

И.А. Зверев, В.А. Александров

**НАГРУЖЕННОСТЬ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ
ВАЛОЧНО-ПАКЕТИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ
В ПРОЦЕССЕ ПОДТЯГИВАНИЯ
ПРИ ЗАГОТОВКЕ ДРЕВЕСИНЫ НА СКЛОНАХ**

Введение. Одним из актуальных вопросов лесозаготовительной отрасли является повышение уровня механизации заготовки древесины на склонах. Так, по-прежнему наиболее распространенным способом остается ручная валка деревьев бензомоторным инструментом и последующая трелевка с использованием тракторов, оснащенных тросо-чокерным технологическим оборудованием [Зверев и др., 2022].

Одним из основных способов повысить уровень механизации заготовки древесины на склонах, является совершенствование конструктивного исполнения лесозаготовительной техники. Например, для адаптации к работе на склонах валочно-пакетирующих машин (ВПМ) в конструкцию могут быть добавлены системы выравнивания платформы, позволяющие эксплуатировать технику на склонах с углом $22\text{--}26^\circ$ [Alexandr et al., 2021]. При необходимости эксплуатации ВПМ на более крутых склонах, в конструкции может быть использована лебедка с гидравлическим приводом, закрепленная на шасси базовой машины [Visser et al., 2015].

Основным недостатком описанных способов является увеличение стоимости машин за счет конструктивных изменений, что может быть нецелесообразным при эксплуатации машин на пологих склонах, с уклоном $4\text{--}8^\circ$. В этом случае для эффективной заготовки древесины достаточно использования базовой машины, например, для ВПМ ЛП-19А допускается работа на склонах, уклон которых не превышает 8° . Однако стоит учитывать, что в реальных природно-производственных условиях уклон местности может быть непостоянным и на некоторых участках превышать допустимое для базовой машины значение. Для преодоления таких участков оператором ВПМ может быть использован технологический прием, заключающийся в подтягивании машины рукоятью манипулятора.

Многочисленными экспериментальными и теоретическими исследованиями [Александров, 2020; Александров и др., 2021] установлено, что в

процессе эксплуатации ВПМ возникают значительные динамические нагрузки, оказывающие влияние как на технологическое оборудование, так и на силовую установку. Учитывая значительную перемещаемую массу ВПМ в процессе ее подтягивания рукоятью манипулятора, оценить динамическую нагруженность силовой установки в этом процессе является актуальной задачей.

Цель исследования – разработать математическую модель, позволяющую на стадии проектирования новых моделей ВПМ или при совершенствовании конструкции существующих, определять величину добавочной динамической нагрузки на силовую установку в процессе подтягивания ВПМ при заготовке древесины на склонах.

Материалы и методика исследования. Для исследования нагруженности силовой установки в процессе подтягивания ВПМ рукоятью манипулятора на склоне были составлены две расчетные схемы динамической системы: исходная (рис. 1, а) и эквивалентная (рис. 1, б).

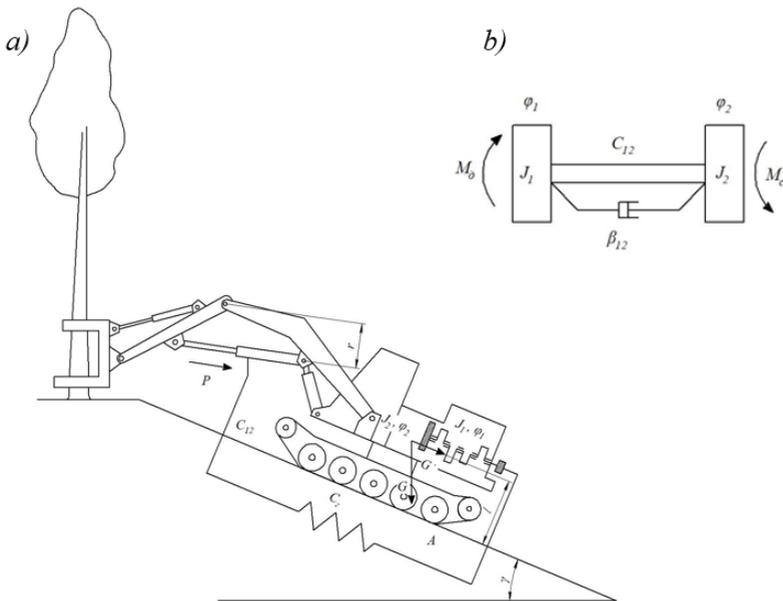


Рис. 1. Расчетные схемы: а – исходная, б – эквивалентная

Fig. 1. Calculation scheme: a – basic, b – equivalent

Принятые обозначения:

J_1 – приведенный момент инерции коленчатого вала, маховика, сцепления и шестерен гидронасоса;

J_2 – приведенный к коленчатому валу момент инерции ВПМ;

φ_1 и φ_2 – обобщенные координаты масс с моментами инерции J_1 и J_2 , соответственно;

P – усилие на штоке гидроцилиндра привода рукояти;

r – плечо силы P ;

C_r – приведенная жесткость гидropередачи привода рукояти;

C_{12} – приведенная крутильная жесткость коленчатого вала, гидropередачи и металлоконструкции манипулятора;

β_{12} – параметр затухания (упруго-вязкий коэффициент);

M_d – крутящий момент на коленчатом валу, отбираемый для привода гидронасоса;

M_c – приведенный момент сопротивления;

G – сила тяжести ВПМ;

l – расстояние от центра тяжести ВПМ до последней контактной точки;

γ – угол склона;

i_n – передаточное число.

Кинетическая энергия системы:

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

Потенциальная энергия системы:

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

Диссипативная функция Релея:

$$\Phi = \frac{1}{2} \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2.$$

Выполнив необходимые преобразования в соответствии с уравнением Лагранжа II-го рода, получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = M_d, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + M_c = \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2). \end{cases} \quad (1)$$

Умножив первое уравнение системы (1) на J_2 , а второе уравнение на J_1 и вычтя из первого второе, получим:

$$\begin{aligned} J_1 J_2 (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + \beta_{12} (J_1 + J_2) (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12} (J_1 + J_2) (\varphi_1 - \varphi_2) = \\ = J_2 M_d + J_1 M_c. \end{aligned} \quad (2)$$

Преобразовав выражение (2) получим:

$$\begin{aligned} (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + \frac{\beta_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2} (\varphi_1 - \varphi_2) = \\ = \frac{M_d}{J_1} + \frac{M_c}{J_2}. \end{aligned} \quad (3)$$

Введем следующие обозначения:

$$A = \frac{\beta_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}; \quad B = \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2} \quad \text{и} \quad C = \frac{J_2 M_d + J_1 M_c}{J_1 J_2}.$$

Таким образом, выражение (3) примет вид:

$$(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + A(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + B(\varphi_1 - \varphi_2) = C \quad (4)$$

Введя новую переменную $\theta_1 = (\varphi_1 - \varphi_2) - C/B$, получим следующее однородное дифференциальное уравнение [Бурмистрова и др., 2010]:

$$\ddot{\theta}_1 + A\dot{\theta}_1 + B\theta_1 = 0. \quad (5)$$

Характеристическое уравнение будет иметь вид:

$$x^2 + Ax + B = 0. \quad (6)$$

Корнями уравнения будут:

$$x_{1,2} = -\frac{A}{2} \pm \sqrt{\frac{A^2}{4} - B}.$$

Учитывая, что в реальных случаях $B \gg A^2/4$, то можно записать [Александров и др., 2021]:

$$x_{1,2} = -\alpha + ik,$$

где $i = \sqrt{-1}$, то есть решение однородного уравнения (5) может быть представлено следующим выражением:

$$\theta_1 = e^{-\alpha t} (C_1 \cos kt + C_2 \sin kt). \quad (7)$$

Общее решение уравнения (4) запишется в виде:

$$(\varphi_1 - \varphi_2) = e^{-\alpha t} (C_1 \cos kt + C_2 \sin kt) + \frac{J_2 M_d + J_1 M_c}{C_{12}(J_1 + J_2)}. \quad (8)$$

Нагрузка на силовую установку определяется выражением:

$$(\varphi_1 - \varphi_2) C_{12} = C_{12} \left[e^{-\alpha t} (C_1 \cos kt + C_2 \sin kt) \right] + \frac{J_2 M_d + J_1 M_c}{J_1 + J_2}. \quad (9)$$

Результаты исследования.

Рассмотрим пример с исходными данными применительно к ВПМ ЛП-19А.

Исходные данные: $J_1 = 4,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; $N_e = 99 \text{ кВт}$; $l = 1,1 \text{ м}$; $\gamma = 15^\circ$; $\dot{\varphi}_1 = \pi/30 = 157 \text{ с}^{-1}$; $\dot{\varphi}_2 = 0,2 \text{ с}^{-1}$; $m_{\text{впм}} = 25\,000 \text{ кг}$; $\beta_{12} = 0,2 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$;
 $C_{12}^0 = 61992235 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $i_n = \frac{\dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_2} = \frac{157}{0,2} = 785$.

Тогда

$$J_2^0 = m_{\text{впм}} l^2 \sin \gamma = 25000 \cdot 1,21 \cdot 0,2588 = 7829 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_2 = \frac{J_2^0}{i_n^2} = \frac{7829}{785^2} = 0,0127 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$C_{12} = \frac{C_{12}^0}{i_n^2} = \frac{61992235}{785^2} = 100 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_d = 9550 \frac{N_e}{n} = 9550 \cdot \frac{99}{1500} = 630 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_c = \frac{Gl \sin \gamma}{i_n} = \frac{250000 \cdot 1,1 \cdot 0,2588}{785} = 90,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Начальными условиями для режима разгона будут:

$$\theta_1 \Big|_{t=0} = 0; \quad \dot{\theta}_1 \Big|_{t=0} = \dot{\varphi}_{\text{оп}},$$

где $\dot{\varphi}_{\text{оп}}$ – скорость разгона.

$$\dot{\varphi}_{\text{оп}} = \dot{\varphi}_n \cdot i_n = 0,1 \cdot 785 = 78,5 \text{ с}^{-1}.$$

где $\dot{\varphi}_n$ – скорость подтягивания машины.

Определяем коэффициенты дифференциального уравнения (4):

$$A = 15,79 \text{ с}^{-1}; \quad B = 7895 \text{ 1/с}^2; \quad C = 7158 \text{ 1/с}^2.$$

Определяем корни уравнения (6):

$$x_{1,2} = -\frac{15,79}{2} \pm \sqrt{\frac{15,79^2}{4} - 7895};$$

$$\alpha = -7,89; \quad k = 88,5i; \quad i = \sqrt{-1}.$$

Рассчитываем постоянные интегрирования C_1 и C_2 , с учетом начальных условий:

$$C_1 = 0; \quad C_2 = \dot{\varphi}_{\text{оп}} / k = 78,5 / 88,5 = 0,887.$$

Определяем величину добавочной динамической нагрузки на силовую установку по выражению:

$$M_{\text{доб}}^{\text{дин}} = C_{12} \left[e^{-\alpha t} (C_1 \cos kt + C_2 \sin kt) \right].$$

Максимальное значение добавочного динамического момента на конвалле будет при $t = 1/4T$, где $T = 2\pi/k = 0,07$.

С учетом проведенных расчетов, максимальная величина добавочной динамической нагрузки будет:

$$M_{\text{доб. макс}}^{\text{дин}} = 100 \cdot \left[e^{-7,89 \cdot 0,02} (0,887 \cdot \sin 88,5 \cdot 0,02) \right] = 74,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальная нагрузка на силовую установку определяется как сумма добавочной динамической и статической нагрузок по выражению:

$$M_{\Sigma} = M_{\text{доб. макс}}^{\text{дин}} + C_{12} \frac{C}{B}.$$

С учетом проведенных расчетов, получим:

$$M_{\Sigma} = 74,2 + 100 \cdot \frac{7158}{7895} = 164,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На рис. 2 приведен график изменения добавочного динамического момента при скорости подтягивания машины $\dot{\varphi}_{\text{п}} = 0,1; 0,2$ и $0,3 \text{ с}^{-1}$.

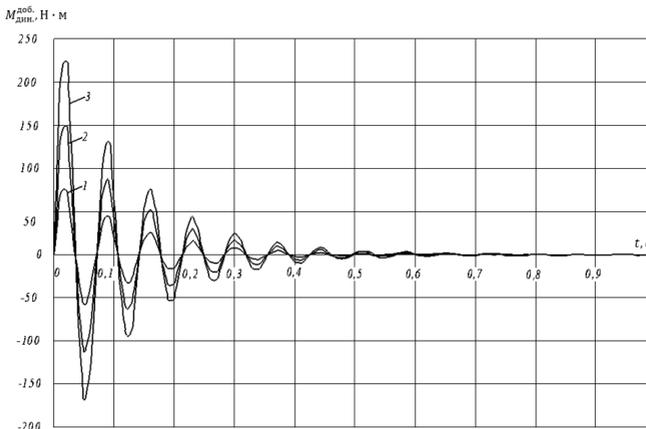


Рис. 2. График изменения добавочного динамического момента:

$$1 - \dot{\varphi}_{\text{п}} = 0,1 \text{ с}^{-1}; 2 - \dot{\varphi}_{\text{п}} = 0,2 \text{ с}^{-1}; 3 - \dot{\varphi}_{\text{п}} = 0,3 \text{ с}^{-1}$$

Fig. 2. Graph of changes in additional dynamic moment:

$$1 - \dot{\varphi}_{\text{п}} = 0,1 \text{ s}^{-1}; 2 - \dot{\varphi}_{\text{п}} = 0,2 \text{ s}^{-1}; 3 - \dot{\varphi}_{\text{п}} = 0,3 \text{ s}^{-1}$$

На рис. 3 приведен график изменения добавочного динамического момента в зависимости от угла склона ($\dot{\varphi}_n = 0,1 \text{ с}^{-1}$).

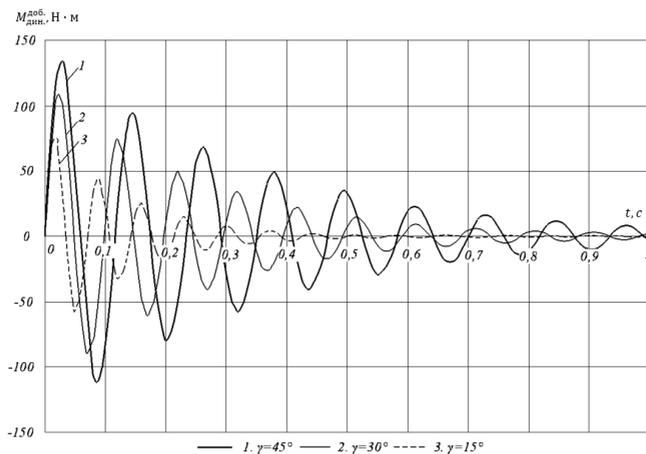


Рис. 3. График изменения добавочного динамического момента:

$$1 - \gamma = 45^\circ; 2 - \gamma = 30^\circ; 3 - \gamma = 15^\circ$$

Fig. 3. Graph of changes in additional dynamic moment:

$$1 - \gamma = 45^\circ; 2 - \gamma = 30^\circ; 3 - \gamma = 15^\circ$$

Коэффициент динамичности на силовую установку определяется зависимостью:

$$K_d = 1 + \frac{B \cdot M_{\text{доб}}^{\text{дин}}}{C_{12} \cdot C}; \quad K_d = 1 + \frac{7895 \cdot 74,2}{100 \cdot 7158} = 1,82.$$

На рис. 4 приведен график изменения коэффициента динамичности в зависимости от величины добавочного динамического момента ($\gamma = 15^\circ$; $\dot{\varphi}_n = 0,1 \text{ с}^{-1}$).

Определить снижение частоты вращения коленчатого вала можно по следующей зависимости:

$$n' = n_{\text{ном}} - 9550 \frac{N_e}{M_d + M_\Sigma}, \text{ мин}^{-1}.$$

С учетом проведенных расчетов, получим:

$$n' = 1500 - 9550 \frac{99}{630,3 + 164,8} = 311 \text{ мин}^{-1}.$$

На рис. 5 приведен график изменения снижения частоты вращения коленчатого вала в зависимости от величины нагрузки на силовую установку ($\gamma = 15^\circ$; $\dot{\varphi}_n = 0,1 \text{ с}^{-1}$).

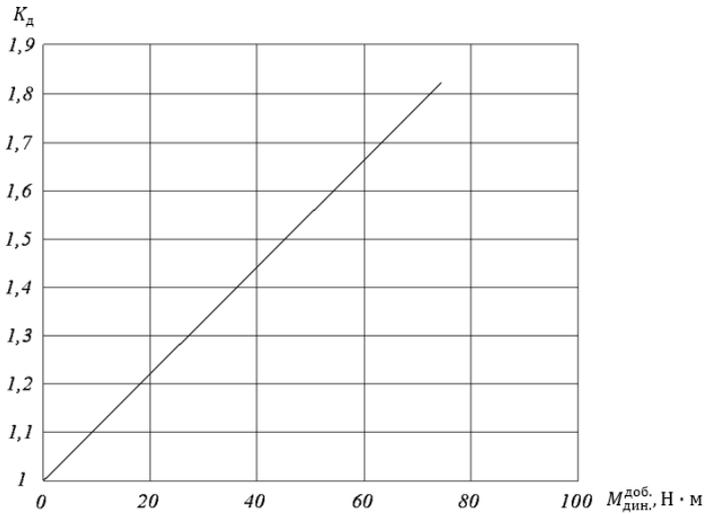


Рис. 4. График изменения коэффициента динамичности от величины добавочного динамического момента

Fig. 4. Graph of changes in the dynamic coefficient depending on the value of the additional dynamic moment

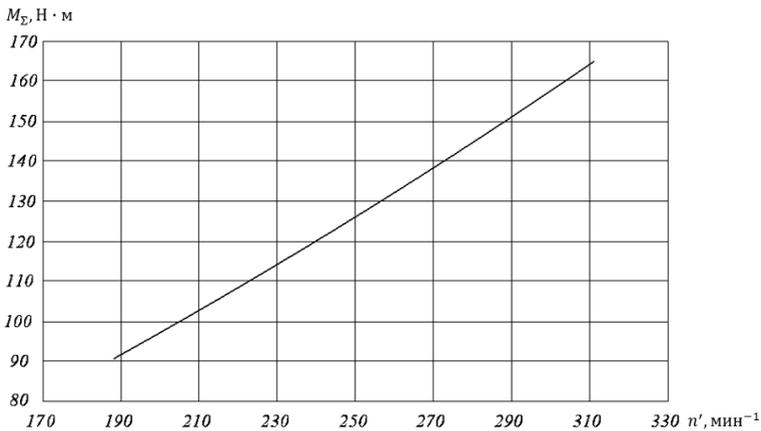


Рис. 5. График изменения снижения частоты вращения коленчатого вала в зависимости от величины нагрузки на силовую установку

Fig. 5. Graph of changes in the reduction in crankshaft rotation speed depending on the load on the power plant

На рис. 6 приведен график изменения снижения частоты вращения коленчатого вала в зависимости от угла склона ($\dot{\varphi}_n = 0,1 \text{ с}^{-1}$).

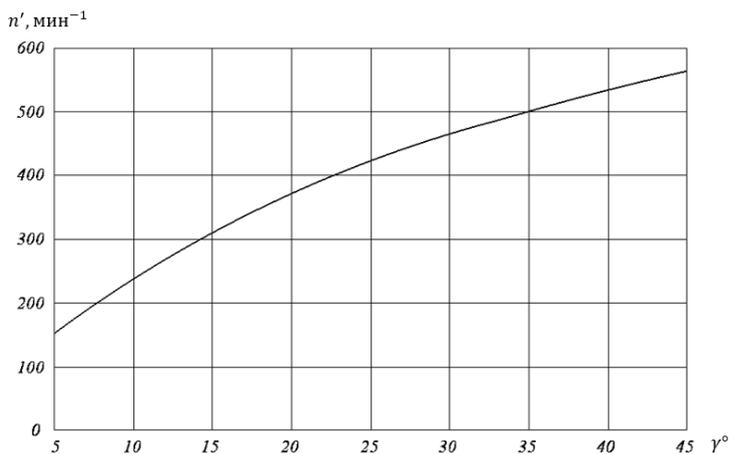


Рис. 6. График изменения снижения частоты вращения коленчатого вала в зависимости от угла склона

Fig. 6. Graph of changes in the reduction in crankshaft rotation speed depending on the slope angle

Заключение. Анализ результатов показывает, что подтягивание ВПМ рукоятью манипулятора при заготовке древесины на склонах сопровождается значительной величиной добавочного динамического момента на силовую установку, приводящей к снижению частоты вращения коленчатого вала. Так, при подтягивании ВПМ на склоне с углом $\gamma = 15^\circ$ максимальная величина добавочной динамической нагрузки на силовую установку составит $74,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а снижение частоты вращения коленчатого вала произойдет на 311 мин^{-1} .

Уровень нагрузки на силовую установку и частоту вращения коленчатого вала существенно зависит от используемых оператором угловых скоростей подтягивания машины. Например, при подтягивании ВПМ на склоне с углом $\gamma = 15^\circ$ и скоростью $\dot{\varphi}_n = 0,1 \text{ с}^{-1}$ значение максимальной добавочной динамической нагрузки на силовую установку составит $74,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$, при скорости $\dot{\varphi}_n = 0,2 \text{ с}^{-1}$ нагрузка составит $148,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а при скорости $\dot{\varphi}_n = 0,3 \text{ с}^{-1}$ величина нагрузки будет $222,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Существенное влияние на нагруженность силовой установки и частоту вращения коленчатого вала оказывает также и величина угла склона, на котором осуществляется работа машины. Так, при подтягивании ВПМ по склону с углом $\gamma = 30^\circ$ значение максимальной добавочной динамической нагрузки на силовую установку составит 108,4 Н·м, а снижение оборотов коленчатого вала произойдет на 465 мин⁻¹. При работе машины на склоне с углом $\gamma = 45^\circ$ максимальная нагрузка будет 133,5 Н·м, а снижение оборотов коленвала составит 565 мин⁻¹.

Разработанная математическая модель позволяет исследовать нагруженность силовых установок ВПМ в процессе подтягивания при заготовке древесины на склонах как на этапе проектирования новых машин, так и при совершенствовании конструкций серийно-выпускаемых моделей.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Библиографический список

Александров В.А. Нагруженность валочно-пакетирующих машин на лесозаготовках. СПб.: СПбГЛТУ, 2020. 295 с.

Александров В.А., Ржавцев А.А. Нагруженность лесосечных машин на лесозаготовках. СПб.: СПбГЛТУ, 2021. 256 с.

Бурмистрова О.Н., Шоль Н.Р., Травин Н.Н. Динамика валочно-пакетирующих машин в режиме преодоления препятствия методом «вывешивания» // Вестник МГУЛ. Лесной вестник. 2010. № 5. С. 99–100.

Зверев И.А., Михайлов О.А., Захаров В.А. Перспективы и возможности эксплуатации валочно-пакетирующих машин на крутых склонах // Сборник статей по материалам научно-технической конференции института технологических машин и транспорта леса по итогам научно-исследовательских работ 2021 года, Санкт-Петербург, 17 июня 2022 года. СПб.: СПбГЛТУ, 2022. С. 126–130.

Alexandr A., Igor Z., Ivan B. Analysis of platform leveling systems for tracked feller-buncher machines // Inventions. 2021. Vol. 6, no. 4. DOI: 10.3390/inventions6040096.

Visser R., Stampfer K. Expanding Ground-Based Harvesting onto Steep Terrain // Croat. J. For. Eng. 2015. 36. P. 321–331.

References

Aleksandrov V.A. Nagruzhennost valochno-paketiruyushchih mashin na lesozagotovkah. SPb.: SPbFTU, 2020. 295 p. (In Russ.)

Aleksandrov V.A., Rzhavcev A.A. Nagruzhennost lesosechnykh mashin na lesozagotovkah. SPb.: SPbFTU, 2021. 256 p. (In Russ.)

Alexandr A., Igor Z., Ivan B. Analysis of platform leveling systems for tracked feller-buncher machines. *Inventions*, 2021, vol. 6, no. 4. DOI: 10.3390/inventions6040096.

Burmistrova O.N., Shol N.R., Travin N.N. Dynamics of feller bunchers in the mode of overcoming obstacles using the «hanging» method. *Bulletin of the Moscow State Forestry University – Forest Bulletin*, 2010, no. 5, pp. 99–100. (In Russ.)

Visser R.; Stampfer K. Expanding Ground-Based Harvesting onto Steep Terrain. *Croat. J. For. Eng.*, 2015, 36, pp. 321–331.

Zverev I.A., Mikhailov O.A., Zakharov V.A. Prospects and possibilities for operating feller bunchers on steep slopes. *Sbornik statei po materialam nauchno-tekhnicheskoi konferentsii instituta tekhnologicheskikh mashin i transporta lesa po itogam nauchno-issledovatel'skikh rabot 2022 goda*, Sankt-Peterburg, 17 June 2022. SPb.: SPbFTU, 2022, pp. 126–130. (In Russ.)

Материал поступил в редакцию 18.06.2023

Зверев И.А., Александров В.А. Нагруженность силовой установки валочно-пакетирующей машины в процессе подтягивания при заготовке древесины на склонах // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2024. Вып. 248. С. 230–242. DOI: 10.21266/2079-4304.2024.248.230-242

В статье рассматривается динамическая нагруженность силовой установки валочно-пакетирующей машины в процессе ее подтягивания рукоятью манипулятора при заготовке древесины на склонах. Разработана математическая модель, позволяющая на этапе проектирования валочно-пакетирующей машины определить величину добавочного динамического момента, действующего на силовую установку машины, а также частоту вращения коленчатого вала. Математическое описание составлено в форме уравнения Лагранжа 2-го рода. Приведен пример расчета математической модели для валочно-пакетирующей машины ЛП-19А. Представлен график изменения добавочного динамического момента при скорости подтягивания 0,1; 0,2 и 0,3 с⁻¹, а также в зависимости от угла склона (15, 30 и 45°). Приведен график изменения коэффициента динамичности от величины добавочного динамического момента. Представлены графики изменения снижения частоты вращения коленчатого вала в зависимости от величины нагрузки на силовую установку и в зависимости от угла склона. Анализ результатов исследования показал, что подтягивание ВПМ рукоятью манипулятора при заготовке древесины на склонах сопровождается значительной величиной добавочного динамического момента на силовую установку, приводящей к снижению частоты вращения коленчатого вала.

Так, при подтягивании ВПМ на склоне с углом $\gamma = 15^\circ$ максимальная величина добавочной динамической нагрузки на силовую установку составит 74,2 Н·м, а снижение частоты вращения коленчатого вала произойдет на 311 мин⁻¹.

Ключевые слова: валочно-пакетирующая машина, угол склона, математическая модель, силовая установка, добавочный динамический момент.

Zverev I.A., Aleksandrov V.A. Stresses of the power plant of a feller buncher during the pulling process when harvesting wood on slopes. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotekhniceskoj Akademii*, 2024, iss. 248, pp. 230–242 (in Russian with English summary). DOI: 10.21266/2079-4304.2024.248.230-242

The article develops the dynamic loading of the power plant of a feller buncher machine in the process of pulling it up with the handle of a manipulator when harvesting wood on slopes. A mathematical model has been developed that allows, at the design stage of a compact feller buncher machine, to determine the magnitude of a significant dynamic moment existing on the machine's power plant, as well as the crankshaft rotation speed. The mathematical description is in the form of the Lagrange equation of the second kind. An example of calculating a mathematical model for a LP-19A feller buncher machine is given. A graph of changes in the additional dynamic moment is presented at a pull-up speed of 0.1, 0.2 and 0.3 s⁻¹, as well as depending on the slope angle (15, 30 and 45°). A graph of changes in the dynamic coefficient depending on the value of the additional dynamic moment is presented. Graphs of changes in the reduction in the number of crankshaft revolutions are presented depending on the load on the power plant and depending on the slope angle. Analysis of the research results showed that pulling up the feller buncher machine with the handle of a manipulator when harvesting wood on slopes is accompanied by a significant amount of additional dynamic moment on the power plant, leading to a decrease in the crankshaft rotation speed. Thus, when pulling up the feller buncher machine on a slope with an angle $\gamma = 15^\circ$, the maximum value of the additional dynamic load on the power plant will be 74.2 Nm, and the reduction in the crankshaft speed will occur at 311 rpm.

Keywords: feller buncher machine, slope angle, mathematical model, power plant, additional dynamic moment.

ЗВЕРЕВ Игорь Андреевич – ассистент кафедры лесного машиностроения, сервиса и ремонта Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова. SPIN-код: 1126-2121. ORCID: 0000-0002-8163-7489.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: igorzv1997@gmail.com

ZVEREV Igor A. – assistant of Forestry engineering, service and repair department, St.Petersburg State Forest Technical University. SPIN-code: 1126-2121. ORCID: 0000-0002-8163-7489.

194021, Institute per. 5, St. Petersburg, Russia. E-mail: igorzv1997@gmail.com

АЛЕКСАНДРОВ Валентин Александрович – профессор кафедры лесного машиностроения, сервиса и ремонта Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, доктор технических наук, профессор. SPIN-код: 1735-5858.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: ftacademy@home.ru

ALEKSANDROV Valentin A. – DSc (Technical), professor of Forestry engineering, service and repair department, St.Petersburg State Forest Technical University. SPIN-code: 1735-5858.

194021, Institute per. 5, St. Petersburg, Russia. E-mail: ftacademy@home.ru