

АНАЛИЗ И УТОЧНЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА НА БАЗЕ ТРАКТОРА К-744Р-05

ANALYSIS AND REFINEMENT OF DESIGN PARAMETERS OF THE MACHINE-TRACTOR UNIT BASED ON THE TRACTOR K-744R-05

В.П. АНТИПИН, К.Т.Н.
В.Д. ВАЛЯЖОНКОВ, К.Т.Н.
М.Я. ДУРМАНОВ
В.Н. КУЛИКОВ, К.Ф.-М.Н.
А.О. МИХАЙЛОВ, К.Т.Н.

Санкт-Петербургский государственный
 лесотехнический университет, Санкт-Петербург, Россия,
 Durmanov130266@rambler.ru

V.P. ANTIPIN, PhD in Engineering
V.D. VALYAZHONKOV, PhD in Engineering
M.YA. DURMANOV
V.N. KULIKOV, PhD in Physics and Mathematics
 A.O. Mikhaylov PhD in Engineering
 Saint Petersburg State Forest Technical University,
 Saint Petersburg, Russia, Durmanov130266@rambler.ru

В соответствии с функциональным назначением проектируемого трактора выбирают тип и параметры трансмиссии согласно техническому заданию. Однако динамическая нагруженность вносит коррективы в показатели машинно-тракторного агрегата. Например, в транспортном режиме на поверхности состояния амплитудно-частотной характеристики касательной силы тяги трактора К-744Р-05 при регулярной скорости $v = 3,6$ м/с, передаточном числе трансмиссии $i_t = 35,35$, на частоте $\omega = 8,0$ с⁻¹ амплитуда увеличивается до 16,62 кН, сопровождаемая «галоппированием» машинно-тракторного агрегата. Поверхность амплитудно-частотной характеристики получена расчетным путем, а коробка передач принята как «бесступенчатый вариатор», ограниченный передаточными числами трансмиссии $i_t = 126,10$ и $i_t = 20,30$. Это позволяет уточнять амплитуду колебаний между ближайшими ступенями коробки передач и корректировать передаточные числа i_t . Вычислены также фазо-частотные характеристики компонентов динамической составляющей касательной силы тяги: инерционные силы и силы от колебаний машинно-тракторного агрегата в продольно-вертикальной плоскости. Установлено, что с уменьшением межосевого расстояния на 12,5 % (до 2,8 м) амплитуда увеличилась на 0,49 кН (2,9 %), а количество затрачиваемой энергии – до 103,2 кДж/с, что больше на 14,46 кДж/с (14,0 %), чем при штатном межосевом расстоянии $l = 3,2$ м. При межосевом расстоянии, увеличенном на 25 % (с 3,2 до 4,0 м), амплитуда снизилась на 0,6 кН (3,6 %), а количество энергии на 16,4 кДж/с (18,5 %). Увеличение фазового запаздывания сил в зависимости от колебаний машинно-тракторного агрегата в продольно-вертикальной плоскости с 45 до 59,9° снижает динамическую нагруженность, а снижение фазы инерционных сил с 13,6 до 12,8° продолжает поддерживать «галоппирование». После корректировки передаточного числа трансмиссии на первой передаче четвертого режима с $i_t = 35,8$ на $i_t = 29,42$ понизились: регулярная составляющая касательной силы тяги на 7,1 кН (17,9 %); суммарно затрачиваемая мощность на 23,4 кВт (9,7 %); часовой расход топлива на 5,2 кг/ч; расход масла на угар на 56 г/ч. Одновременно увеличилась скорость движения на 0,77 м/с (21,6 %).

Ключевые слова: трактор, энергозатраты машинно-тракторного агрегата, динамическая нагруженность, трансмиссия, межосевое расстояние, амплитудно-частотная и фазо-частотная характеристики.

In accordance with the functional purpose of the designed tractor, the type and parameters of the transmission are selected according to the terms of reference. However, dynamic loading introduces adjustments to the parameters of the machine-tractor unit. For example, in the transport mode on the surface of the state of the amplitude-frequency characteristic of the tangential traction force of the tractor K-744P-05 at a regular speed $v = 3,6$ m/s, the gear ratio of the transmission $i_t = 35,35$, at a frequency $\omega = 8,0$ S⁻¹, the amplitude increases to 16.62 kN, accompanied by a «galloping» of the machine-tractor unit. The surface of the amplitude-frequency characteristic is obtained by calculation, and the transmission is adopted as a «stepless variator», limited by the gear ratio $i_t = 126,10$ and $i_t = 20,30$. This allows you to refine the amplitude of the oscillations between the nearest gear stages and adjust the gear ratios of it value. The phase-frequency characteristics of the components of the dynamic component of the tangential pulling force are also calculated: inertial forces and forces from oscillations of the machine-tractor unit in the longitudinal-vertical plane. It was found that with the decrease in the center-to-center distance by 12,5 % (up to 2,8 m), the amplitude increased by 0,49 kN (2,9 %), and the amount of energy expended – up to 103,2 kJ / s, which is more by 14,46 kJ / s (14,0 %) than at the nominal interaxial distance $l = 3,2$ m. At the interaxial distance increased by 25 % (from 3,2 to 4,0 m), the amplitude decreased by 0,6 kN (3,6 %), and the amount of energy by 16,4 kJ / s (18,5 %). The increase in the phase delay of forces from oscillations of the machine-tractor aggregate in the longitudinally vertical plane from 45 to 59,9° reduces dynamic loading, and the reduction in the phase of inertial forces from 13,6 to 12,8° continues to support «galloping». After adjusting the transmission ratio of the transmission in the first gear of the fourth mode from $i_t = 35,8$ to $i_t = 29,42$, the regular component of the tangential traction force was decreased by 7,1 kN (17,9 %); total power consumption by 23,4 kW (9,7 %); hour fuel consumption by 5,2 kg / h; the oil consumption on the burn by 56 g/h. Simultaneously, the speed of movement increased by 0,77 m/s (21,6 %).

Keywords: tractor, power inputs of the machine-tractor unit, dynamic loading, transmission, interaxial distance, amplitude-frequency and phase-frequency characteristics.

Введение

В соответствии с функциональным назначением проектируемого трактора, согласно изложенному обоснованию [1], можно выбрать тип трансмиссии, при котором будут выполняться основные требования, заложенные в техническом задании (ТЗ). Однако, как следует из результатов выполненных исследований, динамическая нагруженность вносит существенные коррективы в фактические показатели машинно-тракторного агрегата (МТА).

Цель исследования

Целью исследования является разработка предложений по учету динамической нагруженности узлов создаваемого при проектировании машинно-тракторного агрегата.

Материалы и методы

Например, в транспортном режиме на поверхности состояния амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) касательной силы тяги МТА (рис. 1) при регулярной скорости $v_0 \approx 3,6$ м/с, соответствующей передаточному числу трансмиссии $i_T = 35,35$, на частоте $\omega = 8,0$ с⁻¹ колебаний нагрузки на ведущих колесах и в силовой передаче трактора наблюдается увеличение амплитуды динамической составляющей касательной силы тяги до 16,62 кН. При таких режимах функционирования МТА это состояние представляет собой «галопирование».

Поверхность состояния АЧХ касательной силы (рис. 1) получена расчетным путем при условии – коробка передач (КП) рассматривается как «бесступенчатый вариатор», ограни-

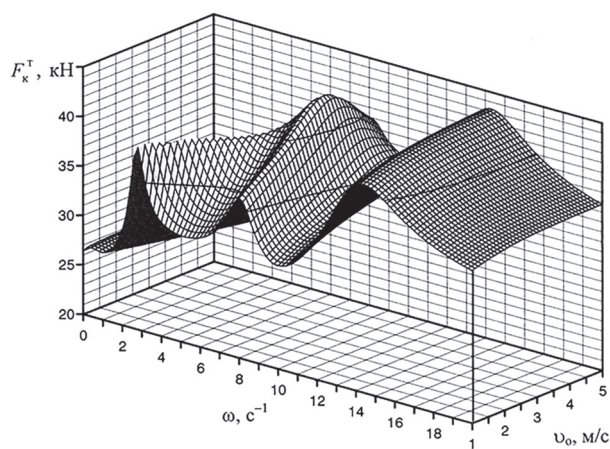


Рис. 1. Поверхность состояния АЧХ касательной силы тяги МТА на базе трактора К-744Р-05 с плугом ПУН-8-40 в транспортном режиме в зависимости от скорости движения

ченный передаточными числами трансмиссии $i_T = 126,10$ и $i_T = 20,30$. Это позволяет с большей точностью и достоверностью проследить поведение динамической составляющей касательной силы между двумя ближайшими ступенями КП и выполнить соответствующие корректировки при выборе передаточных чисел трансмиссии.

Расчеты поверхности состояния АЧХ касательной силы тяги выполнялись по известным формулам [2] для транспортного режима:

- регулярная составляющая касательной силы тяги:

$$F_{ко}^T = mg(\sin \alpha + f_{тк} \cos \alpha);$$

- динамическая составляющая касательной силы:

$$F_k^T(\omega, v_0) = F_n^a A_4 \omega \cdot |U_{11}(j\omega, v_0)| + f_{тк} |\Theta_b^T(j\omega, c_1)|;$$

где m – масса МТА, $m = m_T + m_{пл}$; m_T – масса трактора, $m_T = 13400$ кг; $m_{пл}$ – масса плуга, $m_{пл} = 2250$ кг; α – угол подъема участка пути, $\alpha = 3^\circ$; $g = 9,81$ м/с²; $f_{тк}$ – коэффициент трения качения трактора, $f_{тк} = 0,12$; F_n^a – амплитуда динамической составляющей нагрузки, при которой выполнялись исследования АЧХ частоты вращения двигателя ЯМЗ-238НД-5 на тормозном стенде [2], $F_n^a = 0,15 M_{ен}$; $M_{ен}$ – эффективный номинальный крутящий момент, $M_{ен} = 1239$ Н×м; R – радиус качения колеса, $R = 0,8$ м; $A_4 = \pi R m / 30 i_T$; $U_{11}(s)$ – передаточная функция частоты вращения коленчатого вала двигателя,

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

$\kappa_{д1}$ – коэффициент передачи двигателя, $\kappa_{д1} = 1,85$ (кН·мин)⁻¹; T_1, T_2, T_3, T_4 – постоянные времени, $T_1 = 0,796$; $T_2 = 0,370$; $T_3 = 0,199$; $T_4 = 0,183$; ξ_1, ξ_2 – коэффициенты затухания, $\xi_1 = 0,20$; $\xi_2 = 0,15$; $s = j\omega$; $j = \sqrt{-1}$; $\Theta_b^T(j\omega, c_1)$ – передаточная функция колебаний МТА в продольно-вертикальной плоскости,

$$\begin{aligned} \Theta_b^T(j\omega, c_1) &= z_0(c_1 + j\omega\beta_1) \cdot [\eta_1(j\omega) + \eta_2(j\omega)]; \\ \eta_1(j\omega) &= m_1\omega^2(c_1 - m_2\omega^2 + j\omega\beta_1) / \Delta(j\omega); \\ \eta_2(j\omega) &= m_2\omega^2(c_1 - m_1\omega^2 + j\omega\beta_1) / \Delta(j\omega); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta(j\omega) &= m_i^2(j\omega)^4 + m_\Sigma\beta_1(j\omega)^3 + \\ &+ (c_1 m_\Sigma + \beta_1^2)(j\omega)^2 + 2\beta_1 c_1(j\omega) + c_1^2; \end{aligned}$$

z_0 – высота микронеровностей, $z_0 = 0,03$ м; c_1 – жесткость шин передней и задней осей; $c_1 = 1500$ кН/м; β_1 – коэффициент диссипации шин передней и задней осей, $\beta_1 = 2v\sqrt{c_1 m_2}$; $v = 0,1$; $m_1 = 14670$ кг; $m_2 = 15941$ кг; $m_i^2 = 177,9 \times 10^6$ кг²; $m_\Sigma = 30611$ кг.

Количество энергии $\mathcal{E}(v_o, \omega)$, затрачиваемой на реализацию динамической составляющей касательной силы тяги:

$$\mathcal{E}(v_o, \omega) = \frac{1}{\omega_{\text{сн}}} \int_{v_o} \int_{\omega} F_k^T(v_o, \omega) d\omega dv_o,$$

где $\omega_{\text{сн}}$ – собственная низшая частота динамической составляющей.

С целью снижения влияния отрицательных «закономерностей», возникающих при динамических режимах функционирования, необходимо на стадии проектирования МТА предусматривать внесение корректив:

- при компоновке и распределении массы МТА на переднюю и заднюю оси;
- при определении расстояния между передней и задней осями, а также координат их положения относительно центра тяжести МТА;
- при оценке среднего удельного давления на грунт под колесными движителями и экологической совместимости МТА и природной среды;
- при выборе трансмиссии, в процессе деления гиперболы на отрезки дуг (на ступени КПП) и расчете передаточных чисел.

Необходимо, чтобы вероятность совпадения по частоте и фазе компонентов динамической составляющей касательной силы и их величина были минимальными.

Результаты исследования

Известно [3], что для возникновения состояния резонанса недостаточно совпадения собственной частоты системы с частотой возмущающего (или управляющего) воздействия – необходимо чтобы они совпадали или были близки по фазе. С этой целью вычислены также фазо-частотные характеристики (ФЧХ) компонентов динамической составляющей касательной силы: инерционных сил – $\varphi_1^*(v_o^* \omega^*)$, а также сил, создаваемых колебаниями МТА в продольно-вертикальной плоскости, – $\varphi_2^*(v_o^* \omega^*)$. Расчеты выполнены для различных значений межосевого расстояния с шагом приращения 0,1 м. Результаты расчетов изложены в табл. 1 и для наглядности представлены в виде графиков для двух крайних значений межосевого расстояния и промежуточного штатного межосевого расстояния $l = 3,2$ м.

На рис. 2 представлены АЧХ и ФЧХ компонентов динамической составляющей касательной силы при межосевом расстоянии $l = 2,8$ м и жесткости подвеса $c_1 = 1500$ кН/м, а в табл. 1 – результаты исследования.

Очевидно, при $l = 2,8$ м, скорости движения $v_o^* = 3,16$ м/с, передаточном числе $i_T = 40,3$ на частоте $\omega_{c1} = 7,2$ с⁻¹ амплитуда динамической составляющей касательной силы тяги $F_{k1}^*(v_o, \omega) = 17,11$ кН, а количество энергии, затрачиваемой на реализацию динамической составляющей касательной силы тяги, ограниченной кривой

Таблица 1

Результаты исследования влияния конструктивных параметров, скорости движения и частоты колебаний нагрузки на динамическую составляющую касательной силы и затрачиваемой энергии МТА на базе трактора К-744Р-05 в транспортном режиме

$l, \text{м}$	$l_1, \text{м}$	$v_o^*, \text{м/с}$	i_T	$\omega_{c1}, \text{с}^{-1}$	$F_{k1}^*(v_o, \omega), \text{кН}$	$\mathcal{E}_1(v_o, \omega), \text{кДж/с}$	$\omega_o, \text{с}^{-1}$	$\omega_{c2}, \text{с}^{-1}$	$F_{k2}^*(v_o, \omega), \text{кН}$	$\mathcal{E}_2(v_o, \omega), \text{кДж/с}$	$\varphi_1^*, \text{град}$	$\omega_1^*, \text{с}^{-1}$	$\varphi_2^*, \text{град}$	$\omega_2^*, \text{с}^{-1}$
2,8	0,82	3,16	40,30	7,2	17,11	103,23	9,7	14,4	17,47	36,86	14,2	4,2	-37,7	11,0
2,9	0,86	3,28	38,82	7,4	16,98	99,01	9,9		17,21	35,70	–	–	–	–
3,0	0,91	3,39	37,56	7,6	16,85	95,23	10,0		16,97	34,64				
3,1	0,95	3,50	36,38	7,8	16,73	91,83	10,2	14,3	16,75	33,67	–	–	–	–
3,2	1,00	3,61	35,24	8,0	16,62	88,77	10,3		16,56	32,78				
3,3	1,05	3,72	34,23	8,2	16,51	85,99	10,5		16,38	31,96				
3,4	1,09	3,84	33,16	8,4	16,42	83,47	10,6		16,23	31,21				
3,5	1,14	3,95	32,24	8,5	16,33	81,18	10,8		16,09	30,52				
3,6	1,18	4,06	31,36	8,7	16,25	79,09	10,9		15,97	29,89				
3,7	1,23	4,16	30,61	8,9	16,18	77,18	11,0		15,87	29,31				
3,8	1,28	4,27	29,82	9,0	16,12	75,43	11,1		15,77	28,77				
3,9	1,32	4,38	29,07	9,2	16,07	73,82	11,3		15,70	28,27				
4,0	1,37	4,49	28,36	9,3	16,02	72,34	11,4		15,63	27,81	12,8	5,3	-59,9	12,3

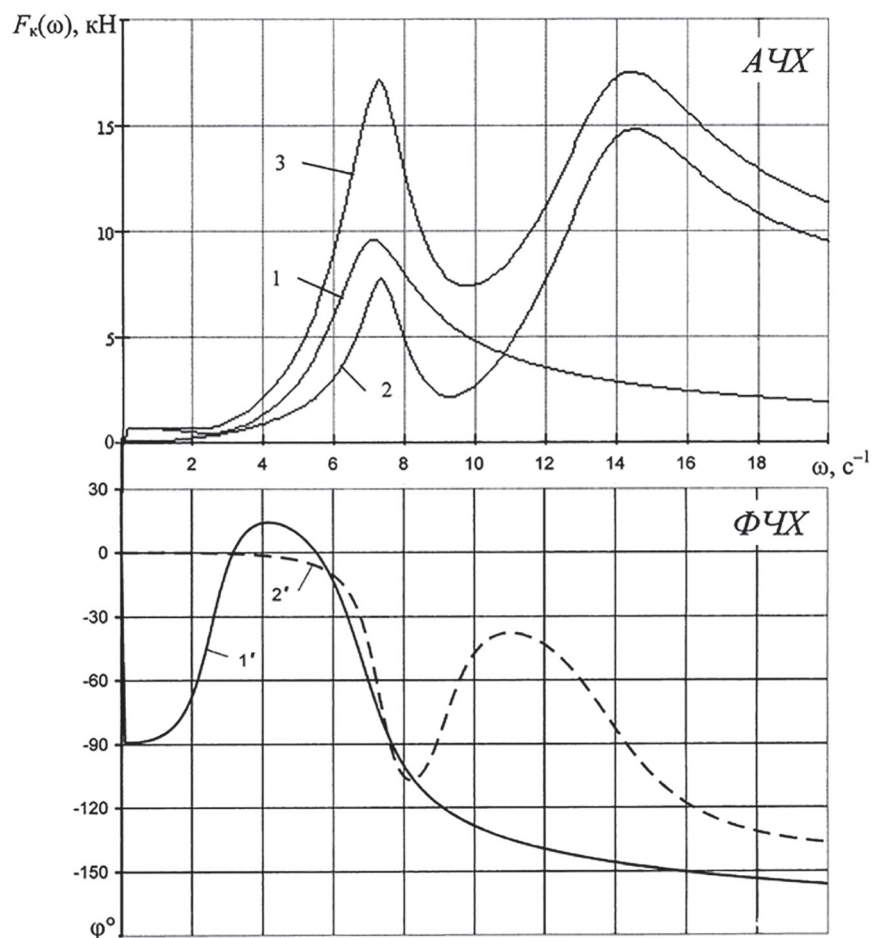


Рис. 2. АЧХ и ФЧХ компонентов динамической составляющей касательной силы МТА на базе трактора К-744Р-05 с плугом ПУН-8-40 в транспортном режиме при межосевом расстоянии $l = 2,8$ м, скорости движения $v_0 = 3,16$ м/с и передаточном числе трансмиссии $i_T = 40,3$: 1, 1' – от действия инерционных сил; 2, 2' – от колебаний МТА в продольной плоскости; 3 – суммарная динамическая составляющая АЧХ

первого экстремума, $\mathcal{E}_1(v_0, \omega) = 103,23$ кДж/с. Амплитуда второго экстремума динамической составляющей $F_{k2}(v_0, \omega) = 17,47$ кН при $\omega_{c2} = 14,4$ с⁻¹, а количество затрачиваемой энергии $\mathcal{E}_2(v_0, \omega) = 36,86$ кДж/с. АЧХ компонентов динамической составляющей касательной силы тяги имеют близкие собственные частоты: от инерционных сил $\omega_c = 7,0$ с⁻¹, $F_k(\omega) = 9,7$ кН (кривая 1); от сил, создаваемых колебаниями МТА в продольно-вертикальной плоскости, $\omega_c = 7,3$ с⁻¹ и $\omega_c = 14,5$ с⁻¹ с амплитудами 7,5 и 15,0 кН, соответственно (кривая 2).

ФЧХ инерционных сил (кривая 1') резко начинает запаздывать с $\omega = 0 \dots 0,01$ с⁻¹, отставая по фазе на угол $\varphi_1 \approx -90^\circ$ от колебаний динамической составляющей нагрузки на ведущих колесах и в силовой передаче. Затем фазовое запаздывание сокращается до $\varphi_1 \approx 0^\circ$ при $\omega = 3,0$ с⁻¹ и далее начинает опережать в диапазоне частот $\omega = 3,0 \dots 5,5$ с⁻¹ с экстремумом $\varphi_1 \approx 14,2^\circ$ при

$\omega = 4,2$ с⁻¹ (табл. 1). Такой характер поведения ФЧХ свидетельствует о способности системы к автоколебательному процессу и, как следствие, увеличению динамической нагруженности.

ФЧХ колебаний МТА в продольно-вертикальной плоскости (кривая 2') в диапазоне частот $\omega = 0 \dots 4,0$ с⁻¹ синфазны с колебаниями динамической составляющей нагрузки на ведущих колесах и в силовой передаче. Затем запаздывание увеличивается до $\varphi_2 = -105^\circ$ при $\omega = 8,2$ с⁻¹, после чего в диапазоне частот $\omega = 8,2 \dots 15,0$ с⁻¹ запаздывание по фазе снижается до $\varphi_2 = -37,7^\circ$ при $\omega = 11,0$ с⁻¹, что также способствует возникновению автоколебательного процесса и увеличению динамической нагруженности.

Источником возникновения автоколебательных процессов, как известно [4, 5], являются действия сил трения: в парах трения двигателя и трансмиссии; в системе подвеса, создаваемые продольно-вертикальными колебаниями МТА.

На рис. 3 представлены АЧХ и ФЧХ компонентов динамической составляющей касательной силы при штатном межосевом расстоянии $l = 3,2$ м, жесткости подвеса $c_1 = 1500$ кН/м.

Очевидно (табл. 1), при штатном межосевом расстоянии, увеличенном на 12,5 % от исходного $l = 2,8$ м, скорости $v_0^* = 3,61$ м/с, передаточном числе $i_T = 35,24$ на частоте $\omega_{c1} = 8,0$ с⁻¹ амплитуда динамической составляющей касательной силы тяги понизилась с 17,11 до 16,62 кН – на 0,49 кН (2,9 %). Соответственно, количество энергии, затрачиваемой на реализацию динамической составляющей, ограниченной кривой первого экстремума, снизилось с 103,23 до 88,77 кДж/с – на 14,46 кДж/с (14,0 %). Амплитуда второго экстремума динамической составляющей $F_{k2}(v_0, \omega) = 16,56$ кН при $\omega_{c2} = 14,3$ с⁻¹, что на 0,91 кН (5,2 %) меньше, а количество затрачиваемой энергии $\mathcal{E}_2(v_0, \omega) = 32,78$ кДж/с. Это на

4,08 кДж/с (11,0 %) меньше, чем при межосевом расстоянии $l = 2,8$ м.

Понизились по величине и сместились по частоте ω и фазе φ компоненты: экстремальный максимум инерционных сил – с $\omega = 4,2$ с⁻¹ и фазовом опережении динамической нагрузки на $\varphi_1^* = 14,2^\circ$ к $\omega = 4,6$ с⁻¹ с опережением по фазе на $\varphi_1^* = 13,6^\circ$; по ФЧХ колебаний МТА в продольно-вертикальной плоскости экстремальный максимум сместился с $\omega = 8,0$ к $9,0$ с⁻¹ с запаздыванием на $\varphi_2 = -100^\circ$. Однако с дальнейшим увеличением частоты фазовое запаздывание снижается и при $\omega = 11,5$ с⁻¹ составляет $\varphi_2^* = -45^\circ$.

Очевидно, с увеличением межосевого расстояния на 12,5 % увеличивается фазовое запаздывание с $-37,7$ до $-45,0^\circ$ (на 19,3 %), что способствует понижению величины затрачиваемой энергии до $\mathcal{E}_1(v_0, \omega) = 88,77$ кДж/с (на 14,0 %),

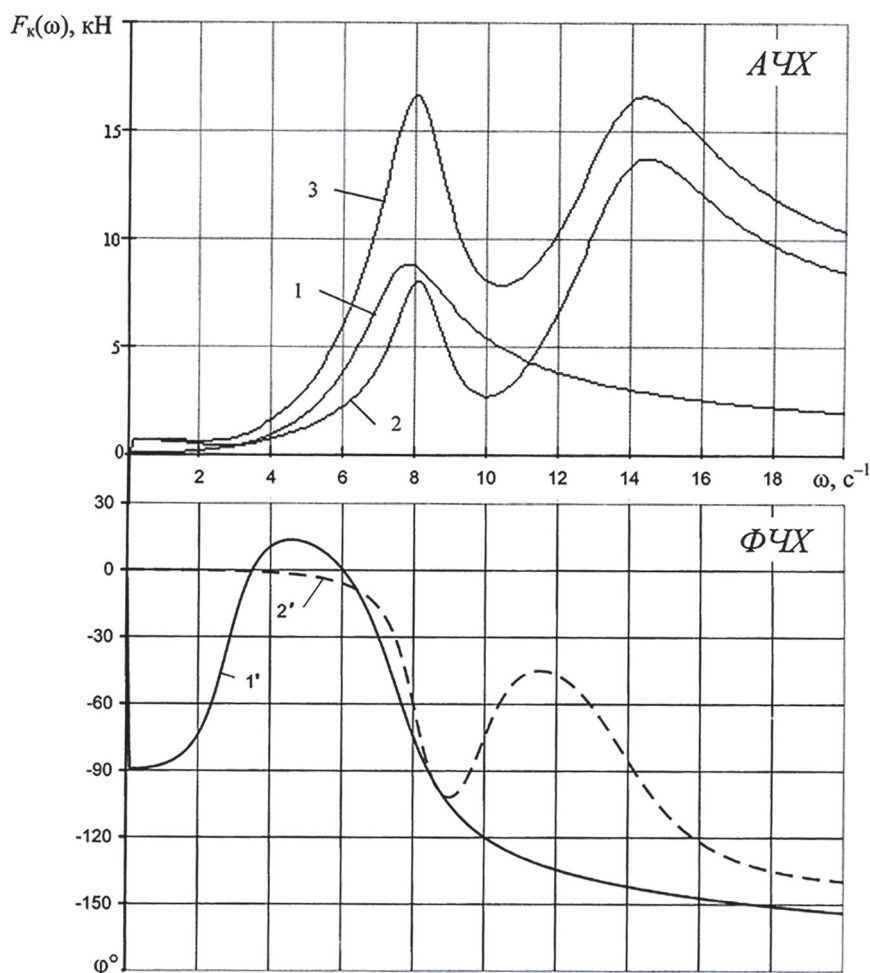


Рис. 3. АЧХ и ФЧХ компонентов динамической составляющей касательной силы МТА на базе трактора К-744Р-05 с плугом ПУН-8-40 в транспортном режиме при межосевом расстоянии $l = 3,2$ м, скорости движения $v_0 = 3,61$ м/с и передаточном числе трансмиссии $i_T = 35,24$: 1, 1' – от действия инерционных сил; 2, 2' – от колебаний МТА в продольной плоскости; 3 – суммарная динамическая составляющая АЧХ

а на реализацию динамической составляющей касательной силы тяги, ограниченной кривой второго экстремума, – до $\mathcal{E}_2(v_o, \omega) = 32,78$ кДж/с (на 11,0 %) (табл. 1).

На рис. 4 представлены АЧХ и ФЧХ компонентов динамической составляющей касательной силы тяги при межосевом расстоянии $l = 4,0$ м. Очевидно, при межосевом расстоянии, увеличенном на 25,0 % от штатного ($l = 3,2$ м), и скорости $v_o^* = 4,49$ м/с, передаточном числе $i_T = 28,36$ на частоте $\omega_{c1} = 9,3$ с⁻¹ амплитуда динамической составляющей первого экстремума понизилась с 16,62 до 16,02 кН – на 0,6 кН (3,6 %). Соответственно, количество энергии $\mathcal{E}_1(v_o, \omega)$, затрачиваемой на реализацию динамической составляющей, ограниченной кривой первого экстремума, снизилось с 88,77 до 72,34 кДж/с – на 16,43 кДж/с (18,5 %). Амплитуда второго экстремума динамической составляющей

щей $F_{k2}(v_o, \omega) = 15,63$ кН при $\omega = 14,3$ с⁻¹ – на 0,93 кН (5,6 %) меньше, а количество затрачиваемой энергии $\mathcal{E}_2(v_o, \omega) = 27,81$ кДж/с. Это на 4,97 кДж/с (15,0 %) меньше, чем при штатном межосевом расстоянии.

Понизились по величине и сместились по частоте ω и фазе φ экстремумы компонентов: инерционных сил – с $\omega = 4,6$ с⁻¹ при фазовом опережении динамической нагрузки на $\varphi_1^* = 13,6^\circ$ к $\omega = 5,3$ с⁻¹ с фазовым опережением $\varphi_1^* = 12,8^\circ$; по ФЧХ колебаний МТА в продольно-вертикальной плоскости – с $\omega = 9,0$ с⁻¹ и запаздыванием $\varphi_2 = -100^\circ$ (рис. 3) к $\omega = 10,5$ с⁻¹ и $\varphi_2 = -90^\circ$ (рис. 4). При этом с увеличением частоты ω фазовое запаздывание уменьшается и при $\omega = 12,3$ с⁻¹ составляет $\varphi_2^* = -59,9^\circ$.

Очевидно, с увеличением межосевого расстояния на 25,0 % увеличивается фазовое запаздывание с -45 до $-59,9^\circ$ (на 33,0 %), что спо-

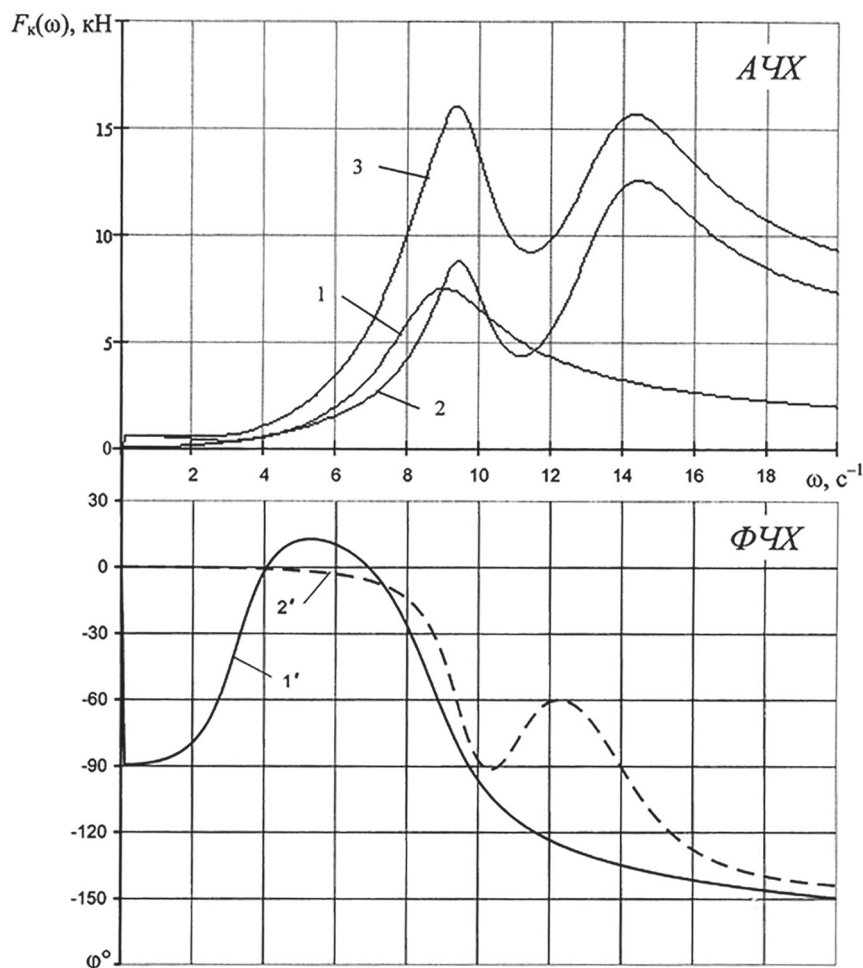


Рис. 4. АЧХ и ФЧХ компонентов динамической составляющей касательной силы МТА на базе трактора К-744Р-05 с плугом ПУН-8-40 в транспортном режиме при межосевом расстоянии $l = 4,0$ м, скорости движения $v_o = 4,49$ м/с и передаточном числе трансмиссии $i_T = 28,36$: 1, 1' – от действия инерционных сил; 2, 2' – от колебаний МТА в продольной плоскости; 3 – суммарная динамическая составляющая АЧХ

способствует снижению величины затрачиваемой энергии до 72,34 кДж/с (на 18,5 %), а на реализацию динамической составляющей касательной силы тяги, ограниченной кривой второго экстремума, – до $\mathcal{E}_2(v_0, \omega) = 27,81$ кДж/с (на 15,0 %) (табл. 1).

Следовательно, при проектировании трактора (МТА) в процессе компоновки необходимо при выборе межосевого расстояния уточнять передаточные числа i_T , скорости v_0 и частоты ω_0 , при которых возможно возникновение эффекта «галоупирования», сопровождаемого повышенной динамической нагруженностью и увеличением энергозатрат.

В качестве примера проиллюстрируем результаты корректировки передаточных чисел штатной 16-ступенчатой КП [1]. На первой передаче IV режима при передаточном числе $i_T = 35,8$ скорость $v_0 = 3,56$ м/с (табл. 2). Как отмечалось в начале статьи, в транспортном режи-

ме на поверхности состояния АЧХ касательной силы исследуемого МТА с штатной жесткостью подвеса (рис. 1) при скорости $v_0 \approx 3,6$ м/с и частоте $\omega = 8,0$ с⁻¹ наблюдается зона экстремальных значений динамической составляющей касательной силы тяги. Следовательно, на данной передаче возможно возникновение эффекта «галоупирования». Для его предотвращения скорректируем передаточный ряд штатной КП путем изменения передаточных чисел, а следовательно, и скоростей движения МТА.

Очевидно, вследствие корректировки передаточных чисел (табл. 3) понизились: регулярная составляющая касательной силы тяги с 39,6 до 32,5 кН – на 7,1 кН (17,9 %); суммарно затрачиваемая мощность с 243,2 до 219,8 кВт – на 23,4 кВт (9,7 %); часовой расход топлива с 53,5 до 48,3 кг/ч – на 5,2 кг/ч (9,7 %); расход масла на угар с 568 до 512 г/ч – на 56 г/ч (9,7 %). Регулярная скорость движения в транспортном

Таблица 2

Предельные значения показателей МТА на базе трактора К-744Р-05 со штатной 16-ступенчатой КП

№ передачи (режим)	i_T	$F_{ко}$, кН	v_0 , м/с	N_0 , кВт	$ \Delta F_k $, кН	$ \Delta v $, м/с	ΔN , кВт	N_{Σ} , кВт	B , кг/ч	C_{cir} , г/ч
3 (III)	40,1	44,3	3,18	176,0	7,5	0,64	65,4	241,4	53,06	563
4 (III)	33,3	36,8	3,82							
1 (IV)	35,8	39,6	3,56		6,9	0,74	67,1	243,2	53,50	568
2 (IV)	29,6	32,7	4,30		5,6	0,90	67,1	243,0	53,46	567
3 (IV)	24,5	27,1	5,20		4,6	1,07	66,4	242,5	53,31	565
4 (IV)	20,3	22,5	6,27							

Таблица 3

Предельные значения показателей МТА на базе трактора К-744Р-05 со штатной 16-ступенчатой КП после корректировки передаточного ряда

№ передачи (режим)	i_T	$F_{ко}$, кН	v_0 , м/с	N_0 , кВт	$ \Delta F_k $, кН	$ \Delta v $, м/с	ΔN , кВт	N_{Σ} , кВт	B , кг/ч	C_{cir} , г/ч
3 (III)	40,10	44,3	3,18	176,0	7,5	0,64	65,4	241,4	53,06	563
4 (III)	33,30	36,8	3,82							
1 (IV)	29,42	32,5	4,33		4,3	0,51	43,8	219,8	48,30	512
2 (IV)	26,00	28,8	4,90		3,8	0,57	43,6	219,6		
3 (IV)	22,97	25,4	5,54		3,4	0,64	43,5	219,5		
4 (IV)	20,30	22,5	6,27		2,9	0,73	43,4	219,4		

Примечание. Для режима IV – коэффициент передаточного ряда $i_{пр}=1,1317$.

режиме на первой передаче IV режима увеличилась с 3,56 до 4,33 м/с – на 0,77 м/с (21,6 %), свидетельствуя о эффективности выполненной корректировки передаточных чисел.

Выводы

1. Установлено, что причиной повышенной динамической нагруженности компонентов касательной силы тяги и возникновения эффекта «галоирования» МТА в транспортном режиме являются близость собственных частот компонентов АЧХ касательной силы – инерционных сил и сил, создаваемых колебаниями МТА в продольно-вертикальной плоскости.

2. ФЧХ инерционных сил имеют экстремум в диапазоне низких частот и опережают по фазе динамическую составляющую нагрузки от $\varphi_1 = 14,2^\circ$ при частоте $\omega = 4,2 \text{ с}^{-1}$, межосевом расстоянии $l = 2,8 \text{ м}$, скорости $v_0 = 3,16 \text{ м/с}$, соответствующей передаточному числу $i_t = 40,30$, до $\varphi_1 = 12,8^\circ$ при $\omega = 5,3 \text{ с}^{-1}$, межосевом расстоянии $l = 4,0 \text{ м}$, скорости $v_0 = 4,49 \text{ м/с}$, соответствующей передаточному числу трансмиссии $i_t = 28,36$. Это передаточные числа, скорости движения и частоты, при которых возможно возникновение эффекта «галоирования», сопровождаемого повышенной динамической нагруженностью и энергозатратами.

Для снижения этих отрицательных эффектов необходимо, на стадии проектирования МТА, выполнять корректировку передаточного ряда КП для выбранного межосевого расстояния с учетом динамических режимов нагружения.

Литература

1. Антипин В.П., Власов Е.Н., Каршев Г.В., Куликов В.Н., Елифанова А.Ю. Производительность и

энергозатраты машинно-тракторного агрегата // Тракторы и сельхозмашины. 2013. № 8. С. 23–28.

2. Антипин В.П. Энергозатраты машинно-тракторного агрегата. СПб: СПбГПУ, 2012. 324 с.
3. Трофимова Т.И. Курс физики. М.: Высшая школа, 1990. 478 с.
4. Кудинов В.А. Природа автоколебаний при трении // Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов. Сб. трудов. М.: Машгиз, 1958. С. 251–273.
5. Толстой Д.М., Борисова Г.А., Григорьева С.Р. Роль собственных контактных колебаний нормального направления при трении // О природе трения твердых тел. Сб. трудов. Минск: Техника, 1971. 116 с.

References

1. Antipin V.P., Vlasov E.N., Karshev G.V., Kulikov V.N., Epifanova A.Yu. The productivity and power inputs of the machine-tractor unit. Traktory i sel'khoz mashiny. 2013. No 8, pp. 23–28 (in Russ.).
2. Antipin V.P. Energozatratty mashinno-traktornogo agregata [Power inputs of the machine-tractor unit]. SPb: SPbGPU Publ., 2012. 324 p.
3. Trofimova T.I. Kurs fiziki [Course of Physics]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1990. 478 p.
4. Kudinov V.A. The nature of auto-oscillations in friction. Issledovanie kolebaniy metallorazhreshchikh stankov pri rezanii metallov. Sb. trudov [Research of oscillations of metal-cutting machine tools at metal cutting. Collection of papers]. Moscow: Mashgiz Publ., 1958, pp. 251–273 (in Russ.).
5. Tolstoy D.M., Borisova G.A., Grigor'eva S.R. The role of proper contact oscillations of the normal direction in friction. O prirode treniya tverdykh tel. Sb. trudov [The nature of friction of solids. Collection of papers]. Minsk: Tekhnika Publ., 1971. 116 p.