

ММ67034

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА
ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ
ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

Заец Николай Григорьевич

УДК: 629.114.2.02.001.57

СОЗДАНИЕ МЕТОДА И СТЕНДА ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ
ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО НАГРУЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ
ТРАКТОРОВ КЛАССА 3

Специальность 05.05.03 - Автомобили и тракторы

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва

1987

Работа выполнена в Научно-производственном объединении
по тракторостроению - НПО "НАТИ".

Научный руководитель - доктор технических наук,
старший научный сотрудник
Дмитриченко С.С.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
старший научный сотрудник
Семенов В.М.
кандидат технических наук,
доцент Галашин В.А.

Ведущее предприятие - Производственное объединение
"Кировский завод"

Защита состоится "16" мая 1987 г. на заседании
специальной комиссии по защите авторских интересов
чл. Н.Ф.Баумана
05, г.Москва,
2-я Б

теке МВТУ

им.Н.

М467034

1987г.

ью, просьба

высоки

В.С.Цыбин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Одной из крупных научно-технических проблем, связанных с сокращением сроков разработки и постановки на производство новых моделей сельскохозяйственных тракторов, является создание методов и средств испытаний, обеспечивающих достоверное воспроизведение эксплуатационного нагружения тракторов и получение высоких коэффициентов ускорения испытаний. Поэтому совершенствование методов и стендов для ускоренных испытаний является актуальной задачей.

Цель работы. Установление закономерностей эксплуатационного нагружения колесных тракторов класса 3, обоснование методов и средств, обеспечивающих достоверное моделирование нагружения тракторов в сборе при ускоренных испытаниях на стендах.

Методы исследования. Применены методы теории вероятностей, колебаний, статистической динамики, автоматического регулирования.

Научная новизна. 1. Разработан метод исследования формирования динамической нагруженности, основанный на рассмотрении машинно-тракторных агрегатов (МТА) как объектов автоматического регулирования, включающий: построение функциональной и динамической моделей МТА, определение аналитических выражений взаимосвязи колебательных систем МТА, разработку математической модели. 2. Усовершенствован метод расчета статистических характеристик динамической нагруженности элементов трактора на ЭВМ при воздействии основных внешних возмущений. 3. Установлены закономерности низкочастотного нагружения элементов колесного трактора. 4. Теоретически обоснована и экспериментально подтверждена возможность воспроизведения на стендах эксплуатационного нагружения тракторов в сборе.

Достоверность результатов. Основные положения и выводы подтверждены удовлетворительным совпадением расчетных и экспериментальных параметров нагруженности.

Практическая ценность. Создан стенд для ускоренных испытаний полнокомплектных тракторов, имеющих достаточную надежность и обеспечивающий моделирование нагружения без применения специальных загрузочных устройств. Разработаны механико-математические модели машинно-тракторного агрегата (МТА),

I.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1467034

Заец Н.Г. Создание метода



обеспечивающие на стадии проектирования количественную оценку динамической нагруженности тракторов.

Реализация работы в промышленности. Результаты работы реализованы в ИФ НАТИ и ИАТИ, что подтверждается актами внедрения. Принципиальная схема стенда и методы моделирования нагруженности приняты к реализации при ускоренных испытаниях основных марок колесных и гусеничных сельскохозяйственных тракторов.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на Всесоюзных научно-технических конференциях в г.Челябинске (1979, 1982 гг.), г.Москве (1983, 1986 гг.), г.Красноярске (1985 г.), а также обсуждены и одобрены секциями автоматизации исследований и проектирования тракторов и снижения металлоемкости и экономии материалов НТС НАТИ (1985, 1987 гг.), НТС КБ-3 ПО "Кировский завод" (1983 г.), на семинаре кафедры К-3 МВТУ им.Н.Э.Баумана (1987 г.).

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в 20 печатных работах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих выводов, списка литературы, приложения и содержит 131 страницу машинописного текста, 11 таблиц, 65 рисунков, 102 страницы приложения, список литературы из 148 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность и цель исследования.

Первая глава посвящена анализу методов моделирования эксплуатационного нагружения и тенденций развития испытательного оборудования для машин в сборе. Значительный вклад в решение вопросов формирования нагруженности машин и их элементов внесли В.Н.Болтинский, А.Б.Дурье, И.Б.Барский, В.Я.Анцолович, Р.В.Кутель, А.А.Силаев, И.С.Цитович, Г.А.Смирнов, В.М.Семенов, Н.Ф.Бочаров, В.И.Крутов, С.С.Дмитриченко, Г.М.Кутьков, Я.М.Певзнер, В.А.Светлицкий, В.П.Тарасик, А.И.Гришкевич, А.К.Хачатуров, В.П.Аврамов, Н.Н.Яценко, С.А.Лапшин, В.С.Шупляков, В.А.Галашин, А.А.Полунгян, И.Ш.Чернявский, Д.Дойзее, П.Михельбергер, Р.Шеннон и др. Непременным

2.

условием получения достоверных результатов ускоренных испытаний сложных объектов является обеспечение полноты воспроизведения эксплуатационного нагружения по амплитудному и частотному составу и создание надежных испытательных устройств. Одним из способов решения этой задачи является генерирование колебательных процессов в самом объекте испытаний, однако разработка обоснованных методов возбуждения таких колебаний сдерживается из-за нерешенности ряда научно-методических вопросов.

На основании обзора сформулированы частные задачи исследования: 1. Выявить закономерности эксплуатационного нагружения элементов колесных тракторов класса 3 при воздействии основных внешних возмущений — неровностей микропрофилей полей и дорог и колебаний тягового сопротивления. 2. Усовершенствовать методы моделирования эксплуатационной нагруженности колесного трактора на стенде. 3. Исследовать колебания в системе поддрессирования и моторно-трансмиссионной установке при воздействии неровностей микропрофилей полей и дорог и коротковолновых неровностей. 4. Создать испытательный комплекс, обеспечивающий воспроизведение обобщенного спектра эксплуатационной нагруженности основных элементов трактора. 5. Провести ускоренные ресурсные испытания тракторов на стенде.

Во второй главе рассмотрены механико-математические модели динамической нагруженности элементов трактора (в составе МТА и испытательного комплекса) и результаты тензометрических исследований, проведенных на различных видах и режимах работ: на пахоте стерни, старопахотного поля и залежи вдоль и поперек борозд; на транспортных работах при движении по грунтовым дорогам с различным составом транспортного агрегата. Регистрировали крутящие моменты на полуосях и валу муфты сцепления, тяговую нагрузку, напряжения в элементах рамы, кабины и корпусов ведущих мостов, частоту вращения коленвала дизеля, ход дозатора и рычага топливного насоса, ход рессоры переднего моста, вертикальные и горизонтальные ускорения основных масс трактора.

Установлено, что исследуемые процессы являются нормально распределенными и могут быть отнесены к широкополосным стационарным; коэффициенты нерегулярности процессов изменя-

ются в пределах от 0,35 до 0,85. Основная часть энергии процессов нагружения элементов несущей системы, кабины, силовой передачи и дизеля находится в диапазоне до 10 Гц. Силовая передача и дизель наибольшую нагруженность испытывают при пахоте залежи и старопахотного поля поперек борозд и транспортных работах при движении с двумя прицепами по грунтовым разбитым дорогам, а несущая и ходовая системы, кабина, гидросистема, вспомогательные агрегаты дизеля – на транспортных работах и при движении трактора с поднятым плугом поперек борозд. Основными источниками нагруженности на пахоте являются неравномерность сопротивления почвы и неровности микропрофиля пути, наиболее интенсивное нагружение происходит в диапазоне частот 0...1,5 Гц. Повышение плотности и неоднородности почвы вызывает увеличение статической и динамической составляющей процессов нагружения. Так, коэффициент вариации тяговой нагрузки увеличивается с 0,08...0,12 при пахоте стерни вдоль борозд до 0,16...0,22 при пахоте старопахотного поля вдоль борозд. Пахота поля поперек борозд приводит к появлению существенных экстремумов в спектральной плотности процессов в диапазонах частот 1,3...2,3; 2,5...3,7; 4,0...7,5 Гц. При изменении скорости пахоты от 2,1 до 3,6 м/с математическое ожидание тяговой нагрузки и крутящего момента повышается на 4–8%, а коэффициент вариации – на 10–15%.

Основным источником переменной нагруженности трактора на транспортных работах являются неровности микропрофилей грунтовых дорог, причем около 80% площади спектральной плотности крутящего момента и тяговой нагрузки находится в диапазоне частот 1,0...3,5 Гц. Увеличение скорости движения от 4,5 до 8,3 м/с приводит к росту дисперсий нагрузок трансмиссии на 10–12% при одновременном снижении математического ожидания на 10–15%.

С учетом распределения основной энергии процессов эксплуатационного нагружения элементов трактора до 10 Гц построена 10-массовая эквивалентная динамическая система МТА и ее функциональная схема (рис.1). Упрощение динамической системы выполнено методом Е.И.Ривина до наступления энергетической неадек-

ватности эквивалентной и натурной систем.

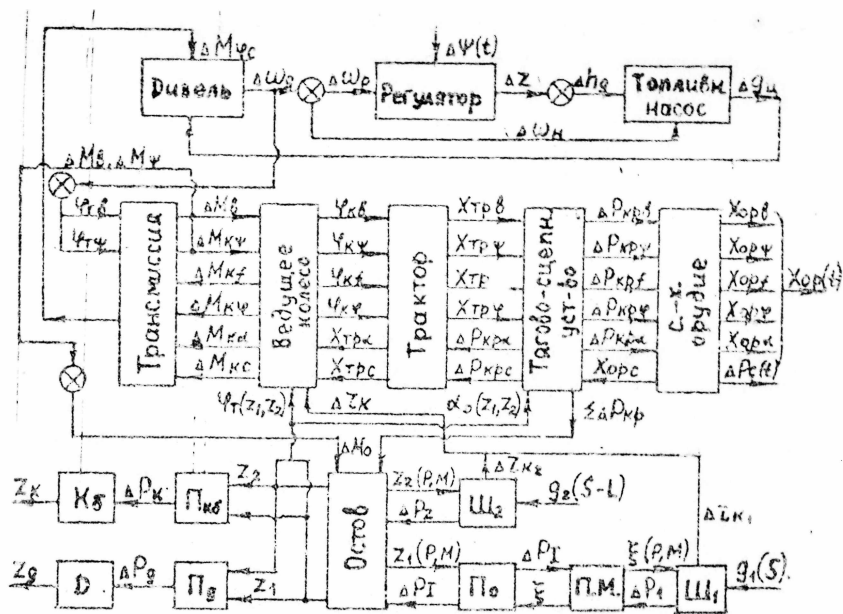


Рис. I. Общая функциональная схема МТА.

$\Delta P_c(t)$, $q_1(s)$, $q_2(s-L)$, $\Delta \psi(t)$ — возмущения от тягового сопротивления, неровностей профиля пути и управляющего воздействия на рычаг подачи топлива; $\Delta M_B \dots \Delta M_{Kc}$ — моменты в силовой передаче; $\Delta P_{KpB} \dots \Delta P_{Kpc}$ — тяговая нагрузка; ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_T , ΔP_K , ΔP_q — усилия в шинах, рессорах, подвесках кабины и дизеля; $\psi_T \dots \psi_{Kq}$ — углы поворота вала силовой передачи; $X_{TpB} \dots X_{TpC}$, $X_{OpB} \dots X_{OpC}$ — перемещения трактора и с.-х. орудия; $\Delta \omega_q$, Δn_q , Δq_q — приращения частоты вращения коленвала дизеля, перемещения дозатора топливного насоса и цикловой подачи; Δz_{K1} , Δz_{K2} — деформация ведущих колес; Z_1 , Z_2 , Z_K , Z_q , ξ — вертикальные перемещения трактора над передней и задней опорами, кабины, дизеля и переднего моста.

Найдена кинематическая связь продольно-угловых колебаний остова и приращений координат силовой передачи:

$$\psi_T = h_c(z_1 - z_2)/L z_K; \quad (I)$$

$$X_{Tp} = h_T(z_1 - z_2)/L, \quad (2)$$

где h_T, h_C - вертикальные координаты центра тяжести трактора относительно точки сцепки и осей ведущих колес; L - база трактора; z_k - радиус качения ведущего колеса.

Связь силовой передачи и системы поддрессоривания имеет вид:

$$\Delta P_1(p, m) = \Delta P_{кр} \left(\frac{h_T}{L} \cos \beta_T - \frac{e_T - e_2}{L} \sin \beta_T \right) + \Delta M_{1\varphi} \frac{h_C \gamma_{тр} l_{тр}}{z_k L}; \quad (3)$$

$$\Delta P_2(p, m) = \Delta P_{кр} \left(\frac{e_T + e_1}{L} \sin \beta_T - \frac{h_T}{L} \cos \beta_T \right) - \Delta M_{1\varphi} \frac{h_C \gamma_{тр} l_{тр}}{z_k L}. \quad (4)$$

где β_T - угол наклона линии действия тяговой нагрузки; e_1, e_2 , e_T - горизонтальные координаты центра тяжести трактора относительно передней и задней опор трактора и точки сцепки.

При разработке математической модели МТА приняты следующие основные допущения: рассматривается установившийся режим работы; движение МТА прямолинейно; исследуются вертикальные и продольно-угловые колебания; величина буксования постоянна; колеса не отрываются от опорной поверхности; снятие опорной поверхности не происходит; упругие и демпфирующие элементы МТА имеют линейные характеристики; элементы МТА и их подвески симметричны относительно продольной оси МТА; связи динамической системы МТА стационарны и голономны.

Математическая модель движения элементов МТА имеет вид.

Воздействия на систему: $\Delta P_c = P_c(t)$; $q_1 = q(S)$; $q_2 = q(S-L)$; $\Delta \psi = \psi(t)$.

$$\left. \begin{aligned} m_y \ddot{h}_y + N(\dot{h}_y - \dot{h}_m) + C_p(\dot{h}_y - \dot{h}_m) &= m_y \Delta \ddot{\psi}(t); \\ m_m \ddot{h}_m + N(\dot{h}_m - \dot{h}_y) + C_p(\dot{h}_m - \dot{h}_y) &= \Delta A_u (\omega_{qn} + \Delta \omega_q)^2 + \\ &+ 2 A_{un} \Delta \omega_q \omega_{qn}; \quad \text{при } \Delta h_m \geq h_{mn} - h_0 \\ m_m \ddot{h}_m + N(\dot{h}_m - \dot{h}_y) + C_p(\dot{h}_m - \dot{h}_y) + C_k[\dot{h}_m - (h_{mn} - h_0)] &= \\ = \Delta A_u (\omega_{qn} + \Delta \omega_q)^2 + 2 A_{un} \Delta \omega_q \omega_{qn}; \quad \text{при } \Delta h_m \leq h_{mn} - h_0 \\ J_q \ddot{\varphi}_T + F_T + U_T &= \Delta M_q(t); \\ m_{тр} \ddot{x}_{тр} - F_T(L_{тр}/z_k) + F_{кр} - U_T(L_{тр}/z_k) + U_{кр} &= -[\Delta P_1 + J_{тр} \ddot{\alpha}_0 / z_k + h_C(l_{тр}^2/z_k^2)(C_{тр} \ddot{\alpha}_0 + K_{тр} \dot{\alpha}_0) + h_T(C_{кр} \ddot{\alpha}_0 + K_{кр} \dot{\alpha}_0)]; \\ m_{ор} \ddot{x}_{ор} - F_{кр} - U_{кр} &= -[\Delta P_c(t) + \Delta P_c(\dot{x}_{ор})]; \\ J_{тр p_1} \ddot{\varphi}_{p_1} - F_T L_{тр} + F_{p_1} - U_T L_{тр} + U_{p_1} &= 0; \\ J_{тр p_2} \ddot{\varphi}_{p_2} - F_{кр} z_k + F_{p_2} - U_{кр} z_k + U_{p_2} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$m_k \ddot{z}_k + U_k + F_k = 0;$$

$$m_q \ddot{z}_q + U_q + F_q = 0;$$

$$m_1 \ddot{z}_1 + U_{kp0} + U_{to} + U_q(b_q/L) + U_k(b_k/L) + F_{kp0} + F_{to} + F_q(b_q/L) + F_k(b_k/L) + 2K_1(\dot{z}_1 - \dot{\xi}) + 2C_1(z_1 - \xi) + m_2 \ddot{z}_2 = \Delta P_1(p, m);$$

$$m_2 \ddot{z}_2 - U_{kp0} - U_{to} + U_q(a_q/L) + U_k(a_k/L) - F_{kp0} - F_{to} + F_q(a_q/L) + F_k(a_k/L) + 2K_2 \dot{z}_2 + 2C_2 z_2 + m_3 \ddot{z}_3 = 2K_2 \dot{q}_2 + 2C_2 q_2 + \Delta P_2(p, m);$$

$$m_1 \ddot{\xi} + 2(K_1 + K_2)\dot{\xi} - 2K_1 \dot{z}_1 + 2(C_1 + C_2)\xi - 2C_1 z_1 = 2K_1 \dot{q}_1 + 2C_1 q_1;$$

В уравнениях приняты обозначения: m_{tr} , m_{op} , m_m , m_y - поступательно движущиеся массы трактора, с.-х. орудия, регулятора и привода управления его рычагом; m_k , m_q , m_1 , m_2 , m_3 - вертикально движущиеся массы кабины, моторной установки, переднего моста, приведенных масс остова трактора; J_q , J_{tr0} - моменты инерции вращающихся частей дизеля и трансмиссии, трактора относительно горизонтальной оси, проходящей через его центр тяжести; J_{trp1} , J_{trp2} - моменты инерции поддрессоренной массы трактора при ее повороте в поперечной и продольной плоскостях под воздействием реактивных моментов; $\Delta M_q = (\partial M_q / \partial h_q) \Delta h_q + (\partial M_q / \partial \omega_q) \Delta \omega_q$ - приращение крутящего момента дизеля; ΔP_c , ΔP_f - приращения сил тягового сопротивления и сопротивления перекачиванию трактора; $F_T = C_{tr} [\psi_T - \chi_{tr} (l_{tr}/z_k) - \psi_{p1} (1 - l_{kp})]$; $F_{to} = C_{tr} (l_{tr}^2 h_c / z_k^2 L) [h_c \alpha_0 - \psi_{ta} (z_k / l_{tr})]$ - моменты в упругих элементах трансмиссии; $F_{kp} = C_{kp} (\chi_{tr} - \chi_{op} - \psi_{p2} z_k)$; $F_{kp0} = C_{kp} h_T / L (h_T \alpha_0 - \chi_{op})$; $F_k = C_{k\delta} [z_k - (a_k z_2 + b_k z_1) / L]$; $F_q = C_q [z_q - (a_q z_2 + b_q z_1) / L]$ - силы в упругих элементах сцепки, подвесок кабины и дизеля; $F_{p1} = C_{p1} \psi_{p1}$; $F_{p2} = C_{p2} \psi_{p2}$ - реактивные силы при колебаниях остова в поперечной и продольной плоскостях;

$$U_{to} = K_{tr} (l_{tr}^2 h_c / z_k^2 L) [h_c \alpha_0 - \psi_{ta} (z_k / l_{tr})]; U_T = K_{tr} [\psi_T - \chi_{tr} \times \\ \times (l_{tr} / z_k) - \psi_{p1} (1 - l_{kp})]; U_{kp} = K_{kp} (\dot{\chi}_{tr} - \dot{\chi}_{op} - \dot{\psi}_{p2} z_k); U_{p2} = K_{p2} \dot{\psi}_{p2}; \\ U_{p1} = K_{p1} \dot{\psi}_{p1}; U_{kp0} = K_{kp} (h_T / L) (h_T \alpha_0 - \dot{\chi}_{op}); U_k = K_{k\delta} \times \\ \times [\dot{z}_k - (a_k \dot{z}_2 + b_k \dot{z}_1) / L]; U_q = K_q [\dot{z}_q - (a_q \dot{z}_2 + b_q \dot{z}_1) / L]$$

- силы неупругого сопротивления, пропорциональные относительным скоростям; $i_{тр}$ - передаточное число трансмиссии; h_0, h_{min} - положение муфты регулятора, соответствующие начальному и номинальному режиму работы дизеля; ω_{qn} - начальная частота вращения коленвала дизеля; $A_{ин}, \Delta A_u$ - начальная величина инерционного коэффициента регулятора и его приращение; a_x, b_x, a_y, b_y - горизонтальные координаты центров тяжести кабины и силового агрегата относительно опор трактора; C_p, C_k, N - коэффициенты жесткости пружин регулятора и корректора, фактор демпфирования регулятора; $C_{тр}, K_{тр}; C_{кр}, K_{кр}; C_1, K_1; C_2, K_2; C_I, K_I; C_{кб}, K_{кб}; C_q, K_q; C_{р1}, K_{р1}; C_{р2}, K_{р2}$ - коэффициенты жесткости и линейного трения в трансмиссии, сцепке, шинах передних и задних колес, подвеске, амортизаторах кабины и силового агрегата, в шинах при повороте трактора в поперечной и продольной плоскостях под действием реактивных моментов; $\partial M_q / \partial h_q, \partial M_q / \partial \omega_q$ - частные производные крутящего момента дизеля; $\dot{\varphi}_T = \Delta \omega_q; \Delta h_q = \Delta h_{ин}(-1); \alpha_0 = (z_1 - z_2)/L$.

Построена математическая модель испытательного комплекса с 2-мя одновременно испытываемыми тракторами (ИК с 2-мя тракторами), представляющего собой единую динамическую систему.

$$\begin{aligned}
 & m_{y_1} \Delta \ddot{h}_{y_1} + N(\Delta \dot{h}_{y_1} - \Delta \dot{h}_{m_1}) + C_p(\Delta h_{y_1} - \Delta h_m) = -m_y \Delta \ddot{\psi}_1(t); \\
 & m_{m_1} \Delta \ddot{h}_{m_1} + N(\Delta \dot{h}_{m_1} - \Delta \dot{h}_{y_1}) + C_p(\Delta h_{m_1} - \Delta h_{y_1}) = \Delta A_u \omega_{qn_1}^2 + \\
 & + 2A_{ин} \Delta \omega_{q_1} \omega_{qn_1}; \quad \text{при } \Delta h_{m_1} \geq h_{мин_1} - h_{01} \\
 & m_{m_1} \Delta \ddot{h}_{m_1} + N(\Delta \dot{h}_{m_1} - \Delta \dot{h}_{y_1}) + C_p(\Delta h_{m_1} - \Delta h_{y_1}) + C_k[\Delta h_{m_1} - (h_{мин} - h_{01})] = \\
 & = \Delta A_u \omega_{qn_1}^2 + 2A_{ин} \Delta \omega_{q_1} \omega_{qn_1}; \quad \text{при } \Delta h_{m_1} \leq h_{мин_1} - h_{01} \\
 & Y_{q_1} \ddot{\varphi}_{T_1} + F_{T_1} + U_{T_1} = \Delta M_{q_1}(t) \gamma \\
 & m_{T_1} \ddot{x}_{T_1} - F_{T_1}(i_{T_1}/z_{k_1}) + F_{кр_1} - U_{T_1}(i_{T_1}/z_{k_1}) + U_{кр_1} = -\Delta P_f; \\
 & m_{ор_1} \ddot{x}_{ор_1} - F_{кр_1} - U_{кр_1} = -\Delta P_c(t); \\
 & m_{ор_2} \ddot{x}_{ор_2} - F_{кр_2} - U_{кр_2} = -\Delta P_c(t)(-1); \\
 & m_{T_2} \ddot{x}_{T_2} - F_{T_2}(i_{T_2}/z_{k_2}) + F_{кр_2} - U_{T_2}(i_{T_2}/z_{k_2}) + U_{кр_2} = -\Delta P_f; \\
 & Y_{q_2} \ddot{\varphi}_{T_2} + F_{T_2} + U_{T_2} = \Delta M_{q_2}(t);
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

$$m_{H_2} \Delta \ddot{h}_{H_2} + N \Delta \dot{h}_{H_2} + C_p \Delta h_{H_2} = \Delta A_u \omega_{qH_2}^2 + 2 A_{\text{ци}} \Delta \omega_{q_2} \omega_{qH_2};$$

$$\text{при } \Delta h_{H_2} \geq h_{\text{мин}} - h_{02}$$

$$m_{H_2} \Delta \ddot{h}_{H_2} + N \Delta \dot{h}_{H_2} + C_p \Delta h_{H_2} + C_k [\Delta h_{H_2} - (h_{\text{мин}} - h_{02})] = \\ = \Delta A_u \omega_{qH_2}^2 + 2 A_{\text{ци}} \Delta \omega_{q_2} \omega_{qH_2}, \text{ при } \Delta h_{H_2} \leq h_{\text{мин}} - h_{02}$$

$$\text{где } F_{T_1(z)} = C_{\text{тр}} [\dot{\psi}_T - \dot{X}_{\text{тр}} (i_{\text{тр}}/z_k)]; F_{Kp_1(z)} = C_{Kp} (\dot{X}_{\text{тр}} - \dot{X}_{\text{ор}});$$

$$U_{T_1(z)} = K_{\text{тр}} [\dot{\psi}_T - \dot{X}_{\text{тр}} (i_{\text{тр}}/z_k)]; U_{Kp_1(z)} = K_{Kp} (\dot{X}_{\text{тр}} - \dot{X}_{\text{ор}}).$$

Составлена также математическая модель ИК с 2-мя тракторами при воздействии на рычаги подачи топлива (р.п.т.) обоих тракторов, в том числе при колебании р.п.т. в одной фазе и в противофазе.

В третьей главе изложены методика и результаты исследований нагруженности элементов тракторов на математических моделях.

Входные возмущающие воздействия на динамическую систему определены на основе метода синтеза гармонических колебаний по спектральным плотностям типичных реализаций тягового сопротивления и микропрофилей грунтовых дорог и полей. Оценка параметров нагруженности произведена на ЭВМ ЕС-1045 путем решения дифференциальных уравнений с помощью ИПП "Модель".

Выявлено, что разработанная механико-математическая модель обеспечивает достаточную точность воспроизведения процессов основных параметров динамической нагруженности МТА, полученных в эксплуатации: расхождение среднеквадратических отклонений не превышает 12%; эквивалентность спектральных плотностей подтверждается для уровня значимости $\alpha = 0,1$.

Предложен метод воспроизведения воздействия на динамическую систему трактора случайного микропрофиля пути с помощью коротковолновых неровностей, основанный на использовании собственных частот колебаний трактора (а.с. СССР № 1137371). Шаги неровностей определены согласно соотношению: $S_j = 6,28V/\Omega_j$, (7) где V — скорость движения, м/с; Ω_j — частота собственных колебаний динамической системы, с⁻¹; j — номер соответствующей частоты собственных колебаний динамической системы. С учетом типичных распределений высот неровностей грунтовых дорог и полей выбрано три типа коротковолновых неровностей:

$$q_1 = 3,5 \sin 50t; q_2 = 3,5 \sin 55t; q_3 = 2,0 \sin 60t.$$

Сравнение спектральных плотностей и дисперсий процессов основных параметров нагруженности, в том числе крутящих моментов на полуосях ведущих колес (рис.2), при воздействии случай-

ного микропрофиля и коротковолновых неровностей, расставленных согласно предложенному методу, показывает достаточно близкое протекание этих процессов.

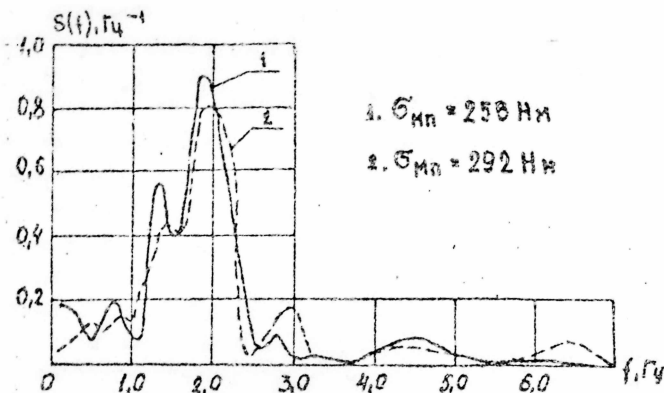


Рис. 2. Спектральные плотности процессов момента на полуоси ведущего моста транспортного агрегата при воздействии неровностей (моделирование на ЭКМ)

1 - грунтовая дорога; 2 - коротковолновые неровности ($H = 70$ и 40 мм).

Установлено, что неровности профиля пути вносят существенный вклад в нагруженность элементов МТА. Зоны повышенных дисперсий наблюдаются в диапазоне частот $0,6 \dots 8$ Гц. Увеличение высоты микропрофилей приводит к пропорциональному росту дисперсий процессов без существенных изменений в их структуре. Колебания тягового сопротивления и управляющие воздействия на р.п.т. формируют нагруженность в диапазоне частот $0 \dots 1,5$ Гц, что обусловлено особенностями функций указанных воздействий.

Исследование динамики нагружения ИК с 2-мя тракторами с помощью методов теории автоматического регулирования показало, что при воздействии на р.п.т. возможно воспроизводить низкочастотное нагружение силовой передачи и дизеля: колебания р.п.т. на одном из тракторов формирует переменную нагруженность обоих. Частота среза момента в силовой передаче 1-го трактора $f_{срн1} = 2,75$ Гц, 2-го $f_{срн2} = 2,5$ Гц (при $m_{ср} = 12,3 \text{ кгс} \cdot \text{см}^{-1}$, $C_{ср1} = C_{ср2} = 2 \cdot 10^4 \text{ Нсм}^{-1}$) (рис.3). Наибольший уровень дисперсии частоты вращения коленвала дизелей при этом находится в диапазоне частот $0,3 \dots 1,3$ Гц.

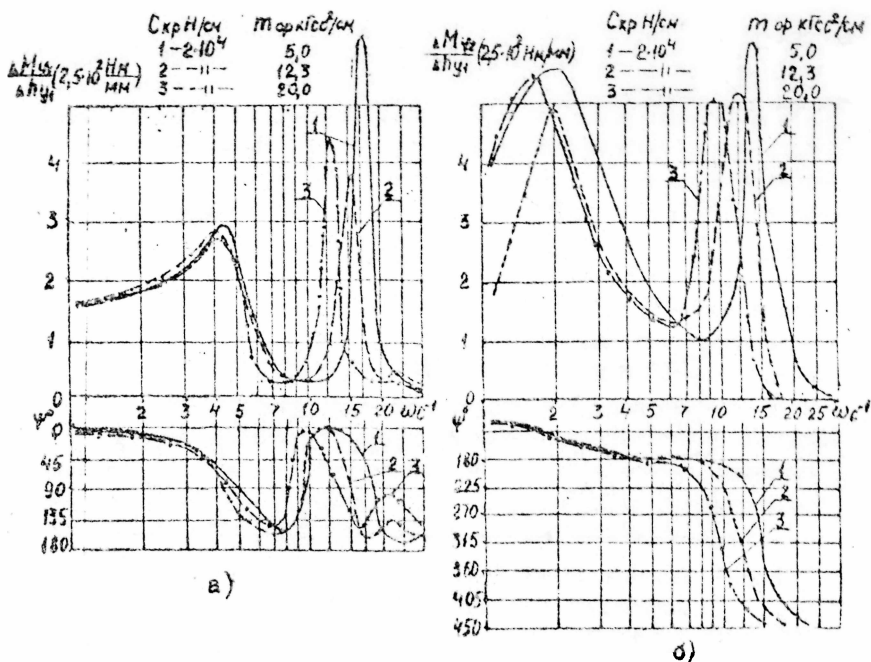


Рис. 3. АФЧХ системы нагружения ИК о 2-мя тракторами по моменту на валу муфты сцепления 1-го (а) и 2-го (б) тракторов при воздействии на р.п.т. 1-го трактора.

Повышение жесткости сцепных устройств и уменьшение инерционности единого буксируемого орудия вызывает пропорциональное увеличение амплитуд нагрузок и смещает вправо зоны повышенных дисперсий. Демпфирование мало влияет на параметры переменного нагружения ИК о 2-мя тракторами.

Четвертая глава посвящена реализации на стенде результатов теоретических исследований. Основная задача при разработке стенда – создание надежной конструкции, обеспечивающей достаточную степень точности воспроизведения основных внешних воздействий на трактор. С учетом анализа развития отечественного и зарубежного стендового оборудования и опыта НАТИ по ускоренным испытаниям тракторов выбран ленточный тип стенда с подвижными ленточными обводами. Регулирование величины статической составляющей тяговой нагрузки осуществлен переводом тракторов с "рельсовых" на "роlikовые" опоры или подключением

догрузателей. Переменная нагруженность воспроизводится колебаниями р.п.т. 2-х тракторов и воздействием неровностей, размещенных на ленточных обводах стенда (рис.4).

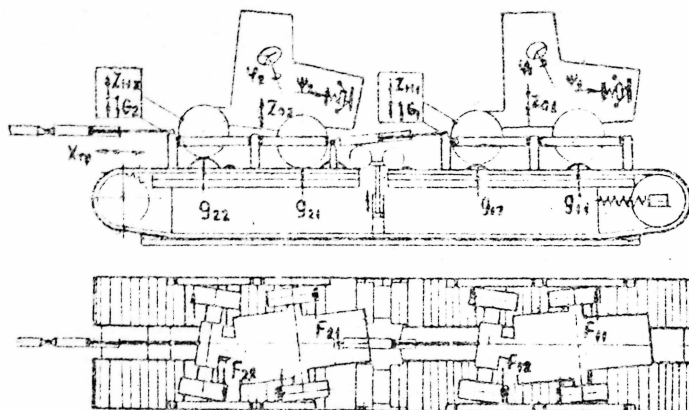


Рис.4. Универсальный 2-х местный стенд для ресурсных испытаний колесных тракторов.

ИК с 2-мя тракторами состоит из трех систем: механической, гидравлической и автоматического управления режимами испытаний. В конструкции стенда применены новые технические решения, защищенные 12-ю а.с. СССР. Стенд позволяет проводить ресурсные испытания тракторов основных классов. Расстановка неровностей на ленточных обводах стенда проведена с учетом вероятности их относительного появления в эксплуатации. Для определения количества шагов неровностей при заданной длине ленточного обвода предложено выражение:

$$n_{S_j} = P(S_j)_{\text{ст}} \frac{\sum_{j=1}^n l_j}{S_1 P(S_1)_{\text{ст}} + S_2 P(S_2)_{\text{ст}} + \dots + S_j P(S_j)_{\text{ст}}}, \quad (8)$$

где $P(S_j)_{\text{ст}} = P(S_j)_0 / \sum_{j=1}^n P(S_j)_0$ - вероятность шагов неровностей на стенде; $P(S_j)_0 = \sum_{j=1}^n P(S_j)_0$ - вероятность появления выбранных длин неровностей и их суммарная вероятность в эксплуатации; l_j - длины участков с шагами S_j соответственно.

Сравнение процессов нагружения, полученных на стенде и при моделировании на математических моделях, показало их удовлетворительную сходимость: расхождение среднеквадратических отклонений не более 11%, эквивалентность спектральных плотностей подтвердилась для уровня значимости $\alpha = 0,1$.

В основу режима ускоренных испытаний на стенде положено воспроизведение обобщенного эксплуатационного спектра нагружения (объединяющего наибольшие значения дисперсий во всем диапазоне частот, зарегистрированных при наиболее тяжелых режимах работы трактора). Этому условию удовлетворяет режим одновременного испытания 2-х тракторов на стенде с рассмотренной расстановкой неровностей высотой 40, 70 и 110 мм и колебаниями рычагов подачи топлива с частотами $\omega_1 = 0,2 \text{ Hz} \sin 2\pi t$ на 1-ом тракторе и $\omega_2 = 0,2 \text{ Hz} \sin \pi t$ на 2-ом.

Испытания тракторов на стенде выявили большинство эксплуатационных повреждений по дизелю, трансмиссии, муфте сцепления, несущей и ходовой системам, кабине, гидросистеме, вспомогательному оборудованию дизеля. Характер повреждений на стенде и интенсивность их появления в целом соответствуют эксплуатационным. Достигнуто ускорение испытаний на стенде основных агрегатов трактора по показателям безотказности и ресурса в 4-10 раз. Показана удовлетворительная надежность стенда.

ВЫВОДЫ

1. Разработан метод исследования формирования динамического нагружения тракторов в сборе, основанный на рассмотрении машинно-тракторного агрегата (МТА) как объекта автоматического регулирования и включающий: определение основных внешних возмущающих воздействий; построение функциональных схем отдельных колебательных систем и на их основе общей функциональной и динамической моделей МТА с учетом взаимосвязи колебательных систем; нахождение аналитических выражений взаимосвязи; разработку математической модели МТА.

2. Обоснована методика расчета статистических характеристик нагружения колесных тракторов, реализованная в виде пакета программ и позволяющая оценить динамическую нагруженность элементов при воздействии основных внешних силовых возмущений.

3. Установлены закономерности эксплуатационного нагружения основных элементов тракторов: процессы моментов, напряжений и ускорений являются нормально распределенными и могут быть отнесены к стационарным и широкополосным с коэффициентами нерегулярности 0,35...0,85; доминирующая часть дисперсий процессов нагружения силовой передачи и дизеля на пахоте находится в диапазоне частот 0...1,5 Гц; пахота поперек борозд

расширяет частоты нагрузок до 4,5 Гц; плотность и неоднородность почвы оказывает значительное влияние на структуру процессов нагружения (так, статическая составляющая момента в ош-ловой передаче при пахоте старопахотного поля и залежи по сравнению с пахотой стерни повышается на 7...10%, коэффициент вариации - на 50...60%); на транспортных работах основным источником переменной нагруженности являются неровности микро-профилей грунтовых дорог, определяющие повышенные дисперсии в диапазоне частот 1...3,5 Гц.

4. Обоснован метод воспроизведения динамической нагруженности тракторов в сборе путем генерирования переменных нагрузок при колебаниях рычагов подачи топлива дизелей 2-х тракторов, объединенных единым буксируемым средством, и воздействия на динамическую систему трактора коротковолновых неровностей, расставленных с учетом скоростей движения трактора (ленточного обвода стенда) и собственных частот динамической системы.

5. Создан и внедрен 2-местный универсальный стенд для ускоренных испытаний тракторов, обладающий новизной ряда технических решений (запатентован ИЗ а.с. на конструкцию и способы испытаний). Стенд показал достаточную надежность и стабильность характеристик нагружения при ускоренных испытаниях 4-х тракторов в объеме 2500 часов.

6. Разработанный метод и стенд позволяют воспроизвести обобщенный эксплуатационный спектр низкочастотного нагружения основных элементов тракторов при ускоренных испытаниях тракторов в сборе. В результате испытаний 4-х тракторов на стенде подтверждено совпадение вида и последовательности появления повреждений при испытаниях на стенде и в эксплуатации. При этом получены типичные виды повреждений (трещины металлоконструкций, ослабления заклепок и крепежа, питтинг и сколы зубьев, задиры и износы трущихся поверхностей и другие). Коэффициент ускорения испытаний по наработке для основных агрегатов при испытаниях на стенде составил 4...10. Метод и стенд внедрены на Подмосковном филиале НАТИ и используются при разработке методик и стендов всех основных классов тракторов.

Основные положения диссертации отражены в работах:

1. Заец Н.Г., Дмитриченко С.С., Бурда А.А. Стенд для ускоренных испытаний колесных тракторов кл. 3-5 и основы мето-

дики ускоренных испытаний тракторов // Методы и средства стендовых испытаний агрегатов тракторов: Тез. докл. науч.-техн. конф. - Челябинск, 1979. - С. 67-70.

2. Внедрение рельсовых стендов на предприятиях отрасли и совершенствование методов ускоренных испытаний тракторов / В.Н.Тетерятников, А.А.Бурда, С.С.Дмитриченко, Н.Г.Заец и др. // Методы и средства стендовых испытаний агрегатов тракторов: Тез. докл. науч.-техн. конф. - Челябинск, 1979. - С. 130-131.

3. А.с. № 775654 СССР МКИ³ G OIM I7/00. Способ ресурсных испытаний транспортных средств / Н.Г.Заец, С.С.Дмитриченко, А.А.Бурда (СССР) // Б.И. - 1980. - № 40.

4. А.с. № 761871 СССР МКИ³ G OIM I7/00. Стенд для испытания транспортных средств / С.С.Дмитриченко, А.А.Бурда, Н.Г.Заец и др. (СССР) // Б.И. - 1980. - № 33.

5. А.с. № 787934 СССР МКИ³ G OIM I7/00. Стенд для испытания колесных машин / Н.Н.Сушицкий, В.Я.Тетерятников, С.С.Дмитриченко, Н.Г.Заец и др. (СССР) // Б.И. - 1980. - № 46.

6. А.с. № 801833 СССР МКИ³ G OIM I7/00. Стенд для испытания транспортных средств / А.А.Бурда, С.С.Дмитриченко, Н.Г.Заец и др. (СССР) // Б.И. - 1981. - № 5.

7. А.с. № 847134 СССР МКИ³ G OIM I7/00. Стенд для испытания транспортных средств / А.А.Бурда, С.С.Дмитриченко, Н.Г.Заец и др. (СССР) // Б.И. - 1982. - № 26.

8. Заец Н.Г., Дмитриченко С.С., Тетерятников В.Я. К вопросу повышения эффективности ускоренных испытаний колесных тракторов 3-5 // Обеспечение надежности тракторной техники: Тез. докл. науч.-техн. конф. - Челябинск, 1982. - С. 240-242.

9. А.с. № 901877 СССР МКИ³ G OIM I7/00. Стенд для испытания транспортных средств / Н.Г.Заец, С.С.Дмитриченко, А.А.Бурда // Б.И. - 1982. - № 4.

10. Заец Н.Г., Лахтин Е.И., Полев В.А. Повышение точности моделирования нагруженности элементов тракторов и оценка их долговечности методами стендовых испытаний тракторов в сборе // Исследование и совершенствование тракторных конструкций: Тез. докл. науч.-техн. конф., НАТИ. - М., 1983. - С. 181-183.

11. А.с. № 1080061 СССР МКИ³ G OIM I7/00. Стенд для испытания транспортных средств / Н.Г.Заец, С.С.Дмитриченко, С.П.Козырев и др. (СССР) // Б.И. - 1984. - № 10.

12. А.с. № 1032345 СССР МКИ³ G OIM I7/00. Стенд для испы-

тания колесных транспортных средств / Н.Г.Заец, С.С.Дмитриченко, А.Д.Левитанус (СССР) // Б.И. - 1983. - № 28.

13. А.о. № 1095052 СССР. Стенд для одновременных испытаний двух транспортных средств / Н.Г.Заец, В.И.Кольченко, С.С.Дмитриченко и др. (СССР) // Б.И.- 1984.- № 20.

14. А.о. № 1137371 СССР МКЧ³ G OIM 17/00. Способ одновременного испытания двух транспортных средств / Н.Г.Заец, С.С.Дмитриченко, Ф.В.Кальянов (СССР) // Б.И.- 1985.- № 4.

15. Заец Н.Г. Оценка нагруженности трактора Т-150К // Оценка прочности тракторных конструкций / Труды НАТИ. - М., 1985. - С. 9-17.

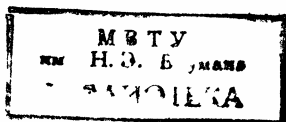
16. Дмитриченко С.С., Заец Н.Г. Выбор метода и типа стенда для моделирования эксплуатационного нагружения тракторов при ускоренных испытаниях // Методы и технические средства, применяемые при испытаниях о/х техники: Тез. докл. науч.-техн. конф. - г.Янги-Кюль, Ташкентской обл., 1985. - С. 120-121.

17. Дмитриченко С.С., Заец Н.Г. Моделирование эксплуатационного нагружения при ускоренных испытаниях тракторов // Повышение надежности и долговечности сельхозмашин: Тез. докл. науч.-техн. конф. - Красноярск, 1985. - С. 23-25.

18. Модель динамической нагруженности силовой передачи 2-х тракторов кл. 3 на универсальном стенде: Отчет о НИР по теме 72.70.05-50.9480 (НАТИ, ВНИЦентр. Руководитель С.С.Дмитриченко. Отв. исполн. Н.Г.Заец. № ГР 01850064322. Инв. № 0286009878. - М., 1985. - 143 с.: ил.

19. А.о. № 1237937 МКЧ³ G OIM 17/00 СССР. Стенд для испытаний транспортных средств / Н.Г.Заец, С.С.Дмитриченко, Р.М.Калужский и др. (СССР) // Б.И.- 1986.- № 22.

20. Заец Н.Г. Расчетный метод определения нагруженности элементов колесного трактора при воздействии неровностей дорог и полей // Проблемы совершенствования автомобильной техники: Тез. докл. Всесоюз. семин., МВТУ. - М., 1986. -С.46-47.



Л - 100133. Подписано к печати 24. 07. 87г.
Заказ 514. Тираж 100. Бесплатно.

НПО НАТИ. 125040. Москва, ул. Верхняя 34.