

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ, СЕРВИСНОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ ЛЕСНЫХ МАШИН

М.Я. Дурманов, Б.Г. Мартынов, С.В. Спиридонов, О.А. Михайлов
Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННОГО МАШИННО- ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Для определения оптимальных конструктивных параметров элементов силовой передачи лесохозяйственного машинно-тракторного агрегата (МТА) необходимо знать частотные характеристики касательной силы тяги, в зависимости от частоты колебаний нагрузки на ведущих звездочках и скорости движения [1,2]. Количество энергии, затрачиваемой на реализацию касательной силы МТА в пахотном режиме, определяется поверхностью состояния амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) касательной силы [2]. Энергозатраты влияют не только на показатели эксплуатационной эффективности МТА, но и на динамическую нагрузку дизеля и силовой передачи, а следовательно определяют ресурсные показатели их элементов [1].

Целью исследования является оценка динамической составляющей касательной силы и динамической нагрузки силовой передачи лесохозяйственного МТА на базе трактора ЛХТ-100 в пахотном режиме. Для решения этой задачи была разработана вычислительная модель функционирования МТА, позволяющая на стадии проектирования определять значения показателей эксплуатационной нагрузки и согласовывать их с конструктивными параметрами.

Задача исследования заключается в определении динамической составляющей касательной силы тяги и динамической нагрузки в силовой передаче МТА.

Регулярная компонента касательной силы $F_{\text{ко}}^{\text{п}}$, затрачиваемая на преодоление регулярных сил сопротивления, определяется формулой

$$F_{\text{ко}}^{\text{п}} = g(m \cdot \sin \alpha + f_{\text{тк}} m_{\text{т}} \cos \alpha) + m_{\text{пл}} g(\sin \alpha + f_{\text{тс}} \cos \alpha) + \\ + \kappa_{\text{п}} (1 - \delta_s) ab + \left(\frac{\pi R}{30i_{\text{т}}} \right)^2 \xi ab n_o^2 + q_{\kappa} \delta_s ab ; \quad (1)$$

где g – ускорение свободного падения; m – масса МТА, $m = m_{\text{т}} + m_{\text{пл}}$; $m_{\text{т}}$ – масса трактора; $m_{\text{пл}}$ – масса плуга; α – угол подъема участка пути;

$f_{\text{TK}}, f_{\text{TC}}$ – коэффициенты трения качения движителя и трения скольжения плуга о дно и стенку борозды, соответственно; $\kappa_{\text{п}}$ – удельное сопротивление почвы; a, b – глубина обработки почвы и ширина захвата плуга; ξ – коэффициент динамичности; q_k – удельное усилие для разрыва корней, находящихся в почве; δ_s – часть площади поперечного сечения пласта, которая зависит от свойств древесной породы распространять корни в пахотном горизонте; R – радиус ведущих звездочек; $i_{\text{д}}$ – передаточное число трансмиссии.

Динамическая нагруженность в силовой передаче МТА в спектре частот $\omega = 0 \dots 30 \text{ с}^{-1}$ и динамическая составляющая касательной силы в спектре частот $\omega = 0 \dots 12 \text{ с}^{-1}$ определяются по формуле (при $s=j\omega$)

$$F_{\text{к}}^{\text{п}}(\omega) = \frac{F_c^a R}{\omega_{\text{сн}}} (2A_3 + A_4) \cdot \int_0^{\omega} |U_{11}(j\omega)| \cdot d\omega + \frac{f_{\text{TK}}}{\omega_{\text{сн}}} \cdot \int_0^{\omega} |\Theta_{\text{в}}^{\text{п}}(j\omega)| \cdot d\omega, \quad (2)$$

где F_c^a – величина амплитуды переменной составляющей нагрузки; $A_3 = \left(\frac{\pi R}{30i_{\text{т}}}\right)^2 \xi ab$; $A_4 = \frac{\pi R}{30i_{\text{т}}} m$; $\omega_{\text{сн}}$ – собственная низшая частота процесса; $U_{11}(j\omega)$ – передаточная функция частоты вращения коленчатого вала дизеля; $\Theta_{\text{в}}^{\text{п}}(j\omega)$ – передаточная функция колебаний подрессоренной массы МТА в продольно-вертикальной плоскости.

Очевидно [1], что функционирование дизелей МТА реализуется на регуляторной ветви скоростной характеристики. Поэтому дизель можно рассматривать как линейный объект управления [3], что значительно упрощает решение задачи энергозатрат.

Для математического описания неустановившихся режимов функционирования МТА используем аппарат передаточных функций [3]. Входные воздействия для МТА: со стороны пашни – неровности микрорельефа и неоднородность почвы, являющиеся причиной колебаний сил сопротивления $F_c(t)$ на ведущих звездочках; со стороны оператора – изменения положения органа $h(t)$, задающего величину цикловой подачи топлива.

Передаточные функции по возмущающему воздействию (при $h_0 = \text{const}$):

– частоты вращения энергосиловой установки МТА:

$$U_{11}(s) = \frac{\kappa_{\text{д1}}(T_2^2 s^2 + 2T_2 \xi_1 s + 1)}{(T_1 s + 1)(T_3^2 s^2 + 2T_3 \xi_2 s + 1)(T_4 s + 1)}, \quad (3)$$

где $\kappa_{\text{д1}}$ – коэффициент передачи частоты вращения; T_1, T_2, T_3, T_4 – постоянные времени; ξ_1, ξ_2 – коэффициенты затухания;

– колебаний остова МТА в продольно-вертикальной плоскости в пахотном режиме, при $s = j\omega$ [2]:

$$|\Theta_B^n(j\omega)| = k'_o c_1 \omega^2 \sqrt{\frac{[\mu_o m_1 m_2 \omega^2 (\frac{1}{\tau \lambda_H} - 1) + c_1 (m' + \frac{1}{\tau \lambda_H} m'')]^2 + \dots}{[\mu_o m_1 m_2 \omega^4 - \omega^2 (m_1 c_1 + m_2 c_1 + \beta_1^2) + c_1^2]^2 + \dots}} \dots \frac{+ \omega^2 \beta_1^2 (m' - \frac{1}{\tau \lambda_H} m'')^2}{+ \omega^2 [\beta_1 (c_1 - m_2 \omega^2) - \beta_1 (c_1 - m_1 \omega^2)]^2}, \quad (4)$$

где $k'_o = \cos(2\pi l_k / l_H) \approx 0,7$; l_k – расстояние между осями кареток; l_H – длина неровности микрорельефа пашни; c_1 – жесткость подрессоривания опор, $c_1 = 1400$ кН/м; ω – частота повторения неровности, $\omega = 2\pi v / l_H$; v – скорость движения МТА; β_1 – параметр демпфирования, $\beta_1 = 2v_{\text{п}} \sqrt{c_1 m}$; $v_{\text{п}} = 0,3$; $\mu_o = 1 - \frac{m_o}{m_1 + m_2} = 0,66$; $m_o = \frac{I_c - m_{\text{тп}} l_1 l_2}{l^2} = 5544,5$ кг; $m_1 = \frac{I_c + m_{\text{по}} l_2^2}{l^2} = 9599,2$ кг; $m_2 = \frac{I_c + m_{\text{зо}} l_1^2}{l^2} = 7003,7$ кг; $m_{\text{тп}}$ – подрессоренная масса трактора, $m_{\text{тп}} = 8400$ кг; $m_{\text{по}}$ – масса трактора, приходящаяся на ось передних кареток, $m_{\text{по}} = 4400$ кг; $m_{\text{зо}}$ – масса трактора, приходящаяся на ось задних кареток, $m_{\text{зо}} = 4000$ кг; l – межосевое расстояние, $l = l_1 + l_2 = 1,75$ м; $l_1 = 0,31$ м; $l_2 = 1,44$ м; I_c – момент инерции системы, $I_c \approx m_{\text{тп}} l_1 l_2$, $I_c = 23936$ кг·м²; $m' = m_o + m_1$; $m'' = m_o + m_2$; $\tau = l/v$; λ_H – доминирующая низшая частота собственных колебаний остова трактора.

Для МТА с дизелем СМД-20Т.04: $\kappa_{д1} = 1,80$ (Н·м·мин)⁻¹; T_1 – постоянная времени МТА, $T_1 = \frac{\pi}{30} \left(I_d + \frac{mR^2}{i_T^2} \right) \frac{n_H^2}{N_H}$; $T_2 = 0,531$ с⁻¹; $T_3 = 0,398$ с⁻¹; $T_4 = 0,354$ с⁻¹; $\xi_1 = 0,30$; $\xi_2 = 0,25$; I_d – приведенный момент инерции дизеля, $I_d = 2,4$ кг·м²; n_H – номинальная частота вращения коленчатого вала дизеля; N_H – номинальная мощность дизеля [2].

Подставляя в (2) значения $|U_{11}(j\omega)|$ (3) и $|\Theta_B^n(j\omega)|$ (4), определяем динамическую составляющую касательной силы МТА на базе трактора ЛХТ-100 с плугом ПКЛ-70-4 в пахотном режиме: $i_T = 34,84$; $R = 0,238$ м; $\alpha = 3^\circ$; $m = m_T + m_{\text{пл}}$; $m_T = 10400$ кг; $m_{\text{пл}} = 520$ кг; $f_{\text{тк}} = 0,18$; $f_{\text{тс}} = 0,40$; $a = 0,15$ м; $b = 0,7$ м; $\kappa_{\text{п}} = 6 \cdot 10^4$ Н/м; $\xi = 2000$ кг/м³; $n_o = 0,8 n_H$; $n_H = 1800$ мин⁻¹; $N_H = 88$ кВт; $\delta_s = 0,05$; $q_k = 3 \cdot 10^6$ Н/м²; $F_c^a = 1920$ Н; $\eta_M = 0,68$.

Динамическая составляющая касательной силы МТА рассчитывалась для варьлируемых конструктивных параметров жесткости подвеса трактора $c_1=1400$ и 840 кН/м, и установке корректирующих устройств (КУ) в топливный насос высокого давления и главную масляную магистраль (ГММ) дизеля [1]. В качестве первого корректирующего устройства использовался гаситель колебаний рейки топливного насоса (РТН), позволяющий снизить амплитуду колебаний рейки и отрицательное действие гидродинамической силы на качество процесса регулирования скорости. Второе корректирующее устройство устанавливалось в ГММ и позволяло улучшить смазочный режим за счет изменения фазового запаздывания приращения давления масла в ГММ с -180° до -45° [1], уменьшив амплитуду колебаний момента механических потерь и величину сил трения.

Динамическая нагруженность в силовой передаче МТА, в штатной комплектации ($c_1=1400$ кН/м), в спектре частот $\omega = 0 \dots 30$ с $^{-1}$ равна 140 кН; при $c_1=840$ кН/м с установленными гасителями колебаний в системе подрессоривания, РТН и КУ в ГММ дизеля – 98 кН.

Динамическая составляющая касательной силы в низкочастотном спектре, ограниченном инерционностью масс МТА и дизеля, вычислена при $c_1=1400$ кН/м – в штатной комплектации; при $c_1=1400$ кН/м и 840 кН/м – с гасителями колебаний в системе подрессоривания, РТН и КУ в ГММ дизеля. Результаты вычислений динамической составляющей касательной силы сведены в таблицу.

Таблица – Результаты расчета динамической составляющей и эффективно реализуемой касательной силы МТА на базе трактора ЛХТ-100 с плугом ПКЛ-70-4 в пахотном режиме при детерминированном возмущении

Установка гасителей колебаний МТА, РТН и КУ в ГММ дизеля	Динамическая составляющая касательной силы, кН	
	$c_1= 1400$ кН/м	$c_1= 840$ кН/м
отсутствуют	10,14	11,98
имеются	7,75	9,60
	$F_{\hat{e}\hat{y}}^{\dot{i}} = F_{\hat{e}\hat{1}}^{\dot{i}} - F_{\hat{e}}^{\dot{i}} (\omega)$	
отсутствуют	37,79	35,95
имеются	40,18	38,33

Литература

1. Антипин, В.П. Производительность, энергозатраты и ресурс машинно-тракторного агрегата / В. П. Антипин, М. Я. Дурманов, Г. В. Каршев – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – 484 с.

2. Дурманов, М.Я. Оценка динамической нагруженности силовой передачи лесохозяйственного машинно-тракторного агрегата на стадии проектирования / М.Я. Дурманов, О.А. Михайлов, С.В. Спиридонов // Сборник статей по материалам научно-технической конференции института технологических машин и транспорта леса по итогам научно-исследовательских работ 2017 / отв. ред. В.А. Соколова - СПб: СПбГЛТУ, 2018.- С.174-183. DOI:10.21266/SPB FTU.2018.NTK.1

3. Крутов В. И., Данилов Ф. М., Кузьмик П. К. и др. Основы теории автоматического регулирования. – М.: Машиностроение, 1984. – 368 с.

А.А. Селиверстов, И.В. Симонова
Петрозаводский государственный университет

КАЧЕСТВО ЭКСПОРТИРУЕМЫХ КРУГЛЫХ ЛЕСОМАТЕРИАЛОВ

Интенсификация применения сортиментного метода на базе харвестера и форвардера для лесозаготовительных операций не решило проблему повреждения круглых лесоматериалов. Основные потери качества лесоматериалов происходят при выполнении технологических операций валки, обрезки сучьев, раскряжевки, трелевки, складирования и вывозки. В связи с этим, объемные потери, отражающиеся на потери стоимости экспортируемых лесоматериалов, не могут быть игнорированы лесозаготовителями.

Проведенные кафедрой транспортных и технологических машин и оборудования института лесных, горных и строительных наук (ИЛГСН) ПетрГУ исследования по влиянию лесозаготовительных комплексов в составе харвестера и форвардера на качество круглых лесоматериалов в условиях Республики Карелия и Вологодской области показали, что для разных видов и породных составов лесоматериалов потери качества по объему (брака) могут достигать 2,3% [1], [2]. Кроме того, несоответствие техническим требованиям к качеству поставляемых лесоматериалов, внесенных в контракт между лесозаготовительной компанией и покупателем древесины, приводило к тому, что тот или иной вид лесоматериала не принимался (выбраковывался) или переводился в другой сорт соответственно его качеству.

Потери качества при поставках дорогостоящих фанерных бревен могут достигать 15 % и для хвойных пиловочных бревен – 7% от объема партии (при среднем объеме судовой партии 1298 куб. м.) [2]. Очевидны существенные потери стоимости поставляемых лесомате-