

Харьковский государственный автомобильно - дорожный
технический университет

На правах рукописи

Истомин Владимир Павлович

ДИНАМИКА ПНЕВМОКОЛЕСНОГО ВУЛЬДОЗЕРА
ПРИ АВТОКОЛЕБАНИЯХ

06.06.04 - машины для земляных и
дорожных работ

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Харьков, 1996



Дисертація

630 2.05
624.13.05
824.4.05

Робота виконана на кафедрі строительных и дорожных машин
Харьковского государственного автомобильно - дорожного технического
университета (ХГАДТУ)

Научные руководители: кандидат технических наук,
профессор Назаров А.В.;
кандидат технических наук,
доцент Емельянов В.П.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Никулин П.И.;
кандидат технических наук,
доцент Каолін Н.Д.

Ведущая организация - Харьковский тракторный завод
им. С. Орджоникидзе

Защита состоится 6 декабря 1996г. в 10.00 час на заседании специализиро-
ванного ученого совета D 02.17.02 Харьковского государственного авто-
мобильно - дорожного технического университета по адресу: 310078,
г. Харьков, ул.Петровского, 28

С дисертацией можно ознакомиться в библиотеке Харьковского го-
сударственного автомобильно - дорожного технического университета

Автореферат разослан " 4 " ноября 1996г.

ЛНБ ім. В. Стефаніка
ЛН України

Ученый секретарь специализированного ученого совета,
доктор технических наук, доцент

Подригало М.А.

Актуальность работы. Комплексная целевая научно - техническая программа обеспечения потребностей Украины машинами и оборудованием для строительного - дорожного, коммунального хозяйства и полиграфической промышленности на 1982 - 96 гг. предусматривает ряд мероприятий, обеспечивающих развитие строительного и дорожного машиностроения:

Рост объемов производства землеройно - транспортных машин (ЗТМ) в Украине планируется в основном за счет создания самоходных колесных машин, обладающих высокими эксплуатационно - техническими качествами.

Опыт эксплуатации показывает, что в узлах ЗТМ возникают значительные динамические нагрузки. Они в конечном итоге определяют технико - экономические показатели бульдозеров, погрузчиков и др. машин.

В настоящее время имеются достаточно проверенные практикой методы определения нормальных рабочих и случайных нагрузок на рабочее оборудование и другие узлы ЗТМ. Однако для отдельных элементов и деталей ходовой части колесных ЗТМ и их трансмиссий эти нагрузки не являются определяющими.

Анализ рабочих процессов энергонасыщенных колесных ЗТМ показывает, что далеко не все режимы их нагружения изучены и исследованы достаточно полно. В частности, не получил своего отражения в научных исследованиях автоколебательный режим нагружения бульдозеров, последствия которого крайне отрицательны.

Цель работы. Улучшение эксплуатационных показателей пневмоколесного бульдозера на основе анализа специфических динамических процессов при его автоколебаниях, учет влияния этих колебаний при выполнении прочностных и других расчетов узлов машины.

Научная новизна исследования заключается в разработке и анализе динамической и математической моделей пневмоколесного бульдозера при его автоколебаниях.

Практическая ценность работы. Использование полученных в диссертации результатов позволяет

- на стадии проектирования пневмоколесного бульдозера определять

уровень нагруженности отдельных узлов трансмиссии, ходовой части и рабочего оборудования, а также уровень вибрации на рабочем месте машиниста;

- наметить мероприятия конструктивного характера с целью снижения динамических нагрузок в узлах машины, уровня вибрации на рабочем месте машиниста;
- рекомендовать эксплуатирующим дорожно - строительную технику организациям приемы управления машиной по выводу ее из режима автоколебаний.

Реализация работы. В ходе работы над диссертацией была спроектирована и изготовлена гидровольемная трансмиссия (ГОВ) для нульдозера на базе пневмоколесного трактора Т-160К с использованием гидромашин и гидротрагатов отечественного и зарубежного производства.

Результаты работы использованы головным КВ Харьковского тракторного завода (ХТЗ).

Основные данные исследования используются в научно - исследовательских работах студентов, в курсовом и дипломном проектировании по кафедре строительных и дорожных машин (СДМ) ХГАДТУ.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались и получили одобрение

- на Всесоюзной научно - технической конференции "Повышение надежности и экологических показателей автомобильных двигателей", г. Горький, 1980;
- на республиканских научно - технических конференциях "Повышение эффективности землеройно - транспортных машин", г. Харьков, 1984, "Повышение эффективности проектирования и испытаний автомобилей (в том числе для сельского хозяйства)", г. Горький, 1984;

- на научно - технической конференции, посвященной 60 - летию Воронежского инженерно - строительного института (секция СДМ), г.Воронеж, 1991;
- на областной конференции "Достижения ученых - народному хозяйству", г.Харьков, 1990;
- на научно - технических конференциях ХГАДТУ (вХАДИ) 1991 - 1996гг.;
- на объединенном научном семинаре кафедр СДМ и эксплуатации дорожных машин и охраны труда ХГАДТУ, 1996.

Публикации. По результатам работы опубликовано 9 научных работ, включая авторское свидетельство на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 4-х глав, общих выводов, списка литературы, приложений и содержит:

145 страниц машинописного текста, 63 рисунка, 11 таблиц, 8 приложений на 40 страницах, 139 наименований библиографии.

Содержание работы

В первой главе рассмотрен ряд работ, посвященных исследованию нагруженности и надежности узлов и элементов землеройных машин. Освое место среди них занимают работы Т.В.Алексеевой, К.А.Артемова, В.П.Амельченко, Б.А.Бондаровича, В.И.Балоняева, В.А.Валадиного, Ю.А.Ветрова, Д.П.Волкова, Н.Г.Домбровского, Э.Н.Кузина, Ю.А.Картвелишвили, В.П.Ломакина, И.А.Недорезова, В.В.Ничке, П.И.Никулина, Н.А.Ульянова, В.Н.Тарасова, А.И.Тархова, А.М.Холодова, Л.А.Хмары.

Основы динамического расчета ЭТМ были заложены в работах А.М.Холодова, Н.Ф.Федотова, Ю.А.Картвелишвили, Е.Ю.Малиновского, В.М.Гольдштейна, И.Р.Криворучко и др.

Были созданы методики, позволяющие определять с достаточной для практики проектирования точностью действующие динамические нагруз-

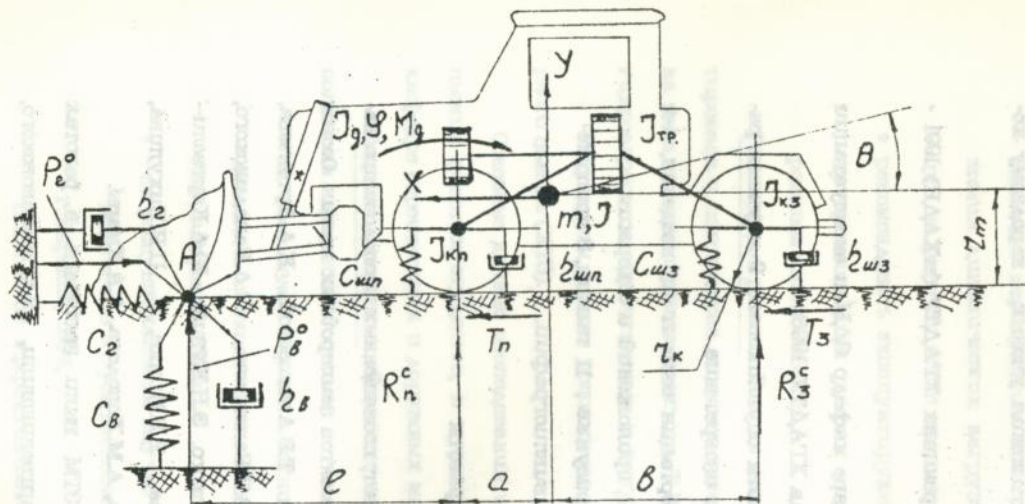


рис.1 Эквивалентная динамическая схема пневмоколесного вальцовзера при автоколебаниях

А – условная точка приведения характеристик системы; m, I – масса и момент инерции вальцовзера относительно поперечной оси, проходящей через центр масс; $M_d(M_{дот}, M_{дмт})$ – движущий крутящий момент двигателя (привода); T_n, T_3 – предельные силы тяги по сцеплению на колесах переднего и заднего мостов; R_n, R_3 – вертикальные реакции нагрузок на передние и задние колеса в момент выхода двигателей на полное буксование; P_1^0, P_2^0 – горизонтальная и вертикальная составляющие усилия на рычажном органе в момент выхода двигателей на полное буксование; $I_{тр}$ – момент инерции элементов трансмиссии на участке от привода до колес; I_d – момент инерции вращающихся деталей двигателя или элементов привода, имеющих жесткую связь с трансмиссией; J_{kn}, J_{kz} – моменты инерции колес переднего и заднего мостов; C_2, C_8 – приведенные к точке А жесткости перед рычажным оборудованием; η, η' – приведенные к точке А коэффициенты демпфирования перед рычажным оборудованием; $C_{шп}, C_{шз}$ – радиальные жесткости шин переднего и заднего мостов; $\eta_{шп}, \eta_{шз}$ – коэффициенты демпфирования шин переднего и заднего мостов

ки в рабочем оборудовании и других узлах машины при выполнении рабочих процессов.

Уточнению динамического расчета колесных ЗТМ способствовали более поздние исследования А.В.Назарова, Б.А.Гречинникова, в которых учитывался нелинейный характер нагружения, как единого процесса.

Однако принимаемые исследователями ЗТМ динамические схемы и математические модели не позволяют выполнить анализ динамики машины при ее автоколебаниях. В части исследований автоколебаний ЗТМ работы носили в основном постановочный характер.

Целенаправленные исследования по автоколебаниям в других областях техники ведутся сравнительно давно:

В становление и развитие теории механических колебаний большой вклад внесли А.А.Андронов, С.Э.Хайкин, А.И.Мандельштам, Н.Д.Кайдановский, С.П.Стрелков, В.О.Конonenko, К.В.Фролов, А.Тондл и др.

Проведенный в главе анализ исследований определил цель работы и следующие задачи данного исследования:

- разработать математическую модель, отражающую автоколебательный процесс пневмоколесного бульдозера при полном нагружении движителей;
- создать опытный образец бульдозера на базе трактора Т-160К с ГОТ, выявить экспериментальным путем основные параметры автоколебательного процесса нагружения бульдозера, проверить адекватности предлагаемой его динамической модели реальному процессу автоколебаний;
- на основе экспериментально - теоретических данных разработать методику оценки автоколебательного нагружения бульдозера для разных типов тягового привода;
- разработать методику определения уровня вибрации на рабочем месте машиниста;
- исследовать влияние основных характеристик динамической системы на параметры автоколебательного процесса машины

Во второй главе приводятся теоретические предпосылки исследования, разработаны эквивалентная динамическая схема (рис.1) и математическая модель пневмоколесного нульдозера при автоколебаниях.

В соответствии с теорией фрикционных автоколебаний принято, что причиной автоколебаний нульдозера является наличие падающего участка (отрицательного трения) в характеристике трения между колесами машины и опорной поверхностью. Эта характеристика хорошо аппрокимируется зависимостью

$$T(\omega) = R_{\psi}^g \cdot \psi_0 (1 - d_1 \omega + d_3 \omega^3), \quad (1)$$

где

R_{ψ}^g - динамическая вертикальная реакция нагрузок на ведущее колесо;

ψ_0 - относительная сила тяги по сцеплению при приближающейся к нулю скорости скольжения колес относительно опорной поверхности;

$\omega = V - \dot{X}$ и $V = \dot{\varphi}_k \cdot r_k$ - окружная скорость колеса;

$\dot{\varphi}_k$ - текущее значение угловой скорости вращения колеса.

Составлены уравнения движения нульдозера и его трансмиссии при автоколебаниях, избран метод решения нелинейной динамической системы - метод теории возмущений Н.Н.Боголюбова.

При разработке динамической модели нульдозера при автоколебаниях приняты следующие основные допущения:

- вертикальные реакции нагрузок на колеса правого и левого бортов машины одинаковы;
- рама тягача принимается абсолютно жесткой;
- характеристики трения между всеми колесами и опорной поверхностью принимаются одинаковыми и неизменяющимися в процессе автоколебаний машины;
- диссипативные силы в виде вязкого трения принимаются пропорциональными первой производной перемещения;
- не учитывается тангенциальная жесткость шин;

- частота крутильных колебаний в трансмиссии значительно превышает частоту автоколебаний машины; связь выходного звена привода с ведущими колесами машины принимается абсолютно жесткой

Теоретическое исследование автоколебаний бульдозера проведено для трех типов тягового привода: механической трансмиссии (МТ), ГОТ и гидромеханической (ГТМ).

Анализ правых частей уравнений движения бульдозера и его трансмиссии показывает на их малую величину, что дает возможность ввести в эти части малый параметр ε . После введения новых обозначений коэффициентов система уравнений приобретает вид:

$$\begin{aligned} J_0 \ddot{\varphi} &= \varepsilon \varphi'(\dot{\varphi}, \dot{x}, \dot{y}, \theta) && \text{[вместо } J_0 \text{ для ГОТ и ГТМ прини-} \\ & && \text{мать соответственно } J_1, J_2]; \\ m \ddot{x} + C_{xx} \cdot x + C_{xy} \cdot y + C_{x\theta} \cdot \theta &= \varepsilon F_1(x, y, \dot{\varphi}, \theta); \\ m \ddot{y} + C_{yy} \cdot y + C_{y\theta} \cdot \theta &= \varepsilon F_2(y, \theta); \\ J \ddot{\theta} + C_{\theta x} \cdot x + C_{\theta y} \cdot y + C_{\theta\theta} \cdot \theta &= \varepsilon F_3(\theta, \dot{\varphi}, \dot{x}, \dot{y}, y, x), \end{aligned} \quad (8)$$

где

J_0, J_1, J_2 - приведенный к оси ведущих колес момент инерции вращающихся элементов двигателя (привода) и находящихся между ним и колесами деталей трансмиссии (J_0 - для МТ, J_1 - для ГОТ, J_2 - для ГТМ);

φ - угол поворота вала двигателя (привода);

$\varepsilon \varphi', \varepsilon F_1, \varepsilon F_2, \varepsilon F_3$ - малые правые части исходных уравнений движения бульдозера;

$C_{xx}, C_{xy}, C_{yy}, C_{\theta\theta}, C_{x\theta}, C_{y\theta}, C_{\theta x}, C_{\theta y}$ - приведенные жесткостные коэффициенты

В теории нелинейных колебаний при анализе систем, поданных системе (8), широко применяется метод перехода от многочастотных колебаний к одночастотным с преобладающим движением по одной из координат.

С учетом этого обстоятельства, а также после приведения к нормальным координатам и стандартной форме, выполнения операций усреднения в правых частях преобразованных уравнений движения исходная система трансформируется в равенства

$$\frac{dW}{dt} = \frac{1}{J_0} [(P+S_W) \cdot i_{TP}^2 \cdot b - M_i - M_y^{CT} - M_y^{CT} \cdot K_3 \cdot z_k \cdot W^3 - \frac{1}{2} M_y^{CT} \cdot K_3 \cdot k_9 \cdot A_3^2 \cdot W + M_y^{CT} \cdot K_1 \cdot z_k \cdot W] \quad \text{- для диапазона регулятора дизеля;}$$

$$\frac{dW}{dt} = \frac{1}{J_0} [(A+B \cdot W + C \cdot W^2) \cdot i_{TP}^2 \cdot b - M_i - M_y^{CT} - M_y^{CT} \cdot K_3 \cdot z_k \cdot W^3 - \frac{1}{2} M_y^{CT} \cdot K_3 \cdot k_9 \cdot A_3^2 \cdot W + M_y^{CT} \cdot K_1 \cdot z_k \cdot W] \quad \text{- для диапазона перегрузки дизеля;}$$

$$\frac{dW}{dt} = \frac{1}{J_1} [N_{i6} \cdot b_{20} \cdot b_m \cdot i_{TP} \cdot W - M_y^{CT} - M_y^{CT} \cdot K_3 \cdot z_k \cdot W^3 - \frac{1}{2} M_y^{CT} \cdot K_3 \cdot k_9 \cdot A_3^2 \cdot W + M_y^{CT} \cdot K_1 \cdot z_k \cdot W] \quad \text{- для ГОТ;}$$

$$\frac{dW}{dt} = \frac{1}{J_2} [(P_2 + S_2 \cdot W) \cdot i_{TP}^2 \cdot b_m - M_y^{CT} - M_y^{CT} \cdot K_3 \cdot z_k \cdot W^3 - \frac{1}{2} M_y^{CT} \cdot K_3 \cdot k_9 \cdot A_3^2 \cdot W + M_y^{CT} \cdot K_1 \cdot z_k \cdot W] \quad \text{- для ГТМ;}$$

$$\frac{dA_3}{dt} = \frac{1}{a_3} [P_{y3} (\frac{1}{2} K_3 \cdot k_3 \cdot A_3 \cdot W^2 + \frac{3}{8} K_3 \cdot k_9 \cdot A_3^3 - \frac{1}{2} K_1 \cdot S_{13} \cdot i_{TP} \cdot A_3) - \frac{1}{2} b_{33} \cdot A_3];$$

$$\frac{d\delta_3}{dt} = \omega_3 - \omega_3^* + \frac{R_{y33} \cdot \Omega_3}{a_3 \cdot A_3} (\frac{1}{2} K_3 \cdot z_k \cdot W^3 + \frac{1}{8} K_3 \cdot k_9 \cdot A_3^2 \cdot W - \frac{1}{2} K_1 \cdot z_k \cdot W) \quad (3)$$

$b_{33} = b_{23} \cdot S_{13} + b_{y3} \cdot S_{23} + b_{\theta 3} \cdot S_{33}$ - условный коэффициент демпфирования;

$$b_{23} = b_{20} \cdot S_{13}, \quad b_{y3} = b_{\delta} (\alpha + \ell) S_{23} + b_{\omega n} \cdot \Omega S_{23} -$$

$$- b_{\omega 3} \cdot \Omega S_{23} + b_{\delta} S_{23} + b_{\omega n} S_{23} + b_{\omega 3} S_{23}; \quad b_{\theta 3} = b_{\omega 3} \cdot \Omega^2 S_{33} + b_{\omega n} \cdot \Omega^2 S_{33} +$$

$$+ b_{\delta} (\alpha + \ell)^2 S_{23} + b_{\omega n} \cdot \alpha S_{23} - b_{\omega 3} \cdot \Omega S_{23} + b_{\delta} (\alpha + \ell) S_{23} - b_{20} \cdot z_m \cdot S_{13};$$

$$k_3 = 3 z_k^2 \cdot i_{TP} \cdot S_{13}, \quad k_9 = 3 z_k \cdot i_{TP} \cdot S_{13}^2, \quad k_{19} = i_{TP}^3 \cdot S_{13};$$

$$S_{13} = (L_{xy} \cdot C_{y\theta} - (C_{yy} - \lambda^2 m) \cdot C_{x\theta}); \quad S_{23} = -(L_{xx} - \lambda^2 m) \cdot C_{y\theta};$$

$$S_{33} = (L_{xx} - \lambda^2 m) \cdot (C_{yy} - \lambda^2 m);$$

λ - собственная частота колебаний системы;

$\Omega_3 = (m \cdot S_{13} + m S_{23} + J S_{33})$ - коэффициент массы в нормальных координатах;

i_{TP} и i_m - передаточное число соответственно МТ и механической части ГОТ или ГТМ;

b, b_{20}, b_m - к.п.д. соответственно МТ, ГОТ и механической части ГОТ или ГТМ;

$$K_1 = \frac{\alpha_1}{i_{TP}}, \quad K_3 = \frac{\alpha_3}{i_{TP}^3};$$

$M_i = K_0 \cdot M_n \cdot i_{TP}^2$ (K_0 - коэффициент, учитывающий отвор крутящего момента двигателя на привод вспомогательных механизмов;

M_n - номинальный крутящий момент двигателя);

$$M_y^{CT} = R_y \cdot z_k \cdot i_{TP} \cdot \psi_0 \quad (\text{для ГОТ и ГТМ вместо } i_{TP} \text{ принимать } i_m);$$

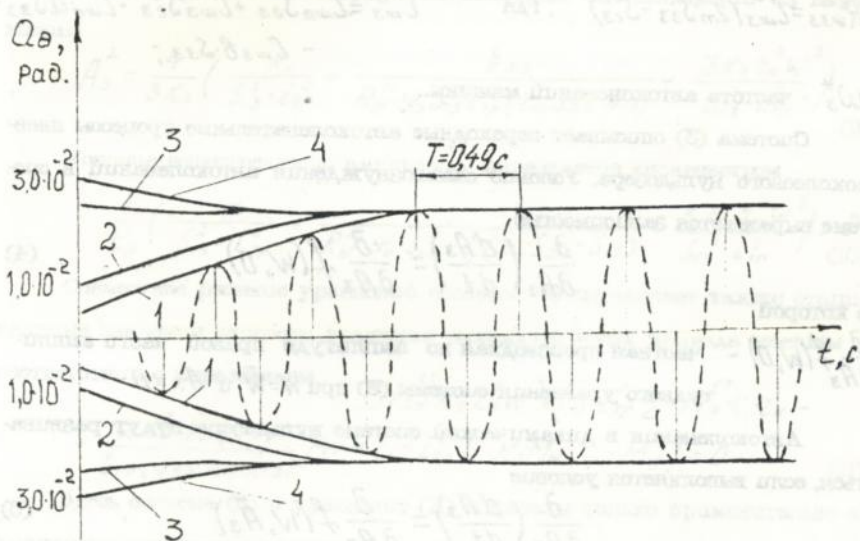


рис. 2 Огибающие графиков установления автоколебаний бульдозера с МТ

Случай с вывешенным передним мостом

— — зависимости теоретические при исходных данных: $R\varphi = 46,2 \cdot 10^3$,
 $d_1 = 1,0 \cdot 10^{-1}$, $d_2 = 2,885 \cdot 10^{-3}$, $f_{1r} = 127,7$, $I_0 = 7,625 \cdot 10^4$, $C_{упл} = 0$, $C_{упв} = 5,0 \cdot 10^5$, $\eta_{пл} = 0$,
 $\eta_{вз} = 7,0 \cdot 10^3$, $C_1^* = 3,0 \cdot 10^6$, $C_2 = 2,0 \cdot 10^6$, $\eta_l = \eta_v = 0$, $W_H = 220,47$, $\omega_3 = 12,9$
 $1-Q_{\infty} = 0,5 \cdot 10^{-2}$; $2-Q_{\infty} = 1 \cdot 10^{-2}$; $3-Q_{\infty} = 2,5 \cdot 10^{-2}$; $4-Q_{\infty} = 3,0 \cdot 10^{-2}$;

W - угловая скорость вращения вала двигателя (привода);

$$A_3 = a_3' \omega_3 \quad (a_3' - \text{амплитуда автоколебаний, } \omega_3 = \lambda \lambda)$$

A, B, C, P, S, P_2, S_2 - коэффициенты зависимостей, описывающих характеристики привода;

$N_{\text{вх}}$ - входная мощность ГОТ;

$$R_{\omega 33} = C_{\omega 3} (2m S_{33} - S_{13}) \quad , \quad \text{где} \quad C_{\omega 3}^0 = C_{\omega \eta} S_{23} + C_{\omega 3} S_{23} + C_{\omega \eta} a_3 S_{33} - C_{\omega 3} \theta \cdot S_{33};$$

ω_3^* - частота автоколебаний машины.

Система (3) описывает переходные автоколебательные процессы пневмоколесного нулядзера. Условие самовозбуждения автоколебаний в системе выражается зависимостью

$$\frac{\partial}{\partial A_3} \left(\frac{dA_3}{dt} \right) = \frac{\partial}{\partial A_3} f(\bar{W}, 0) \quad , \quad (4)$$

в которой

$$\frac{\partial}{\partial A_3} f(\bar{W}, 0) - \text{частная производная по амплитуде правой части амплитудного уравнения системы (3) при } W = \bar{W} \text{ и } A_3 = 0$$

Автоколебания в динамической системе нулядзера будут развиваться, если выполняется условие

$$\frac{\partial}{\partial A_3} \left(\frac{dA_3}{dt} \right) = \frac{\partial}{\partial A_3} f(\bar{W}, \bar{A}_3) \quad , \quad (5)$$

где

$$\frac{\partial}{\partial A_3} f(\bar{W}, \bar{A}_3) - \text{частная производная по амплитуде правой части амплитудного уравнения системы (3) при } W = \bar{W} \text{ и } A_3 = \bar{A}_3$$

Автоколебания нулядзера становятся невозможными, если при любых значениях W и A_3 имеет место неравенство $dA_3/dt < 0$ (6).

Исследованы закономерности автоколебаний энергонасыщенного пневмоколесного нулядзера с тремя типами тягового привода при наиболее характерных случаях его (нульдзера) первоначального нагружения.

Наглядное представление о процессе установления автоколебаний нулядзера дают графики рис.2.

Стационарные режимы автоколебаний машины определяются из системы (3) при условиях

$$\frac{dW}{dt} = 0, \quad \frac{dA_3}{dt} = 0, \quad \frac{d\chi_3}{dt} = 0 \quad (7)$$

Полученная с учетом (7) система уравнений

$$\begin{aligned} (P + SW) \dot{L}_{17}^2 \dot{b} - M_i - M_y^{cr} - M_y^{cr} K_3 z_k^3 W^3 - \frac{1}{2} M_y^{cr} K_3 K_9 A_3^2 W + M_y^{cr} K_1 z_k W &= 0; \\ P_{43} \left(\frac{1}{2} K_3 K_9 A_3 W^2 + \frac{3}{8} K_3 K_9 A_3^3 - \frac{1}{2} K_1 S_{13} L_{17} A_3 \right) - \frac{1}{2} b_{33} A_3 &= 0; \\ \omega_3 - \omega_3^* + \frac{R_{y33}}{\Omega_3 \omega_3} \left(\frac{1}{2} K_3 z_k^3 W^3 + \frac{1}{8} K_3 K_9 A_3^2 W - \frac{1}{2} K_1 z_k W \right) &= 0 \end{aligned} \quad (8)$$

позволяет определить амплитуду стационарных автоколебаний из выражения

$$A_3^2 = \frac{4}{3 K_3} \left(\frac{K_1}{S_{13}^2 \cdot L_{17}^2} + \frac{b_{33}}{R_{y33}^{cr} \cdot \psi_3 \cdot S_{13}^3 \cdot L_{17}^3 (2m S_{33} - S_{13})} - \frac{3 K_3 z_k^2 W^2}{S_{13}^2 \cdot L_{17}^2} \right) \quad (9)$$

Условие вещественности амплитуды выражается неравенством

$$\frac{1}{K_3} \left(\frac{K_1}{S_{13}^2 \cdot L_{17}^2} + \frac{b_{33}}{R_{y33}^{cr} \cdot \psi_3 \cdot S_{13}^3 \cdot L_{17}^3 (2m S_{33} - S_{13})} - \frac{3 K_3 z_k^2 W^2}{S_{13}^2 \cdot L_{17}^2} \right) > 0 \quad (10)$$

Совместное решение уравнений системы (8) определяет также стационарные значения скорости вращения выходного звена привода машины в соответствии с выражением

$$\begin{aligned} 5 M_y^{cr} K_3 z_k^3 W^3 + \left[S \cdot L_{17}^2 \dot{b} - M_y^{cr} K_1 z_k - \right. \\ \left. - \frac{2 z_k^2 b_{33}}{S_{13} (S_{33} \cdot 2m - S_{13})} \right] W + (P \cdot L_{17}^2 \dot{b} - K_3 M_H L_{17}^2 - M_y^{cr}) = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

Здесь система (8) и уравнение (11) показаны только применительно к диапазону регулятора характеристики двигателя.

Из третьего уравнения системы (8) определяется частота автоколебаний машины ω_3^* .

Найденные значения амплитуды и частоты автоколебаний позволяют установить динамические реакции на колесах машины, нагрузки в ее тяговом приводе и рывочем оборудовании, а также показатели уровня вибрации на рывочем месте машиниста.

Для анализа переходных и стационарных режимов автоколебаний нульдозера созданы программы для ЭВМ АТ 386/387. В результате этого анализа выявлены закономерности изменения основных параметров автоколебаний нульдозера. В частности установлено, что у опытного образца пневмоколесного нульдозера большинство геометрических параметров являются рациональными с точки зрения возникновения автоколебаний.

На рис.3 и рис.4 приводятся графические зависимости параметров автоколебаний (амплитуды, частоты, начальной скорости вращения вала

двигателя) соответственно от суммарной вертикальной реакции нагрузок на ведущие колеса R_y^{cr} и передаточного числа \dot{L}_{TP} МТ нульдозера при общем случае его первоначального нагружения. Данные графиков показывают, что амплитуда автоколебаний Ω_0 возрастает по величине при увеличении R_y^{cr} , а также при работе машины на более низких передачах. Однако, при значении R_y^{cr} равном 8,8 кН автоколебания в системе не проявляются по причине неустойчивости такого режима.

При тех же основных исходных данных системы, но при передаточном числе \dot{L}_{TP} , равном 150,7 автоколебания нульдозера не проявляются при значении R_y^{cr} , равном 9,1 кН, а при работе нульдозера на 1-ой передаче с ходорумножителем ($\dot{L}_{TP} = 172,4$) - при значении R_y^{cr} , равным 9,8 кН.

Анализ устойчивости приближенных периодических решений системы (3) сводится к рассмотрению критериев Рауса-Гурвица, определяющих характеристическое уравнение системы "в вариациях"

$$\lambda^2 + D_1 \lambda + D_2 = 0 \quad (12)$$

Автоколебания устойчивы, когда выполняются критерии

$$D_1 = -(b_{11} + b_{22}) > 0; \quad D_2 = b_{11} b_{22} - b_{12} \cdot b_{21} \quad (13)$$

где

$$b_{11} = \frac{\partial \Phi(W, A_3)}{\partial W}; \quad b_{12} = \frac{\partial \Phi(W, A_3)}{\partial A_3};$$

$$b_{21} = \frac{\partial \Phi_3(W, A_3)}{\partial W}; \quad b_{22} = \frac{\partial \Phi_3(W, A_3)}{\partial A_3} \quad (14)$$

В выражениях (13) и (14) $\Phi(W, A_3)$ и $\Phi_3(W, A_3)$ - правые части первых двух уравнений системы (3), а вычисление коэффициентов $b_{11}, b_{12}, b_{21}, b_{22}$ производится для стационарных значений угловой скорости $W_c^{(i)}$ и амплитуды $A_{3c}^{(i)}$.

Определяющими для оценки устойчивости стационарных режимов автоколебаний системы является второй критерий D_2 из (13).

Устойчивость автоколебаний в динамической системе нульдозера в значительной степени определяется характеристиками двигателя, тягового привода.

Для оценки влияния характеристики двигателя (привода) на развите и установление автоколебаний в работе приводится графический признак устойчивости стационарных режимов автоколебаний машины.

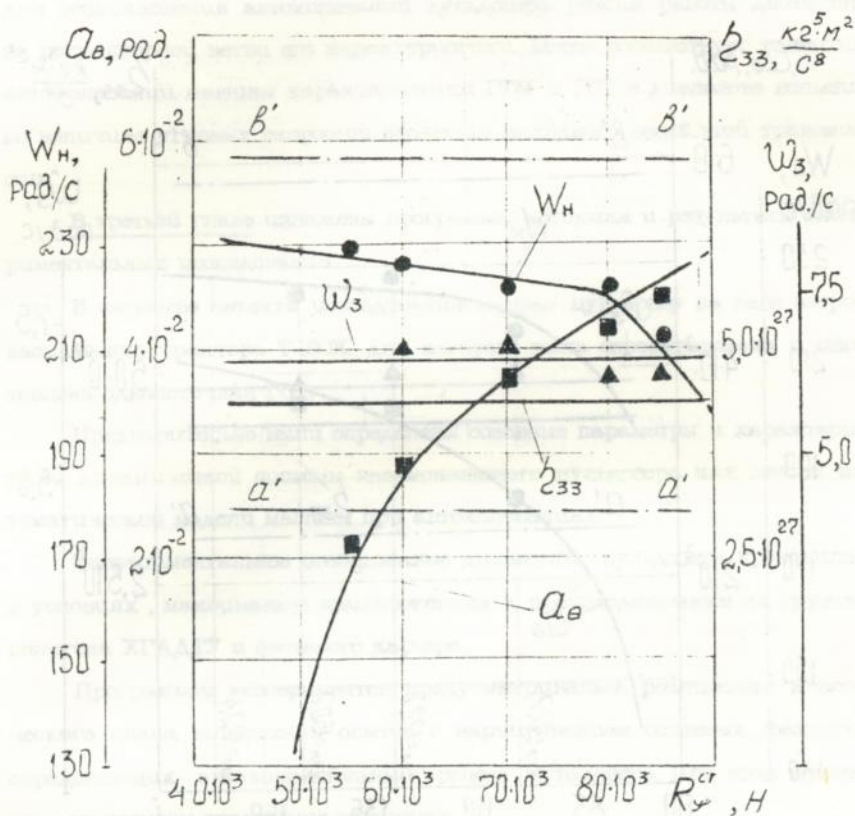


рис. 3. Зависимости основных параметров автоколебаний нульдозера от R_{cr}^*
Случай ошций

— зависимости теоретические при исходных данных:

$$d_1 = 1,091 \cdot 10^{-4}, \alpha_1 = 3,66 \cdot 10^{-3}, i_{tr} = 127,7, I_0 = 7,625 \cdot 10^4, C_{ин} = C_{из} = 7,0 \cdot 10^5, \\ \eta_{ин} = \eta_{из} = 7,0 \cdot 10^3, C_6^* = C_7^* = 4,0 \cdot 10^3, \eta_6^* = \eta_7^* = 3,5 \cdot 10^5, Q_{\theta 0} = 0,6 \cdot 10^{-2}, W_H = 224,37, \omega_3 = 6,71$$

▲, ■, ● — экспериментальные данные соответственно по частоте, амплитуде, начальной скорости вращения вала двигателя при работе машины на суглинке II категории

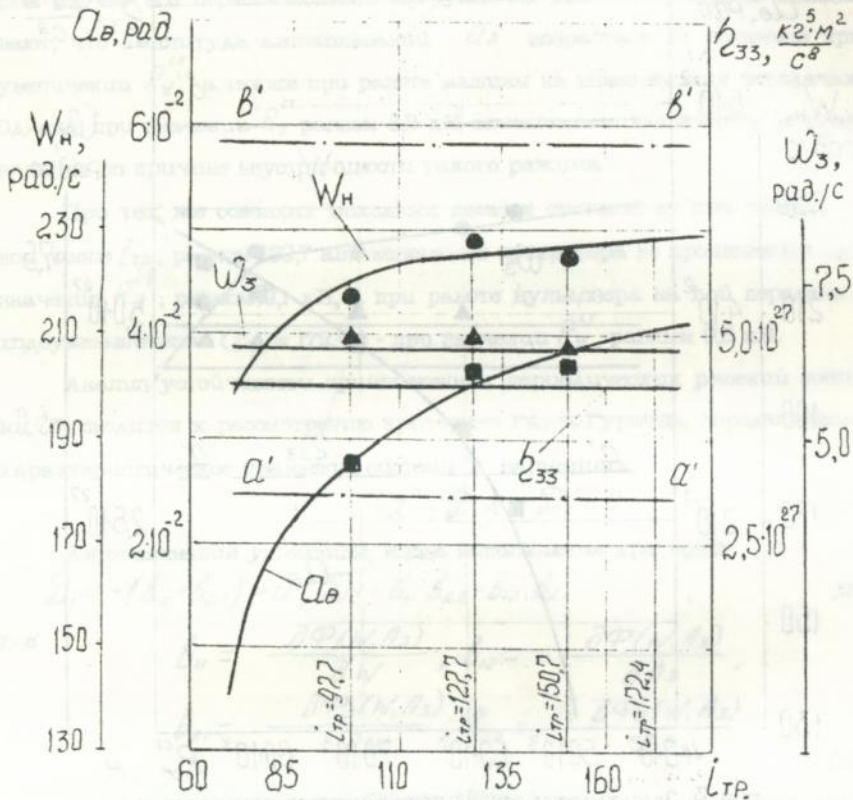


рис. 4 Зависимости основных параметров автоколебаний

нульдозера от l_{TP}

Случай ошций

— зависимости теоретические при исходных данных:

$$K_{TP} = 70,2 \cdot 10^3, \quad \alpha_1 = 1,091 \cdot 10^{-1}, \quad \alpha_3 = 3,66 \cdot 10^{-3}, \quad I_0 = 7,625 \cdot 10^4, \quad C_{инт} = C_{изв} = 7,0 \cdot 10^5,$$

$$\eta_{инт} = \eta_{изв} = 7,0 \cdot 10^3, \quad C_1' = C_1 = 4,0 \cdot 10^5, \quad \eta_1' = \eta_1 = 3,5 \cdot 10^3, \quad \alpha_{инт} = 0,6 \cdot 10^{-2}, \quad W_n = 224,37, \quad \omega_3 = 6,71$$

$\blacktriangle, \blacksquare, \bullet$ — экспериментальные данные соответственно по частоте, амплитуде, начальной скорости вращения вала двигателя при работе машины на суглинке II категории

Машина с двигателем (приводом), имеющим крутую характеристику, наиболее предрасположена к автоколебаниям. Особенно неблагоприятен для возникновения автоколебаний нульдозер режим работы двигателя на регуляторной ветви его характеристики. Менее способствует развитию автоколебаний машины характеристики ГТМ и ГОТ в диапазоне больших по величине угловых скоростей вращения выходного звена этой трансмиссии.

В третьей главе изложены программа, методика и результаты экспериментальных исследований.

В качестве объекта исследования выбран нульдозер на базе энергонасыщенного трактора Т-150К, для которого была спроектирована и изготовлена однопоточная ГОТ.

Предварительно были определены основные параметры и характеристики динамической системы пневмоколесного нульдозера как основы математической модели машины при автоколебаниях.

Экспериментальное исследование динамики нульдозера проводилось в условиях, максимально приближенных к производственным на грунтах полигона ХГАДТУ и песчаного карьера.

Программой экспериментов предусматривалась реализация классического плана выполнения опытов с варьированием основных факторов, определяющих автоколебательный процесс нульдозера. При этом измерялись во времени следующие величины:

- горизонтальное усилие на рабочем оборудовании;
- крутящие моменты на колесных полуосях;
- давление рабочей жидкости в ГОТ;
- ускорение в центре масс машины и на рабочем месте машиниста;
- вертикальная нагрузка на мосты;
- давление рабочей жидкости в гидросистеме управления рабочим оборудованием;
- частота вращения колес трактора;
- действительная скорость машины и пройденный путь.

ЛНБ ім. В. Стефаніка
АН України

Попутно проводились также сравнительные испытания нульдозера с МТ и ГОТ на техническую производительность.

Измерение факторов в основном производилось методами тензометрии, а регистрация измеряемых величин - измерительно - регистрирующей аппаратурой, устанавливаемой в кабине трактора. Тензометрическая станция включала силовой блок (электронный стабилизатор питания, систему защиты, коммутационную схему), блок преобразователей - усилителей АХВ61В, блок коммутации каналов измерения.

В составе измерительно - регистрирующей аппаратуры применялся осциллограф К12-22. Электропитание аппаратуры осуществлялось двумя аккумуляторными батареями НКН-4Б.

Осциллограммы и визуальные наблюдения позволили установить картину развития автоколебаний нульдозера. Колебания эти низкочастотные (0,5 ... 3,6 Гц) и имеют почти гармонический характер. Меньшие значения частот соответствуют работе машины на относительно сырых грунтах. Работе машины на плотных и прочных грунтах сопутствуют автоколебания верхнего уровня частот. С повышением жесткости динамической системы нульдозера возрастает частота его колебаний.

Осциллограммы режимов нагружения нульдозера свидетельствуют, что колебания усилил на мостах, давления рабочей жидкости в гидродо цилиндрах управления рабочим органом, ускорения в центре масс, нагрузки на рабочее оорудование и в трансмиссии синхронны между собой.

Экспериментально зафиксировано, что коэффициент динамичности по крутящим моментам на передних полуосях трансмиссии машины при автоколебаниях достигает значения 1,6, а на задних - 2,8.

Установлено, что при автоколебаниях горизонтальные нагрузки на рабочее оорудование изменяются незначительно, но для вертикальных нагрузок на то же оорудование коэффициент динамичности достигает величины 2,3.

Величина амплитуды высокочастотных колебаний крутящих моментов на колесных полуосях составляет не более 8% от величины этих моментов перед началом автоколебаний машины. Эти колебания вызываются

как возмущениями со стороны двигателя, так и свободными колебаниями масс трансмиссии. Их частота не менее, чем на порядок превышает частоту автоколебаний нульдозера.

При одних и тех же параметрах и характеристиках динамической системы на всех стадиях автоколебательного нагружения нульдозера период его колебаний практически не изменяется.

При работе на суглинке II категории и суглинке укатанном установлена склонность нульдозера к самовозбуждению автоколебаний. Чем больше по величине начальная амплитуда колебаний машины, тем скорее процесс установления автоколебаний.

Эксперименты не обнаружили автоколебаний нульдозера с МТ для случая с вывешенным задним мостом и при его работе на песке.

При испытаниях нульдозера с ГОТ автоколебания или не проявлялись, или проявлялись незначительно. Объясняется это ограничением тягового усилия предохранительным клапаном в гидросистеме ГОТ и демпфирующими свойствами объемного гидропривода. В общем же случае при достаточном запасе мощности привода автоколебания пневмоколесного нульдозера также могут проявляться при оснащении его ГОТ.

При работе на суглинке II категории изменение давления воздуха в шинах колес в диапазоне $0,04 \div 0,2$ МПа не оказывает значительного влияния на выходные параметры автоколебательного процесса нульдозера.

При опытах на укатанном суглинке (случай с вывешенным передним мостом) влияние фактора давления воздуха в шинах задних колес значительно, особенно в диапазоне малых давлений.

Величина амплитуды автоколебаний больше при работе нульдозера с МТ на нижней передаче коронки передач (рис.3).

При увеличении суммарной вертикальной нагрузки на ведущих колесах амплитуда автоколебаний машины возрастает до некоторого момента (рис.4). Например, при работе на суглинке II категории и на третьей передаче с ходоуменьшителем ($i_7=127,7$) автоколебания нульдозера уже не проявляются при величине вертикальной нагрузки на мосты, равной примерно 8,9 кН. Объясняется это тем обстоятельством, что при большем зна-

ченши этой нагрузки на мосты двигатель машины работает на перегрузочной ветви своей характеристики. Малой отрицательной крутизны этого диапазона характеристики двигателя недостаточно, чтобы автоколебания машины были устойчивыми, т.е. осуществимыми.

Эксперименты подтвердили результаты теоретического исследования в том, что автоколебания нульдозера происходят при неполной разгрузке пневматиков, что является фактором, ограничивающим амплитуду автоколебаний (прямые $\alpha' - \alpha'$ и $\beta' - \beta'$ на рис.3 и рис.4).

Данные испытаний свидетельствуют, что виброускорения на рабочем месте машиниста при характерных для пневмоколесного нульдозера частотах автоколебаний в 3-5 раз превышают нормируемые стандартами.

Анализ экспериментальных и теоретических данных автоколебательных процессов нульдозера показал, что расхождение между ними не превышает 13%.

В четвертой главе представлены основные результаты исследования автоколебаний пневмоколесного нульдозера. Приводятся методики расчета уровня вибрации на рабочем месте машиниста и динамических нагрузок в отдельных узлах и элементах машины, даются практические рекомендации.

Показаны два пути технического решения проблемы снижения уровня вибрации и динамической нагруженности трансмиссии, отдельных узлов ходовой части и рабочего оборудования машины при автоколебаниях.

Первый из них связан с включением в колебательную систему дополнительных сопротивлений: демпферов сухого и вязкого трения и т.п.

Второй путь предусматривает управление механической характеристикой привода, ее коррекцию в нужном направлении.

Приводится теоретическое обоснование технического решения задачи гашения автоколебаний нульдозера с помощью устройства, защищеного Авт.ав. N 1713843A1.

Практика эксплуатации ГОТ и ГМТ показывает, что эти трансмиссии легко поддаются автоматическому регулированию с целью придания

машине лучших технических и эксплуатационных качеств. Для гашения автоколебаний нульдозера можно включать, например, в гидросхему ГОТ управляемый дроссель, а для автоматического регулирования гидротрансформаторов ГМТ применять широко известные схемы объемного регулирования внешних характеристик за счет дросселирования жидкости в системе питания или за счет установки дроссельной заслонки в их рабочей полости.

Общие результаты и выводы

Разработанные в диссертации теоретические положения, выполненные на этой основе опыты и анализ, результаты экспериментов позволили сформулировать следующие основные выводы:

1. Установлена автоколебательная природа связанных колебаний пневмоколесного нульдозера при полном нулеоании его движителей. Причиной таких колебаний машины является наличие падающего участка (отрицательного сопротивления) в нелинейной характеристике трения скольжения колес относительно опорной поверхности.

2. Для выявления физической картины автоколебаний, определения и уточнения закономерностей и параметров автоколебательных процессов проведены полевые испытания пневмоколесного нульдозера с двумя типами трансмиссий: механической и гидрообъемной. В этих целях была спроектирована, изготовлена и установлена на экспериментальный нульдозер на базе трактора Т-160К гидрообъемная трансмиссия.

3. Разработаны динамическая схема и математическая модель пневмоколесного нульдозера при автоколебаниях, адекватность которой реальным автоколебательным процессам натурной машины подтверждена результатами проведенных экспериментов.

4. Установлено, что пневмоколесный нульдозер при автоколебаниях представляет собой слабовозмущенную нелинейную динамическую систему. Экспериментально и теоретически определены основные закономерности и параметры автоколебательных процессов нульдозера с тремя

типами трансмиссий: механической, гидрообъемной и гидромеханической. Исследованы переходные и стационарные режимы автоколебаний. Колебания эти низкочастотные и находятся в основном в интервале частот 0,5-3,6 Гц.

Выявлено, что устойчивость стационарных режимов автоколебаний машины в значительной степени зависит от характеристики ее привода.

Установлено, что по условию взаимодействия колебательной системы с приводом энергонасыщенная машина с механической трансмиссией наиболее склонна к автоколебаниям по сравнению с ее аналогами с другими типами тягового привода. При прочих равных условиях развитие автоколебательного процесса до стационарного режима у бульдозера с гидрообъемной и гидромеханической трансмиссиями протекает значительно быстрее, чем у аналога с механической трансмиссией.

6. Фактором, ограничивающим амплитуду автоколебаний машины по условию взаимодействия ее колебательной системы с двигателем (приводом), является отрыв пневматиков от опорной поверхности.

6. Значительно влияние геометрических параметров бульдозера на выходные параметры его автоколебаний. Одним из решающих факторов развития автоколебаний машины является характеристика трения между пневматиками и опорной поверхностью. Теоретические и экспериментальные исследования не выявили автоколебаний бульдозера на песке. Главными причинами отсутствия автоколебаний бульдозера при его работе на песке являются незначительная отрицательная крутизна характеристики трения скольжения между пневматиками и опорной поверхностью, а также более высокие демпфирующие свойства песка.

7. Проведенные исследования показали, что на величину главного параметра автоколебаний, амплитуды, значительное влияние оказывает передаточное число механической трансмиссии машины. На более низкой передаче значение амплитуды колебаний больше. Было выявлено также, что амплитуда автоколебаний при увеличении суммарной вертикальной нагрузки на ведущие колеса до определенного момента во-

зрастает, при дальнейшем ее увеличении автоколебания в системе не возникают.

8. Выполненное исследование показало, что достаточно просто технически, без дополнительных затрат избежать автоколебательного нагружения пневмоколесного нульдозера с гидрообъемной трансмиссией. Для этого необходимо тяговый расчет такого нульдозера выполнить из условия, чтобы максимальное давление рабочей жидкости в гидротрансмиссии соответствовало бы незначительному превышению максимальной силы тяги машины по сцеплению.

9. Проведенные исследования означают два направления в техническом решении проблемы гашения автоколебаний пневмоколесных ЭТМ. Первое направление связано с включением в динамическую систему машины дополнительно демпферов сухого или вязкого трения, других сопротивлений в момент начала развития автоколебаний.

Второе направление предусматривает при развитии автоколебаний активную корректировку характеристики тягового привода машины,

По первому направлению разработано устройство, защищенное авторским свидетельством N 1713843A1.

Реализация второго направления достаточно проста с учетом того, что на сегодня имеются эффективные способы и технические средства автоматического регулирования гидрообъемной и гидромеханической трансмиссий.

10. Предложены методики расчета уровня вибрации на рабочем месте машиниста и динамических нагрузок на рабочее оборудование, в трансмиссии и в отдельных узлах ходовой части машины при автоколебаниях. Методики позволяют рассчитывать параметры автоколебательных режимов машины и на стадии ее проектирования, и на стадии эксплуатации в зависимости от ее конструктивных параметров и грунтовых условий работы.

Анализ выполненных расчетов уровня вибрации при различных сочетаниях исходных данных динамической системы нульдозера в различных грунтовых условиях показал, что величина ускорения на рабочем

могте машины в 3,6 раз превышает нормируемые по ГОСТУ 12.2.019-76 значения.

Коэффициент динамичности по крутящим моментам для колесных полусосей переднего моста и примыкающих к нему элементов ходовой части достигает $1,6 \div 1,8$, а заднего моста — $2,4 \div 2,8$.

Коэффициент динамичности для вертикальной нагрузки на рабочее оборудование в зависимости от грунтовых условий работы машины достигает $2,0 \div 2,3$.

Ориентировочный народнохозяйственный эффект от внедрения результатов исследования в производство составил в ценах по состоянию на 1.01.1990г. 52 тыс.руб. из расчета на выпуск 85 нульдозеров в год.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Истомин В.П., Назаров А.В. и др.

Автоматический тормозной привод колесной машины. А.С.№ 1713843 А1. Опубл. в Б.И., 1992, №7.

2. Истомин В.П., Беседин Ю.Б.

Сравнительные испытания нульдозера на базе трактора Т-180К с механической и гидрообъемной трансмиссиями. Республиканская научно-техническая конференция "Повышения эффективности землеройно-транспортных машин". Тезисы докладов, -Харьков 1984, с.127.

3. Истомин В.П., Назаров А.В. О связанных колебаниях колесной землеройно-транспортной машины и возникающих экстремальных нагрузках. Областная конференция "Достижения ученых - народному хозяйству". Харьков март-сентябрь 1990г. Тезисы докладов. -Харьков 1990, с.224-226.

4. Истомин В.П. Влияние автоколебаний машины для земляных работ на автоматизацию ее производственного процесса. Республиканская научно-техническая конференция "Механизация производственных процессов в водохозяйственном строительстве" 28-29 ноября 1990г. Тезисы докладов и сообщений. -Ровно, 1990, с.31

6. Назаров А.В., Истомин В.П.

Испытания нульдозера с гидрообъемной трансмиссией. Научно-техническая конференция "Повышение эффективности проектирования и испытаний автомобилей (в том числе для о/х). Тезисы докладов. Горький, 1984, с.31.

6. Назаров А.В., Истомин В.П.

Об аятоколенательном нагружении колесной землеройно-транспортной машины. Научно-техническая конференция "Повышение эффективности проектирования и испытаний автомобилей". Тезисы докладов и сообщений. Горький, 1987, с.80-89.

7. Назаров А.В., Истомин В.П.

Сравнительные испытания нульдозера на тракторе Т-150К. Всесоюзная конференция "Социально-экономические проблемы научно-технического прогресса в новых условиях хозяйствования". Тезисы докладов. Кутаиси, 1989, с.

8. Назаров А.В., Истомин В.П. Нагруженность одноковшового пневмоколесного фронтального погрузчика в рывочном процессе. Всесоюзная научно-техническая конференция "Повышение надежности и экологических показателей автомобильных двигателей". Тезисы докладов и сообщений. - Горький, 1990, с.116-117.

9. Ничке В.В., Зеркалов Д.В., Истомин В.П. Определение скорости опускания отвала нульдозера. В сб. Горные, строительные и дорожные машины. - Киев Техника, 1977, вып. 24, с.28-34.

Отдел технического обслуживания

Кришнин А.Б.

План до 1994 г. 31 35 форма 7

План до 1994 г.

Уч. до 1994 г.

Уч. до 1994 г.

Уч. до 1994 г.

Уч. до 1994 г.

Уч. до 1994 г.

Уч. до 1994 г.

Уч. до 1994 г.

Уч. до 1994 г.

Істомін В.П. Динаміка пневмоколісного нульдозера при автоколюваннях.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук з спеціальності 06.06.04. - машини для земляних та дорожніх робіт. Харківський державний автомобільно - дорожній технічний університет, Харків, 1996р.

Захищається робота, яка містить в собі теоретичні дослідження динаміки пневмоколісного нульдозера при повному ковзанні ходової частини, а також результати експериментального дослідження його навантаження в цьому режимі:

Встановлена автоколивальня природа навантаження нульдозера при повному ковзанні ходової частини.

Визначено, що коефіцієнт динамічності по навантаженням на окремі вузли нульдозера при його автоколюваннях досягає 2,3, а рівень колювань на робочому місці машиніста в декілька раз перевищує допустимі по нормам охорони праці.

Розроблені математична модель нульдозера при автоколюваннях, методика визначення динамічних навантажень в вузлах машини, рівні колювань на робочому місці машиніста, визначеній напрямком рішення проблеми зниження автоколювань нульдозера з різними типами приводів.

Упровадження результатів виконаного дослідження дозволяє значно покращити експлуатаційні характеристики пневмоколісного нульдозера на стадії проектування.

Ключові слова: динаміка, параметри автоколювань, навантаження, ковзання ходової частини, трансмісія

Istomin V.P. Dynamics of pneuma - wheel bulldozer with autooscillations.

Dissertation for an academic degree of Candidate of Science (Technology) on the speciality 06.06.04. - machines for an earthen and road tasks. Kharkov State Automobile-road Technical University. Kharkov, 1996.

The manuscript of dissertation under defence contains theoretical study of pneuma - wheel bulldozer with complete skidding of wheels and results of experimental investigation of its loading in this regime:

It was found out that nature of bulldozer's loading with complete skidding of wheels is autooscillatory nature.

It was determined that coefficient of impact in loadings on separate units of bulldozer with its autooscillations reaches 2,5 and that level of vibration on operator's seat exceeds admissible by several times according to standards of labor's protection.

The mathematics bulldozer's simulations and methodic of determination of dynamic loadings in machine units and vibration level on operator's seat were worked out. The guidelines for solving of problem of reduction of bulldozer's autooscillation with different types of drive were determined.

The adoption of results of investigation fulfilled permits to improve operating qualities of pneuma - wheel bulldozer on design stage considerably.

The clue words: dynamics, parameters of autooscillations, loading, skidding of wheels, transmission

Ответственный за выпуск

Крапивин А.Б.

Підп. до друку 3.11.95.	Форма т
Папір газетний	Ризографія (друк офсетн.)
Ум. др. арк. 1,0	Ум. вид. арк.
Тир. 100 прим.	За м. 229

ХДАДТУ, 310078, Харків, вул. Петровського, 25.

Харківський державний автомобільно-дорожній
технічний університет, РВВ.

446213

Ab 33 387
AB 33.387

Характеристики веществ и соединений
вещества, соединения, вещества

Характеристики веществ и соединений