

9. Collin J.-M., Mauvoisin G., Pitvin P. Materials characterization by instrumented indentation using two different approaches // *Materials and Advanced Materials Research*. Vol.664 2013. P.625-631.

10. Ogar P.M., Tarasov V.A. Kinetic indentation application to determine contact characteristics of sphere and elastoplastic half-space // *Advanced Materials Research*. Vol.664 2013. P.625-631.

11. Oliver W.C., Pharr G.M. Measurement of hardness and elastic modulus by instrumented indentation: Advanced in understanding and refinements to methodology // *Journal of Materials Research*. 2004 vol. 19. № 1 p. 3-20.

12. Огар П.М., Тарасов В.А. Влияние формы осесимметричной нагрузки на напряженно-деформированное состояние упругопластического полупространства // *Системы. Методы. Технологии*. 2010. № 5. С. 14-20.

13. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: 2006. 175с.

14. Огар П.М., Тарасов В.А., Черемных А.Н. Проектирование затворов трубопроводной арматуры // *Труды братского государственного университета. Серия: Естественные и технические науки – развитию регионов Сибири*. 2006. Т. 2. С. 307-316.

15. Белокобыльский С.В., Огар П.М., Тарасов В.А. Многокритериальный подход к проектированию затворов трубопроводной арматуры // *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*. 2007. № 3. С. 6-10.

16. Белокобыльский С.В., Огар П.М., Тарасов В.А. Оптимальное проектирование затворов трубопроводной арматуры с уплотнением «металл-металл» // *Системы. Методы. Технологии*. 2009. №3. С. 9-15.

17. Огар П.М., Тарасов В.А., Турченко А.В., Федоров И.Б. Удельная энергоёмкость пластического вытеснения материала при сферическом индентировании // *Труды братского государственного университета. Серия Естественные и технические науки – развитию регионов Сибири*. 2012. Т.3 С.19-27.

18. Мильман Ю.В., Гринкевич К.Э., Мордель П.В. Энергетическая концепция твердости при инструментальном индентировании // *Деформация и разрушение материалов*. 2013. № 1. С. 2-9.

19. Мощенок В.И. Современная классификация методов определения твердости. // *Автомобильный транспорт*. Вып. 25. 2010. С. 129-132.

References

1. Ogar P.M., Tarasov V.A., Turchenko A.V. Elaboration of engineering calculation for contact characteristics of a rigid sphere and elastoplastic half-space // *Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovaniye*. 2012. № 1(33). S.80–87.

2. Turchenko A.V. Calculation specifics of a rigid sphere and elastoplastic half-space contact // *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennyye i inzhenernyye nauki – razvitiyu regionov Sibiri*. 2012. № 1. S. 176-183.

3. Ogar P.M., Tarasov V.A., Turchenko A.V. Description of the contact of a rigid sphere and elastoplastic half-space // *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennyye i inzhenernyye nauki – razvitiyu regionov Sibiri*. 2012. Т. 1. S. 163-169.

Dising. Vol.31 (2010), P 636-640.

4. Turchenko A.V. Determination of the unloading curve exponent under kinetic indentation // *Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovaniye*. 2012. № 3. S. 17-20.

5. Ogar P.M., Tarasov V.A., Turchenko A.V. Rough rigid surface contacting through the elastoplastic coating layer // *Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovaniye*. 2012. № 3. S. 42-45.

6. Alpatov Yu.N., Tarasov V.A., Turchenko A.V. Impact of the hardenable material characteristics on the joints sealing property // *Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovaniye*. 2012. № 2. S. 83-88.

7. Lee H., Lee J.H., Pharr G.M. A numerical approach to special indentation techniques for material property evaluation // *J.Mech. Phys. Solids*. 2005. № 54. P. 2037-2069.

8. Hernot X., Bartier O., Bekouche Y., Abdi R. El., Mauvoisin G. Influence of penetration depth and mechanical properties of contact radius determination for spherical indentation // *International Journal of Solids and Structures*. 2006. № 43, P. 4136-4153.

9. Collin J.-M., Mauvoisin G., Pitvin P. Materials characterization by instrumented indentation using two different approaches // *Materials and Dising*. Vol. 31 (2010), P 636-640.

10. Ogar P.M., Tarasov V.A. Kinetic indentation application to determine contact characteristics of sphere and elastoplastic half-space // *Advanced Materials Research*. Vol. 664 (2013). P. 625-631.

11. Oliver W.C., Pharr G.M. Measurement of hardness and elastic modulus by instrumented indentation: Advanced in understanding and refinements to methodology // *Journal of Materials Research*. 2004 vol. 19. № 1 p. 3-20.

12. Ogar P.M., Tarasov V.A. Effect of the axisymmetrical load shape on the loaded-strained state of elasticoplastic half-space // *Sistemy. Metody. Tekhnologii*. 2010. № 1 (5). S. 14-20.

13. Sobol' I.M., Statnikov R.B. Optimal parameters choice in multiple-criteria tasks. M.: 2006. 326 s.

14. Ogar P.M., Tarasov V.A., Cheremnykh A.N. Pipeline valve seals design // *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennyye i inzhenernyye nauki – razvitiyu regionov Sibiri*. 2006. № 2. S. 307-316.

15. Belokobyl'sky S.V., Ogar P.M., Tarasov V.A. Multicriterion approach to the pipeline valves designing // *Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovaniye*. 2007. № 15. S. 6-10.

16. Belokobyl'sky S.V., Ogar P.M., Tarasov V.A. Optimal design of the pipeline valves with «metal-to-metal» seal // *Sistemy. Metody. Tekhnologii*. 2009. № 3. S. 9-15.

17. Ogar P.M., Tarasov V.A., Turchenko A.V., Fedorov I.B. Specific power-intensity of the material plastic extrusion under spherical indentation // *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennyye i inzhenernyye nauki – razvitiyu regionov Sibiri*. 2012. Т. 2. S. 19-27.

18. Mil'man Yu. V., Grinkevich K.E., Mordel' P.V. The principle of power hardness under instrumental indentation // *Deformatsiya i razrushe niye materialov*. 2013. № 1. S. 2-9.

19. Moshchenok V.I. Current classification of the hardness measurement techniques // *Avtomobil'nyy transport*. Vyp. 25. 2010. S. 129-132.

УДК 630.370

Динамические нагрузки на элементы конструкции гусеничных лесопогрузчиков при детерминированных внешних возмущениях

В.Ф. Полетайкин^a, Г.Н. Плесовских^b

Сибирский государственный технологический университет, пр. Мира 82, Красноярск, Россия

^apoletaikin_vf@mail.ru

Статья поступила 5.12.2012, принята 8.02.2013

Лесопогрузчики перекидного типа грузоподъемностью от 25 до 42 кН на базе лесопромышленных тракторов широко применяются в лесной промышленности России при заготовке древесного сырья в виде хлыстов и деревьев с кроной. С учетом того, что 75% древесного сырья заготавливается в таком виде, эти машины будут широко использоваться и в дальнейшем. Исходя из этого, вопросы повышения технического уровня лесопогрузчиков являются актуальными. Повышение производительности лесопогрузчиков связано с решением вопросов повышения грузоподъемности и быстродействия механизмов, ско-

ростей движения, улучшения условий труда операторов. Однако интенсификация режимов работы обуславливает повышение уровня динамических нагрузок на элементы конструкции, возникающих под действием внешних возмущений. При проведении исследований и расчетов на стадии проектирования внешние возмущения рассматриваются либо в виде нагрузок, закон изменения которых во времени задан (детерминирован), либо в виде стационарных случайных процессов, характеристики которых определяются экспериментальными исследованиями. В данной статье рассмотрены вопросы определения динамических нагрузок на элементы конструкции гусеничных лесопогрузчиков методом математического моделирования режимов движения машины с грузом при детерминированных внешних воздействиях.

Ключевые слова: гусеничные лесопогрузчики, динамические нагрузки, элементы конструкции, математическое моделирование

Dynamic loads on structural elements of crawler timber loader under the determined external disturbances

V.F.Poletaykin^a, G.N. Plesovskikh^b

Siberian State Technological University, 82, Mira av., Krasnoyarsk, Russia

^apoletaikin_vf@mail.ru

Received 5.12.2012, accepted 8.02.2013

The tractor-mounted overloaders having loading capacity from 25 to 42 kN are widely employed in Russia's forestry to harvest for tree length and trees with their heads unlopped. Taking into account the fact that 75 % of timber is harvested in such a way, these machines will be widely used in future. Hence, the issues of the loaders technological enhancement are of current interest. The loaders productivity improvement is connected with the solution of the problems of loading capacity and mechanisms speed performance increase, running speed, operators' working conditions enhancement. The operating modes intensification, however, causes the increase in the level of dynamic loads acting on the structural elements arising under the external disturbances influence. Carrying out the research and the calculations at the design stage, the external disturbances are considered either in the form of time-determined loads or in the form of the stationary stochastic processes having the characteristics determined by the experimental studies. The issues of determining the dynamic loads acting on the structural elements of crawler timber loaders by a mathematical modeling method of the driving modes for loaded loggers under the determined external disturbances have been considered in the article.

Key words: crawler timber loaders, dynamic loads, structural elements, mathematical modeling.

Лесопогрузчики перекидного типа грузоподъемностью от 25 до 42 кН на базе лесопромышленных тракторов широко применяются в лесной промышленности России при заготовке древесного сырья в виде хлыстов и деревьев с кроной. С учетом того, что 75 % древесного сырья заготавливается в таком виде, эти машины будут широко использоваться и в дальнейшем. Исходя из этого, вопросы повышения технического уровня лесопогрузчиков являются актуальными. Рост производительности лесопогрузчиков связан с решением вопросов увеличения грузоподъемности, повышения быстродействия механизмов и скорости движения, улучшения условий труда операторов. Однако интенсификация режимов работы обусловлена более высоким уровнем динамических нагрузок на элементы конструкции.

На рис. 1 показана конструктивная схема лесопогрузчика ЛТ-188 на базе трактора ТТ-4М грузоподъемностью 42 кН.

Исследования [1, 2] показывают, что динамические нагрузки, возникающие при работе лесопогрузчиков, значительно превышают статические, поэтому их необходимо учитывать при проектировании. Величина и характер действующих нагрузок, их зависимость от конструктивных и эксплуатационных факторов определены моделированием режима движения машины с грузом (грузового хода). Универсальным языком математического моделирования динамических систем является

язык дифференциальных уравнений, описывающих движение масс при возмущающих воздействиях.

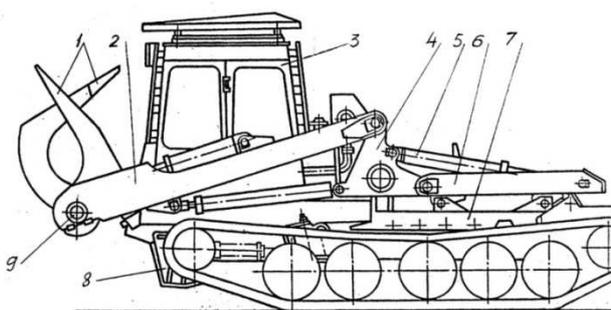


Рис. 1. Схема лесопогрузчика перекидного типа ЛТ-188: 1 – захват; 2 – стрела; 3 – трактор ТТ4М; 4 – поворотное основание; 5 – гидроцилиндры; 6 – рама; 7 – доработка трактора; 8 – упоры; 9 – механизм поворота нижней челюсти захвата

Точность результатов при этом зависит от полноты учета факторов, оказывающих влияние на работу машины и, следовательно, на нагруженность элементов конструкции. Однако стремление к полному охвату факторов приводит к необходимости составления большого числа уравнений, что усложняет математический аппарат и отрицательно влияет на точность результатов. Поэтому при составлении эквивалентных динамических моделей учитываются только важнейшие факторы, что позволяет упростить математические модели без ущерба точности получаемых данных.

При движении лесопогрузчика с поднятым в транспортное положение грузом, вследствие воздействий на ходовую систему реакций поверхности пути, возникают упругие колебания элементов систем. При преодолении препятствий одновременно обеими гусеницами возникают продольно-угловые колебания корпуса, рабочего оборудования и груза. Упругими элементами являются рессоры подвески корпуса базового трактора, металлоконструкция и гидросистема рабочего оборудования, вершинные и комлевые части хлыстов. При разработке моделей исходят из предположения о том, что колебания упругих элементов совершаются с ма-

лыми амплитудами, что позволяет описывать состояние систем линейными неоднородными дифференциальными уравнениями с постоянными коэффициентами. Использование принципа суперпозиций позволяет уменьшить число степеней свободы системы, что в значительной степени упрощает разработку математических моделей.

На рис. 2 представлена расчетная (эквивалентная) схема гусеничного лесопогрузчика класса грузоподъемности 42 кН на базе лесопромышленного трактора с полужесткой подвеской корпуса.

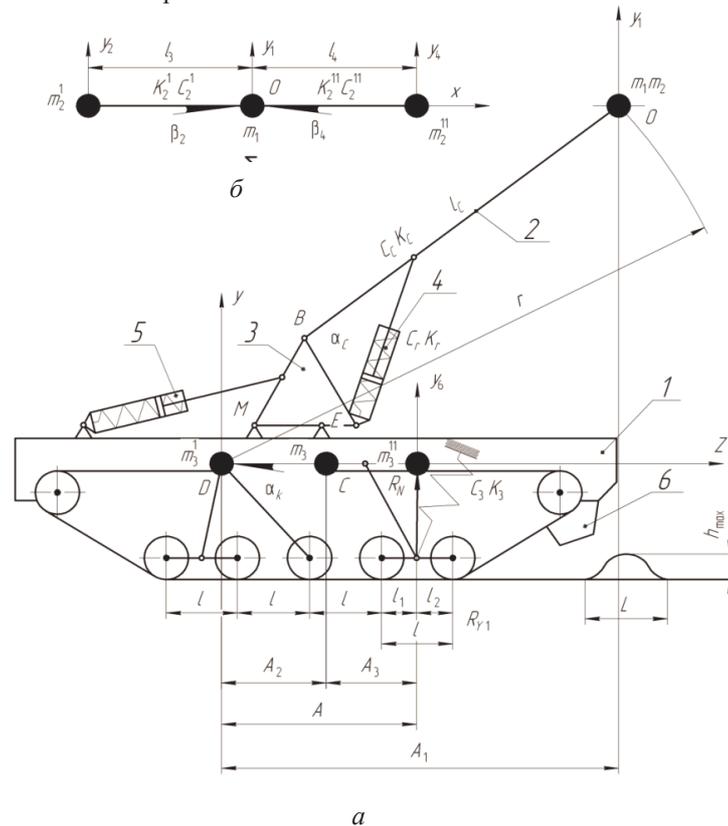


Рис. 2. Расчетная схема гусеничного лесопогрузчика с полужесткой подвеской корпуса (а – с жестким грузом (сортименами), б – схема размещения упругого груза (хлыстов): 1 – корпус машины; 2 – стрела; 3 – основание поворотное; 4, 5 – гидроцилиндры; 6 – опора

При разработке схемы приняты следующие допущения: характеристики упругих элементов линейны; гусеничные ленты и опорные катки ходовой системы постоянно контактируют с опорной поверхностью. Обозначения на схеме: m_1 – масса рабочего оборудования, динамически приведенная к концу стрелы; m_2^1 – масса вершинной части расчетного дерева, приведенная в его центр тяжести; m_2^{11} – масса комлевой части расчетного дерева, приведенная в его центр тяжести; m_3 – подрессоренная масса базовой машины и части рабочего оборудования; m_3^1 – подрессоренная масса базовой машины и части рабочего оборудования, приходящаяся на заднюю подвеску; m_3^{11} – подрессоренная масса базовой машины и части рабочего оборудования, приходящаяся на переднюю подвеску; $C_3, C_c, C_2^1, C_2^{11}, C_\Gamma$ – коэффициенты жесткости упругих элементов

системы, соответственно, рессор, стрелы, вершинной и комлевой частей дерева, гидросистемы; $K_3, K_c, K_2^{11}, K_\Gamma$ – коэффициенты демпфирующих сопротивлений в упругих элементах, соответственно, рессор, стрелы, вершинной и комлевой частей расчетного дерева, гидросистемы; l_c – длина стрелы; l_3, l_4 – расстояния от продольной оси машины (оси Z) до центров тяжести вершинной и комлевой частей расчетного дерева. В качестве обобщенных координат системы приняты угловые перемещения $\alpha_k, \alpha_c, \beta_2, \beta_4$, соответственно, корпуса относительно оси D, стрелы относительно оси B, вершинной и комлевой частей дерева относительно оси O. Таким образом, по числу приведенных масс и упругих элементов система обладает четырьмя степенями свободы относительно движения при возбуждении вынужденных продольно-угловых колебаний. В случае движения лесопогрузчика с жестким грузом (сортименами), система обладает двумя степенями

свободы, так как при этом теряются две степени свободы (β_2, β_4). Параметры m_3, y_6, c_3, k_3 динамически приведены к центру приведения массы m_1 (точка О).

Работа лесопогрузчика. Тяговым усилием трактора (рис. 1) нижняя челюсть захвата I внедряется под штабель, и с помощью механизма поворота пачка деревьев отделяется и зажимается в захвате. Гидроцилиндрами 4 стрела 2 устанавливается в транспортное положение (под углом $90^0 \pm 20^0$ к оси Z), и лесопогрузчик движется к месту укладки груза. До вертикального положения стрела с грузом под действием усилий на штоках гидроцилиндров 4 вращается относительно оси В. Далее, до положения укладки, стрела совместно с поворотным основанием 3 под действием усилий на штоках гидроцилиндров 5 вращается относительно оси М. При вращении стрелы относительно оси В поворотное основание опирается на неподвижную опору в точке Е, что обеспечивает снижение нагрузок на гидроцилиндры 5 .

Уравнения движения динамической системы «базовая машина – рабочее оборудование – груз» в процессе грузового хода. Дифференциальные уравнения, описывающие относительное движение приведенных масс в процессе упругих продольно-угловых колебаний динамической системы с четырьмя степенями свободы (движение лесопогрузчика с хлыстами), показанной на рис. 2, получены в следующем виде:

$$\begin{aligned} \ddot{\beta}_2 + \frac{C_2^I}{m_2^I} \cdot \frac{1}{l_3} (y_2 - y_1) + \frac{k_2^I}{m_2^I} \cdot \frac{1}{l_3} (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) &= Q_2(t) \frac{1}{m_2^I l_3^2} \\ \ddot{\beta}_4 + \frac{C_2^{II}}{m_2^{II}} \cdot \frac{1}{l_4} (y_4 - y_1) + \frac{k_2^{II}}{m_2^{II}} \cdot \frac{1}{l_4} (\dot{y}_4 - \dot{y}_1) &= Q_4(t) \frac{1}{m_2^{II} l_4^2} \\ \ddot{\alpha}_c + \frac{C_1}{m_1} (\alpha_c - \alpha_k) - \frac{k_1}{m_1} (\dot{\alpha}_c - \dot{\alpha}_k) - \frac{C_2^I}{m_1} \cdot \frac{1}{l_c} (y_2 - y_1) - \\ - \frac{k_2^I}{m_1} \cdot \frac{1}{l_c} (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - \frac{C_2^{II}}{m_1} \cdot \frac{1}{l_c} (y_4 - y_1) - \frac{k_2^{II}}{m_1} \cdot \frac{1}{l_c} (\dot{y}_4 - \dot{y}_1) &= \\ = Q_1(t) \frac{1}{m_1 l_c^2} \ddot{\alpha}_k + \frac{k_3}{m_3} \ddot{\alpha}_k + \frac{C_3}{m_3} \dot{\alpha}_k - \frac{C_1}{m_3} \cdot \frac{l_c A_1}{A^2} (\alpha_c - \alpha_k) - \\ - \frac{k_1}{m_3} \cdot \frac{l_c A_1}{A^2} (\dot{\alpha}_c - \dot{\alpha}_k) &= Q_3(t) \frac{1}{m_3^I A^2} \end{aligned} \quad (1)$$

Дифференциальные уравнения, описывающие состояние системы с двумя степенями свободы (движение лесопогрузчика с сортирентами), получены в следующем виде:

$$\begin{aligned} \ddot{\alpha}_c + 2\eta_6(\dot{\alpha}_c - \dot{\alpha}_k) + \omega_6^2(\alpha_c - \alpha_k) &= \frac{1}{(m_1 + m_2)l_c^2} \cdot Q_1(t) \\ \ddot{\alpha}_k + 2\eta_7\dot{\alpha}_k + \omega_7^2 \cdot \alpha_k - \\ - \frac{l_c \cdot A}{A^2} \omega_8^2 (\alpha_c - \alpha_k) - 2\eta_8 (\dot{\alpha}_c - \dot{\alpha}_k) \frac{l_c \cdot A}{A^2} &= \frac{1}{m_3^I A^2} Q_3(t), \end{aligned} \quad (2)$$

где ω_i – парциальные угловые частоты упругих колебаний элементов системы; k_i – коэффициенты демпфирующих сопротивлений в элементах системы; C_i – ко-

эффициенты жесткости упругих элементов; η_i – удельные демпфирующие сопротивления; $Q_i(t)$ – внешние возмущающие воздействия.

Вынужденные колебания упругих элементов лесопогрузчика являются следствием кинематического возмущения от действий реакций поверхности пути и сил инерции масс в переносном движении, возникающих при преодолении машиной препятствий [6]. При этом принимается допущение о том, что профиль препятствия описывается уравнением:

$$h(t) = \frac{h_{\max}}{2} [1 - \cos(2\pi Vt/L)], \quad (3)$$

где $h(t)$ – текущее значение высоты препятствия; h_{\max} – наибольшая высота препятствия; L – длина препятствия; V – скорость движения машины; t – время движения машины через препятствие.

Возмущающими воздействиями на подсистемы динамической системы лесопогрузчика (стрелу, гидросистему, упругий длиномерный или жесткий груз) $Q_1(t), Q_2(t), Q_3(t), Q_4(t)$ являются моменты сил инерции масс в переносном движении относительно оси заднего балансира подвески корпуса базовой машины (точка D, рис. 2):

$$Q_i(t) = M_i(t) = I_i \ddot{\alpha}(t) \quad (4)$$

Угловые перемещения масс в переносном движении:

$$\alpha(t) = K_{\Pi} h(t) / A,$$

где K_{Π} – коэффициент, учитывающий влияние размеров звеньев кинематики ходовой системы трактора на вертикальные перемещения корпуса машины при движении через препятствия различными парами опорных катков [6]; при этом тяговое усилие машины принято равным силе тяги по сцеплению.

Угловое ускорение:

$$\ddot{\alpha}(t) = (K_{\Pi} h(t) / A)'' = \frac{2\pi^2 V^2 K_{\Pi} h_{\max}}{AL^2} \cos(2\pi Vt/L). \quad (5)$$

С учетом (4), (5) выражения правых частей уравнений (1) получены в следующем виде:

$$\begin{aligned} Q_1(t) = M_1(t) &= (m_1 r^2 + I_{C1}) \frac{2\pi^2 V^2 h_{\max}}{AL^2} \cos(2\pi Vt/L) \\ Q_2(t) = M_2(t) &= (m_2^I r^2 + I_{C2}^I) \frac{2\pi^2 V^2 h_{\max}}{AL^2} \cos(2\pi Vt/L) \\ Q_4(t) = M_4(t) &= (m_2^{II} r^2 + I_2^{II}) \frac{2\pi^2 V^2 h_{\max}}{AL^2} \cos(2\pi Vt/L) \\ Q_3(t) = M_3(t) &= \frac{G_{\Pi} (\phi_{\text{сц}} - f) L \cdot A}{K_{\Pi} h_{\max} \pi \sin(2\pi Vt/L)} - \\ &= \frac{2G_{\Pi} (\phi_{\text{сц}} - f) V \cdot K_3 \cdot A}{C_3 K_{\Pi} h_{\max} \sin^2(2\pi Vt/L)} \end{aligned} \quad (6)$$

уравнений (2):

$$Q_1(t) = M_1(t) = [(m_1 + m_2)r^2 + I_{C12}] \frac{2\pi^2 V^2 h_{\max}}{AL^2} \cos(2\pi Vt / L)$$

$$Q_3(t) = M_3(t) = \frac{G_{\Pi}(\phi_{\text{СЦ}} - f)L \cdot A}{K_{\Pi} h_{\max} \pi \sin(2\pi Vt / L)} - \frac{2G_{\Pi}(\phi_{\text{СЦ}} - f)V \cdot K_3 \cdot A}{C_3 K_{\Pi} h_{\max} \sin^2(2\pi Vt / L)}, \quad (7)$$

где G_{Π} – сила тяжести лесопогрузчика; f – коэффициенты сцепления движителя с грунтом и сопротивления движению лесопогрузчика.

Моделирование режимов движения лесопогрузчика через препятствия. Моделирование режимов работы и анализ зависимости динамических нагрузок на элементы конструкции лесопогрузчика (стрелу с гидросистемой, корпус, подвеску корпуса) от скорости движения выполнены на математических моделях при следующих условиях: $h_{\max} = 0,2$ м, $L = 0,68$ м. При этом скорость движения машины варьировалась от 0,7 до 0,9 м/с, шаг дискретизации скорости $\Delta V = 0,1$ м/с. Влияние высоты препятствий на динамическую нагруженность элементов конструкции установлено при изменении h_{\max} от 0,1 до 0,25 м при $V = 0,8$ м/с. При этом шаг изменения высоты препятствия $\Delta h_{\max} = 0,05$ м. Размеры препятствий приняты по данным [4, 5], интервал скорости – по технической характеристике базовой машины.

Сопоставительный анализ результатов исследования лесопогрузчиков с упругим и жестким грузом позволил определить степень влияния свойств груза на уровень динамических нагрузок. Исследование влияния эксплуатационных факторов (V, h_{\max}) на величину динамических нагрузок в режиме грузового хода выполнено интегрированием уравнений методом Рунге-Кутты четвертого порядка в системе Match CAD. Шаг изменения аргумента t (время) принимался $\Delta t = 0,01$ с.

Анализ предварительных результатов показал, что возмущающие воздействия на динамические системы достигают максимальных значений при наезде на препятствие крайних опорных катков, что обусловлено особенностями кинематики ходовой части базовой машины. Учитывая это, интервал интегрирования систем уравнений по времени ограничен временем переезда препятствия первой парой опорных катков. При моделировании режимов движения машины определялись деформации и перемещения приведенных масс в процессе колебаний упругих элементов под действием внешних возмущений относительно положения равновесия системы, т. е. относительно положения центров масс после деформаций звеньев под действием статических нагрузок.

В качестве критерия оценки нагруженности элементов конструкции лесопогрузчиков принимались коэффициенты динамичности нагрузок.

При оценке нагрузок на ходовую систему и корпус указанные коэффициенты определялись по выражению:

$$K_{\text{Д}} = 1 + \frac{y_6 C_3}{P_{3\text{СТ}}} = 1 + \frac{y_6}{y_{6\text{СТ}}}, \quad (8)$$

здесь $P_{3\text{СТ}}$ – статическая нагрузка на упругие элементы подвески от подрессоренной силы тяжести базы рабочего оборудования и груза; y_6 – деформация упругого элемента подвески под действием динамических сил, определяемая в результате интегрирования систем уравнений; $y_{6\text{СТ}}$ – то же под действием статических сил:

$$y_{6\text{СТ}} = P_{3\text{СТ}} / C_3. \quad (9)$$

Статическая нагрузка:

$$P_{3\text{СТ}} = \frac{m_3 q A_2 + (m_1 + m_2) q A_1}{A} \quad (10)$$

Коэффициент динамичности нагрузок на рабочее оборудование:

$$K_{\text{Д}} = 1 + \frac{y_{\text{р.о}} C_1}{P_{1\text{СТ}}} = 1 + \frac{y_{\text{р.о}}}{y_{1\text{СТ}}}, \quad (11)$$

здесь $P_{1\text{СТ}} = (m_1 + m_2) q \cos \phi = y_{1\text{СТ}} C_1$ – статическая нагрузка на рабочее оборудование; $y_{\text{р.о}}$ – деформация упругих элементов рабочего оборудования, определяемая из решений систем уравнений; $y_{1\text{СТ}}$ – статическая деформация рабочего оборудования; ϕ – угол наклона стрелы к оси Z в режиме грузового хода ($\phi = 73^\circ$, при этом центр тяжести груза расположен над осью переднего балансира, $A = A_1$, рис. 2). При этом $y_{\text{р.о}} = y_1 - y_6$.

Статическая деформация рабочего оборудования:

$$y_{1\text{СТ}} = \frac{(m_1 + m_2) q \cos \phi}{C_1} \quad (12)$$

В табл. 1 и 2 приведены значения коэффициентов динамичности нагрузок на элементы конструкции рабочего оборудования, подвески корпуса и ходовой системы лесопогрузчика при движении с грузом через препятствия с различной скоростью. При этом следует отметить, что в соответствии с техническим описанием и инструкцией по эксплуатации лесопогрузчиков движение при погрузке и при перегонах допускается на первой и второй передачах и задним ходом, что составляет 0,6 - 0,9 м/с.

Таблица 1

Значения коэффициентов динамичности нагрузок при изменении скорости движения ($h_{\max} = 0,2$ м, $\phi = 73^\circ$)

Элементы конструкции	Вид груза	Скорость, м/с		
		0,7	0,8	0,9
Рабочее оборудование (стрела, гидросистема)	Сортименты	3,24	3,72	4,22
	Хлысты	3,83	4,44	4,93
Подвеска корпуса, ходовая система	Сортименты	2,10	2,16	2,28
	Хлысты	2,29	2,38	2,48

Значения коэффициентов динамичности нагрузок
при изменении высоты преодолеваемых препятствий ($V = 0,8$ м/с, $\varphi = 73^\circ$)

Элементы конструкции	Вид груза	Высота препятствий, h_{\max} , м			
		0,1	0,15	0,2	0,25
Рабочее оборудование (стрела, гидросистема)	Сортименты	2,55	2,83	3,72	4,05
	Хлысты	2,68	3,65	4,44	5,23
Подвеска корпуса, ходовая система	Сортименты	1,51	1,89	2,16	2,32
	Хлысты	1,67	2,13	2,38	2,61

На рис. 3 показаны кривые изменения динамических нагрузок на рабочее оборудование при движении лесопогрузчика первой парой опорных катков через препятствие высотой 0,2 м со скоростью 0,8 м/с. Характер кривых показывает, что при наезде на препятствие динамические нагрузки интенсивно нарастают, достигая максимальных значений через 0,3...0,7 с.

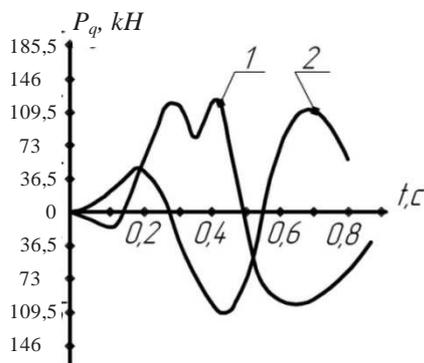


Рис. 3. Кривые изменения динамических нагрузок на рабочее оборудование при движении лесопогрузчика через препятствие первой парой опорных катков: 1 – с жестким грузом (сортиментами); 2 – с упругим длинномерным грузом (хлыстами)

На рис. 4 показаны кривые изменения динамических нагрузок на корпус и ходовую систему при движении лесопогрузчика через препятствие. Частота их воздействий определяется колебаниями рабочего оборудования и груза.

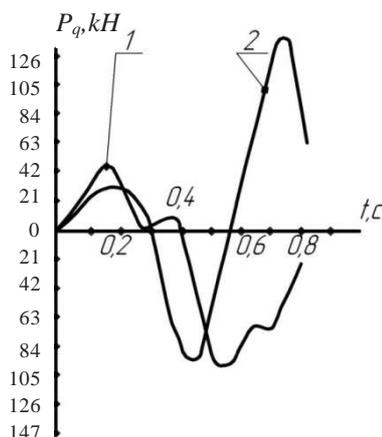


Рис. 4. Кривые изменения нагрузок на корпус и ходовую систему при движении лесопогрузчика через препятствие: 1 – с жестким грузом (сортиментами); 2 – с упругим длинномерным грузом (хлыстами)

Выводы

1. При движении лесопогрузчика через препятствия на элементы конструкции рабочего оборудования, кор-

пус и ходовую систему воздействуют значительные динамические нагрузки: на рабочее оборудование – до 110 кН, на корпус и ходовую систему – до 140 кН. При этом нагрузки носят знакопеременный характер (рис. 3, 4).

2. При увеличении скорости грузового хода от 0,7 м/с до 0,9 м/с динамические нагрузки интенсивно возрастают. При движении лесопогрузчика с сортиментами коэффициенты динамичности нагрузок на рабочее оборудование увеличиваются с 3,24 до 4,22, на подвеску корпуса и ходовую систему – от 2,1 до 2,28; при движении с хлыстами соответственно от 3,83 до 4,93 и от 2,29 до 2,48.

3. При увеличении высоты препятствия от 0,1 м до 0,25 м коэффициенты динамичности нагрузок на рабочее оборудование возрастают: при движении с сортиментами – от 2,55 до 4,05, при движении с хлыстами – от 2,68 до 5,23. При тех же условиях коэффициенты динамичности нагрузок на подвеску корпуса и ходовую систему возрастают соответственно от 1,51 до 2,32 и от 1,67 до 2,61.

4. Коэффициенты динамичности нагрузок на рабочее оборудование при движении через препятствия с хлыстами выше на 20...22 %, чем при движении с сортиментами, на подвеску корпуса и ходовую систему на 9...12,6 %, что характеризует влияние свойств длинномерного груза на величину динамических нагрузок на элементы конструкции лесопогрузчиков.

Литература

1. Александров В.А. Механизация лесосечных работ в России. СПб.: Изд-во С-Петербур. гос. лесотехн. акад., 2000. 208 с.
2. Полейтайкин В.Ф. Прикладная механика лесных подъемно-транспортных машин: моногр. Красноярск: СибГТУ, 2010. 247 с.
3. Гасымов Г.Ш., Александров В.А. Нагрузки в элементах конструкции валочно-пакетирующих машин: моногр. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. 155 с.
4. Редькин А.К. Основы моделирования и оптимизации процессов лесозаготовок. М.: Лесн. пром-сть, 1988. 256 с.
5. Рыскин Ю.Е. Особенности микропрофиля трелевочных волоков и их статистические характеристики // Вопросы создания колесных трелевочных тягачей: тр. ЦНИИМЭ. Химки, 1970. С. 148-157.

References

1. Aleksandrov V.A. Mechanization of logging operations in Russia. SPb.: Izd-vo S-Peterb. gos. lesotekhn. akad., 2000. 208 s.
2. Poletaykin V.F. Applied mechanics of logging lifting-and-shifting machines: monogr. Krasnoyarsk: SibGTU, 2010. 247 s.
3. Gasymov G.Sh., Aleksandrov V.A. Stresses in the design elements of felling-and-bunching machines: monogr. SPb., 2009. 155 s.
4. Red'kin A.K. The fundamental principles of logging processes modeling and optimization. M: Lesn. prom-st', 1988. 256 s.
5. Ryskin, Yu. E. The specifics of logways microprofile and their statistical characteristics // Voprosy sozdaniya kolesnykh trelevochnykh tyagachey: tr. TsNIIME. Khimki, 1970. S. 148-157.