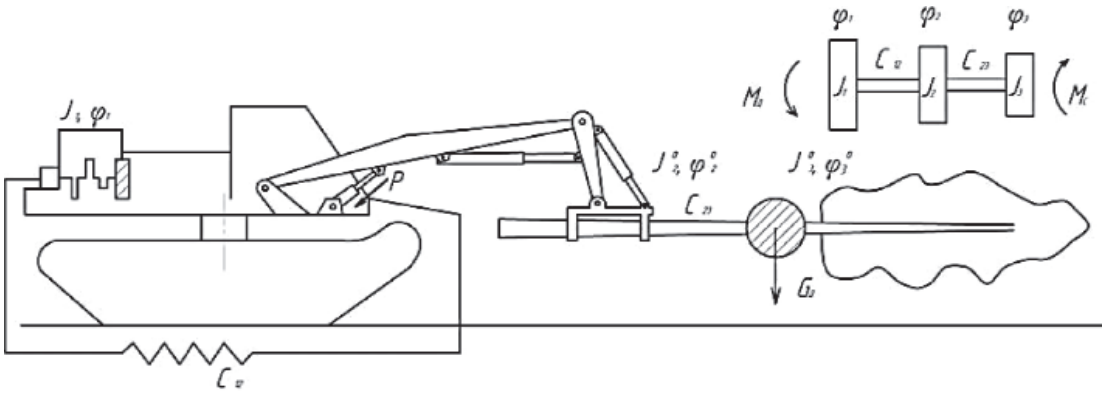


Рис. 2. График изменения деформации упругой связи «c_{12}» в режиме торможения системы



а б

Рис. 3. Расчетная схема динамической системы при подъеме дерева стрелой:
а – исходная; б – эквивалентная. Принятые обозначения:
J_1 – приведённый момент инерции кривошипно-шатунного механизма, маховика и сцепления;
J_2, J_3 – приведенные к коленчатому валу моменты инерции соответственно манипулятора с ЗСУ и дерева;
φ_1, φ_2, φ_3 – обобщенные угловые координаты масс соответственно с моментами инерции J_1, J_2, J_3;
c_{12} – крутильная жесткость коленчатого вала, гидропередачи и манипулятора;
c_{23} – приведенная крутильная жесткость дерева;
$M_Д$ – приведенный крутильный момент гидропривода; M_c – приведенный момент сопротивления;
P – усилие на штоке (штоках) гидроприводов подъема (опускания) стрелы;
r – плечо силы P; $G_д$ – сила тяжести дерева

В выражении кинетической энергии

$$J_2 = \frac{J_2^0}{i_П^2}; \quad J_3 = \frac{J_3^0}{i_П^2},$$

где $i_П$ – передаточное число $\left(i_П = \frac{\dot{\varphi}_1^0}{\dot{\varphi}_2^0} \right)$.

В соответствии с уравнением Лагранжа II рода имеем следующую систему уравнений:

$$\begin{array}{l|l} -\begin{matrix} J_2 \\ J_1 \end{matrix} & J_1\ddot{\varphi}_1 + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_Д, \\ & J_2\ddot{\varphi}_2 + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2), \\ -\begin{matrix} J_3 \\ J_2 \end{matrix} & J_3\ddot{\varphi}_3 + M_c = C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3). \end{array} \quad (7)$$

Произведя действия как и в п. 1, получим аналогичное дифференциальное уравнение:

$$\left(\varphi_1^{IV} - \varphi_2^{IV}\right) + A\left(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2\right) + B\left(\varphi_1 - \varphi_2\right) = C, \quad (8)$$

где коэффициенты A, B подобны коэффициентам уравнения (4).

Коэффициент C будет следующий:

$$C = \frac{\left[M_Д + (J_2 + J_3) - J_1 M_C\right]}{J_1 J_2 J_3} c_{23}.$$

Решение уравнения (8) и частотное выражение будут также подобны решению уравнения (4).

Пример.

$L = 5$ м; $V = 2{,}0$ м^3; $h_Т = 1{,}2$ м; $J_1 = 4{,}05$ кг·м^2; $\dot{\varphi}_1 = 157$ с$^{-1}$; $\left(\dot{\varphi}_2^0 = 0{,}2 \text{ с}^{-1}\right)$; $i_п = 785$; $c_{12} = 30{,}7$ Н·м; $J_2^0 = 51000$ кг·м^2; $J_2 = 0{,}083$ кг·м^2; $J_3^0 = 247570$ кг·м^2; $J_2 = 0{,}402$ кг·м^2; $c_{23} = 1{,}825$ Н·м.

1. Определяем коэффициенты дифференциального уравнения (4):

$$A = \frac{[0{,}402 \cdot (4{,}05 + 0{,}083) \cdot 30{,}7 + (0{,}083 + 0{,}402) \cdot 4{,}05 \cdot 1{,}825]}{4{,}05 \cdot 0{,}083 \cdot 0{,}402} = 404{,}38\ c^{-1};$$

$$B = \frac{30{,}7[(0{,}083 + 0{,}402) \cdot (4{,}05 + 0{,}083) - 4{,}05 \cdot 0{,}402] \cdot 1{,}825}{4{,}05 \cdot 0{,}083 \cdot 0{,}083 \cdot 0{,}402} = 1884{,}82\ c^{-4}.$$

Соответственно, частоты колебаний нагрузки на силовую установку будут равны

$$k_1 = 19{,}98 \text{ с}^{-1};\ k_2 = 2{,}17 \text{ с}^{-1}.$$

2. Определяем постоянные интегрирования $C_1 \ldots C_4$.

В соответствии с режимом работы принимаем начальные условия:

$$\theta_1\big|_{t=0}^{=0}; \quad \theta_1\big|_{t=0}^{=0}; \quad \dot{\theta}_1\big|_{t=0}^{=0}; \quad \ddot{\theta}_1\Big|_{t=0}^{=\frac{\dot{\varphi}_{20прив}}{t_p}}; \quad \dddot{\theta}_1\big|_{t=0}^{=0}.$$

Примем $\dot{\varphi}_{20прив} = 0{,}02 c^{-1} \left(\dot{\varphi}_{20прив} = 15{,}7 c^{-1}\right)$ и $t_p = 0{,}15$ с.

Тогда $C_2 = -0{,}265$ рад; $C_4 = 0{,}265$ рад.

3. Находим динамическую нагрузку на силовую установку ВПМ:

– деформация упругой связи c_{12}

$$\theta_1 = -0{,}265 \cos 19{,}98t + 0{,}265 \cos 2{,}17t;$$

$$\theta_{1max} = 0{,}529 \text{ рад (рис. 4)};$$

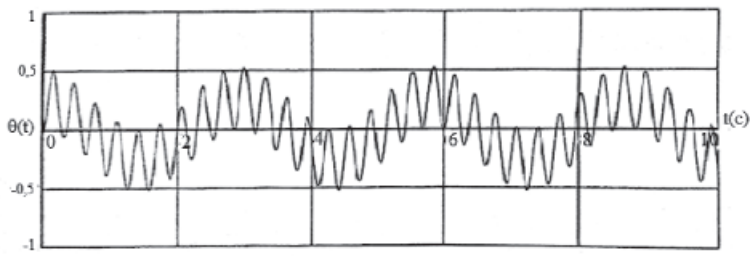


Рис. 4. График изменения деформации упругой связи «c_{12}» при разгоне динамической системы ($\dot{\varphi}_{20прив} = 15{,}7\ c^{-1}$, $t_p = 0{,}15$ с)

– динамический добавочный момент на коленчатый вал

$$M_{дин}^{доб} = c_{12}\theta_1 = 30{,}7 \cdot 0{,}529 = 16{,}240 \text{ Н·м};$$

– статический момент, приведенный к коленчатому валу

$$M_{c_{\text{пр}}} = \frac{(G_{\text{ЗСУ}} + G_{\text{пр}}) \cdot L + G_{\text{д}} \cdot (L + h_T)}{i_n} = \frac{(15400 + 5310) \cdot 20650 \cdot 17}{785} = 579{,}108 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Отбираемая мощность от силовой установки на привод гидронасоса

$$N_{Hc} = M_{\text{пр}} \cdot \dot{\varphi}_1 = 579{,}108 \cdot 157 = 90{,}92 \text{ кВт}.$$

4. Определяем снижение частоты вращения коленчатого вала по формуле (1)

$$n' = n_{\text{ном}} - 9550 \frac{N_H}{M_\Sigma},$$

где $n_{\text{ном}}$ – номинальная частота вращения коленчатого вала; M_Σ – суммарный момент.

В данном случае

$$M_\Sigma = 579{,}208 + 16{,}240 = 595{,}348 \text{ Н·м}.$$

Таким образом

$$n' = 1500 - 9550 \frac{90{,}92}{579{,}108 + 16{,}240} = 1500 - 1458{,}45 = 41{,}55 \ \text{об}/\text{мин}.$$

Режим аварийного торможения стрелы манипулятора при подъеме (опускании) горизонтально расположенного дерева сопровождается добавочной динамической нагрузкой на машину. Невысокие значения коэффициентов динамичности определяются большим статистическим моментом в этом случае. При этом снижение частоты вращения коленчатого вала двигателя происходит в пределах допустимых значений.

Представленные математические модели динамических систем «ВПМ – предмет труда – дерево» и «Силовая установка – предмет труда – дерево» позволяют определить соответственно динамическую нагрузку на манипулятор и динамический момент на коленчатом валу двигателя на стадии разработки конструкторской документации.

Список литературы

1. Александров В.А. Динамические нагрузки в лесосечных машинах. – Л.: ЛГУ, 1984. – 152 с.

2. Александров В.А. Конструирование и расчет машин и оборудования для лесосечных работ и нижних складов: учебник. – 2-е изд., перераб. и доп. / В.А. Александров, Н.Р. Шоль. – СПб.: Изд-во «Лань», 2012. – 256 с : ил.

3. Александров В.А. Моделирование технологических процессов лесных машин: учебник для вузов / В.А. Александров, А.В. Александров. – СПб.: СПбГЛТА, 2009. – 297 с.

4. Васильев Г.М. Многооперационные машины для нижнескладских работ. – М.: Лесная промышленность, 1979. – 120 с.

5. Железко Б.Е. Основы теории и динамика автомобильных и тракторных двигателей. – Минск: Высшая школа, 1980. – 304 с.