

ISSN0134—4714

АВТОТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ

**Автоматические
системы управления
мобильными машинами
Вып. 12**

Министерство высшего и среднего специального образования БССР

Белорусский ордена Трудового Красного Знамени
политехнический институт

РЕСПУБЛИКАНСКИЕ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ СБОРНИКИ

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

ВЫПУСК 12

**АВТОМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
МОБИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ**

Минск "Вышэйшая школа" 1979

629.11

A 22

Главный редактор доктор технических наук,
профессор Н.Ф. Метлюк

Редакционный совет:

А.Ф. Андреев, С.М. Белов, М.П.Бренч, Г.Ф.Бутусов,
М.С. Высоцкий, А.И. Гришкевич, В.В.Гуськов, В.В. Ка-
цыгин, И.П. Ксеневич, Г.М.Кокин, А.Х. Лефаров, Г.И.
Мамити, М.А. Разумовский, А.Т. Скойбеда, А.Ф. Ти-
хонов, Р.И. Фурунжиев.

Ответственный за выпуск А.Ф. Андреев

Сборник содержит статьи, освещающие результаты теорети-
ческого и экспериментального исследования и совершенствова-
ния пневматических, гидравлических, электрических, механи-
ческих и комбинированных систем управления и автоматичес-
ких регуляторов автомобилей и тракторов.

Описываются также новые конструкции регуляторов, приво-
дов и элементов систем автоматического регулирования. Боль-
шое внимание уделяется определению и улучшению динамичес-
ких характеристик систем управления и их элементов.

Сборник предназначен для инженерно-технических работни-
ков заводов и научно-исследовательских институтов, а также
для преподавателей, аспирантов и научных сотрудников вузов.

$\frac{31803--041}{M304(05)--79}$ 109--79 (C) Издательство "Высшая
школа", 1979

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ВЕДУЩЕГО МОСТА

Сельскохозяйственные тракторы со всеми ведущими колесами имеют управляемый межосевой привод с принудительным или автоматическим включением дополнительного ведущего моста. Автоматическое включение обеспечивают, как правило, с помощью муфты свободного хода роликового или храпового типа. Для таких муфт характерно частое подключение моста в работу при движении по неровной твердой поверхности, что вызывает колебательное изменение нагрузок в трансмиссии. На рис. 1...3 приведены результаты испытаний колесного трактора МТЗ-82АЛ при движении по дороге с асфальтовым покрытием, имеющей искусственные неровности. Исследования показывают, что на включение привода влияет скорость изменения вертикальных нагрузок и крутящих моментов колес (рис. 1, 2). Как видно из рис. 3, замыкание муфты свободного хода сопровождается резким изменением крутящего момента в приводе передних колес трактора от отрицательных до положительных значений.

В последнее время разработаны фрикционные муфты свободного хода с усилительно-преобразующим устройством и гидравлическим управлением, расчетная схема которых представлена на рис. 4.

На детали фрикционной муфты действуют упругие моменты M_2 и M_5 , а также сила P - сила сопротивления перемещению золотника. Кроме того, на детали муфты, связанные между собой фрикционным элементом C , при буксовании последнего действует момент трения M_T . В расчетной схеме также учтено сухое трение M_{C_2} , возникающее при относительном перемещении элементов 1 и 2. Момент трения

$$M_T = Q(x) \cdot \bar{\mu} R Z (1+K),$$

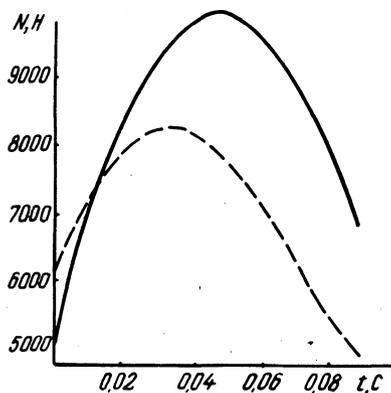


Рис. 1. Изменение динамической составляющей реакции дороги на передний мост в процессе включения обгонной муфты: --- обгонная муфта не включилась; — обгонная муфта включилась (те же условные обозначения для рис. 2 и 3).

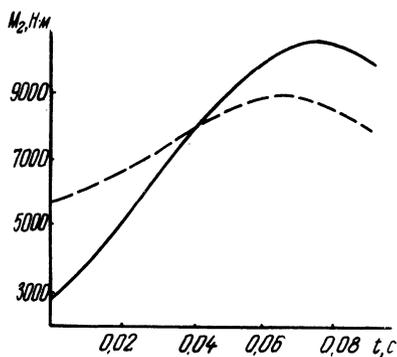


Рис. 2. Изменение крутящего момента на задних колесах в процессе включения обгонной муфты.

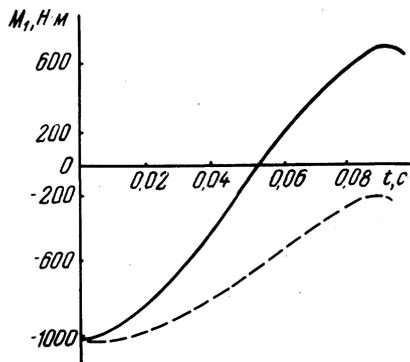


Рис. 3. Изменение крутящего момента на передних колесах в процессе включения обгонной муфты.

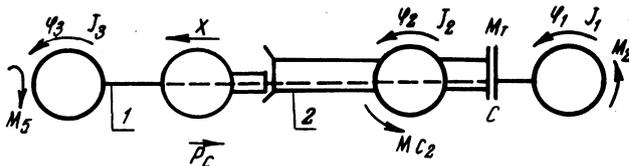


Рис. 4. Расчетная схема фрикционной муфты с усиленно-преобразующим устройством.

где $Q = \varphi(x)$ – усилие на поршень муфты; $\mu = f(\omega_{\text{отн}})$ – коэффициент трения между дисками муфты; R – средний радиус дисков муфты; Z – число пар трения; K – коэффициент, учитывающий величину сухого трения M_{c_2} ; x – перемещение золотника управления.

Ниже приводим дифференциальные уравнения движения ведомой и ведущей масс муфты при буксовании

$$\left. \begin{aligned} (J_2 + J_3) \ddot{\varphi}_3 &= -M_T + M_5 \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_T - M_2 \end{aligned} \right\} \varphi_2 = \varphi_3 > \varphi_1 ;$$

$$\left. \begin{aligned} (J_2 + J_3) \ddot{\varphi}_3 &= M_T - M_5 \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 &= -M_T + M_2 \end{aligned} \right\} \varphi_2 = \varphi_3 < \varphi_1 .$$

В общем случае уравнение движения масс привода при относительном их движении будет

$$\begin{aligned} (J_2 + J_3) \ddot{\varphi}_3 &= M_T \operatorname{sign}(\omega_{\text{отн}}) - M_5 \operatorname{sign}(\omega_{\text{отн}}); \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 &= -M_T \operatorname{sign}(\omega_{\text{отн}}) - M_2 \operatorname{sign}(\omega_{\text{отн}}); \\ \omega_{\text{отн}} &= \varphi_1 - \varphi_3, \end{aligned}$$

где J_1 – приведенный момент инерции деталей трансмиссии; J_2 – приведенный момент инерции ведомой полумуфты; J_3 – приведенный момент инерции деталей привода переднего моста.

После прекращения буксования фрикционного элемента C уравнение движения принимает вид

$$\begin{aligned} (J_1 + J_2 + J_3) \ddot{\varphi}_1 &= M_2 - M_5; \\ \varphi_1 &= \varphi_2 = \varphi_3. \end{aligned}$$

Процесс выключения фрикционной муфты может быть описан следующей системой дифференциальных уравнений, при этом $\varphi_3 > \varphi_2$:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_T - M_2; \quad J_2 \ddot{\varphi}_2 = M_{c_2} - M_T;$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 = M_5 - M_{c_2}; \quad m_4 \ddot{x} = Cx - R_c^I,$$

а процесс включения (при условии $\varphi_2 > \varphi_3$):

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = -M_T + M_2;$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = M_T - M_{c_2} - \frac{R_c}{\operatorname{tg} \beta} r_k;$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 = M_T - M_5;$$

$$x = l \frac{\varphi_2 - \varphi_3 - \alpha}{\beta} \geq 0,$$

при этом $\varphi_2 - \varphi_3 \leq \delta^*$ (если $x < 0$, то $R_c = 0$), где l - высота кулачков ведомой полумуфты; α - угловой зазор в кулачковой муфте; β - угол подъема кулачков; R - сила сопротивления перемещению золотника; r_k - средний радиус кулачков; m_4 - приведенная масса золотника и деталей его привода; δ^* - угловой люфт в шлицах.

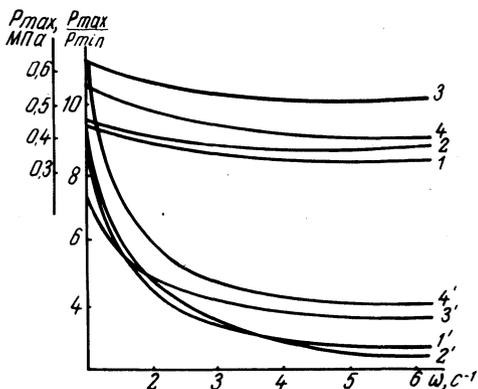


Рис. 5. Зависимость давления в системе от частоты колебания ведущего элемента муфты.

Из уравнения равновесия сил, действующих на золотник, найдем

$$R_c = (R_{гд} + R_{и} + R_{стз} + R_{втз} + R_{пр}) (1 + K),$$

где $R_{гд}$ - осевая гидродинамическая сила; $R_{и}$ - сила инерции золотника и деталей его привода; $R_{стз}$ - сила сухого трения золотниковой пары; $R_{втз}$ - сила вязкого трения золотниковой пары; $R_{пр}$ - сила упругости пружины; K - коэффициент, учитывающий сухое трение на шлицах кулачковой полумуфты.

Значение каждой составляющей силы R_c определяется по известным формулам [1...3].

На рис. 5 приведены результаты экспериментальных исследований изменения амплитуды давления в гидросистеме в зависимости от частоты колебания ведущего элемента муфты. Испытания проводились при двух значениях давления в питающей линии: 0,5 и 0,7 МПа и изменении частоты колебания от 1 до 7 с^{-1} . Графики 1...4 показывают, что изменение максимального давления в гидросистеме при амплитуде угла поворота ведущего элемента 0,5...0,65 рад достигают 60...70%. С увеличением частоты колебания ведущего элемента муфты выше 5 с^{-1} амплитуда давлений в гидросистеме уменьшается и в зависимости от входных параметров устанавливается в пределах 2...4. Это показывает, что выходные параметры привода с гидроруляемой фрикционной муфтой существенно зависят от входных воздействий, что является основным его отличием от существующих конструкций.

Л и т е р а т у р а

1. Хаймович Е.М. Гидропривод и гидроавтоматика станков. М., 1959. 2. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М., 1975. 3. Колпакова Н.П. Пневматический механизм как элемент системы автоматического управления. – В сб.: Автоматическое регулирование авиадвигателей, № 2. М., 1960.

УДК 629.114.2

Ю.Е.Атаманов, канд.техн.наук,
В.В.Теленченко, Г.А.Гаяновский

ВЛИЯНИЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПОДКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДНЕГО ВЕДУЩЕГО МОСТА НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА 4x4

В настоящей работе исследовалась нагруженность трансмиссии при трогании и разгоне трактора МТЗ-82А с прицепом 2ПТС-4 по грунтовой дороге на различных передачах в зависимости от режимов работы переднего моста (ведомый, автоматический, принудительное включение) и величины кинематического несоответствия, что необходимо для более обоснованного расчета автомата включения переднего моста и трансмиссии трактора.

Для исследования поставленной задачи была составлена динамическая модель машинно-тракторного агрегата (рис. 1), состоящая из восьми инерционных масс J_i , связанных между собой условными безынерционными валами с жесткостью c_{i+1} . Кроме того, на схеме обозначены углы закручивания φ_i и угловые скорости ω_i . Динамическая система составлена на основании известных методик [1] и состоит из следующих масс, характеризующих приведенными моментами инерции: J_1 - движущихся масс двигателя; J_2 - ведомых частей муфты сцепления; J_3 - ведущих элементов фрикциона коробки передач (КП); J_4 - ведомых элементов трансмиссии; J_5, J_8 - соответственно задних и передних ведущих колес; J_6, J_7 - поступательно движущихся масс трактора и прицепа.

На модель машинно-тракторного агрегата (МТА) действуют, с одной стороны, крутящий момент двигателя M , а с другой - приведенные моменты сопротивления качению колес трактора M_{f1}, M_{f2} и прицепа M_c . Главная муфта сцепления трактора, фрикцион КП и предохранительная муфта в приводе переднего моста моделируются муфтами Φ_1, Φ_2 и Φ_3 .

Механизм сцепки с зазором ψ_2 , а также обгонная муфта в приводе переднего моста с зазором ψ_1 заменены в динамической модели люфтовой связью k_1 и k_2 . Математическое описание крутящих моментов M_{k1} и M_{k2} , передаваемых этими муфтами, представляется уравнениями.

$$M_{k_1} = \begin{cases} c_{48} (\varphi_4 - \varphi_8 - \frac{\psi_1}{2}) & \text{для } (\varphi_4 - \varphi_8) > \frac{\psi_1}{2}; \\ 0 & \text{для } (\varphi_4 - \varphi_8) \leq \frac{\psi_1}{2}; \end{cases} \quad (1)$$

$$M_{k_2} = \begin{cases} c_{67} (\varphi_6 - \varphi_7 \pm \frac{\psi_2}{2}) & \text{для } (\varphi_6 - \varphi_7) > \frac{\psi_2}{2}; \\ 0 & \text{для } (\varphi_6 - \varphi_7) \leq \frac{\psi_2}{2}. \end{cases} \quad (2)$$

Для имитации буксования ведущих колес трактора в динамическую модель МТА включены фрикционные муфты S_1 и S_2 . При этом буксование передних δ_1 и задних δ_2 колес трактора определяется зависимостью

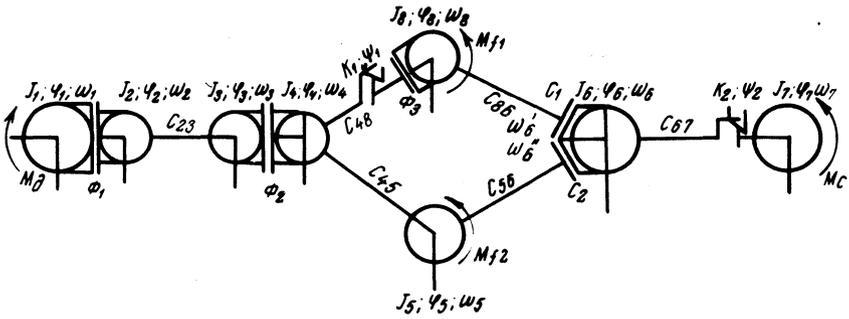


Рис. 1. Расчетная динамическая система тракторного агрегата.

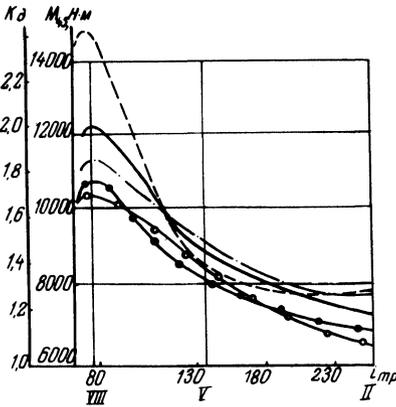


Рис. 2. Зависимость максимальных динамических нагрузок в трансмиссии трактора МТЗ-82А от передаточного числа трансмиссии. Режимы работы переднего моста:

————— ведомый;
 - - - - - $(+k_H)$ } автоматический;
 —○—○— $(-k_H)$ }
 - - - - - $(+k_H)$ } принудительное включение;
 —●—●— $(-k_H)$ }

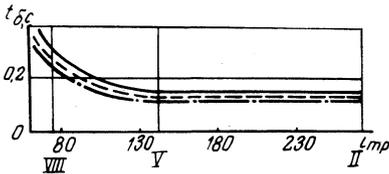


Рис. 3. Зависимость времени буксования главной муфты сцепления от передаточного числа трансмиссии. Режимы работы переднего моста: ————— ведомый; - - - - - автоматический; - - - - - принудительное включение.

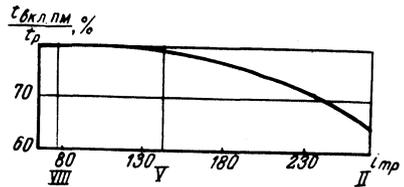


Рис. 4. Изменение активности переднего моста в зависимости от передаточного числа трансмиссии.

$$\delta_1 = \frac{\omega_6' - \omega_6}{\omega_6'} ; \quad \delta_2 = \frac{\omega_6'' - \omega_6}{\omega_6''} , \quad (3)$$

где ω_6' и ω_6'' - угловые скорости заднего конца "вала приведенной массы передних и задних колес", а ω_6 - угловая скорость "вала приведенной массы трактора".

В процессе принудительного включения переднего моста буксование передних колес определяется по формуле [2]

$$\delta_1 = \delta_2 - k_n , \quad (4)$$

где k_n - коэффициент конструктивного кинематического несоответствия.

Кроме уравнений (1) - (4) для описания динамической системы МТА используются следующие уравнения: трогание с места (при $\omega_2 < \omega_1$)

$$\begin{aligned} J_1 \dot{\omega}_1 &= M_d - M_{\phi_1} ; \\ J_2 \dot{\omega}_2 &= M_{\phi_1} - M_{23} \end{aligned} \quad (5)$$

разгон (при $\omega_2 = \omega_1$)

$$(J_1 + J_2) \dot{\omega}_2 = M_d - M_{23} , \quad (6)$$

общие для обоих процессов

$$\begin{aligned} \dot{M}_{23} &= c_{23} (\omega_2 - \omega_3) ; & J_8 \dot{\omega}_8 &= M_{k_1} - M_{86} - M_{f_1} ; \\ (J_3 + J_4) \dot{\omega}_4 &= M_{23} - M_{45} - M_{k_1} ; & \dot{M}_{86} &= c_{86} (\omega_8 - \omega_6') ; \\ \dot{M}_{45} &= c_{45} (\omega_4 - \omega_5) ; & J_6 \dot{\omega}_6 &= M_{56} - M_{86} - M_{k_2} ; \\ \dot{M}_{48} &= c_{48} (\omega_4 - \omega_8) ; & \dot{M}_{67} &= c_{67} (\omega_6 - \omega_7) ; \\ J_5 \dot{\omega}_5 &= M_{45} - M_{56} - M_{f_2} ; & J_7 \dot{\omega}_7 &= M_{k_2} - M_c . \\ \dot{M}_{56} &= c_{56} (\omega_5 - \omega_6') ; \end{aligned} \quad (7)$$

Уравнения движения масс I_3 и I_4 при наличии буксования фрикциона КП Φ_2 будут иметь вид:

$$I_3 \dot{\omega}_3 = M_{23} - M_{\Phi_2}; \quad I_4 \dot{\omega}_4 = M_{\Phi_2} - M_{45} - M_{k_1}, \quad (8)$$

Нарастание момента трения M_{Φ_1} главной муфты сцепления при ее включении принято по экспоненциальному закону [3], а время полного включения муфты во всех исследуемых случаях разгона МТА равно 0,2 с.

Так как приведенные уравнения содержат существенные нелинейности, а структура задачи разгона МТА переменная из-за наличия элементов, расчленяющих динамическую систему (рис. 1), то для решения была выбрана аналоговая вычислительная машина МН-18, которая позволяет достаточно простыми средствами реализовать это решение.

Результаты решения представлены в виде графических зависимостей показателей нагруженности трансмиссии для разных режимов работы переднего моста от величины передаточного числа трансмиссии (рис. 2, 3 и 4). В качестве показателей нагруженности приняты: максимальный динамический момент на задней полуоси M_{45} и коэффициент динамической нагрузки $k_d = M_{45} / M_{\varphi}$ (рис. 2), время буксования главной муфты сцепления t_{max} (рис. 3) и активность переднего моста при разгоне (рис. 4). Показатель активности переднего моста с автоматическим подключением определялся как отношение времени работы моста в ведущем режиме $t_{\text{вкл. пм}}$ к общему времени разгона МТА $t_{\text{.}}$

Как видно из рис. 2, при трогании с места и разгоне трактора МТЗ-82А нагруженность трансмиссии возрастает в процессе перехода от низших передач к высшим и достигает максимального значения на VIII передаче. При этом коэффициент динамичности k_d изменяется в зависимости от режимов работы переднего моста и величины кинематического несоответствия в пределах от 1,65 (автоматическое включение переднего моста, $k_n = -7,2\%$) до 2,42 (принудительное включение, $k_n = +7,2\%$).

Из рис. 3 следует, что время буксования муфты сцепления на низших передачах практически одинаково и составляет 0,15с, а на передачах выше VI значительно увеличивается, достигая на VIII передаче 0,32 с. Причем автоматическое включение пе-

реднего моста уменьшает удельную работу и время буксования муфты на 15–20% по сравнению с принудительным включением и на 30–35% по сравнению с ведомым режимом работы переднего моста.

Активность переднего моста (рис. 4) с увеличением номера передачи возрастает с 65% на второй передаче до 80% на У передаче и в дальнейшем остается практически постоянной.

Результаты теоретического исследования удовлетворительно совпадают с результатами полевых испытаний. Следовательно, автоматическое подключение переднего моста снижает максимальные динамические нагрузки в трансмиссии трактора 4х4 и улучшает характеристики разгона МТА.

Л и т е р а т у р а

1. Ривин Е.И. Динамика привода станков. М., 1966. 2. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М., 1972. 3. Тарасик В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. Минск, 1973.

УДК 629.113.075.001

Н.В.Богдан, А.М.Расолько, канд-ты техн. наук, Е.А.Романчик

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ ПО ОСЯМ ПОЛНОПРИВОДНОГО ТРАКТОРА

Динамическое регулирование тормозных сил для полноприводных тракторов можно осуществить за счет перераспределения тормозных моментов через межосевой привод. В этом случае при правильно выбранных параметрах межосевого привода можно достичь оптимального распределения тормозных сил между осями трактора при любом его замедлении.

Полноприводный колесный трактор может тормозиться как с разблокированным приводом, когда вращение колес осей не зависит друг от друга, так и с заблокированным, когда действительные поступательные скорости (v_{D1} ; v_{D2}) передней и задней осей равны между собой. Условие равенства поступательных скоростей в этом случае имеет следующий вид:

$$\frac{v_{T1}}{1 - S_1} = \frac{v_{T2}}{1 - S_2}, \quad (1)$$

где S_1, S_2 - скольжение передних и задних колес; v_{T1}, v_{T2} - теоретические окружные скорости движения колес передней и задней осей.

Окружные скорости колес передней и задней осей трактора не равны между собой и зависят от радиусов качения колес и передаточного числа межосевого привода. Разницу окружных скоростей колес передней и задней осей принято оценивать коэффициентом кинематического несоответствия k [1].

При торможении на радиусы качения колес r^H существенно влияет перераспределение веса с задней на переднюю ось. Величина перераспределяющегося веса зависит от замедления трактора j и равна

$$\Delta N = \frac{Gh}{2gL} j, \quad (2)$$

где G - вес трактора; h - координата центра тяжести трактора; L - база трактора; g - ускорение свободного падения.

Радиусы качения колес передней и задней осей при торможении трактора имеют следующий вид:

$$r_1 = r_1^0 - \lambda_1 \left(\frac{l_2}{2L} G + \Delta N \right); \quad (3)$$

$$r_2 = r_2^0 - \lambda_2 \left(\frac{l_1}{2L} G - \Delta N \right),$$

где r_1^0, r_2^0 - свободные радиусы качения передних и задних колес; λ_1, λ_2 - радиальные эластичности передних и задних шин; l_1, l_2 - расстояние от центра тяжести до передней и задней осей трактора.

Кинематические несоответствия при торможении с включенным межосевым приводом с учетом выражений (2), (3) определяются из выражения

$$k_H = \frac{r_2^0 - r_1^0 i - \lambda_2 \frac{G}{2L} (l_1 - \frac{h}{g} j) + \lambda_1 \frac{G}{2L} i (l_2 + \frac{h}{g} j)}{r_2^0 - \lambda \frac{G}{2L} (l_1 - \frac{h}{g} j)} \quad (4)$$

Из зависимости (4) следует, что кинематическое несоответствие является функцией замедления. При этом увеличение

замедления трактора от 0 до 6 м/с² приводит к линейному изменению кинематического несоответствия на 0,1. Следовательно, при теоретическом анализе процесса торможения трактора с блокированным межосевым приводом необходимо учитывать кинематическое несоответствие во взаимной связи с интенсивностью торможения и конструктивными параметрами трактора.

Известно [2], что замедление трактора - результат действия тормозных сил, величина которых зависит от скольжения шин относительно дороги. Используя косочно-линейную аппроксимацию кривой скольжения колес и проведя некоторые преобразования, получим формулы для определения скольжения колес передней и задней осей

$$S_1 = S_2 - k_H (1 - S_2);$$

$$S_2 = \frac{\frac{L}{g} j + A_2 B_2 (1 - \frac{h}{g} j) + A_1 B_1 (1 + \frac{h}{g} j) - A_1 B_1 (1 - \frac{h}{g} j)}{A_2 (1 - \frac{h}{g} j) + A_1 (1 - k_H) (1 + \frac{h}{g} j)} \quad (5)$$

где A_1, B_1, A_2, B_2 - коэффициенты аппроксимации.

Нормальные реакции на передней и задней осях при торможении трактора всеми колесами зависят от скольжения колес и равны

$$N_1 = G - N_2;$$

$$N_2 = G \frac{l_1 + A_1 (B_1 - S_1) h}{l + A_1 (B_1 - S_1) h - A_2 (B_2 - S_2) h} \quad (6)$$

Основным показателем, наиболее полно характеризующим качество торможения трактора, являются удельные тормозные силы передней и задней осей

$$\gamma_1 = -A_1 (B_1 - S_1);$$

$$\gamma_2 = -A_2 (B_2 - S_2). \quad (7)$$

Оптимальное торможение трактора будет осуществляться, когда удельные тормозные силы осей γ_1 и γ_2 при любом за-

медлени равны между собой. В этом случае колеса обеих осей трактора одновременно достигают максимальных значений тормозных сил по условию сцепления их с дорогой и торможение протекает наиболее качественно и эффективно.

Приведенные на рис. 1 зависимости удельных тормозных сил от интенсивности торможения трактора Т-150К с включенным межосевым приводом показывают, что рациональное распределение тормозных сил можно осуществить, подбирая передаточные числа от передней оси к задней. При выборе передаточного числа исходим из того, что оптимальное торможение трактора осуществляется при замедлении, равном $4,4 \text{ м/с}^2$. Это замедление соответствует нормам, оговоренным ГОСТ 10000-75, а также "Едиными требованиями к конструкции тракторов и сельскохозяйственных машин по безопасности и гигиене труда". Кинематическое несоответствие в этом случае стремится к нулю.

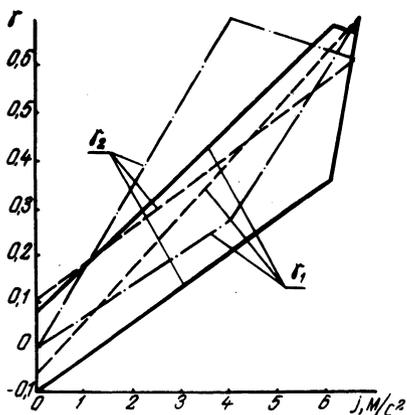


Рис. 1. Зависимость удельных тормозных сил от интенсивности торможения трактора Т-150К на асфальте: — $i = 1,0$ привод заблокирован; — • — привод разблокирован; - - - $i = 1,1$ привод заблокирован.

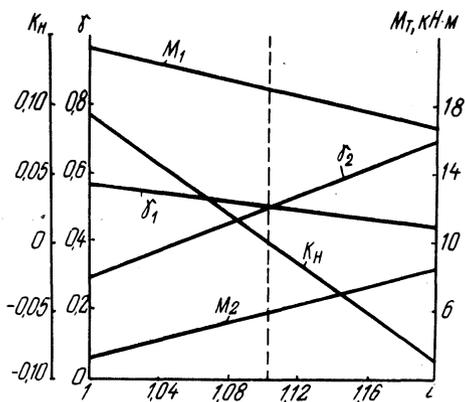


Рис. 2. Влияние передаточного числа между передним и задним мостом трактора Т-150К на параметры торможения ($i = 4,4 \text{ м/с}^2$, асфальт).

Приравняв кинематическое несоответствие в выражении (4) к нулю и проведя некоторые преобразования, получим выражение для определения передаточного числа от передней к задней оси трактора, при котором их удельные тормозные силы равны между собой,

$$i = \frac{r_2^o - \lambda \frac{G}{2L} (l_1 - \frac{h}{g} j)}{r_1^o - \lambda \frac{G}{2L} (l_2 - \frac{h}{g} j)} \quad (8)$$

В результате расчетов, проведенных по разработанной методике с применением ЭЦВМ, установлено влияние передаточного числа между передними и задними осями трактора Т-150К на величину тормозных моментов передней M_1 и задней M_2 осей, кинематического несоответствия k и удельных тормозных сил δ_1 и δ_2 . Пересечение удельных тормозных сил соответствует максимальному коэффициенту использования сцепного веса. Передаточное число между передним и задним мостами в этом случае $i = 1,1$, а кинематическое несоответствие равно нулю (рис. 2).

Разработанная методика позволяет исследовать влияние кинематического несоответствия на распределение тормозных сил между осями трактора. Установлено, что передаточное число между передними и задними осями в процессе торможения должно быть переменным. Регулирование передаточного числа позволяет качественно улучшить процесс торможения.

Л и т е р а т у р а

1. Гуськов В.В. Тракторы. Ч. II. Теория. Минск, 1977.
2. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины. М., 1976.

УДК 629.1.073

Н.В.Богдан, канд.техн.наук,
Е.А.Романчик

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТОВ МЕЖДУ КОЛЕСАМИ ПЕРЕДНЕЙ ОСИ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ ТРАКТОРА ЧЕРЕЗ МЕЖОСЕВОЙ ПРИВОД

Одним из путей повышения эффективности торможения тракторов кл. 14-20 кН является использование сцепного веса, приходящегося на переднюю ось. С этой целью разработано устройство, позволяющее принудительно подключать передний ведущий мост в тормозном режиме. При торможении с заблокированным приводом тормозные механизмы задних колес создают моменты, которые распределяются на задние и через трансмиссию трактора на передние колеса. Однако оборудование пе-

реднего моста трактора межколесным дифференциалом повышенного трения существенно влияет на распределение тормозных моментов между колесами в зависимости от конструктивных и эксплуатационных факторов. Трение в дифференциале переднего моста при торможении увеличивает тормозной момент на забегающем колесе и уменьшает на отстающем.

Распределение нормальных реакций между колесами переднего моста при торможении трактора на наклонной поверхности дороги зависит от способа крепления балки переднего моста с остовом трактора. При шарнирном закреплении балки нормальные реакции на колесах будут одинаковые, а жесткое крепление приводит к тому, что нагрузки на колесах разные и согласно схеме (рис. 1) равны:

$$N_1'' = (0,5B \cos \theta + h_T \sin \theta) \frac{G_T l_2 - P_j h_T}{BL_T}; \quad (1)$$

$$N_1' = (0,5B \cos \theta - h_T \sin \theta) \frac{G_T l_2 + P_j h_T}{BL_T},$$

где B - колея передних колес трактора; h_T - координата центра тяжести; θ - поперечный уклон дороги; G_T - вес трактора; P_j - сила инерции; l_2 - расстояние от центра тяжести до задней оси трактора; L_T - база трактора.

Разворачивающий момент при заблокированном дифференциале переднего моста, возникающий вследствие неравенства тормозных сил правого и левого колес, определяется по формуле

$$M_p = 2\varphi h_T \sin \theta \frac{G_T l_2 + P_j h_T}{L_T}, \quad (2)$$

где φ - коэффициент сцепления колес с дорогой.

Простой конический дифференциал, установленный в переднем ведущем мосту, выравнивает тормозные силы на колесах. Однако в этом случае уменьшается суммарная тормозная сила на величину, определяемую из выражения

$$\Delta T = \frac{2h_T \sin \theta (G_T l_2 + P_j h_T)}{BL_T} \varphi. \quad (3)$$

Использование в переднем мосту дифференциала повышенного трения позволяет повысить эффективность торможения. Со-

отношение между нормальными реакциями в момент разблокирования дифференциала будет равно

$$\frac{N_1^{\parallel}}{N_1^{\perp}} = k_6, \quad (4)$$

где k_6 - коэффициент блокировки.

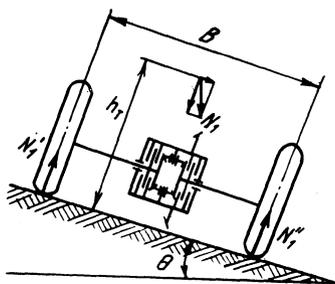


Рис. 1. Схема для определения нормальных реакций.

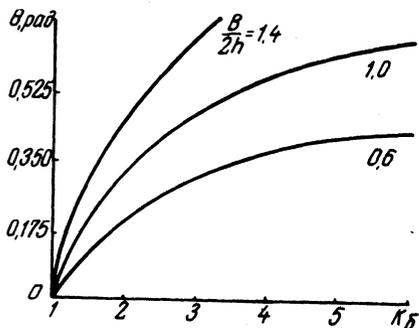


Рис. 2. Зависимость предельного угла наклона дороги от коэффициента блокировки дифференциала переднего моста и соотношения $B/2h$.

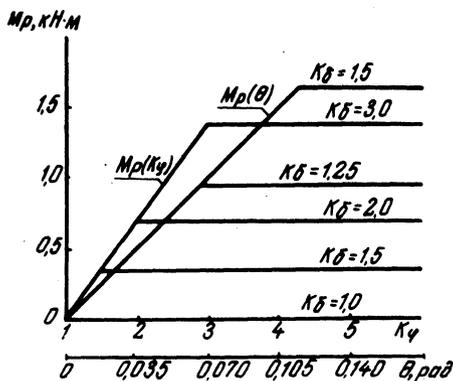


Рис. 3. Зависимость разворачивающего момента M_p от угла наклона дороги θ и от коэффициента неравномерности сцепления k_φ .

Подставляя значения вертикальных реакций (1) в выражение (4), определим предельный поперечный уклон дороги, при котором происходит разблокирование дифференциала.

$$\theta_{\text{пред}} = \text{arctg} \left[\frac{B(k_6 - 1)}{2h_T(k_6 + 1)} \right]. \quad (5)$$

На рис. 2 показана зависимость предельного поперечного уклона дороги от коэффициента блокировки дифференциала для различных соотношений ширины колеи и высоты центра тяжести. Торможение на дороге с поперечным уклоном меньше предельного, т.е. расположенного на графике (рис. 2) в зоне ниже кривых, происходит с заблокированным дифференциалом. Разворачивающий момент в этом случае определяется по формуле (2). При превышении предельного уклона дороги дифференциал разблокируется, а разворачивающий момент определяется по следующей формуле:

$$M_p = \varphi(0,5B \cos \theta - h_T \sin \theta)(k_6 - 1) \frac{G_T l_2 + P_j h_T}{L_T}.$$

Приведенные на рис. 3 зависимости разворачивающего момента от поперечного уклона дороги показывают, что увеличение коэффициента блокировки приводит к возрастанию разворачивающего момента, действующего на трактор.

Разблокирование дифференциала может произойти и на прямолинейном горизонтальном участке пути за счет действия неодинаковых тормозных сил на колесах переднего моста вследствие разных коэффициентов сцепления их с дорогой [2]. Обозначим через k_φ коэффициент неравномерности сцепления колес с дорогой, т.е. отношение большего коэффициента сцепления φ'' к меньшему φ' : $k_\varphi = \varphi''/\varphi'$.

Если коэффициент неравномерности сцепления колес с дорогой при условии, что $N_1' = N_1''$, равен единице ($k_\varphi = 1$), то тормозные силы на колесах равны между собой и дифференциал переднего моста заблокирован. По мере увеличения k_φ на колесах возникают разные по величине тормозные силы, создающие разворачивающий момент

$$M_p = \frac{\varphi' B}{4L_T} (k_\varphi - 1)(G_T l_2 + P_j h_T).$$

Разворачивающий момент относительно оси колес стремится преодолеть момент внутреннего трения в дифференциале и разблокировать его. При $k_\varphi = k_6$ дифференциал разблокируется и колесо, находящееся в худших условиях, начинает скользить. Разворачивающий момент в этом случае определится

$$M_{p_{\max}} = \varphi' B (k_6 - 1) \frac{G_T l_2 + P_j h_T}{4L_T}.$$

Зависимость разворачивающего момента от коэффициента неравномерности сцепления колес, приведенная на рис. 3, показывает, что при равенстве коэффициента блокировки k_b и коэффициента неравномерности сцепления колес с дорогой k_φ возникает максимальный разворачивающий момент. Дальнейшее увеличение k_φ не приводит к увеличению разворачивающего момента.

Л и т е р а т у р а

1. Гредескул А.Б., Шахбазов О.К. Исследование боковой устойчивости автомобиля при торможении через силовую передачу. - "Автомобильная промышленность", 1964, № 7.

УДК 629.114.2.001.2

В.В.Будько

ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВЫХ НАГРУЗОК МЕЖДУ МОСТАМИ ТРАКТОРА 4 X 4

Величину крутящего момента, развиваемого колесами ведущего моста, можно рассчитать по выражениям, приведенным в работе [1]. В то же время представляет интерес определение оптимального распределения тяговых нагрузок по ведущим мостам трактора 4x4 с неодинаковым размером передних и задних колес. Если рассматривать этот вопрос с точки зрения повышения силы тяги трактора, то оптимальными будут максимально возможные значения крутящих моментов (касательных сил тяги), которые могут развивать колеса ведущих мостов.

Нами рассматривался этот вопрос с точки зрения экономичности работы трактора. Оптимальными значениями тяговых нагрузок, развиваемых колесами моста, в этом случае будут такие, при которых трактор работает с максимальным тяговым КПД.

При исследовании использовалось уравнение тягового КПД трактора [2]:

$$\eta_T = \frac{P_{кр}}{\frac{P_{к1}}{\eta_{m1}(1-\delta_1)} + \frac{P_{к2}}{\eta_{m2}(1-\delta_2)}} \quad (1)$$

где η_{m_1}, η_{m_2} - КПД, учитывающий механические потери в силовом приводе передних и задних ведущих колес соответственно; P_{k_1}, P_{k_2} - касательные силы тяги передних и задних колес соответственно; $P_{кр}$ - нагрузка на крюке трактора; δ_1, δ_2 - буксование передних и задних колес соответственно.

Распределение тяговых нагрузок определялось коэффициентом β

$$\beta = \frac{P_{k_1}}{P_k}, \quad (2)$$

где P_k - суммарная касательная сила тяги трактора.

Оптимальными, с точки зрения экономичности работы трактора, значениями коэффициента β будут величины, соответствующие максимальному тяговому КПД трактора на данном фоне при данной крюковой нагрузке. Для определения этих значений коэффициента выразим силы P_{k_1} и P_{k_2} , а также величины буксований δ_1 и δ_2 через β , подставим их в уравнение тягового КПД и исследуем получившееся выражение на максимум, используя один из методов оптимизации - дифференцирование, т.е. приравняв к нулю производную

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial \beta} = 0. \quad (3)$$

С целью некоторого упрощения анализа принимаем, что для определенного почвенного фона и определенного диапазона крюковой нагрузки буксование δ_1 и δ_2 можно выразить как

$$\delta_i = k_i P_{k_i}, \quad (4)$$

где k_i - коэффициент линеаризации кривой $\delta = f(P_k)$, постоянный для данного диапазона тяги.

После подстановки выражений (2) и (4) в уравнение (1), преобразования и дифференцирования получаем квадратное уравнение

$$\beta^2 P_k^2 (k_2^2 \eta_{m_1} - k_1^2 \eta_{m_2}) - 2k_1 \beta P_k [k_2 (k_1 \eta_{m_2} + k_2 \eta_{m_1}) -$$

$$\begin{aligned}
 & -k_1 \eta_{m_2} P_k \left] - k_1^2 k_2^2 (\eta_{m_2} - \eta_{m_1}) + 2k_1^2 k_2^2 \eta_{m_2} P_k - \right. \\
 & \left. - k_1^2 \eta_{m_2} P_k^2 = 0. \right. \quad (5)
 \end{aligned}$$

По полученному уравнению (5) производился расчет оптимальных величин коэффициента β применительно к трактору МТЗ-82 для различных значений P_k .

Для определения величин k_1 и k_2 кривые зависимостей буксования передних и задних колес от развиваемых ими сил тяги разбивались на четыре участка с пределами изменения буксования 0...0,05; 0,05...0,10; 0,10...0,20; 0,20...0,40.

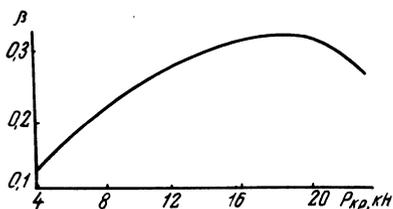


Рис. 1. Зависимость оптимального коэффициента распределения тяговых нагрузок по мостам трактора 4x4 от нагрузки на крюке.

Расчеты показали (рис. 1), что с увеличением крюковой нагрузки оптимальная величина коэффициента β (доля тяги переднего ведущего моста в общем тяговом балансе трактора) возрастает до определенных значений, а затем с дальнейшим ростом усилия на крюке снижается. Это происходит потому, что с ростом крюкового усилия большая весовая нагрузка передних колес приводит к значительному замедлению нарастания касательной силы тяги их при увеличении буксования, в то время как касательная сила тяги задних колес, подгружаемых под действием крюковой нагрузки, продолжает возрастать с меньшим замедлением.

В эксплуатационном диапазоне крюковых нагрузок (от 8 до 16 кН) оптимальные значения β для случая работы трактора МТЗ-82 на стерне составляют 0,23...0,29. Данные наших испытаний показывают, что значения β находятся в пределах 0,18...0,25. Следовательно, для обеспечения наиболее экономичного режима работы (т.е. с максимальным тяговым КПД) трактора 4x4 класса 14 кН необходимо увеличить долю тяги переднего ведущего моста в общем балансе трактора. Как показывает анализ существующих зависимостей [1], этого можно достичь увеличением сцепного веса, приходящегося на мост, изменением упругих характеристик и размеров шин ведущих ко-

лес, а также уменьшением величины кинематического несоответствия в приводе переднего моста.

Л и т е р а т у р а

1. Будько В.В. Исследование тягово-сцепных свойств и нагруженности переднего ведущего моста универсально-пропашного трактора 4x4 класса 1,4 тс повышенной энергонасыщенности. Автореф. канд.дис. Минск, 1975. 2. Гуськов В.В., Буймов Л.Н. Вопросы теории выбора коэффициента кинематического несоответствия и схемы привода ведущих мостов трактора 4x4 с одинаковыми колесами. - Труды ЦНИИМЭСХ, т.1У. Минск, 1969.

УДК 629.113

А.Т.Скойбеда, канд.техн.наук

АВТОМАТИЧЕСКОЕ БЛОКИРОВАНИЕ МЕЖКОЛЕСНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ ТРАКТОРА ПРИ ДВИЖЕНИИ В ТОРМОЗНОМ РЕЖИМЕ

Все факторы, влияющие на тормозную динамику трактора, можно разделить на факторы эксплуатационного характера и конструктивного. К первым относятся такие, которые изменяются в процессе эксплуатации, а ко вторым - обусловленные конструктивными особенностями трактора. Основными эксплуатационными факторами являются: изменение сцепления с опорной поверхностью и весовых нагрузок колес одной оси, изменение кинематических параметров колес (различный износ шин, давления воздуха в них и др.).

Факторы конструктивного характера не зависят от времени эксплуатации трактора. К ним относятся различия характеристик тормозных механизмов (моменты трения, зазоры между дисками и т.д.) и их приводов (различные жесткости, сопротивления трубопроводов и т.д.).

Максимальная тормозная сила колес одной оси при отсутствии конструктивных факторов неравномерности работы тормозных механизмов определяется

$$T_{\max} = \sum_{i=1}^n N_i \varphi_{ск_i}, \quad (i=1, 2, 3, \dots, n), \quad (1)$$

где N_i - нормальная реакция дороги на колесо; $\varphi_{ск_i}$ - коэффициент сцепления i -го колеса с опорной поверхностью.

Текущие значения тормозной силы колеса определяются величинами нормальной реакции N_i , являющейся функцией замедления, и коэффициента сцепления $\varphi_{ск}$, который, в свою очередь, зависит от нормальной реакции N_i и скольжения колеса S_i . Тогда зависимость (1) можно представить в виде

$$T = \sum_{i=1}^n \left[N_{ст} \pm \left(\frac{\partial N}{\partial j} \right)_0 j \right] \left[\left(\frac{\partial \varphi_{ск}}{\partial N} \right)_0 N + \left(\frac{\partial \varphi_{ск}}{\partial S} \right)_0 S \right], \quad (2)$$

где $\left(\frac{\partial N}{\partial j} \right)_0$, $\left(\frac{\partial \varphi_{ск}}{\partial N} \right)_0$, $\left(\frac{\partial \varphi_{ск}}{\partial S} \right)_0$ - частные производные,

определяемые как тангенсы углов наклона касательных к соответствующим экспериментальным зависимостям $N = f_1(j)$; $\varphi_{ск} = f_2(N)$; $\varphi_{ск} = f_3(S)$ к осям изменения j , N и S ; j - замедление трактора при торможении; N - текущее значение реакции опорной поверхности на тормозящее колесо; S - скольжение колеса относительно опорной поверхности.

При линейризации зависимостей $N = f_1(j)$, $\varphi_{ск} = f_{2,3}(N, S)$ принято: $\Delta j = j$; $\Delta N = N$; $\Delta S = S$.

На рис. 1 представлены графические зависимости коэффициента сцепления от величины скольжения и весовой нагрузки, которые показывают, что сцепление колеса с опорной поверхностью при колебаниях весовой нагрузки в пределах 50...60% отличаются на 10...15% по сравнению с их значениями при постоянной весовой нагрузке.

При этом коэффициент сцепления менее нагруженного колеса имеет большие значения по сравнению с колесом более нагруженным. Этим объясняется непропорциональное изменение тормозной силы колеса и его весовой нагрузки [1]. В осенне-зимний и весенний периоды торможение трактора может совершаться при коэффициентах сцепления колес, отличающихся более чем в 2 раза [2].

Весовые нагрузки колес в эксплуатационных условиях изменяются в меньшей степени, однако при движении по дорогам с продольным и поперечным уклонами разность нормальных реакций на колесах одной оси может достигать 20%.

При движении под уклон (рис. 2, а) весовые нагрузки осей определяются по формулам

Рис. 1. Зависимость коэффициента сцепления шины 12-38¹¹ от скольжения S и весовой нагрузки N_k^k на грунтовой дороге: 1-3 - N_k^k - соответственно 25, 10, 5 кН; 4 - изменение максимальльных значений коэффициента сцепления.

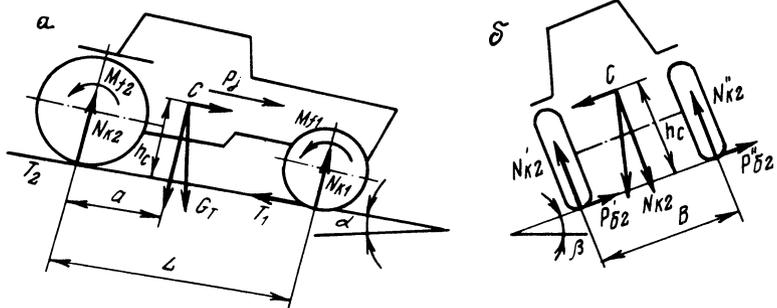
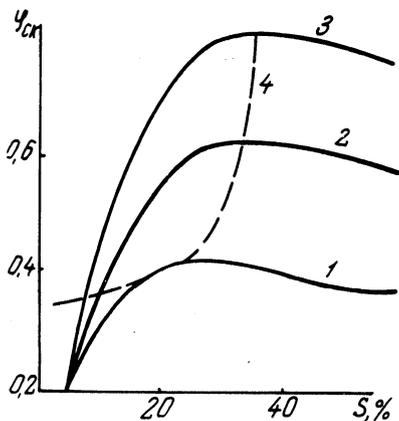


Рис. 2. Схема к определению реакций дороги на колеса трактора при движении по дороге с продольным (а) и боковым (б) наклоном.

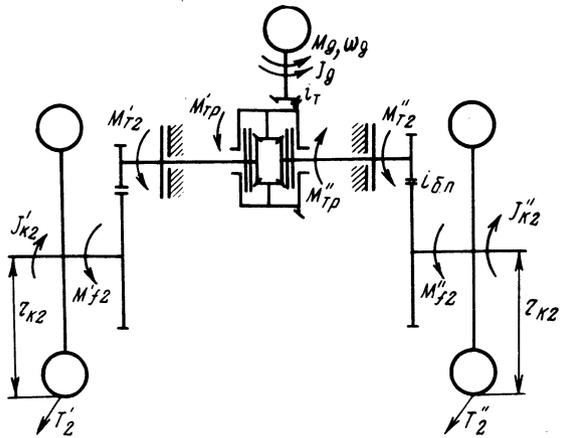


Рис. 3. Схема к определению обобщенных сил, действующих на трактор при торможении.

$$\left. \begin{aligned} N_{k1} &= \frac{1}{L} G_T \left[(a - fr_D) \cos \alpha + \left(\frac{j}{g} + \sin \alpha \right) h_C \right]; \\ N_{k2} &= \frac{1}{L} G_T \left[(L - a + fr_D) \cos \alpha - \left(\frac{j}{g} + \sin \alpha \right) h_C \right], \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где G_T - вес трактора; N_{k1} , N_{k2} - нормальные нагрузки на колеса соответственно передней и задней осей; L , a - база трактора и расстояние от центра тяжести до задней оси; f - коэффициент сопротивления качению; r_D - динамический радиус колеса; j , g - замедление трактора и ускорение свободного падения; h_C - расстояние от поверхности дороги до центра тяжести трактора.

Если трактор движется под уклон с боковым креном (рис. 2, б), тогда на основании равенства моментов относительно центра тяжести получим

$$N_{k1,2}^{\prime, \prime\prime} = N_{k1,2} \left(0,5 \cos \beta \pm \frac{h_C}{B} \sin \beta \right), \quad (3a)$$

где знаки один штрих и плюс (+) относятся к колесу, расположенному ниже по отношению к вершине склона, а два штриха и минус (-) выше; β - угол склона.

Пропашные тракторы оборудуются тормозами одной задней оси, поэтому в дальнейшем будем рассматривать движение только этой оси.

Разность весовых нагрузок колес задней оси будет:

$$\begin{aligned} \Delta N_{k2} &= N'_{k2} - N''_{k2} = 2G_T \frac{h_C}{BL} \left[(L - a + f | r_{D2} - \right. \\ &\left. - r_{D1} |) \cos \alpha - \left(\frac{j}{g} + \cos \alpha \right) h_C \right] \sin \beta. \end{aligned} \quad (4)$$

В случае различных коэффициентов сцепления и радиусов качения колес одной оси разность тормозных сил будет

$$\Delta T_2 = 2G_T \frac{h_C}{BL} (\varphi'_2 - \varphi''_2) \left[(L - a + f | r_{D2} - \right.$$

$$-r_{д1} |) \cos \alpha - \left(\frac{1}{g} + \cos \alpha h_c \right) \sin \beta, \quad (5)$$

где $\varphi_2^I, \varphi_2^{II}, r_{д2}^I, r_{д2}^{II}$ - коэффициенты сцепления и динамические радиусы нижнего и верхнего колес по отношению к склону.

Разность тормозных сил создает разворачивающий момент, действующий в плоскости дороги и отклоняющий трактор от первоначального направления движения,

$$M_{от} = \Delta T_2 \frac{B}{2} = G_T \frac{h_c}{L} (\varphi_2^I - \varphi_2^{II}) \left[(L - a + f |r_{д2}^I - r_{д2}^{II} |) \cos \alpha - \left(\frac{1}{g} + \cos \alpha h_c \right) \sin \beta \right]. \quad (6)$$

Тормозные механизмы в этом случае нагружаются различными моментами, так как угловые скорости колес до торможения вследствие различных радиусов качения и весовых нагрузок были различны:

$$\left. \begin{aligned} M_{T2}^I &= T_2^I (r_{к2}^{0I} - \lambda_{M2}^I M_{T2}^I - \lambda_{G2}^I N_{к2}^I); \\ M_{T2}^{II} &= T_2^{II} (r_{к2}^{0II} - \lambda_{M2}^{II} M_{T2}^{II} - \lambda_{G2}^{II} N_{к2}^{II}), \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где $r_{к}^{0I, II}$ - радиусы колес, не нагруженных радиальной и тангенциальной нагрузками; $\lambda_{M}^{I, II}, \lambda_{G}^{I, II}$ - угловая и радиальная жесткости шин.

Из уравнений (7) получим значения крутящих моментов, нагружающих тормозные механизмы:

$$\left. \begin{aligned} M_{T2}^I &= \frac{T_2^I (r_{к2}^{0I} - \lambda_{G2}^I N_{к2}^I)}{1 + T_2^I \lambda_{M2}^I}; \\ M_{T2}^{II} &= \frac{T_2^{II} (r_{к2}^{0II} - \lambda_{G2}^{II} N_{к2}^{II})}{1 + T_2^{II} \lambda_{M2}^{II}}, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где T_2^I, T_2^{II} - тормозные силы колес задней оси трактора;
 $N_{к2}^I, N_{к2}^{II}$ - весовые нагрузки колес.

Межколесный дифференциал оказывает различное влияние на распределение ведущих и тормозных моментов.

Если ось работает в тяговом режиме, то дифференциал делит подводимый к нему крутящий момент двигателя примерно поровну между колесами, так как применяемые в ведущих мостах конические дифференциалы обладают малым внутренним трением.

В случае торможения при качении колес дифференциал участвует в распределении моментов инерции деталей двигателя (если он не отключен) и трансмиссии, которые действуют на тормозные механизмы, а также тормозных моментов при относительном вращении колес.

Для изучения влияния дифференциала на тормозную динамику трактора составим дифференциальные уравнения вращения колес. Уравнения составим в форме уравнений Лагранжа 2-го рода в обобщенных координатах [3]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (9)$$

где T - кинетическая энергия системы; Q_i - обобщенная сила по i -й координате; q_i, \dot{q}_i - обобщенная координата и обобщенная скорость.

Кинетическая энергия вращающихся масс

$$T = \frac{1}{2} J_k (\dot{\varphi}_{к.п}^2 + \dot{\varphi}_{к.л}^2) + J_d \dot{\varphi}_d^2, \quad (10)$$

где J_k, J_d - приведенные к корпусу дифференциала моменты инерций колес и вращающихся деталей двигателя и трансмиссии; $\dot{\varphi}_{к.л}, \dot{\varphi}_{к.п}, \dot{\varphi}_d$ - угловые скорости вращения левого и правого колес одной оси и вала двигателя.

Рассматриваемая система имеет две степени свободы. Угловая скорость вала двигателя связана с угловой скоростью колес зависимостью

$$\dot{\varphi}_d = \frac{1}{2} (\dot{\varphi}_{к.п} + \dot{\varphi}_{к.л}) i_T i_{б.п}, \quad (11)$$

где $i_T, i_{б.п}$ - передаточные числа трансмиссии от двигателя до корпуса дифференциала и бортовой передачи.

С учетом зависимости (11) общая кинетическая энергия системы будет

$$T = \frac{1}{2} J_{к.п.} (\dot{\varphi}_{к.п.}^2 + \dot{\varphi}_{к.л.}^2) + \frac{1}{8} J_{д.к.п.} (\dot{\varphi}_{к.п.}^2 + 2\dot{\varphi}_{к.п.} \dot{\varphi}_{к.л.} + \dot{\varphi}_{к.л.}^2) i_{т.б.п.}^2$$

Кинетическая энергия системы не зависит от обобщенных координат $\varphi_{к.п.}$, $\varphi_{к.л.}$.

Вычислим частные производные кинетической энергии по обобщенным скоростям $\dot{\varphi}_{к.л.}$ и $\dot{\varphi}_{к.п.}$, а также производные от них по времени. В результате получим

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{к.л.}} \right) = J_{к.л.}^{л(п)} \ddot{\varphi}_{к.л.(п)} + \frac{1}{4} J_{д.к.п.} (\ddot{\varphi}_{к.л.(п)} + \ddot{\varphi}_{к.п.(л)}) \times i_{т.б.п.}^2 \quad (12)$$

На рис. 3 показаны активные силы, действующие на систему: моменты тормозных механизмов $M_{т2}^I$, $M_{т2}^{II}$, моменты двигателя M ; моменты трения дифференциала $M_{тр}^I$, $M_{тр}^{II}$, а также тормозные силы колес T_2^I , T_2^{II} .

Обобщенные силы равны

$$\left. \begin{aligned} Q_{\varphi_{к.л.}} &= N_{к2}^I \varphi_{ск2}^I r_{к2}^I - M_{т2}^I + 0,5M_{д} - M_{f2}^I - |M_{тр}^I|; \\ Q_{\varphi_{к.п.}} &= N_{к2}^{II} \varphi_{ск2}^{II} r_{к2}^{II} - M_{т2}^{II} + 0,5M_{д} - M_{f2}^{II} + |M_{тр}^{II}|. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

После подстановки выражений (12, 13) в уравнение (9) получим дифференциальные уравнения вращения колес при торможении

$$\left. \begin{aligned} (J_{к.л.}^{л} + \frac{1}{4} J_{д.т.б.п.}^2) \ddot{\varphi}_{к.л.} + \frac{1}{4} J_{д.т.б.п.}^2 \ddot{\varphi}_{к.п.} &= Q_{\varphi_{к.л.}}; \\ (J_{к.п.}^{п} + \frac{1}{4} J_{д.т.б.п.}^2) \ddot{\varphi}_{к.п.} + \frac{1}{4} J_{д.т.б.п.}^2 \ddot{\varphi}_{к.л.} &= Q_{\varphi_{к.п.}} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Решив систему уравнений (14) относительно $\ddot{\varphi}_{к.л.}$ и $\ddot{\varphi}_{к.п.}$, определим угловые замедления колес

$$\left. \ddot{\varphi}_{к.л.} = \frac{CA - BD}{A_{л}^2 - B^2}; \right\} \quad (15)$$

$$\ddot{\varphi}_{к.п} = \frac{DA_{\Pi} - BC}{A_{\Pi}^2 - B^2}, \quad (15)$$

где $A_{л(п)} = J_{к}^{л(п)} + B$; $B = -\frac{1}{4} J_{д} i_{т}^2 i_{б.п}^2$;

$$C = \lambda_{N}'' N_{к2}'' \lambda_{\varphi_{ск}} \varphi_{ск}'' K_{к2} r_{к2}'' - \lambda_{M_{т}}'' M_{т2}'' + 0,5 M_{д} - \lambda_{M_{f}}'' M_{f2}'' - \lambda_{M_{тр}}'' M_{тр}'';$$

$$D = N_{к2}'' (1 - \lambda_{N}') \varphi_{ск2}'' r_{к2}'' - M_{т2}'' + 0,5 M_{д} - M_{f2}'' + M_{тр}''.$$

При определении значений С и D введены следующие коэффициенты: $\lambda_{N} = \frac{N_{к2}'}{N_{к2}''}$ - неравномерности весовой нагрузки

колес одной оси; $\lambda_{\varphi_{ск}} = \frac{\varphi_{ск}'}{\varphi_{ск}''}$ - перераспределения коэффициентов сцепления;

$K_{к} = \frac{r_{к2}'}{r_{к2}''}$ - несоответствия радиусов качения колес одной оси;

$\lambda_{M_{т}} = \frac{M_{т2}'}{M_{т2}''}$ - неравномерности тормозных механизмов;

$\lambda_{M_{f}} = \frac{M_{f2}'}{M_{f2}''}$ - неравномерности моментов сопротивления качению;

$\lambda_{M_{тр}} = \frac{M_{тр}'}{M_{тр}''}$ - несимметричности блокирующих свойств дифференциала.

Если обобщенные силы рассматриваемой системы по координатам $\varphi_{к.л}$ и $\varphi_{к.п}$ равны ($C=D$), тогда

$$\ddot{\varphi}_{к.л} = \frac{C}{A_{л} + B}; \quad \ddot{\varphi}_{к.п} = \frac{D}{A_{п} + B}, \quad (16)$$

т.е. угловые замедления колес одной оси могут быть равными только при равенстве их обобщенных сил и моментов инерции, когда $A_{л} = A_{п}$.

Разность угловых замедлений колес при действии конструктивных и эксплуатационных факторов неравномерности тормозных качеств и условия равенства их моментов инерции определяется отношением разности обобщенных сил к моменту инерции колес:

$$\Delta \ddot{\varphi}_k = \ddot{\varphi}_{к.л} - \ddot{\varphi}_{к.п} = \frac{1}{J_k} \left\{ N_{к2}'' \varphi_{ск}'' r_{к2}'' \left[\lambda_N (\lambda_{\varphi_{ск}} K_k + 1) - 1 \right] + M_{т2}'' (1 - \lambda_{M_t}) + M_{f2}'' (1 - \lambda_{M_f}) - M_{тр}'' (1 + \lambda_{M_{тр}}) \right\}. \quad (17)$$

Для устранения разности угловых замедлений колес одной оси при торможении необходимо заблокировать дифференциал моментом, значение которого определим, приравняв выражение (17) к нулю:

$$M_{тр} = \frac{1}{i_{б.п} (1 + \lambda_{M_{тр}})} \left\{ N_{к2}'' \varphi_{ск}'' r_{к2}'' \left[\lambda_N (\lambda_{\varphi_{ск}} K_k + 1) - 1 \right] + M_{т2}'' (1 - \lambda_{M_t}) + M_{f2}'' (1 - \lambda_{M_f}) \right\}.$$

Принимая коэффициенты неравномерности равными: $\lambda_N = 0,45$; $\lambda_{\varphi_{ск}} = 0,7$; $\lambda_{M_t} = 0,95$; $\lambda_{M_f} = 0,9$; $K_k = 0,9$; $\lambda_{M_{тр}} = 0,95$; при $N_{к2} = 20$ кН; $\varphi_{ск}'' = 0,7$; $r_{к2}'' = 0,73$ м; $f'' = 0,1$; $i_{б.п} = 4,5$, получим значение момента трения муфты блокирования дифференциала применительно к тракторам "Беларусь", равное 0,34 кН·м.

Л и т е р а т у р а

1. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. М., 1966, с. 5-60. 2. Скойбеда А.Т. Об оценочном критерии параметров системы автоматического блокирования межколесных дифференциалов трактора. - В сб.: Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1976, вып. 8. 3. Хачатуров А.А. и др. Динамика системы дорога - шина - автомобиль - водитель. М., 1976, с. 367-404.

БЛОКИРУЮЩИЕСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ С УБЫВАЮЩИМ
ВНУТРЕННИМ ТРЕНИЕМ

В последнее время появился новый вид блокирующихся дифференциалов, блокирующие свойства которых определяются не только их геометрическими параметрами, но и величиной тяговой нагрузки. В этих механизмах с увеличением тяговой нагрузки внутреннее трение и, следовательно, блокирующие свойства понижаются.

Однако на сегодняшний день нет методик по расчету блокирующих свойств этих дифференциалов, недостаточно изучены внутренние процессы, происходящие в них при работе. Поэтому возникла необходимость проведения соответствующих теоретических разработок.

Рассмотрим одну из конструктивных схем таких механизмов (рис. 1). Фрикционные муфты 1 дифференциала сжаты тарельчатыми пружинами 2, создающими начальное трение, которое характеризуется статическим моментом трения

$$M_M^{CT} = 2 F_n \mu r_M i,$$

где $F_n = \text{const}$ - усилие одной пружины; μ - коэффициент трения; r_M - средний радиус трения дисков; i - число пар трения.

Или, обозначив $V = F_n r_M i$,

$$M_M^{CT} = 2 \mu V. \quad (1)$$

При этом учитываем только основное трение в фрикционных муфтах. Пренебрегаем трением торцев сателлитов с корпусом, о шипы крестовины, в зубчатом зацеплении.

При подведении к корпусу механизма крутящего момента в зубчатом зацеплении 3 и на скосах трапецеидальных кулачков 4 возникают осевые силы P_{oc} , действующие противоположно усилию F_n . Поэтому степень сжатия муфт уменьшается и диски каждой из них будут сжиматься усилием, равным разности F_n и P_{oc} . Момент трения на текущем тяговом режиме определится из выражения

$$M_M = 2(F_n - P_{oc}) \mu r_M i.$$

Выражая P_{oc} через геометрические параметры дифференциала и тяговый момент на корпусе механизма M_o , можно получить

$$M_M = M_M^{ст} - \mu A M_o, \quad (2)$$

где $A = A_1 + A_2$. Коэффициенты $A_1 = \frac{r_M i \operatorname{tg} \alpha \cos \delta}{r_n}$ и

$A_2 = \frac{r_M i \operatorname{tg} \varphi}{r_k}$ обусловлены действием осевых сил со-

ответственно в зацеплении шестерен и на склонах кулачков; α – угол зацепления шестерен; δ – половина угла начального конуса сателлита; r_n – средний радиус зацепления полуосевой шестерни; φ – угол склона кулачков; r_k – средний радиус кулачков.

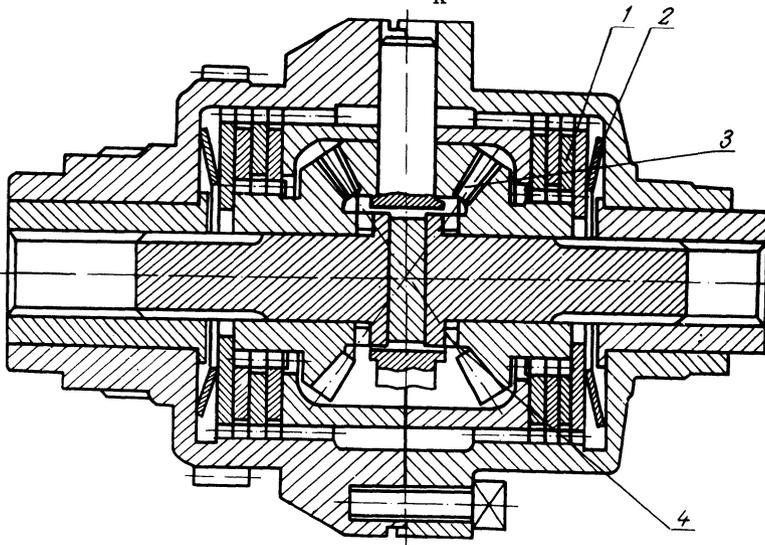
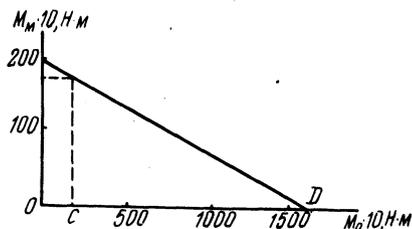


Рис. 1. Блокирующийся дифференциал с убывающим внутренним трением.

Рис. 2. Зависимость момента трения в дифференциале от тягового момента на его корпусе.



На рис. 2 приведено графическое изображение зависимости (2).

Следует отметить, что, хотя максимальный момент трения определяется выражением (1), но, как показывает анализ работы дифференциала, он никогда не реализуется, т.е. относительное вращение выходных валов механизма в этом случае невозможно. Максимальный момент трения, при котором срабатывает дифференциал, можно определить из условия, что момент на забегающей полуоси $M' = 0$, т.е. $M_M^C = M_M'' = M_M$, где M_M^C - максимальный момент трения срабатывания, M_M'' - момент на отстающей полуоси. Тогда из выражения (2) находим

$$M_M^C = \frac{M_M^{CT}}{1 + \mu A} \quad (3)$$

Таким образом, зона возможного дифференциального эффекта лежит правее точки С, соответствующей $M_M^C = M_M^O$ (рис. 2). Срабатывание механизма левее указанной точки M_M^O возможно только в случае приложения к забегающей полуоси отрицательного момента.

Из уравнения (2) можно определить значение тяговой нагрузки $M_{O1} = M_{O1}$; при которой блокирующийся дифференциал выходит на режим работы обычного (точка D, рис. 2)

$$M_{O1} = \frac{M_M^{CT}}{\mu A} = \frac{2B}{A}$$

Блокирующие свойства дифференциалов оценивают, как правило, коэффициентом блокировки K . Для многих из них K постоянен и задается еще на стадии их разработки. Коэффициент блокировки рассматриваемого механизма является переменной величиной [1] и поэтому неудобен в расчетах, хотя и наглядно иллюстрирует перераспределение крутящих моментов между полуосями при его срабатывании. Необходим постоянный по своему численному значению параметр, пользуясь которым при проектировании можно получить дифференциал с необходимыми блокирующими свойствами. Такой характеристикой дифференциала с падающим внутренним трением, на наш взгляд, может служить удельный статический момент трения

$$K_D^{CT} = \frac{M_M^{CT}}{M_{O1}} = \mu A.$$

После небольших преобразований можно убедиться, что

$$K_{д}^{ст} = \frac{K_{д}'}{\frac{\varphi_{о1}}{\varphi_{экс}} - 1}, \quad (4)$$

где $\varphi_{о1}$ - реализуемый коэффициент сцепления, соответствующий тяговому моменту $M_{о1}$; $\varphi_{экс}$ - реализуемый коэффициент сцепления, соответствующий крутящему моменту $M_{о}$ на эксплуатационном режиме движения; $K_{д}'$ - удельный момент трения дифференциала с постоянным коэффициентом блокировки, обычно $K_{д}' = 0,5 \dots 0,6$. Значения коэффициентов $\varphi_{о1}$ и $\varphi_{экс}$ следует выбирать, исходя из условий эксплуатации машины, для которой проектируется дифференциал. С помощью коэффициента $K_{д}^{ст}$ можно определить все рассмотренные выше характеристики дифференциала и его конструктивные параметры А и В.

Таким образом, основным критерием блокирующегося дифференциала с убывающим внутренним трением следует считать удельный статический момент трения, определяемый формулой (4) и характеризующий степень падения момента трения в данном механизме.

К основным характеристикам дифференциала с падающим трением следует отнести также статический момент трения и максимальный момент трения срабатывания.

При проектировании дифференциала необходимо задаться эксплуатационным реализуемым коэффициентом сцепления $\varphi_{экс}$ и реализуемым коэффициентом сцепления, при котором блокирующийся дифференциал выходит на режим работы обычного.

Л и т е р а т у р а

1. Лефаров А.Х., Ванцевич В.В., Гурин А.В. Блокирующиеся дифференциалы - механизмы автоматического действия. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилей, тракторов и их двигателей, Минск, 1978, вып. 10.

П.П.Артемов, канд.техн.наук,
В.П.Бойков, А.М.Кривицкий,
А.И.Скуртул, Г.А.Таяновский

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ КОЛЕС ТРАКТОРОВ

При решении ряда задач динамики машинно-тракторных агрегатов (тягового расчета, устойчивости и управляемости, нагруженности трансмиссии, динамики торможения и др.) необходимо знать моменты инерций вращающихся масс звеньев расчетной динамической системы, к которой обычно приводится тракторный агрегат. Из всех учитываемых в подобных случаях моментов инерции наибольшую величину имеют моменты инерции колес. Увеличение их приводит к ухудшению динамических показателей работы трактора и повышению динамических нагрузок в трансмиссии [1].

В литературе недостаточно сведений по величинам моментов инерции колес тракторов, поэтому проведен комплекс работ с целью определения указанных характеристик.

Моменты инерции определялись по известной методике [2] на установке с подвесом испытуемого колеса на трех нитях. Величины моментов инерции колес вычислялись по формуле

$$J_k = \frac{R_1 R_2 g}{4\pi l} (m_1 T_1^2 - m_0 T_0^2),$$

где R_1, R_2 - расстояния от центральной оси до верхних и нижних точек подвеса; g - ускорение свободного падения; l - длина нитей; m_1 - масса испытуемого колеса; m_0 - масса плиты, на которую устанавливается колесо; T_1 - период колебаний системы; T_0 - период колебаний плиты.

Значения моментов инерции некоторых тракторных колес относительно их оси вращения, а также их весовые характеристики приведены в табл. 1.

Обработка полученных опытных данных методами регрессионного и корреляционного анализов [3] позволила установить зависимость, по которой с точностью до 10% можно определить момент инерции тракторного колеса в зависимости от его массы

Таблица 1. Моменты инерции некоторых колес тракторов класса 14-20 кН

Типоразмер шины	Тип обода по ГОСТ 10410-74	Масса m_k , кг	J_k , кг·м ²
200-508 (7,5-20) мод. В-103	5,50	47,5	3,69
210-508 (8-20) мод. В-64	7	56,5	4,94
210-508 (8,3/8-20) мод. В-105А	7	62	5,49
290-508 (11,2/10-20) мод. Ф-35	10	71	6,93
310-508 (11-20) мод. Я-221	10	82	9,53
310-508 (12,4/11-20) мод. Я-296	10	85	10,2
420-508 (15-20) мод. Я-181	10	106	15,41
240-1067 (9,5/9-42) мод. Я-183	8	150	39,32
330-965 (13,6/12-38) мод. Я-261	12	155	44,76
285-1067 (11,2/10-42) мод. Я-301	10	156	48,24
400-965 (15,5-38) мод. Ф-2А	14	170	54,2
420-762 (15-30) мод. Я-175А	14	181	48,2
485-868Р мод. ФВл-11	14	250	80,83

$$J_k = 0,003 m_k^2 - 0,264 m_k + 9,57,$$

где m_k - масса колеса, кг.

Данная зависимость справедлива для колес, масса которых не превышает 200 кг.

Л и т е р а т у р а

1. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины. М., 1976.
2. Лабораторные работы по теории механизмов и машин. Минск, 1976.
3. Герасимович А.И., Матвеева Я.И. Теория вероятностей и математическая статистика. Ч. II. Минск, 1974.

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ВЕЛИЧИНЫ ВЫХОДНОГО ПАРАМЕТРА
СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ
КРУТОСКЛОННОГО ТРАКТОРА

В данной работе рассмотрено влияние положения колеса в поперечной плоскости на его курсовую устойчивость. В общем случае плоскость вращения колеса занимает на склоне положение, отличное от вертикального. Вследствие несовпадения линий действия вертикальной нагрузки на колесо и результирующей силы реакции почвы к колесу в поперечной плоскости приложен опрокидывающий момент, вызывающий боковую деформацию шины и обуславливающий ее увод (рис. 1).

$$M = \pm G_k (e \cos \gamma \pm h \sin \gamma), \quad (1)$$

где G_k - вертикальная нагрузка на колесо; e - смещение точки приложения результирующей силы реакции почвы (центра давления); γ - угол наклона колеса относительно вертикали; h - расстояние от центра давления до прямой, проходящей через точку приложения силы G_k .

Местом приложения силы G_k , на наш взгляд, следует считать точку, расположенную в плоскости продольной симметрии колеса на границе его жесткой части (обода) с эластичной частью (шиной).

Таким образом,

$$h = r_d - \frac{d}{2}, \quad (2)$$

где r_d - динамический радиус колеса на склоне; d - внутренний диаметр шины.

Откуда

$$M = \pm G_k \left[e \cos \gamma \pm \left(r_d - \frac{d}{2} \right) \sin \gamma \right]. \quad (3)$$

В выражениях (1) и (3) в скобках знак "плюс" соответствует расположению колеса в одном из промежуточных положений между вертикальным и нормальным к поверхности движения ($-\alpha < \gamma < 0$) (рис. 1, а), а знак "минус" всем остальным положениям ($0 < \gamma < \alpha$) (рис. 1, б и в), где α - угол склона.

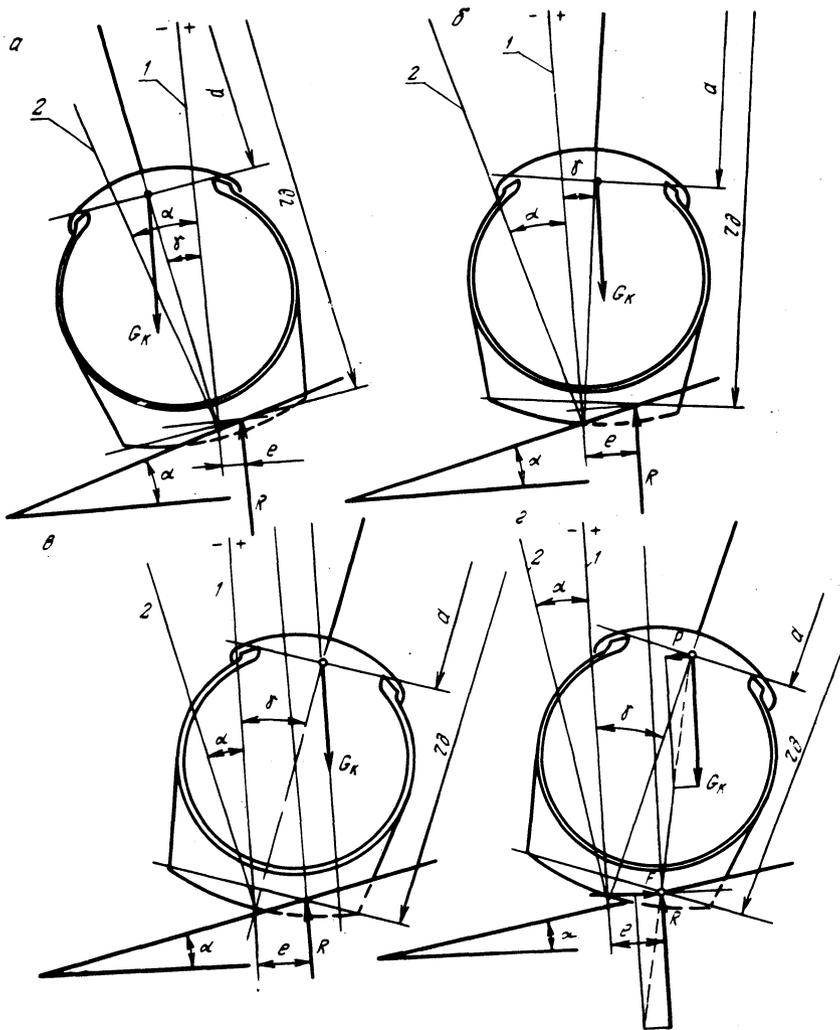
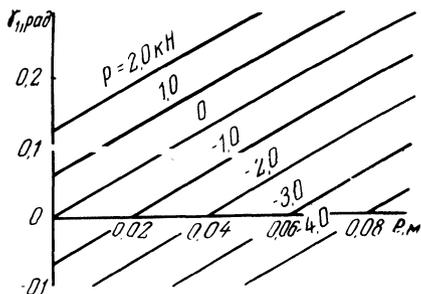


Рис. 1. Возможные варианты расположения колеса на склоне и силы, действующие на него в поперечной плоскости: 1 – вертикаль; 2 – нормаль к поверхности движения.

Рис. 2. Зависимость угла дополнительного наклона колеса в функции смещения центра давления для различных значений боковой силы: $G_k = 15,5 \text{ кН}$; шина 12-38^н.



Знаки перед скобками характеризуют направление опрокидывающего момента (по часовой стрелке - "минус", против - "плюс") а следовательно, и свидетельствуют о направлении деформации шины и увода колеса (вниз по склону - "плюс", вверх - "минус"). Момент, деформирующий шину в поперечной плоскости,

будет иметь положительное значение при $\delta < \arctg \frac{e}{r_d - \frac{d}{2}}$ (рис. 1, а и б), а отрицательное - при $\delta > \arctg \frac{e}{r_d - \frac{d}{2}}$ (рис.1,в).

Очевидно, что колесо, шина которого подвержена боковой деформации, вследствие смещения центра давления будет вести себя так, как и колесо, подчиненное действию боковой силы, т.е. двигаться с боковым уводом

$$\delta = k P_n, \quad (4)$$

где δ - угол бокового увода; k - коэффициент сопротивления боковому уводу; P_n - боковая сила.

Исходя из этого, получим выражение для определения угла бокового увода колеса на склоне

$$\delta = \pm k \frac{G_k \left[e \cos \delta \pm \left(r_d - \frac{d}{2} \right) \sin \delta \right]}{r_d - \frac{d}{2}}. \quad (5)$$

С точки зрения курсовой устойчивости предпочтительным является положение плоскости вращения колеса, при котором $M = 0$, т.е. боковая деформация, а следовательно, и увод шины отсутствуют. Это условие позволяет определить искомый выходной параметр рассматриваемой системы автоматической стабилизации (угол дополнительного наклона остова и ходовой части трактора)

$$\delta = \arctg \frac{e}{r_d - \frac{d}{2}}. \quad (6)$$

Однако боковой увод колеса на склоне может быть вызван не только приходящейся на него силой веса транспортного средства, но и действием боковых сил P , например, силы инерции на повороте, силы реакции почвы на рабочие органы и др. В этом случае для устойчивого движения колеса в заданном направлении необходимо обеспечить выполнение условия

равенства моментов, создаваемых боковой и нагружающей силами, относительно центра давления что означает прохождение через последний результирующей указанных сил (рис. 1, г):

$$P \left[\left(r_{\text{д}} - \frac{d}{2} \right) + e \operatorname{tg} \gamma \right] \cos \gamma = G_{\text{к}} \left[\left(r_{\text{д}} - \frac{d}{2} \right) \sin \gamma - e \cos \gamma \right]; \quad (7)$$

$$P \left[\left(r_{\text{д}} - \frac{d}{2} \right) + e \operatorname{tg} \gamma \right] \cos \gamma = G_{\text{к}} \left[\left(r_{\text{д}} - \frac{d}{2} \right) \sin \gamma + e \cos \gamma \right]; \quad (8)$$

$$P \left[\left(r_{\text{д}} - \frac{d}{2} \right) + e \operatorname{tg} \gamma \right] \cos \gamma = G_{\text{к}} \left[\left(r_{\text{д}} - \frac{d}{2} \right) \sin \gamma + e \cos \gamma \right]. \quad (9)$$

Равенство (7) относится к случаю, когда боковая сила направлена вниз по склону (рис. 1, г), а равенства (8) и (9) – к случаю, когда боковая сила имеет обратное направление, т.е. в сторону вершины склона, причем первое из них справедливо при $\frac{P}{G_{\text{к}}} < \frac{e}{r_{\text{д}} - \frac{d}{2}}$, а второе при $\frac{P}{G_{\text{к}}} >$

$\frac{e}{r_{\text{д}} - \frac{d}{2}}$. Откуда соответственно трем положениям ко-

леса на склоне, характеризуемым равенствами (7), (8) и (9), могут быть получены аналитические зависимости для определения положения колеса относительно вертикали в общем случае, т.е. при наличии боковой силы:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{P \left(r_{\text{д}} - \frac{d}{2} \right) + G_{\text{к}} e}{G_{\text{к}} \left(r_{\text{д}} - \frac{d}{2} \right) - P e}; \quad (10)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{-P \left(r_{\text{д}} - \frac{d}{2} \right) + G_{\text{к}} e}{G_{\text{к}} \left(r_{\text{д}} - \frac{d}{2} \right) + P e}; \quad (11)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{P \left(r_{\text{д}} - \frac{d}{2} \right) - G_{\text{к}} e}{G_{\text{к}} \left(r_{\text{д}} - \frac{d}{2} \right) - P e}. \quad (12)$$

Учитывая сложность аналитического выражения зависимостей смещения центра давления и динамического радиуса от перечисленных выше факторов, в каждом отдельном случае для конкретных типоразмера шин и почвенного фона опорной поверхности, упомянутые величины могут быть определены сравнительно просто экспериментально [1].

Зависимость угла наклона в функции смещения центра давления для реальных его значений (0...0,1 м) имеет практически линейный характер. При $e = 0,025$ м, что соответствует склону крутизной примерно 15° , угол дополнительного наклона колеса равен 0,09 рад. (рис. 2).

Дополнительный наклон остова и ходовой части крутосклонного трактора к вершине склона, обеспечивающей более высокую курсовую устойчивость его колес, а следовательно, и трактора в целом, является функцией ряда факторов, к основным из которых относятся вертикальная нагружающая и боковая силы на колесо, геометрические параметры шины, смещение центра давления.

Л и т е р а т у р а

1. Гогелидзе Г.Д., Хухуни Т.В. Некоторые вопросы качения колеса склонохода. - В сб.: Механика машин. Тбилиси, 1974.

УДК 629.114.3 - 0,73

П.В.Зеленый

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ МЕХАНИКИ КРУТОСКЛОННЫХ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Основным видом движения крутосклонных машинно-тракторных агрегатов (КМТА) как механической системы является плоскопараллельное перемещение остова трактора (основного звена) и рамы сельскохозяйственной машины (прицепного звена) относительно опорной поверхности, приближенно принятой за наклонную шероховатую плоскость. Для изучения этого вида движения достаточно изучить, как движется некоторое сечение системы, представленное на рис. 1.

Плоскопараллельное перемещение рассматриваемой системы складывается из поступательного движения, при котором все точки системы движутся так же, как ее полюс А (центр масс основного звена), и из вращения вокруг упомянутого полюса, а также из вращения прицепного звена вокруг точки его крепле-

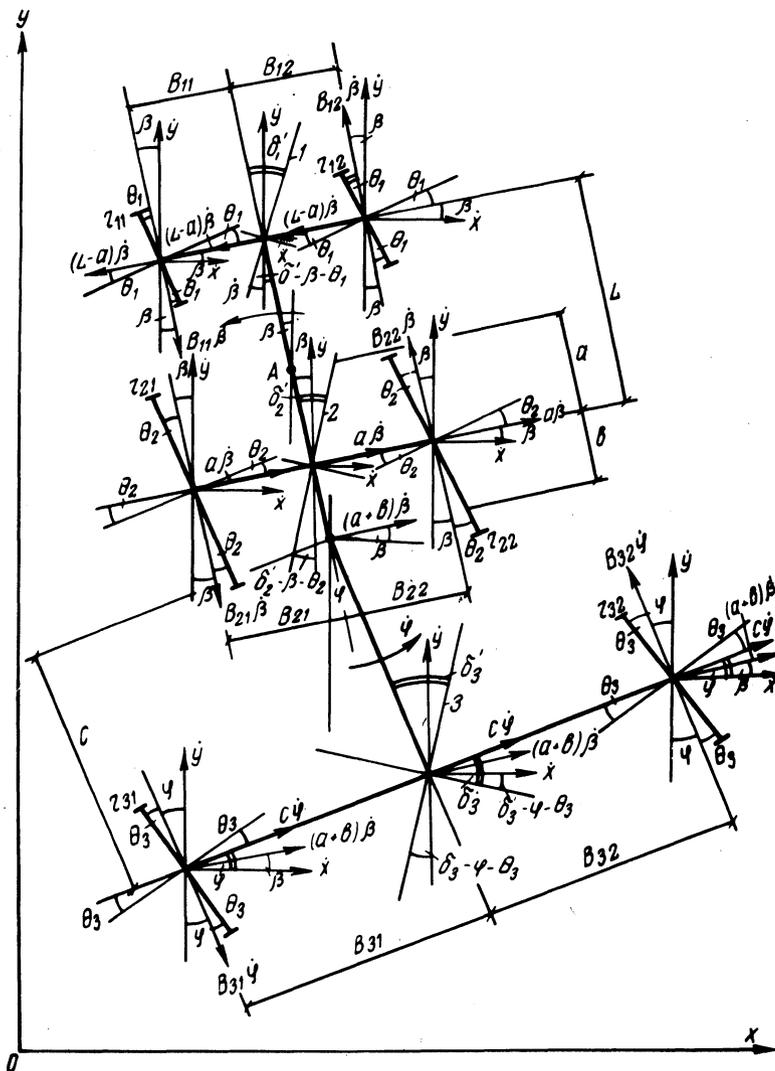


Рис. 1. Расчетная кинематическая схема крутосклонного машинотракторного агрегата: 1, 2 и 3 – траектории середин осей соответственно переднего и заднего мостов трактора и ходовой части сельскохозяйственной машины.

ния к основному. При этом будем учитывать также вращательные движения колес ходовой системы агрегата вокруг их геометрических осей.

Движение КМТА рассмотрим в инерционной и неинерционных системах координат. В качестве инерционной принята декартова система координат, связанная с опорной поверхностью так, что ось Y совпадает с горизонталью, а ось X направлена вниз по склону и лежит в его плоскости. Тогда обобщенные координаты X и Y будут определять местоположение полюса A системы на поверхности склона. В качестве неинерционных (подвижных) выберем координаты, каждые из которых соответственно связаны с полюсом A , точкой крепления прицепного звена к основному и осями вращения колес. В этом случае положение основного звена во вращательном движении вокруг полюса может быть задано некоторой обобщенной угловой координатой β , положение прицепного звена относительно основного — координатой φ , а положения колес — координатами δ_{11}^* , δ_{12}^* , δ_{21}^* , δ_{22}^* , δ_{31}^* , δ_{32}^* , где первый индекс обозначает номер оси, а второй — номер колеса.

Данная механическая система может быть рассмотрена в динамике как собрание материальных точек, причем, каковы бы ни были действующие силы и начальные условия, ее движение характеризуется такими зависимостями, которые определяют положение и скорости точек системы. Следовательно, рассматриваемая система является несвободной и движение ее точек подчинено некоторым геометрическим и кинематическим ограничениям, называемым связями.

Наибольший интерес для изучения вопросов курсовой устойчивости машинно-тракторных агрегатов путем математического моделирования представляют ограничения, налагаемые на движение системы опорной поверхностью. В аналитической механике подобного рода ограничения относят к классу неголономных (кинематических) реономных связей.

Общий вид кинематической реономной связи

$$\varphi_i(t; x_1, y_1, z_1, \dots, x_n, y_n, z_n; \dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{z}_1, \dots, \dot{x}_n, \dot{y}_n, \dot{z}_n) = 0, \quad (1)$$

где значок i может пробегать ряд значений, $i = 1, 2, \dots$ до некоторого s , определяющего число связей.

Как бы ни был сложен процесс качения пневматического колеса по наклонной деформируемой поверхности, направление

его движения можно характеризовать некоторым углом δ' , который оно составляет с плоскостью вращения

$$\delta' = \frac{V_x}{V_y}, \quad (2)$$

где $\delta' \approx \text{tg } \delta'$ - угол отклонения траектории движения колеса от заданной; V_x и V_y - проекции скорости движения колеса на оси, соответственно перпендикулярную плоскости его вращения и лежащую в плоскости его вращения.

Скорость элементов шины в пятне контакта относительно опорной поверхности не равна нулю вследствие качения колеса с некоторым проскальзыванием (буксованием), т.е.

$$1 - \delta = \frac{V_T}{V_T}, \quad (3)$$

где δ - буксование колеса, V_T - теоретическая скорость движения колеса.

Используя выражения (2) и (3) и графические построения, представленные на рис. 1, а также воспользовавшись приемом, описанным А.И.Лурье применительно к выводу уравнений движения четырехколесной тележки [1], составим уравнения кинематических связей, налагаемых на движение рассматриваемой системы поверхностью ее перемещения (даны без вывода).

$$\dot{y} \cos(\beta + \theta_1) - \dot{x} \sin(\beta + \theta_1) + [(L - a) \sin \theta_1 - B_{11} \cos \theta_1] \dot{\beta} - r_{11} \dot{\delta}_{11} (1 - \delta_{11}) = 0;$$

$$\dot{y} \cos(\beta + \theta_2) - \dot{x} \sin(\beta + \theta_2) + [(L - a) \sin \theta_1 + B_{12} \cos \theta_2] \dot{\beta} - r_{12} \dot{\delta}_{12} (1 - \delta_{12}) = 0;$$

$$\dot{y} \cos(\beta + \theta_2) - \dot{x} \sin(\beta + \theta_2) - (a \sin \theta_2 + B_{21} \cos \theta_2) \dot{\beta} - r_{21} \dot{\delta}_{21} (1 - \delta_{21}) = 0;$$

$$\dot{y} \cos(\beta + \theta_2) - \dot{x} \sin(\beta + \theta_2) - (a \sin \theta_2 - B_{22} \cos \theta_2) \dot{\beta} - r_{22} \dot{\delta}_{22} (1 - \delta_{22}) = 0;$$

$$\dot{y} \cos(\varphi + \theta_3) - \dot{x} \sin(\varphi + \theta_3) - (a + b) \sin(\varphi + \theta_3 - \beta) \dot{\beta} - (c \sin \theta_3 + B_{31} \cos \theta_3) \dot{\beta} - r_{31} \dot{\delta}_{31} (1 - \delta_{31}) = 0;$$

$$\begin{aligned}
& \dot{y} \cos(\varphi + \theta_3) - \dot{x} \sin(\varphi + \theta_3) - (a+b) \sin(\varphi + \theta_3 - \beta) \dot{\beta} - \\
& - (c \sin \theta_3 - B_{32} \cos \theta_3) \dot{\varphi} - r_{32} \dot{\delta}_{32} (1 - \delta_{32}) = 0; \\
& \dot{x} \cos(\delta'_1 - \beta - \theta_1) - \dot{y} \sin(\delta'_1 - \beta - \theta_1) - (L-a) \dot{\beta} \cos(\delta'_1 - \theta_1) = 0; \\
& \dot{x} \cos(\delta'_2 - \beta - \theta_2) - \dot{y} \sin(\delta'_2 - \beta - \theta_2) + a \dot{\beta} \cos(\delta'_2 - \theta_2) = 0; \\
& \dot{x} \cos(\delta'_3 - \varphi - \theta_3) - \dot{y} \sin(\delta'_3 - \varphi - \theta_3) + c \dot{\beta} \cos(\delta'_3 - \theta_3) + \\
& + (a+b) \dot{\beta} \cos(\delta'_3 - \varphi + \beta - \theta_3) = 0,
\end{aligned}$$

где неуказанные ранее в тексте обозначения понятны из схемы на рис. 1.

Первые шесть уравнений неголономных связей выражают отсутствие скоростей точек соприкосновения колес с шероховатой наклонной плоскостью (модель склона) при допущении, что динамический радиус колеса условно принят равным радиусу его качения. Ограничения, накладываемые последними тремя связями на систему в плоскости ее плоскопараллельного движения, заключаются в равенстве нулю скоростей точек середин осей в направлении, перпендикулярном к траектории движения соответствующих пар колес.

Полученные уравнения неголономных связей позволяют непосредственно перейти к составлению динамических дифференциальных уравнений движения системы, количество которых равно десяти по числу обобщенных координат, и уменьшить число неизвестных в них вдвое, т.е. привести систему к разрешимому виду.

Л и т е р а т у р а

1. Лурье Л.И. Аналитическая механика. М., 1961.

УДК 629.11.073.23

А.В.Войтиков, В.П.Бойков

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА ПО СКЛОНУ

Цель предлагаемого теоретического исследования - оценка влияния параметров трактора на характер его курсового движения по склону. Рассмотрим плоскую одномассовую модель трактора, движущегося относительно неподвижной системы

координат ОХУ в направлении оси Х (рис. 1). Считаем, что угловые отклонения продольной оси трактора от выбранного направления движения не превышают $\pm 15^\circ$.

Постоянное действие на трактор боковой составляющей его веса, а также различного рода моментов приводит к необходимости непрерывного управления им. Характер траектории движения обусловлен квалификацией водителя, причем его реакция на управление обладает некоторым запаздыванием по времени по сравнению с воздействиями опорной поверхности.

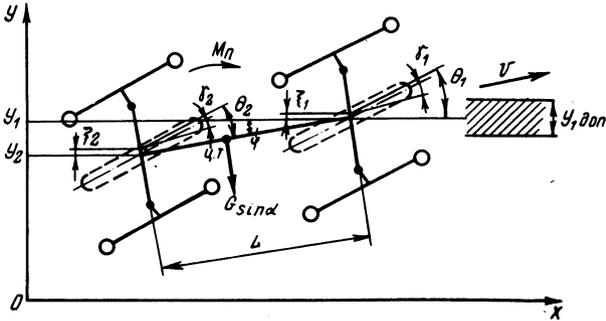


Рис. 1. Схема движения трактора по склону.

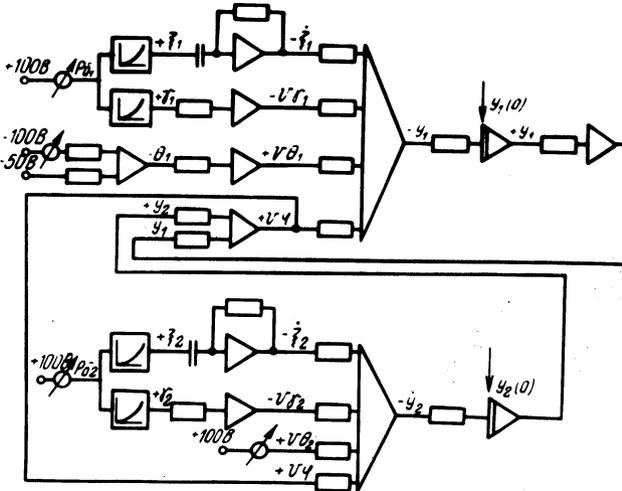


Рис. 2. Блок-схема решения уравнений, описывающих управляемое движение трактора.

Заменяя условно каждую пару колес оси трактора одним колесом, получим дифференциальные уравнения движения предло-

женной модели машины, считая скорость ее движения постоянной:

$$\left. \begin{aligned} \dot{y}_1 &= \dot{\xi}_1 + v\theta_1 - v\delta_1 + v\varphi; \\ \dot{y}_2 &= \dot{\xi}_2 + v\theta_2 - v\delta_2 + v\varphi; \\ \varphi &= \frac{1}{L}(y_2 - y_1), \end{aligned} \right\} (1)$$

где индексы 1 и 2 относятся соответственно к колесам передней и задней осей трактора; y_i - координата центра i -й оси трактора в направлении оси Y ; ξ_i - смещение центра пятна контакта i -го колеса относительно его продольной плоскости симметрии; δ_i - угол бокового увода i -го колеса; θ_i - угол поворота i -го колеса; v - скорость движения трактора; L - продольная база трактора; φ - угол отклонения продольной оси трактора относительно оси X .

Для установления закона движения и траекторий характерных точек машины необходимо проинтегрировать систему уравнений (1) с целью получения обобщенных координат: $y_1 = y_1(t)$; $y_2 = y_2(t)$; $\varphi = \varphi(t)$. Зависимости ξ_i и δ_i от величины боковой силы считаем заданными. Закон изменения боковой силы, приложенной к центру i -й оси трактора (P_{bi}), представим в следующем виде:

$$P_{bi} = G_i \sin \alpha + A \sin \frac{vt}{T} \pm \frac{M_{\Pi}}{L}; \quad (2)$$

где G_i - вертикальная нагрузка, приходящаяся на i -ю ось трактора; α - крутизна поперечного склона; A - амплитуда синусоидальной составляющей боковой силы; T - период колебаний крутизны склона в направлении движения; M_{Π} - поворачивающий момент.

Определяя критерий оценки курсового движения трактора, считаем, что средние значения бокового перемещения центра передней оси трактора и углов отклонения его продольной оси от заданного направления не должны превышать допустимых пределов ($y_{1 \text{ доп}}$ и $\varphi_{\text{ доп}}$). В этом случае трактор обладает достаточной курсовой устойчивостью. Зависимость для определения $\varphi_{\text{ доп}}$ можно представить в следующем виде:

$$\varphi_{\text{доп}} = \text{arctg} \frac{0,5(B_M - B_3 - B_K) + y_1}{L}, \quad (3)$$

где B - ширина междурядий; B_3 - ширина защитной зоны посаженных культур; B_K - ширина шины колеса трактора.

Приняв $B = 0,7$ м; $B_3 = 0,3$ м; $B_K = 0,34$ м; $L = 2,9$ м; $y_1 \leq \pm 0,1$ м, получим $\varphi_{\text{доп}} = 2,5^\circ$. Причем при работе трактора с сельхозмашинами значения $\varphi_{\text{доп}}$ должны быть еще меньше вследствие различия продольных габаритов тракторного агрегата и единичного трактора.

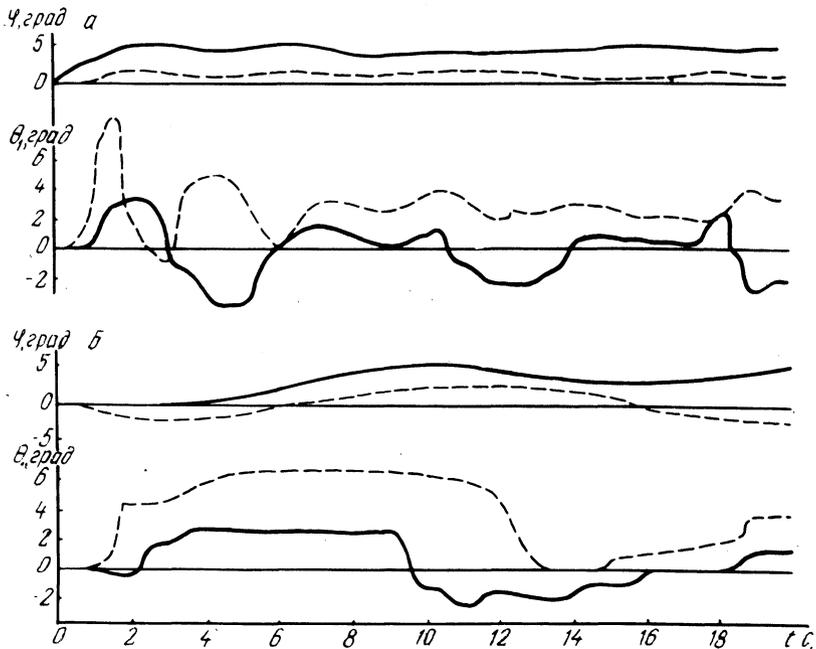


Рис. 3. Изменение во времени положения продольной оси трактора φ и угла поворота его передних колес (θ_1) при движении по склону 10° вдоль заданного направления (— $\theta_2 = 0^\circ$; ---- $\theta_2 = 4^\circ$): а - моделирование на АВМ; б - полевые исследования.

Блок-схема решения системы уравнений (1) на аналоговой вычислительной машине (АВМ) приведена на рис. 2. "Управление" моделью трактора осуществляется подачей на вход соответствующего операционного усилителя напряжения, пропорционального углу поворота колес [1]. Поворот передних колес

происходит так, чтобы текущая ордината центра передней оси трактора не выходила за допустимый предел, т.е. чтобы выполнялось условие $|y_1| \leq y_{1 \text{ доп}}$. Контроль этого положения осуществляется визуально по экрану осциллографа. В этом случае, как и в реальных условиях, имеет место запаздывание воздействия водителя на органы управления. Поворот задних колес осуществляется на фиксированные значения углов.

Результаты моделирования приведены на рис. 3, а. Решения дифференциальных уравнений представляют собой случайные функции времени. Анализ полученных данных показал, что курсовая устойчивость движения трактора со всеми управляемыми колесами выше, чем только с передними управляемыми колесами. Экспериментальные исследования, проведенные с колесным трактором в полевых условиях, позволили получить подобные зависимости (рис. 3, б). Некоторое их отличие обусловлено сложностью конструкции трактора и работы его узлов по сравнению с принятой расчетной моделью, а также особенностями взаимодействия пневматических шин с деформируемой опорной поверхностью.

Предложенная расчетная модель трактора и блок-схема решения уравнений, описывающих ее движение вдоль заданного направления, позволяют получить качественную картину движения трактора. В результате моделирования теоретически установлена и экспериментально подтверждена эффективность поворота всех колес трактора с целью улучшения его курсовой устойчивости движения при работе на склоне.

Л и т е р а т у р а

1. Пчелин И.К., Хачатуров А.А. Применение уравнений кинематических связей для исследования устойчивости движения и управляемости автомобиля с помощью аналоговых математических машин. - "Автомобильная промышленность", 1966, № 5.

УДК 629.113.621.43

А.Т.Скойбеда, канд.техн.наук

К ТЕОРИИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС МНОГООСНЫХ ХОДОВЫХ СИСТЕМ

Исследуя взаимодействие колес многоосных систем, оптимальным будем считать взаимодействие ведущих осей, при котором трактор развивает максимальный тяговый КПД.

Тяговый КПД машины с двумя ведущими осями определяется зависимостью

$$\eta_T = \frac{G_{k1}(\varphi_1 - f_1) + G_{k2}(\varphi_2 - f_2)}{\frac{G_{k1}\varphi_1}{\eta_{m1}(1-\delta_1)} + \frac{G_{k2}\varphi_2}{\eta_{m2}(1-\delta_2)}}, \quad (1)$$

где G_{k1} , G_{k2} - весовые нагрузки колес передней (1) и задней (2) осей; φ_1 , φ_2 - коэффициенты использования сцепления колес; f_1 , f_2 - коэффициенты сопротивления движению; η_{m1} , η_{m2} - КПД, учитывающие механические потери в приводах колес передней и задней осей.

Для определения значений η_T по формуле (1) необходимо знать зависимости: $G_{k1,2} = F_1(P_{кр}, M_f)$; $f_{1,2} = F_2(H_1, H_2)$;

$\varphi_{1,2} = F_3(\delta_{1,2})$; $\eta_{m1,2} = F_4(K_H)$, где $P_{кр}$, M_f - соответственно крюковая нагрузка и момент сопротивления качению; $H_{1,2}$ - колея передних (1) и задних (2) колес; K_H - коэффициент кинематического рассогласования скоростей колес передней и задней осей.

Очевидно, тяговый КПД будет максимальным при оптимальных значениях буксований, обеспечивающих максимум касательных сил тяги обоих ведущих мостов при минимальном сопротивлении качению колес.

Так как распределение весовой нагрузки между осями и коэффициенты f_1 , f_2 зависят от момента сопротивления движению осей, то задача по определению тягового КПД в замкнутом виде не решается. Для получения замкнутого решения можно пренебречь перераспределением весовой нагрузки в зависимости от момента сопротивления качению колес.

При установившемся движении весовая нагрузка колес задней оси будет

$$G_{k2} = \frac{G(L-a) + G_{k1}x_1 + G_{k2}x_2 + P_{кр}(h_{кр} - H_2)}{L}. \quad (2)$$

Так как

$$G_{к1} = G - G_{к2},$$

то уравнение (2) можем переписать

$$G_{к2} = \frac{G(L-a) + Gx_1 - G_{к2}x_1 + G_{к2}x_2 + P_{кр}(h_{кр} - H_2)}{L}$$

или

$$G_{к2} = \frac{G(L-a+x_1) + P_{кр}(h_{кр} - H_2)}{L+x_1-x_2}. \quad (3)$$

Если учесть, что $f_1 = \frac{x_1}{r_{к1}}$, $f_2 = \frac{x_2}{r_{к2}}$, тогда $x_1 =$

$$= f_1 r_{к1}, \quad x_2 = f_2 r_{к2}.$$

На основании закона о нормальном напряжении почвы коэффициенты сопротивления движению f_1 , f_2 определяются по приближенной зависимости [1]:

$$f = 0,5 \frac{k_{п} b}{G_{к}} H^2. \quad (4)$$

С учетом влияния буксования на увеличение глубины колеи

$$H = \sqrt[3]{\frac{G_{к}^2}{k_{п}^2 b^2 D}} + 1,7 \frac{mb_{п}^3(1+\delta)}{D^2(1-\delta)^2},$$

где m , $b_{п}$ - количество почвозацепов в контакте колеса с опорной поверхностью и их высота, м; D - диаметр свободного колеса, м; $k_{п}$ - коэффициент объемного смятия почвы, $H/м^3$; b - ширина колеса, м; H - глубина колеи, м.

Используя гиперболический закон изменения тангенциальных напряжений от деформации сдвига [2], получим значения коэффициента сцепления:

$$\varphi_{к} = \frac{f_{ск} k_{\tau}}{\delta S} \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta S}{k_{\tau}} - a \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta S}{k_{\tau}}} - 1 \right) \right], \quad (5)$$

где k_{τ} - коэффициент деформации, м; $f_{ск}$ - коэффициент трения скольжения; a - приведенный коэффициент трения; S - длина контактной линии, м.

После разложения логарифмической функции в ряд и преобразований получим выражение максимального коэффициента сцепления, при котором обеспечивается максимум касательной силы тяги:

$$\varphi_{\max} = 0,5 f_{ск} \frac{S_0}{k_{\tau}} \left[\frac{a}{1 + 0,5 \left(\frac{S_0}{k_{\tau}} \right)^2} + 1 \right], \quad (6)$$

где $\delta S = S_0$ - сдвиг почвы, соответствующий максимуму касательных напряжений [2]:

$$S_0 = k_{\tau} \text{Arch} \frac{1 + \sqrt{1 + 8a^2}}{2a}. \quad (7)$$

Буксование при максимальном касательном напряжении будет

$$\delta_{оп} = \frac{S_0}{S} = \frac{k_{\tau} \text{Arch} \frac{1 + \sqrt{1 + 8a^2}}{2a} (c+1)}{2r_k^0 (1 + c \cos \alpha_0) \text{tg} \frac{\alpha_0}{2}}, \quad (8)$$

где

$$S = 2r_k^0 \frac{1 + c \cos \alpha_0}{c+1} \text{tg} \frac{\alpha_0}{2},$$

c - коэффициент, равный отношению коэффициентов объемного смятия почвы и шины, $c = \frac{k_{п}}{k_{ш}}$; r_k^0 - радиус недеформированной шины; α_0 - угол контакта колеса с почвой.

Коэффициент a подсчитывается по формуле [2]:

$$a = 2\lambda - 1,5, \quad (9)$$

где $\lambda = \frac{f_{\text{п}}}{f_{\text{ск}}}$ - коэффициент, равный отношению коэффициентов трения покоя $f_{\text{п}}$ и скольжения $f_{\text{ск}}$.

Для суглинки, по данным [2],

$$f_{\text{п}} = 1,2 - 1,5; f_{\text{ск}} = 0,7 - 1,0; \frac{S_0}{k_{\sim}} \approx 1,19,$$

$$\text{тогда } \varphi_{\text{max}} \approx 0,6f_{\text{п}} + 0,06 f_{\text{ск}}.$$

Пренебрегая дугой обхвата задней части шины, можем записать

$$\cos \alpha_0 = 1 - \frac{H}{r_{\text{к}}^0}; \quad \text{tg } \frac{\alpha_0}{2} = \frac{r_{\text{к}}^0 - H}{\sqrt{2r_{\text{к}}^0 H}},$$

тогда оптимальное буксование, соответствующее максимальной тяговой силе, будет определяться по зависимости

$$\delta_{\text{оп}} = \frac{k_{\sim} \text{Arch} \frac{-1 + \sqrt{1+8a^2}}{2a} (c+1) \sqrt{2r_{\text{к}}^0 H}}{2r_{\text{к}}^0 \left[1 + c \left(1 - \frac{H}{r_{\text{к}}^0} \right) \right] (r_{\text{к}}^0 - H)}. \quad (10)$$

С учетом зависимостей (6), (10) значения тягового КПД при $\eta_{m1} = \eta_{m2} = \eta_m$ будут:

$$\eta_T = \frac{\left[\lambda_G (\varphi_{1\text{max}} - f_1) + (1 - \lambda_G) (\varphi_{2\text{max}} - f_2) \right] \eta_{\text{мн}} k_{\text{н}} (1 - \delta_{2\text{оп}})}{\lambda_G \varphi_{1\text{max}} + (1 - \lambda_G) \varphi_{2\text{max}} k_{\text{н}}}, \quad (11)$$

где $\lambda_G = \frac{G_{\text{к1}}}{G}$ - коэффициент распределения веса, равный отношению весовой нагрузки передних колес к общему весу;

$k_{\text{н}} = \frac{1 - \delta_1}{1 - \delta_2}$ - коэффициент, характеризующий рассогласование скоростей колес различных осей.

Подставляя в выражение (11) значения f_1 , f_2 и δ_2 , получим

$$\eta_T = \frac{\left\{ f_{п1} - 0,4 \frac{k_{п1} b_1}{\lambda_G G} \lambda_H^2 H^2 + \left(\frac{1}{\lambda_G} - 1 \right) \right.}{f_{п1} + \left(\frac{1}{\lambda_G} - 1 \right) f_{п2} k_H} \dots \rightarrow$$

$$\left. \left[f_{п2} - 0,4 \frac{k_{п2} b_2}{(1 - \lambda_G) G} (1 - \lambda_H)^2 H^2 \right] \right\} \eta_M k_H (1 - \delta_2), \quad (12)$$

где $\lambda_H = \frac{H_1}{H}$ - коэффициент распределения глубины колеи по осям, равный отношению колеи передних колес к общей глубине колеи.

Влияние значений коэффициента кинематического рассогласования скоростей колес k_H на тяговый КПД машины определяли при заданном буксовании задней оси δ_2 с использованием зависимости (5), при этом

$$\varphi_1 = \frac{f_{ск1} k_{\tau 1}}{[1 - k_H (1 - \delta_2)] S_1} \left\{ \ln \operatorname{ch} \frac{[1 - k_H (1 - \delta_2)] S_1}{k_{\tau 1}} - \right.$$

$$\left. - a \left\{ \frac{1}{\operatorname{ch} \frac{[1 - k_H (1 - \delta_2)] S_1}{k_{\tau 1}}} - 1 \right\} \right\}. \quad (13)$$

Для почв с низкой несущей способностью удовлетворительные результаты дают расчеты коэффициентов сцепления по показательной функции [3]

$$\varphi = \varphi_{\max} (1 - e^{-\frac{\beta \varphi}{\varphi_{\max}}}),$$

где β - коэффициент, равный тангенсу угла наклона касательной к кривой $\varphi = f(\delta)$ в начале координат.

Анализ зависимостей (10) применительно к ходовым системам, имеющим колеса равного размера, показывает, что буксование колес, при которых достигается максимум касательной силы, неодинаково для различных осей. При этом значения $\delta_{оп}$ уменьшаются по мере уплотнения почвы, т.е. увеличения коли-

чества проходов колес по одному следу. Увеличение буксования при достижении деформации от воздействия предыдущей оси значения S_0 может привести к снижению тяговых качеств вследствие интенсивного разрушения почвы последующими ведущими осями.

Возможны следующие схемы взаимодействия колес многоосных систем с почвой: последовательное увеличение тангенциальной деформации почвы при ее равенстве S_0 для колес последней оси; одновременное достижение деформации почвы, равной S_0 , в контактах всех колес с опорной поверхностью.

Эти варианты взаимодействия осей изучались на основании расчетов значений тягового КПД по зависимости

$$\begin{aligned}
 \eta_T = \eta_m k_H (1 - \delta_2) & \left\{ \left[1 - \frac{0,4 \frac{k_{\pi 1} b_1}{\lambda_G G} \left\{ \frac{\sqrt[3]{\lambda_G^2 G}}{4 k_{\pi 1}^2 D_1 b_1^2} + \frac{f_{1ck} k_{\tau 1}}{[1 - k_H (1 - \delta_2)] S_1} \right. \right. \right. \\
 & + 1,7 \frac{m_1 b_{\pi 1}^3 [2 - k_H (1 - \delta_2)]^2}{D_1^2 k_H (1 - \delta_2)^2} \left. \right\} + 0,4 \frac{k_{\pi 2} b_2}{(1 - \lambda_G) G} \times \\
 & \times \left\{ \ln \operatorname{ch} \frac{[1 - k_H (1 - \delta_2)] S_1}{k \tau_1} - \right. \\
 & \times \left. \left\{ \sqrt[3]{\frac{(1 - \lambda_G)^2 G^2}{4 k_{\pi 2}^2 D_2 b_2^2}} + 1,7 \frac{m_2 b_{\pi 2}^3 (1 + \delta_2)^2}{D_2^2 (1 - \delta_2)^2} \right\}^2 \right. \\
 & \left. \left. - a \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{[1 - k_H (1 - \delta_2)] S_1}{k \tau_1}} - 1 \right) \right\} + \left(\frac{1}{\lambda_G} - 1 \right) \times \right. \\
 & \left. \times \frac{f_{2ck} k_{\tau 2}}{\delta_2 S_2} \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta_2 S_2}{k \tau_2} - a \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta_2 S_2}{k \tau_2}} - 1 \right) \right] k_H \right\} \quad (14)
 \end{aligned}$$

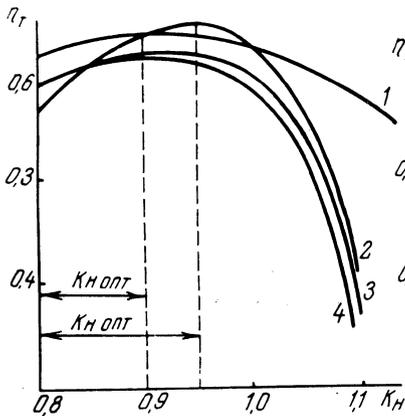


Рис. 1. Влияние на тяговый КПД коэффициента кинематического несогласования при различном распределении весовой нагрузки между осями: 1 - $\lambda_G = 0,3$; $D_1 = 1,0$ м; $D_2 = 1,5$ м; $S_1 = 0,3$ м; $S_2 = 0,5$ м; $b_1 = 0,25$ м; $b_2 = 0,4$ м; $k_{п1} = 1,5 \cdot 10^3$ кН/м³; $k_{п2} = 2,5 \cdot 10^3$ кН/м³; $f_{ск1} = 0,8$; $f_{ск2} = 0,9$; $k_{\tau_1} = 0,06$ м; $k_{\tau_2} = 0,04$ м; $G = 40$ кН; $\delta_2 = 0,1$; 2 - 4 - $\lambda_G = 0,5, 0,3$ и $0,7$ соответственно; $G = 80$ кН; $S_1 = S_2 = 0,5$ м; $D_1 = D_2 = 1,2$ м; $b_1 = b_2 = 0,25$ м. Остальные данные соответствуют варианту 1.

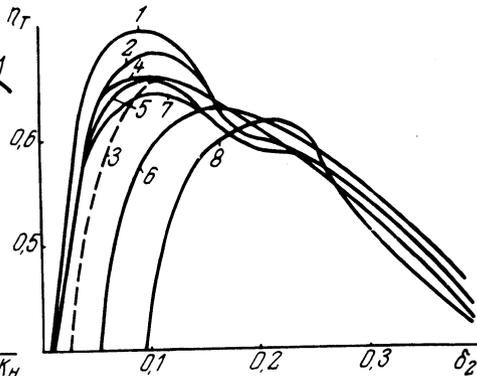


Рис. 2. Зависимость тягового КПД от буксования колес задней оси при различных кинематическом несогласовании и распределении веса: 1 - 3 - $\lambda_G = 0,3$; $k_H = 0,9, 1,0, 1,1$; 4 - 6 - $\lambda_G = 0,5$; $k_H = 0,9, 1,0, 1,1$. 7 - 8 - $\lambda_G = 0,7$; $k_H = 1,0, 1,1$ (1 - 6 - данные соответствуют рис. 1, п. 1; 7 - 8 - данные соответствуют рис. 1, п. 2 - 4).

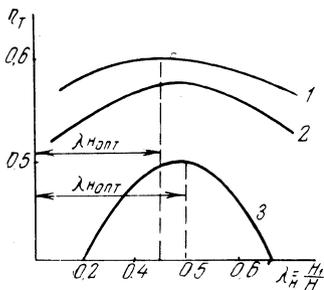


Рис. 3. Изменение тягового КПД в зависимости от распределения глубины колес по осям колесной машины: 1 - 3 общая глубина колес равна соответственно 0,02, 0,05 и 0,07 м (данные соответствуют рис. 1, п. 2 - 4).

Результаты расчетов по зависимостям (12), (14) показывают, что в случае равных весовых нагрузок и размеров колес максимум тягового КПД достигается при значениях коэффициентов кинематического рассогласования k_H , равных 0,95. При изменении распределения весовых нагрузок и радиусов колес значения k_H , соответствующие максимуму тягового КПД, уменьшаются до 0,9 (рис. 1).

При буксованиях более 20% величина кинематического рассогласования не оказывает большого влияния на тяговый КПД. Если буксование меньше 20%, то значения η_T могут отличаться в 1,05...1,5 раза в зависимости от развесовки трактора (рис. 2). Максимальные значения тягового КПД получены при $\lambda_G = 0,3$ и кинематическом рассогласовании $k_H = 0,9$, т.е. когда забегающими являются передние колеса, а k_H наименьшие при $\lambda_G = 0,7$ и $k_H = 1,1$, когда основная нагрузка приходится на передние отстающие колеса.

Исследованиями установлено также, что максимум тягового КПД соответствует одинаковым деформациям почвы и коэффициентам сцепления колес передней и задней осей. Однако при значительном увеличении общей глубины колеи оптимум распределения глубины колеи по осям смещается в сторону увеличения колеи передних колес (рис. 3).

Во всех случаях взаимодействия осей максимум тягового КПД достигается при $k_H \neq 1$. Кроме того, предпочтительным является $k_H < 1$, т.е. забегающими должны быть передние колеса (см. рис. 2), если они катятся по поверхности, имеющей более низкие физико-механические качества.

В приводы некоторых автомобилей и тракторов для автоматического отключения одного из ведущих мостов вводят конструктивное кинематическое рассогласование. В этом случае колеса переднего моста, если он не является основным, катятся с отставанием по отношению к задним. При включении переднего моста в тяговый режим целесообразно обеспечить его забегание, т.е. коэффициент кинематического рассогласования должен быть регулируемым от положительного значения при качении моста в ведомом режиме до отрицательного – в тяговом.

Л и т е р а т у р а

1. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. М., 1966, с. 5–69. 2. Кацыгин В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных

сельскохозяйственных машин и орудий. - В сб.: Вопросы сельскохозяйственной механики, т. 13. Минск, 1964. З. Гуськов В.В., Буймов Л.Н. Вопросы теории выбора коэффициента кинематического несоответствия и схемы привода ведущих мостов трактора 4x4 с одинаковыми колесами. - "Труды ЦНИИМЭСХ", т. У1. Минск, 1969.

УДК 629.114.2.001

Г.С.Горин, канд.техн. наук,
Г.В.Кидалинская, А.А.Зенькович,
Л.Н.Буймов

АППРОКСИМАЦИОННЫЕ ЗАВИСИМОСТИ МЕЖДУ СИЛОВЫМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА С ПОЧВОЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИМИ РЕЖИМАМИ ЕГО ДВИЖЕНИЯ

Под силовыми показателями взаимодействия ведущего колеса с почвой понимаются касательная сила тяги P_k , сопротивление перекатыванию P_f , боковая сила Y , стабилизирующие моменты M_{CT} , развиваемые при заданных условиях движения (нагрузка, почвенный фон, тип колеса). Под кинематическими режимами понимается буксование δ , угол увода θ , радиус поворота и т.д. Вследствие того, что для общего случая движения колеса расчетные зависимости между P_k , P_f , Y , M_{CT} , с одной стороны, и δ , θ и т. д. - с другой, не получены, выполнены экспериментальные исследования и результаты их аппроксимированы.

Зависимость $M_k = f(\delta)$ при работе с буксованием позволяет характеризовать тангенциальную эластичность контакта шины с почвой и энергетические показатели процесса взаимодействия. Зависимости ведущих моментов M_k от буксования по результатам тяговых испытаний трактора удобно аппроксимировать формулой

$$M_k = M_{k_{\max}} (1 - e^{-\beta \delta}), \quad (1)$$

где $M_{k_{\max}}$ - максимальное значение момента, развиваемого ведущим колесом; β - константа аппроксимации. В точке $\delta = 0$ наклон кривой

$$\frac{dM_k}{d\delta} = M_{k_{\max}} \beta. \quad (2)$$

Чем круче кривая $M_k = f(\delta)$, тем меньше кинематические потери на буксование и энергетические на перекачивание.

Тангенциальная эластичность контакта колеса с почвой в мм/(кН·м) при $\delta = 0$

$$\lambda = \frac{2\pi r}{M_{k \max} \beta} \quad (3)$$

а при текущих значениях буксования

$$\lambda = \frac{2\pi r}{M_{k \max} \beta} e^{-\beta \delta}$$

По результатам испытаний трактора-установки с передними колесами 11-20" на стерне выявлено, что при нагрузке на переднюю ось $G = 18-20$ кН, $M_{k \max} = 3,8$ кН·м, $\beta = 16,5$, коэффициент тангенциальной эластичности $\lambda = 50$ мм/(кН·м). Для сравнения отметим, что коэффициент тангенциальной эластичности автомобильного колеса 7,5-16 (Я-14) при вертикальной нагрузке 7,5 кН и давлении воздуха $P_u = 0,245$ МПа $\lambda = 15$ мм/(кН·м) [1]. Тангенциальная эластичность тракторного колеса больше за счет сминаемости основания. Предлагаемый метод лучше, чем автомобильная методика, отражает специфику тракторных колес.

Особенность кинематики поворота трактора 4x4 связана с наличием как силового, так и кинематического уводов колес. Боковая сила Y пропорциональна углу силового увода при малых значениях этого угла

$$Y = k_y \theta.$$

Углы кинематического увода зависят от траекторий колес передней и задней осей. Так как исследовать силовой и кинематические уводы отдельно на тракторе 4x4 практически невозможно, зависимости силовых показателей от кинематических режимов движения получены на модельных колесах в почвенном канале. В процессе экспериментальных исследований колеса устанавливались с различными углами поворота к направлению движения. Тяговая нагрузка создавалась путем регулирования частоты вращения электромотор-колеса.

Зависимости $M_k = f(\delta)$ для каждого угла установки колеса аппроксимированы формулой (1). Зависимость коэффициента β от угла увода аппроксимировалась формулой

$$\beta = \beta_0 e^{-a\theta} - A \sin 2\pi \frac{\theta - 5^\circ}{T_0},$$

где β_0 - значение коэффициента при $\theta = 0$; A и T_0 - соответственно амплитуда и период гармонической составляющей; a - константа аппроксимации.

Механизм возникновения гармонической составляющей следующий. При отклонении колеса на угол $5...10^\circ$ часть протектора шины со стороны нагребания почвы под действием стабилизирующего момента выходит из соприкосновения с почвой, из-за чего уменьшаются пятно контакта и тяговые возможности колеса. При дальнейшем повороте колеса стабилизирующие моменты уменьшаются и могут поменять даже знак, что приводит к существенному увеличению ширины пятна контакта и тяговых возможностей колеса.

Зависимости $P_k = f(\delta, \theta)$ выражены формулой

$$P_k = P_{k \max} \left[1 - e^{-\left(\beta_0 e^{-a\theta} - A \sin 2\pi \frac{\theta - 5^\circ}{T_0} \right) (\delta - \delta_0)} \right],$$

где δ_0 - начальное значение буксования:

$$\delta_0 = 0,0017\theta + 0,01 - \text{для шины } 11-20'';$$

$$\delta_0 = 0,0018\theta + 0,02 - \text{для шины } 8-20'';$$

$$\delta_0 = 0,002\theta + 0,02 - \text{для шины } 6,5-16''.$$

В результате аппроксимации получены следующие коэффициенты:

	$P_{k \max}$, кН	β_0	a	A
Колесо 6,5-16'' Нагрузка 1,85 кН	1,06	12,4	0,0212	0,006
Колесо 8-20'' Нагрузка 5,20 кН	3,00	8,6	0,0085	0,0065
Колесо 11-20'' Нагрузка 5,20 кН	3,00	12,1	0,0184	0,006

Экспериментальные исследования и расчеты показали, что касательная сила тяги колес 8-20'' и 11-20'' при буксо-

вании 0,1 с увеличением угла силового увода до 5° уменьшается на 13...15%, а с увеличением θ до 15° - на 20...30%.

При качении колеса с уводом плоскость вращения не совпадает с направлением его движения. Силой сопротивления качению колеса при наличии увода принята сила сопротивления движению колеса в плоскости вращения. Полученные зависимости P_f от буксования для фиксированных углов увода аппроксимировались формулой

$$P_f = P_{f0}(1 + A \sin \theta) + P_k \delta^p,$$

где

$$\delta^p = \frac{1}{\beta} \ln \frac{M_{k_{\max}} - M_k}{M_{k_{\max}}} - \frac{M_k}{M_{k_{\max}} \beta},$$

P_{f0} - сила сопротивления качению при $\theta = 0^{\circ}$, кН; $A \sin \theta$ - член, учитывающий изменение поверхности контакта с почвой при изменении углов увода.

Зависимость $A = f(\theta)$ близка к линейной, для ее выражения принята формула прямой $A = \alpha \theta$.

При небольших значениях буксования сопротивление качению изменяется мало. Для угла увода $\theta = 5^{\circ}$ при $\delta = 10; 15; 20; 30\%$ сопротивление качению колеса 8-20" соответственно 0,26; 0,3; 0,37; 0,76 кН. Для углов увода вплоть до 12° и буксований до 0,2 можно принять сопротивление перекачиванию таким же, как и для прямолинейного движения.

Зависимости боковых и сил на колесе от угла увода и буксования аппроксимированы формулой

$$Y = Y_{\max} (1 - e^{-a\theta}) \frac{1}{1 + b\delta},$$

где $a = 0,15$ - для шины 8 - 20"; $a = 0,18$ - для шины 11 - 20"; $b = a_0 + a_1 \theta + a_2 \theta^2$.

Коэффициенты аппроксимации представлены ниже:

Колесо 8-20

$$a_0 = 0,0033$$

$$a_1 = 0,0112$$

$$a_2 = -0,0004$$

Колесо 11-20

$$a_0 = 0,2717$$

$$a_1 = -0,0172$$

$$a_2 = 0,00028$$

С увеличением угла увода интенсивность нарастания боковой силы уменьшается. С увеличением буксования ведущего колеса боковые усилия существенно снижаются. Боковая сила колеса 11-20 при угле увода 10° и $\delta = 0,05$ равна 2,5 кН, а при $\delta = 0,15$ $Y = 1,4$ кН.

Полученные аппроксимационные зависимости между силовыми показателями P , P_f , Y и кинематическими режимами δ , θ движения ведущих колес могут быть использованы при построении математической модели прямолинейного движения колеса и его поворота.

Л и т е р а т у р а

1. Петрушов Р.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. М., 1975.

УДК 629.11.012.3.001.24

А.И.Скуртул

ТОРМОЖЕНИЕ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА НА КРИВОЛИНЕЙНОМ УЧАСТКЕ ПУТИ

Одной из основных особенностей эластичного колеса является его способность изменять геометрические размеры и форму в связи с деформацией пневматика под действием передаваемых сил моментов.

Деформация шины колеса, движущегося в тормозном режиме, характеризуется тангенциальным и боковым смещением отпечатка и углом поворота площадки контакта относительно вертикальной оси [1]. В связи с этим возникла необходимость рассмотрения этого режима для получения уравнений движения колеса, катящегося без проскальзывания, и реакций связей в пятне контакта.

Расчетная схема колеса приведена на рис. 1. К диску колеса приложены тормозной момент $M(t)$, поворачивающий момент $M_{\text{пов}}$ и боковая сила P_0 , действующая перпендикулярно

плоскости колеса. Для упрощения примем угол наклона площадки контакта в боковом направлении равным нулю.

Условия отсутствия линейного и углового проскальзывания окрестности точки a поверхности шины определяются уравнениями [1]

$$\bar{v}_a = 0; \quad \bar{\omega}_a = 0, \quad (1)$$

где \bar{v}_a – скорость материальной точки a ; $\bar{\omega}_a$ – угловая скорость материальной окрестности этой точки.

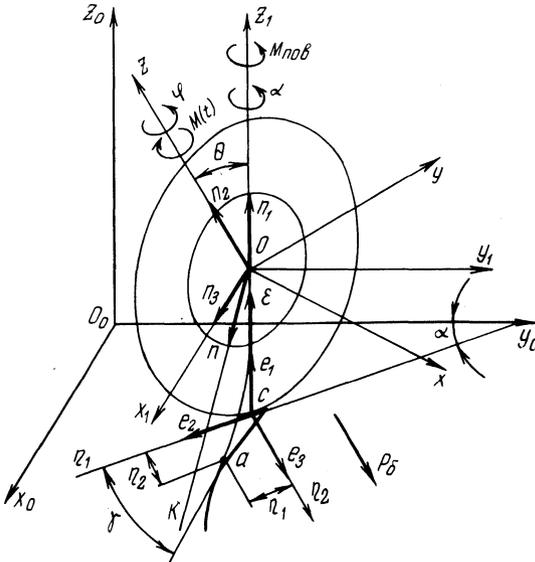


Рис. 1. Расчетная схема колеса.

Предполагая отсутствие проскальзывания как в поперечном, так и в продольном направлениях, условия (1) запишем так:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_0 + r_k \dot{\varphi}_0 (\sin \alpha + \cos \alpha \sin \gamma) + \dot{\eta}_1 \sin \alpha + \dot{\eta}_2 \cos \alpha &= 0; \\ \dot{y}_0 - r_k \dot{\varphi}_0 (\cos \alpha - \sin \alpha \sin \gamma) - \dot{\eta}_1 \cos \alpha + \dot{\eta}_2 \sin \alpha &= 0; \\ \dot{\alpha} + \dot{\gamma} - r_k (a_1 \dot{\eta}_2 - a_2 \dot{\gamma}) \dot{\varphi}_0 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где a_1, a_2 – коэффициенты кривизны средней линии шины [2],

$$a_1 = 4(C_{\eta_2}/K_6)^2; \quad a_2 = 4C_{\eta_2}/K_6.$$

Примем в качестве обобщенных координат следующие параметры: перемещение центра колеса вдоль оси $O_0 X_0$, $X_0 = q_1$ и оси $O_0 Y_0$, $Y_0 = q_2$; угол поворота колеса относительно оси OZ , $\varphi_0 = q_3$ и оси OZ_1 , $\alpha = q_4$; тангенциальную и боковую деформацию шины $\eta_1 = q_5$, $\eta_2 = q_6$; угол поворота площадки контакта $\gamma = q_7$.

Поскольку уравнения кинематических связей (2) являются неголономными, дифференциальные уравнения движения колеса с упругим пневматиком получены с помощью уравнений Лагранжа с неопределенными множителями и имеют вид

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_0 &= P_6 \cos\alpha + \lambda_1; \\ m\ddot{y}_0 &= P_6 \sin\alpha + \lambda_2; \\ J_{kz} \ddot{\varphi}_0 &= -M(t) + r_k (\lambda_1 \sin\alpha - \lambda_2 \cos\alpha) + \\ &+ r_k \sin\gamma (\lambda_1 \cos\alpha + \lambda_2 \sin\alpha) - A_1 \lambda_3; \\ J_{kz_1} \ddot{\alpha} &= M_{\text{пов}} + \lambda_3; \\ C_{\eta_1} \eta_1 + K_{\eta_1} \dot{\eta}_1 &= \lambda_1 \sin\alpha - \lambda_2 \cos\alpha; \\ C_{\eta_2} \eta_2 + K_{\eta_2} \dot{\eta}_2 &= \lambda_1 \cos\alpha + \lambda_2 \sin\alpha; \\ C_{\gamma} \gamma + K_{\gamma} \dot{\gamma} &= \lambda_3; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где m - масса колеса; J_{kz} , J_{kz_1} - моменты инерции колеса относительно осей OZ , OZ_1 ; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ - неопределенные множители Лагранжа; r_k - радиус качения колеса; C_{η_1} , C_{η_2} , C_{γ} - тангенциальная, боковая и крутильная жесткость шины, K_{η_1} , K_{η_2} , K_{γ} - коэффициенты неупругого сопротивления шины в тангенциальном, боковом направлениях и при угловой деформации; K_6 - коэффициент сопротивления боковому уводу; $A_1 = 4r_k C_{\eta_2} (C_{\eta_2}/K_6 - \gamma)/K_6$.

Реакции связей определяются следующими выражениями:

$$\begin{cases} R_{\eta_1} = C_{\eta_1} \eta_1 + K_{\eta_1} \dot{\eta}_1; \\ R_{\eta_2} = C_{\eta_2} \eta_2 + K_{\eta_2} \dot{\eta}_2; \\ M_{\text{ст}} = C_{\gamma} \gamma + K_{\gamma} \dot{\gamma}, \end{cases} \quad (4)$$

где R_{η_1} , R_{η_2} - тангенциальная и боковая реакции; $M_{\text{ст}}$ - стабилизирующий момент.

Совместное решение уравнений (2) и (3) позволяет избавиться от неопределенных множителей Лагранжа. Таким образом, окончательно получаем

$$\begin{aligned} \ddot{x}_o &= [(P_6 + R_{\eta_2}) \cos \alpha + R_{\eta_1} \sin \alpha] / m; \\ \ddot{y}_o &= [(P_6 + R_{\eta_2}) \sin \alpha - R_{\eta_1} \cos \alpha] / m; \\ \ddot{\varphi}_o &= [-M(t) + r_k (R_{\eta_1} + R_{\eta_2} \sin \gamma) - A_1 M_{\text{ст}}] / J_{kz}; \\ \ddot{\alpha} &= (M_{\text{пов}} + M_{\text{ст}}) / J_{kz_1}; \\ \ddot{\eta}_1 &= r_k M(t) / J_{kz} - A_2 R_{\eta_1} - r_k (r_k R_{\eta_2} \sin \gamma - A_1 M_{\text{ст}}) / J_{kz} - \dot{\alpha} A_3; \\ \ddot{\eta}_2 &= -P_6 / m + r_k \sin \gamma (M(t) / J_{kz} - r_k R_{\eta_1} + A_1 M_{\text{ст}}) - A_4 R_{\eta_2} - \\ &\quad - \dot{\alpha} A_5 - \dot{\varphi}_o \dot{\gamma} r_k \cos \gamma; \\ \ddot{\gamma} &= \dot{A}_1 \dot{\varphi}_o + A_1 [-M(t) + r_k (R_{\eta_1} + R_{\eta_2} \sin \gamma)] / J_{kz} - M_{\text{пов}} / J_{kz_1} - \\ &\quad - (A_1^2 J_{kz_1} + J_{kz}) M_{\text{ст}} / J_{kz} J_{kz_1}; \\ A_2 &= (J_{kz} + m r_k^2) / J_{kz} m; \quad A_3 = \dot{y}_o \sin \alpha + \dot{x}_o \cos \alpha; \\ A_4 &= (J_{kz} + m r_k^2 \sin^2 \gamma) / J_{kz} m; \quad A_5 = \dot{y}_o \cos \alpha - \dot{x}_o \sin \alpha. \end{aligned}$$

Полученные уравнения описывают динамику движения эластичного колеса в тормозном режиме и могут быть использованы при исследовании устойчивости транспортных средств.

Л и т е р а т у р а

1. Гоберман Л.А. Прикладная механика колесных машин. М., 1973. 2. Хачатуров А.А. и др. Динамика системы дорога - шина - автомобиль - водитель. М., 1976.

УДК 629. 114.2

С.М.Белов, канд.техн.наук,
Ж.П.Фойницкая

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА МЕХАНИЗМА НАВЕСКИ ТРАКТОРА С УЧЕТОМ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ ОРУДИЯ

При проектировании механизма навески геометрические параметры выбираются так, чтобы в процессе подъема орудия из рабочего положения в транспортное обеспечить постоянное значение кинематического передаточного числа или близкое к нему. Это приводит к равномерной нагрузке гидропривода, так как усилие на штоке, в большей степени определяющее давление в магистралях гидросистемы, находится в прямой зависимости от передаточного числа при постоянной массе орудия [1]. Зависимость имеет вид

$$F_{шт} \eta_M = (G_{ор} + F_{ин}) i_s,$$

где $F_{шт}$ - усилие, развиваемое на штоке силового цилиндра; η_M - механический КПД навески; $G_{ор}$ - сила тяжести орудия; $F_{ин}$ - сила инерции орудия; i_s - кинематическое передаточное число.

В основу проектирования навесных систем современных тракторов заложено передаточное число, равное 3,5...4,5, считая при этом, что центр тяжести орудия расположен на оси подвеса. Такое допущение объясняется тем, что при современном расчете навески принят графический метод определения передаточного числа (метод планов скоростей). Громоздкость и трудоемкость этого метода при расчетах для каждой агрега-

тируемой с трактором машины или каждого орудия делают его непригодным для практических расчетов. Поэтому расчеты и выполняются из условия расположения центра тяжести орудия на оси подвеса или в лучшем случае на определенном расстоянии от нее [2], что неизбежно приводит к ошибкам, так как у всех навесных орудий положение центра тяжести различно.

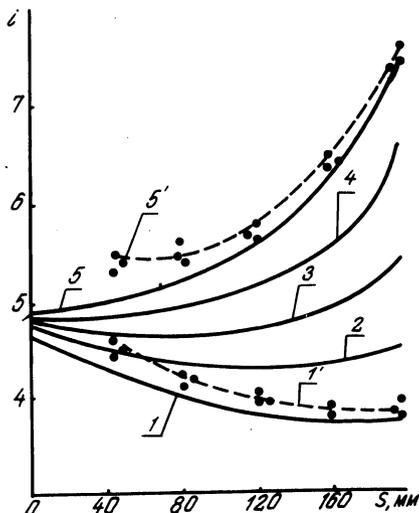


Рис. 1. Зависимость передаточного числа механизма навески от хода штока гидроцилиндра (кривые 1...5 получены при распределении центра тяжести орудия соответственно на оси подвеса и на расстояниях от нее 0,2; 0,4; 0,6 и 0,8 м): ----- расчетные; - - - - - экспериментальные.

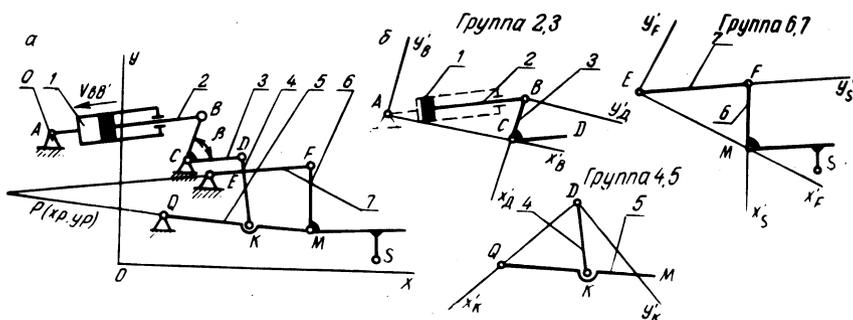


Рис. 2. Структурная схема механизма навески трактора.

Проведенные авторами экспериментальные исследования показали, что с удалением центра тяжести от оси подвеса передаточное число, а следовательно, и усилие на штоке в процессе подъема орудия из рабочего положения в транспортное изменяется, значительно возрастая к концу подъема, в то время как при расположении центра тяжести на оси подвеса передаточное число меняется незначительно и соответствует зало-

женным при проектировании (рис. 1, кривые 1'; 5'). Этот факт говорит о том, что при проектировании навесных систем, в частности, при выборе геометрических параметров механизма навески трактора следует учитывать характер изменения передаточного числа для орудий с наиболее удаленным расположением центра тяжести, так как возрастание передаточного числа навески к концу подъема может привести к перегрузке гидро-механизма системы.

В настоящей статье предлагается аналитический метод расчета передаточного числа механизма навески. Применение его позволит производить выбор рациональных кинематических схем механизма на стадии проектирования, их анализ и расчет при помощи ЭЦВМ, что доступно конструктору средней квалификации.

В общем виде кинематическое передаточное число механизма навески определяется по зависимости

$$i_s = \frac{v_s^y}{v_{bb'}^x} \quad (1)$$

где v_s^y - вертикальная составляющая скорости перемещения центра тяжести навесного орудия; $v_{bb'}^x$ - поступательная скорость перемещения штока относительно цилиндра.

Исходными расчетными параметрами являются: координаты точек А, С, Е, Q крепления навески к заднему мосту трактора, размеры звеньев рычажного механизма СВ, CD, DK, QK, QM, MF, FE, угол между рычагами β , поступательная скорость перемещения штока относительно цилиндра $v_{bb'}^x$, положение центра тяжести орудия (рис. 2). Согласно зависимости (1) задача определения i_s сводится к нахождению v_s^y из выражения

$$v_s^y = \omega_6 PS^x, \quad (2)$$

где ω_6 - угловая скорость звена 6 (навесного орудия); PS^x - проекция расстояния PS на ось OX, точка P - мгновенный центр вращения звена 6, точка S - центр тяжести навесного орудия.

Методика определения координат точек звеньев механизма В, D, K, M, F, P, S приведена в работе [3]. В табл. 1 представлены расчетные зависимости. Для определения угловой

Таблица 1. К расчету координат точек механизма навески

Группа	Расчетные зависимости
2, 3	$X_B = X_A + (AC_x X'_B - AC_y Y'_B) : AC;$ $Y_B = Y_A + (AC_y X'_B + AC_x Y'_B) : AC;$ $X_D = X_B + (BC_x X'_D - BC_y Y'_D) : BC;$ $Y_D = Y_B + (BC_y X'_D + BC_x Y'_D) : BC, \text{ где } X'_B =$ $= \frac{AB^2 + AC^2 - BC^2}{2AC}; Y'_B = \sqrt{AB^2 - (X'_B)^2};$ $X'_D = \frac{BD^2 + BC^2 - DC^2}{2BC}; Y'_D = \sqrt{BD^2 - (X'_D)^2}$
4, 5	$X_K = X_D + (DQ_x X'_K - DQ_y Y'_K) : DQ;$ $Y_K = Y_D + (DQ_y X'_K + DQ_x Y'_K) : DQ; \text{ где}$ $X'_K = \frac{DK^2 + DQ^2 - KQ^2}{2DQ}; Y'_K = \sqrt{DK^2 - (X'_K)^2}$
6, 7	$X_F = X_E + (EM_x X'_F - EM_y Y'_F) : EM;$ $Y_F = Y_E + (EM_y X'_F + EM_x Y'_F) : EM;$ $X_S = X_F + (FM_x X'_S - FM_y Y'_S) : FM;$ $Y_S = Y_F + (FM_y X'_S + FM_x Y'_S) : FM, \text{ где}$ $X'_F = \frac{EF^2 + EM^2 - FM^2}{2EM}; Y'_F = \sqrt{EF^2 - (X'_F)^2};$ $X'_S = \frac{FS^2 + FM^2 - MS^2}{2FM}; Y'_S = \sqrt{FS^2 - (X'_S)^2}$

скорости ω_6 , как и при нахождении координат точек, механизм задней навески представлен в виде групп звеньев по классификации И.И.Артоболевского [4] (рис. 2, б). Такое разделение механизма позволяет выводить формулы применительно к механизму в целом и к отдельным его группам. Составив для каждой группы векторные уравнения скоростей и выразив их компоненты через угловые скорости звеньев, после несложных преобразований [3] получаем

$$\omega_6 = -\omega_5 \frac{(\vec{QM} \times \vec{FE})}{(\vec{ME} \times \vec{FE})},$$

где ω_5 - угловая скорость нижних тяг навески (звено 5). Определяется из выражения

$$\omega_5 = -\omega_3 \frac{(\vec{CD} \times \vec{DK})}{(\vec{KQ} \times \vec{DK})},$$

где ω_3 - угловая скорость поворотного рычага (звено 3)

$$\omega_3 = -\frac{v_{bb'} \text{ AB}}{(\vec{BC} \times \vec{AB})}.$$

После соответствующих преобразований и подстановок получим окончательно зависимость для определения передаточного числа навески

$$i_s = -ABPS^x \frac{(\vec{CD} \times \vec{DK})(\vec{QM} \times \vec{FE})}{(\vec{KQ} \times \vec{DK})(\vec{MF} \times \vec{FE})(\vec{BC} \times \vec{AB})}. \quad (3)$$

Из выражения (3) видно, что кинематическое передаточное число не зависит от величины поступательной скорости перемещения штока относительно цилиндра $v_{bb'}$, а является функцией хода штока цилиндра (положения механизма, определяемого параметром АВ), размеров звеньев механизма, положения центра тяжести орудия (PS^x). На рис. 1 представлены кривые изменения передаточного числа в зависимости от хода штока гидроцилиндра для механизма навески трактора МТЗ-80. Рас-

чет сделан на ЭЦВМ "Минск-32" по предложенной методике. Анализ полученных графиков показывает, что при расположении центра тяжести на оси подвеса передаточное число изменяется от 4,62 в начале подъема до 3,68 - в конце его, обеспечивая довольно равномерную нагрузку на гидропривод по мере подъема орудия. При смещении центра тяжести на расстояние 0,8 м, что соответствует плугу ПН-3-35Р, передаточное число возрастает к концу подъема до 7,5 с 4,81 - в начале. Данные расчеты хорошо согласуются с результатами эксперимента (кривые 1' и 5').

В итоге исследования получены аналитические зависимости для расчета кинематики механизма задней навески трактора. Установлена зависимость кинематического передаточного числа от положения центра тяжести орудия.

Формула может быть применена при силовых расчетах навесных устройств трактора, динамических исследованиях навесного тракторного агрегата с целью определения приведенных сил и масс навесного орудия, а также при проектировании навесных систем трактора.

Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Д.А. Основы теории навесных сельскохозяйственных агрегатов. М., 1954. 2. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. ГОСТ 7057-73. М., 1973. 3. Фойницкая Ж.П. Аналитическое исследование с использованием ЭЦВМ механизма задней навески трактора. - В кн.: Сб. науч. трудов аспирантов. Минск, 1974. 4. Артоболевский И.И. Теория механизмов. М., 1967.

УДК 629.114

Ю.Е.Атаманов, В.В.Будько

ПРИМЕНЕНИЕ АВТОМАТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ПОВЫШЕНИЯ ПРОХОДИМОСТИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Автоматически действующие системы управления (АСУ) могут быть созданы для управления работой межосевого привода машины 4х4, догрузателей ведущих колес, централизованной системы изменения давления воздуха в шинах, дифференциалов с принудительной блокировкой, а также выдвигных почвозащитов.

Широко распространенные самоблокирующиеся дифференциалы различных типов являются автоматически действующими механизмами и представляют собой замкнутые системы автоматического регулирования. В качестве автоматически действующих устройств в межосевых приводах применяют муфты свободного хода и самоблокирующиеся дифференциалы.

Устанавливаемые на тракторах МТЗ-80 и МТЗ-82 системы автоматической блокировки дифференциала заднего моста представляют собой незамкнутые системы автоматического управления,

Различные виды АСУ средствами повышения проходимости колесных тракторов могут применяться выборочно и в комплексе. Так, например, на тракторе МТЗ-82 применены самоблокирующийся дифференциал в переднем ведущем мосту, автоматически действующий межосевой привод с муфтой свободного хода, автоматическая блокировка дифференциала заднего моста и гидравлический увеличитель сцепного веса.

Все более широкое развитие систем АСУ ставит вопрос о целесообразности и комплексности их применения на тракторе. В целом целесообразность применения различных автоматических устройств для повышения проходимости можно определить на основании оценки степени увеличения тяговых свойств трактора за счет введения того или иного устройства

$$P_{k_{4x4}} = P_{k_{4x2}} + P_{k_{п}} + \Delta P_{k_{ш}} + \Delta P_{k_{1д}} + \Delta P_{k_{2д}} + \Delta P_{k_{гсв}} =$$

$$= P_{k_{4x2}} + \sum P_{k_i}, \quad (1)$$

где $P_{k_{4x4}}$ - касательная сила тяги трактора 4x4 с различными АСУ средствами повышения проходимости; $P_{k_{4x2}}$ - касательная сила тяги трактора 4x2 с простым коническим дифференциалом; $P_{k_{п}}$ - касательная сила тяги переднего моста с простым дифференциалом; $\Delta P_{k_{ш}}$ - увеличение касательной силы тяги за счет применения АСУ централизованным изменением давления воздуха в шинах; $\Delta P_{k_{1д}}$, $\Delta P_{k_{2д}}$ - увеличение касательной силы тяги за счет применения блокирующегося или автоматически блокируемого дифференциала соответственно

переднего и заднего мостов; $\Delta P_{\text{к}}^{\text{ГСВ}}$ - увеличение касательной силы тяги за счет применения догрузителя ведущих колес.

Тогда коэффициент увеличения тягового усилия будет равен

$$\gamma = \frac{P_{\text{к}4 \times 4}}{P_{\text{к}4 \times 2}} = \frac{P_{\text{к}4 \times 2} + \sum P_{\text{к}i}}{P_{\text{к}4 \times 2}} = 1 + \frac{\sum P_{\text{к}i}}{P_{\text{к}4 \times 2}}. \quad (2)$$

Существующие в настоящее время теории взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью позволяют с необходимой точностью определить составляющие $\sum P_{\text{к}i}$ для каждого конкретного случая (фона опорной поверхности и конструктивных параметров трактора) и оценить целесообразность установки того или иного (или комплекса) АСУ средствами повышения проходимости. При этом необходимо учитывать увеличение стоимости трактора за счет применения новых устройств, так как выигрыш от улучшения проходимости или увеличения касательной силы тяги, а значит и производительности или времени использования, может быть в денежном выражении ниже затрат на эти устройства и их эксплуатацию.

УДК 629.113 - 585

М.М. Белоус

ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИНХРОНИЗАТОРЫ В СТУПЕНЧАТЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЯХ

Согласно прогнозам, механические ступенчатые трансмиссии останутся еще долгое время доминирующими. Вместе с тем в условиях постоянного повышения интенсивности движения задача снижения нагрузки на водителя решается, в частности, созданием систем автоматического переключения передач. Системы центральной синхронизации позволяют быстро и правильно производить переключения в коробке передач независимо от квалификации водителя. Общим принципом при создании подобных систем является отказ от широко распространенных в настоящее время индивидуальных синхронизаторов на каждую передачу и создание устройств, обеспечивающих уравнивание угловых скоростей ведущих и ведомых частей зубчатых муфт перед включением любой передачи независимо от их числа. Не-

отъемлемой частью систем центральной синхронизации являются датчики частоты вращения ведущих и ведомых частей коробки передач и электронные устройства, выполняющие логические операции и вырабатывающие команды по управлению исполнительными механизмами.

В настоящее время можно выделить несколько основных способов синхронизации, по которым ведутся разработки.

1. Использование для синхронизации фрикционных муфт и тормозов, с помощью которых шестерни и валы коробки передач соединяют с элементами трансмиссии, имеющими те или иные угловые скорости, и добиваются уравнивания угловых скоростей ведущих и ведомых частей зубчатых муфт перед их включением.

2. Применение в качестве синхронизирующего устройства обратимых машин: электродвигателя-генератора или гидродвигателя, связанных кинематически с промежуточным валом коробки передач.

3. Использование в качестве центрального синхронизатора штатного двигателя автомобиля. Управление двигателем в процессе синхронизации осуществляется путем воздействия с помощью сервомеханизма на орган топливоподачи, а в некоторых конструкциях и на выпускной (моторный) тормоз, установленный на выхлопном коллекторе.

4. Комбинированные системы центральной синхронизации в различных сочетаниях.

В устройстве, предложенном специалистами фирмы Mack Truch, Inc (США), реализуется первый способ синхронизации (рис. 1). На промежуточном валу (6) коробки передач установлена фрикционная муфта (5) с пневмоприводом (4), а шестерней, в ступице которой также размещена фрикционная муфта (2) с пневмоприводом (1), промежуточный вал соединяется с выходным валом (3). При переходе на высшую ступень в коробке фрикционная муфта (5) осуществляет торможение промежуточного вала и тем самым осуществляет выравнивание окружных скоростей соединяемых элементов. При переходе на низшую ступень включается фрикционная муфта (2) и промежуточный вал разгоняется. Торможение или разгон промежуточного вала начинается после выключения муфты сцепления и продолжается до скорости, определяемой регулировкой специального датчика (7).

В десятиступенчатой полуавтоматической коробке передач мод. SST -10/ SA для дорожных тягачей, разработанной

отделением Spricer Transmisson фирмы Dana Corp (США), на промежуточном валу установлен электромагнитный тормоз, который служит для уменьшения частоты вращения при переключении вверх. Если необходимо увеличить частоту вращения промежуточного вала, то с помощью электромагнитной муфты и системы шестерен он соединяется с выходным валом коробки. Управляет работой муфты и тормоза, а также работой сцепления и механизма переключения передач управляющий блок.

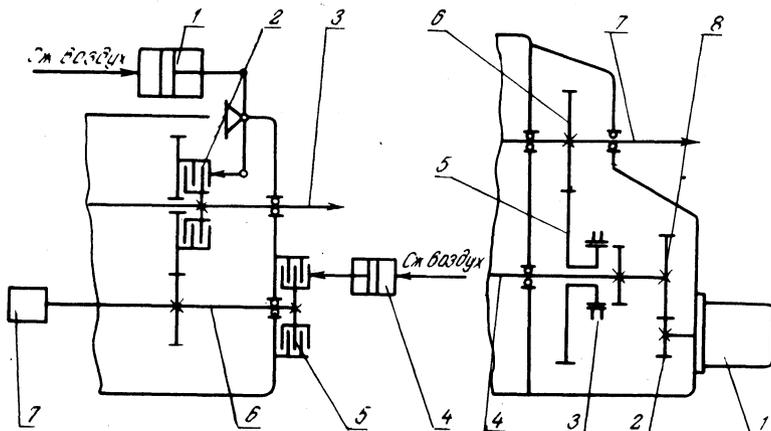


Рис. 1. Кинематическая схема системы центральной синхронизации на основе фрикционных элементов: 1, 4 – пневмоцилиндры; 2, 5 – фрикционные муфты; 3 – вторичный вал; 6 – промежуточный вал; 7 – датчик частоты вращения.

Рис. 2. Кинематическая схема системы с электродвигатель-генератором в качестве центрального синхронизатора: 1 – электродвигатель-генератор; 2, 8 – зубчатая пара; 3 – зубчатая муфта; 4 – промежуточный вал; 5, 6 – шестерни коробки передач; 7 – вторичный вал.

Электродвигатель-генератор используется в качестве синхронизатора в устройстве, предложенном фирмой British Leyland Truck and bus Division Ltd. (Великобритания) (рис. 2). При переключении передач, когда сцепление выключено, электродвигатель-генератор (1), связанный парой шестерен (2) и (8) с промежуточным валом (4) коробки передач, обеспечивает его ускорение или замедление для безударного включения зубчатой муфты (3). В двигатель-генератор поступает сигнал, величина которого пропорциональна разности частот вращения валов коробки передач. Этот сигнал выраба-

Рис. 3. Схема полуавтоматической системы переключения передач: 1 – регулятор; 2 – электронный блок управления; 3 – гидроаккумулятор; 4 – исполнительный механизм; 5, 9 – датчики частоты вращения; 6 – выпускной тормоз; 7 – исполнительный механизм выпускного тормоза; 8 – привод сцепления; 10 – педаль подачи топлива.

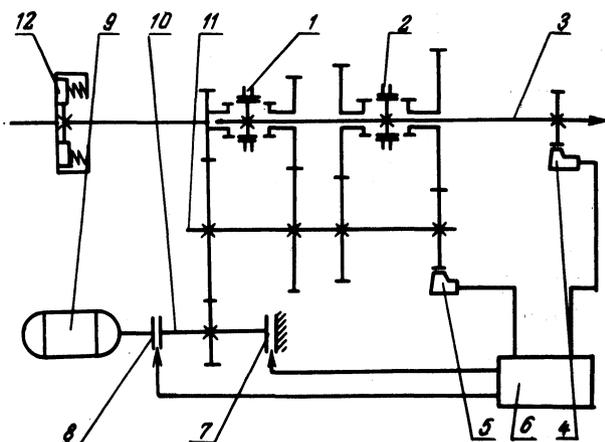
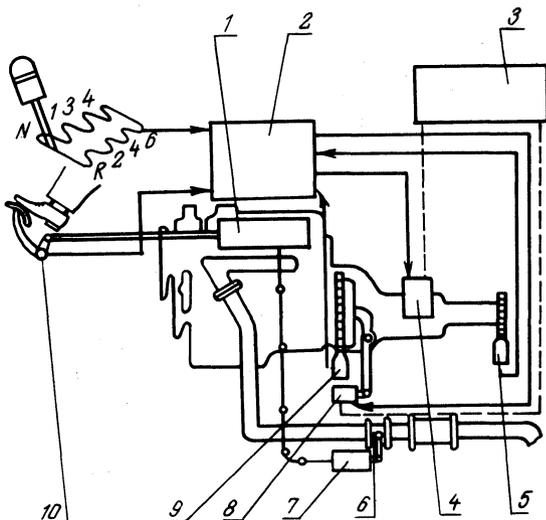


Рис. 4. Кинематическая схема комбинированной системы центральной синхронизации: 1, 2 – кулачковые муфты; 3 – выходной вал; 4, 5 – датчики частоты вращения; 6 – устройство управления; 7 – тормоз; 8 – муфта; 9 – сервомотор (электродвигатель); 10 – вал синхронизатора; 11 – промежуточный вал; 12 – сцепление автомобиля.

тывается электронным генератором сигналов. Другие устройства этого способа синхронизации отличаются от описанного выше только конструктивно, например, тем, что электродвигатель расположен на первичном валу коробки передач.

Аналогично с электродвигателем в системе центральной синхронизации может использоваться гидрообъемный агрегат. При переключении с низшей на высшую ступень после выключения сцепления уменьшение частоты вращения вала коробки передач достигается за счет дросселирования слива. Во время переключения с высшей на низшую ступень требуемое увеличение частоты вращения вала достигается подключением гидроагрегата к аккумулятору. Перезарядка гидроаккумулятора осуществляется после переключения. Управляемые электрогидравлические клапаны, обеспечивающие нужный режим работы гидроагрегата, срабатывают по командам электронного блока управления.

В полуавтоматической системе переключения передач ESTA, разработанной английским отделением фирмы Ford совместно с фирмой Ferranti (рис. 3), электронный блок управления (2) меняет частоту вращения коленчатого вала двигателя через привод регулятора (1) и заслонку выпускного тормоза (6). В этой системе при переключении передач двигатель не отсоединяется от трансмиссии. После выключения предыдущей передачи двигатель либо разгоняется, а вместе с ним и промежуточный вал коробки передач, либо уменьшает частоту вращения до такой величины (с точностью ± 30 об/мин), при которой происходит безударное включение зубчатой муфты очередной передачи. В систему входят датчики частоты вращения двигателя (9) и выходного вала коробки передач (5), регулятор, управляющий дроссельной заслонкой (1), гидравлический исполнительный механизм, переключающий передачи в коробке (4), связанный с гидроаккумулятором (3), исполнительный механизм выпускного тормоза (7). Имеется также привод сцепления (8), обеспечивающий плавное трогание автомобиля с места. Основой системы является миниатюрная ЭВМ, которая обрабатывает информацию, поступающую от датчиков, и управляет исполнительными механизмами.

Наиболее часто встречаются конструкции, представляющие собой комбинации различных способов синхронизации: электродвигатель и фрикционный тормоз, двигатель автомобиля и гидродвигатель и т. п.

В одной из таких конструкций (рис. 4) с одной из шестерен промежуточного вала (11) коробки передач зацепляется вал синхронизатора (10). На одном конце вала установлен тормоз (7), а на другом – муфта (8), с помощью которой вал может быть соединен с электродвигателем (9). По сигналам устройства управления (6) происходит включение тормоза или муфты и тем самым разгон или замедление промежуточного вала коробки передач до достижения синхронного вращения ведущих и ведомых частей зубчатых муфт. Синхронизатор начинает работать после выключения сцепления (12), которое включается снова после окончания процесса синхронизации и включения нужной передачи. В другой конструкции синхронизация достигается совместной работой тягового двигателя автомобиля и насоса системы смазки коробки передач.

Для уменьшения частоты вращения ведущих частей коробки передач в процессе синхронизации может использоваться тормоз, устанавливаемый на первичном или промежуточном валу. Этот процесс происходит при выключенном сцеплении. Для разгона ведущих элементов коробки в этих конструкциях используется двигатель автомобиля, причем сцепление не выключается. Совместной работой двигателя, сцепления, тормоза и механизма переключения передач управляет логический блок. По такой схеме построено автоматизированное управление коробкой передач фирмы Bosch и некоторые другие конструкции.

УДК 629.113.012.3

И.М. Флерко, В.Е. Сиволобчик

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ ЗАТОРМАЖИВАЕМОГО КОЛЕСА, ОБОРУДОВАННОГО ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНЫМ УСТРОЙСТВОМ

Решение проблемы внедрения противоблокировочных устройств (ПБУ) в тормозные системы автомобилей требует проведения в больших объемах экспериментальных и теоретических исследований.

Для расчета параметров движения затормаживаемого колеса, оборудованного ПБУ, очень важно разработать математические модели.

Ниже приводится упрощенная математическая модель движения затормаживаемого колеса, оборудованного ПБУ, которая позволяет рассчитать параметры движения колеса при торможе-

нии с ПБУ, может быть использована при отработке алгоритма функционирования ПБУ, оценке влияния отдельных параметров ПБУ или его отдельных элементов на динамику колеса.

Математическая модель разработана с учетом следующих условий:

- 1) рассматривается процесс торможения одиночного колеса;
- 2) вертикальная нагрузка на колесо в процессе торможения не изменяется;
- 3) коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью в процессе блокирования не изменяется;
- 4) тормозной момент на колесе при затормаживании и от-тормаживании изменяется в функции времени по линейному закону.

Движение колеса, оборудованного ПБУ, описывается следующими уравнениями:

а) затормаживание

$$\text{если } M_T < M_T^* ,$$

$$M_T = k_M t ;$$

$$\frac{d\omega}{dt} = -AM_T ;$$

$$\omega = \omega_0 - \frac{Ak_M t^2}{2} \quad (1)$$

$$v = r\omega ;$$

$$\frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt} ,$$

$$\text{если } M_T^* < M_T < M_{T \max} , \omega > 0 ,$$

$$M_T = k_M (t - \tau_1) + M_T^* ;$$

$$\frac{d\omega}{dt} = - \frac{M_T - M_{сц}}{J} ; \quad (2)$$

$$\omega = \omega_{\tau_1} - \frac{k_M}{2I} (t^2 + \tau_1^2) - \frac{M_T^* - M_{сц}}{J} (t - \tau_1) + \frac{k_M \tau_1}{J} t ;$$

$$v = v_{\tau_1} - r g (t - \tau_1) ;$$

$$\frac{dv}{dt} = -\varphi g ,$$

если $M_T = M_T \max$, $\omega > 0$,

$$M_T = M_T \max ;$$

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{M_T - M_{\text{сн}}}{J} ;$$

$$\omega = \omega_{\tau_2} - \frac{M_T - M_{\text{сн}}}{J} (t - \tau_2) ; \quad (3)$$

$$\frac{dv}{dt} = -\varphi g ;$$

$$v = v_{\tau_2} - \varphi g (t - \tau_2) ,$$

если $\omega = 0$, $M_T = M_{\text{сн}}$,

$$M_T = M_{\text{сн}} ;$$

$$\frac{d\omega}{dt} = 0 ;$$

$$\omega = 0 ;$$

$$\frac{dv}{dt} = -\varphi g ;$$

$$v = v_{\tau_3} - \varphi g (t - \tau_3) ;$$

б) растормаживание

если $\omega > 0$,

$$M_T = M_T' - k_M' (t - \tau_4) ;$$

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{M_T' - k_M' (t - \tau_4) - M_{\text{сн}}}{J} ;$$

$$\omega = \omega_{\tau_4} - \frac{M_T' - M_{\text{сн}}}{J} (t - \tau_4) + \frac{k_M'}{2J} (t^2 + \tau_4^2) - \frac{k_M'}{J} \tau_4 t ; \quad (5)$$

$$\frac{dv}{dt} = -\varphi g ;$$

$$v = v_{\tau_4} - \varphi g (t - \tau_4) ;$$

если $\omega = 0$,

$$M_T = M'_T - k'_M t ;$$

$$\frac{d\omega}{dt} = 0 ;$$

(6)

$$\omega = 0 ;$$

$$\frac{dv}{dt} = - \varphi g ;$$

$$v = v_{\tau_5} - \varphi g (t - \tau_5) ,$$

если $M_T > 0$,

$$M_T = M'_T - k'_M (t - \tau_6) ;$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M_{CH} - M_T}{J} ;$$

$$\omega = \omega_{\tau_6} - \frac{M_{CH} - M'_T}{J} (t - \tau_6) + \frac{k'_M}{2J} (t^2 + \tau_6^2) - \frac{k'_M}{J} \tau_6 t ;$$

(7)

$$\frac{dv}{dt} = - \varphi g ;$$

$$v = v_{\tau_6} - \varphi g (t - \tau_6) ,$$

если $M_T = 0$, $v > r\omega$,

$$M_T = 0 ;$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M_{CH}}{J} ;$$

$$\omega = \omega_{\tau_7} + \frac{M_{CH}}{J} (t - \tau_7) ;$$

(8)

$$\frac{dv}{dt} = - \varphi g ;$$

$$v = v_{\tau_7} - \varphi g (t - \tau_7) ,$$

если $M_T = 0, v = r\omega$,

$$M_T = 0;$$

$$\frac{d\omega}{dt} = 0;$$

$$\omega = \omega_{\tau_8}, \quad (9)$$

$$\frac{dv}{dt} = 0;$$

$$v = v_{\tau_8},$$

если $M_T > 0, v = r\omega$,

$$M_T = M'_T - k'_M (t - \tau_9);$$

$$\frac{d\omega}{dt} = -AM_T;$$

$$\omega = \omega_{\tau_9} - AM'_T (t - \tau_9) + \frac{A k'_M}{2} (t^2 + \tau_9^2) - A k'_M \tau_9 t; \quad (10)$$

$$\frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt};$$

$$v = r\omega,$$

$$\text{где } A = \frac{1}{J + \frac{G}{g} r^2}.$$

В формулах приняты следующие обозначения:

M_T - тормозной момент на колесе, Н·м;

k'_M и k''_M - темп изменения тормозного момента соответственно при затормаживании и оттормаживании, Н·м/с;

ω - угловая скорость колеса, с⁻¹;

J - момент инерции колеса, Н·м·с²;

G - вертикальная нагрузка на колесе, Н;

g - ускорение свободного падения, м·с⁻²;

r - радиус колеса, м;

ω_0 - угловая скорость колеса в начале торможения, с⁻¹;

v - поступательная скорость оси колеса, м·с⁻¹;

M_T^* - значение тормозного момента, соответствующее началу блокирования колеса, Н · м ;

$M_{сц}$ - момент силы сцепления, Н · м ;

φ - коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью ;

$M_{T \max}$ - максимальное значение тормозного момента, обеспечиваемое конструкцией тормоза и привода, Н · м ;

τ_1 - момент времени, соответствующий началу блокирования колеса, с ;

τ_2 - момент времени, когда тормозной момент достигнет значения $M_{T \max}$, с ;

τ_3 - момент времени, когда угловая скорость упадет до нуля (колесо заблокируется) в процессе затормаживания, с ;

τ_4 - момент времени, соответствующий началу растормаживания колеса, с ;

M_T^1 - значение тормозного момента в начале растормаживания, Н · м ;

τ_5 - момент времени, когда в процессе растормаживания колесо заблокируется, с ;

τ_6 - момент времени, соответствующий началу разблокирования колеса, с ;

τ_7 - момент времени, когда в процессе разблокирования колеса тормозной момент упадет до нуля, с ;

τ_8 - момент времени, соответствующий полному разблокированию колеса, с ;

τ_9 - момент времени, соответствующий моменту подачи сигнала на повторное затормаживание, с.

Системы уравнений (1) . . . (10) описывают движение колеса с ПБУ во всех возможных случаях. Система уравнений (1) описывает процесс затормаживания колеса до начала блокирования. Системы уравнений (2) . . . (4) описывают процесс блокирования колеса с ПБУ.

В начале блокирования колеса (при определенной величине углового замедления колеса) подается команда на растормаживание. Однако в течение времени запаздывания ПБУ (от момента подачи команды на растормаживание до его начала) возможны следующие случаи:

1) тормозной момент не достигнет значения $M_{T \max}$. В этом случае движение колеса описывается системой уравнений (2) ;

2) тормозной момент в какой-то момент времени τ_2 достигнет значения $M_{T \max}$. Тогда до момента времени τ_2 движение колеса описывается уравнениями (2), а после - уравнениями (3);

3) возможно, что в течение времени запаздывания ПБУ колесо успеет заблокироваться в какой-то момент времени τ_3 . Тогда при $t \geq \tau_3$ движение колеса описывается уравнениями (4).

Уравнения (5) и (6) описывают процесс растормаживания колеса.

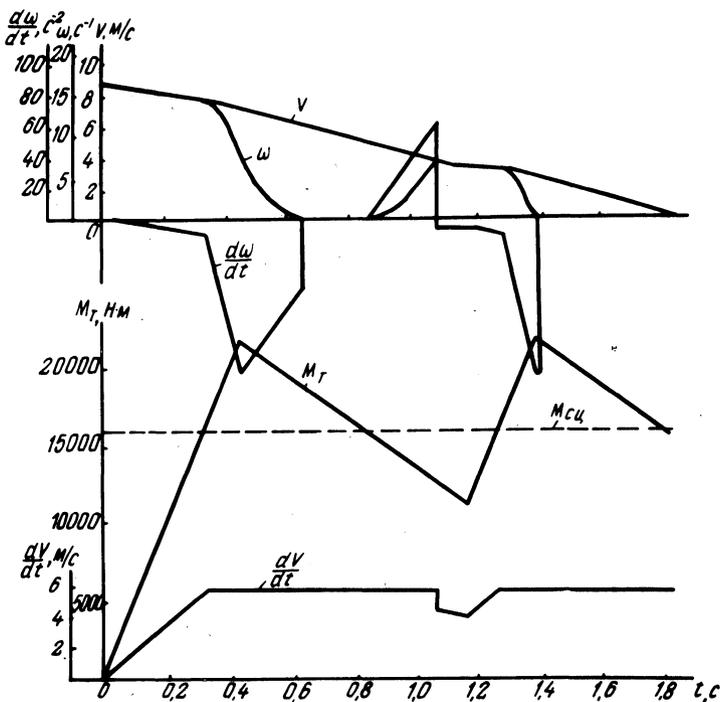


Рис. 1. График движения затормаживаемого колеса, оборудованного ПБУ.

Уравнения (5) справедливы для случая, когда к моменту начала разблокирования колеса последнее не успеет заблокироваться полностью ($\omega > 0$). Если же в процессе растормаживания колесо в какой-то момент времени τ_5 успеет полностью заблокироваться, то до этого момента времени движение колеса определяется уравнениями (5), а после - уравнениями (6).

Движение колеса в процессе разблокирования описывается уравнениями (7) и (8). Пока тормозной момент не снизится до нуля, движение колеса описывается уравнениями (7).

Если же в какой-то момент времени τ_7 тормозной момент станет равным нулю, то после τ_7 движение колеса описывается уравнениями (8).

Уравнения (9) описывают движение колеса после окончания процесса разблокирования в случае, если тормозной момент снизился до нуля к моменту окончания разблокирования.

Если же к этому моменту времени тормозной момент не снизился до нуля, то движение колеса описывается уравнениями (10).

На основе математической модели была составлена блок-схема решения задачи и разработана программа на языке АП для решения на ЭВМ "Наир-2".

На машине выполнены расчеты применительно к колесам автомобиля МАЗ-500 для двухфазного цикла регулирования. Сигнал на растормаживание колеса подается при угловом замедлении $\varepsilon = 20 \text{ с}^{-2}$, на повторное затормаживание - в момент, когда $v = r \omega$.

На рис. 1 представлен график движения затормаживаемого колеса, оборудованного ПБУ, рассчитанный для следующих условий:

$$G = 50000 \text{ Н}, J = 56 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2, r = 0,54 \text{ м}, \varphi = 0,6, k_M = 50000 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{с}, k_M^I = 15000 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{с}, M_T \max = 22000 \text{ Н} \cdot \text{м}, v = 8,89 \text{ м} / \text{с}, t_3 = 0,1 \text{ с} \text{ (время запаздывания ПБУ)}.$$

УДК 629.113.073

И.М. Флерко, В.Е. Сиволобчик

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОГО УСТРОЙСТВА НА УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Эксперименты по исследованию процесса торможения автомобилей, оборудованных противоблокировочными устройствами (ПБУ), показывают, что ПБУ позволяют значительно повысить устойчивость автомобиля против заноса [1, 2, 5].

Дальнейшее совершенствование ПБУ, разработка методов теоретического исследования движения автомобиля при торможении с ПБУ требуют правильного объяснения физической сущности повышения устойчивости автомобиля при этом торможении.

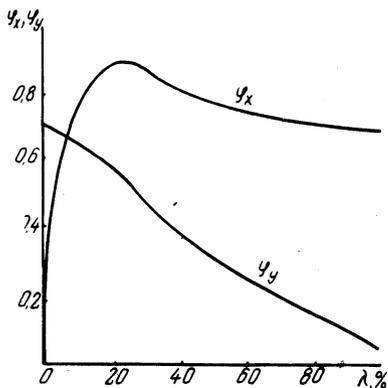


Рис. 1. Зависимость φ_x и φ_y от относительного проскальзывания.

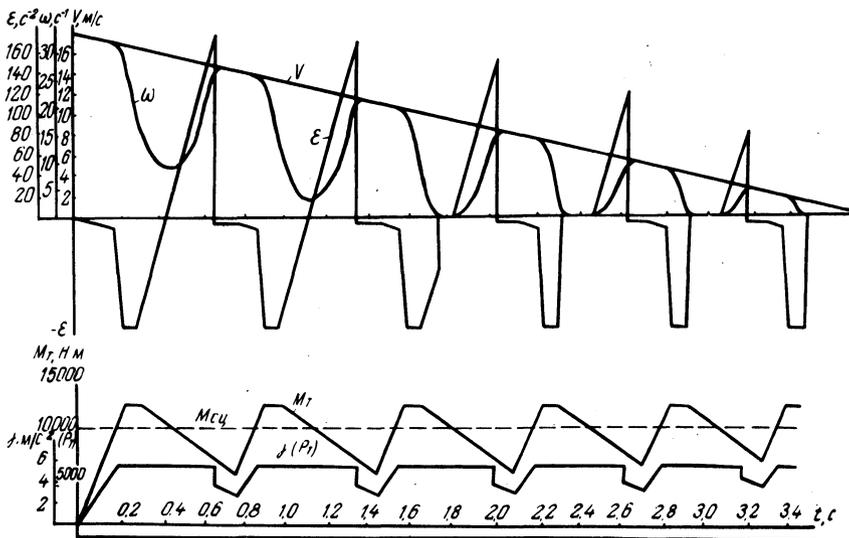


Рис. 2. Движение затормаживаемого колеса, оборудованного ПБУ.

Сейчас принято объяснять физическую сущность повышения устойчивости автомобиля при торможении с ПБУ с помощью графика, изображенного на рис. 1 [3, 6]. На этом графике изображены зависимости коэффициентов продольного и поперечного сцепления от величины относительного проскальзывания

колеса. Улучшение устойчивости автомобиля против заноса при торможении с ПБУ объясняется характером протекания кривых зависимостей $\varphi_x = f(\lambda)$ и $\varphi_y = f(\lambda)$. При значениях относительного проскальзывания, соответствующих максимальному значению коэффициента сцепления в продольном направлении φ_x , коэффициент сцепления в поперечном направлении φ_y тоже имеет высокие значения. А при движении полностью заблокированного колеса коэффициент сцепления в поперечном направлении близок к нулю. Поэтому ПБУ, поддерживающее движение затормаживаемого колеса в зоне оптимального относительного проскальзывания (где φ_x имеет максимальное значение), позволяет повысить устойчивость автомобиля против заноса.

Проанализируем обоснованность такого объяснения. Прежде всего отметим, что в литературе совершенно отсутствуют сведения о методике экспериментов по получению зависимости $\varphi_y = f(\lambda)$.

Известно, что максимальное значение реакции, которая может действовать в контакте колеса с опорной поверхностью дороги, определяется коэффициентом сцепления. Если значение удельной тормозной силы, приложенной к колесу, достигнет величины коэффициента сцепления, то при дальнейшем увеличении тормозного момента на колесе имеет место блокирование последнего. Поэтому блокирующееся колесо не может создавать реакции боковым силам.

Значит, должно быть другое объяснение сущности повышения устойчивости автомобиля против заноса при торможении с ПБУ.

Будем учитывать тот факт, что ПБУ представляет собой систему автоматического регулирования и выходные параметры системы (в частности, повышение устойчивости против заноса) определяются не только сцепными свойствами колеса (объекта регулирования), но и свойствами других элементов системы регулирования (датчиков, исполнительного органа).

Объяснить физическую сущность улучшения устойчивости автомобиля против заноса при торможении с ПБУ помогает график движения затормаживаемого колеса, оборудованного ПБУ (рис. 2).

На этом графике показано изменение тормозного момента M_T на колесе, угловой скорости колеса ω , линейной скорости центра колеса v , углового замедления колеса ε , линейного замедления оси колеса j , тормозной силы P_T .

Этот график построен расчетным путем для заднего колеса автомобиля МАЗ-500.

Анализ графика показывает, что в цикле регулирования имеется отрезок времени, в течение которого тормозная сила меньше предельного значения, определяемого условиями сцепления колеса с опорной поверхностью. А это значит, что в эти промежутки времени колесо может создавать реакцию боковым силам, равную

$$R_y = \sqrt{(\varphi G)^2 - P_T^2}, \quad (1)$$

где R_y – реакция боковым силам; φ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; G – вертикальная нагрузка на колесо; P_T – тормозная сила на колесе.

Согласно выражению (1), можно подсчитать, что если P_T даже чуть меньше φG , то этого уже достаточно, чтобы колесо могло создавать значительную реакцию боковым силам. Например, при $P_T = 0,94 \varphi G$ $R_y = 0,436 \varphi G$, при $P_T = 0,95 \varphi G$ $R_y = 0,312 \varphi G$ [4, с. 32].

Если же боковая сила, приложенная к колесу, больше R_y , определенного по выражению (1), то неизбежно появление бокового скольжения.

Таким образом, физическая сущность повышения устойчивости автомобиля против заноса при торможении с ПБУ заключается в том, что в процессе работы ПБУ в каждом из циклов регулирования имеется промежуток времени, в течение которого тормозная сила на колесе меньше предела по сцеплению. В это время колесо может создавать реакцию боковым силам без бокового скольжения, величина которой определяется из соотношения (1).

Наличие такого промежутка времени обеспечивается тем, что в процессе работы ПБУ в фазе растормаживания имеет место перерегулирование, в результате которого тормозная сила на колесе оказывается меньше предела по сцеплению.

При разработке ПБУ необходимо решать компромиссную задачу, чтобы обеспечить некоторое излишнее растормаживание колеса в процессе работы ПБУ, в то же время это излишнее растормаживание должно быть таким, чтобы оно не приводило к существенному уменьшению интенсивности торможения.

Л и т е р а т у р а

1. Ломака С.И. Исследование влияния противоблокировочных устройств на процесс торможения автомобиля. Автореф. канд. дис. Харьков, 1968.
2. Юдаков Б.Ф. Исследование ус-

гойчивости и управляемости при торможении с антиблокировочными устройствами. Автореф. канд. дис. М., 1969. 3. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. Омск, 1973. 4. Певзнер Я.М. Исследование устойчивости автомобиля при заносе. М., 1937. 5. Madison R.H., Riordan Hugh E. Evoliton of suretrack bracke sistem.- "SAE preprint", 1969. N1213. 6. Harned J.L., Johnston L.E., Scharpf G. Measurement of tire bracke force characteristics as related to wheel slip (anti-lock control system design.- "SAE Preprint", s. a., N690214.

УДК 629.113

В.В. Мочалов

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОГО УСТРОЙСТВА С УЧЕТОМ РЕАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

Настоящая работа посвящена исследованию односигнального противоблокировочного устройства (ПБУ) с прогнозированием скорости колеса для автомобилей особо большой грузоподъемности. В известных устройствах [1, 2, 3] электронно-решающий блок (ЭРБ) ПБУ вырабатывает сигнал, прогнозирующий поведение скорости колеса при торможении без юза. Для исследования зависимости прогнозируемой скорости от параметров процесса торможения составлена математическая модель. Она включает в себя уравнения движения колеса автомобиля при торможении [4], уравнения динамики гидравлического тормозного привода [5] и уравнения, описывающие алгоритм работы ЭРБ.

Движение колеса при торможении описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\dot{v}_k = \frac{G_{ak} r^2}{J_k} \varphi_x - \frac{r}{J_k} M_T; \quad (1)$$

$$\dot{v}_a = -\varphi_x g; \quad (2) \quad \lambda = 1 - \frac{v_k}{v_a}; \quad (3)$$

$$G_{ak} = \frac{mg}{2L} \left(a - \frac{h_{ц}}{g} \dot{v}_a \right); \quad (4) \quad \varphi_x = \varphi_x(\lambda), \quad (5)$$

где v_k - окружная скорость колеса; r - динамический радиус колеса; G_{ak} - вертикальная нагрузка, действующая на колесо; J_k - момент инерции колеса; φ_x - коэффициент продольного сцепления; M_T - тормозной момент, развиваемый тормозным механизмом; v_a - поступательная скорость колеса; λ - относительное скольжение; m - масса автомобиля; L и h_{II} - соответственно база и высота центра тяжести автомобиля; a - расстояние от центра тяжести до передней оси.

Алгоритм работы ЭРБ ПБУ с прогнозированием скорости моделировался с учетом инерционных свойств, т.е. с учетом временного запаздывания при формировании в ЭРБ электрического эквивалента измеряемого физического оригинала. В момент времени t_{3n} начала n -й фазы затормаживания формировалось начальное значение прогнозируемой скорости

$$v_{pr}^H = k_{pr} v_k, \quad (6)$$

где k_{pr} - коэффициент коррекции прогнозируемой скорости. В фазе затормаживания прогнозируемая скорость уменьшается с интенсивностью \dot{v}_{pr}^B в виде

$$v_{pr} = v_{pr}^H - \dot{v}_{pr} t, \quad t_{3n} \leq t \leq t_{3n+1}, \quad (7)$$

где t_{3n+1} - момент времени начала $n+1$ -й фазы затормаживания. Переход к фазе отгормаживания начинается в момент времени t_0 при выполнении условия

$$v_{pr} = v_k (t - \Delta t_3), \quad (8)$$

где Δt_3 - время запаздывания формирования сигнала окружной скорости колеса в ЭРБ. Фаза выдержки начинается в момент времени t_4 при переходе через нуль сигнала отрицательного ускорения колеса, сформированного в ЭРБ с запаздыванием Δt_4 ,

$$\dot{v}_k (t - \Delta t_4) = 0. \quad (9)$$

Переход к новой фазе затормаживания происходит в момент прохождения сигналом ускорения колеса своего положительного максимума, определяемый с запаздыванием Δt_5 ,

$$\dot{v}_k (t - \Delta t_4 - \Delta t_5) = \max \dot{v}_k (t - \Delta t_4 - \Delta t_5). \quad (10)$$

Приведенная модель позволяет учитывать быстроедействие реальных узлов ЭРБ.

При моделировании исполнительской части ПБУ учитывалось запаздывание реакции тормозного момента M_T на сигналы управления, поступающие от ЭРБ. Характер изменения тормозного момента описывался с различной степенью приближения следующими уравнениями:

а) для линейной модели

$$M_T = \begin{cases} M_{Tз}^H + \frac{M_{\max}}{T_з} (t - \Delta t_2), t_{3n} + \Delta t_2 \leq t \leq t_{3n} + T_з + \Delta t_2; \\ M_{\max}, t_{3n} + T_з + \Delta t_2 \leq t \leq t_o + \Delta t_1; \\ M_{To}^H - \frac{M_{\max}}{T_o} (t - \Delta t_1), t_o + \Delta t_1 \leq t \leq t_o + T_o + \Delta t_1; \\ 0, t_o + T_o + \Delta t_1 \leq t \leq t_{3n+1} + \Delta t_2; \\ M_{Tв}^H, t_в + \Delta t_1 \leq t \leq t_{3n+1} + \Delta t_2; \end{cases} \quad (11)$$

б) для экспоненциальной модели

$$M_T = \begin{cases} M_{\max} (1 - e^{-t/\tau_з}) + M_{Tз}^H e^{-t/\tau_з}, t_{3n} + \Delta t_2 \leq t \leq t_o + \Delta t_1; \\ M_{To}^H e^{-t/\tau_o}, t_o + \Delta t_1 \leq t \leq t_в + \Delta t_1; \\ M_{Tв}^H, t_в + \Delta t_1 \leq t \leq t_{3n+1} + \Delta t_2, \end{cases} \quad (12)$$

где $M_{Tз}$, M_{To} , $M_{Tв}$ - значения тормозного момента в фазах затормаживания, отгормаживания и выдержки соответственно; $M_{Tз}^H$, M_{To}^H , $M_{Tв}^H$ - начальные значения M_T в этих фазах; $T_з$ - время нарастания M_T от нуля до своего максимального значения M_{\max} ; T_o - время полного отгормаживания; Δt_1 и Δt_2 - соответственно время запаздывания на включение и выключение исполнительного элемента ПБУ (время от момента подачи команды ЭРБ на управление тормозным моментом M_T и до начала изменения M_T); $\tau_з$ и τ_o - постоянные времени для процессов затормаживания и отгормаживания.

В работе [5] предлагаются следующие уравнения, описывающие закон изменения тормозного момента M_T с учетом характерных нелинейностей гидропривода:

$$M_T = M_T (P_{\text{кц}}) ; \quad (13)$$

$$\ddot{Z} = b_1 P_{\text{вх}} - b_1 Q_T(z) - b_2 \dot{Z} - b_3 \dot{Z}^2 \text{Sign } \dot{Z} ; \quad (14)$$

$$P_{\text{вх}} = P_{\text{вх}}(t) ; \quad (15) \quad Q_T = Q_T(Z), \quad (16)$$

где $P_{\text{кц}}$ - давление в колесном цилиндре; Z - перемещение штока колесного цилиндра; $P_{\text{вх}}$ - давление на входе модулятора ПБУ; b_1, b_2, b_3 - коэффициенты аппроксимации; Q_T - упругая характеристика тормозного механизма.

Зависимости $Q_T(Z)$ и $M_T(P_{\text{кц}})$ для торможения и оттормаживания могут быть описаны как с учетом гистерезиса их изменения, так и без его учета в усредненном виде.

Данная модель решалась на аналоговых вычислительных машинах (АВМ) МНБ-1.

Исследовались следующие варианты алгоритма работы ПБУ: 1) двухфазовый - отсутствовала фаза выдержки; 2) трехфазовый - с повторным переходом к фазе затормаживания при изменении знака измеряемого положительного ускорения колеса (см. уравнение (9)); 3) трехфазовый адаптивный (описан уравнениями (6) ... (10)).

Зависимости (5), определенные на основании работ [6, 7, 8], а зависимости (13), (16) - по работе [5] приведены в табл. 1 ... 3.

Расчеты производились для колеса автомобиля БелАЗ-549 ($r = 1,16 \text{ м}$, $J_k = 1400 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$).

Решение осуществлялось в масштабе двадцатикратного замедления по времени. На рис. 1 приведена структурная схема модели гидропривода с учетом и без учета гистерезиса изменения тормозного момента. Интегратор 12 с диодными ограничителями реализует функцию линейного изменения $P_{\text{вх}}$ от нуля до максимального значения. Нуль - орган 6 на блоке специальных нелинейностей БСН-1 реализует функцию $\text{Sign } \dot{Z}$. Усредненный характер изменения M_T без учета гистерезиса моделируется на блоке нелинейностей БН-ЗА 7. На БСН 10 и 11 набраны восходящие и нисходящие ветви M_T . Выходы 10 и 11 переключаются с помощью компаратора 13, подключенного одним из входов к элементу аналоговой памяти на операционном

Таблица 1. Зависимость $\varphi_x = \varphi_x(\lambda)$

Переменная	Значения					Примечания
λ	0	0,13	0,15	0,18	1,0	
φ_x	0	0,75	0,75		0,6	Сухой асфальтобетон
φ_x	0	0,6	0,6	0,6	0,35	Сырой асфальтобетон

Таблица 2. Зависимость $P_{кц} = P_{кц}(Z)$

$Z, \text{ см}$	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,275
$P_{кц} \times 10^6,$ Н/м^2	0	7,5	19,5	37,5	57	85,5	115

Таблица 3. Зависимость $M_T = M_T(P_{кц})$

Переменная	Значения									Примечания
$P_{кц} \times 10^6,$ Н/м^2	0	10	20	30	40	60	80	100	120	
$M_T \times 10^3,$ $\text{Н} \cdot \text{м}$	0	13	23	36	45	64	78	87	95	Возрастание M_T
$M_T \times 10^3,$ $\text{Н} \cdot \text{м}$	0	26	46	60	67	82	89	93	95	Уменьшение M_T
$M_T \times 10^3,$ $\text{Н} \cdot \text{м}$	0	19,5	34,5	48	56	73	83,5	90	95	Усредненный M_T

усилителе 14. На выходе 14 получается сигнал тормозного момента M_T с учетом гистерезиса изменения M_T . На рис. 2 приведены результаты решения на АВМ нелинейной модели (вариант 3, без учета гистерезиса изменения M_T).

Характер влияния интенсивности изменения прогнозируемой скорости на величину тормозного пути для различных вариантов алгоритма показан на рис. 3. Здесь видно, что наибольшую эффективность торможения обеспечивает трехфазовый режим адаптивного ПБУ с коррекцией прогнозируемой скорости при максимуме углового ускорения колеса (кривые 3 на рис. 3).

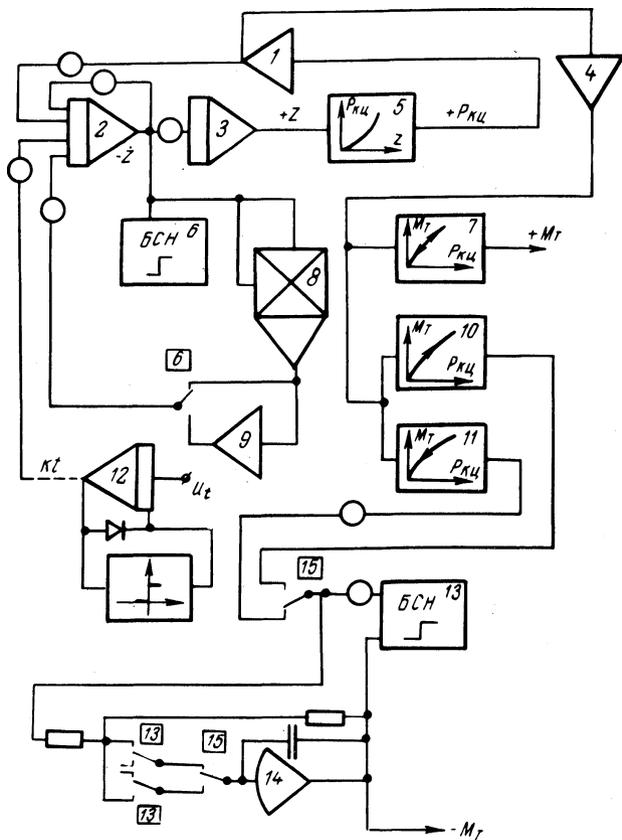


Рис. 1. Структурная схема модели гидропривода с учетом гистерезиса изменения тормозного момента.

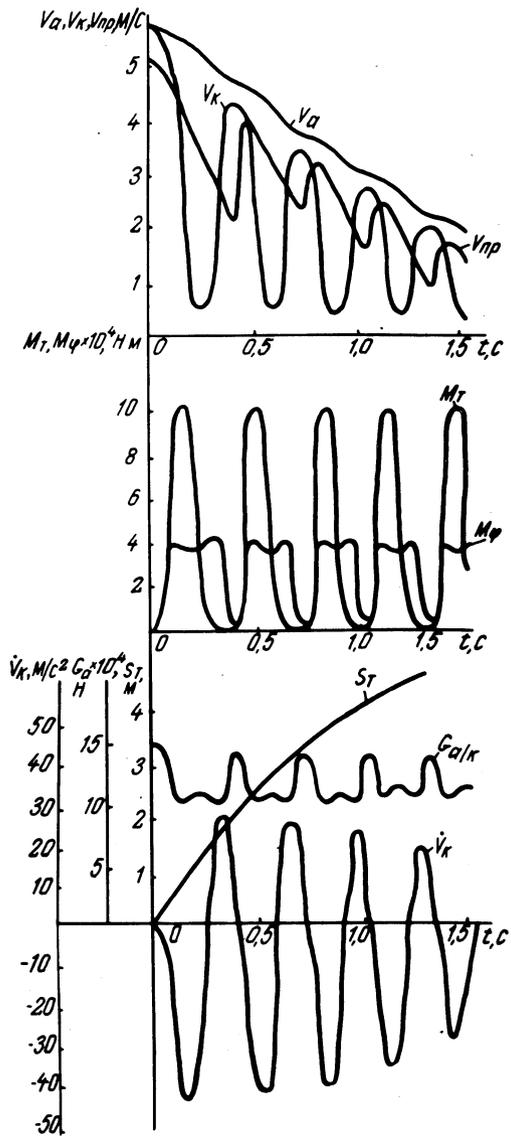


Рис. 2. Моделирование на АВМ работы ПБУ с прогнозированием скорости. (Порожный автомобиль, сырой асфальтобетон: $\dot{v}_{пр} = 8,32 \text{ м/с}^2$; $k_{пр} = 0,97$; $\Delta t_3 = 50 \text{ мс}$; $\Delta t_4 = 75 \text{ мс}$.)

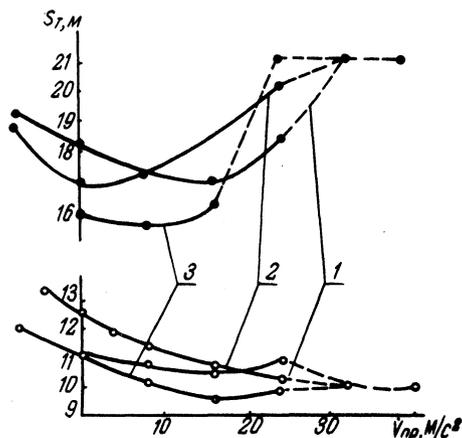
Моделирование работы ПБУ с учетом реальных характеристик его элементов подтвердило работоспособность алгоритма управления с прогнозированием скорости колеса и позволило получить следующие результаты:

1. Определены значения параметров настройки ЭРБ ПБУ:

$$\Delta t_3 \leq 50 \text{ мс}; \quad \Delta t_4 \leq 35 \text{ мс}; \quad \dot{v}_{\text{пр}} = 8,0 \dots 16,7 \text{ м/с}^2;$$

$$k_{\text{пр}} = 0,8 \dots 1,0.$$

Рис. 3. Зависимость тормозного пути S_T от интенсивности изменения прогнозируемой скорости $\dot{v}_{\text{пр}}$: (Порожный автомобиль, $v_{\text{кр}} = 11,11 \text{ м/с}$)
 ○—○ сухой асфальтобетон; ●—● сырой асфальтобетон; — с работающим ПБУ; - - - без ПБУ. 1 — вариант 1; 2 — вариант 2; 3 — вариант 3.



2. Заметное уменьшение тормозного пути получается лишь для случая $\varphi_x(\lambda = 1) < \varphi_x(\lambda = \lambda_{\text{кр}})$ и достаточного быстродействия ЭРБ.

3. Определены требования к быстродействию ЭРБ и отдельных его узлов. Например, при общем запаздывании ЭРБ в определении ускорения колеса, большем 85 мс, трехфазовый цикл переходит в двухфазовый, так как успевает произойти полный сброс давления в колесных цилиндрах.

4. Установлена необходимость исключения фазы выдержки давления при равенстве нулю угловой скорости колеса.

5. Установлено, что увеличение инерционности ЭРБ ПБУ при высоком быстродействии тормозного привода приводит к увеличению амплитуды колебаний угловой скорости и ускорения колеса, при этом ухудшается плавность изменения скорости автомобиля, а следовательно, комфортабельность торможения.

Л и т е р а т у р а

1. Патент США № 3811739. 2. Японский патент № 50 - 7235. 3. Английский патент № 1421106. 4. Пчелин И. К.,

Иларионов В.А. Расчет показателей тормозной динамичности автомобиля. - "Автомобильная промышленность", 1976, № 1.
5. Капустин В.В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей. Автореф. канд. дис. Минск, 1977.
6. Harned, Johnston, Scharpf. Measurement of tirebrake force characteristics as related to wheel slip (anti-lock) control system disig.- SAE, Preprints sa N690214.
7. Kłodziejczak M. Elektroniczne ukladu przeciwoślizgowe.- Techn. motoryz", 1969, N9.
8. Haviland G.S. Automatik brake-control for truck what good is it.- SAE, Preprints sa N 680591.

УДК 629.114.3

Ю.М. Жуковский, Г.А. Молош

К ВОПРОСУ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ МОМЕНТОВ НА ОСЯХ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

Повышение энергонасыщенности и транспортных скоростей современных колесных тракторов открывает широкие возможности для их использования на транспортных работах с различными прицепами. В связи с этим возникла необходимость оснащения тракторных поездов эффективными тормозными системами.

Для остановки тракторного поезда на минимальном отрезке пути, т.е. для обеспечения наибольшей эффективности торможения, необходимо рационально распределить сцепной вес по его осям. Одним из наиболее эффективных способов рационального распределения сцепного веса, а следовательно, и тормозных моментов по осям тракторного поезда является применение регуляторов.

При торможении происходит значительное догружение передней оси трактора (до 60%) [1], которая у большинства серийно выпускающихся моделей универсально-пропашных тракторов не оборудована тормозными механизмами. Поэтому сцепной вес тракторного поезда при торможении снижается по сравнению со статическим сцепным весом на 10...20% [2]. Следовательно, существует возможность без ухудшения управляемости тракторного поезда снять избыточную нагрузку с передней оси трактора, нагрузить ею заднюю ось и тем самым повысить эффективность торможения. Снятие избыточной нагрузки с передней оси

разгружает упругие элементы подвески и предотвращает "клевок" трактора при торможении, улучшая устойчивость движения. Кроме того, при торможении сцепной вес перераспределяется по осям прицепа, вследствие чего перегружаются тормозные механизмы его передней оси и не догружаются тормозные механизмы задней оси. Это приводит к неполному использованию возможностей тормозной системы прицепа и к ухудшению устойчивости движения тракторного поезда из-за возможной блокировки задней оси прицепа.

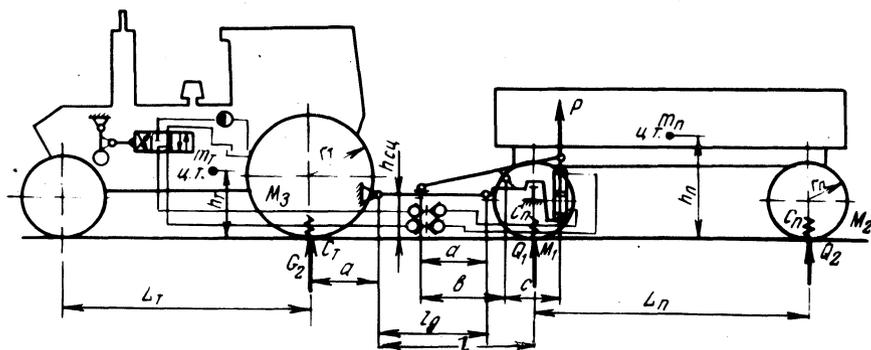


Рис. 1. Схема двухзвенного тракторного поезда

На рис. 1 представлена схема двухзвенного тракторного поезда, оборудованного регулятором тормозных моментов.

Известно, что максимально возможный тормозной момент на оси определяется следующими выражениями:

а) для осей прицепа:

$$M_{1,2} = \left(Q_{1,2} \pm \frac{m_{п} \ddot{x} h_{п}}{L_{п}} \pm \frac{P_{сц} h_{сц}}{L_{п}} \right) \left[r_{п} - \frac{1}{2C_{п}} \left(Q_{1,2} \pm \frac{m_{п} \ddot{x} h_{п}}{L_{п}} \pm \frac{P_{сц} h_{сц}}{L_{п}} \right) \right] \varphi, \quad (1)$$

где $Q_{1,2}$ - статическая нагрузка соответственно на переднюю и заднюю оси; \ddot{x} - замедление при торможении; $h_{п}$ - высота центра тяжести; $m_{п}$ - полная масса прицепа; $L_{п}$ - продольная база прицепа; $P_{сц}$ - горизонтальное усилие в сцепном устройстве; $h_{сц}$ - расстояние от опорной поверхности до сцепного устройства; $r_{п}$ - радиус колеса прицепа в свободном состоянии; $C_{п}$ - радиальная жесткость шины прицепа; φ - коэффи-

коэффициент сцепления. Знак (+) относится к передней оси, знак (-) относится к задней оси прицепа;

б) для задней оси трактора:

$$M_3 = \left(G_2 - \frac{m_T \ddot{x} h_T}{L_T} + \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_T} \right) \left[r_T - \frac{1}{2C_T} \left(G_2 - \frac{m_T \ddot{x} h_T}{L_T} + \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_T} \right) \right] \varphi, \quad (2)$$

где G_2 - статическая нагрузка на заднюю ось трактора; m_T - масса трактора; h_T - высота центра тяжести; L_T - продольная база трактора; r_T - радиус заднего колеса трактора в свободном состоянии; C_T - радиальная жесткость шины заднего колеса трактора.

При использовании регулятора тормозных моментов на осях тракторного поезда (см. рис. 1) выражения (1) и (2) примут следующий вид:

а) для передней оси трактора:

$$M_1 = \left[Q_1 + \frac{m_T \ddot{x} h_T}{L_{\Pi}} + \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_{\Pi}} - \frac{P c d (1 + L_{\Pi})}{b l_g L_{\Pi}} \right] x \times \left[r_{\Pi} - \frac{1}{2C_{\Pi}} \left(Q_1 + \frac{m_T \ddot{x} h_T}{L_{\Pi}} + \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_{\Pi}} - \frac{P c d (1 + L_{\Pi})}{b l_g L_{\Pi}} \right) \right] \varphi, \quad (3)$$

где P - усилие, развиваемое гидравлическим цилиндром при замедлении \ddot{x} ;

б) для задней оси прицепа:

$$M_2 = \left[Q_2 - \frac{m_{\Pi} \ddot{x} h_{\Pi}}{L_{\Pi}} - \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_{\Pi}} + \frac{P c d l}{b l_g L_{\Pi}} \right] x \times \left[r_{\Pi} - \frac{1}{2C_{\Pi}} \left(Q_2 - \frac{m_{\Pi} \ddot{x} h_{\Pi}}{L_{\Pi}} - \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_{\Pi}} + \frac{P c d l}{b l_g L_{\Pi}} \right) \right] \varphi; \quad (4)$$

в) для задней оси трактора:

$$M_3 = \left[G_2 - \frac{m_T \ddot{x} h_T}{L_T} + \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_T} + \frac{P c d (L_T + a)}{b l_g L_T} \right] x \times \left[r_T - \frac{1}{2C_T} \left(G_2 - \frac{m_T \ddot{x} h_T}{L_T} + \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_T} + \frac{P c d (L_T + a)}{b l_g L_T} \right) \right] \varphi. \quad (5)$$

Из сопоставления выражений (1), (3) и (4) видно, что при использовании регулятора тормозных моментов произошла разгрузка передней оси и догрузка задней оси прицепа, а следовательно, и соответствующее этому изменение тормозных моментов. В соответствии с выражениями (2) и (5) догрузка задней (тормозной) оси трактора также увеличивалась в момент торможения вследствие перераспределения веса с передней оси трактора на заднюю ось.

Пренебрегая изменениями радиусов колес прицепа и трактора, потому что изменение радиуса колеса под действием нормальной нагрузки не существенно по сравнению с изменением тормозного момента на колесе, определим приращение суммарного тормозного момента на осях тракторного поезда сложением выражений (3), (4) и (5) и вычитанием из полученной суммы выражений (1) и (2):

$$\Delta M = \frac{P c d [(L_T + a) r_T - L_T r_{II}] \varphi}{b l_g L_T} . \quad (6)$$

Приращение суммарной тормозной силы

$$\Delta T = \frac{P a c d}{b l_g L_T} \varphi . \quad (7)$$

Приращение замедления при торможении

$$\Delta \ddot{x} = \frac{P a c d}{b l_g L_T (m_T + m_{II})} \varphi . \quad (8)$$

Параметры регулятора тормозных моментов на осях тракторного поезда должны быть выбраны таким образом, чтобы тормозной момент на задней оси трактора был постоянным и равным статическому тормозному моменту при любом замедлении \ddot{x} , т.е.:

$$\frac{P c d (L_T + a)}{b l_g} = m_T \ddot{x} h_T - P_{сц} h_{сц} . \quad (9)$$

Вследствие того, что параметры $a, b, c, d, l_g, L_T, m_T, h_{сц}, h_T$ постоянны, а усилие в сцепном устройстве при заданной асинхронности торможения трактора и прицепа зависит от замедления, то в общем случае усилие, развиваемое гидравлическим цилиндром регулятора тормозных моментов, является функцией замедления, т.е.

$$P = f(\ddot{x}) .$$

Предлагаемая схема регулятора, распределитель которого кинематически связан с маятником, перемещающимся в продольной плоскости, может обеспечить необходимую функцию изменения P от \dot{x} .

Л и т е р а т у р а

1. Парфенов А.П., Ясеневич В.Е. Исследование динамики торможения тракторного поезда. - "Труды НАТИ", вып. 175. М., 1964. 2. Ясеневич В.Е., Гумилевский Ю.Н., Куркин В.В. Исследование тормозной динамики тракторного поезда. - "Труды НАТИ", вып. 188. М., 1967.

УДК 629.113 - 597.5

Н.Ф. Метлюк, докт. техн. наук,
В.П. Автушко, канд. техн. наук,
П.Н. Кишкевич, Ф.К. Кравец

ДИНАМИКА ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЯ МАЗ

Некоторые вопросы исследования динамики питающей части, взаимосвязи ее с потребителями отражены в работах [1, 2, 3]. В работе [1] предложена приближенная методика графоаналитического расчета давления в ресиверах в зависимости от расхода сжатого воздуха. Имеются рекомендации [3] по выбору и определению времени работы компрессора питающей части тормозного привода в зависимости от суммарного расхода сжатого воздуха потребителями (пневмоаппаратами). При этом предлагается формула для определения величины давления сжатого воздуха в ресиверах при работе компрессора и даются рекомендации по выбору объемов ресиверов. Однако в этих исследованиях [1, 2, 3] рассматривается лишь функционирование питающей части автотранспортного средства без ПБС, причем с рядом принятых упрощений и допущений. Поэтому для разностороннего и достаточно достоверного исследования, например, переходных процессов, протекающих в питающей части пневматического тормозного привода в режиме циклического торможения, представляется необходимым разработать ее математическую модель.

При составлении такой математической модели приняты следующие допущения:

1. Ввиду постоянных конструктивных параметров трубопровода, сообщающего нагнетающую полость компрессора с ресивером, и незначительного объема трубки, соединяющей компрессор с ресивером, считаем, что давления воздуха в нагнетательной полости компрессора и в ресивере $p_{\text{рес}}$ равны между собой.

2. Рассматриваем соединенные между собой ресиверы тормозного привода автомобиля МАЗ как пневматическую емкость с суммарным объемом всех ресиверов.

Производительность компрессора определяется по формуле [3]

$$\dot{V}_{\text{пр}} = \frac{\pi d^2}{4} S n \eta_v i, \quad (1)$$

где d - диаметр поршня компрессора; S - ход поршня; n - число оборотов вала компрессора; i - число цилиндров; η_v - коэффициент подачи компрессора одноступенчатого сжатия.

После подстановки значений d , S , n и i формула (1) для компрессора автомобиля МАЗ примет вид

$$\dot{V}_{\text{пр}} = 0,000215 \eta_v n, \quad (1, a)$$

где $\dot{V}_{\text{пр}}$ - производительность компрессора, м³/с.

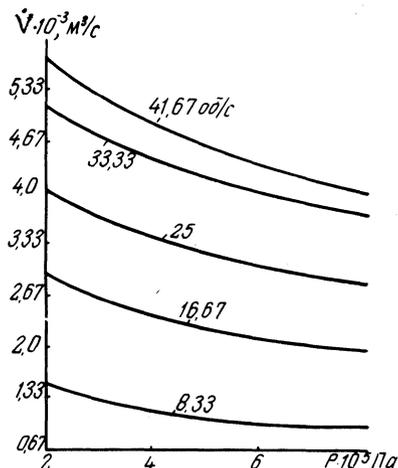


Рис. 1. Зависимость производительности компрессора \dot{V} от давления p в ресиверах (противодавления).

Коэффициент подачи η_v определяется, исходя из графика зависимости производительности компрессора \dot{V} от величины давления в ресивере $p_{\text{рес}}$ (рис. 1). Зависимость производительности компрессора от величины давления в ресивере построена на основании ТУ 37001.141-74 на компрессор одноступенчатого сжатия, предназначенного для автомобиля МАЗ. Такие же кривые приводятся в работе [4]. Используя график производительности

компрессора и формулу (1, а), строим график зависимости коэффициента подачи η_v от противодействия (рис. 2). Зависимость $\eta_v(p_{\text{рес}})$ можно представить линейным уравнением регрессии вида

$$\eta_v = a + b p_{\text{рес}} \quad (2)$$

Корреляционный анализ показал, что функция $\eta_v(p_{\text{рес}})$ достаточно точно описывается линейным уравнением регрессии с соответствующими коэффициентами a и b , определенными по методу наименьших квадратов (рис. 2).

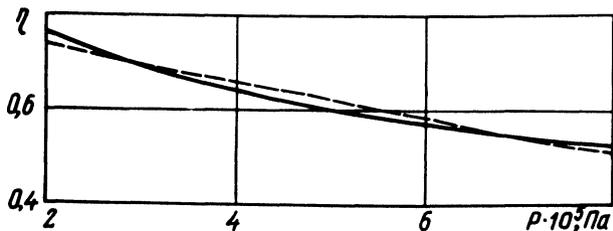


Рис. 2. Зависимость коэффициента подачи компрессора η_v от давления p в ресиверах: — экспериментальная кривая; - - - расчетная.

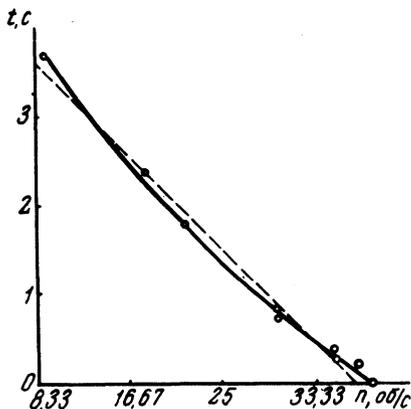


Рис. 3. Временная характеристика двигателя (компрессора) при торможении: — экспериментальная кривая; - - - расчетная.

Частота вращения вала компрессора n определяется, исходя из начальной скорости торможения автомобиля и предположения, что число оборотов вала компрессора за время торможения t изменяется от числа оборотов, соответствующих работе двигателя при начальной скорости движения автомобиля до оборотов холостого хода. Зависимость $n(t)$ определим, исходя из временной характеристики двигателя ЯМЗ-238Н [5] (рис. 3), и представим линейным уравнением регрессии вида

$$n = a_1 + b_1 t, \quad (3)$$

где a_1 — число оборотов вала компрессора, соответствующих начальной скорости движения автомобиля при торможении.

Коэффициенты a_1 и b_1 определяются по методу наименьших квадратов.

Решая совместно уравнения (1, а), (2) и (3), получим формулу для расчета производительности компрессора автомобиля МАЗ в зависимости от давления сжатого воздуха в ресивере и числа оборотов вала компрессора. Эмпирическое уравнение для расчета производительности компрессора автомобиля МАЗ имеет вид:

$$\dot{V}_{пр} = 0,000215 (a + b p_{рес}) (a_1 + b_1 t). \quad (4)$$

Компрессор автомобиля МАЗ снабжен релейным регулятором давления (авторское свидетельство № 176655), имеющим зону нечувствительности. Уравнение компрессора совместно с регулятором может быть описано следующим образом:

$$\dot{V}_{пр} = \left\{ \begin{array}{l} 0 \quad \text{при } p_{рес} > p_{min} \\ \dot{V}_{пр}(p_{рес}, n) \text{ при } p_{рес} \leq p_{min} \\ \dot{V}_{пр}(p_{рес}, n) \text{ при } p_{рес} < p_{max} \\ 0 \quad \text{при } p_{рес} \geq p_{max} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{при } \frac{dp_{рес}}{dt} < 0 \\ \\ \\ \text{при } \frac{dp_{рес}}{dt} > 0 \end{array} \quad (5)$$

Массовый расход сжатого воздуха в ресивере можно представить дифференциальным уравнением

$$\frac{V_{рес}}{RT} \frac{dp_{рес}}{dt} = \dot{m}_{пр} - \dot{m}_{расх}. \quad (6)$$

Учитывая, что массовый и объемный расходы воздуха связаны соотношением

$$\dot{m} = U f \rho = \dot{V} \rho = \dot{V} \frac{p}{RT}, \quad (7)$$

уравнение (6) можно преобразовать и представить в виде

$$\frac{V_{рес}}{RT} \frac{dp_{рес}}{dt} = \dot{V}_{пр} \frac{p_{рес}}{RT} - \dot{m}_{расх}. \quad (6, a)$$

Система уравнений (4), (5), (6, а) позволяет достоверно описать переходные процессы, протекающие в питающей части

тормозного привода с ПБС в процессе циклического торможения.

Разработанная математическая модель питающей части пневматического тормозного привода позволяет всесторонне исследовать динамику питающей части тормозного привода с ПБС и обоснованно выбрать ее конструктивные параметры.

Л и т е р а т у р а

1. Метлюк Н.Ф. Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов. Докт. дис. Минск, 1973. 2. Разработка методики расчета питающей части тормозных систем изделий семейства "ОП". Научно-технический отчет БПИ, инв. № Б320589. Минск, 1974. 3. Розанов В.Г., Машенко А.Ф. Взаимосвязь аппаратов питающей части и потребителей пневматического привода тормозов автомобиля. - "Автомобильная промышленность", 1971, № 10. 4. Атоян К.М. и др. Пневматические системы автомобилей. М., 1969. 5. Анализ условий работы трансмиссии автомобиля и разработка требований к режимам переключения передач в системе автоматического управления трансмиссией. Научный отчет по теме ГБ-75-019Р, БПИ. Минск, 1976.

УДК 629.113 - 597.3

В.П. Автушко, канд. техн. наук

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЯ

В гидравлических системах управления автомобилей в качестве питающей части широко используются насосы постоянной производительности, работающие совместно с пневмогидравлическими аккумуляторами. Для большинства систем управления характерно эпизодическое потребление рабочей жидкости. Чтобы обеспечить поддержание давления в необходимых пределах, питающая часть гидропривода оборудуется автоматическим устройством регулирования давления рабочей жидкости (автомат разгрузки).

Питающая часть гидропривода совместно с автоматом разгрузки образуют замкнутую систему автоматического регулирования давления. Принципиальная схема одного из вариантов такой системы приведена на рис. 1. Она включает пневмогидроаккумулятор 7 (объект регулирования), автомат разгрузки 3,

который состоит из чувствительного элемента 5 и регулирующего органа 4 (сервоклапана). Кроме того, в систему входят обратный клапан 8, который отключает пневмогидроаккумулятор от напорной магистрали при работе насоса на режиме холостого хода, и предохранительный клапан 1, ограничивающий величину давления в системе в случае отказа автомата разгрузки.

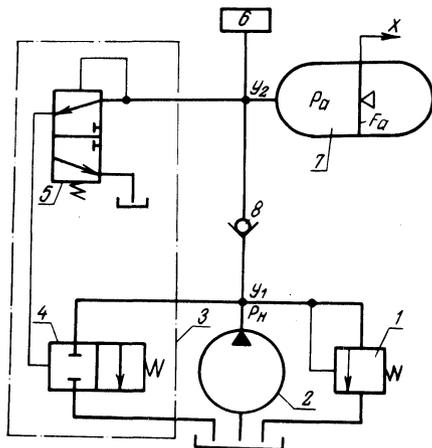


Рис. 1. Принципиальная схема питающей части гидравлического привода автомобиля.

При достижении в системе и пневмогидроаккумуляторе 7 максимального давления жидкости p_{max} (верхний предел регулирования), на которое отрегулирована пружина релейного регулятора 5, последний срабатывает, соединяя магистраль, управляющую сервоклапаном 4, со сливом. Вследствие этого сервоклапан под действием пружины перемещается и соединяет напорную магистраль насоса 2 со сливом. Насос при этом начинает работать в холостом режиме.

При падении давления в пневмогидроаккумуляторе ниже значения p_{min} (нижний предел регулирования), при котором пружина релейного регулятора может возвратить его клапаны в первоначальное положение, подается давление на сервоклапан, в результате чего он закрывается. Насос начинает подавать жидкость в пневмогидроаккумулятор через обратный клапан 8.

Внешним воздействием на объект регулирования является расход рабочей жидкости, затрачиваемый на управление узлом или агрегатом 6 (нагрузка).

Система автоматического регулирования давления жидкости в пневмогидроаккумуляторе является существенно нелинейной, так как в нее входит релейный регулятор.

При описании переходных процессов в рассматриваемой системе регулирования принимаются следующие допущения: 1) не учитывается изменение температуры, плотности и количества нерастворенного воздуха в жидкости; 2) принимается политропический процесс сжатия газа в пневмогидроаккумуляторе [1]; 3) принимается модель с сосредоточенными параметрами при описании движения жидкости в магистрали, соединяющей насос с пневмогидроаккумулятором.

Уравнение движения поршня без поршневого пневмогидроаккумулятора имеет вид

$$m_a \frac{d^2 x}{dt^2} + k_a \frac{dx}{dt} + c_r x = F_a (p_a - p_3), \quad (1)$$

где m_a - масса поршня пневмогидроаккумулятора; x - координата, определяющая положение поршня; k_a - коэффициент вязкого трения поршня; c_r - жесткость рабочего тела в газовой полости; F_a - площадь поршня; p_a - абсолютное текущее давление жидкости и газа в пневмогидроаккумуляторе; p_3 - начальное давление зарядки пневмогидроаккумулятора.

При сжатии газа по политропе имеем

$$c_r = \frac{n F_a^2 p_a}{V_{\max}}, \quad (2)$$

где V_{\max} - конструктивная вместимость (полный объем) пневмогидроаккумулятора; n - показатель политропы.

При длительности процесса зарядки или разрядки, равной или меньше 0,5 мин, принимается [1] адиабатический процесс ($n = 1,4$), а при длительности этих процессов не менее 3 мин - изотермический ($n = 1,0$). Обычно на практике принимается в среднем $n = 1,3$ [1].

Уравнение (1) с учетом (2) принимает вид

$$m_a \frac{d^2 x}{dt^2} + k_a \frac{dx}{dt} + \frac{n F_a^2}{V_{\max}} x p_a = F_a (p_a - p_3). \quad (3)$$

Уравнение баланса мгновенных объемных расходов для узла $У_2$ без учета расхода, затрачиваемого на управление сервоклапаном, в общем случае можно записать

$$Q_n - Q_a - Q_{сж} - Q_{пот}(t) = 0, \quad (4)$$

где Q_n - объемная производительность насоса; Q_a - расход жидкости, потребляемый пневмогидроаккумулятором при пере-

мещении его поршня; $Q_{сж}$ - расход жидкости, обусловленный ее сжимаемостью, деформацией трубопровода и корпуса пневмогидроцилиндра; $Q_{пот}(t)$ - расход жидкости, затрачиваемый на перемещение исполнительных органов гидросистем управления.

Уравнение для объемной производительности насоса с учетом действия релейного регулятора можно представить в виде

$$Q_H = \left. \begin{array}{l} q\omega(1 - b p_H) \quad \text{при } p_a < p_{\max} \\ 0 \quad \text{при } p_a \geq p_{\max} \\ 0 \quad \text{при } p_a > p_{\min} \\ q\omega(1 - b p_H) \quad \text{при } p_a \leq p_{\min} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{при } \frac{dp_a}{dt} > 0 \\ \\ \\ \text{при } \frac{dp_a}{dt} < 0, \end{array} \quad (5)$$

где p_{\max} и p_{\min} - соответственно верхний и нижний пределы регулирования давления регулятором.

Расход жидкости, потребляемый пневмогидроаккумулятором, представляется в виде

$$Q_a = F_a \frac{dx}{dt}. \quad (6)$$

В общем случае расход $Q_{сж}$, обусловленный деформацией всех элементов рассматриваемой системы, можно представить как сумму расхода, связанного с деформацией рабочей жидкости $Q_{ж}$ в магистрали и пневмогидроцилиндре, и расхода $Q_{цт}$, обусловленного деформацией цилиндра и трубопровода. Расход $Q_{ж}$ можно представить в виде

$$Q_{ж} = \psi (V_{ц} + lf) \frac{dp_a}{dt}, \quad (7)$$

где ψ - коэффициент податливости рабочей жидкости (гидровоздушной смеси); $V_{ц}$ - объем жидкости в пневмогидроцилиндре; l и f - соответственно длина и площадь проходного сечения магистрали, соединяющей насос с пневмогидроаккумулятором.

Расход на деформацию цилиндра и трубопровода $Q_{цт}$ с учетом радиальной и осевой деформации корпуса пневмогидроцилиндра можно записать в виде

$$Q_{цт} = \left(\frac{1,5 D_{ц}}{\delta_{ц} E_{ц}} V_{ц} + \frac{D_{т}}{\delta_{т} E_{т}} lf \right) \frac{dp_a}{dt}, \quad (8)$$

где D и δ - соответственно диаметр и толщина стенки цилиндра; D_T и δ_T - соответственно диаметр и толщина стенки трубопровода; $E_{\text{ц}}$ и E_T - модуль упругости материала цилиндра и трубопровода.

Тогда с учетом выражений (6), (7) и $V = F_a x$ расход, обусловленный деформацией основных элементов рассматриваемой системы, определяется

$$Q_{\text{сж}} = \left[\left(\psi + \frac{1,5 D_{\text{ц}}}{\delta_{\text{ц}} E_{\text{ц}}} \right) F_a x + \left(\psi + \frac{D_T}{\delta_T E_T} \right) l f \right] \frac{dp_a}{dt}. \quad (9)$$

Расход жидкости $Q_{\text{пот}}(t)$, затрачиваемый на перемещение исполнительных органов гидросистем управления, находится из системы уравнений, описывающих динамику каждого конкретного гидропривода. Закон изменения по времени этого расхода определяется конструктивными параметрами и требуемым законом перемещения исполнительных органов системы управления, а также частоты ее работы. Так, если питающая часть является источником давления для тормозной системы, необходимый закон изменения расхода $Q_{\text{пот}}(t)$ определяется на основании математической модели гидравлического тормозного привода, описывающей его динамику. Если же в тормозном приводе применяется противоблокировочное устройство, то закон изменения $Q_{\text{пот}}(t)$ необходимо определять для циклического режима работы тормозной системы на основании соответствующей математической модели. При этом давление в пневмогидроаккумуляторе необходимо считать переменной величиной, равной p_a .

Таким образом, уравнение (4) с учетом выражений (6), (8) и (9) принимает вид

$$F_a \frac{dx}{dt} + \left[\left(\psi + \frac{1,5 D_{\text{ц}}}{\delta_{\text{ц}} E_{\text{ц}}} \right) F_a x + \left(\psi + \frac{D_T}{\delta_T E_T} \right) l f \right] \frac{dp_a}{dt} + Q_{\text{пот}}(t) - Q_n = 0. \quad (10)$$

В общем случае уравнение движения жидкости на участке магистрали $Y_1 - Y_2$ с учетом инерционных и гидравлических (по длине и местных) потерь давления записывается в виде

$$\rho l \frac{d^2 x_1}{dt^2} + 27,5 \frac{\rho l \nu}{f} \frac{dx_1}{dt} + (0,443 \frac{k_E \rho l}{\sqrt{f}} +$$

$$+ 0,5 \xi, \rho) \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 + p_a = p_H, \quad (11)$$

где ρ и ν - плотность и вязкость жидкости; x_1 - координата перемещения жидкости в сечении Y_1 ; k_ϵ - коэффициент аппроксимации; ξ - коэффициент местных сопротивлений данного участка.

При постоянной угловой скорости насоса ($\omega = \text{const}$) скорость изменения расхода Q_H незначительна, а следовательно, инерционными потерями давления в магистрали можно пренебречь, считая их малой величиной по сравнению с гидравлическими потерями. Тогда, учитывая соотношение $dx_1/dt = Q_H/f$, уравнение (11) примет вид

$$27,5 \frac{\rho \nu l}{f^2} Q_H + (0,443 \frac{k_\epsilon \rho l}{\sqrt{f}} + 0,5 \xi, \rho) \left(\frac{Q_H}{f} \right)^2 - p_H + p_a = 0. \quad (12)$$

В случае, когда $\omega \neq \text{const}$, необходимо учитывать инерционные потери давления в магистрали, но при этом должен быть задан закон изменения угловой скорости вала насоса $\omega(t)$.

Таким образом, при указанных допущениях переходные процессы в питающей части гидравлического привода описываются системой нелинейных уравнений, включающей выражения (3), (5), (10) и (12). Данная система уравнений позволяет с помощью ЭВМ производить выбор оптимальных конструктивных параметров питающей части, в частности, производительности насоса, объема пневмогидроаккумулятора, пределов переключения регулятора. Используя приведенные уравнения и систему уравнений, описывающих все фазы работы в циклическом режиме тормозного привода с противоблокировочным устройством, можно исследовать динамику и произвести выбор оптимальных параметров всей системы управления.

В случае применения диафрагменного пневмогидроаккумулятора в уравнении (3) можно принять $m_a = 0$ и $k_a = 0$; в результате из этого уравнения получаем

$$x = \frac{V_{\max}}{F_a} \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_a} \right)^{1/n} \right]. \quad (13)$$

Дифференцируя выражение (13), получаем

$$\frac{dx}{dt} = \frac{V_{\max}}{n F_a p_a} \left(\frac{p_a}{p_a} \right)^{1/n} \frac{dp_a}{dt} \quad (14)$$

Решая совместно уравнения (10), (13) и (14), после преобразований получаем

$$\left\{ \frac{1}{n p_a} \left(\frac{p_a}{p_a} \right)^{1/n} + \left(\psi + \frac{1,5 D_{\text{ц}}}{\delta_{\text{ц}} E_{\text{ц}}} \right) \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_a} \right)^{1/n} \right] + \frac{1f}{F_a} \left(\psi + \frac{D_{\text{т}}}{\delta_{\text{т}} E_{\text{т}}} \right) \right\} V_{\max} \frac{dp_a}{dt} + Q_{\text{пот}}(t) - Q_{\text{н}} = 0 \quad (15)$$

Если не учитывать расход, обусловленный деформацией основных элементов питающей части ($\psi = 0$, $E_{\text{ц}} = E_{\text{т}} = \infty$), то из уравнения (15) следует

$$\frac{V_{\max}}{n p_a} \left(\frac{p_a}{p_a} \right)^{1/n} \frac{dp_a}{dt} + Q_{\text{пот}}(t) - Q_{\text{н}} = 0 \quad (16)$$

Данное уравнение решается совместно с уравнениями (5) и (12) и позволяет исследовать переходные процессы в питающей части при указанных выше допущениях.

Л и т е р а т у р а

1. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М., 1971.

УДК 629.113.042.2.001.2

А.И. Гришкевич, докт. техн. наук,
Д.М. Ломако, канд. техн. наук,
В.М. Беляев, канд. техн. наук,
Н.Н. Веремеев

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДРЕССОРИВАНИЯ СИДЕНИЯ НА КОЛЕБАНИЯ ВОДИТЕЛЯ

На водителя воздействует целый комплекс неблагоприятных факторов, которые приводят к снижению его функциональных возможностей по управлению автомобилем и тем самым способствуют снижению производительности труда, возникновению

дорожно-транспортных происшествий, а в некоторых случаях могут быть и причиной заболеваний.

Одним из таких неблагоприятных факторов является вибрация. Характер и интенсивность вибраций, вызванных неровностями дороги, определяет плавность хода — эксплуатационное качество, характеризующее способность длительной работы автомобиля во всем диапазоне эксплуатационных скоростей без возникновения неприятных ощущений и утомления водителя, обусловленного колебаниями. Эффективную виброзащиту, а следовательно, и высокую плавность хода, в этом случае можно получить при хорошей согласованности динамических характеристик подвески автомобиля и сидения водителя.

Достигнутые в последнее время успехи в изучении динамических характеристик человеческого организма и методов оценки влияния вибраций на его физиологическое состояние позволили разработать международный стандарт ИСО 2631-74, в котором даются предельно допустимые уровни вибраций, передающихся человеку в положении "сидя" или "стоя" для частот в диапазоне 1...80 Гц. В основу методики ИСО положены кривые равного дискомфорта [1].

При исследовании колебаний реального автомобиля его заменяют упрощенной эквивалентной системой с использованием общепринятых допущений — динамической моделью, колебательное движение которой описывается системой дифференциальных уравнений.

Полагая колебания поддресоренной массы над передним и задним мостами независимыми, динамическую модель передней части грузового автомобиля можно представить в виде четырехмассовой модели, показанной на рис. 1.

Приводим дифференциальные уравнения, описывающие динамическую модель,

$$\begin{aligned}
 m_v \ddot{y} + P_{1v} + P_{2v} &= 0; \\
 m_c \ddot{x} + P_{1c} + P_{2c} - P_{1v} - P_{2v} &= 0; \\
 M \ddot{z} + P_{1п} + P_{2п} - P_{1c} - P_{2c} &= 0; \\
 m_n \ddot{\xi} + P_{1н} + P_{2н} - P_{1п} - P_{2п} &= 0,
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где $P_{1v}, P_{1c}, P_{1п}, P_{1н}$ — упругие характеристики соответственно подушки, сидения, рессоры и шины; $P_{2v}, P_{2c}, P_{2п}, P_{2н}$ —

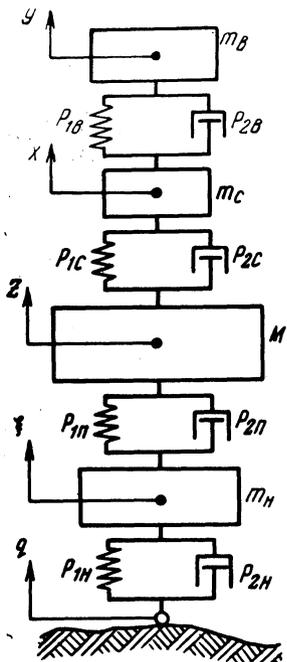


Рис. 1. Динамическая модель передней части автомобиля.

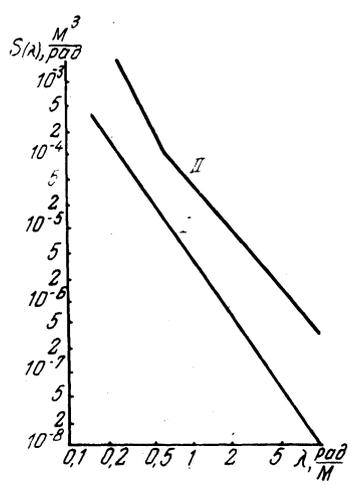


Рис. 2. Спектральные плотности микропрофиля расчетных дорог: I — цементобетонное шоссе; II — изношенное асфальтобетонное шоссе.

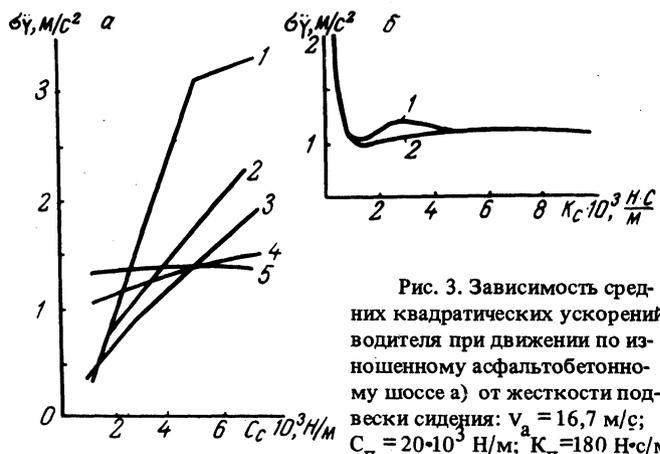


Рис. 3. Зависимость средних квадратических ускорений водителя при движении по изношенному асфальтобетонному шоссе а) от жесткости подвески сидения; $v_a = 16,7$ м/с; $C_{II} = 20 \cdot 10^3$ Н/м; $K_{II} = 180$ Н·с/м

$F_{trc} = 20$ Н; 1 — $K_c = 0,2 \cdot 10^3$ Н·с/м; 2 — $K_c = 0,6 \cdot 10^3$ Н·с/м; 3 — $K_c = 1,0 \cdot 10^3$ Н·с/м; 4 — $K_c = 2,5 \cdot 10^3$ Н·с/м; 5 — $K_c = 5,0 \cdot 10^3$ Н·с/м;
 б) от коэффициента сопротивления амортизатора подвески сидения: $v_a = 16,7$ м/с; $C_{II} = 20 \cdot 10^3$ Н/м; $K_{II} = 180$ Н·с/м; $C_c = 3 \cdot 10^3$ Н/м; $F_{trc} = 20$ Н; 1 — сжатие; 2 — отбой.

характеристики диссипативных элементов соответственно подушки сидения, сидения, рессоры (подвески) и шины; m_B , m_C , M , m_H - соответственно массы водителя, сидения, поддрессоренная и неподдрессоренная, приходящиеся на переднюю часть автомобиля.

Параметры динамической системы близки к параметрам автомобиля МАЗ-500А. Расчеты проводились применительно к цементобетонному и изношенному асфальтобетонному шоссе, спектральные плотности микропрофиля которых представлены на рис. 2. Средние квадратические отклонения ординат микропрофиля в диапазоне частот $0,2 \leq \lambda \leq 25$ рад/м равны

$$\sigma_I = 0,6 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \quad \sigma_{II} = 1,4 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Моделирование микропрофиля дороги при наличии экспериментальной функции его спектральной плотности сводится к аппроксимации опытной зависимости расчетным уравнением в виде дробнорационального выражения. В нашем случае кривые спектральных плотностей расчетных дорог аппроксимируются выражениями вида

$$S_q(\lambda) = \frac{K_0 (\lambda^2 + \lambda_1^2)}{(\lambda^2 + \lambda_2^2)^2}, \quad (2)$$

где $S_q(\lambda)$ - спектральная плотность микропрофиля, $\text{м}^3/\text{рад}$; λ - путевая частота, рад/м; K_0 , λ_1 - константы, определяющие уровень и вид спектральной плотности.

Для цементобетонного шоссе

$$S_{qI}(\lambda) = 1,36 \cdot 10^{-6} \frac{\lambda^2 + 1,2^2}{(\lambda^2 + 0,28^2)^2}. \quad (3)$$

Для изношенного асфальтобетонного шоссе

$$S_{qII}(\lambda) = 0,376 \cdot 10^{-4} \frac{\lambda^2 + 0,57^2}{(\lambda^2 + 0,28^2)^2}. \quad (4)$$

Чтобы получить случайный сигнал с заданной спектральной плотностью, "белый шум", снимаемый с генератора случайных сигналов, пропускался через формирующий фильтр, набранный из блоков аналоговой вычислительной машины [2].

Расчет вибраций, действующих на водителя, производился на аналогово-цифровом комплексе, включающем в себя две аналоговые вычислительные машины МНБ-1 и ЭЦВМ "Наири-2".

Спектральный анализ колебаний водителя на неподдресоренном и поддресоренном серийно выпускаемых сидениях показал, что в отдельных октавных полосах частот величины среднеквадратических значений ускорений превышают предельно допустимые нормы для 8-часового времени воздействия. В отличие от стандарта ИСО 2631-74 величины допустимых ускорений были приведены к октавным полосам частот. Поэтому в дальнейшем был проведен подбор оптимальных параметров поддресоренного сидения. При этом в качестве функции цели принималась средняя квадратическая величина ускорения, действующая на водителя $\sigma_{\ddot{y}}$. Параметры подбирались при движении автомобиля по изношенному асфальтобетонному шоссе со скоростью $v^a = 16,7$ м/с. Подобранные величины проверялись также и при движении автомобиля по цементобетонному шоссе.

На первом этапе была подобрана величина жесткости подвески сидения. Исходя из соображений минимума величин ускорения и перемещения водителя (рис. 3, а), была принята величина жесткости сидения, равная $C = 3 \cdot 10^3$ Н/м. Уменьшение жесткости нежелательно, поскольку это приводит к увеличению ходов и пробоям подвески сидения.

На втором этапе проводился подбор значений коэффициентов сопротивления амортизатора. На рис. 2, б видно, что, начиная с величины $K_c = 4 \cdot 10^3$ Н·с/м, величина ускорения не зависит от коэффициента сопротивления, причем влияние коэффициента сопротивления при ходе сжатия и отбоя идентичны. Исходя из соображений минимума ускорений (рис. 2, б), принимаем

$$K_c^{сж} = K_c^{от} = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}.$$

Амортизатор, имеющий сопротивление, меньше оптимального, устанавливать нецелесообразно, так как при этом резко возрастают значения средних квадратических ускорений водителя (рис. 2, б).

На последнем этапе определялись величины сухого трения в направляющем устройстве подвески сидения. Для этого был произведен спектральный анализ ускорений, действующих на водителя при различных величинах сил сухого трения в подвеске сидения. Анализ показал, что с увеличением сил сухого трения возрастает величина спектральной плотности в диапазоне частот 2...8 Гц (рис. 4, а). Появление второго пика на частоте 3,5 Гц связано с блокировкой подвески сидения силами сухого трения, в этом случае колебание водителя частично происходит на подушке сидения. Поэтому при конструировании направляю-

шего устройства подвески сидения необходимо по возможности снижать до минимума величину сил сухого трения.

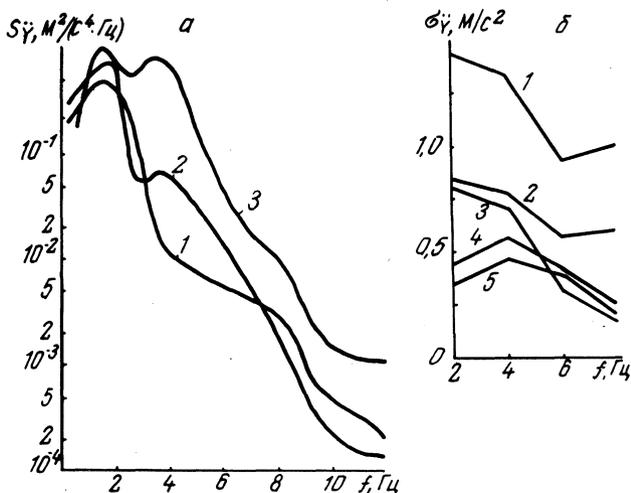


Рис. 4. Параметры колебаний водителя на поддрессоренном сидении при движении по изношенному асфальтобетонному шоссе а) спектральная плотность ускорений: $v_a = 16,7 \text{ м/с}$; $C_c = 3 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $K_c^{СЖ} = K_c^{ОТ} = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; $C_{\Pi} = 30 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $K_{\Pi} = 180 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; 1 - $F_{\text{трс}} = 0$; 2 - $F_{\text{трс}} = 40 \text{ Н}$; 3 - $F_{\text{трс}} = 200 \text{ Н}$; б) средние квадратические ускорения по октавным полосам частот: $C_c = 3 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $K_c^{СЖ} = K_c^{ОТ} = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; $C_{\Pi} = 30 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $K_{\Pi} = 180 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; $F_{\text{трс}} = 40 \text{ Н}$; 1 - нормы ИСО для 4-часового воздействия; 2 - нормы ИСО для 8-часового воздействия; 3 - $v_a = 16,7 \text{ м/с}$; 4 - $v_a = 12,5 \text{ м/с}$; 5 - $v_a = 8,3 \text{ м/с}$.

Исходя из конструктивных соображений и условий производства, в настоящее время минимально возможная величина сухого трения, которая может быть получена в шарнирах направляющего устройства, находится в пределах $40 \dots 50 \text{ Н}$. Для оценки потенциальных возможностей поддрессоренного сидения с оптимальными параметрами и минимальной величиной сил сухого трения $F_{\text{трс}} = 40 \text{ Н}$ были определены спектральные плотности ускорений водителя при движении по изношенному асфальтобетонному шоссе со скоростью $v_a = 16,7 \text{ м/с}$. Анализ кривых (рис. 4, а) показывает, что увеличение силы сухого трения практически не влияет на спектральную плотность до $1,5 \text{ Гц}$. В то же время на частоте $3,5 \text{ Гц}$ величина спектральной плотности ускорения для сидения с оптимальными парамет-

рами приблизительно в 10 раз меньше, чем для сидения с силой сухого трения, равной 200 Н.

На рис. 4, б приведены графики среднеквадратических значений ускорений, действующих на водителя в октавных полосах частот на подрессоренном сидении с оптимальными параметрами при движении по изношенному асфальтобетонному шоссе с различными скоростями. Как видно из графиков, величины ускорений во всех октавных полосах частот находятся ниже предельно допустимых норм ИСО для 8-часового времени воздействия.

Выводы. Произведена оценка серийных вариантов неподдресоренного и подрессоренного сидений большегрузных автомобилей по средним квадратическим величинам ускорений, действующих на водителя, определяемых в октавных полосах частот.

Подобраны оптимальные параметры подвески сидения бортового грузового автомобиля типа МАЗ-500А. Рекомендуем устанавливать подрессоренное сидение со следующими оптимальными параметрами:

$$C_c = 3 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; \quad K_c^{\text{сж}} = K_c^{\text{от}} = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}; \quad F_{\text{трс}} = \\ = 40 \dots 50 \text{ Н.}$$

Л и т е р а т у р а

1. МС ИСО 2631-74. Вибрация, передаваемая человеческому телу. Руководство по оценке воздействия на человека. Изд. 1. 2. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Методика моделирования движения автомобилей на аналоговых вычислительных машинах. Минск, 1975.

УДК 629.113.073

П.П. Артемьев, канд. техн. наук

СТАТИСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МИКРОПРОФИЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ДОРОГ

Статистическая динамика машин широко применяется при исследовании динамических систем дорога – машина – водитель. Микропрофили дорог являются основными источниками низкочастотных колебаний машин. Знание статистических характеристик микропрофилей дорог имеет и практическое и теоретическое

значение. На основании исследований И.Б. Барского, В.Я. Аниловича, Г.М. Кутькова [1], А.А. Силаева [2] и других авторов установлено, что микропрофили дорог носят вероятностный, случайный характер. Произвольный микропрофиль [1, 2] рассматривают как реализацию некоторой стационарной случайной функции, удовлетворяющей свойствам эргодичности. Для аналитического описания такого микропрофиля используется автокорреляционная функция [1, 2]

$$R(l^*) = \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{2L} \int_{-L}^L q(l+l^*) q(l) dl, \quad (1)$$

где $q(l+l^*)$ - значение функции неровностей при смещении аргумента на величину l^* ; L - отрезок пути.

Чтобы определить автокорреляционную функцию по известной реализации [1, 2], интеграл (1) заменяют конечной суммой

$$R(l^*) = \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{2L} \sum_{-L}^L q(l+l^*) q(l).$$

Для аппроксимации корреляционных функций неровностей их нормируют, т.е. делят на дисперсию $D = R(0)$ и затем подбирают функциональные экспоненциально-косинусоидальные зависимости различного вида

$$\rho(l) = \frac{R(l^*)}{R(0)} = A_1 e^{-\alpha_1 |l|} + A_2 e^{-\alpha_2 |l|} \cos \beta_1 l; \quad (2)$$

$$\rho(l) = e^{-\alpha |l|} \left(\cos \beta l + \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta |l| \right); \quad (3)$$

$$\rho(l) = A_0 e^{-\alpha_0 |l|} \left(1 + \alpha_0 |l| + \sum_{i=1}^n A_i e^{-\alpha_i |l|} \left(\cos \beta_i l + \frac{\alpha_i}{\beta_i} \sin \beta_i |l| \right) \right), \quad (4)$$

где A, α, β - коэффициенты аппроксимации. Могут быть определены любым из методов, применяемых в теории аппроксимации.

Для более точной аппроксимации сложных опытных корреляционных функций А.А. Силаев [2] предложил полином вида

$$\rho(l) = \sum_{i=1}^n A_i e^{-\alpha_i |l|} \cos \beta_i l, \quad (5)$$

где n - число членов полинома.

Аналитические выражения для аппроксимации корреляционных функций предлагаются также другими нашими и зарубежными учеными. Однако принципиально они не отличаются от приведенных выше.

Для перехода от нормированной корреляционной функции микропрофиля $\rho(l)$ к нормированной корреляционной функции воздействия микропрофиля на машину $\rho(\tau)$ используется соотношение

$$\tau = \frac{L}{v}, \quad (6)$$

где τ - промежуток времени, с; v - скорость машины, м/с.

Используя прямое функциональное преобразование Фурье

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \rho(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau, \quad (7)$$

получают уравнения для вычисления нормированных спектральных плотностей воздействия $S(\omega)$ соответственно формулам (2) - (5):

$$S(\omega) = \frac{A_1 \alpha}{\pi} \frac{1}{\omega^2 + \alpha^2} + \frac{A_2 \alpha_1}{\pi} \frac{\omega^2 + \alpha_1^2 + \beta^2}{(\omega^2 + \alpha_1^2 - \beta^2)^2 + 4\alpha_1^2 \beta^2}; \quad (8)$$

$$S(\omega) = \frac{4\alpha}{\pi} \frac{\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2}{(\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2)^2 - 4\beta^2 \omega^2}; \quad (9)$$

$$S(\omega) = \frac{4A_0 \alpha_0^3}{(\omega^2 - \alpha_0^2 + 4\alpha_0 \omega^2)} + \sum_{i=1}^n \frac{4A_i \omega_{0i}^2 \alpha_i}{(\omega^2 - \omega_{0i}^2)^2 + 4\alpha_i \omega^2}; \quad (10)$$

$$S(\omega) = \sum_{i=1}^n \frac{A_i \alpha_i (\alpha_i^2 + \beta_i^2 + \omega_{0i}^2)}{\omega^4 + 2(\alpha_i^2 - \beta_i^2)\omega^2 + (\alpha_i^2 + \beta_i^2)^2}, \quad (11)$$

где ω - круговая частота, 1/с;

$$\omega_{0i}^2 = \alpha_i^2 + \beta_i^2.$$

Замер реализаций микропрофилей различных типов дорог производился с помощью специального копирующего устройства. Путем его последовательного перемещения записывались профили участков различных типов дорог. Запись на ленту осциллографа позволила обработать реализации с помощью электронного устройства "Силуэт" с последующей обработкой на ЦЕМ "Наири-С". Коэффициенты аппроксимации определяли по методике, изложенной в работе И.С. Нагорского, В.А. Москаленко [3].

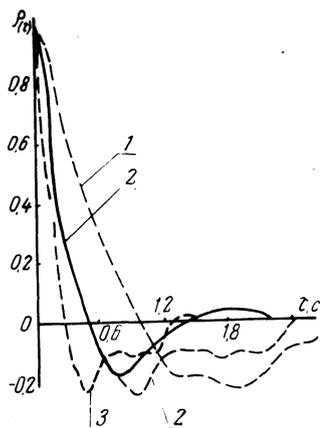


Рис. 1. Нормированные корреляционные функции воздействия булыжной дороги: — — — экспериментальные; — — — расчетные; 1 — $v = 1$ м/с; 2 — $v = 2$ м/с; 3 — $v = 4$ м/с.

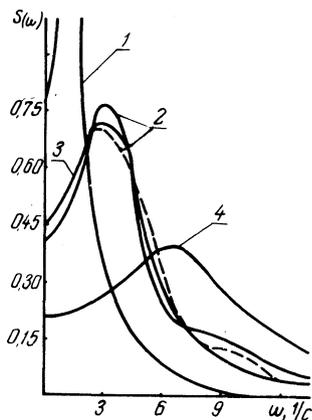


Рис. 2. Нормированные спектральные плотности воздействия булыжной дороги: 1 — $v = 1$ м/с; 2, 3 — $v = 2$ м/с; 4 — $v = 4$ м/с.

Для аппроксимации экспериментальных функций воздействия использовались различные аналитические выражения, представленные выше. В результате было установлено, что с увеличением длины реализаций микропрофилей дорог их статистические характеристики с высокой степенью точности могут быть аппроксимированы зависимостями (2), (3), (8), (9). Дисперсия отклонений экспериментально полученных корреляционных функций и спектральных плотностей от их расчетных (аппроксимирующих) зависимостей составляла 0,028 при степени точности 0,01. Применение более сложных аналитических зависимостей при исследовании динамических систем нежелательно, так как расчеты становятся громоздки и точность практически не возрастает. На рис. 1, 2 (для примера) показаны характеристики микро-

профилей, описанные по формулам (3) (рис. 1) и (9), (10) (рис. 2, поз. 2,3) соответственно.

Осредненные характеристики микропрофилей дорог приведены в табл. 1.

Таблица 1.

Дорога (фон)	$D, \text{см}^2$	$\alpha, 1/\text{м}$	$\beta, 1/\text{м}$
Асфальтированная	1,4	0,3	1,24
Бульжная	3,2	1,04	1,65
Грунтовая улучшенная	4,1	0,4	1,42
Стерня	9,4	0,41	0,27

На основании изложенного следует, что:

1) максимальное значение спектральной плотности дорог соответствует частотам ω до 8 1/с; 2) статистические характеристики дорог с высокой степенью точности могут быть аппроксимированы экспоненциально-косинусоидальными зависимостями вида (2), (3), (8), (9).

Л и т е р а т у р а

1. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. М., 1973. 2. Силаев А.А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин. М., 1972. 3. Нагорский И.С., Москаленко В.А. Вычисление корреляционных функций процессов мобильных сельскохозяйственных агрегатов на малых ЭВМ. - "Труды ЦНИИМЭСХ", 1974, т.Х1.

УДК 621.43.631.12

В.С. Грачев, В.Д. Басаргин, канд. техн. наук,
И.П. Завадский

О ВЛИЯНИИ КОЛЕБАНИЙ РЕЙКИ ТОПЛИВНОГО НАСОСА НА ЦИКЛОВУЮ ПОДАЧУ

В данной работе поставлена задача экспериментально определить влияние колебаний рейки топливного насоса на цикловую подачу раздельно на безмоторном стенде, на двигателе (моторный стенд) и в поле (на тракторе) и проверить правомочность определения q_{II} по h на безмоторном стенде.

Объектом исследования являлся рядный 6-плунжерный топливный насос 6ТН-9х10 золотникового типа с регулятором типа РВ-850, устанавливаемый с одним и тем же комплектом топливной аппаратуры поочередно на безмоторный стенд "Моторпал", на двигатель А-01М с гидротормозом "Е-4" и трактор Т-4А.

Перемещение рейки топливного насоса регистрировалось индуктивным датчиком типа ДП-3. Запись производилась осциллографом Н-700 при использовании шлейфа типа М 001.3, собственная частота которого 1200 Гц. Усиление сигнала производилось усилителем типа 4ДЗ фирмы "RFT".

Испытания проводились с различной степенью коррекции топливного насоса (с углами поворота призмы корректора последовательно 0, 10, 20, 30, 40 и 50°) и исходными регулировками на $q_H^H = 100 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ и $120 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ (регулировка для двигателя А-01Т) при $n_H^H = 850 \text{ об/мин}$.

Результаты испытаний топливного насоса на безмоторном стенде и на двигателе при $n_H^H = 850 \text{ об/мин}$ показали, что максимальный размах колебаний рейки топливного насоса $2A_{\text{max}}^{\text{ср}}$ на безмоторном стенде составляет 0,0246...0,0355 мм, или 0,28...0,42% номинального хода рейки ($h = 8,4 \text{ мм}$), на двигателе - 0,20...0,33 мм, или 2,40...3,90% номинального хода рейки. Средний размах колебаний рейки $2A_{\text{ср}}^{\text{ср}}$ при этом составил соответственно: 0,0126...0,0159 мм, $2A_{\text{ср}}^{\text{ср}}$ или 0,95...0,19%, и 0,11...0,22 мм, или 1,31...2,62%. При этом с увеличением цикловой подачи со 100 до 120 мм³/цикл не было замечено увеличения ни $2A_{\text{max}}^{\text{ср}}$ ни $2A_{\text{ср}}^{\text{ср}}$.

Основными частотными составляющими колебаний рейки топливного насоса как на безмоторном стенде, так и на двигателе (рис. 1, а, б) являются периоды: 1) T_H - период одного оборота вала насоса, вызванный неравномерностью вращения вала насоса; 2) $\frac{1}{6} T_H$, вызванный непосредственными толчками плунжеров и 3) низкочастотная составляющая с периодом $2,8...6,3 T_H$, которая [1] обусловлена, очевидно, сложением близких по частоте возмущений отдельных деталей регулятора, вызванных неточностями в их изготовлении.

При установке топливного насоса на двигатель дополнительно появляется составляющая с периодом $\frac{1}{2} T_H$, кратная неравномерности вращения коленчатого вала двигателя и имеющая максимальный размах колебаний рейки, соизмеримый с $2A_{\text{max}}^{\text{ср}}$

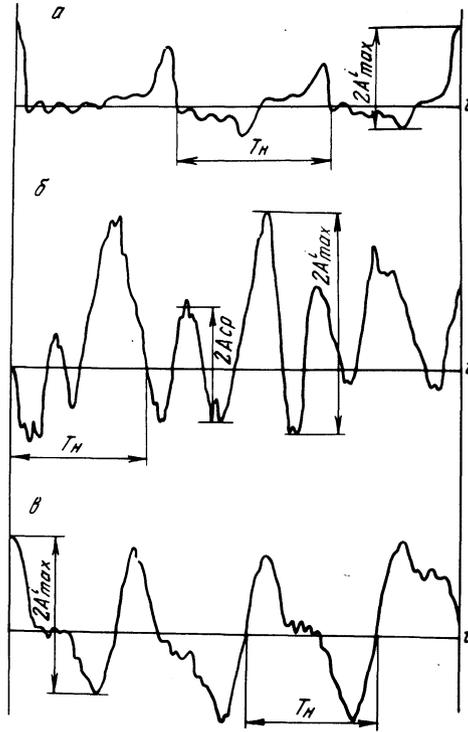


Рис. 1. Копии осциллограмм колебаний рейки топливного насоса 6ТН-9х10 при $n_H = 850$ об/мин; $q_H = 100$ мм³/цикл: а – на безмоторном стенде; б – на двигателе А-01М (моторный стенд); в – на тракторе Т-4А.

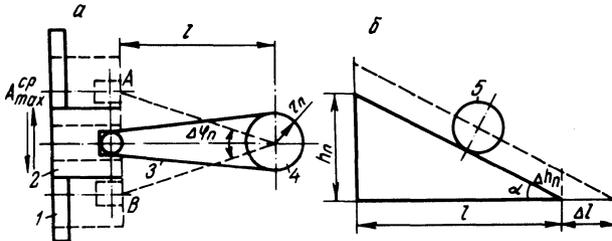


Рис. 2. Кинематическая схема связи рейки топливного насоса с плунжером (а) и плунжера с отсечным окном (б): 1 – рейка; 2 – хомутик; 3 – поводок плунжера; 4 – плунжер; 5 – отсечное окно.

на периоде T_n . Следовательно, неравномерность вращения двигателя (период $\frac{1}{2} T_n$), вызываемая изменением набегающего крутящего момента за один оборот коленчатого вала, увеличивает амплитуду колебаний рейки насоса в среднем примерно в 6,0...6,5 раза, что не противоречит данным [2].

Максимальный размах колебаний рейки в диапазоне частоты вращения вала топливного насоса 500...850 об/мин (корректорный участок) на двигателе А-01М составил $2A_{\text{max}}^{\text{cp}} = 0,15...0,24$ мм, или 1,80...2,90%, при углах наклона призмы корректора $0...50^\circ$.

Характер колебаний рейки изменяется особенно заметно на регуляторной ветви характеристики топливного насоса. При максимальной частоте вращения холостого хода $n_x = 900$ об/мин на двигателе на форму колебаний рейки, близкую к гармонической (рис. 1, б), накладываются отдельные толчкообразные движения $2A_{\text{max}}$, достигающие значений 0,55 мм, при среднем уровне максимального размаха колебаний $2A_{\text{cp}}^{\text{max}} = 0,39...0,44$ мм (при этом $n = 850$ об/мин, $q_{\text{ц}}^{\text{max}} = 120$ мм³/цикл и $2A_{\text{max}}^{\text{cp}} = 0,0325$ мм).

Таким образом, безмоторные и моторные испытания показали, что определяющими составляющими вынужденных колебаний рейки топливного насоса являются составляющие, определенные на двигателе:

- 1) $f_1 = 15$ Гц ($n_n = 900$ об/мин) и $A_{\text{max}}^{\text{cp}} = \pm 0,275$ мм;
- 2) $f_2 = 14$ Гц ($n_n = 850$ об/мин); 3) $f_3 = 28$ Гц и $2A_{\text{max}}^{\text{cp}} f_2 = 2A_{\text{max}}^{\text{cp}} f_3 = \pm 0,165$ мм;
- 4) $f_4 = 84$ Гц и $A_{\text{max}}^{\text{cp}} = \pm 0,1$ мм.

Составляющими, определенными при безмоторных испытаниях, влияние которых не более 0,42% от h_n , можно пренебречь.

Для проверки влияния низкочастотных колебаний (вибрация трансмиссии и ходовой части) трактора, передаваемых жесткой подвеской корпусу топливного насоса и регулятора, изучались колебания рейки топливного насоса непосредственно на тракторе в полевых условиях. Испытания проводились на IY-UIII передачах путем холостых ездов трактора по плотно укатанной глинистой дороге и при работе трактора под нагрузкой на пахоте многолетней залежи. Причем, как средний вид испытаний был выбран холостой ход трактора, так как на этом режиме на стенде имеют место максимальные значения амплитуды колебаний рейки.

Было установлено, что максимальный размах колебаний рейки топливного насоса на всех передачах на холостом ходу трактора (рис. 1, в) находился в пределах $2A_{\text{ср}}^{\text{max}} = 0,44 \dots 0,58$ мм. При работе трактора под нагрузкой (при коэффициенте загрузки, равном $0,9 \dots 1,35 M_{\text{н}}^{\text{г}}$) колебания рейки были несколько выше аналогичных колебаний рейки на стенде, но не превышали $2A_{\text{ср}}^{\text{max}} = 0,36$ мм. Основные периоды, на которых четко просматривались данные колебания, в обоих случаях были кратны $\frac{1}{6} T_{\text{н}}$.

Следовательно, на основании данных полевых испытаний с достаточной степенью приближения можно за определяющие колебания рейки при расчетах полагать колебания, определенные на моторном стенде (на двигателе).

Поскольку доказано, что рейка топливного насоса на двигателе (на моторном стенде и на тракторе) совершает постоянные колебания и, учитывая, что при вращательном движении плунжера кромка его из-за этих колебаний меняет свое положение относительно отсечного окна, что приводит к изменению активного хода плунжера, соответствующего геометрическому концу подачи, то интересно проанализировать, как влияет $2A_{\text{ср}}^{\text{max}}$ на изменение $q_{\text{ц}}$.

Таким образом, ход рейки топливного насоса можно представить как

$$h = h_{\text{ср}} \pm A_{\text{max}}^{\text{ср}} (t). \quad (1)$$

Приняв на основании экспериментальных данных форму колебаний рейки гармонической, будем иметь

$$h = h_{\text{ср}} \pm \sum_{i=1}^n A_{\text{max}_i} \sin (2\pi f_{A_{\text{max}_i}}) t, \quad (2)$$

где $h_{\text{ср}}$ - среднее значение хода рейки; A_{max_i} - средняя максимальная амплитуда колебаний рейки насоса на двигателе (моторный стенд) i -й гармоники; $f_{A_{\text{max}_i}}$ - соответствующая A_{max_i} частота колебаний i -й гармоники; t - время.

Установим зависимость угла поворота плунжера от амплитуды колебаний рейки (рис. 2, а) и от его активного хода (рис. 2, б).

Так как амплитуда колебаний мала, то за ее перемещение вместо дуги АВ можно взять отрезок АВ и положить

$$\sin \frac{\Delta \varphi_n}{2} \approx \frac{\Delta \varphi_n}{2}.$$

Тогда после простых преобразований получим с учетом выражения (2):

$$\Delta h_a = \frac{d_n}{2l} \operatorname{tg} \alpha \sum_{i=1}^n 2A_{\max i} \sin 2\pi f_{A_{\max i}} t. \quad (3)$$

Цикловая подача топлива пропорциональна активному ходу

плунжера (h_a), площади его сечения $\frac{\pi d_n^2}{4}$ и коэффициенту подачи насоса η_n

$$q_{\Pi} = \frac{\pi d_n^2}{4} h_a \eta_n \quad (4)$$

или, выражая q_{Π} как

$$q_{\Pi} = q_{\Pi}^{\text{ср}} + \Delta q_{\Pi}^{h_a}(t), \quad (4a)$$

получим окончательно:

$$q_{\Pi} = q_{\Pi}^{\text{ср}} + \frac{\pi d_n^3}{8l} \eta_n \operatorname{tg} \alpha \sum_{i=1}^n A_{\max i} \sin 2\pi f_{A_{\max i}} t. \quad (5)$$

В процессе эксплуатации вследствие износа кинематическая связь между муфтой регулятора и рейкой топливного насоса усложняется и из линейной может превратиться в довольно сложную зависимость. Так, по данным Алтайского моторного завода, осевой суммарный люфт (ΔA_S) рейки от исходной величины $\Delta A_S = 0,180 \dots 0,370$ мм по выработке моторесурса топливного насоса (5000 моточасов) может достигать величины $\Delta A_S = 2,5 \dots 3,3$ мм.

Если предположить, что ΔA_S оказывает полное воздействие на процесс колебаний рейки, то закон движения рейки искажается: максимальная амплитуда рейки уменьшается (срезается) и появляется сдвиг по фазе на угол ε_{h_n} .

Используя экспериментальные данные и воспользовавшись методикой [3], найдем относительную амплитуду A_S и фазо-

вый угол ε_h при максимальном допустимом зазоре в рейке по чертежу и максимальном колебании рейки на моторном стенде (см. выше)

$$A_S = 1 - \frac{\Delta A_S}{2A_{\max}^{\text{cp}}} = 0,53 \dots 0,58 \text{ мм}$$

и

$$\varepsilon_h = \arcsin \frac{\Delta A_S}{2A_{\max}^{\text{cp}}} = 28^\circ 10' \dots 24^\circ 46' .$$

Таким образом, ожидаемая величина колебаний рейки, подсчитанная выше, больше, чем полученная экспериментально. Это говорит о том, что геометрически подсчитанный осевой зазор в рейке в колебательном режиме выбирается не полностью.

Принимая во внимание, что частота изменения нагрузки при крайне тяжелом режиме работы тракторного дизеля на пахоте многолетней залежи составляла (для трактора Т-4А с двигателем А-01М) $f_{M_e}^{\text{cp}} = 1,8 \dots 0,8$ Гц и максимальные колебания рейки при этом не превышали колебаний рейки на холостом ходу трактора, рационально сделать вывод о слабом влиянии колебаний рейки топливного насоса в пределах $2A_{\max}^{\text{cp}} = 0,41 \dots 0,55$ мм на изменение $q_{\text{ц}}$ при работе на приведенных выше неустановившихся режимах, что не противоречит данным [2].

Исходя из вышеизложенного, можно заключить, что резонансные явления в топливном насосе 6ТН-9х10 на экспериментально определенных частотах (моторный стенд и поле) не имеют места и максимально допустимая (предельная) погрешность в определении $q_{\text{ц}}$ по h при прочих равных условиях будет равна

$$\delta_{q_{\text{ц}}}^h = \pm \frac{A_{\max}^{\text{cp}}}{h} , \quad (6)$$

а относительная погрешность на номинальном режиме ($h = 8,4$ мм, $n_H = 850$ об/мин) будет равна $\pm 1,6 \dots 2,3\%$.

Следует отметить, что число цилиндров двигателя по [3] практически не влияет на протекание его частотной характеристики.

Л и т е р а т у р а

1. Грунауэр А.А., Чагар Б.Б. Причины колебаний рейки топливного насоса. - "Тракторы и сельхозмашины", 1961, № 2.
2. Пономарев О.П., Пьядичев Э.В. Экспериментальное исследование колебаний рейки топливного насоса. - "Тракторы и сельхозмашины", 1963, № 1. 3. Румпель Д. Измерение крутящего момента дизельмотора без наддува при синусоидально меняющемся количестве впрыскиваемого топлива. - МТЗ, 1965, № 7.

УДК 621.43.038.87.001.5

Г.Я. Якубенко, И.И. Лепешко

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ СИЛОВОГО УЗЛА ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ НА ПОДВИЖНОСТЬ ИГЛЫ

В связи с наметившейся тенденцией форсирования дизелей по частоте вращения с одновременным стремлением повысить срок службы запорного конуса распылителя подвижные массы силового узла форсунки приходится уменьшать. Делается это главным образом за счет уменьшения длины штанги и увеличения индекса пружины (отношение длины пружины к ее диаметру). При существующей конструкции иглы наряду с уменьшением подвижных масс существенно возрастают радиальные силы на иглу. В некоторых случаях они превосходят предельно допустимые значения по литературным источникам.

Суммарный опрокидывающий момент, действующий на иглу со стороны силового узла форсунки, можно представить в виде

$$M_{\Sigma} = M_{\text{экс}} + M_{\text{угл}} + M_{\text{пр}},$$

где $M_{\text{экс}}$ - момент, возникающий при эксцентричном приложении силы на иглу; $M_{\text{угл}}$ - момент, обусловленный расположением штанги под углом к продольной оси форсунки; $M_{\text{пр}}$ - момент, обусловленный непараллельностью торцев пружины, неравномерной деформацией отдельных витков ее и пр.

Степень влияния каждого из указанных моментов различна, но в конечном итоге они увеличивают силы трения иглы в корпусе распылителя, способствуя тем самым повышенным износам, частичной или полной потере подвижности иглы.

С целью оценки численных значений $M_{\text{экс}}$ и $M_{\text{угл}}$ выполнена серия контрольных сборок форсунки одной и той же комп-

лектности. При этом фиксировалось пространственное положение штанги в начале сборки, до нагружения пружины и в конце, когда достигалось номинальное усилие, регистрируемое контрольным манометром опрессовочного стенда.

Для анализа экспериментальных статистических данных по пространственному положению штанги вся совокупность линейных или угловых отклонений от номинального положения разбивалась на размерные группы. Значения размерных групп откладывались на гистограммах по горизонтальной оси. На вертикальную ось наносился относительный параметр в процентах, представляющий собой отношение количества сборок, дающее данное среднее значение отклонения, к общему количеству сборок форсунки.

Пространственное положение штанги определялось с помощью двух пар индикаторов, одна пара из которых была установлена на уровне штифта иглы, а вторая – на уровне опорной тарелки штанги. Цена деления каждого индикатора – 0,01 мм. Для повышения точности замеров штатные наконечники индикаторов, дающие точечный контакт с деталью, заменены на специально изготовленные. Используемые индикаторы не влияли на положение штанги при затяжке форсуночной пружины.

На рис. 1 приведены гистограммы распределения углов (тангенсы углов) наклона штанги к продольной оси форсунки. При этом на рис. 1, а изображена гистограмма распределения углов наклона для штанги в исходном положении (пружина форсунки не нагружена), а на рис. 1, б – для форсунки, отрегулированной на номинальное давление впрыска.

Как видно, в большинстве случаев угол наклона штанги не велик и равен примерно $22'$. Максимальное значение угла, зарегистрированного в результате сборок – $36'$.

На рис. 2 приведены гистограммы распределения удалений центра штанги от центра штифта иглы. Экстремальные значения смещений с учетом полей и допусков – 0...560 мкм.

Результаты статистической обработки измерений пространственного положения штанги до и после нагружения пружины позволили выявить способность к сохранению эффекта центрирования штанги по мере нагружения пружины форсунки ФД-22.

Определить точное значение опрокидывающего момента M пр непосредственно на форсунке затруднительно. Поэтому замеры произведены на специальном приспособлении, схема которого представлена на рис. 3. Способы установки пружины в приспособ-

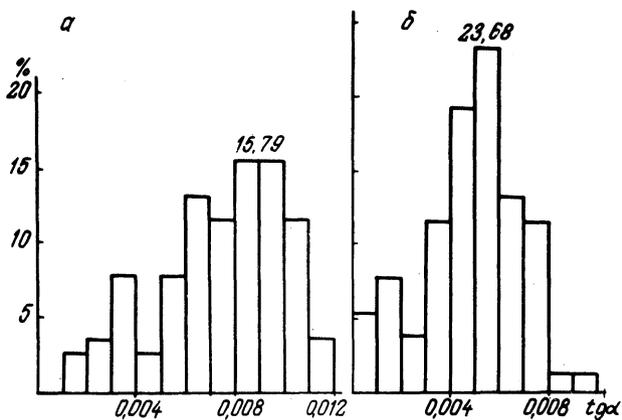


Рис. 1. Гистограммы распределения углов наклона штанги к продольной оси форсунки: а — пружина форсунки не нагружена; б — для форсунки, отрегулированной на номинальное давление.

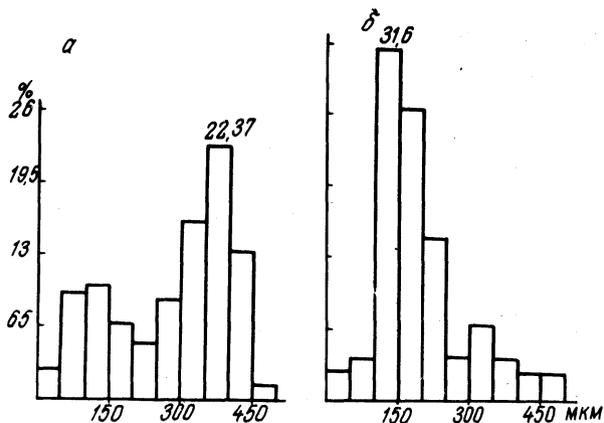


Рис. 2. Гистограмма распределения удалений центра штанги от центра штифта иглы: а — до начала нагружения пружины; б — для полностью отрегулированной форсунки.

собрании и форсунке идентичны. Разница лишь в том, что в приспособлении при нагружении пружины верхняя опорная плоскость имела три степени свободы. Номинальная нагрузка на пружину создавалась путем подвеса гирь на нерастяжимой нити, позволяющей исключить реактивный момент в точке заделки и тем самым повысить точность замеров.

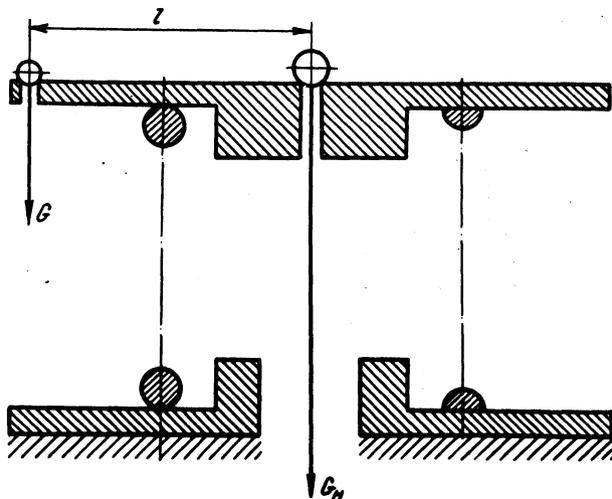


Рис. 3. Определение модуля опрокидывающего момента пружины.

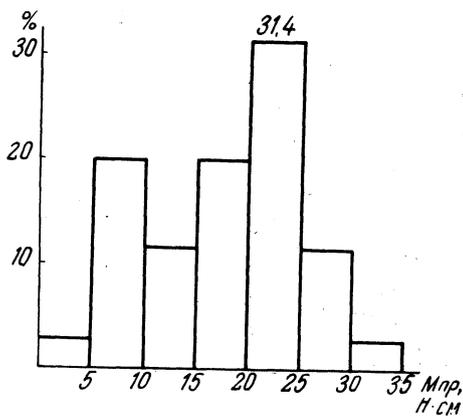


Рис. 4. Гистограмма распределения модулей опрокидывающего момента пружины.

Модуль $M_{\text{пр}}$ определялся по значениям восстанавливающего момента, устраняющего непараллельность опорных плоскостей сжатой пружины. Порядок нахождения восстанавливающего момента ясен из рис. 3. В том случае, если для достижения параллельности опорных плоскостей требовалось прилагать не одну, а две или более восстанавливающих силы, то искомый момент получался после нахождения равнодействующей и плеча ее приложения по известным правилам теоретической механики.

Результаты определения $M_{\text{пр}}$ для партии форсунок из 35 штук представлены на рис. 4 в виде гистограммы распределения значений $M_{\text{пр}}$. Для каждой из пружин определялась также непараллельность торцев пружины в свободном состоянии. Эти опыты позволяют заключить следующее:

величина опрокидывающего момента $M_{\text{пр}}$ для партии обследованных пружин изменяется в широких пределах (2,34 31,46 Н·см);

непараллельность торцев пружины не является определяющим фактором модуля возникающего опрокидывающего момента.

В процессе работы форсунки пространственное положение штанги нестабильно, соответственно изменяются первоначальные значения $M_{\text{экс}}$ и $M_{\text{угл}}$.

В некоторых случаях форсунки, прошедшие испытания на опрессовочном стенде с удовлетворительным качеством распыливания, теряли это качество после непродолжительной работы на двигателе. При этом индикаторы пространственного положения штанги отмечали наличие контакта последней в поясе тарелки с поверхностью отверстия корпуса форсунки. Устранение этого контакта после частичной переборки форсунки возвращало утраченное качество удовлетворительного распыливания.

УДК 621.431.73

Г.М. Кокин, проф.

ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТЬ И СКОРОСТНЫЕ КАЧЕСТВА ГРУЗОВЫХ АВТОПОЕЗДОВ НА БАЗЕ АВТОМОБИЛЕЙ ПОВЫШЕННОЙ ПРОХОДИМОСТИ И ТЯГИ

Грузовые автопоезда на базе автомобилей и тягачей повышенной проходимости и тяговых свойств можно разбить на две группы. К первой относятся автопоезда, комплектуемые прицепами или полуприцепами для работы на усовершенствованных дорогах, в том числе и на грунтовых в хорошем состоянии. Эти

Таблица 1. Показатели специальных автопоездов на базе ав

№ п/п	Фирма, модель	Назначение	Конфигурация	Общая масса с грузом, кг	Мощность двигателя, кВт. Частота вращения коленчатого вала, об/мин	Удельная мощность, кВт/т
1	УАЗ-450Д	О	4x4	3500	45,8/3800	13,0
2	ГАЗ-66	О	4x4	7800	84,4/3200	11,0
3	ЗИЛ-131	О	6x6	14185	110 /3200	7,8
4	Урал-375Д	О	6x6	23200	132,3/3200	5,7
5	МАЗ-502	О	4x4	21425	88,2/2000	4,1
6	КрАЗ-255Б	О	6x6	49675	176,4/2100	3,6
7	МАЗ-501	Л	4x4	22825	88,2/2000	3,9
8	МАЗ-509	Л	4x4	29000	132,3/2100	4,6
9	МАЗ-509А	Т	4x4	29000	132,3/2100	4,6
10	МАЗ-5434	Л	4x4	33300	195,6/2200	5,9
11	МАЗ-7310-8385	Т	8x8	69000	386 /2000	5,6
12	БелАЗ-540В-5271	С	6x2	75400	331 /1800	4,4
13	БелАЗ-7425-9490	С	6x2	107800	368 /2100	3,4
14	БелАЗ-7420-3690	С	6x4	221000	956 /1500	4,4

поезда комплектуются на базе автомобилей повышенной проходимости с целью использования их тяговых свойств для повышения транспортной производительности путем увеличения грузоподъемности. Тягачи таких поездов, имея другое специальное назначение как одиночные автомобили, при комплектовании в автопоезда каким-либо изменениям не подлежат. Для них должны подбираться рациональные грузоподъемности прицепов и как следствие общий вес поезда. В табл. 1, в графе 3, такие поезда отмечены индексом "О" - общетранспортные.

Ко второй группе относятся автопоезда для специальных условий эксплуатации. Они выпускаются промышленностью и работают в постоянной комплектации с прицепами, их тягачи дру-

томобилей повышенной проходимости и тяги

Максимальная скорость (по данным фирмы), км/ч	Скорость (км/ч) при различных суммарных дорожных сопротивлениях ψ					Максимальный преодолеваемый коэффициент сопротивления дороги и скорость на низшей передаче		$\frac{G_{сч}}{G_{п}}$
	0,015	0,020	0,033	0,42	0,76	ψ	v	
	8	9	10	11	12			
90	93	93	83	76	53	0,56	7,9	0,76
90	89	81	56	52	33	0,66	4,2	0,75
80	80	65	57	44	22	0,47	3,0	0,46
75	77	68	52	34	18	0,47	3,1	0,57
50	54	54	34	24	13	0,35	3,3	0,52
70	50	47	31	16	8,3	0,45	1,9	0,34
45	45	45	35	20	11	0,41	2,5	0,56
60	60	60	40	27	14	0,39	3,0	0,52
70	73	50	32	32	17	0,34	4,9	0,52
70	75	75	47	34	16	0,42	7,1	0,49
60	60	60	60	33	18,2	0,60	2,24	0,50
55	55	55	28	28	16,4	0,25	2,4	0,43
50	50	40	26	20	15	0,22	3,8	-
60	55	46	34	24	14	0,33	2,5	-

того назначения не имеют. В графе 3 таблицы такие поезда отмечены индексами: "Л" - лесовозы, для вывозки леса с лесосек; "Т" - трубовозы, для перевозки плетей труб при строительстве нефте- и газопроводов и "С" - самосвалы для карьерных работ.

Для автопоездов первой группы по назначению основным показателем является транспортная производительность, представляющая произведение полезной грузоподъемности на среднюю эксплуатационную скорость.

Средняя эксплуатационная скорость определяется средней технической скоростью, обусловливаемой конструктивными данными автопоезда.

Для автопоездов второй группы по назначению повышенная транспортная производительность желательна, но главным является способность преодоления возникающих дорожных сопротивлений движению. Техническая скорость и способность на заданной скорости преодолевать дорожные сопротивления зависят от тягово-динамических качеств, определяемых энергонасыщенностью поезда.

Исследовалось 14 поездов советского производства. Для получения сопоставимых результатов исследования велись аналитическим методом, при этом сопоставлением аналитических данных с данными заводских испытаний ряда поездов подтверждена достаточная достоверность получаемых расчетных результатов для практических выводов. Результаты исследований представлены в табл. 1.

В графах 2...8 приведены заводские данные по автопоездам, при этом наибольший интерес вызывают удельные мощности (графа 7): отношение максимальной мощности двигателя в киловаттах к общей массе поезда в тоннах. Удельная мощность определяет энергонасыщенность автопоезда.

В графах 9 - 13 приведены технические скорости движения при различных суммарных дорожных сопротивлениях, характеризуемых коэффициентом $\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$.

По результатам дорожных испытаний, проводимых на автомобильных заводах, Центральным полигоном НАМИ, а также по другим исследованиям суммарный коэффициент дорожного сопротивления по наибольшей математической плотности можно принимать:

1) при контрольных заводских испытаниях на горизонтальном асфальтированном шоссе высшего качества как средний $\psi = f = 0,015$;

2) для горизонтального асфальтированного или бетонного шоссе $\psi = f = 0,020 - 0,025$;

3) для асфальтированного шоссе среднего качества по равнинной местности $\psi = 0,033$;

4) для асфальтированного шоссе среднего качества по холмистой местности или для гравийного шоссе по равнинной местности $\psi = 0,042$;

5) тяжелые дороги, гравийное шоссе ниже среднего качества по холмистой местности, грунтовые улучшенные дороги $\psi = 0,076$.

Наиболее трудные режимы на гравийных и грунтовых дорогах в весенне-осенний и дождливый периоды характерны коэф-

фициентом суммарного дорожного сопротивления $\psi = 0,120 - 0,180$.

Для определения способности преодоления таких сопротивлений в графах 14 и 15 табл. 1 приведены максимальные значения ψ и соответствующие ему скорости по силе тяги, развиваемой двигателем на колесах при включении низшей передачи трансмиссии, в том числе низшей передачи и в раздаточной коробке.

Способность преодолевать суммарные дорожные сопротивления по сцеплению ведущих колес с дорогой определяется зависимостью

$$\psi_{\text{сц}} = \frac{G_{\text{сц}}}{G_{\text{п}}} \varphi,$$

где отношение массы, приходящейся на ведущие колеса $G_{\text{сц}}$, и общей массы поезда $G_{\text{п}}$ приведено в графе 16 таблицы, а коэффициент сцепления шин с дорогой φ может колебаться от 0,8 для сухого бетона до 0,2 для обледенелых дорог или покрытых снегом. Для сухих грунтовых дорог можно принимать $\varphi = 0,5$.

Из условий обеспечения безопасности движения максимальная скорость автопоезда на магистральных дорогах может находиться в пределах 80...90 км/ч. При работе на магистральных дорогах автопоезда, обладающие максимальной скоростью менее 65 км/ч, будут сдерживать движение общего потока транспорта. Из моделей, помеченных в таблице индексом "О", предназначенных к использованию на усовершенствованных дорогах, указанным выше условиям не удовлетворяют автопоезда МАЗ-502 и КраЗ-255Б, максимальная скорость которых около 50 км/ч.

Лесовозы, грубовозы и карьерные самосвалы не предназначены для работы на дорогах общей сети, а поэтому показатель максимальной скорости для них имеет меньшее значение. Для таких поездов больший интерес представляют скорости движения при $\psi = 0,042$ и $0,076$. У представленных в таблице поездов (позиции 7...14) при $\psi = 0,042$ скорости наблюдаются от 34 до 20 км/ч, а при $\psi = 0,076$ от 18 до 15 км/ч.

По силе тяги на колесах, создаваемой двигателем, все автопоезда с большим запасом преодолевают дорожные сопротивления, обусловленные $\psi = 0,120...0,180$, за исключением

автопоезда-самосвала БелАЗ-7425-9490. По сцеплению ведущих колес с дорогой при $\psi = 0,5$ дорожные сопротивления при $\psi = 0,18$ преодолевают все поезда, кроме КрАЗ-255Б.

На основании исследований можно сделать следующие выводы: автопоезда общетранспортного назначения с удельной мощностью 13...11 кВт/т имеют хорошие показатели по транспортной производительности за счет высокой максимальной скорости, находящейся еще в допустимых пределах. Автопоезда с удельной мощностью 4,1...3,6 кВт/т имеют низкую транспортную производительность в связи с малой скоростью движения, в некоторой степени препятствующей их использованию на магистральных дорогах.

Специальные автопоезда - лесовозы, трубовозы, карьерные самосвалы имеют удельные мощности от 5,8 до 3,4 кВт/т и соответственно скорость движения на хороших дорогах 75 - 50 км/ч и на тяжелых дорогах 18...14 км/ч.

Лесовоз МАЗ-5434 с удельной мощностью 5,9 кВт/т на межведомственных испытаниях показал хорошие результаты как по транспортной производительности, так и по преодолению дорожных сопротивлений. На лесных дорогах средняя техническая скорость находилась в пределах 35...20 км/ч. В этих условиях большая скорость не рекомендуется из условий сохранности дороги. Хорошие результаты получены и по расходу топлива на 100 км пути.

Чтобы не иметь простоев из-за буксования ведущих колес на скользких дорогах, на эти колеса должно приходиться не менее 40% об общей массы автопоезда. Это условие не выдержано у поезда КрАЗ-255Б.

При новом проектировании для обеспечения повышенной транспортной производительности поезда общетранспортного назначения следует комплектовать прицепами из условия обеспечения удельной мощности не менее 6 кВт/т.

О.П. Лапотко, В.В. Арсенов,
Я.С. Сачивко, С.Д. Ярош

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОТИВОИЗНОСНЫХ СВОЙСТВ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ ГИДРОПРИВОДОВ МАШИН

Изучение надежности и долговечности объемной гидропередачи трактора МТЗ-80Б при стендовых (ресурсных) и полевых испытаниях в КубНИИТИМе показало, что уровень качества функционирования гидропередачи во многом зависит от параметров качества рабочих жидкостей (масло М10В). Сформулированный в [1] подход к определению качества масла путем оценки и прогнозирования его функциональных свойств предопределил потребность в разработке принципиально новых методов и средств оценки комплексных свойств рабочих жидкостей.

Испытание в насосе предусматривает циркулирование жидкости в гидросистеме с дроссельным нагружением. Источником гидравлической энергии и узлом испытания служит пластинчатый насос по ГОСТ 13 167-67, приводимый во вращение электродвигателем. Пластинчатый насос и элементы гидросистемы (фильтр, теплообменник и др.) выполнены единым блоком с гидросистемой в виде каналов в корпусе и крышке насоса. Регулятором давления служит игольчатый дроссель, встроенный в корпус насоса (авт. свид. № 567118). Для расширения диапазона рабочих параметров и испытания маловязких масел применен грузопоршневой гидроаккумулятор, обеспечивающий повышение работоспособности установки (авт. свид. № 587364). Критерием оценки противоизносных свойств жидкостей является величина износа комплекта пластин насоса при испытании на определенных режимах в течение 50 ч. Техническое решение, обеспечивающее устойчивость параметров испытания установки, позволило сократить объем оцениваемой пробы масла примерно в 10 раз по сравнению с аналогичными установками по методам ASTM D 2882-74 (США), DIN 51389 (ФРГ), BS 5096-74 (Англия) [2] и получать статистически достоверные результаты испытаний вдвое быстрее.

Разработанный метод оценки противоизносных свойств рабочих жидкостей позволяет решать следующие задачи: а) выбор масел для гидроприводов машин по противоизносным свойствам; б) исследование влияния физико-химических свойств жидкостей на их противоизносное свойство; в) определение оптимального срока службы масла гидроприводов машин.

В табл. 1 приведены результаты испытаний ряда гидравлических жидкостей, применяемых в гидроприводах машин, по разработанному методу МП-1 и по принятому в нашей стране методу испытаний на четырехшариковой машине трения по ГОСТ 9490-75. Анализ результатов показывает, что лучшие противоизносные свойства при оценке по обоим методам имеют дизельное масло М10В, гидравлическое А и масло МГЕ-32В, разработанное ВНИИ НП для перспективных мобильных машин с объемными гидроприводами.

Таблица 1. Результаты исследования противоизносных свойств гидравлических жидкостей

№ п / п	Рабочие жидкости	Физико-химические свойства				Испытание по методу МП-1. Весовой износ, мг	Испытание по ГОСТ 9490-75 на ЧШМ трения ϕ пятна, мм
		Вязкость, сСт	Кислотное число, мг КОН/г	Присадка ДФ-11, %	Мех. приме-си, %		
						у	
1.	Турбинное Тп-22	22	0,02	0	0,003	28,4	0,76
2.	Индустриальное	45	0,35	0	0,007	11,8	0,84
3.	АМГ-10	10	0,05	0	0,001	53,9	1,18
4.	Гидравлическое Р	13	0,05	2,0	0,004	17,6	0,62
5.	Гидравлическое А	26	0,25	2,0	0,004	13,5	0,57
6.	ИГСП-18	18,5	0,50	1,2	0,003	13,9	-
7.	Дизельное М10В	68	0,02	0,9	0,008	6,2	0,46
8.	I -58 "Esso"	27	0,05	0	0,002	36,6	0,30
9.	Индустриальное	20	0,14	0	0,005	43,8	0,92
10.	МГЕ-32В	24	0,89	1,0	0,002	12,1	0,42
11.	Индустриальное	20	0,14	0	0,010	101,7	-
12.	Индустриальное	20	0,14	0	0,020	189,5	-
13.	Дизельное М10В	68	0,02	0,9	0,020	24,1	-
14.	Дизельное М10В	68	0,02	0,9	0,040	42,2	-

Однако хорошей сопоставимости результатов испытаний по двум методам нет. Эмпирический коэффициент корреляции результатов испытаний равен 0,6. Так, например, гидравлическое масло Inios - 58 фирмы "Esso" для машин с гидро-объемными приводами показало наилучший результат при испытании на ЧШМ-трения по ГОСТ 9490-75, но низкий результат при испытании по методу МП-1.

По результатам данных испытаний было исследовано влияние физико-химических свойств масел на их противоизносное свойство. Во внимание принимались наиболее важные свойства: кинематическая вязкость, кислотное число, наличие противоизносной присадки и загрязненность механическими примесями. В масла Индустриальное-20 и M10B были искусственно введены загрязнители до концентрации, примерно соответствующей предельной величине при эксплуатации.

Обработка результатов проводилась с помощью пошаговой регрессии, которая позволяет установить функциональную связь с помощью регрессионного уравнения между физико-химическими свойствами (x_i) масел и их противоизносным свойством (y) и выбрать переменные в порядке их значимости.

Пошаговая регрессия выполнялась на ЭЦВМ ЕС-1020 с помощью основной программы STEPR, четырех стандартных подпрограмм CORRE, MSTR, LOG, STPRG и вывода результатов на печать STOUT^[3]. С помощью этих программ считаются коэффициенты регрессии, матрица корреляций, значения t и F -критериев и других характеристик, необходимых для проведения регрессионного анализа.

Результаты обработки данных приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты машинного эксперимента

№ шага	Порядок ввода переменной	Коэффициент регрессии	Стандартная ошибка коэффициента регрессии	Значение t
1	x_3	-0,27187	0,14455	-1,881
2	x_4	0,77061	0,25158	3,063
3	x_1	-0,56104	0,18971	-2,957
4	x_2	-0,06406	0,19779	-0,324

Свободный член -0,42933.

В пределах проведенных испытаний уравнение, описывающее функциональную связь между значением физико-химических свойств масла и его противоизносным свойством с нормированными коэффициентами, имеет вид

$$y = -0,42933 + 0,77061 x_4 - 0,56104 x_1 - 0,27187 x_3.$$

В рассматриваемом диапазоне изменения физико-химических свойств жидкости оказалось, что наиболее влияющим фактором на противоизносное свойство являются уровень загрязненности масел механическими примесями, вязкость и наличие противоизносной присадки. Незначительное влияние оказывает кислотность. С повышением загрязненности, снижением вязкости и содержания присадки противоизносное свойство рабочих жидкостей ухудшается.

Оценка противоизносных свойств рабочих жидкостей гидроприводов машин по разработанному методу дает более достоверные результаты, чем при испытаниях на четырехшариковой машине трения по ГОСТ 9490-75. Предложенная статистическая модель позволяет определять влияние физико-химических свойств масел и параметров воздействия внешней среды на противоизносные свойства рабочих жидкостей.

Л и т е р а т у р а

1. Лапотко О.П. Функциональная эффективность рабочих жидкостей гидроприводов машин. - В сб.: Развитие методов исследования трибологических явлений в машинах. Минск, 1976.
2. Langoch O. Berechnen und Testen des Konstruktionselementes Hydrauliköl. - "Ölhydraulic und Pneumatic", 1972, N 12.
3. Дрейпер К., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ. М., 1973.

УДК 629.114.2-585.22

И.И. Болвако, Л.Н. Крагель

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОВМЕЩЕНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И ГИДРОМУФТЫ

Энергетические и экономические показатели универсально-пропашного трактора с гидромеханической трансмиссией во многом определяются оптимальным совмещением режимов работы двигателя и гидромуфты.

Цель данной работы - определить выходные показатели силовой установки "двигатель-гидромуфта". В качестве оценочных показателей при этом выбирались: мощность $N_{\Gamma} = N_{\xi} \eta_{\Gamma}$ (N_{ξ} - мощность двигателя, η_{Γ} - КПД гидромуфты) на гурбинном колесе гидромуфты и удельный расход топлива $g_e = \frac{g_{eH}}{\eta_{\Gamma}}$ (g_{eH} -

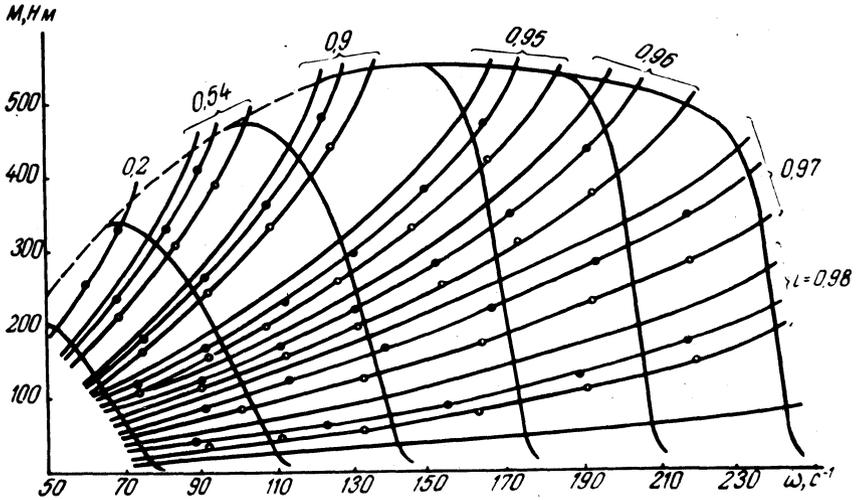


Рис. 1. Характеристика совместной работы двигателя и гидромуфты. Заполнение гидромуфты, %: — 85; —•— 80; —х— 75.

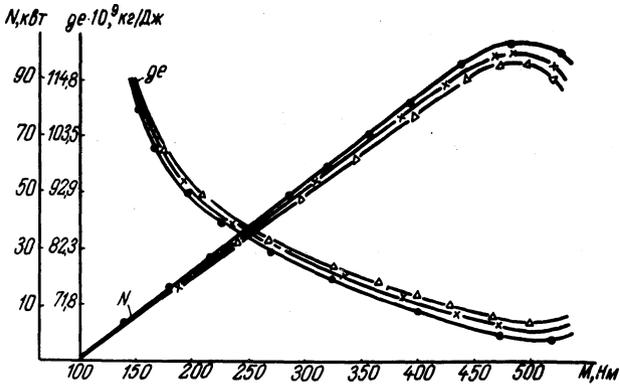


Рис. 2. Зависимость мощности и удельного расхода топлива от передаваемого момента: —•— двигатель; —х— двигатель и гидромуфта с заполнением на 80%; —Δ— на 75%.

удельный расход топлива двигателя), характеризующие соответственно производительность и экономичность трактора.

Исследовались гидромуфта ($D_a = 390$ мм) с динамической камерой самоопорожнения при ее заполнении на 75, 80, 85% и двигатель с номинальной мощностью $N = 110$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $\omega_H = 229$ с⁻¹. В качестве рабочей жидкости гидромуфты выбрано масло Индустриальное-20.

Характеристики гидромуфты снимались на стенде при ее блокировании и разблокировании в процессе работы двигателя как на внешней характеристике, так и частичных режимах.

Во время опытов регистрировались показания весовой головки Р балансирующей машины, частоты вращения насосного n_H и турбинного n_T колес и передаточное отношение $i = n_H / n_T$ гидромуфты, часовой расход топлива G_T двигателя. Частота вращения насосного и турбинного колес замерялась датчиками КВД-3-12, размещенными на двигателе и балансирующей машине. Сигналы от датчиков регистрировались частотомерами 43-22. Схема измерительной аппаратуры обеспечивала регистрацию скольжения гидромуфты.

По результатам исследований построены графики совмещения характеристик двигателя и гидромуфты (рис. 1, 2).

Анализ результатов исследований позволяет установить, что с увеличением заполнения гидромуфта при одинаковых скольжениях в состоянии реализовать больший крутящий момент как на внешней характеристике, так и на частичных режимах. Так, точке пересечения нагружающей параболы при $i = 0,97$ с внешней характеристикой двигателя соответствуют следующие параметры (табл. 1).

Таблица 1

Определяемые параметры	Обозначение	Единица измерения	Заполнение гидромуфты, %		
			75	80	85
Крутящий момент двигателя	M_H	Н·м	333,2	377,3	426,3
Частота вращения колес гидромуфты					
насосного	n_H	с ⁻¹	234,4	233,7	232,4
турбинного	n_T	"	227,0	226,4	225,0
Мощность двигателя	N	кВт	77,9	89,3	99,3

Таблица 2

Величина передаваемого момента, Н·м	Определяемые параметры	Единица измерения	Гидромуфта сблокирована	Гидромуфта разблокирована с наполнением, %	
				75	85
520	Мощность	кВт	104,4	98,9	100,5
520	Удельный расход топлива	кг/Дж	$69,8 \cdot 10^{-9}$	$73,6 \times 10^{-9}$	$72,5 \times 10^{-9}$

С увеличением передаваемого крутящего момента гидромуфта увеличивает удельный расход топлива и снижает мощностные показатели двигателя. Эти показатели у гидромуфты с заполнением на 85% выше, чем при заполнении на 75% (табл. 2).

Из анализа следует, что гидромуфта при совмещении ее режимов работы с режимами двигателя увеличивает удельный расход топлива и снижает мощность на выходе силовой установки "двигатель - гидромуфта" при работе как на внешней, так и на частичных характеристиках двигателя. Наилучшие показатели по мощности и удельному расходу топлива получены при заполнении гидромуфты на 85%.

УДК 629.114.2.01

П.Я. Прицкер, канд. техн. наук,
З.Б. Либерфарб

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО ВОЖДЕНИЯ ПРОПАШНЫХ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Во многих случаях возможность работы машинно-тракторных агрегатов (МТА) на повышенных скоростях ограничивается физическими возможностями водителя. Для реализации возросшей энергонасыщенности трактора особую актуальность приобретает проблема создания системы автоматического вождения (САВ) его. Наиболее эффективным следует ожидать применение САВ на пропашных МТА в связи с тем, что при выполняемых ими работах (сев, междурядная обработка) предъявляются повышенные требования к точности вождения.

Показатели качества вождения – точность и устойчивость движения МТА – в значительной мере определяются характеристиками механизма управления поворотом – рулевого управления трактора.

Механизм управления поворотом должен способствовать обеспечению хорошей управляемости как в режиме автовождения, так и в режиме обычного (ручного) управления. Под управляемостью понимается свойство управляемого объекта изменять направление движения в соответствии с желанием водителя или с заданной опорной траекторией.

Из указанного определения следует, что управляемость будет тем лучше, чем меньше время запаздывания срабатывания системы на управляющее воздействие. Запаздывание существенно зависит от конструктивной схемы привода САВ.

Гидропривод САВ в общем случае включает управляющий распределительный золотник и исполнительный цилиндр, связанный с механизмом управления поворотом. Поворот направляющих колес при автовождении может осуществляться путем вращения рулевого колеса (вала) исполнительным цилиндром САВ либо подачей рабочей жидкости от распределительного золотника САВ непосредственно в силовой цилиндр рулевого управления.

В первом случае время срабатывания элементов гидропривода САВ и ручного управления суммируется. Во втором – обеспечивается минимальное время срабатывания и упрощение конструкции за счет исключения необходимости в дополнительном цилиндре. Однако в гидромеханических рулевых управлениях использование силового цилиндра рулевого управления в гидроприводе САВ возможно только при полной обратимости рулевого механизма. Так как автовождение может быть использовано на отдельных сельскохозяйственных операциях, при оборудовании трактора гидроприводом САВ не должны ухудшаться параметры рулевого управления в режиме ручного вождения.

С целью коррекции направления движения при возникновении случайных помех либо непредвиденных препятствий схема гидропривода САВ должна обеспечивать возможность ручного управления при работе системы в режиме автовождения, при этом ручное управление должно превалировать независимо от наличия управляющих воздействий САВ.

Обеспечивая высокую четкость обработки управляющего воздействия водителя или управляющего элемента САВ, гидропривод САВ должен обладать высокой помехоустойчивостью к воз-

действиям на управляемые колеса со стороны почвы. Кроме того, он должен удовлетворять общим требованиям к устройствам САВ сельскохозяйственных агрегатов, в том числе требованиям к техническим параметрам (усилие или момент поворота, время срабатывания и т.п.), первоначальной стоимости, металлоемкости и габаритам, степени унификации, уровню эксплуатационной надежности, удобству и трудоемкости обслуживания и т.д.

На Минском тракторном заводе разработан и исследован гидропривод САВ, в основном соответствующий указанным требованиям. Осциллографированием переходных процессов в режиме автоматического вождения определены его временные характеристики.

В ходе испытаний устанавливалась зависимость времени срабатывания от внешних условий – нагрузки на сошке, производительности насоса, температуры рабочей жидкости, а также влияние отдельных элементов системы (инерционности привода руля и направляющих колес, механической жесткости системы).

Время срабатывания гидропривода САВ, разработанного на базе серийного гидромеханического усилителя рулевого управления, составляет 0,11...0,14 с. При отсоединении рулевого привода время срабатывания – 0,09...0,1 с, при отсоединении рулевого привода и колес – 0,048...0,063 с.

Существенное увеличение времени срабатывания происходит вследствие податливости поворотного вала (0,026...0,038 с) и инерционности рулевого привода (0,01...0,04 с).

Влияние указанных элементов удаётся почти полностью исключить в системах с гидрообъемным рулевым приводом. Отличительная особенность гидрообъемного рулевого управления – отсутствие механической связи между рулевым колесом и управляемыми колесами. Управление поворотом осуществляется дозирующим насосом, связанным с рулевым валом и сообщенным гидравлическими магистралями с цилиндром механизма поворота, насосом и баком.

Режим автовождения в схемах гидропривода САВ на базе гидрообъемного рулевого управления обеспечивается введением дополнительного электрогидравлического распределителя, встроенного в магистрали, сообщающие дозирующий насос с цилиндром и баком.

Отсутствие механической связи между рулевым колесом и управляемыми колесами позволяет осуществлять управление поворотом в режиме автовождения при невращающемся рулевым

колесе, что улучшает эргономику управления (у водителя есть возможность держать руки на рулевом колесе) и способствует улучшению временных характеристик гидропривода. В гидромеханических приводах САВ вращение рулевого колеса и приводного вала удлиняет переходный процесс вследствие инерционности рулевого привода.

В то время как в гидромеханических приводах САВ рулевой механизм должен быть полностью обратимым, в гидрообъемном приводе САВ рулевое управление полностью необратимо, что повышает устойчивость привода к воздействиям со стороны почвы.

Таким образом, применение гидрообъемного рулевого привода наряду с улучшением параметров рулевого управления обеспечивает возможность улучшения качественных характеристик гидропривода САВ.

В частности, время срабатывания гидропривода САВ на базе гидрообъемного рулевого привода составляет 0,07... 0,09 с, на базе гидромеханического привода – 0,11... 0,14 с.

Следует отметить, что время срабатывания гидропривода САВ как гидрообъемного, так и гидромеханического типов меньше времени срабатывания гидроусилителя ручного управления, составляющего 0,3 с и более, что создает предпосылки для обеспечения более высокого качества вождения при работе на повышенных скоростях.

УДК 62 - 506:629.114.2

Л.А. Вайнштейн, канд. психол. наук

ЧЕЛОВЕК В АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ ТРАКТОРНЫМ АГРЕГАТОМ

Требования к повышению производительности труда и улучшению качества выполнения сельскохозяйственных работ, к снижению трудоемкости и себестоимости продукции, улучшению условий труда в сельском хозяйстве обуславливают необходимость поиска более совершенных форм взаимодействия между человеком и техникой.

Инженерно-психологический анализ системы "человек – тракторный агрегат" показывает, что эта система – весьма сложная. Механизатор определяет направление движения агрегата и его скорость (вождение и маневрирование), регулирует ско-

ростные и нагрузочные режимы работы двигателя трактора и технологические режимы работы сельхозмашин и орудий (например, глубина обработки почвы, ширина захвата и т.д.), контролирует выполнение агротехнических требований, сигнализацию и защиту (например, остановка двигателя или трактора в необходимых случаях).

Автоматизация системы управления тракторным агрегатом предполагает передачу различным техническим устройствам (по мере их совершенствования) все больше новых функций из тех, которые раньше могли выполняться только человеком.

Конечная задача автоматизации – это создание полностью автоматизированного тракторного агрегата. Однако сейчас нельзя еще утверждать, что наиболее радикальное решение заключается в такой организации производственного процесса, которая сводила бы к минимуму долю участия человека. Так, академик В.А. Трапезников [1] отмечает, что замена операторов автоматическими устройствами при современном уровне развития техники целесообразна лишь при относительно простых алгоритмах управления. Подобную точку зрения высказывают также Г.Я. Вулах и др. [2], считая, что создание полностью автоматизированного трактора на современном уровне развития науки и техники хотя и возможно, но в массовом масштабе экономически нецелесообразно.

В настоящее время предполагается автоматизация отдельных, наиболее трудоемких для механизатора операций управления тракторным агрегатом, в частности вождение.

Вождение – наиболее тяжелый процесс управления, обуславливающий основную часть психофизиологической нагрузки механизатора, что особенно проявляется при увеличении рабочих скоростей. Известно, например, что на пахоте гусеничным трактором число воздействий на органы управления достигает 1000 в час, а количество затрачиваемой энергии доходит до 3000 ккал ($126 \cdot 10^4$ Дж).

Качество вождения существенно зависит от квалификации механизатора и обычно ухудшается к концу смены вследствие накопления утомления. В результате вождение становится неточным, что вызывает повреждение растений (например, при культивации).

В настоящее время наиболее отработаны системы автоматического вождения тракторов на гоне [3]. В основе их действия лежит ориентация трактора относительно предварительно проложенного маркерного следа (линии) на местности. В каче-

стве задающей линии используют разные маркерные следы, создаваемые рабочими орудиями, рядками растений и т.д. Основными функциями механизатора в этом случае становятся контроль работы сельхозмашины, двигателя трактора по показаниям контрольно-измерительных приборов и осуществление поворота агрегата в конце рабочего гона.

Подобные автоматы созданы сейчас для вождения на пахоте тракторов К-700, К-701, ДТ-75, Т-4. Отрабатываются такие конструкции и для трактора "Беларусь". При испытаниях тракторов с устройствами для автоматического вождения было установлено, что энергозатраты механизатора снижаются в 2 раза, а мышечное утомление замедляется в 3-4 раза [4]. Для работы автоматов вождения механизатору необходимо несколько раз прокладывать траектории движения (маркерного следа). Последнее обстоятельство предъявляет более высокие требования к точности прокладки маркерных траекторий движения, от которой зависит эффективность последующей работы автомата, поскольку с увеличением количества проходов при их копировании происходит накопление ошибок.

Вопросы автоматизации некоторых других сложных операций по управлению тракторным агрегатом можно решить с применением "местной" автоматики. Например, выполнение операции "переключение передачи" без применения автоматики требует манипулирования тремя органами управления в определенной последовательности. Благодаря автоматике эта операция может производиться нажатием кнопки нужной передачи [2]. Аналогичным образом возможно решение операций по троганию с места и остановке тракторного агрегата. Это позволит повысить производительность тракторных агрегатов за счет снижения непроизводительных затрат времени, связанных с остановкой и троганием агрегата, которые в настоящее время определяются, кроме конструктивных факторов, квалификацией и стажем работы механизаторов.

Так, установлено, что общее время трогания трактора "Беларусь" для молодых механизаторов почти в два раза больше, чем для высококвалифицированных. Такое различие касается также и временных интервалов между отдельными управляющими действиями. Причем, наибольшие сравнительные затраты времени приходятся на включение передачи [5]. Автоматизация процессов трогания и остановки даст возможность малоопытным механизаторам также иметь оптимальную временную структуру и последовательность управляющих действий.

Таким образом, сейчас и в достаточно обозримом будущем основной структурно-функциональной единицей является не полностью автоматизированный тракторный агрегат, способный работать без участия человека, а автоматизированный комплекс "механизатор - тракторный агрегат", в котором на человека возлагается выполнение наиболее важных и ответственных функций управления. Эффективность работы такого комплекса, при прочих равных условиях, обусловлена качеством работы человека, зависящим от организации рабочего процесса и условий труда в целом. Не случайно академик А.И.Берг [6] подверг критике тех конструкторов, которые, создавая автоматизированные устройства, забывают о психофизиологических возможностях человека, считая, без всяких к тому оснований, что в век автоматизации роль человека становится вспомогательной и его работа "автоматически" облегчается. Практика показывает, что сама по себе автоматизация какой-либо системы управления может не только не улучшить условия труда человека, но и способствовать прямо противоположному результату, вызывая тяжелое психическое перенапряжение [7, 8].

Л и т е р а т у р а

1. Трапезников В.А. Автоматическое управление и его экономическая эффективность. - "Наука и жизнь", 1965, № 11.
2. Вулах Г.Я. и др. Автоматическое и дистанционное управление промышленными тракторами. М., 1972.
3. Автоматическое вождение сельскохозяйственных тракторов. - "Труды НАТИ", вып. 219. М., 1972.
4. Сидельников М.С., Маркелов Н.Н. Развитие конструкций тракторов. - "Тракторы и сельхозмашины", 1972, № 8.
5. Вайнштейн Л.А. Изучение временной структуры управляющих действий водителя трактора. - В сб.: Физиология труда (тез. докл. У1 Всес. научн. конф. по физиологии труда). М., 1973.
6. Берг А.И. Кибернетика - наука об оптимальном управлении. М., 1963.
7. Крылов А.А.

Человек в автоматизированных системах управления Л., 1972.

8. Меньшов А.И., Рыльский Г.И. Человек в системе управления летательными аппаратами. М., 1976.

СО Д Е Р Ж А Н И Е

Скойбеда А.Т., Шавель А.А. Некоторые результаты исследований автоматического привода дополнительного ведущего моста	3
Атаманов Ю.Е., Теленченко В.В., Таяновский Г.А. Влияние автоматического подключения переднего ведущего моста на нагруженность трансмиссии трактора 4x4	7
Богдан Н.В., Расолько А.М., Романчик Е.А. Методика исследования распределения тормозных сил по осям полноприводного трактора	12
Богдан Н.В., Романчик Е.А. Исследование распределения моментов между колесами передней оси при торможении трактора через межосевой привод	16
Будько В.В. Исследование оптимального распределения тяговых нагрузок между мостами трактора 4x4	20
Скойбеда А.Т. Автоматическое блокирование межколесных дифференциалов трактора при движении в тормозном режиме	23
Лефаров А.Х., Ванцевич В.В. Блокирующиеся дифференциалы с убывающим внутренним трением	32
Артемьев П.П., Бойков В.П., Кривицкий А.М., Скуртул А.И., Таяновский Г.А. Экспериментальное определение моментов инерции колес тракторов	36
Яцкевич В.В., Зеленый П.В. К определению величины выходного параметра системы автоматической стабилизации крутосклонного трактора	38
Зеленый П.В. Некоторые вопросы механики крутосклонных машинно-тракторных агрегатов	42
Войтиков А.В., Бойков В.П. Моделирование движения трактора по склону	46
Скойбеда А.Т. К теории взаимодействия ведущих колес многоосных ходовых систем	50

Горин Г.С., Кидалинская Г.В., Зенькович А.А., Буй - мов Л.Н. Аппроксимационные зависимости между силовыми показателями взаимодействия ведущего колеса с почвой и кинематическими режимами его движения	59
Скуртул А.И. Торможение эластичного колеса на криволинейном участке пути	63
Белов С.М., Фойницкая Ж.П. Аналитическое определение кинематического передаточного числа механизма навески трактора с учетом положения центра тяжести орудия . . .	67
Атаманов Ю.Е., Будько В.В. Применение автоматических средств повышения проходимости колесных тракторов..	72
Белоус М.М. Центральные синхронизаторы в ступенчатых механических трансмиссиях	74
Флерко И.М., Сиволобчик В.Е. Расчет параметров движения затормаживаемого колеса, оборудованного противоблокировочным устройством	79
Флерко И.М., Сиволобчик В.Е. Оценка влияния противоблокировочного устройства на устойчивость автомобиля при торможении	86
Мочалов В.В. Исследование противоблокировочного устройства с учетом реальных характеристик его элементов..	90
Жуковский Ю.М., Молош Г.А. К вопросу регулирования тормозных моментов на осях тракторного поезда	98
Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Кишкевич П.Н., Кравец Ф.К. Динамика питающей части пневматического тормозного привода автомобиля МАЗ	102
Автушко В.П. Математическая модель питающей части гидравлического привода автомобиля	106
Гришкевич А.И., Ломако Д.М., Беляев В.М., Веремеев Н.Н. Исследование влияния параметров подрессоривания сидения на колебания водителя	112
Артемьев П.П. Статистические характеристики микропрофилей сельскохозяйственных дорог	118

Грачев В.С., Басаргин В.Д., Завадский И.П. О влиянии колебаний рейки топливного насоса на цикловую подачу 122

Якубенко Г.Я., Лепешко И.И. Влияние конструкции силового узла форсунки дизеля на подвижность иглы 129

Кокин Г.М. Энергонасыщенность и скоростные качества грузовых автопоездов на базе автомобилей повышенной проходимости и тяги 133

Лапотко О.П., Арсенов В.В., Сачивко Я.С., Ярош С.Д. Результаты исследования противоизносных свойств рабочих жидкостей гидроприводов машин 139

Болвако И.И., Крагель А.Н. Экспериментальное исследование совмещения режимов работы двигателя и гидромуфты 142

Прицкер П.Я., Либерфарб З.Б. Гидравлический привод систем автоматического вождения пропашных колесных тракторов 145

Вайнштейн Л.А. Человек в автоматизированной системе управления тракторным агрегатом 148

**АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ. Выпуск 12
АВТОМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
МОБИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ**

Редактор *Л.Р.Дубровская*
Мл.редактор *Л.А.Косенкова*
Худож.редактор *А.Г.Звонарев*
Техн.редактор *Л.И.Жук*
Корректоры *Н.И.Бондаренко, З.Б.Боборыко*
График *Н.В.Журавлева*
Операторы *П.Я.Фридман, М.К.Борисова*

ИБ 709

Подписано к печати 10.11.78. АТ 05073. Формат 60x90 1/16. Бумага офсет.
Офсет. печать. Усл.-печ.л. 10,25. Уч.-изд.л. 8,94. Тираж 550 экз.
Заказ 5065. Цена 1 р.40к.

Издательство "Вышэйшая школа" Государственного комитета Белорусской ССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 220048. Минск, Парковая магистраль, 11.

Типография "Победа" Государственного комитета Белорусской ССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. Молодечно, Привокзальный пер., 11.

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.114.2 – 585.8

Некоторые результаты исследований автоматического привода дополнительного ведущего моста. С к о й б е д а А.Т., Ш а в е л ь А.А. "Авtotракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 3–7.

Приведены результаты испытаний межосевой муфты свободного хода роликового типа, расчетная схема и математическое описание фрикционной муфты свободного хода и результаты испытания гидросистемы управления муфты. – Ил. 5. Библ. 3.

УДК 629.114.2

Влияние автоматического подключения переднего ведущего моста на нагруженность трансмиссии трактора 4х4. А т а м а н о в Ю.Е., Т е л е н ч е н к о В.В., Т а я н о в с к и й Г.А. "Авtotракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 7–12.

Приводятся результаты теоретического исследования на электронной модели нагруженности трансмиссии трактора 4х4 в зависимости от режимов работы переднего ведущего моста, коэффициента кинематического несоответствия и передаточного числа трансмиссии. – Ил. 4. Библ. 3.

УДК 629.113.075.001

Методика исследования распределения тормозных сил по осям полноприводного трактора. Б о г д а н Н.В., Р а с о л ь к о А.М., Р о м а н ч и к Е.А. "Авtotракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 12–16.

Разработана методика, основанная на взаимосвязи скольжения передних и задних колес при торможении. Данная методика позволяет исследовать влияние кинематического несоответствия на распределение тормозных сил между осями трактора. – Ил. 2. Библ. 2.

УДК 629.1.073

Исследование распределения моментов между колесами передней оси при торможении трактора через межосевой привод. Б о г д а н Н.В., Р о м а н ч и к Е.А. "Авtotракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 16–20.

Изложено теоретическое исследование неравномерности распределения тормозных моментов на передних колесах трактора при торможении через межосевой привод. Приведены зависимости изменения разворачивающего момента трактора от поперечного уклона, различных коэффициентов сцепления колес передней оси трактора.

Показано влияние коэффициента блокировки дифференциала передней оси на разворачивающий момент. — Ил. 3. Библ. 1.

УДК 629.114.2.001.2

Исследование оптимального распределения тяговых нагрузок между мостами трактора 4x4. Б у д ь к о В.В. "Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 20–23.

Предлагается методика определения оптимального распределения тяговых усилий по ведущим мостам трактора 4x4 с неодинаковым размером передних и задних колес. — Ил. 1. Библ. 2.

УДК 629.113

Автоматическое блокирование межколесных дифференциалов трактора при движении в тормозном режиме. С к о й б е д а А.Т. "Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 23–31.

Показано влияние на величину тормозной силы блокирования межколесных дифференциалов. Составлены дифференциальные уравнения вращения колес при торможении с учетом блокирования дифференциала. Показано, что разность угловых ускорений колес определяется отношением разности обобщенных сил к приведенному моменту инерции колес. — Ил. 3. Библ. 3.

УДК 629.113.2–587

Блокирующиеся дифференциалы с убывающим внутренним трением. Л е ф а р о в А.Х., В а н ц е в и ч В.В. "Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 32–35.

Получена зависимость момента трения в дифференциале от тягового момента на его корпусе. Показано, что срабатывание дифференциала становится возможным лишь при уменьшении внутреннего трения до значения, определяемого выражением момента трения срабатывания. Для расчета блокирующихся дифференциалов с убывающим внутренним трением предлагается удельный статический момент трения, с помощью которого можно определить их характеристики и конструктивные параметры. — Ил. 2. Библ. 1.

УДК 629.11.012.5

Экспериментальное определение моментов инерции колес тракторов. А р т е м ь е в П.П., Б о й к о в В.П., К р и в и ц к и й А.М., С к у р т у л А.И., Т а я н о в с к и й Г.А. "Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 36–37.

Приведены результаты экспериментальных исследований инерционных характеристик колес тракторов кл. 14-20 кН.

Получено эмпирическое выражение для определения моментов инерции колес тракторов в зависимости от их весовых характеристик. — Табл. 1. Библ. 3.

УДК 629.113.012

К определению величины выходного параметра системы автоматической стабилизации крутосклонного трактора. Я ц к е в и ч В.В., З е л е н ы й П.В. "Авотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 38–42.

Указывается, что с точки зрения курсовой устойчивости предпочтительно положение колес ходовой системы крутосклонного трактора, при котором плоскости вращения наклонены в сторону вершины склона на некоторый угол. Приводятся аналитические зависимости для определения этого угла, который, таким образом, является выходным параметром системы автоматической стабилизации трактора. – Ил. 2. Библ. 1.

УДК 629.114.3–0,73

Некоторые вопросы механики крутосклонных машинно-тракторных агрегатов. З е л е н ы й П.В. "Авотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 42–46.

Разработана динамическая модель крутосклонного машинно-тракторного агрегата как механической системы и приведены уравнения кинематических связей, выражающие ограничения, налагаемые на ее движение опорной поверхностью. – Ил. 1. Библ. 1.

УДК 629.11.073.23

Моделирование движения трактора по склону. В о й т и к о в А.В., Б о й к о в В.П. "Авотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 46–50.

Рассмотрено движение управляемого трактора поперек склона. Приведены уравнения, описывающие это движение, и блок-схема их решения на АВМ. Результаты моделирования сравниваются с данными полевых исследований. – Ил. 3. Библ. 1.

УДК 629.113.621.43

К теории взаимодействия ведущих колес многоосных ходовых систем. С к о й - б е д а А.Т. "Авотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 50–59.

Приведен теоретический анализ влияния коэффициента кинематического рассогласования на тяговый КПД колесных машин в зависимости от распределения веса по осям. Показано повышение тягового КПД при забегании передних колес, если они катятся по поверхности, имеющей более низкие физико-механические качества.

На основании расчетов сделан вывод о необходимости регулирования кинематического рассогласования ведущих осей колесных машин. – Ил. 3. Библ. 3.

УДК 629.114.2.001

Аппроксимационные зависимости между силовыми показателями взаимодействия ведущего колеса с почвой и кинематическими режимами его движения. Г о р и н Г.С., К и д а л и н с к а я Г.В., З е н ь к о в и ч А.А., Б у й м о в Л.Н. "Авотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 50–59.

строение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып.12, с. 59–63.

По результатам экспериментальных исследований получены зависимости между касательными силами тяги, сопротивлением перекатыванию и боковыми силами, действующими на колесо, с одной стороны, и буксованиями и углами силового увода колес 6,5–16"; 8–20"; 11–20" – с другой. – Библ. 1.

УДК 629.11.012.3.001.24

Торможение эластичного колеса на криволинейном участке пути. С к у р т у л А.И. "Авtotракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 63–67.

Рассмотрен процесс качения колеса с эластичной шиной в тормозном режиме по криволинейному участку пути с позиции механики неголономных систем. Получены дифференциальные уравнения, с помощью которых представляется возможным определение реакций связей, наложенных на колесо, в функции времени, характеристик шины и силовых факторов, приложенных к колесу. – Ил. 1. Библ. 2.

УДК 629.114.2

Аналитическое определение кинематического передаточного числа механизма навески трактора с учетом положения центра тяжести орудия. Б е л о в С.М., Ф о й н и ц к а Я.П. "Авtotракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 67–72.

Предложен аналитический метод расчета кинематики механизма навески трактора. Выведены формулы для определения кинематического передаточного числа механизма навески с учетом положения центра тяжести орудия. – Табл. 1. Ил. 2. Библ. 4.

УДК 629.114

Применение автоматических средств повышения проходимости колесных тракторов. А т а м а н о в Ю.Е., Б у д ь к о В.В. "Авtotракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 72–74.

Дан обзор существующих автоматических систем управления средствами проходимости колесных тракторов, предложен метод оценки влияния их установки на проходимость машины.

УДК 629.113 – 585

Центральные синхронизаторы в ступенчатых механических трансмиссиях. Б е л о у с М.М. "Авtotракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 74–79.

Дается классификация систем центральной синхронизации в зависимости от типа исполнительного механизма. Описаны некоторые из существующих конструкций. – Ил. 4.

УДК 629.113.012.3

Расчет параметров движения затормаживаемого колеса, оборудованного противоблокировочным устройством. Ф л е р к о И.М., С и в о л о б ч и к В.Е. "Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 79–86.

Приведена упрощенная математическая модель для расчета параметров движения затормаживаемого колеса, оборудованного противоблокировочным устройством ПБУ, которая может быть использована при оценке влияния отдельных параметров ПБУ или его отдельных элементов на динамику колеса, при отработке алгоритма функционирования ПБУ. – Ил. 1.

УДК 629.113.073

Оценка влияния противоблокировочного устройства на устойчивость автомобиля при торможении. Ф л е р к о И.М., С и в о л о б ч и к В.Е. "Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 86–90.

Путем построения графика движения затормаживаемого колеса, оборудованного противоблокировочным устройством, дается объяснение физической сущности повышения устойчивости автомобиля против заноса в случае торможения с ПБУ. – Ил. 2. Библ. 6.

УДК 629.113

Исследование противоблокировочного устройства с учетом реальных характеристик его элементов. М о ч а л о в В.В. "Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 90–98.

Исследуется на математической модели противоблокировочное устройство (ПБУ) с прогнозированием скорости колеса для автомобилей особо большой грузоподъемности с гидравлическим тормозным приводом.

Приводятся математическая модель, составленная с учетом инерционности элементов ПБУ и существенных нелинейностей тормозного привода, структурная схема и результаты решения модели с помощью аналоговых вычислительных машин. – Ил. 3. Табл. 3. Библ. 8.

УДК 629.114.3

К вопросу регулирования тормозных моментов на осях тракторного поезда. Ж у к о в с к и й Ю.М., М о л о ш Г.А. "Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 98–102.

Рассмотрен вопрос регулирования тормозных моментов на осях тракторного поезда посредством гидромеханического регулятора тормозных моментов. Представлены зависимости для определения тормозных моментов на осях прицепа и задней оси трактора, приращений суммарного тормозного момента и суммарной тормозной силы на осях тракторного поезда при использовании регулятора тормозных моментов, определено приращение замедления при торможении. – Ил. 1. Библ. 2.

УДК 629.113 – 597.5

Динамика питающей части пневматического тормозного привода автомобиля МАЗ. М е т л ю к Н.Ф., А в т у ш к о В.П., К и ш к е в и ч П.Н., К р а в е ц Ф.К. "Авtotракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 102–106.

Предложена математическая модель исследования питающей части пневматического тормозного привода с противоблокировочной системой (ПБС) применительно к автомобилю МАЗ. Приведены эмпирическая формула определения коэффициента подачи γ_v в зависимости от давления в ресиверах и эмпирическая формула определения числа оборотов вала компрессора за время торможения с ПБС. – Ил. 3. Библ. 5.

УДК 629.113 – 597.3

Математическая модель питающей части гидравлического привода автомобиля. А в т у ш к о В.П. "Авtotракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 106–112.

Предложена математическая модель, описывающая динамику системы автоматического регулирования давления жидкости в пневмогидроаккумуляторе гидравлического привода автомобиля; рассмотрены некоторые частные случаи этой модели. – Ил. 1. Библ. 1.

УДК 629.113.042.2.001.2

Исследование влияния параметров поддрессирования сидения на колебания водителя. Г р и ш к е в и ч А.И., Л о м а к о Д.М., Б е л я е в В.М., В е р е м е е в Н.Н. "Авtotракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 112–118.

Разработан метод расчета колебаний водителя на аналогово-цифровом комплексе с учетом требований международного стандарта ИСО 2631-74.

Проведены расчеты колебаний водителя при движении по дорогам со случайным микропрофилем, подобраны оптимальные параметры поддрессированного сидения большегрузного автомобиля. – Ил. 4. Библ. 2.

УДК 629.113.073

Статистические характеристики микропрофилей сельскохозяйственных дорог. А р т е м ь е в П.П. "Авtotракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами", 1979, вып. 12, с. 118–122.

Приведены результаты экспериментально-теоретических исследований статистических характеристик микропрофилей сельскохозяйственных дорог. Дан анализ аппроксимирующих зависимостей корреляционных функций и спектральных плотностей микропрофилей дорог. Определены наиболее приемлемые зависимости для их аппроксимации. – Табл. 1. Ил. 2. Библ. 3.