

Министерство народного образования Белорусской ССР

Белорусский ордена Трудового Красного
Знамени политехнический институт

КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ
СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

Основан в 1986 году

ВЫПУСК 4

Минск
"Вышэйшая школа"
1989

K65

Редакционная коллегия:

Н.Ф.Метлюк (гл. редактор), А.Ф.Андреев (отв. секретарь), В.С.Апанасенко, С.М.Белов, М.П.Бренч, Г.Ф.Бутусов, А.Г.Выгонный, А.И.Гришкевич, В.В.Гуськов, Б.Е.Железко, Г.И.Иванов, Н.М.Капустин, А.Х.Лефаров, С.Г.Луговцева, А.М.Расолько, А.С.Савич (отв. секретарь), В.П.Тарасик, С.И.Терешко, С.В.Шумик (зам. гл. редактора)

Ответственные за выпуск С.Г.Луговцева, А.С.Савич

Излагаются методы определения параметров нагрузочного режима для расчета элементов трансмиссии на выносливость. Приводятся результаты исследований тяговой динамики, управляемости, плавности хода и тормозных качеств колесных машин. Рассматриваются вопросы проектирования двигателей и механизмов трансмиссии автоматических систем управления, тормозных систем, а также повышения надежности автомобилей, совершенствования организации и технологии их технического обслуживания и ремонта.

Предназначен инженерно-техническим работникам заводов, автотранспортных предприятий, научно-исследовательских организаций, преподавателям и аспирантам вузов.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ НАГРУЖЕНИЯ РЕДУКТОРОВ МОТОР-КОЛЕС САМОСВАЛОВ

Редуктор мотор-колеса карьерного самосвала с электроприводом является агрегатом, существенно отличающимся от трансмиссии общетранспортных автомобилей как по типу и характеристикам системы, в которой он находится, так и по конструкции. Поэтому опытные данные о нагрузочных режимах трансмиссий карьерных самосвалов с гидромеханическими передачами и тем более общетранспортных автомобилей не дают представлений о структуре и особенностях нагружения редукторов мотор-колес.

Белорусским политехническим институтом и Беларусским автомобильным заводом проведен комплекс экспериментальных исследований карьерных самосвалов грузоподъемностью 75 т и более с целью изучения нагрузочных режимов редукторов мотор-колес. Программы испытаний самосвалов включали: технологический цикл работы машин в общем транспортном потоке; заезды самосвалов на специально выбранные участки карьерных дорог и дорог с асфальтобетонным покрытием на различных и постоянных скоростях (7...26 км/ч); движение с поворотами и по круговым траекториям различного радиуса кривизны; трогание автомобиля с места и разгон на дорогах с разным сопротивлением движению и с различной интенсивностью.

Нагрузочный режим редукторов мотор-колес в ходе испытаний определялся крутящим моментом на входных (торсионных) валах редукторов, токами и напряжением в цепи тягового электропривода, скоростью и продолжительностью движения автомобиля.

Для получения статистических характеристик процессов нагружения обработка велась методом ординат по независимой переменной "путь" с интервалом 0,5 м; для спектрального анализа — по показателю времени с интервалом 0,025 с. Запись процессов крутящих моментов и токов в цепи электродвигателей на режимах трогания и разгона обрабатывалась по показателю времени с интервалом 0,1 с.

В результате проведенного анализа установлено, что процесс нагружения редукторов является случайным широкополосным и состоит из переходного процесса трогания самосвала с места и после разгона; квазиустановившегося процесса нагружения редуктора при последующем движении самосвала в эксплуатационном режиме; ударно-динамического нагружения редуктора при режимах наката автомобиля.

Специфика пуска и разгона мощного тягового электропривода дает основание рассматривать процесс трогания и разгона самосвала как единый пере-

ходный процесс. Нагруженность редукторов мотор-колес при этом определяется главным образом интенсивностью трогания самосвала и суммарным сопротивлением его движению [1].

Квазиустановившийся процесс нагружения редуктора в свою очередь включает квазистатическую составляющую, обусловленную суммарным сопротивлением движению самосвала и спецификой распределения крутящих моментов при его поворотах; динамическую, представляющую случайный колебательный процесс.

При преодолении суммарного дорожного сопротивления движению самосвала формируется составляющая крутящего момента в редукторе, изменяющаяся с частотой менее 0,25 Гц. Составляющая, как и для общетранспортных автомобилей, определяется сопротивлением качению и подъему. Особенность распределения крутящих моментов на торсионных валах редукторов при движении самосвалов на поворотах обуславливается тем, что тяговый электропривод выполнен бездифференциальным. Тяговые электродвигатели включены в силовую сеть параллельно и регулируются совместно. Поэтому при движении на поворотах крутящий момент на входном валу внутреннего мотор-колеса (по отношению к центру поворота) может значительно превышать момент на входном валу внешнего мотор-колеса.

Для изучения нагрузок, обусловленных поворотом самосвала, были проведены специальные опыты при его движении по круговым траекториям с радиусами кривизны $R_1 = R_{\min}$ и $R_2 = 2R_{\min}$ (R_{\min} — минимальный радиус поворота автомобиля). Опыты проводились в карьерах на площадках отвала и на асфальтобетонной горизонтальной площадке.

В табл. 1 приведены полученные в результате испытаний значения математических ожиданий крутящих моментов на торсионных валах внутреннего $\bar{M}_в$ и наружного $\bar{M}_н$ мотор-колес.

Анализ результатов исследования нагруженности редукторов мотор-колес при движении самосвалов на поворотах и по круговым траекториям показал, что нагрузки на детали редуктора зависят от радиуса поворота, сопротивления движению и скорости автомобиля.

Динамическая составляющая процесса нагружения редуктора представляет случайный колебательный процесс, обусловленный микропрофилем дороги.

Наибольшая мощность колебательных процессов в редукторах в основном приходится на диапазон частот 0,5... 20 Гц. На рис. 1 показано распределение накопленной дисперсии D крутящего момента на торсионном валу редуктора по частоте f при движении груженого самосвала в карьере. При этом на диа-

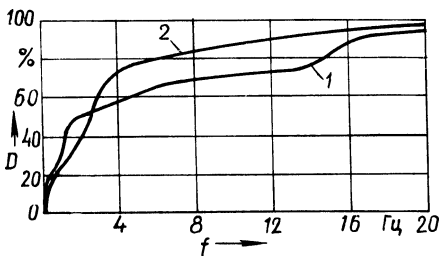


Рис. 1. Распределение накопленной дисперсии D крутящего момента на торсионном валу редуктора по частоте f при движении БелАЗ-7519 в карьере: 1 — $v_a = 13$ км/ч; 2 — $v_a = 23$ км/ч

Табл. 1. Результаты экспериментального исследования нагруженности редукторов мотор-колес при движении самосвала БелАЗ-75191 по круговым траекториям

Режим движения	\overline{M}_B , Н·м	\overline{M}_H , Н·м	$\overline{M}_B/\overline{M}_H$, Н·м
По кругу против часовой стрелки:			
по площадке отвала $R_1 = 10$ м	2790	1230	2,3
по асфальту $R_1 = 10$ м	2240	1320	1,7
$R_2 = 17$ м	2006	1290	1,6
По кругу по часовой стрелке:			
по площадке отвала $R_1 = 10$ м	3630	1390	2,6
по асфальту $R_1 = 10$ м	2750	1550	1,8
$R_2 = 19$ м	2345	1280	1,8

пазон частот до 4 Гц приходится не менее 65...70 % общей энергии колебания крутящего момента.

Груженный самосвал имеет несколько частот собственных колебаний: 1,1...1,3 Гц — самосвала на шинах; 2,8...3,5 Гц — низшая частота крутильных колебаний в редукторе; 4...6 Гц — частота вертикальных колебаний переднего моста; 8...10 Гц — частота вертикальных колебаний ведущего моста; 12...15 Гц — высшая частота крутильных колебаний в редукторе.

При движении груженных самосвалов с эксплуатационными скоростями 10...18 км/ч наибольшая дисперсия колебаний крутящего момента в редукторе приходится на диапазон частот 1,1...1,5 Гц (рис.2). Это объясняется тем, что из-за очень высокой жесткости подвески ведущего моста вертикальные и продольно-угловые колебания самосвала на шинах совершаются с частотой 1,1...1,3 Гц. В результате этих колебаний формируется мощное возмущающее воздействие на колебательную систему редуктора.

Колебания самосвала с частотой 1,1...1,3 Гц вызываются неровностями на поверхности дороги, имеющими соответствующую длину. С увеличением скорости движения самосвала, например в целях эксперимента, частота воздействия этих неровностей на самосвал возрастает и при определенной ско-

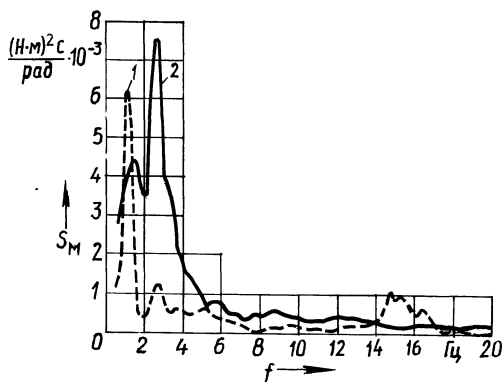


Рис. 2. Спектральная плотность S_M крутящего момента на торсионном валу редуктора при движении БелАЗ-75191 в карьере:

1 — $v_a = 13$ км/ч; 2 — $v_a = 23$ км/ч

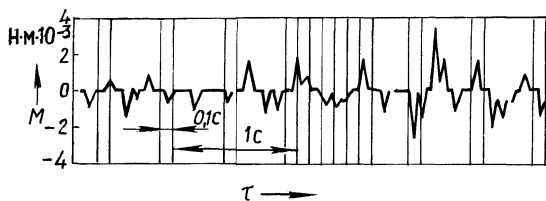


Рис. 3. Фрагмент реализации крутящего момента на торсионном валу редуктора при движении БелАЗ-7519 без груза с отвала в карьер накатом

рости становится равной 2,5...3 Гц. В этом случае в редукторе возбуждаются интенсивные колебания, соответствующие нижней собственной частоте крутильных колебаний. Спектральная плотность момента на торсионном валу для такого случая движения самосвала со скоростью 23 км/ч показана на рис. 2.

При движении самосвалов со скоростями 10...13 км/ч в редукторах возникают сравнительно интенсивные колебания крутящего момента с частотой 13...15 Гц, близкой к высшей собственной частоте крутильных колебаний редуктора. Они возбуждаются в результате ударов грунтозацепов шин о поверхность дороги. Размахи колебаний момента в редукторе достаточно велики. Для самосвала грузоподъемностью 110 т они составляют 2000...2800 Н·м. Интенсивность этих колебаний в значительной степени зависит от состояния поверхности дороги. При движении по дороге с "жесткой" поверхностью, например по бетонной, уровень колебаний с частотой 13...15 Гц значительно выше, чем при движении по "мягкой" дороге, например по гравийно-щебеночной.

Значительных колебаний крутящего момента в редукторах с частотами в диапазонах 4...6 Гц и 8...10 Гц не отмечалось.

Выполнение технологического цикла сопровождается специфическим режимом нагружения редукторов. Возникает он только при движении накатом, например на спусках. Фрагмент реализации крутящего момента на торсионном валу редуктора показан на рис. 3. Процесс представляет последовательность значительных пиковых нагрузок с перекладкой зазоров в редукторе и поэтому имеет ударный характер. Длительность действия одной пиковой нагрузки составляет 0,06...0,08 с, что соответствует частоте около 14 Гц; крутящий момент на валу достигает 7000...10000 Н·м.

Этот процесс нагружения называется ударно-динамическим. Он возникает и протекает одновременно с возникновением интенсивных колебаний поддрессоренной массы самосвала и неподдрессоренной массы ведущего моста в вертикальном и продольном направлениях. Ударно-динамический процесс быстро прекращается и переходит в обычный колебательный процесс при включении электродвигателей в режим тяги или электродинамического торможения.

Динамические нагрузки оказывают заметное влияние на темпы накопления усталостных повреждений в деталях редукторов мотор-колес. Так, по экспериментальным данным, накопление усталостных повреждений в зубчатых колесах по контактной выносливости за счет динамических нагрузок ускоряется в 1,1...1,4 раза.

Результаты проведенных исследований механизма формирования процесса нагружения редуктора мотор-колеса и его структуры нашли применение

при разработке основных положений построения расчетных моделей для определения параметров нагружения деталей редукторов мотор-колес.

Предложены следующие мероприятия по снижению уровня нагружения редукторов мотор-колес: ограничение интенсивности воздействия неровностей микропрофиля дороги на самосвал в эксплуатации путем нормирования скорости движения в зависимости от высоты неровностей на поверхности дороги; увеличение динамического хода на сжатие подвески ведущего моста самосвалов в груженом состоянии; применение дифференциальной схемы тягового электропривода; введение подтормаживания тяговых электродвигателей на режимах наката.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беленков В.П., Ревский В.Г. Нагруженность редуктора мотор-колеса карьерного самосвала при его трогании и разгоне // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Мн., 1988. — Вып. 3. С. 6—8.

УДК 629.113

Л.А.МОЛИБОШКО, М.МОНТАНЬЕС

АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСМИССИЙ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

При проектировании автомобиля параметры трансмиссии должны быть выбраны таким образом, чтобы получить наиболее благоприятный спектр нагрузок на ее детали с точки зрения долговечности. Этот спектр нагрузок зависит как от источников возмущений, так и от колебательных свойств трансмиссии.

Источниками возмущений являются водитель, двигатель, дорога, элементы трансмиссии и т.д. В результате их воздействия в трансмиссии возникают переменные нагрузки различной частоты. Поскольку частотный спектр возмущений достаточно широк, для их компенсации применяют различные конструктивные мероприятия.

Высокочастотные колебания в трансмиссии, возникающие вследствие неравномерной работы двигателя и элементов трансмиссии, являются локальными и гасятся диссипативными силами в системе и различного рода гасителями.

Нагрузки от воздействия водителя на органы управления и со стороны макронеровностей дороги для трансмиссии являются в основном статическими. Нагрузки при трогании автомобиля с резким отпусканием педали сцепления составляют исключение. Увеличение минимального времени нарастания момента трения сцепления (например, с помощью пневматического усилителя сцепления) приводит к их эффективному снижению.

Низкочастотные колебания (до 20 Гц) в трансмиссии обусловлены в основном микропрофилем дороги и возникают во всех звеньях системы. Представляется целесообразным снизить их уровень за счет оптимального выбора параметров колебательной системы трансмиссии, поскольку спектральная

плотность момента в i -м упругом звене трансмиссии (в линейной области) определяется известной зависимостью

$$S_i(\omega) = |K_i(j\omega)|^2 S_q(\omega),$$

где $K_i(j\omega)$ – амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) системы при передаче возмущения от дороги до i -го упругого звена; $S_q(\omega)$ – спектральная плотность воздействия на трансмиссию микронеровностей дороги.

Очевидно, что на АЧХ оказывает влияние характер и особенности взаимодействия ведущих колес с опорной поверхностью, особенно в высокочастотной области. Анализ публикаций по данному вопросу (например, [1, 2]) позволяет сделать вывод о том, что при исследовании низкочастотных крутильных колебаний в трансмиссии можно ограничиться простейшей моделью колеса, состоящей из инерционного и упругого звеньев.

Трансмиссия автомобиля является частью более общей системы, состоящей из ряда подсистем. Однако взаимосвязанность трансмиссии с этими подсистемами (в первую очередь с подвеской) невелика, и она может рассматриваться отдельно от других подсистем.

Для расчетов принята пятимассовая колебательная система, на упругое звено s_3 которой воздействует возмущение M_q со стороны дороги.

Передаточные функции такой системы:

$$\left. \begin{aligned} W_1(s) &= M_1(s)/M_q(s) = \sigma_1 \sigma_2 G_2 G_3 s^2 R_4 / R_{14}; \\ W_2(s) &= M_2(s)/M_q(s) = \sigma_2 G_3 s^2 R_1 R_4 / R_{14}; \\ W_3(s) &= M_3(s)/M_q(s) = s^2 R_{124} / R_{14}; \\ W_4(s) &= M_4(s) / M_q(s) = \sigma_2 \sigma_4 G_3 G_5 s^2 R_1 / R_{14}; \\ \sigma_i &= c_i + b_i s; G_i = 1/l_i; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где R_i – характеристические полиномы подсистем, состоящих из масс, соединенных упругими звеньями, номера которых указаны в индексе; R_{14} – характеристический полином всей системы; l – момент инерции масс; c , b – коэффициенты соответственно жесткости и демпфирования упругих звеньев.

Переход к соответствующим комплексным частотным характеристикам вида

$$K_i(j\omega) = e_i \frac{a_i + j\omega d_i}{g_i + j\omega h_i}$$

осуществляется заменой в формулах (1) операторов на $j\omega$.

Отсюда квадраты модулей АЧХ

$$|K_i(j\omega)|^2 = e_i^2 \frac{a_i^2 + \omega^2 d_i^2}{g_i^2 + \omega^2 h_i^2}.$$

Данный алгоритм был реализован в виде программы на языке ФОРТРАН, и некоторые результаты расчета представлены в табл. 1. Индекс 1 соответствует деталям коробки передач и карданному валу, а индекс 2 – полуосям.

Табл. 1. Некоторые показатели АЧХ для первого и второго упругих звеньев колебательной системы трансмиссии грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Передача	Максимумы АЧХ и соответствующие им частоты, рад/с						Площади под АЧХ в диапазоне 0...125 рад/с	
		I максимум			II максимум			A_1	A_2
		K_1	K_2	ω_1	K_1	K_2	ω_2		
МАЗ	I	12,2	12,2	8,6	1,37	1,23	97,9	67,1	62,5
	II	9,14	9,26	11,9	1,37	1,23	97,8	68,5	63,9
	III	5,58	5,84	19,2	1,40	1,20	97,4	70,6	64,9
	IV	3,88	4,26	26,7	1,42	1,16	96,6	71,0	64,8
	V	2,75	3,27	35,4	1,50	1,03	95,3	69,4	58,5
ЗИЛ	I	12,8	12,8	7,10	0,69	0,64	103,3	35,6	33,8
	II	8,63	8,71	10,3	0,69	0,63	103,2	36,6	34,6
	III	5,28	5,46	16,4	0,70	0,63	103,2	38,3	36,1
	IV	3,50	3,79	23,7	0,72	0,62	103,0	39,4	37,4
	V	2,40	2,83	31,9	0,74	0,60	102,8	39,8	37,9
ГАЗ	I	8,42	8,44	8,20	0,73	0,71	112,1	37,8	37,0
	II	5,95	6,03	13,9	0,76	0,70	111,8	40,1	38,6
	III	6,18	6,54	23,8	0,85	0,74	108,0	46,4	44,1
	IV	2,02	2,40	33,9	0,86	0,64	109,8	42,5	39,3

Расчеты показывают, что из четырех теоретических максимумов (по числу степеней свободы) система содержит два: первый, узкополосный, значительный по амплитуде, в диапазоне 7...35 рад/с и второй, широкополосный, небольшой по амплитуде, в диапазоне 95...112 рад/с. Остальные максимумы, соответствующие третьей и четвертой собственным частотам, отсутствуют вследствие интенсивного гашения колебаний имеющимися в системе силами трения.

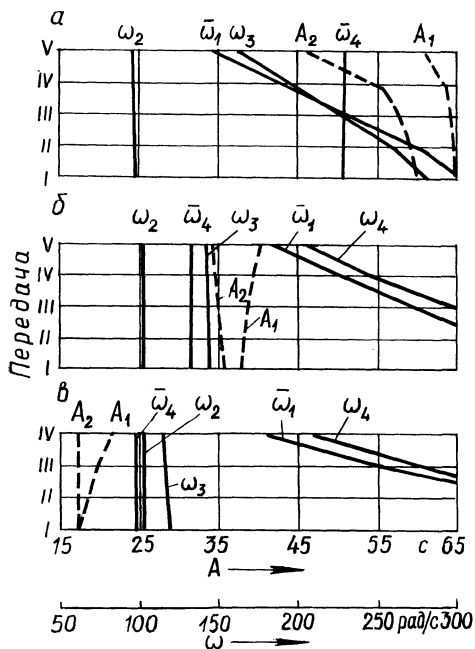
Амплитуда первого максимума и его расположение на частотной оси зависят от номера передачи. Второй максимум практически постоянен как по амплитуде, так и по частоте для всех рассматриваемых автомобилей.

Площади A_i под АЧХ косвенным образом характеризуют уровень переменных нагрузок в трансмиссии. Действительно, если принять $S_q(\omega) = \text{const}$, то дисперсия момента в i -м упругом звене

$$D_i = \frac{1}{\pi} S_q(\omega) \int |K_i(j\omega)|^2 d\omega = \frac{1}{\pi} S_q(\omega) A_i^2$$

Как видно из табл. 1, площади A_i для колебательной системы трансмиссии МАЗ имеют большие значения, чем для ЗИЛ и ГАЗ. Однако сопоставлять по этому параметру между собой трансмиссии трудно из-за нестабильности сил трения, от которых зависят АЧХ. В связи с этим были рассчитаны АЧХ трансмиссий рассматриваемых автомобилей без учета сил трения, но с ограничением максимальных амплитуд (принято $K_i(j\omega) \leq 10$). Различие в значениях площадей в этом случае оказалось меньше, хотя площади A_1 и A_2 для МАЗ по-прежнему больше, чем для ЗИЛ и ГАЗ.

Рис. 1. Резонансные ω_i и антирезонансные $\bar{\omega}_i$ частоты и площади A_i амплитудно-частотных характеристик (соответствующие второй резонансной частоте ± 10 рад/с) трансмиссий грузовых автомобилей:
 а — МАЗ; б — ЗИЛ; в — ГАЗ



Объясняется это следующим. Любая колебательная система имеет резонансные ω_i и антирезонансные $\bar{\omega}_j$ частоты. Первые определяются знаменателем передаточной функции, а вторые — ее числителем [3]. Если частота внешнего воздействия ν близка к резонансной, амплитуды моментов в упругих звеньях резко увеличиваются. Если же совпадение ν происходит с антирезонансной частотой $\bar{\omega}_j$, то, наоборот, амплитуды колебаний будут минимальны (а для консервативных систем равны нулю, т.е. в этом случае система инвариантна частоте ν). При сближении резонансной и антирезонансной частот ширина резонансной зоны уменьшается и при равенстве $\nu = \omega_i = \bar{\omega}_j$ данная резонансная зона может вообще отсутствовать.

Для рассматриваемой колебательной системы антирезонансные частоты определяются корнями характеристических уравнений R_1, R_4 и R_{124} . Расчеты показывают, что антирезонансные частоты далеки от первой резонансной частоты ω_1 и могут совпадать или приближаться к ω_2 (рис. 1). Из уравнений (1) видно, что звенья 1 и 2 имеют общую антирезонансную частоту $\bar{\omega}_4$, определяемую полиномом R_4 . Звено 2 имеет дополнительную антирезонансную частоту $\bar{\omega}_1$, определяемую R_1 . С увеличением номера передачи частота $\bar{\omega}_1$ приближается к ω_2 .

Близость частот $\bar{\omega}_j$ и ω_2 можно оценить их отношением $\bar{\omega}/\omega_2$. Для автомобилей МАЗ, ЗИЛ и ГАЗ эти отношения соответственно равны: $\bar{\omega}_4/\omega_2 = 2,33; 1,27; 0,87$ и $\bar{\omega}_1/\omega_2 = 1,45; 1,72; 1,57$ (высшая передача).

Таким образом, площади АЧХ в значительной степени определяются расположением резонансных и антирезонансных частот относительно друг друга, что следует учитывать при проектировании трансмиссий автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. A p e t a u r M., Š a l a m o u n Ā. Motorá vozidla. II. — Praha, 1979. 2. Ц и т о - в и ч И.С., А л ь г и н В.Б. Динамика автомобиля. — Мн., 1981. 3. Влияние амплитудных частотных характеристик машинно-тракторного агрегата на нагружение трансмиссии / Л.А.Молибошко, А.А.Рожанский, К.Т.Беляк и др. // Экспресс-информ. Методы и организация испытаний сельскохозяйств. техники. — М., 1974. — № 6. — с. 1—7.

УДК 629.113-578-523.8

С.Г.СТАСКЕВИЧ, И.И.ЛЕПЕШКО

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО СЦЕПЛЕНИЯ С САМОУСИЛЕНИЕМ

В связи с применением бортовых ЭВМ в системах автоматического управления ступенчатой механической трансмиссией автомобиля появилась необходимость разработки новых конструкций механизмов управления сцеплением, коробкой передач и двигателем, использующих общий энергоноситель — электрический ток. При этом электрическая энергия должна использоваться и для выполнения работы по перемещению исполнительных органов.

На автомобиле, оборудованном ЭВМ, целесообразно применять электромагнитное сцепление, как наиболее полно удовлетворяющее требованиям автоматизации по типу привода и по быстродействию. Можно в два раза и более уменьшить требуемую мощность электромагнита по сравнению с известными конструкциями, если использовать передаваемый сцеплением момент для дополнительного сжатия поверхностей трения. Введение в конструкцию обратной связи повышает также плавность включения сцепления и способствует снижению максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля [1].

На рис. 1 изображена расчетная схема электромеханического сцепления с шариковым усилителем. Сцепление содержит ведущий 1, ведомый 2 и нажимной 3 диски. Сердечник электромагнита 8 связан с ведущим диском, а якорь 9 — с нажимным. Последний установлен в специальном подшипнике с винтовыми канавками на сопряженных поверхностях внутренней 7 и наружной 4 обойм, в которых расположены шарики 5, удерживаемые сепаратором 6. Направление винтовых канавок противоположно направлению вращения двигателя. На схеме приняты обозначения: r_m — средний радиус трения, r_y — радиус установки усилителя, δ — воздушный зазор между сердечником и якорем при включенном сцеплении.

Задачей проектного расчета является выбор параметров механической и электрической частей сцепления, удовлетворяющих функциональным требованиям.

Сцепление с самоусилением работает по принципу замкнутых систем автоматического регулирования с положительной обратной связью, где объектом регулирования является ведомый диск, а нажимной диск воспринимает часть передаваемого момента M и преобразует его в дополнительное нажим-

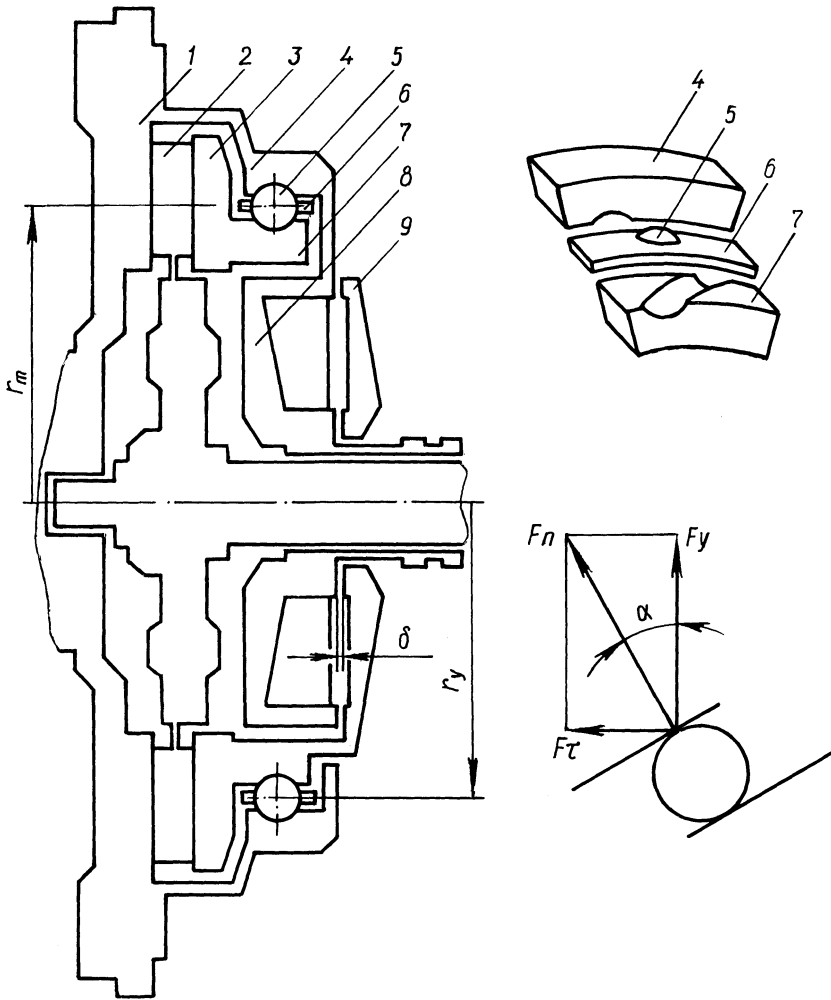


Рис. 1. Расчетная схема электромеханического сцепления с шариковым усилителем

ное усилие F_y , которое складывается с усилием F_0 начального сжатия поверхности трения.

Результирующее нажимное усилие F_n в общем случае определяется по уравнению

$$F_n = F_0 + M \frac{i \operatorname{ctg} \alpha}{Z_1 r_y}, \quad (1)$$

а при передаче предельного момента

$$F_{n \max} = \frac{F_0}{1 - \mu(r_m/r_y) \operatorname{ctg} \alpha}. \quad (2)$$

Максимальный момент трения сцепления

$$M_{\mu\max} = \frac{F_0 \mu r_m Z_1}{1 - \mu i (r_m / r_y) \operatorname{ctg} a} .$$

По уравнениям (1) и (2) определяются коэффициенты запаса сцепления: при максимальном моменте двигателя

$$\beta_e = \frac{F_0 \mu r_m Z_1}{M_e} + \mu \frac{r_m}{r_y} \operatorname{ctg} a; \quad (3)$$

при максимальном моменте трения

$$\beta_\mu = \frac{F_0 \mu r_m Z_1}{M_e [1 - \mu i (r_m / r_y) \operatorname{ctg} a]} , \quad (4)$$

где μ — коэффициент трения; Z_1 — количество поверхностей трения; i — количество поверхностей трения, используемых для самоусиления; a — угол подъема направляющих усилителя; M_e — максимальный момент двигателя.

Угол a должен быть меньше предельного, при котором происходит заклинивание механизма, следовательно,

$$a \geq \arctg [(r_m / r_y) \mu] . \quad (5)$$

Обычно $i = 1$, а для предварительного расчета можно принимать $r_m \approx r_y$, тогда $a \approx \arctg \mu$. Практически a находится в пределах $20^\circ \dots 30^\circ$.

Необходимая сила тяги электромагнита F_0 определяется из уравнений (3) или (4). Если техническим заданием не предусматривается значительный коэффициент запаса сцепления, достаточно принимать $\beta_e = 1,15 \dots 1,25$.

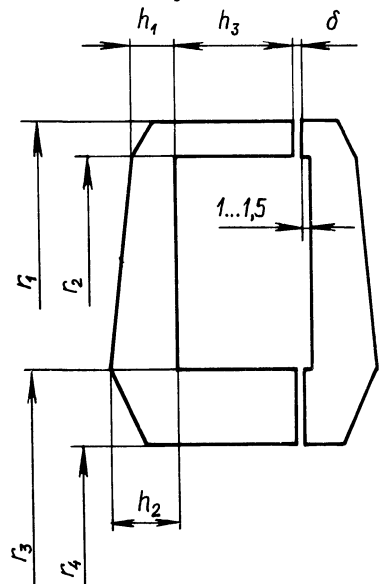


Рис. 2. Расчетная схема магнитопровода

Сцепления подобного типа большую часть времени работают при пониженных давлениях, поскольку нажимное усилие достигает максимального значения только при передаче предельного момента. При этом максимальное давление на фрикционные накладки

$$p = \frac{4M_e \beta_\mu}{\pi(D^2 - d^2)\mu r_m Z_1} \leq [p].$$

При расчете электрической части сцепления определяются размеры сечения магнитопровода, параметры обмоток и выходные характеристики электромагнита. Расчетная схема магнитопровода изображена на рис. 2. Необходимо помнить, что катушка меньшего диаметра при одинаковом количестве витков дает значительную экономию медного провода. Для наилучшего использования материала плотность магнитного потока B нужно выбирать из условия равенства магнитной проводимости в стальной и воздушной частях магнитопровода. По выбранному значению B определяется площадь сечения магнитопровода S и необходимое число ампер-витков катушки возбуждения IW . Задача может быть решена методом последовательных приближений.

Рекомендации по выбору оптимального значения B в зависимости от воздушного зазора δ и тягового усилия F_0 , а также подробная методика расчета электромагнита автомобильного сцепления приведены в работе [2].

Однако определение размеров сечения магнитопровода в зависимости от принимаемого среднего радиуса катушки возбуждения, рекомендуемое в данной методике, не совсем удобно. Обычно внутренний r_4 и наружный r_1 радиусы катушки назначаются при компоновке узла с учетом размещения первичного вала коробки передач и шарикового усилителя. Остальные размеры выбираются с учетом постоянства расчетного сечения S :

$$r_2 = (r_1^2 - S/\pi)^{1/2}; \quad r_3 = (r_4^2 + S/\pi)^{1/2};$$

$$h_1 = S/(2\pi r_2); \quad h_2 = S/(2\pi r_3).$$

Минимальная ширина окна под обмотку определяется из условия заданной температуры нагрева катушки по уравнению

$$h_3 = \frac{r_2 - r_3}{2} \left(\sqrt{\frac{2(IW)^2 k_r \rho_{20}}{\Delta t k_0 \sigma (r_2 - r_3)} + 1} - 1 \right), \quad (6)$$

где k_r — температурный коэффициент; ρ_{20} — удельное сопротивление медного провода при 20 °С; Δt — заданная температура нагрева; k_0 — коэффициент теплоотдачи; σ — коэффициент заполнения катушки.

Численные значения величин, входящих в уравнение (6), приведены в работе [2].

Поскольку сила тяги электромагнита резко падает с увеличением воздушного зазора δ , необходимо производить проверку на возможность включения сцепления, когда зазор между сердечником и якорем увеличивается на

один ход нажимного диска. Развиваемое при этом усилие должно превышать усилие возвратных пружин. Для двухдискового сцепления это условие может оказаться определяющим при расчете электромагнита.

ЛИТЕРАТУРА

1. Л е п ш к о И.И. Влияние сцепления с самоусилением на динамическую нагруженность трансмиссии. — Мн., 1983 Деп. в БелНИИНТИ 29.03.83, № 583 Бе-Д83.
2. П е т р о в В.А. Автоматические сцепления автомобилей. — М., 1961.

УДК 629.113-592.52

Ф.К.КРАВЕЦ

ВЛИЯНИЕ НАДДУВА ВОЗДУХА НА ПОДАЧУ КОМПРЕССОРА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЕЙ

Для эффективной и надежной работы многоконтурных пневматических тормозных систем транспортных средств в процессе эксплуатации требуется сравнительно большой запас сжатого воздуха, который обеспечивается питающей частью пневмосистемы. Существенным недостатком питающей части современных пневматических систем большегрузных автомобилей и автопоездов является низкая подача компрессора, что не всегда позволяет использовать его на различных транспортных средствах, особенно на таких, где установлено большое количество потребителей сжатого воздуха или тормозной привод оснащен автоматической противоблокировочной системой. Кроме того, низкая подача компрессора отрицательно сказывается на готовности транспортного средства к движению, что особенно важно для специальных автомобилей. Изготовление при этом разнотипных компрессоров, отличающихся подачей для различных модификаций автомобилей и автопоездов, считается экономически нецелесообразным.

Одним из перспективных направлений совершенствования питающей части является повышение давления на входе в компрессор (использование надува воздуха), что позволяет повысить его подачу без изменения конструктивных параметров. Применение турбонадува воздуха, как отмечается в работе [1], позволяет уменьшить размеры компрессора, а также снизить мощность, необходимую для его привода.

В Проблемной лаборатории автомобилей Белорусского политехнического института проведено экспериментальное исследование влияния давления на входе в компрессор на продолжительность наполнения ресиверов питающей части пневматической тормозной системы автомобилей типа МАЗ. Исследования проводились на специальном стенде [2], предназначенном для испытания пневматических тормозных систем. Принципиальная схема пневматической системы и измерительно-регистрирующей аппаратуры показана на рис. 1.

Пневмосистема стационарной компрессорной установки включает фильтр 1, компрессор 2, регулятор давления 3, обратный клапан 4, ресивер 5, предохранительный клапан 6 и манометр 7, а питающая часть пневматической системы автомобиля — компрессор 8, предохранительный клапан 9, регулятор

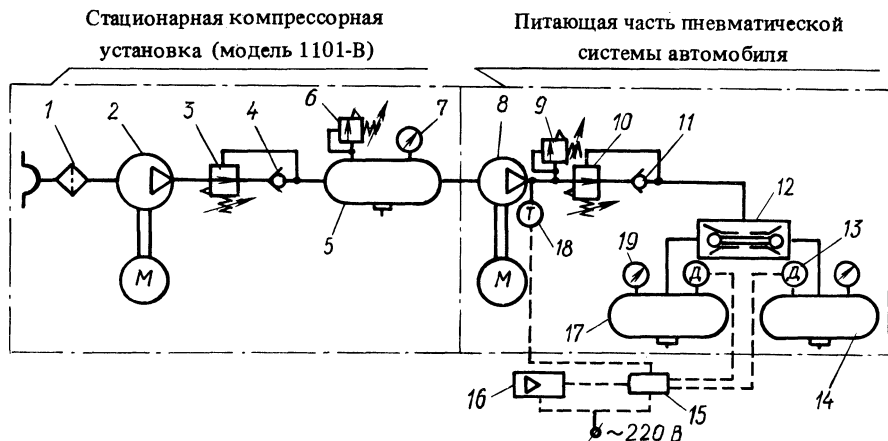


Рис.1. Принципиальная схема пневматической системы и измерительно-регистрающей аппаратуры

давления 10, обратный клапан 11, двойной защитный клапан 12, ресиверы 14, 17 отдельных контуров тормозного привода и пневмомагистрали, соединяющие указанные пневмоаппараты. К измерительно-регистрающей аппаратуре относятся манометры 7 и 19, датчики давления 13, датчик температуры 18, коммутационное устройство 15 и осциллограф 16:

При испытаниях общий объем ресиверов питающей части составлял 60 дм^3 . Наполнение ресиверов воздухом осуществлялось серийным компрессором (500-3509015-Б1), устанавливаемым на автомобилях МАЗ, при постоянных частотах вращения его вала ($8,33; 16,66; 25,0; 33,33 \text{ с}^{-1}$) до давления 2,1 МПа (рассматривается абсолютное давление). Увеличение рабочего давления до 2,1 МПа обусловлено повышением энергетических характеристик и уменьшением объема ресиверов пневматических тормозных систем современных автомобилей и автопоездов [3].

Компрессор 8 питающей части пневматической системы автомобиля соединялся пневмомагистралью с ресивером 5 стационарной компрессорной установки, в котором поддерживалось постоянное давление. Испытания проводились при давлении воздуха на входе в компрессор $0,1 \dots 0,7 \text{ МПа}$. С помощью измерительно-регистрающей аппаратуры регистрировались изменения давления в ресиверах и температура воздуха на выходе из компрессора (в нагнетательной пневмомагистрали).

На рис. 2 показано изменение продолжительности наполнения ресиверов питающей части от давления на входе в компрессор. Анализ полученных характеристик показал, что при повышении давления на входе в компрессор подача последнего значительно возрастает. Так, например, при давлении на входе в компрессор $0,2 \text{ МПа}$ и частоте вращения вала компрессора $8,33 \text{ с}^{-1}$ продолжительность наполнения ресиверов уменьшается в 4 раза по сравнению с тем, когда давление соответствует атмосферному ($0,1 \text{ МПа}$). Подача компрессора (сокращение продолжительности наполнения ресиверов) увеличивается, особенно при повышении давления на входе в него, до $0,4 \text{ МПа}$. При даль-

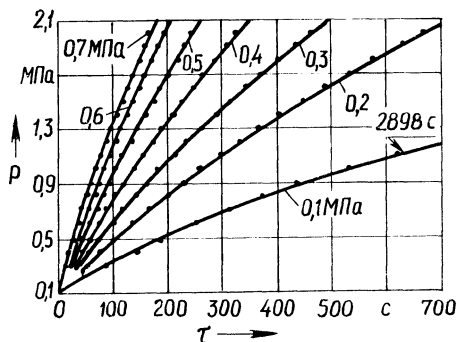


Рис. 2. Зависимость продолжительности наполнения ресиверов питающей части пневмосистемы от давления на входе в компрессор

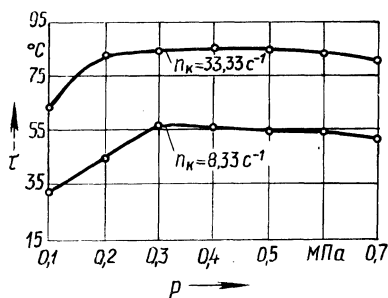


Рис. 3. Зависимость температуры воздуха на выходе из компрессора от давления на его входе

нейшем повышении давления (0,4...0,7 МПа) продолжительность наполнения ресиверов уменьшается незначительно, причем это характерно при частотах вращения вала компрессора $8,33...33,33 \text{ с}^{-1}$.

Существенное влияние на продолжительность наполнения ресиверов питающей части пневмосистемы оказывает пропускная способность пневмомагистрали, соединяющая источник давления (ресивер 5) с компрессором. При недостаточной ее пропускной способности (малой эффективной площади проходного сечения) подача компрессора значительно снижается. Пропускная способность пневмомагистрали, обеспечивающая максимальную подачу компрессора при минимальной частоте вращения его вала, может оказаться недостаточной при максимальной частоте вращения вала. В процессе исследования установлено, что для данного типа компрессора площадь проходного сечения соединительной пневмомагистрали должна быть не менее $1,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

При исследовании динамических характеристик питающей части пневматической системы автомобиля определялись также температурные характеристики компрессора. На рис. 3 показана зависимость температуры воздуха на выходе из компрессора (в нагнетательной пневмомагистрали) от давления на входе в него при наполнении ресиверов до 2,1 МПа. Анализ результатов исследования показал, что с повышением входного давления температура воздуха на выходе из компрессора увеличивается на $20...22 \text{ }^\circ\text{C}$ по сравнению с температурой при его работе, когда воздух поступает в цилиндры под атмосферным давлением. Повышение температуры воздуха происходит при давлении на входе в компрессор $0,1...0,3 \text{ МПа}$ (рис. 3), дальнейшее повышение давления (до 0,7 МПа) практически не влияет на изменение температуры. Это характерно при частотах вращения вала компрессора $8,33...33,33 \text{ с}^{-1}$. В процессе исследований установлено, что при повышении входного давления исключается попадание масла из смазочной системы компрессора в пневмосистему. Это обусловлено тем, что при тактах всасывания отсутствует разрежение в цилиндрах компрессора.

Таким образом, проведенные исследования питающей части пневматической системы автомобиля позволили установить, что применение наддува

воздуха (повышение входного давления) позволяет значительно повысить подачу компрессора без изменения его конструктивных параметров, а также улучшить качество сжатого воздуха, подаваемого в пневмосистему. Наиболее рациональное давление на входе в компрессор данного типа 0,2...0,4 МПа. При этом диапазоне давлений обеспечивается достаточно высокая подача компрессора (продолжительность наполнения ресиверов сокращается в 4...8 раз при $n_k = 8,33 \text{ с}^{-1}$, а также поддерживается нормальный температурный режим (80...85 °С) компрессора. Повышение давления на входе в компрессор можно обеспечить от турбонаддува двигателя внутреннего сгорания или от других источников давления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мидзумура Теруо. Пневматическая тормозная система. — Заявка № 59-156833, Япония. Оpubл. 06.03.84. МКИ В60К 25/04, В60Т 16/08. 2. Лешkevич А.Ю., Метлюк Н.Ф., Флерко И.М. Стенд для испытания автоматических противоблокировочных систем грузовых автомобилей// Автотракторостроение.— Мн., 1978. — Вып. 10 — С. 67 — 70. 3. Метлюк Н. Ф., Кравец Ф. К. Экспериментальное исследование питающей части с высоким давлением пневматической тормозной системы большегрузных автомобилей. — Мн., 1982. — Деп. в БелНИИНТИ 22.07.82, № 431 Бе-Д83.

УДК 629.113.012.83

С.С.ЖУРАВЛЕВ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА НА ЭВМ УГЛОВ КРЕНА И УСТОЙЧИВОСТИ ПРОТИВ БОКОВОГО ОПРОКИДЫВАНИЯ АВТОМОБИЛЯ С ПОДВЕСКОЙ СВЕЧНОГО ТИПА

Гидропневматические независимые подвески свечного типа нашли широкое распространение в тяжелом автомобилестроении. На карьерных автомобилях-самосвалах большой и особо большой грузоподъемности Белорусского автозавода, а также на аналогичных автомобилях зарубежных фирм они применяются в качестве передней подвески. До настоящего времени в литературе отсутствуют данные о влиянии параметров такой подвески на углы крена подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля относительно опорной поверхности и его устойчивости против бокового опрокидывания. При традиционных методах упрощенного расчета не учитываются особенности геометрии подвески. Они требуют дальнейшего совершенствования.

В данной работе сделана попытка на основе плоской расчетной схемы разработать математическую модель для анализа с помощью ЭВМ углов крена подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля с подвеской свечного типа. На рис. 1 представлена расчетная схема подвески, где в качестве обобщенных координат принято: q_1 — угол поворота подрессоренной массы относительно опорной поверхности; q_2, q_3 — соответственно ход левого и правого гидропневматических упругих элементов подвески; q_4, q_5 — соответственно вертикальное и боковое смещение центра тяжести подрессоренных масс вдоль соответствующих координатных осей. В центре подрессоренных масс

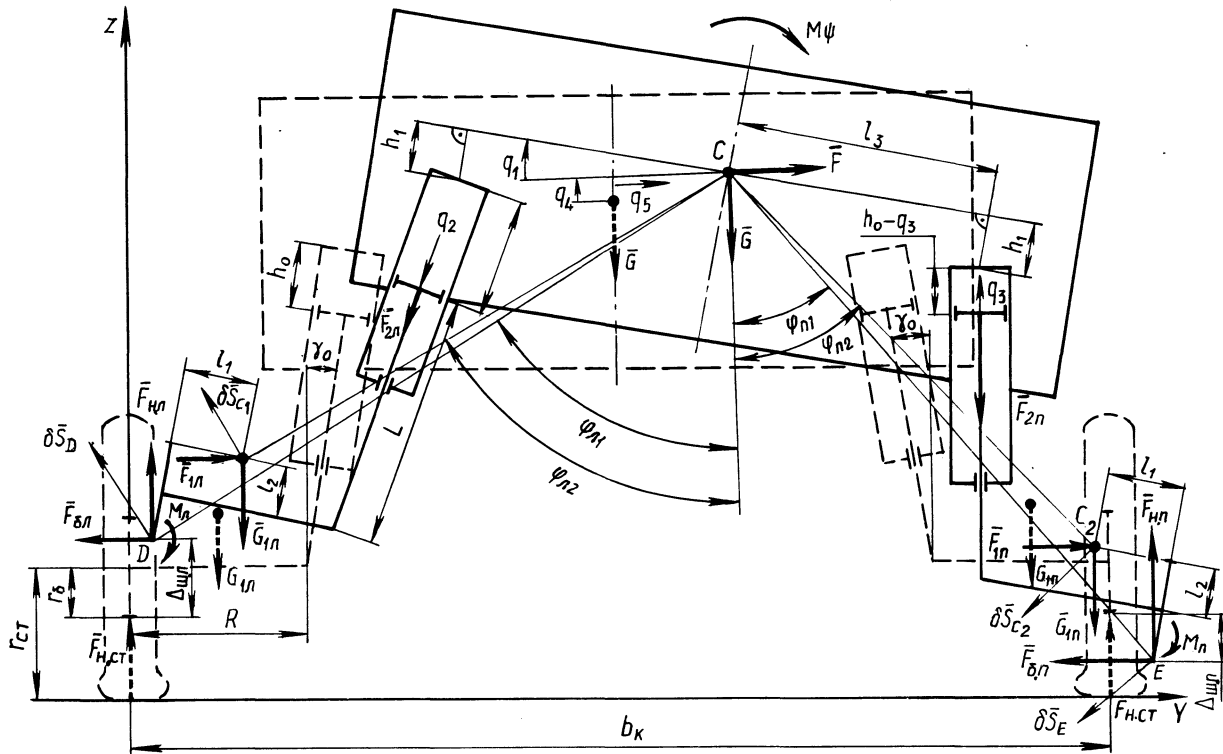


Рис. 1. Расчетная схема подвески свечного типа

приложены боковая сила F и сила тяжести G , а в центрах неподдресоренных масс, которые в общем случае могут быть смещены относительно центров колес на l_1 и l_2 , — боковые силы и силы тяжести неподдресоренных масс левой ($F_{1л}$ и $G_{1л}$) и правой ($F_{1п}$ и $G_{1п}$) сторон автомобиля. Штриховой линией показано положение подвески при отсутствии действия боковых сил, а сплошной — положение подвески в процессе крена. На рисунке приведены основные геометрические размеры подвески: статический радиус колеса $r_{ст}$ и радиус барабана $r_б$, длина штока упругого элемента L , высота центра поддресоренных масс h_g , расстояние h_1 от верхней точки цилиндра подвески до горизонтальной линии, проходящей через центр поддресоренных масс, колесная колея b и радиус обкатки колеса R . На поддресоренную массу действует внешний момент M_ψ , который может быть обусловлен несимметричностью расположения груза в кузове. Система боковых ($F_{б.л}$, $F_{б.п}$) и вертикальных ($F_{н.л}$ и $F_{н.п}$) сил, действующих со стороны опорной поверхности на колеса, для удобства расчетов заменена системой тех же сил, действующих на нижние точки барабанов колес, и моментов $M_л$ и $M_п$ этих сил.

Для составления уравнений статического равновесия механической системы воспользуемся понятием обобщенных сил [1]:

$$Q_i = \frac{\delta A_{q_i}}{\delta q_i} = 0.$$

При изменении обобщенной координаты q_1 на величину δq_1 работа активных сил на данном перемещении

$$\begin{aligned} \delta A_{q_1} = & \overline{F}_{б.л} \delta \overline{S}_D + \overline{F}_{б.п} \delta \overline{S}_E + \overline{F}_{н.л} \delta \overline{S}_D + \overline{F}_{н.п} \delta \overline{S}_E + \\ & + \overline{G}_{1л} \delta \overline{S}_{C_1} + \overline{G}_{1п} \delta \overline{S}_{C_2} + \overline{F}_{1л} \delta \overline{S}_{C_1} + \overline{F}_{1п} \delta \overline{S}_{C_2} + \\ & + (M_л + M_п + M_\psi) \delta q_1. \end{aligned}$$

Определив углы между соответствующими векторами перемещений и сил и выполнив необходимые преобразования, получим

$$\begin{aligned} & (F_{б.л} \cos \varphi_{п1} + F_{н.л} \sin \varphi_{п1}) |CD| + (F_{б.п} \cos \varphi_{п1} - F_{н.п} \sin \varphi_{п1}) |CE| - \\ & - (G_{1л} \sin \varphi_{п2} + F_{1л} \cos \varphi_{п2}) |CC_1| + (G_{1п} \sin \varphi_{п2} - F_{1п} \cos \varphi_{п2}) |CC_2| + \\ & + M_п + M_л + M_\psi = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где

$$|CD| = [h_g + q_4 - (r_{ст} - r_б) - \Delta_{ш.л}] / \cos \varphi_{п1};$$

$$|CE| = [h_g + q_4 - (r_{ст} - r_б) - \Delta_{ш.п}] / \cos \varphi_{п1};$$

$$|CC_1| = [h_g + q_4 - (r_{ст} - r_б) + \Delta_{ш.л} - r_б \cos \varphi_{п1} +$$

$$+l_1 \sin q_1 - l_2 \cos q_1] / \cos \varphi_{n2};$$

$$|CC_2| = [h_g + q_4 - (r_{ct} - r_6) + \Delta_{ш.п} - r_6 \cos q_1 -$$

$$- l_1 \sin q_1 - l_2 \cos q_1] / \cos \varphi_{n2};$$

$$\varphi_{n1} = \arctg \{ [R \cos q_1 + r_6 \sin q_1 + (L + h_0 + q_2) \sin(\gamma_0 + q_1) + h_1 \sin q_1 + l_3 \cos q_1] / [h_g + q_4 - (r_{ct} - r_6) - \Delta_{ш.п}] \};$$

$$\varphi_{n1} = \arctg \{ [R \cos q_1 + r_6 \sin q_1 + (L + h_0 - q_3) \sin(\gamma_0 - q_1) + l_3 \cos q_1 - h_1 \sin q_1] / [h_g + q_4 - (r_{ct} - r_6) + \Delta_{ш.п}] \};$$

$$\varphi_{n2} = \arctg \{ [R \cos q_1 - (l_1 \cos q_1 + l_2 \sin q_1) + (L + h_0 + q_2) \sin(\gamma_0 + q_1) + h_1 \sin q_1 + l_3 \cos q_1] / [h_g + q_4 - (r_{ct} - r_6) - \Delta_{ш.п} - r_6 \cos q_1 + l_1 \sin q_1 - l_2 \cos q_1] \};$$

$$\varphi_{n2} = \arctg \{ [R \cos q_1 - (l_1 \cos q_1 + l_2 \sin q_1) + (L + h_0 - q_3) \sin(\gamma_0 - q_1) + l_3 \cos q_1 - h_1 \sin q_1] / [h_g + q_4 - (r_{ct} - r_6) + \Delta_{ш.п} - r_6 \cos q_1 - l_1 \sin q_1 - l_2 \cos q_1] \};$$

$$M_n = F_{6.n} (r_{ct} - r_6 - \Delta_{ш.п} + F_{н.п} / c_{ш\delta});$$

$$M_n = F_{6.n} (r_{ct} - r_6 + \Delta_{ш.п} + F_{н.п} / c_{ш\delta}).$$

Радиальные деформации шин, выраженные через обобщенные координаты, для правой и левой сторон равны:

$$\Delta_{ш.п} = q_4 + (l_3 + R) \sin q_1 + (h_1 + r_6)(1 - \cos q_1) -$$

$$- (L + h_0 + q_2) \cos(\gamma_0 + q_1) + (L + h_0) \cos \gamma_0;$$

$$\Delta_{ш.п} = (r_6 + h_1)(\cos q_1 - 1) - (L + h_0) \cos \gamma_0 - q_4 +$$

$$+ (L + h_0 - q_3) \cos(\gamma_0 - q_1) + (l_3 + R_3) \sin q_1.$$

Остальные уравнения равновесия получены аналогичным образом из выражения, описывающего работу активных сил при изменении соответствующей координаты на величину δq_i , и имеют следующий вид:

$$F_{2n} + (G_{1n} - F_{н.п}) \cos(\gamma_0 + q_1) - (F_{1n} - F_{6.n}) \sin(\gamma_0 + q_1) = 0; \quad (2)$$

$$-F_{2n} + (F_{н.п} - G_{1n}) \cos(\gamma_0 - q_1) - (F_{1n} - F_{6.n}) \sin(\gamma_0 - q_1) = 0; \quad (3)$$

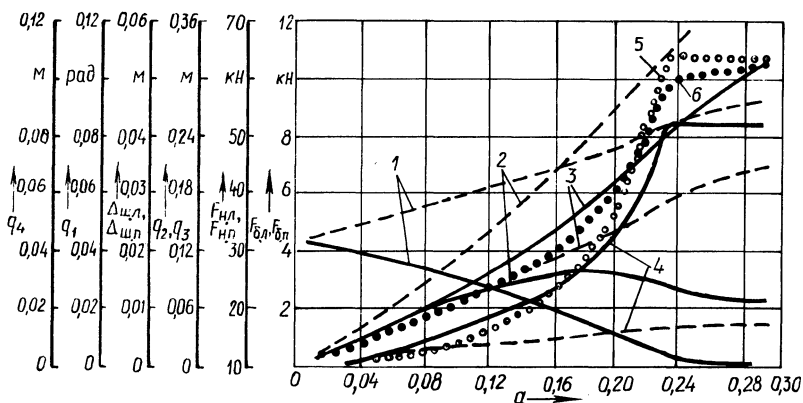


Рис. 2. Изменение параметров математической модели в процессе крена автомобиля: 1 — нормальные реакции колес; 2 — боковые реакции колес; 3 — ходы упругих элементов; 4 — радиальные деформации шин; 5 — вертикальное перемещение центра поддресоренных масс; 6 — угол крена поддресоренных масс; штриховые линии — для правой стороны автомобиля, сплошные — для левой

$$F + F_{1л} + F_{1п} - F_{6.л} - F_{6.п} = 0; \quad (4)$$

$$-G - G_{1л} - G_{1п} + F_{н.л} + F_{н.п} = 0, \quad (5)$$

где

$$F_{2л} = \frac{G}{2} \cos \gamma_0 \frac{h_0}{h_0 + q_2}, \quad F_{2п} = \frac{G}{2} \cos \gamma_0 \frac{h_0}{h_0 - q_3} \quad \text{— характеристики подвески;}$$

$F_{н.л} = F_{н.л}(\Delta_{ш.л}), F_{н.п} = F_{н.п}(\Delta_{ш.п})$ — характеристики шин.

Уравнений (1)–(5) недостаточно для решения поставленной задачи, так как неизвестно распределение боковых реакций со стороны опорной поверхности между левым и правым колесами. Приняв предположение, что боковые реакции в точке контакта колес с дорогой пропорциональны нормальным реакциям, получим

$$F_{н.л} F_{6.п} - F_{н.п} F_{6.л} = 0. \quad (6)$$

Динамический ход отбоя гидропневматической без противодействия подвески, как правило, имеет ограничение в виде упругого буфера на ходе отбоя или в виде других устройств, исключающих пробой подвески на ходе отбоя. В процессе крена поддресоренных масс происходит сжатие одних упругих элементов подвески и растяжение других. В случае применения на ходе отбоя упругого буфера с соответствующей характеристикой в математической модели следует изменить уравнение характеристики как только растяжение гидропневматического упругого элемента станет большим или равным статическому ходу отбоя h_6 . Например, для гидропневматической подвески свечного типа без противодействия с линеаризованной упругой характеристи-

кой буфера, выражения для характеристики растягивающегося упругого элемента подвески имеют вид:

$$F_{2n}(q_2) = \frac{G}{2} \cos \gamma_0 \frac{h_0}{h_0 + q_2} \quad \text{при } q_2 > h_6;$$

$$F_{2n}(q_2) = F_{2n}(h_6) - c_\delta (q_2 - h_6) \quad \text{при } q_2 \leq h_6,$$

где $F_{2n}(h_6) = 0,5G \cos \gamma_0 [h_0 / (h_0 + h_6)]$; c_δ — жесткость буфера на ходе отбоя; h_6 — ход отбоя подвески от положения статического равновесия; h_0 — высота приведенного столба газа в гидropневматическом цилиндре; γ_0 — угол наклона штока гидropневматической подвески в поперечной плоскости.

Полученная система уравнений решалась на ЭВМ при различных боковых ускорениях до момента отрыва одного из колес от опорной поверхности. Результаты расчетов приведены на рис. 2. При этом были приняты следующие исходные данные: $h_g = 4$ м; $R = 0,5$ м; $r_{ct} = 1,6$ м; $r_6 = 1,2$ м; $L = 1,4$ м; $h_0 = 0,1$ м; $G = 500$ кН; $G_{1n} = G_{2n} = 50$ кН; $\gamma_0 = 0$; $l_1 = l_2 = 0$; $c_{ш\delta} = 2000$ кН/м; $M_\psi = 0$; $b_k = 4$ м; $h_6 = 0,25$ м; $c_\delta = 50\,000$ кН/м; $h_1 = 0,9$ м.

На рис. 2 представлены зависимости обобщенных координат (кривые 4...6) вертикальных и боковых реакций под левым и правым колесами (кривые 1, 2), радиальных деформаций шин в зависимости от относительного бокового ускорения (кривая 3). Полученные результаты указывают на адекватность математической модели принятой расчетной схеме и ее пригодность для расчетного анализа свечной подвески автомобиля, находящегося под действием боковых сил.

ЛИТЕРАТУРА

1. Журавлев С.С. Влияние геометрических параметров направляющего устройства зависимой подвески на углы крена поддресоренных масс относительно неподдресоренных // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Мн., 1987. — Вып. 2. — С. 42—47.

УДК 629.113-585. 23-621.825.54

С.Б.САМАРЦЕВ, В.Я.КОРЕЙВО,
А.Ф.МИТЯЕВ

К ВОПРОСУ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В ТРАНСМИССИЯХ АВТОМОБИЛЕЙ С МНОГОВАЛЬНЫМИ ГМП

В последние годы выпуск большегрузных автомобилей с многовальными гидромеханическими передачами (ГМП) значительно увеличился. В целях повышения плавности трогания автомобилей и снижения динамической нагруженности элементов трансмиссий при переключении передач применяются различные способы, использование которых ограничено из-за повышенного буксования фрикционных. В этой связи исследуются [1]—[3] возможности включения передач при одновременной работе фрикционных переключения

диапазонов и ступеней. Тем самым делается попытка за счет разделения энергонагруженности фрикционов в комплексе повысить качество работы передач на неустановившихся режимах.

Настоящие исследования выполнялись в натуральных условиях на автомобиле-самосвале БелАЗ-548А с установленной на нем ГМП МоАЗ.

Испытания проводились на порожнем и полностью нагруженном автомобиле в различных дорожных условиях: на бетонной и снежной укатанной (со льдом) площадках. Информационно-измерительная аппаратура обеспечивала снятие и регистрацию до десяти параметров исследуемых процессов.

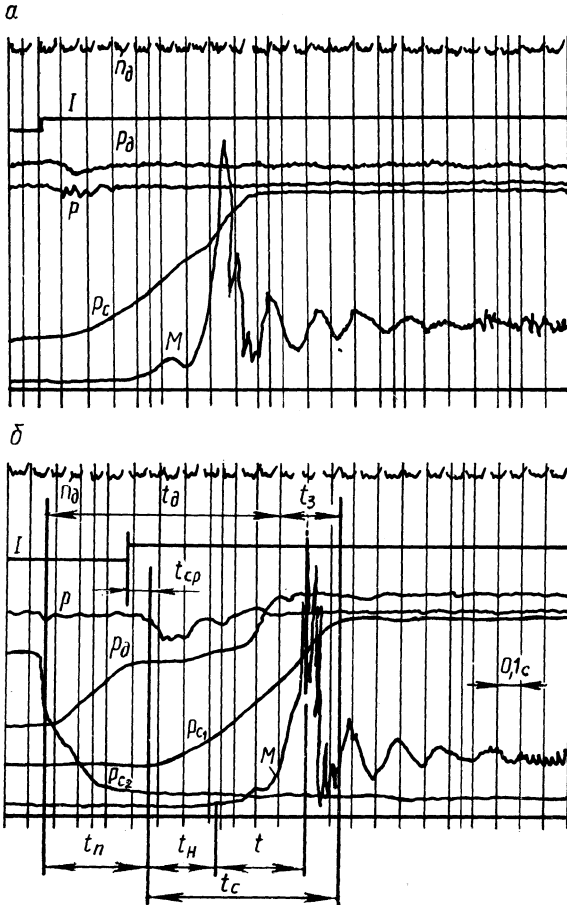


Рис. 1. Осциллограммы неустановившихся режимов в трансмиссии автосамосвала БелАЗ-548А с пятиступенчатой ГМП МоАЗ:

а — при включении фрикциона переключения ступеней и заблокированном диапазоне фрикционе; *б* — при одновременном включении фрикционов; n — частота вращения двигателя; M — динамический момент на карданном валу; p_d, p_{c1}, p_{c2} — давление в линиях подвода рабочей жидкости к исполнительным цилиндрам переключения диапазонов и соответствующих ступеней; p — главное давление в системе управления ГМП; I — линия фиксации момента замыкания цепи электромагнита включения ступени

Качество работы ГМП на неустановившихся режимах определялось по динамическим нагрузкам на ее выходном валу. Измерение и регистрация показателей, характеризующих тепловую нагруженность фрикционных дисков, не производились. Оценивались параметры и работа гидравлической системы управления переключением передач.

На рис. 1 представлены осциллограммы, характеризующие процесс трогания автомобиля-самосвала с места на IV ступени при начальной частоте вращения коленчатого вала двигателя $n_d = 750$ об/мин. В качестве оценочных показателей принимались временные характеристики системы (в секундах): t — длительность нарастания динамического момента M до максимального; t_d, t_c — длительность нарастания давления соответственно на входе p_d и p_c до максимальных; t_n — время начала предварительного включения гидравлического цилиндра диапазонного фрикциона; t_3 — время задержки достижения максимальных значений p_c по отношению к максимальному p_d ; t_H — промежуток времени от начала включения фрикциона переключения ступеней до начала закручивания карданного вала; t_{cp} — промежуток времени от момента срабатывания электромагнита включаемого фрикциона ступени до начала нарастания давления p_c .

При анализе данных оценка скоростного режима работы двигателя производилась по относительному значению \bar{n}_d , т.е. соотношению начальной и максимальной частот вращения коленчатого вала. Начальная частота вращения при испытаниях фиксировалась водителем и уточнялась при расшифровке осциллограмм. Ошибка ее фиксации составляла $\bar{n}_d = \pm 0,05$.

Из рис. 1, б видно, что система управления ГМП не обеспечивает одновременного включения фрикционов. Время $t_n = 0,3...0,5$ с, причем нижние его значения характерны для среднескоростных ($\bar{n}_d = 0,5...0,7$), а более высокие — для низкоскоростных ($\bar{n}_d = 0,8...0,5$) режимов работы двигателя. Задержка включения цилиндра фрикциона из-за инерционности гидропривода $t_{cp} = 0,09...0,13$ с не оказывает влияния на переходной процесс.

На всех передачах, за исключением первой, максимальные давления p_d и p_c первоначально достигаются в диапазонном фрикционе, а затем — во фрикционе переключения ступеней передач. В табл. 1, где приведены результаты испытаний ГМП порожнего автосамосвала на бетонной площадке на IV ступе-

Табл. 1. Параметры переходного процесса при включении IV ступени ГМП

Способ включения ступени	\bar{n}_d	t	t_d	t_c	t_n	t_3	t_H	t_{cp}
Фрикционом переключения ступеней при заблокированном фрикционе	0,35	0,33	—	0,78	—	—	0,28	0,12
	0,45	0,36	—	0,72	—	—	0,25	0,11
	0,60	0,47	—	0,65	—	—	0,24	0,12
Одновременно двумя фрикционами	0,30	0,27	0,95	0,75	0,40	0,20	0,23	0,09
	0,40	0,39	0,81	0,69	0,32	0,20	0,21	0,13
	0,65	0,47	0,74	0,66	0,36	0,28	0,27	0,10

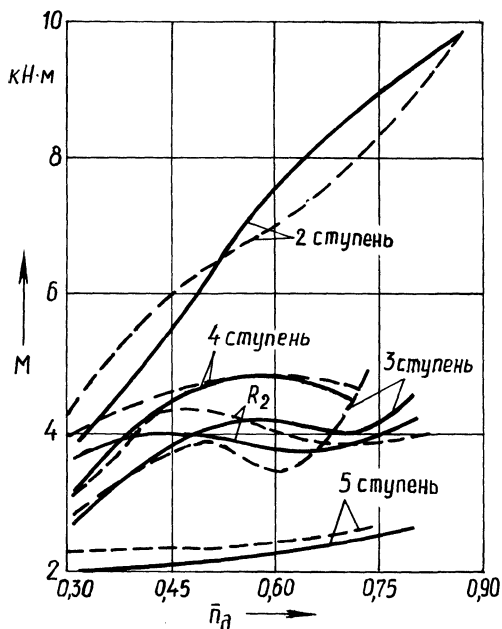


Рис. 2. Динамический момент на выходном валу ГМП при различных начальных угловых скоростях коленчатого вала двигателя:

сплошные линии — включение ступени одним фрикционом; штриховые линии (R_2 соответствует ступеням заднего хода) — двумя

ни (высший диапазон), показано, что с повышением \bar{n}_d время t_n увеличивается вследствие уменьшения t_d ($t_z + t_d = t_n + t_c$). Аналогичная зависимость наблюдается и при работе фрикциона переключения ступеней. Время нарастания давления для соответствующих фрикционов $t_d = 0,7...0,95$ с и $t_c = 0,6...0,8$ с.

Поскольку насос системы обеспечения фрикционов приводится во вращение непосредственно от вала насосного колеса гидротрансформатора, изменение частоты вращения коленчатого вала оказывает прямое влияние на подачу насоса и динамику заполнения жидкостью исполнительных цилиндров фрикционов.

Время буксования с учетом допущения о замыкании фрикциона переключения ступеней (диапазонный фрикцион уже замкнут) в момент достижения максимального динамического момента M с достаточной степенью точности можно считать равным t . При этом с увеличением скоростного режима возможно повышение t на 10...50 %, не зависящее от способа включения ступеней.

Естественно, что влияние упругих и инерционных свойств трансмиссии в основном сказывается на показателях t , T (период колебаний динамического момента на валу), а также на соотношении t/T , которое часто учитывается при оценке качества работы ГМП на неустановившихся режимах при включении фрикционов. В табл. 2 даны показатели, полученные при трогании автосамосвала на II ступени (низший диапазон). Период колебаний динамического момента в этом случае равен 0,33 с, а для IV ступени — 0,2 с. Продолжительность буксования фрикциона переключения ступеней на передачах прямого хода составляет 0,3...0,5 с, а на передачах заднего хода — 0,2...0,4 с. Различия в t_n (табл. 1), t и t/T (табл. 2) незначительны.

Табл. 2. Параметры переходного процесса при включении II ступени ГМП

Способ включения ступени	\bar{n}_d	t_n	t	t_3	t/T
Фрикционным переключения ступеней при заблокированном	0,35	0,24	0,32	—	0,97
диапазонном фрикционе	0,50	0,20	0,36	—	1,09
Одновременно двумя фрикционами	0,65	0,23	0,37	—	1,12
	0,30	0,30	0,27	0,35	0,82
	0,40	0,25	0,30	0,38	0,91
	0,60	0,23	0,34	0,31	0,94

Последнее обстоятельство указывает на то, что динамическая нагруженность трансмиссий при подобном функционировании системы не может быть существенно понижена. Основной фактор — продолжительность буксования фрикционов фактически не увеличивается. Из-за раннего включения диапазонного фрикциона в течение периода времени t_n (диски еще не сжаты, происходит перемещение поршня в цилиндре фрикциона) крутящий момент не передается, а замыкание фрикционов в большинстве случаев происходит одновременно или с запаздыванием диапазонного на t_3 , причем время t_n достаточно близко к t_3 .

Общих закономерностей (рис. 2) изменения динамических нагрузок (при погрешности измерения 2...3 %) на выходном валу ГМП при сравнении обоих способов включения ступеней не выявлено. В отличие от ГМП, в которых диапазонные фрикционы расположены на промежуточном валу и момент уменьшается при одновременном включении двух фрикционов [2, 3], в ГМП МоАЗ распределение нагрузок имеет свои особенности. Динамический момент на валу при одновременном включении фрикционов выше тогда, когда $t_3 = 0,15...0,4$ с, и снижается при $t_3 \leq 0,1$ с или позднем замыкании диапазонного фрикциона. Поэтому для обеспечения наилучшего режима работы исследуемой ГМП необходимо, чтобы замыкание фрикционов происходило одновременно или с опережающим замыканием фрикциона переключения ступеней. Система управления переключением передач обеспечивает требуемую последовательность блокировки фрикционов на ступенях (I—III) низшего диапазона при большинстве скоростных режимов. Сложнее обстоит дело на ступенях (IV—VI) высшего диапазона и передачах заднего хода, для которых тоже желательно более позднее включение диапазонного фрикциона (доведение t_n до нуля) или замыкание его после включения фрикциона переключения ступеней (энергонагруженность диапазонного фрикциона будет находиться в допустимых пределах [1—3]). Включение диапазонного фрикциона с задержкой возможно при условии гарантированного замыкания фрикциона при передаче им моментов более высоких, чем фрикционами переключения ступеней.

Сложность настройки системы управления ГМП (МоАЗ) с фрикционами, располагающимися на выходном валу, заключается в существенном различии параметров их исполнительных цилиндров и магистралей подвода рабочей жидкости. Кроме того, на буксование фрикционов влияют усилия, действующие в динамической системе, упругие и инерционные свойства объекта исследу-

дований, фрикционные характеристики элементов трения. Так, время нарастания динамического момента на валу до пиковых значений зависит от загрузки автомобиля.

Таким образом, испытания ГМП подтвердили возможность переключения передач при одновременной работе фрикционов. В ряде случаев отмечается улучшение качества переходных процессов даже при работе серийной системы управления ГМП. Направлениями совершенствования многовальных трансмиссий являются выбор моментов времени срабатывания электромагнитов в зависимости от номера ступени и задержки включения того или иного фрикциона.

ЛИТЕРАТУРА

1. Самарцев С.Б. Динамическая и тепловая нагруженность элементов трансмиссии с тремя степенями свободы при включении передач автомобиля // Вестн. АН БССР. Сер. физ.-техн. наук. — 1985. — § 1. — С. 75—81. 2. Динамика многовальных ГМКП транспортных машин в условиях одновременного включения фрикционов / В. Я. Корейво, А.М.Марьянков, А.Ф.Митяев, С.Б. Самарцев // Второе всесоюз. научно-техн. совещание "Динамика и прочность автомобиля". — М., 1986. — С. 145—146. 3. Самарцев С.Б., Корейво В.Я., Митяев А.Ф. Энергонагруженность трансмиссий с многовальными ГМП // Автомоб. пром-сть. — 1987. — № 12. — С. 17—18.

УДК 629.113-597.5

НГУЕН ВАН БАНГ, П.Р.БАРТОШ

К РАСЧЕТУ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ БОЛЬШЕГРУЗНОГО АВТОМОБИЛЯ

С каждым годом увеличивается выпуск автомобилей, растет интенсивность транспортных потоков. Безопасность их движения обеспечивается повышением эффективности действия тормозных систем транспортных средств. Так как большегрузные автомобили-самосвалы работают на сравнительно коротких участках дорог с большими уклонами, циклы торможение — оттормаживание повторяются часто. Такой режим работы тормозных систем связан со значительным расходом сжатого воздуха из ресиверов, что в ряде случаев отрицательно сказывается на эффективности торможения автомобиля. Поэтому вопросы исследования питающей части тормозных систем большегрузных автомобилей-самосвалов весьма актуальны. Без соответствующего математического моделирования переходных процессов, протекающих в этих системах, сложно проводить исследование и выбор параметров тормозной системы.

На рис. 1 приведена расчетная схема пневматической тормозной системы большегрузного автомобиля-самосвала. В контуре привода тормозов переднего моста включен клапан ограничения давления 13, а в контуре привода тормозов заднего — ускорительный клапан 11, синхронизирующие работу тормозной системы. Математическое моделирование питающей части производится во взаимосвязи с математическим описанием тормозного привода, так как расход сжатого воздуха при торможении зависит в основном от режима работы привода. Кроме того, в модели учитываются подача компрессора, объем

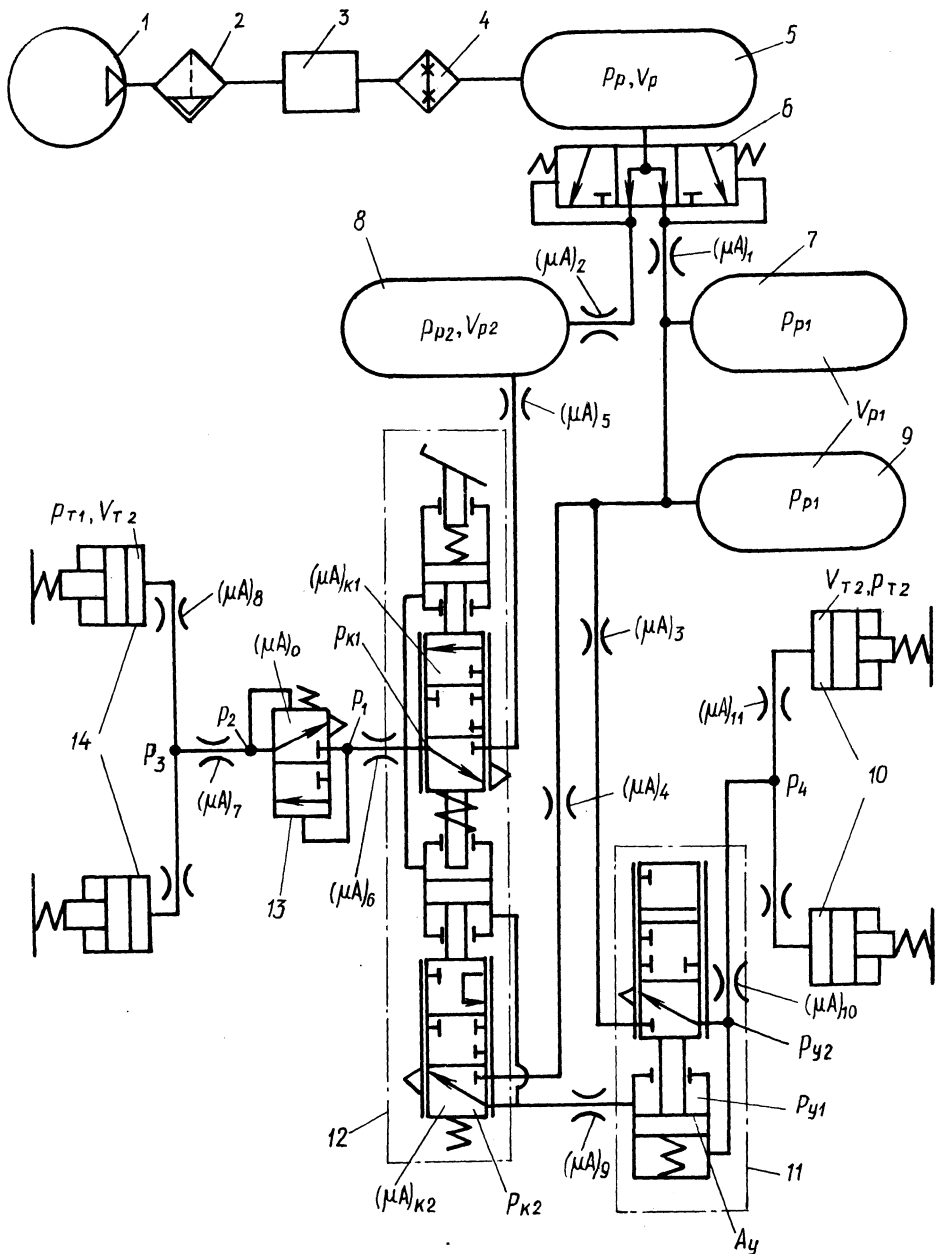


Рис. 1. Расчетная схема пневматической тормозной системы автомобиля-самосвала: 1 — компрессор; 2 — фильтр- влагоотделитель; 3 — регулятор давления; 4 — противозаморазатель; 5, 7 — 9 — ресиверы; 6 — двухконтурный защитный клапан; 10, 14 — тормозные цилиндры заднего и переднего мостов автомобиля; 11 — ускорительный клапан; 12 — тормозной кран; 13 — клапан ограничения давления

ресиверов и зона нечувствительности регулятора давления сжатого воздуха. Трубопроводы и клапаны являются сосредоточенными пневмосопротивлениями, температура воздуха в системе не изменяется в процессе работы, полости пневматических аппаратов (за исключением тормозных камер) имеют постоянные объемы, и давление воздуха в нагнетательной полости компрессора 1 и в ресивере 5 одинаковое. Эффективная площадь секций тормозного крана принята максимальной, что соответствует экстремному торможению.

Подача компрессора Q_k определяется по формуле [1]

$$Q_k = (\pi d^2/4) S i_{\text{ц}} (a - b p_p) n_k, \quad (1)$$

где d, S – соответственно диаметр и ход поршня компрессора; $i_{\text{ц}}$ – число цилиндров компрессора; a, b – постоянные коэффициенты [2]; p_p – давление в ресивере 5; n_k – частота вращения вала компрессора, определяемая режимом работы двигателя [2].

Давление в ресиверах регулируется с помощью автоматического релейного регулятора 3, скачкообразно переключающего компрессор с режима нагрузки на холостой ход, и наоборот.

Уравнение компрессора в результате действия такого регулятора записывается в виде [2]

$$Q_k = \begin{cases} 0 & \text{при } p_p > p_{\min} \\ Q_k(p_p, n_k) & \text{при } p_p \leq p_{\min} \end{cases} \left. \vphantom{Q_k} \right\} \text{при } \frac{dp_p}{d\tau} < 0, \quad (2)$$

$$Q_k = \begin{cases} Q_k(p_p, n_k) & \text{при } p_p < p_{\max} \\ 0 & \text{при } p_p \geq p_{\max} \end{cases} \left. \vphantom{Q_k} \right\} \text{при } \frac{dp_p}{d\tau} > 0,$$

где p_{\max}, p_{\min} – максимальное и минимальное давления.

Область давлений в регуляторе между p_{\max} и p_{\min} является зоной нечувствительности релейного регулятора.

Переходные процессы в ресиверах питающей части описываются с помощью гиперболической газодинамической функции расхода и закона узлов [3]:

$$\left. \begin{aligned} \dot{p}_p &= [kQ_k p_p - N(Y_1 + Y_2)] / V_p; \\ N &= kK_1 v_{\text{кр}}; \\ \dot{p}_{p1} &= N(Y_1 - Y_3) / V_{p1}; \\ \dot{p}_{p2} &= N(Y_2 - Y_4) / V_{p2}; \\ Y_1 &= (\mu A)_1 p_p \frac{p_p - p_{p1}}{B p_p - p_{p1}}; \quad Y_2 = (\mu A)_2 p_p \frac{p_p - p_{p2}}{B p_p - p_{p2}}; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$Y_3 = (\mu A)_{n1} \rho_{p1} \frac{\rho_{p1} - \rho_{k2}}{\rho_{p1} - \rho_{k2}}; \quad Y_4 = (\mu A)_{n2} \rho_{p2} \frac{\rho_{p2} - \rho_{k1}}{B \rho_{p2} - \rho_{k1}}; \\ (\mu A)_{n1} = \frac{(\mu A)_4 (\mu A)_{k2}}{\sqrt{(\mu A)_4^2 + (\mu A)_{k2}^2}}; \quad (\mu A)_{n2} = \frac{(\mu A)_5 (\mu A)_{k1}}{\sqrt{(\mu A)_5^2 + (\mu A)_{k1}^2}}.$$

Уравнения, описывающие привод тормозов передней оси автомобиля, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\rho}_{k1} &= N(Y_4 - Y_5)/V_{k1}; \quad \dot{\rho}_1 = N(Y_5 - Y_6)/V_1; \\ \dot{\rho}_2 &= N(Y_6 - Y_7)/V_2; \quad \dot{\rho}_3 = N(Y_7 - 2Y_8)/V_3; \\ \dot{\rho}_{T1} &= NY_8/V_{T1}; \\ Y_5 &= (\mu A)_6 \rho_{k1} \frac{\rho_{k1} - \rho_1}{B \rho_{k1} - \rho_1}; \quad Y_6 = (\mu A)_0 \rho_1 \frac{\rho_1 - \rho_2}{B \rho_1 - \rho_2}; \\ Y_7 &= (\mu A)_7 \rho_2 \frac{\rho_2 - \rho_3}{B \rho_2 - \rho_3}; \quad Y_8 = (\mu A)_8 \rho_3 \frac{\rho_3 - \rho_{T1}}{B \rho_3 - \rho_{T1}}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Ход поршня i -го тормозного цилиндра ($i = 1, 2$)

$$z = \rho_{Ti} A_{ni} / c_i, \quad (5)$$

а объем тормозной камеры

$$\left. \begin{aligned} V_{Ti} &= V'_{Ti} = V_{0i} + \rho_{Ti} A_{ni}^2 / c_i \text{ при } \rho_{Ti} < \rho'_{Ti}; \\ V_{Ti} &= V''_{Ti} = V'_{Ti} + \rho_{Ti} A_{ni}^2 / c_i \text{ при } \rho'_{Ti} \leq \rho_{Ti} \leq \rho''_{Ti}; \\ V_{Ti} &= V''_{Ti} + \rho_{Ti} A_{ni}^2 / c_i \text{ при } \rho''_{Ti} \leq \rho_{Ti} < \rho_{\max}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где ρ_{Ti} — давление в рабочей полости тормозного цилиндра; A_{ni} , V_{0i} — соответственно площадь поршня и начальный объем цилиндра; c_i — жесткость механизма; ρ'_{Ti} , ρ''_{Ti} — давления в тормозной камере, при которых жесткость изменяется.

Характерной особенностью привода тормозов переднего моста является наличие клапана ограничения давления 13, с помощью которого при $\rho_1 \leq 0,45$ МПа обеспечивается соотношение $\rho_2/\rho_1 = 0,52$, а при $\rho_1 > 0,45$ МПа — $\rho_2/\rho_1 = 1,6$. Поэтому при расчете переходных характеристик по уравнениям (4) необходимо изменять $(\mu A)_0$, чтобы соблюдались указанные соотношения ρ_1/ρ_2 .

Переходные процессы в приводе тормозов заднего моста, оснащенного ускорительным клапаном 11, описываются уравнениями:

$$\left. \begin{aligned}
 \dot{p}_{к2} &= \frac{N}{V_{к2}} \left[(\mu A)_{п1} p_{p1} \frac{p_{p1} - p_{к2}}{B p_{p1} - p_{к2}} - (\mu A)_9 p_{к2} \frac{p_{к2} - p_{y1}}{B p_{к2} - p_{y1}} \right]; \\
 p_{y2} &= (p_{y1} A_y - F_c) / A_y; \\
 \dot{p}_4 &= \frac{N}{V_4} \left[(\mu A)_{10} p_{y2} \frac{p_{y2} - p_4}{B p_{y2} - p_4} - 2(\mu A)_{11} p_4 \frac{p_4 - p_{T2}}{B p_4 - p_{T2}} \right]; \\
 \dot{p}_{T2} &= \frac{N}{V_{T2}} (\mu A)_{11} p_4 \frac{p_4 - p_{T2}}{B p_4 - p_{T2}}.
 \end{aligned} \right\} (7)$$

В уравнениях (3), (4), (7) приняты следующие обозначения: k – показатель адиабаты: $k = 1,4$; V_p, V_{p1}, V_{p2} – объемы соответственно ресиверов 5, 7 и 8; $K_1 = 0,654$; $v_{кр}$ – критическая скорость истечения воздуха; p_{p1}, p_{p2} – давление в ресиверах 7, 8; $(\mu A)_i$ – эффективная площадь i -го трубопровода ($i = 1, 2, \dots, 11$); $B = 1,13$; V_i – объем i -го узла; $p_{к1}, p_{к2}$ – давления в секциях тормозного крана 12; p_{T1}, p_{T2} – давления в рабочих полостях тормозного цилиндра; $(\mu A)_{к1}, (\mu A)_{к2}$ – эффективные площади секций тормозного крана; p_{y1}, p_{y2} – давления в управляющей полости ускорительного клапана и на его выходе; F_c – сила, препятствующая перемещению поршня клапана 11; A_y – площадь следящего поршня.

Разработанная модель позволяет рассчитывать переходные процессы пневмосистемы, оценивать расход сжатого воздуха при падении давления и выбирать необходимые конструктивные параметры питающей части тормозной системы автомобиля-самосвала.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк Н.Ф., Бартош П.Р., Кравец Ф.К. Определение подачи компрессора противоблокировочной тормозной системы автомобиля // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. – Мн., 1987. – Вып. 2. – С. 34–39.
2. Метлюк Н.Ф., А в т у ш к о В.П., К и ш к е в и ч П.Н. Динамика питающей части пневматического тормозного привода автомобиля МАЗ // Автотракторостроение. – Мн., 1979. – Вып. 12. – С. 102–106.
3. Метлюк Н.Ф., А в т у ш к о В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М., 1980.

УДК 629.114.4

В.В.КАПУСТИН, В.А.КОРОЛЬКЕВИЧ,
Б.И.ГРАМЕНИЦКИЙ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ГИДРОПРИВОДОВ АВТОМОБИЛЕЙ БелАЗ

Гидравлические приводы все шире применяются в системах управления автомобилями. Для обеспечения их надежности необходимо особое внимание уделять улучшению режима работы трубопроводной части. Так, на гидравли-

ческую, топливную и воздушную системы летательных аппаратов приходится до 50...60 % отказов от общего их числа [1]. Установлено, что сравнительно слабым звеном гидросистем являются гибкие (рукава) и жесткие трубопроводы их соединения. Основные причины разрушения коммуникаций — высокий уровень изгибных колебаний трубопроводов и наличие монтажных неточностей в соединениях [2].

Задача экспериментальных исследований гидроприводов состояла в определении уровня виброускорений и выявлении наиболее нагруженных трубопроводов и агрегатов. В соответствии с разработанной программой и методикой исследований систем рулевого управления и тормозов автомобилей особо большой грузоподъемности измерялись и фиксировались следующие параметры: виброускорения j_x, j_y, j_z трубопровода, агрегатов и рамы автомобиля в трех взаимно перпендикулярных направлениях X, Y, Z ; давление жидкости в трубопроводе p ; угловая скорость вала двигателя силовой установки ω .

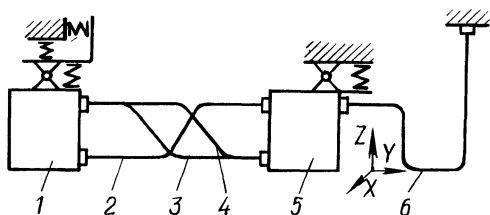
В качестве контрольно-измерительной, регистрирующей и обрабатывающей аппаратуры использовались датчики колебаний KB-10 (фирма RFT), 4370 (фирма Bruel & Kjaer), давления P11 (50/200 фирма НВМ), тахогенератор двигателя силовой установки, усилители 2635 (В & К), 3073 (НВМ), калибратор 4291 (В&К), магнитограф SR-50 с (ТЕАС), узкополосный анализатор спектра 2033 (В & К), самописец уровня 2307 (В & К). Давление в трубопроводах рулевого управления изменялось в пределах $p = 0,5...14,5$ МПа, тормозной системы — $p = 0...11$ МПа, угловая скорость вала двигателя силовой установки $\omega = 38...105$ с⁻¹ изменялась плавно с угловым ускорением $\epsilon = 0,2...0,4$ с⁻² с фиксацией через $\Delta\omega = 2$ с⁻¹ в течение $t = 5...10$ с. При исследовании тормозного привода время нажатия на педаль варьировалось в интервалах $\Delta t \leq 0,2$ с и $\Delta t = 2...3$ с. Комментарий условий проведения каждого замера записывался на звуковом канале магнитографа.

Анализ результатов исследований показывает, что наибольшие ускорения испытывает трубопровод 6 (рис. 1) — до $j_y = 105$ м·с⁻¹ и $j_y = 280$ м·с⁻² в продольном Y относительно осей координат автомобиля направлении на частотах $\nu = 180$ Гц, $\nu = 340$ Гц и $\nu = 1120$ Гц соответственно. Как следует из схемы монтажа, трубопровод 4 выполняет дополнительную опоры агрегатов 1 и 5 на раму в продольном направлении Y . Он также воспринимает усилия со стороны интегральных трубопроводов 2—4, закрепленных между агрегатами 1 и 5.

Установлено, что виброускорения агрегатов достигают $j = 15...18$ м·с⁻². Наибольшее влияние на виброускорения трубопроводов и агрегатов оказывает пульсирующий поток жидкости. Спектрограммы имеют четко выражен-

Рис. 1. Схема монтажа трубопроводов гидропривода руля:

1 — распределитель рулевого управления; 2—4, 6 — трубопроводы; 5 — блок предохранительных клапанов



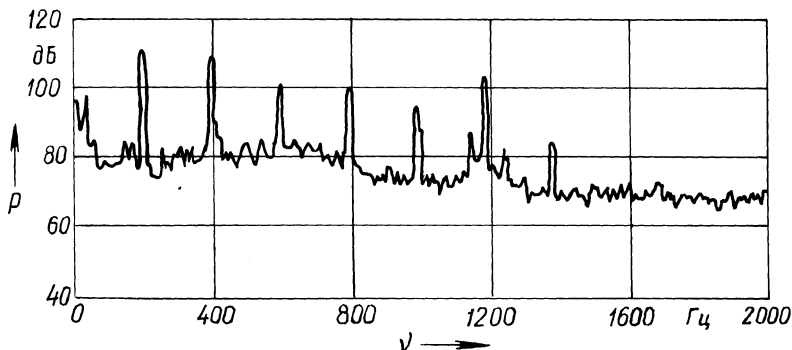


Рис. 2. Спектрограмма пульсаций давления p в трубопроводе ($\omega = 100,5 \text{ с}^{-1}$)

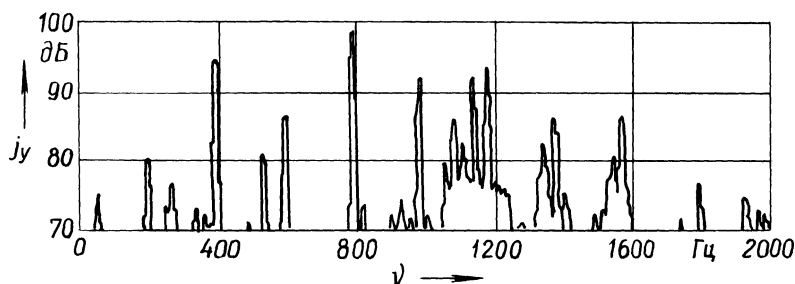


Рис. 3. Спектрограмма виброускорений j_y трубопровода ($\omega = 100,5 \text{ с}^{-1}$)

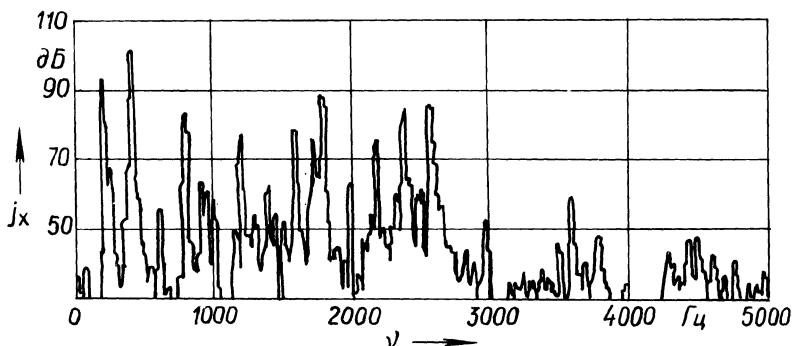


Рис. 4. Спектрограмма виброускорений j_x трубопровода ($\omega = 100,5 \text{ с}^{-1}$)

ные максимумы на частотах, кратных частоте пульсаций подачи насоса (рис. 2, 3). Диапазон колебаний подачи и давления по первой гармонике у аксиально-поршневого насоса 210.25.16 (7 поршней) составляет $\nu = 73,5 \dots 210$ Гц при изменении угловой скорости вала двигателя силовой установки $\omega = 37,7, 104,7 \text{ с}^{-1}$. При угловой скорости $\omega = 100,5 \text{ с}^{-1}$ у трубопровода 3 максимумы спектрограмм виброускорений, соответствующих второй – девятой гармоникам, на 6...18 дБ выше, чем у первой (см. рис. 3). В ходе эксперимен-

II выделен ряд до тринадцатой гармоники (рис. 4). На спектрограммах давления выделяются семь-восемь гармоник, кратных частоте пульсаций насоса (см. рис. 2).

Повышение давления в приводе рулевого управления существенно увеличивает виброускорения трубопроводов. Так, при повышении давления с 2,5 до 14,5 Па виброускорения трубопровода 2 возросли на 23 дБ.

Проведено сравнение результатов исследований гидроприводов рулевого управления с насосами аксиально-поршневыми типа 210.25.16 (7 поршней) и шестеренными НШ-100 (9 зубьев). Диапазон колебаний давления по первой гармонике при этом составил $\nu = 73,5...210$ Гц и $\nu = 94,5...270$ Гц соответственно. Установлено, что трубопроводы 2–4 (см. рис. 1) имеют собственные частоты $\nu = 233...248$ Гц. Поэтому при приближении угловой скорости двигателя к максимальной ($104,7 \text{ с}^{-1}$) указанные трубопроводы, закрепленные между двумя агрегатами, входят в резонансные колебания. Виброускорения возрастают до $j = 320...580 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$. При использовании указанных аксиально-поршневых насосов частота возмущений ($\nu_{\text{max}} = 210$ Гц) не достигает резонансной частоты трубопроводов и виброускорения $j = 210...280 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$.

Исследовался также контур трубопроводов тормозной системы управляемых колес. При темпе нажатия на тормозную педаль $t = 2...3$ с виброускорения трубопроводов достигали $j = 1...3 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$, менее $t = 0,2 \text{ с} - j = 16...22 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$. Длительность колебаний с такими уровнями виброускорений была малой, так как они возбуждались в процессе однократного резкого повышения давления в колесных цилиндрах при срабатывании тормозной системы.

На основании анализа результатов исследований:

1) установлены спектры колебаний трубопроводов и агрегатов, определены диапазоны резонансных частот при основном источнике возмущений — колебании давления;

2) разработана методика эксперимента, получены исходные данные для оптимизации параметров гидропривода с помощью ЭВМ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сапожников В.М., Лагосюк Г.С. Прочность и испытания трубопроводов гидросистем самолетов и вертолетов. — М., 1973. 2. Сапожников В.М. Монтаж и испытание гидравлических и пневматических систем летательных аппаратов. — М., 1979.

УДК 629.113-585.862

А.Х.ЛЕФАРОВ

О КРИТИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ КАРДАНЫХ ВАЛОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Случаи разрушения карданных валов при критической частоте их вращения в процессе эксплуатации грузовых автомобилей не единичны (рис. 1). Зачастую эти разрушения сопровождаются выходом из строя тормозной системы: оборванные концы вала, ударяясь о раму, разрушают пневмолинии привода тормозов. Эти случаи относятся к карданным валам, разработанным в соответствии с рекомендациями литературы.

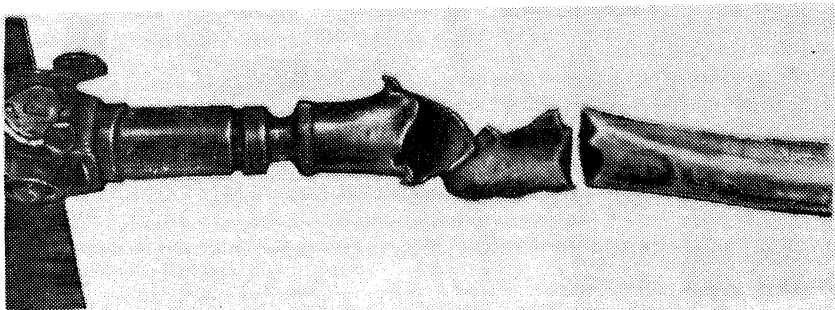


Рис. 1. Карданный вал, разрушившийся при критической частоте его вращения

Б.В. Гольд рекомендует [1] для расчета критической угловой скорости стальных трубчатых карданных валов с шарнирно закрепленными концами использовать формулу

$$n_{кр} = 1,2 \cdot 10^7 \sqrt{D_H^2 + D_B^2} / L^2, \quad (1)$$

где D_H, D_B — соответственно наружный и внутренний диаметры трубы карданного вала, см; L — длина вала, см.

Рекомендуется допустимое значение $n_{кр}$ принимать из соотношения $n_{кр} / n_{max} = 1,2 \dots 2,0$, где n_{max} — частота вращения, соответствующая наибольшей расчетной скорости движения автомобиля. С увеличением пробега автомобиля и зазоров в сочленениях карданного вала критическая частота вращения n_p , при которой разрушается вал, снижается. При 100 тыс. км пробега $n_p / n_{кр} = 0,69$. При этом получается, что n_p (уменьшенная $n_{кр}$) может оказаться меньше n_{max} .

В работе [2] указывается, что действительное значение критической частоты вращения карданного вала меньше расчетной $n_{кр}$ вследствие податливости опор, недостаточной балансировки вала и точности шлицевого соединения. На основании практических данных принимают

$$n_{кр} = 10^7 \sqrt{D_H^2 + D_B^2} / L^2.$$

По этой формуле критическая частота вращения на 20 % ниже, чем по формуле (1). Авторы считают, что максимально возможная частота вращения карданного вала должна быть ниже критической на 20...30 %.

В работе [3] указывается, что действительное значение частоты вращения $n'_{кр}$ меньше расчетного $n_{кр}$ вследствие недостаточной жесткости опор, недостаточной балансировки вала и точности центровки шлицевых соединений. Приводится зависимость $n'_{кр} = k n_{кр}$, где $k = 0,90 \dots 0,95$ для нового вала и $k = 0,7 \dots 0,8$ для изношенного. Рекомендуется, чтобы $n'_{кр}$ была больше максимальной частоты вращения на 20...50 %, но не указывается, какой $n'_{кр}$ пользоваться: для нового или изношенного вала.

В работе [4] для определения $n_{кр}$ (ОСТ 37.001.053–74) рекомендуется принимать

$$n_{кр} = 1,185 \cdot 10^7 \sqrt{D_H^2 + D_B^2} / L^2.$$

В названных работах указывается, что максимальная частота вращения карданного вала n_{\max} соответствует максимальной расчетной скорости движения, указанной в инструкции по эксплуатации автомобиля.

Наблюдения показывают, что случаи разрушения карданных валов происходят на скоростях движения автомобилей, значительно превышающих расчетные. Это имеет место на затяжных спусках магистральных дорог, когда некоторые водители при больших скоростях движения отключают коробку передач, и автомобиль под действием составляющей силы тяжести движется с нарастающей скоростью. Изучение этих случаев показывает, что превышение расчетных максимальных скоростей достигает 30...40 %.

На основании этих данных расчет $n_{кр}$ следует вести по формуле (1) и учитывать, что критическая частота вращения снижается на 30...40 % по причине податливости опор и неизбежных зазоров в сочленениях деталей, а фактическая скорость движения автомобиля в экстремальных условиях может превышать расчетную максимальную также на 30...40 %.

Таким образом, критическая частота вращения карданного вала $n_{кр}$, полученная по формуле (1), должна превышать расчетную максимальную n_{\max} не менее чем в два раза, т.е. при конструировании карданной передачи следует руководствоваться неравенством $n_{кр} \geq 2n_{\max}$.

Выполнение этого условия практически устранит аварии, связанные с разрушением карданных валов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г о л ь д Б.В. Конструирование и расчет автомобиля. — М., 1962.
2. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости / Н.Ф.Бочаров, И.С.Цитович, А.А.Полунгян и др.; Под общ. ред. Н.Ф.Бочарова, И.С.Цитовича. — М., 1983.
3. Б у х а - р и н Н.А., П р о з о р о в В.С., Щ у к и н М.М. Автомобили. — М.; Л., 1965.
4. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия/А.И. Гришкевич, В.А.Вавуло, А.В.Карпов и др.; Под ред. А.И.Гришкевича. — Мн., 1985.

УДК 629.114.2.073.386

А.Ф.АНДРЕЕВ

К ВОПРОСУ О ТЯГОВОМ РАСЧЕТЕ МНОГООСНОГО ТРАКТОРА

Для оценки эффективности колесного тягового средства с числом ведущих мостов n необходимо рассчитать его тяговый КПД η_T . Независимо от типа межосевого привода

$$\eta_T = F_{кр} r_a \eta_{к.п} / \left[\sum_{i=1}^n F_i r_i / (u_i \eta_i^{k_i}) \right], \quad (1)$$

$$k_i = \text{sgn} \delta_i,$$

где $F_{кр}$ — тяговое усилие машины; r_a — обобщенный радиус качения маши-

ны, приведенный к раздаточному валу (ведущему валу узла деления мощности между ведущими мостами); $\eta_{к.п}$ — механический КПД передачи от двигателя к раздаточному валу; F_i — касательная сила тяги i -го моста; η_i — механический КПД передачи от раздаточного вала к колесам i -го ведущего моста.

Наиболее простым конструктивным решением, обеспечивающим достаточно высокий тяговый КПД полноприводных колесных машин, работающих на мягких грунтах, является жесткая межосевая связь. Для машин такого типа буксование i -го моста [1]

$$\delta_i = 1 - \frac{v_d}{v_i} = 1 - r_a \frac{u_i}{r_i} \quad (2)$$

где v_d — действительная скорость машины; v_i — теоретическая скорость моста; u_i — передаточное число от раздаточного вала к колесам i -го моста; r_i — радиус качения i -го моста в ведомом режиме.

Удельная касательная сила тяги i -го моста $\varphi_i = \varphi_i(\delta_i)$ рассчитывается по эмпирической формуле, полученной при обработке экспериментальных тяговых характеристик шин. Определив нормальную нагрузку на мост G_i и его буксование δ_i , можем вычислить касательную силу

$$F_i = \varphi_i(\delta_i) G_i.$$

Заданному крюковому усилию при установившемся режиме работы соответствуют определенные значения буксования δ_i^* и касательной силы тяги F_i^* . Заменяем кривую $F_i = \varphi_i(\delta_i)$ в окрестностях точки (δ_i^*, F_i^*) , касательной к ней,

$$F_i = C_{xi} + K_{xi} \delta_i \quad (3)$$

где C_{xi} — коэффициент касательной силы тяги шин i -го моста:

$$C_{xi} = G_i \varphi_i(\delta_i^*) - K_{xi} \delta_i^* \quad (4)$$

K_{xi} — коэффициент конгенциальной жесткости шин i -го моста:

$$K_{xi} = G_i \frac{\partial \varphi_i(\delta_i^*)}{\partial \delta_i} \quad (5)$$

При подстановке в уравнение (3) выражения (2) для δ_i получим

$$F_i = C_{xi} + K_{xi} - r_a K_{xi} u_i / r_i.$$

Обобщенный радиус качения r_a найдем из уравнения тягового баланса агрегата при установившейся работе на горизонтальной поверхности:

$$\sum_{i=1}^n (C_{xi} + K_{xi} - r_a K_{xi} u_i / r_i - f_i G_i) = F_{кр},$$

где f_i — коэффициент сопротивления качению i -го моста. Отсюда

$$r_a = \left(\sum_{i=1}^n K_{xi} \frac{u_i}{r_i} \right)^{-1} \left[\sum_{i=1}^n (C_{xi} + K_{xi} - f_i G_i) - F_{кр} \right].$$

Подставляя это выражение в уравнение (2), получаем

$$\delta_i = 1 - \frac{u_i}{r_j} \left\{ \sum_{i=1}^n K_{xi} \frac{u_i}{r_j} \right\}^{-1} \left[\sum_{i=1}^n (C_{xi} + K_{xi} - f_i G_i) - F_{кр} \right]. \quad (6)$$

С использованием зависимостей (1) – (6) рассчитывается тяговый КПД трактора. Выбирается значение $F_{кр}$ и, учитывая положение центра масс агрегата и влияние силы $F_{кр}$, определяется нормальная нагрузка G_i на каждый мост. Буксование моста рассчитывается по формуле (6). В первом приближении $C_{xi} = 0$, $K_{xi} = K_{xi0}$, где K_{xi0} – тангенс угла наклона начального линейного участка тяговой характеристики $F_i = F_i(\delta_i)$ моста. По формулам (4) и (5) уточняются коэффициенты K_{xi} и C_{xi} и вновь вычисляется δ_i . Эта операция повторяется до достижения желаемой точности δ_i . Затем определяются значения F_i по формуле (3) и, наконец, рассчитывается тяговый КПД.

Предложенный расчетный метод определения тягового КПД многоосного полноприводного трактора можно использовать как основу более полного тягового расчета.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев А.Ф., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин. – М., 1987.

УДК 629.114.2.075

В.С.БАЕВ, С.И.СТРИГУНОВ

ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ СВОЙСТВА И ПОВОРАЧИВАЕМОСТЬ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛАССА 2

Цель данной работы – комплексно оценить на стадии проектирования тягово-сцепные свойства и поворачиваемость колесного трактора класса 2 в зависимости от типа межосевого привода и состава МТА.

В качестве оценочного параметра тягово-сцепных свойств тракторов с различными типами межосевого привода при прямолинейном движении и на повороте использовался КПД буксования трактора [7].

Исследования проводились для универсально-пропашного трактора класса 2 при движении по стерне со скоростью 1 м/с с заблокированным межосевым приводом с конструктивным кинематическим несоответствием $m = 0,04$, дифференциальным межосевым приводом с $u_d = 2$ и отключенным передним ведущим мостом (ПВМ).

Анализ выполненных исследований тягово-сцепных свойств показал, что при прямолинейном движении с прицепными орудиями трактор с дифференциальным межосевым приводом имеет лучшие тягово-сцепные свойства при крюковых нагрузках до 15 кН, наиболее распространенных в эксплуатации (рис. 1). При больших крюковых нагрузках трактор с дифференциальным межосевым приводом несколько уступает заблокированному из-за разгрузки переднего моста и увеличивающегося буксования его колес.

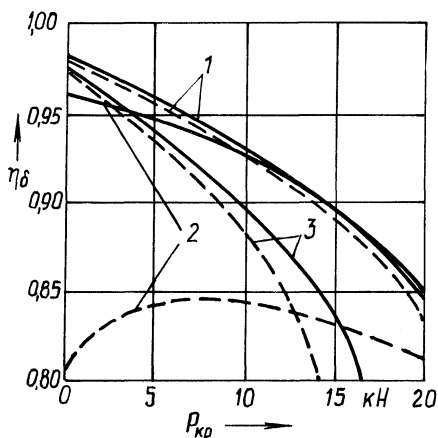


Рис. 1. Зависимость КПД буксования трактора класса 2 от крюковой нагрузки:

— — — прямолинейное движение; — — — поворот; 1 — дифференциальный межосевой привод; $u_d = 2$; 2 — блокированный межосевой привод; $m = 0,04$; 3 — отключенный ПВМ

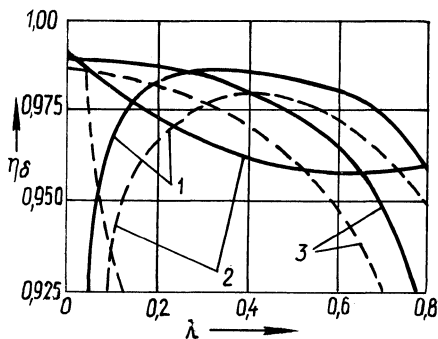


Рис. 2. Зависимость КПД буксования трактора класса 2 от коэффициента λ :

— — — прямолинейное движение; — — — поворот; 1 — дифференциальный межосевой привод; $u_d = 2$; 2 — блокированный межосевой привод; $m = 0,04$; 3 — отключенный ПВМ

На повороте КПД буксования трактора снижается из-за необходимости преодоления действия боковых сил передних колес. В наименьшей степени это снижение происходит у трактора с дифференциальным межосевым приводом, поскольку значения боковых сил на колесах такого трактора меньше, чем с другими типами привода, и они преодолеваются за счет роста касательных сил тяги обоих мостов, а не одного, как у трактора с отключенным ПВМ. Наиболее значительное снижение КПД буксования происходит у трактора с блокированным приводом, которому, кроме действия боковых сил, необходимо преодолевать действие отрицательных сил тяги, возникающих на колесах ПВМ. В связи с этим преимущество КПД буксования трактора с дифференциальным межосевым приводом по сравнению с блокированным на повороте еще более ощутимо (до 7...8% при $P_{кр} = 13$ кН).

Стремление к более полному использованию мощности двигателя привело к распространению переднего навесного устройства на тракторах и, следовательно, к значительным перераспределениям вертикальных нагрузок по мостам в зависимости от видов работ и состава МТА. Распределение вертикальных нагрузок по мостам трактора оценивалось коэффициентом [2]. Расчеты показали, что при движении трактора с навесными орудиями, поднятыми в транспортное положение, практически во всем эксплуатационном диапазоне распределения вертикальных нагрузок по мостам ($\lambda = 0,2...0,5$) дифференциальный межосевой привод превосходит по КПД остальные типы приводов как при прямолинейном движении, так и на повороте (рис. 2). Наиболее рациональным распределением вертикальных нагрузок по мостам трактора с дифференциальным межосевым приводом является $\lambda = 0,35...0,45$, а для

Табл. 1. Поворачиваемость машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 2

Тип привода	Состав МТА	Вес агрегата, кН	λ	$R_{\min}, \text{ м}$	K_x	K_y	K_t
Дифференциальный	МТЗ-142 + 2ПТС-4	54,2	0,4	3,77	1,03	1,13	1,21
	МТЗ-142 + КФ-5,4 + ССТ-12А + ПОУ	54,2 + 11 + 11,25 + 4,6	0,46	4,72	1,23	1,26	1,24
	МТЗ-142 + ПЛН-4-35	54,2 + 6,5	0,26	3,58	1,048	1,059	1,037
	МТЗ-142 + 2ПТС-6	54,2	0,4	3,84	1,015	1,16	1,26
	МТЗ-142 + КРН-5,6	54,2 + 10,68	0,25	3,58	1,048	1,061	1,072
Блокированный	МТЗ-142 + КРН-8,4	54,2 + 4,25 + 13	0,35	3,71	1,068	1,085	1,09
	МТЗ-142 + 2ПТС-4	54,2	0,4	4,98	1,15	1,42	1,50
	МТЗ-142 + КФ-5,4 + ССТ-КА-ПОУ	54,2 + 11 + 11,25 + 4,6	0,46	6,48	1,46	1,71	1,66
	МТЗ-142 + ПЛА-435	54,2 + 6,5	0,26	4,87	1,16	1,34	1,39
	МТЗ-142 + 2ПТС-6	54,2	0,4	5,061	1,13	1,45	1,54
	МТЗ-142 + КРН-5,6	54,2 + 10,68	0,25	4,93	1,16	1,35	1,38
	МТЗ-142 + КРН-8,4	54,2 + 4,25 + 13	0,35	5,108	1,20	1,40	1,43
Отключенный передний мост	МТЗ-142 + 2ПТС-4	54,2	0,4	4,225	1,08	1,24	1,32
	МТЗ-142 + КФ-5,4 + ССТ-12А + ПОУ	54,2 + 11 + 11,25 + 4,6	0,46	5,50	1,33	1,44	1,39
	МТЗ-142 + ПЛН-4-35	54,2 + 6,5	0,26	3,80	1,07	1,11	1,11
	МТЗ-142 + 2ПТС-6	54,2	0,4	4,43	1,08	1,31	1,42
	МТЗ-142 + КРН-5,6	54,2 + 10,68	0,25	3,82	1,08	1,11	1,11
	МТЗ-142 + КРН-8,4	54,2 + 4,25 + 13	0,35	3,98	1,10	1,14	1,13

тракторов с отключенным ПВМ и с заблокированным приводом, как видно из рис. 2, с точки зрения КПД буксования трактора выгодно перераспределять вертикальные нагрузки по мостам в сторону уменьшения нагрузки ПВМ. Ограничивающим фактором при этом является ухудшение поворачиваемости.

Поворачиваемость колесных машин принято оценивать минимальным радиусом поворота R_{\min} [3]. Однако, как показывают исследования [4, 5], этого критерия недостаточно, поскольку он не позволяет оценивать с достаточной точностью размеры разворотной полосы и продолжительность поворота трактора. Поэтому для оценки поворачиваемости трактора, кроме минимального радиуса поворота, использовались безразмерные коэффициенты K_x , K_y и K_z , равные отношению действительных значений ширины разворотной полосы, ширины и продолжительности поворота трактора к соответствующим теоретическим значениям, полученным без учета буксований колес и бокового увода трактора. Чем ближе коэффициент к единице, тем более полно используются потенциальные возможности трактора по поворачиваемости.

Результаты расчетов параметров поворота тракторов с рассмотренными типами межосевого привода при их агрегатировании с различными навесными и прицепными орудиями приведены в табл. 1. Они показывают, что наилучшими и наиболее близкими к теоретическим параметрам поворота обладает трактор с дифференциальным межосевым приводом, при этом в зависимости от состава МТА он превосходит трактор с отключенным ПВМ по минимальному радиусу поворота на 6...16 %, по размерам разворотной полосы — на 5...18 % и по продолжительности поворота — на 3... 13 %. Наихудшими параметрами поворота обладает трактор с заблокированным межосевым приводом. Он уступает трактору с дифференциальным приводом по параметрам поворота на 20...30 %.

Таким образом, результаты исследований тягово-сцепных свойств и поворачиваемости тракторов с различными типами межосевого привода показали, что при прямолинейном движении и на повороте с различными навесными и прицепными орудиями по КПД буксования и по параметрам поворота трактор с дифференциальным межосевым приводом превосходит тракторы с другими типами межосевого привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Б а е в В.С. Расчет затрат мощности на буксование трактора типа 4К4 на повороте // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов—Мн., 1987. — Вып. 2. С. 53—56.
2. Г у с ь к о в В.В. Тракторы: Теория. — Мн., 1977. — Ч. II.
3. Ф а р о б и н Я.Е. Теория поворота транспортных машин. — М., 1970.
4. К исследованию влияния типа межосевого привода на поворотливость трактора / А.Т.. Скойбеда, А.А.Шавель, Ю.Е.Атаманов, В.В.Яцкевич // Тракторы и сельхозмашины. — 1983. — № 5. — С. 5—6.
5. С к о й б е д а А.Т., Ш а в е л ь А.А., Я ц к о в с к и й В.М. К исследованию влияния схемы привода колес на поворотливость трактора и МТА // Тракторы и сельхозмашины. — 1983. — № 6. — С. 9—11.

ВЫБОР РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ВОДИТЕЛЬ—СИДЕНЬЕ

При расчетах характеристик колебаний динамической системы водитель—сиденье применяются различные расчетные схемы: от простейшей одномассовой до плоских и пространственных многомассовых с постоянными или изменяющимися в зависимости от нагрузок, действующих на водителя, параметрами. По одномассовой расчетной схеме тело водителя рассматривается как твердое, а массы его и сиденья как единая. Одномассовая модель сравнивалась с плоской трехмассовой, в которой учитываются упругодемпфирующие свойства подушки сиденья и тело водителя рассматривается как линейная двухмассовая колебательная подсистема с постоянными параметрами. К нижней массе относится масса таза и ног, к верхней — масса груди, плеч, рук и головы. Как указывается в работе [1], расчетные амплитудно-частотные характеристики данной биодинамической модели согласуются с экспериментальными.

Сравнительный анализ моделей системы водитель—сиденье был выполнен при проведении расчетов колебаний колесного трактора класса 5. Расчетная схема трактора и его параметры приведены в работе [2]. Расчеты проводились для трех значений массы водителя: 60, 90 и 120 кг. При массе водителя 90 кг расчеты проводились при различных характеристиках колебаний пола кабины (путем изменения параметров подвески переднего моста трактора) и изменении упругих и демпфирующих параметров подвески сиденья, подушки и тела водителя. Значения параметров рассматриваемых расчетных схем для различных вариантов расчета приведены в табл.1: m_B — масса водителя; m'_B — масса водителя, приходящаяся на сиденье (по ГОСТ 25571—82 составляет 0,71 его полной массы); m_c — масса поддрессоренной части сиденья; m_1 — масса, непосредственно воспринимаемая упругим элементом подвески сиденья (для одномассовой расчетной схемы $m_1 = m_c + m'_B$, для трехмассовой $m_1 = m_c$); m_2 — масса нижней части тела водителя; m_3 — масса верхней части тела водителя; c_1 — жесткость подвески сиденья; k_1 — коэффициент сопротивления амортизатора подвески сиденья; c_2 — жесткость подушки сиденья; k_2 — коэффициент сопротивления подушки; c_3 — жесткость тела водителя; k_3 — коэффициент сопротивления тела водителя.

Значения параметров m_2, m_3, c_2, k_2, c_3 и k_3 взяты из работ [3, 4]. В вариантах 1—6 и 9 жесткость рессоры подвески переднего моста трактора равнялась 150 кН/м, в вариантах 7 и 8 550 кН/м (соответствует жесткости рессоры трактора К-701М). Все расчеты выполнены при моделировании движения трактора по грунтовой дороге, имеющей среднеквадратическую высоту неровностей 2,12 см, со скоростью 6 м/с.

Результаты расчетов приведены в табл. 2: $\sigma_{z_n}^2, \sigma_{z_1}^2, \sigma_{z_2}^2$ — среднеквадратические значения вертикальных ускорений соответственно на полу кабины, сиденья (массы m_1) и на сиденье (массы m_2); $\sigma_{y_1}^2(1), \sigma_{y_1}^2(2), \sigma_{y_1}^2(4), \sigma_{y_1}^2(8)$ —

Табл. 1. Параметры расчетных схем динамической системы водитель—сиденье

Номер варианта	m_B , кг	m'_B , кг	m_C , кг	m_1 , кг	m_2 , кг	m_3 , кг	c_1 , кН/м	k_1 , кН·с/м	c_2 , кН/м	k_2 , кН·с/м	c_3 , кН/м	k_3 , кН·с/м
1	60	43	20	63	—	—	3	0,5	—	—	—	—
2	60	43	20	20	23	20	3	0,5	40	0,4	16,8	0,24
3	90	64	20	84	—	—	3	0,5	—	—	—	—
4	90	64	20	20	34	30	3	0,5	40	0,4	25,0	0,36
5	120	85	20	105	—	—	3	0,5	—	—	—	—
6	120	85	20	20	45	40	3	0,5	40	0,4	33,6	0,48
7	90	64	20	84	—	—	6	2,5	—	—	—	—
8	90	64	20	20	34	30	6	2,4	40	0,4	25,0	0,36
9	90	64	20	20	34	30	3	0,5	15	0,3	25,0	0,36
10	90	64	20	20	34	30	2	0,5	30	0,37	25,0	0,36
11	90	64	20	20	34	30	2	0,5	40	0,4	25,0	0,36
12	90	64	20	20	34	30	2	0,5	90	0,91	25,0	0,36
13	90	64	20	20	34	30	2	0,5	90	0,37	75,0	0,36

Табл. 2. Характеристики колебаний системы водитель—сиденье

Номер вариан- та	σ_{z_n} , м/с ²	σ_{z_1} (1), м/с ²	σ_{z_1} (2), м/с ²	σ_{z_1} (4), м/с ²	σ_{z_1} (8), м/с ²	σ_{z_1} , м/с ²	σ_{z_2} (1), м/с ²	σ_{z_2} (2), м/с ²	σ_{z_2} (4), м/с ²	σ_{z_2} (8), м/с ²	σ_{z_2} , м/с ²	σ_{f_1} , см
1	2,56	1,14	1,15	0,68	0,01	1,78	—	—	—	—	—	1,98
2	2,58	1,11	1,02	0,38	0,03	1,59	1,19	1,17	0,56	0,02	1,79	2,05
3	2,56	1,03	0,94	0,51	0,01	1,51	—	—	—	—	—	2,32
4	2,58	0,95	0,76	0,36	0,05	1,32	1,06	0,93	0,40	0,01	1,50	2,37
5	2,56	0,89	0,77	0,41	0,01	1,28	—	—	—	—	—	2,50
6	2,58	0,78	0,57	0,38	0,08	1,10	0,89	0,75	0,32	0,01	1,25	2,51
7	4,01	1,40	2,96	1,47	0,27	3,70	—	—	—	—	—	1,65
8	4,03	1,40	2,81	1,06	0,84	3,60	1,61	3,55	1,32	0,21	4,18	1,88
9	2,58	0,82	0,55	0,90	0,09	1,40	1,10	0,94	0,35	0,01	1,53	2,34
10	3,97	0,77	1,45	0,46	0,30	1,78	0,93	1,89	0,36	0,05	2,15	3,51
11	3,97	0,80	1,53	0,33	0,28	1,83	0,92	1,86	0,36	0,08	2,13	3,51
12	3,97	0,84	1,67	0,24	0,15	1,92	0,89	1,82	0,34	0,09	2,07	3,49
13	3,97	0,86	1,73	0,27	0,21	1,97	0,91	1,88	0,46	0,04	2,15	3,49

среднеквадратические значения вертикальных ускорений сиденья в октавных полосах частот со среднегеометрическими значениями частот 1, 2, 4 и 8 Гц; $\sigma_{z_2}^2(1)$, $\sigma_{z_2}^2(2)$, $\sigma_{z_2}^2(4)$, $\sigma_{z_2}^2(8)$ — то же на сиденье водителя; σ_{f_1} — среднеквадратическое значение деформации подвески сиденья.

При расчетах подвесок сидений основными оценочными критериями являются среднеквадратические значения вертикальных ускорений на сиденье водителя в октавных полосах частот (допустимые значения по ГОСТ 12.2.019—86) и размах деформации подвески сиденья (максимальное значение по ГОСТ 20062—81). Сравнительный анализ двух расчетных схем системы водитель—сиденье был проведен по указанным критериям. Оценка размаха деформации проводилась по среднеквадратическому значению σ_{f_1} . Сравнение вариантов 1 и 2, 3 и 4, 5 и 6 показывает, что среднеквадратические значения ускорений на сиденье водителя в первой и второй октавных полосах частот и деформации подвески сиденья отличаются незначительно (ускорения до 5 %, деформация до 4 %), в третьей октаве на 17...20 % меньше при расчете по трехмассовой модели. Учитывая, что максимум энергии колебаний приходится на первую и вторую октавные полосы частот, а в третьей среднеквадратические значения в большинстве случаев не превышают допустимые, можно утверждать, что несоответствие результатов в третьей октаве не приведет к ошибке при выборе наилучшего варианта подвески сиденья при использовании одномассовой расчетной схемы. Значения $\sigma_{z_1}^2(8)$ и $\sigma_{z_2}^2(8)$ в 5 и более раз меньше допустимых ($0,25 \text{ м/с}^2$). Изменение параметров упругости и демпфирования подушки и тела водителя не приводит к существенному изменению оценочных критериев (варианты 4 и 9, 10—13). При увеличении уровня колебаний пола кабины разница результатов расчетов составила 10...20 % (варианты 7 и 8). При этом размахи деформации подушки и тела водителя составили 5 см. При проведении расчетов с введением ограничений на эти параметры колебаний разница результатов — не более 7 %.

На основании изложенного был сделан вывод о допустимости использования одномассовой расчетной схемы системы водитель — сиденье при выборе лучшего варианта подвески сиденья и оценки вибронегруженности водителя в вертикальном направлении. Это позволит сократить затраты машинного времени, особенно при использовании вычислительных машин с небольшим быстродействием.

ЛИТЕРАТУРА

1. Динамика системы дорога — шина — автомобиль — водитель / Под ред. А.А.Хачатурова. — М., 1976.
2. Бойков В.П. Влияние массы водителя на характеристики колебаний сиденья // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Мн., 1987. — Вып. 2. — С. 56—60.
3. Гришкевич А.И., Ломако Д.М., Беляев В.М. Подвеска. — Мн., 1978.
4. Михайлов В.Г. Исследование системы поддрессирования сиденья водителя грузового автомобиля: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Мн., 1982.

СИНТЕЗ ХАРАКТЕРИСТИК МЕЖКОЛЕСНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ ВНЕДОРОЖНЫХ МАШИН

Для повышения тягово-цепных свойств колесных тракторов, машин высокой проходимости, ковшовых погрузчиков и другой внедорожной техники широко применяется привод на все колеса.

Однако переход на полноприводные схемы трансмиссий не исчерпывает возможности повышения тягово-цепных свойств таких машин. Для этой цели в последние годы стали широко применять межколесные дифференциалы повышенного трения, автоматически блокируемые дифференциалы и др. Эти механизмы, как показывают исследования и опыт эксплуатации, при правильном выборе характеристик блокирующих свойств позволяют существенно повысить тягово-цепные свойства машин, не оказывая отрицательного влияния на их поворачиваемость и нагрузочный режим трансмиссии.

В результате исследований конструкций дифференциалов были выявлены различные характеристики их блокирующих свойств [1]. Это объясняется сложившимися традициями конструирования и опытом конструктора, основывающегося на знании особенностей эксплуатации машины, для которой проектируется дифференциал.

Метод, позволяющий объективно подойти к обоснованию характеристик межколесных дифференциалов для внедорожных машин различного назначения и тем более для разных ведущих мостов одной полноприводной машины, в литературе еще не рассматривался.

В данной статье предлагается использовать метод синтеза, позволяющий получить характеристики межколесных дифференциалов, обеспечивающих максимально высокие тягово-цепные свойства внедорожных машин в основных условиях их эксплуатации. Метод основан на определении таких оптимальных законов распределения касательных сил тяги между колесами каждого из мостов, при которых тягово-цепные свойства машины максимальны. Определив эти законы, можно разработать или подобрать из имеющихся такие дифференциалы, характеристики блокирующих свойств которых обеспечивают полученные или близкие к ним значения касательных сил тяги колес.

Рассмотрим использование метода синтеза для определения характеристик межколесных дифференциалов внедорожных машин с блокированным межосевым приводом.

Из уравнения прямолинейного движения машины выразим суммарную касательную силу тяги $F_{\kappa\Sigma}$, необходимую для движения,

$$F_{\kappa\Sigma} = \sum_{i=1}^n F_{\kappa i}^{(n)} = \sum_{i=1}^m F_{f i}^{(n)} + F_{\kappa p} + \sum_{j=1}^l F_j, \quad (1)$$

где $\sum_{i=1}^n F_{\kappa i}^{(n)}$, $\sum_{i=1}^m F_{f i}^{(n)}$ — суммы касательных сил тяги и сил сопротивления

качению колес; n — количество ведущих мостов; m — общее количество ведущих и ведомых мостов (для полноприводных машин $n = m$); один и два штриха обозначают колеса i -го моста соответственно с худшими и лучшими сцепными условиями; $F_{кр}$ — крюковая нагрузка; $\sum_{j=1}^l F_j$ — алгебраическая сумма

проекции сил на продольную ось машины (сила инерции, продольная составляющая веса при движении на подъем, сопротивление воздуха и т.д.).

Касательная сила тяги колеса F_k связана с его буксованием δ зависимостью, вид которой определяется свойствами шин и грунта. В общем случае эту зависимость можно обозначить $F_k = f(\delta)$. Тогда уравнение (1) примет вид

$$\sum_{i=1}^n f_i'(\delta_i') (\delta_i') = F_{к\Sigma} \quad (2)$$

Для обеспечения высоких тягово-сцепных свойств машины межколесные дифференциалы должны блокировать колеса моста, т.е. обеспечивать равенство их буксований:

$$\delta_i' = \delta_i'' = \delta_i,$$

где δ_i — буксование, отнесенное к центру i -го моста.

С учетом последнего равенства уравнение (2) примет вид

$$\sum_{i=1}^n f_i''(\delta_i) = F_{к\Sigma} \quad (3)$$

При заблокированном межосевом приводе буксование δ_i i -го моста связано с буксованием машины δ_a и кинематическим несоответствием m_{ni} этого же моста зависимостью [1]

$$\delta_i = m_{ni} + (1 - m_{ni}) \delta_a,$$

с учетом которой уравнение (3) окончательно примет вид

$$\sum_{i=1}^n f_i''(m_{ni} + (1 - m_{ni}) \delta_a) = F_{к\Sigma} \quad (4)$$

В случае, например, экспоненциальной зависимости между касательной силой тяги колеса и его буксованием уравнение (4) можно записать в виде

$$\sum_{i=1}^n F_{zi}'' \varphi_i'' \{1 - \exp\{-k_i'' [m_{ni} + (1 - m_{ni}) \delta_a]\}\} - F_{к\Sigma} = 0,$$

или

$$\delta_a = -\frac{m_{n1}}{1 - m_{n1}} - \frac{1}{k_1''(1 - m_{n1})} \ln\left(1 - \frac{F_{к\Sigma} - A}{F_{z1}' \varphi_1'}\right), \quad (5)$$

где

$$A = F_{z1}'' \varphi_1'' \left\{ 1 - \exp \left\{ -k_1'' [m_{n1} + (1 - m_{n1}) \delta_a] \right\} \right\} + \\ + \sum_{i=2}^n F_{zi}^{('')} \varphi_i^{('')} \left\{ 1 - \exp \left\{ -k_i^{('')} [m_{ni} + (1 - m_{ni}) \delta_a] \right\} \right\},$$

$F_{zi}^{('')}$ — нормальная реакция колеса; $\varphi_i^{('')}, k_i^{('')}$ — эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств шин и грунта.

Полученное уравнение (4) и его частные преобразования (5) при известных значениях $m_{ni}, F_{zi}^{('')}$ и $F_{\kappa\Sigma}$ могут быть решены относительно δ_a с использованием ЭВМ. Затем по приведенным выше зависимостям рассчитываются буксования колес δ_i и их касательные силы тяги $F_{ki}^{('')}$. Полученные таким образом значения $F_{ki}^{('')}$ обеспечивают максимальные тягово-сцепные свойства машины.

Для характеристики распределения касательных сил тяги между колесами отдельных мостов введем коэффициенты

$$K_{pi} = \frac{F_{ki}''}{F_{ki}'} \quad \text{или} \quad K_{pi}'' = \frac{F_{ki}''}{F_{ki}'' + F_{ki}'} \quad \text{и} \quad K_{pi}' = \frac{F_{ki}'}{F_{ki}'' + F_{ki}'},$$

Коэффициенты распределения касательных сил тяги позволяют синтезировать оптимальные характеристики блокирующих свойств межколесных дифференциалов. Так, в частности, при установке в ведущие мосты дифференциалов повышенного трения их коэффициенты блокировки $K_{di} = F_{ki}''/F_{ki}'$ должны соответствовать коэффициентам распределения касательных сил тяги K_{pi} .

В качестве примера ниже определяются оптимальные характеристики межколесных дифференциалов повышенного трения одноковшового погрузчика 4К4 с заблокированным межосевым приводом. Эти характеристики определялись для процесса набора материалов в ковш, как наиболее энергоемкой составляющей рабочего цикла погрузчика, требующей повышенных тягово-сцепных свойств. При этом в уравнение (5) подставлялись соответствующие значения $F_{zi}^{(')}$, сопротивления грунта перемещению ковша, силы инерции F_j .

При введении в расчет силы инерции и ее изменении уравнения (4) и (5) решаются с учетом последовательного уточнения \bar{F}_j на каждом расчетном шаге времени τ .

На рис. 1 приведены кривые изменения крутящих моментов M_{01} и M_{02} на корпусах межколесных дифференциалов и коэффициентов K_{p1} и K_{p2} распределения касательных сил тяги между колесами каждого моста при боковом крене погрузчика 5° и на горизонтальной поверхности при неравных сцепных условиях колес левого и правого бортов. Значения M_{01} и M_{02} определялись по рассчитанным касательным силам тяги колес, их радиусам качения в ведомом режиме и передаточному числу колесной передачи.

Как видно из рис. 1, распределение касательных сил тяги между колесами каждого из мостов наиболее стабильно на горизонтальной поверхности. При работе с боковым креном K_{p1} более стабилен, а K_{p2} существенно изме-

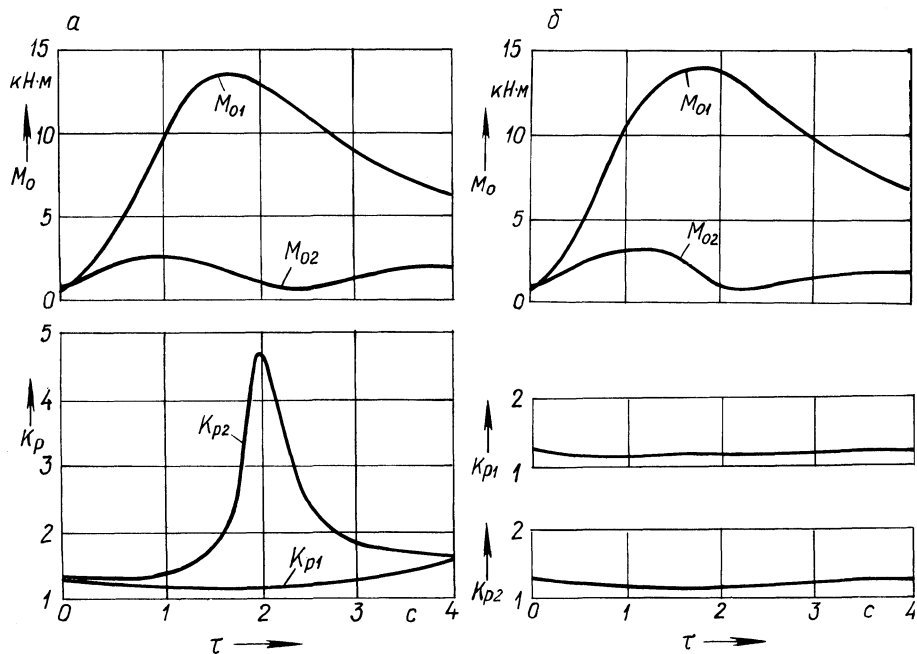


Рис. 1. Крутящие моменты на корпусах дифференциалов и коэффициенты распределения касательных сил тяги между колесами каждого моста погрузчика: а — при поперечном крене 5° ; б — на горизонтальной поверхности и неодинаковы сцепных условиях колес левого и правого бортов

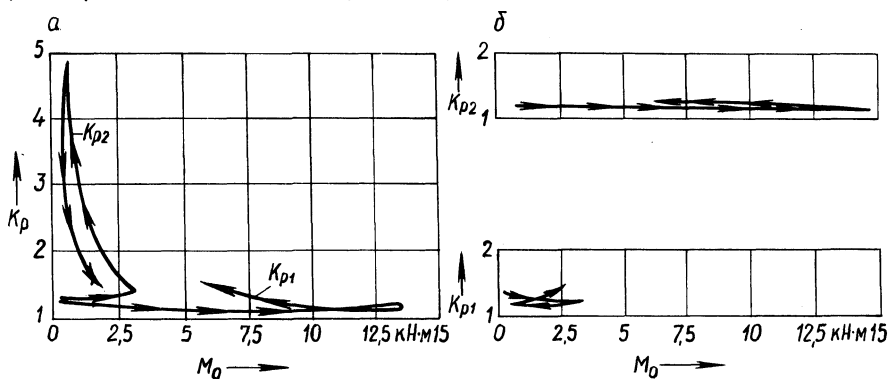


Рис. 2. Зависимость коэффициентов распределения касательных сил тяги между колесами каждого моста от крутящего момента на корпусе дифференциала: а, б — см. пояснения к рис. 1

няется. При этом наибольшее значение K_{p2} имеет место при наименьшем значении тяговой нагрузки заднего моста.

Как показали исследования [1], при разработке дифференциалов повышенного трения целесообразно связывать коэффициент блокировки с

крутящим моментом на корпусе механизма M_{0i} (рис. 2, стрелками показано изменение коэффициентов K_{p1} и K_{p2} при изменении моментов M_{01} и M_{02}).

Анализ полученных зависимостей показывает, что для обеспечения высоких тягово-сцепных свойств погрузчика в передний мост должен быть установлен дифференциал с постоянным коэффициентом блокировки, а в задний мост — дифференциал с убывающим трением, коэффициент блокировки которого уменьшается с ростом крутящего момента M_0 .

Таким образом, разработанный метод синтеза позволяет в процессе проектирования межколесных дифференциалов обосновать характеристики их блокирующих свойств, обеспечивающие высокие тягово-сцепные свойства машины. В отдельных случаях численные значения характеристик блокирующих свойств могут быть затем уточнены при исследовании поворачиваемости машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев А.Ф., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин. — М., 1987.

УДК 629.114.2

В.С.ВОЙТЕШОНОК

РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА ДЛЯ ПОЛНОПРИВОДНЫХ ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ"

В колесных машинах типа 4К4, например в тракторах "Беларусь", для автоматического отключения переднего моста с помощью муфты свободного хода (МСХ) используется конструктивное кинематическое несоответствие 5...8 %, которое сохраняется у существующих конструкций при блокировании МСХ. Однако наиболее экономичным является выполнение полевых работ при отсутствии кинематического несоответствия [1].

На рис. 1 приведена конструктивная схема раздаточной коробки, обеспечивающей расчетное кинематическое несоответствие при включенной МСХ и отсутствие его при блокировании МСХ [2].

В корпусе раздаточной коробки установлен вал 1, к фланцу которого подсоединяется карданный привод переднего моста. На валу 1 размещены зубчатая полумуфта 5 с двумя венцами, а также МСХ, включающая внутреннюю обойму 2, установленную на подшипнике скольжения, заклинивающие ролики и наружную обойму 3. Полумуфта 5 может занимать три положения на шлицевой части вала 1, среднее из которых показано на рисунке. В этом положении меньший венец полумуфты 5 входит в зацепление с зубчатой полумуфтой внутренней обоймы 2, связывая МСХ с валом.

На наружной обойме 3 установлена с возможностью вращения шестерня 7, жестко связанная с зубчатой полумуфтой 6. С этой полумуфтой может входить в зацепление большой венец зубчатой полумуфты 5. Наружная обой-

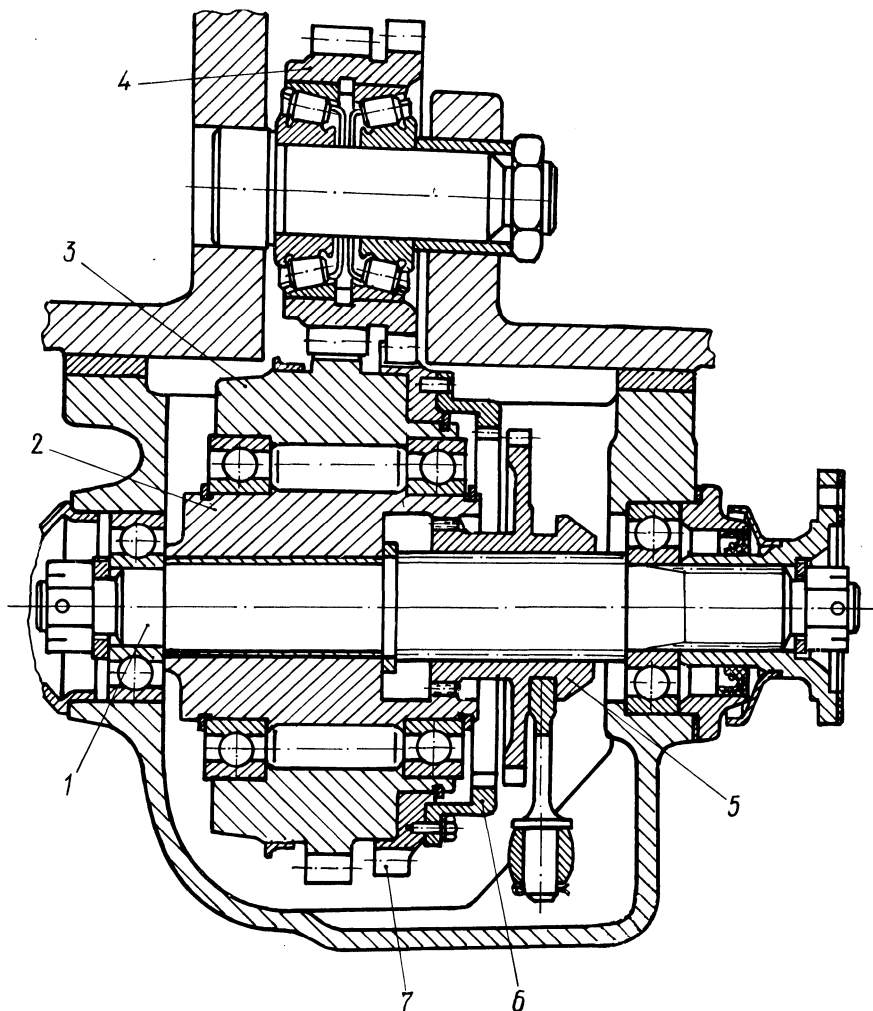


Рис. 1. Конструктивная схема раздаточной коробки

ма 3 МСХ и шестерня 7 входят в зацепление с шестерней 4, имеющей два зубчатых венца с различными числами зубьев и связанной с коробкой передач.

В режимах принудительного отключения, а также включения переднего моста через муфту свободного хода (положение деталей, обеспечивающее последний режим, показано на рис. 1) данная раздаточная коробка работает так же, как и серийная.

При включении переднего моста принудительно зубчатая полу муфта 5 перемещается в крайнее левое положение. При этом она выходит из зацепления с внутренней обоймой 2 и входит в зацепление с полу муфтой 6 шестерни 7. Крутящий момент от коробки передач на вал 1 передается посредством шестерен 4 и 7, образующих дополнительный по отношению к паре шестерня

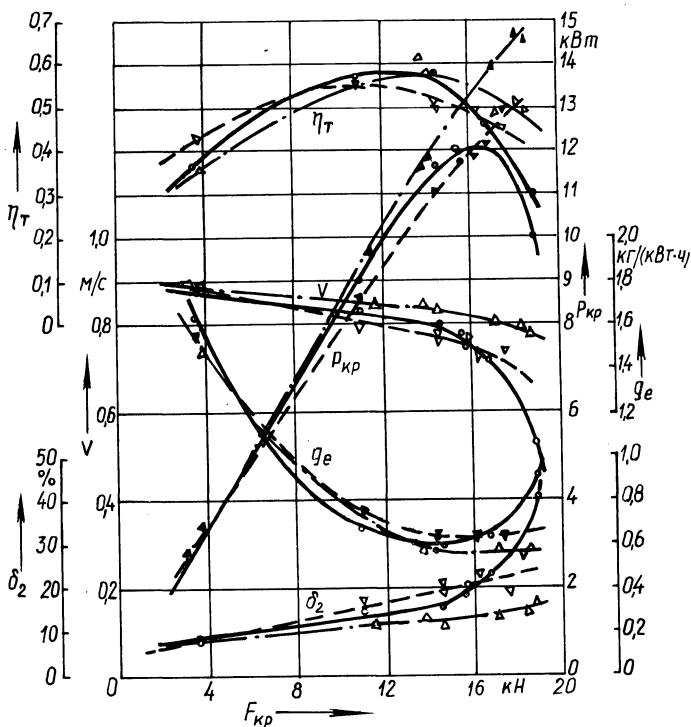


Рис. 2. Тяговая характеристика трактора:
 почвенный фон — поле после уборки картофеля; —○— 4К2, —▽— 4К4 (МСХ),
 —△— 4К4 (принуд.), $F_{кр}$ — крюковое усилие; δ_2 — буксование задних колес;
 g_e — удельный расход топлива; v — скорость; $P_{кр}$ — крюковая мощность; η_t — тяговый
 КПД

4 — наружная обойма 3 редуктор, который обеспечивает конструктивное кинематическое несоответствие, равное нулю.

Новая раздаточная коробка была изготовлена и подвергнута экспериментальным исследованиям. Расход топлива трактора с такой раздаточной коробкой при движении по полю после уборки картофеля с принудительно включенным передним мостом уменьшился на 2...3 %, а минимальный радиус поворота — на 0,2 м.

На рис. 2 приведена тяговая характеристика трактора для разных режимов включения переднего моста. Она также свидетельствует о преимуществе новой раздаточной коробки. Из графика видно более благоприятное протекание кривых буксования, скорости движения, удельного расхода топлива, крюковой мощности в случае принудительного включения переднего моста. На графике нанесены также кривые указанных параметров для случая, когда трактор работает в режиме 4К2.

Разработанная раздаточная коробка взаимозаменяема с серийной при условии, что в трансмиссии установлена двухвенцовая шестерня 7. Применение этой раздаточной коробки более эффективно на горных модификациях

тракторов "Беларусь", у которых из соображений безопасности при работе на склонах передний мост должен быть включен постоянно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лефаров А.Х., Войтешонок В.С. Об улучшении экономичности тракторов "Беларусь" типа 4К4 // Автотракторостроение. — Мн., 1985. — Вып. 20. — С. 79–82.
2. А.с. 1273275 (СССР). Устройство для привода дополнительного ведущего моста трактора.

УДК 621.372:629.114.2.012.111

А.К.ГЕРАСИМОВИЧ

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ БОКОВОГО ЗАЗОРА В ВЕРХНЕЙ КОНИЧЕСКОЙ ПАРЕ ПЕРЕДНЕГО ВЕДУЩЕГО МОСТА ТРАКТОРА

При эксплуатации тракторов "Беларусь" в ряде случаев выходят из строя зубчатые колеса верхней конической пары колесного редуктора переднего ведущего моста. Наблюдается поломка зубьев полуоси и вертикального вала, выкрошивание зубьев, их предельный износ. Работоспособность деталей трансмиссии и ходовой системы зависит от действующих на них нагрузок. Повышенная энергонасыщенность позволяет трактору работать с большими тяговыми усилиями в зоне высоких рабочих скоростей. Однако повышение скорости движения трактора и тягового усилия ведет к увеличению амплитуды колебания нагрузок, действующих на ходовую систему [1]. Силы и моменты, действующие на зубчатые колеса и корпусные детали, определяются типом агрегируемой сельскохозяйственной машины, технологическим режимом, почвенным фоном и другими факторами. В некоторых случаях указанные выше причины могут вызвать нагрузки на детали, значительно превосходящие средние эксплуатационные. Коэффициент динамичности $k_d = 2...2,5$ [2].

Вертикальная нагрузка, действующая на переднее колесо, вызывает изгибную деформацию корпуса верхней конической пары колесного редуктора переднего ведущего моста. Деформация происходит в сечении корпуса, где момент сопротивления изгибу наименьший. Таким является сечение $B-B$ (рис. 1). Для определения координат центра тяжести сечения (положения нейтральной оси) были рассчитаны инерционные характеристики сечения $B-B$. Расчеты показали, что центр тяжести сечения (точка O) находится на расстоянии 35,3 мм от нижней кромки сечения. Через точку O проходит нейтральная ось и относительно нее при изгибе происходит перемещение деталей колесного редуктора относительно друг друга. Поворот ведомого зубчатого колеса верхней конической пары вместе с колесным редуктором ведет к уменьшению радиального и бокового зазоров. Из рис. 1 видно, что наиболее удаленной от центра O точкой ведомого зубчатого колеса является точка A . Ее перемещение при изгибе можно разложить на две взаимно перпендикулярные составляющие: h' — в радиальном направлении, h'' — в направлении вершины конусов вдоль зубьев. Изменение бокового зазора при радиальном перемещении зубчатого колеса [3]

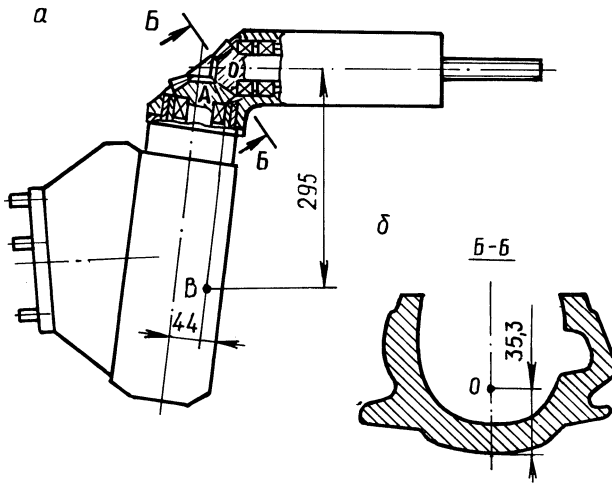


Рис. 1. Колесный редуктор переднего ведущего моста:
 а – положение сечения Б-Б; б – положение центра тяжести сечения Б-Б

$$\Delta j_n' = 2h'tg\alpha_w,$$

где α_w – угол зацепления.

Для определения изменения изменения бокового зазора при перемещении конического зубчатого колеса в направлении вершины конусов получено выражение

$$\Delta j_n'' = h''S_d/R_e,$$

где S_d – внешняя толщина зуба по делительной окружности; R_e – внешнее конусное расстояние. Суммарное изменение бокового зазора

$$\Delta j_n = \Delta j_n' + \Delta j_n''.$$

В ходе экспериментальных исследований была получена зависимость перемещения корпуса (в точке В) от вертикальной нагрузки, действующей на переднее колесо. За базу при измерении принимался рукав корпуса верхней пары. На основании этой зависимости и соотношения плеч, на которых происходят перемещения деталей верхней и конической пары (рис. 1), по приведенным выше выражениям было определено изменение бокового зазора и межосевого угла в верхней конической паре от вертикальной нагрузки (рис. 2). При вертикальной нагрузке на колесо 7 кН (у трактора МТЗ-82) боковой зазор уменьшается на 0,045 мм. Минимальный гарантированный боковой зазор в верхней конической паре равен 0,1 мм. Этот зазор выбирается при статической нагрузке на колесо 16 кН. С учетом коэффициента динамичности нагрузки, при которой полностью выбирается гарантированный зазор, уменьшается до 6,4...8 кН. При более высоких нагрузках возникает опасность заклинивания и поломки зубьев верхней конической пары из-за уменьшения бокового зазора. Увеличение вертикальной нагрузки с 7 до 20 кН

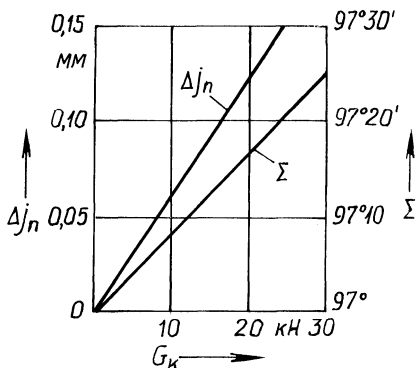


Рис. 2. Зависимость изменения бокового зазора Δj_n и межосевого угла Σ от вертикальной нагрузки на колесо G_k

вызывает увеличение межосевого угла в верхней конической передаче соответственно с 97° до $97^\circ 17'$.

Проведенный анализ показывает, что жесткость корпуса верхней конической пары переднего ведущего моста недостаточна для надежного обеспечения требуемого бокового зазора в верхней паре и ее работоспособности. Повышения жесткости можно достичь за счет изменения конфигурации сечения Б—Б и увеличения его площади, а также применения ребер жесткости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. — М., 1973.
2. Анилович В.Я., Водолаженко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. — М., 1976.
3. Л е ф а р о в А.Х. Зазоры в зацеплении цилиндрических шестерен // Автомоб. и тракт. пром-сть. — 1954. — № 6. — С. 10—14.

УДК 629.114.2-592

Г.П.ГРИБКО, В.Ю.СИДОРЕНКО,
В.З.ФУРСОВ

ОЦЕНКА СХЕМНОЙ НАДЕЖНОСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА БОЛЬШЕГРУЗНОГО ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

Для тормозной системы тракторного поезда недостаточно обладать определенной физической надежностью каждого ее элемента, поскольку ее работоспособность в значительной степени определяется схемой соединения этих элементов в системе. При расчете схемной надежности пневматического тормозного привода тракторного поезда в составе трактора "Кировец", полунавесного прицепа ЗПТС-14.5П и прицепа ЗПТС-13 на первом этапе определяется надежность привода тормозов трактора и прицепа как отдельных систем. Для расчета использовался метод структурных схем [1]. При этом предполагается, что система и ее элементы могут находиться только в работоспособном или в неработоспособном состоянии; отказы элементов независимы; все элементы системы являются одноотказными (т.е. в элементах невозможны разные отказы одновременно).

В общем случае структурная схема расчета безотказности исследуемой системы представляет собой условное изображение последовательных и параллельных соединений элементов, выражающих события безотказности их действия. Правильность составления структурной схемы проверяется принципом прохождения сигналов, который заключается в том, что сигналы в структурной схеме проходят только по исправным элементам (отказавший элемент не пропускает сигнал). Так, при последовательном соединении элементов сигнал с входа на выход системы не проходит, если откажет хотя бы один элемент. При параллельном соединении для прохождения сигнала достаточно иметь хотя бы одну исправную ветвь.

Количественно схемная надежность оценивается по критерию вероятности безотказной работы [2]. При последовательном соединении элементов вероятность безотказной работы равна произведению вероятности появления всех событий:

$$R = \prod_{i=1}^n R_i,$$

где R_i – вероятность безотказной работы i -го элемента.

Если структурная схема состоит из K параллельных цепей, в каждой из которых n элементов, вероятность безотказной работы системы определяется по зависимости

$$R = 1 - \prod_{j=1}^K \left(1 - \prod_{i=1}^n R_i \right).$$

Практика эксплуатации автомобильных и тракторных транспортных средств показывает, что наиболее уязвимыми элементами пневматических приводов являются исполнительные аппараты и участки магистралей перед ними, находящиеся в непосредственной близости от дороги. Выпускаемые серийно тракторы К-701 оборудованы одноконтурным пневмоприводом тормозов. Для перспективных тракторов К-701М разработан двухконтурный привод [3]. Поэтому для сравнительной оценки схемной надежности пневмопривод тормозов трактора будем рассматривать состоящим из подсистем 1 и 2 привода тормозов соответственно передних и задних колес. Примем условно вероятность безотказной работы для обеих подсистем $R_1 = R_2 = 0,9$ и рассмотрим основные схемы привода.

Одноконтурный пневматический тормозной привод (рис. 1, а) состоит из подсистем 1 и 2, включенных последовательно с $R_T = R_1 R_2 = 0,81$. Применение двухконтурной схемы привода (рис. 1, б) дает существенное повышение надежности, поскольку подсистемы включены параллельно, так, что $R_T = 1 - (1 - R_1)(1 - R_2) = 0,99$. Очевидный недостаток этой схемы состоит в том, что отказ одной из подсистем снижает эффективность торможения, причем в большей степени эффективность снижается при отказе подсистемы 1. Для повышения схемной надежности привода можно применить резервирование путем введения дополнительной подсистемы 1, включенной параллельно всей системе (рис. 1, в). В качестве такой подсистемы можно рассматривать пружинные энергоаккумуляторы, объединенные с тормозными камерами передней оси [4]. Надежность в этом случае определяется вероят-

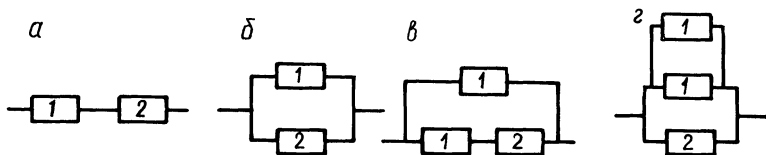


Рис. 1. Структурные схемы пневмопривода тормозов трактора

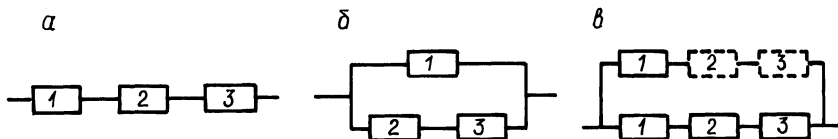


Рис. 2. Структурные схемы пневмопривода тормозов прицепа

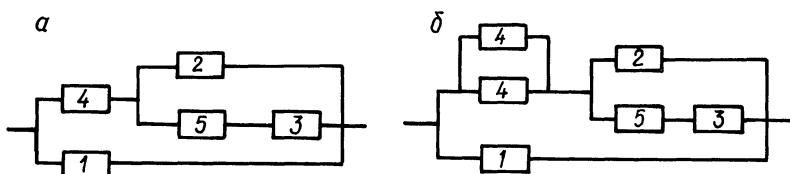


Рис. 3. Структурные схемы пневмопривода тормозов тракторного поезда

ностью безотказной работы $R_T = 1 - (1 - R_1)(1 - R_1 R_2) = 0,981$. Такая схема менее надежна по сравнению со схемой двухконтурного привода, что объясняется большим количеством подсистем. Однако данной схемой обеспечивается большая эффективность торможения, поскольку при отказе любой из основных подсистем сохраняется эффективность торможения, обеспечиваемая подсистемой 1. Разработана также схема двухконтурного пневмопривода тормозов с резервированием подсистемы 1 (рис. 1, з). Резервирование обеспечивается автоматическим срабатыванием пружинных энергоаккумуляторов при отказе переднего контура (подсистемы 1) [5]. Для данной схемы $R_T = 1 - (1 - R_1)^2(1 - R_2) = 0,999$. Последняя схема обладает наивысшей надежностью. По эффективности торможения эта схема также имеет преимущества перед другими, так как в случае отказа основной подсистемы 1 эффективность торможения не снижается, а при отказе подсистемы 2 остается на уровне, обеспечиваемом работой подсистемы 1.

Полунавесной прицеп и прицеп имеют унифицированный пневматический привод к тормозам трех осей. Поэтому ниже для краткости фигурирует понятие "пневмопривод тормозов прицепа". Прицепы, выпускаемые серийно, оборудованы одноконтурным приводом, который на структурной схеме можно представить в виде трех (по числу осей) последовательно соединенных подсистем (рис. 2, а). Вероятность безотказной работы для данного привода $R_n = R_1 R_2 R_3 = 0,729$. Для двухконтурной схемы привода (рис. 2, б) $R_n = 1 - (1 - R_1)(1 - R_2 R_3) = 0,981$. Из приведенных результатов видно, что надежность двухконтурного пневмопривода в 1,34 раза выше одноконтурного. Этой схеме привода присущ тот же недостаток, что и двухконтурной схеме пневмо-

привода тормозов трактора — снижение эффективности торможения примерно вдвое при отказе одной из подсистем.

Примение в пневмоприводе тормозов прицепа тормозных камер, совмещенных с пружинными энергоаккумуляторами, позволяет, используя разработанную схему [6], осуществить резервирование привода параллельным подключением дополнительных подсистем 1, 2 и 3 (рис. 2, в). При подключении дополнительной подсистемы 1 вероятность безотказной работы $R_n = 1 - (1 - R_1)(1 - R_1 R_2 R_3) = 0,973$, при подключении подсистем 1 и 2 соответственно $R_n = 1 - (1 - R_1 R_2)(1 - R_1 R_2 R_3) = 0,948$ и при дублировании всех подсистем $R_n = 1 - (1 - R_1 R_2 R_3)^2 = 0,926$. Отсюда следует, что с ростом числа дополнительных подсистем вероятность безотказной работы снижается. Однако при этом повышается эффективность аварийного торможения при работе резервных подсистем. Очевидно, что средние показатели по надежности и эффективности торможения будут при введении двух дополнительных подсистем 1 и 2 или 1 и 3.

Используя полученные выше результаты для пневмопривода тормозов трактора и прицепов, можно рассчитать схемную надежность пневмопривода тормозов трехзвенного тракторного поезда. Тормозные приводы трактора и прицепов на структурной схеме можно представить как подсистемы 1, 2 и 3, совместная работа которых обеспечивается подсистемами 4 и 5 (рис. 3). Последние подсистемы в реальной конструкции пневмопривода тормозов тракторного поезда представляют собой магистрали управления, соединяющие звенья поезда. Определим вероятность безотказной работы пневмопривода тормозов тракторного поезда при наименьшей и наибольшей надежности приводов трактора и прицепов, приняв $R_4 = R_5 = 0,95$. Для схемы, приведенной на рис. 3, а, будем иметь $R_{т.п} = 1 - (1 - R_1) \{ 1 - R_4 [1 - (1 - R_2) (1 - R_3 R_5)] \}$. Подставив в полученную формулу численные значения, получим $R_{т.п. \min} = 0,975$ и $R_{т.п. \max} = 0,99995$. Можно также определить возможное число отказов пневмопривода тормозов на 1000 тракторных поездов $F = (1 - R) \cdot 10^3$. В лучшем случае имеем 0,05, а в худшем 25 отказов. Необходимо отметить, что худший результат получен при использовании на всех звеньях тракторного поезда одноколесного привода без резервирования подсистем. Следовательно, такой привод не может удовлетворять существующим требованиям, так как число отказов может оказаться сопоставимым с обусловленными ими дорожно-транспортными происшествиями [2]. Если использовать схемы привода (см. рис. 2, в) на тракторе, а также на прицепах с двумя дополнительными подсистемами, получим $R_{т.п} = 0,998$, что соответствует числу возможных отказов на 1000 тракторных поездов $F = 2$. На примере схемы (см. рис. 3, б) рассмотрим влияние резервирования подсистемы 4, которое можно осуществить за счет использования в качестве резервной питающей магистрали [7]. Вероятность безотказной работы данной схемы привода $R_{т.п} = 1 - (1 - R_1) \{ 1 - [1 - (1 - R_4)^2] [1 - (1 - R_2) (1 - R_3 R_5)] \}$ = 0,9995, а возможное число отказов пневмопривода на 1000 тракторных поездов $F = 0,5$.

Сравнение надежности рассмотренных выше схем пневмопривода тормозов тракторного поезда показывает, что резервирование подсистем позволяет,

не повышая их надежности, существенно повышать вероятность безотказной работы всего привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сырицын Т.А. Надежность гидро- и пневмопривода. — М., 1981.
2. Ротенберг Р.В. Основы надежности системы водитель—автомобиль—дорога—среда. — М. 1986.
3. Сидоренко В.Ю., Грибко Г.П., Герасимович Е.Н., Алексеев В.В. Тормозная система для перспективных моделей трактора "Кировец" // Совершенствование тракт. конструкций и узлов: Тез. докл. всесоюз. науч.-техн. конф. — М. 1987. — С. 151—152.
4. А.с. 1261817 (СССР). Пневматический тормозной привод тягача.
5. А.с. 1150128 (СССР). Пневматический привод тормозов тягача.
6. А.с. 1369956 (СССР). Тормозная система прицепного транспортного средства.
7. А.с. 903236 (СССР). Двухпроводный пневматический привод тормозов автопоезда.

УДК 631.33.001

П.В.ЗЕЛЕНый, О.А.ЯКУБОВИЧ

ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ СТАБИЛИЗИРУЕМОЙ ХОДОВОЙ ЧАСТИ НА УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНЫХ ТРАКТОРАХ ПОВЫШЕННОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

Конструкции тракторов повышенной устойчивости, предназначенных для механизации сельскохозяйственных технологических процессов в сложных рельефных условиях, совершенствуются преимущественно по двум направлениям. Так, по одному из них, не связанному с существенным изменением конструкции базовой модифицируемой модели, повышается устойчивость трактора путем уширения колеи и понижения центра масс. По другому — трактор оборудуют системой стабилизации остова и ходовой части в вертикальном положении. Помимо простоты конструктивного исполнения, достоинством первого направления является сохранение возможности агрегатирования модификации трактора повышенной устойчивости с комплексом сельскохозяйственных машин и орудий, что и базовой модели этого трактора [1]. Навесная система трактора при этом не требует конструктивной доработки, поскольку остов трактора сохраняет положение, параллельное поверхности склона, т.е. такое, в каком необходимо удерживать навешиваемую машину или орудие. Недостатком первого направления модификации трактора является ухудшение агротехнической вписываемости его в междурядья пропашных культур из-за применения широкопрофильных шин меньшего, чем у базовой модели, диаметра. Кроме того, шины колес, расположенных по склону ниже, перегружаются перераспределившимся при крене весом трактора и подвержены значительному боковому уводу, усугубляемому значительным боковым сдвигом грунта.

Второе направление модификации, хотя и основано на существенном изменении конструкции базовой модели трактора, лишено упомянутых недостатков. Трактор со стабилизируемыми в вертикальном положении остовом и ходовой частью имеет повышенную устойчивость против опрокидывания, колеса его ходовой части хорошо вписываются в междурядья пропашных

культур шириной не менее 80 см, шины колес обоих бортов имеют равное нагружение, меньше уводят и сползают вниз по склону. Однако из-за поддержания остова в вертикальном положении затрудняется агрегатируемость трактора с навесными сельскохозяйственными машинами и орудиями. Для обеспечения их положения, параллельного обрабатываемой поверхности, навесная система оборудуется специальным корректирующим механизмом, который, однако, ухудшает оптимальные параметры агрегатирования с некоторыми машинами. Кроме того, при стабилизации трактора уменьшаются агротехнические просветы у расположенных выше по склону колес вследствие их перемещения вверх [2]. У трактора со стабилизацией одним бортом (при неподвижных по высоте колесах второго борта) агрегатирование с навесными сельскохозяйственными машинами и орудиями еще больше затруднено из-за повышения центра масс на склоне и продольного крена остова трактора, что требует создания корректирующего механизма для навесной системы сложной конструкции [2].

Модификации тракторов повышенной устойчивости первого направления (МТЗ-82Н, Т-40АНМ) освоены промышленностью и поступают в хозяйства с горным и пересеченным рельефом местности. Промышленное освоение тракторов второго направления модификации (МТЗ-82К, МТЗ-82ГР), несмотря на их преимущества перед модификациями первого направления, будет возможно с вводом дополнительных производственных мощностей. В настоящее время реален компромиссный вариант модификации трактора повышенной

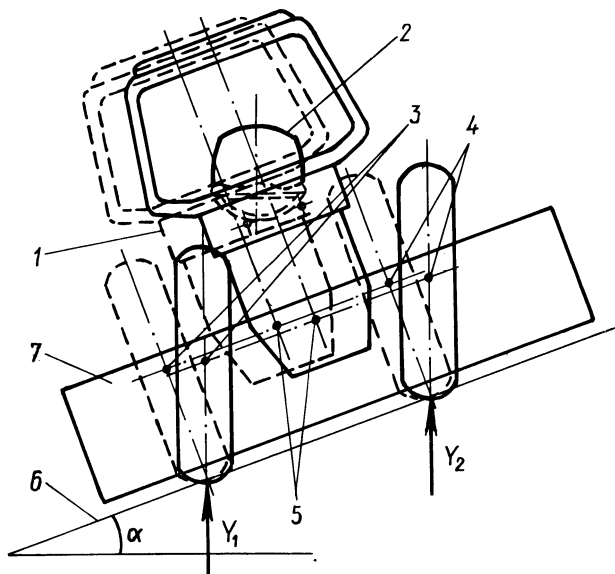


Рис. 1. Схема трактора повышенной устойчивости:

1 — остов трактора; 2 — стабилизируемое рабочее место водителя; 3, 4 — точки предпочтительного расположения осей поворота задних колес при стабилизации; 5 — точка предпочтительного расположения центра масс трактора в агрегате с машиной; б — склон; 7 — навешенная на трактор сельскохозяйственная машина

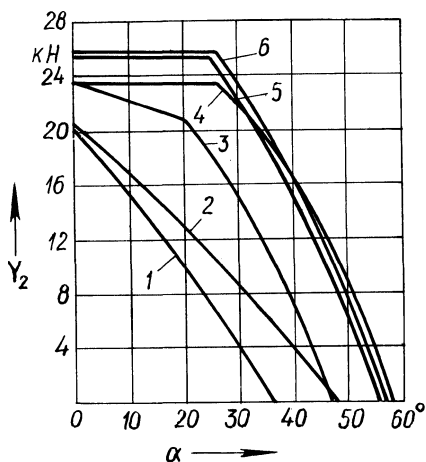


Рис. 2. Зависимость опорной реакции верхнего по склону колеса, являющейся критерием устойчивости трактора, от угла наклона опорной поверхности:

1 — равнинной базовой модели МТЗ-82; 2 — низкоклиренсной модификации МТЗ-82Н; 3 — модификации со стабилизируемой ходовой частью и масса-геометрическими параметрами базовой модели МТЗ-82; 4 — то же, но с предпочтительными масса-геометрическими параметрами (см. рис. 1); 5 — горно-равнинной модификации МТЗ-82ГР со стабилизацией одним бортом (колея 1600 мм); 6 — крутосклонной модификации МТЗ-82К

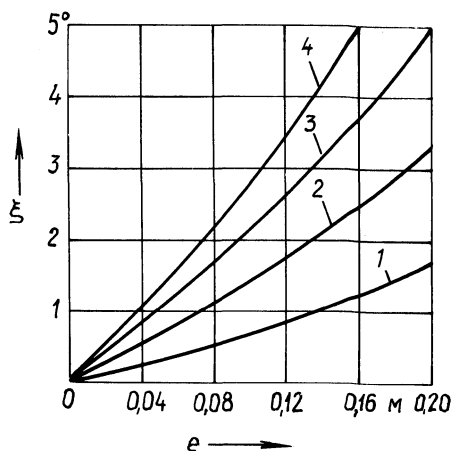
устойчивости, воплощающий преимущества обоих направлений модификации с приемлемым минимумом их недостатков.

Схема трактора повышенной устойчивости, не требующая значительной конструктивной доработки его базовой модифицируемой модели, приведена на рис. 1. Сравнительный анализ возможного варианта конструкции трактора данной схемы с крутосклонным трактором МТЗ-82К выявил, что масса дополнительно вводимых в базовую модель узлов уменьшится приблизительно на 2/3. При этом часть дополнительных узлов (передний мост) будет иметь упрощенную конструкцию, часть заменится другими, более простыми (шкворневые механизмы — взамен поворотных бортовых редукторов в заднем мосту), а часть вообще уберется (кронштейн для выноса навесной системы, механизм коррекции, удлинитель ВОМ). Трактор со стабилизируемой ходовой частью сохранит агрегатируемость со всем комплексом сельскохозяйственных машин и орудий с помощью серийной навесной системы при сохранении положения остова (преимущество первого направления модификации). Такой трактор будет иметь такую же курсовую устойчивость, как и крутосклонный, поскольку колеса его ходовой части стабилизируются в вертикальном положении на склоне. Что касается устойчивости против опрокидывания в поперечном направлении, то, как показывает сравнительный теоретический анализ (рис. 2), она значительно выше, чем у низкоклиренсного трактора МТЗ-82Н, а тем более серийного МТЗ-82.

Трактор со стабилизируемой ходовой частью уступает по устойчивости тракторам, у которых стабилизируемыми являются и ходовая часть, и остова. Однако на склонах до 20° , характерных для условий эксплуатации горных тракторов, этот недостаток незначителен, что обусловлено особенностями конструкции базовой модифицируемой модели трактора МТЗ-82 как универсально-пропашного. Благодаря значительному диаметру задних ведущих колес и восприятию ими 2/3 общей весовой нагрузки, основная доля в повышении устойчивости трактора приходится на стабилизацию ходовой части в вертикальном положении. Стабилизация же остова меньше влияет на устойчивость трактора, поскольку общая геометрическая ось задних колес про-

Рис. 3. Угол отклонения остова от параллельного поверхности склона положения в зависимости от смещения осей поворота задних колес относительно продольных плоскостей симметрии:

1 — угол склона $\alpha = 5^\circ$; 2 — $\alpha = 10^\circ$; 3 — $\alpha = 15^\circ$; 4 — $\alpha = 20^\circ$; колея — 1600 мм



ходит вблизи центра его масс. При таком относительном расположении геометрической оси задних колес и центра масс последний имеет незначительное поперечное смещение в процессе стабилизации остова трактора. Для того чтобы полностью исключить влияние стабилизации остова на устойчивость трактора, необходимо обеспечить расположение центра масс на одном уровне с упомянутой осью задних колес, например установкой на остов балластных грузов. Этому способствует также агрегатирование трактора с тяжелыми навесными машинами. При удовлетворении такого условия трактор со стабилизируемой ходовой частью будет иметь устойчивость против опрокидывания, соизмеримую с устойчивостью крутосклонных модификаций МТЗ-82К и МТЗ-82ГР (кривые 4—6 на рис. 2).

Вторым условием оптимальности конструктивной схемы трактора со стабилизируемой ходовой частью является поворот задних ведущих колес при его стабилизации относительно горизонтальных осей, расположенных в продольных плоскостях симметрии этих колес. При этом поворот колес не будет сопровождаться отклонением остова трактора и навешенной на него сельскохозяйственной машины от параллельного поверхности склона положения при стабилизации, что является необходимым для удовлетворения требований агротехники (равномерности глубины почвообработки, заделки семян и удобрений). Из компоновочных соображений возможно, однако, и смещенное расположение горизонтальных осей поворота колес.

Зависимость положения остова от смещения осей имеет близкий к прямопропорциональному характер и весьма существенна (рис. 3). Поэтому при компоновке механизмов поворота колес следует избегать значительных смещений осей, ограничиваясь диапазоном от нуля до 0,03 м при условии обеспечения допустимого отклонения навесного орудия, а следовательно, и остова трактора не более $0,6^\circ$ на склонах до 15° , осваиваемых под однолетние сельскохозяйственные культуры. При таком отклонении колебания средней глубины вспашки вспашным навесным плугом, агрегируемым с универсально-пропашным трактором, не превысят допустимых 5% [3]. Агрегатирование с навесными плугами требует соблюдения большой точности поддержания остова трактора в параллельном поверхности склона положению, по-

сколькx по ширине захвата рабочих органов они опираются не на собственную ходовую часть, а только на остов трактора.

Проанализированные условия, оговаривающие расположение центра масс трактора в агрегате с навесным орудием и расположение осей поворота задних колес при стабилизации трактора, не являются единственными при обосновании применения стабилизируемой ходовой части на универсально-пропашных тракторах повышенной устойчивости, но необходимы для достижения требуемой устойчивости трактора и его агрегатируемости в принципе. Дальнейшие исследования позволят установить влияние стабилизации ходовой части на другие характеристики трактора и агрегата в целом с учетом не только этих условий, но и особенностей взаимодействия пневматических шин колес с деформируемой поверхностью склона. Очевидно, однако, что для ряда характеристик (траекторной и курсовой устойчивости, управляемости, тягового и мощностного балансов) это влияние такое же, как и для тракторов МТЗ-82К и МТЗ-82ГР, оборудованных системой стабилизации ходовой части и остова. Вопросы обеспечения требуемых условий труда водителей тракторов, у которых стабилизируемой будет только ходовая часть, а остов и навешенная на него машина сохраняют параллельное поверхности склона положение, могут быть решены так же, как у низкоклинренного трактора МТЗ-82Н, т.е. вертикальной стабилизацией сиденья водителя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колесные тракторы для работы на склонах / П.А.Амельченко, И.П.Ксенович, В.В.Гуськов, А.И.Якубович. — М., 1978. 2. Яцкевич В.В., Зеленый П.В., Зарецкий В.П. Совершенствование крутосклонной модификации трактора "Беларусь" // Тракторы и сельхозмашины. — 1986. — № 8. — С. 14—18. 3. Фортуна В.И., Миронюк С.К. Технология механизированных сельскохозяйственных работ. — М., 1986.

УДК 631.372:629.114 -18

В.И.МИРКИТАНОВ, Г.А.ТАЯНОВСКИЙ,
В.В.ТЕЛЕНЧЕНКО

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ В БЛОКИРОВАННЫХ МЕЖОСЕВЫХ ПРИВОДАХ АКТИВНОГО ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

Дальнейшее развитие внутривозвального тракторного транспорта связано с реализацией возросших удельных мощностей (до 21...23 кВт/т) универсально-пропашных тракторов, а также с увеличением грузоподъемности тракторных поездов за счет снижения материалоемкости грузонесущей части, увеличения сцепной нагрузки и опорной площади колес движителя, комплектации многозвенных агрегатов, за счет синтеза новых конструктивных схем тракторных поездов. При этом наибольшее распространение на колесных тракторах и активных тракторных поездах на их основе находят блокированные межосевые приводы или межосевые приводы, одним из состояний которых является заблокированное.

Практический интерес представляет распределение крутящих моментов на колесах движителя тракторного поезда при наличии ведущих мостов на при-

цепе. Для определения крутящих моментов на колесах агрегата необходимы выражения, в которых будет учтено различие размеров, упругих и других характеристик ведущих колес, передаточных отношений и КПД приводов к колесам двигателя тракторного поезда. С помощью этих выражений устанавливаются рациональные параметры межосевых приводов, исключающих возможность возникновения или уменьшающих степень проявления циркуляции мощности [1]. Уменьшение циркуляции мощности благоприятно сказывается на показателях рабочего процесса транспортного агрегата: снижается нагруженность трансмиссии, изнашивание шин, расход топлива; повышается скорость движения; в некоторых случаях улучшается плавность хода тракторного поезда.

Рассмотрим активный тракторный поезд с числом m ведущих колес двигателя. Пусть размеры колес и передаточные отношения трансмиссии от двигателя трактора к ним будут различными.

При заблокированных межосевых приводах алгебраическая сумма крутящих моментов на колесах (M_i) двигателя с учетом передаточных отношений (u_i) ветвей трансмиссии равна моменту (M_0) на входном валу раздаточного устройства:

$$\frac{M_1}{u_1} + \dots + \frac{M_i}{u_i} + \dots + \frac{M_m}{u_m} = M_0. \quad (1)$$

Исследования многих авторов показывают, что целесообразными режимами работы ведущих колес на деформируемых опорных поверхностях с точки зрения энергетических потерь и повреждающего воздействия на почву являются такие, при которых работа колес описывается линейными участками базовых характеристик шин [1–3]. В этом случае изменение радиуса качения колеса (r_i) от крутящего момента подчиняется зависимости, установленной Е.А.Чудаковым,

$$r_i = r_i^0 - \lambda_i M_i, \quad (2)$$

где r_i^0 — радиус качения колеса в ведомом режиме; λ_i — коэффициент, учитывающий изменение радиуса качения от приложения крутящего момента колеса. С учетом изложенного в случае прямолинейного движения исследуемого активного тракторного поезда для колес i и j двигателя получим

$$(r_i^0 - \lambda_i M_i)/u_i = (r_j^0 - \lambda_j M_j)/u_j. \quad (3)$$

Из соотношения (3) выразим M_i через M_j :

$$M_i = \left(\frac{r_i^0}{u_i} - \frac{r_j^0}{u_j} \right) + \frac{\lambda_j}{\lambda_i} M_j \frac{u_i}{u_j}. \quad (4)$$

Подставив выражение (4) в (1), решим уравнение (1) относительно M_j :

$$M_j = \frac{u_j M_0 + \sum_{i=1, i \neq j}^m (r_j^0 u_i - r_i^0 u_j) / (u_i \lambda_i)}{1 + \sum_{i=1, i \neq j}^m \frac{1}{\lambda_i}}. \quad (5)$$

Циркулирующая в замкнутом контуре трансмиссия – ведущие колеса – дорога мощность

$$N = \sum_{i=1}^q |M_i \omega_i|, \quad (6)$$

где q – число i -х колес движителя, нагруженных отрицательным крутящим моментом M_i ; ω_i – угловая скорость i -го колеса движителя.

Из формулы (5) следует, что крутящий момент на j -м колесе движителя в конкретных дорожных условиях линейно зависит от реализуемого момента двигателя транспортного агрегата.

Для определения характера распределения крутящих моментов по колесам тракторного поезда, состоящего из универсально-пропашного трактора класса 2 и полунавесного двухосного прицепа Орского завода тракторных прицепов, который был оборудован ведущим мостом поворотной тележки с механическим приводом от синхронного BOM трактора, были проведены расчеты и натурные испытания на грунтовой дороге при различной схеме движителя.

При испытаниях тракторного поезда методом тензометрирования определялись крутящие моменты на промежуточном валу коробки передач (КП), на полуосях трактора и на карданном валу привода ведущего моста прицепа, по которым были построены характеристики $M_j(M_d)$, где M_d – момент двигателя.

На рис. 1 представлены результаты экспериментального и аналитического определения крутящих моментов в трансмиссии активного тракторного поезда при схеме движителя 4К4 + 4К2 (1110) и 4К4 + 4К0 (1100) с блокированными межосевыми связями в зависимости от крутящего момента двигателя (цифра 1 в скобках соответствует ведущему мосту агрегата, нуль – неведущему, а место цифры – порядковому номеру моста, считая от переднего моста против направления движения агрегата). Как видно из рисунка, полученное выражение (5) хорошо отражает распределение крутящих моментов в блокированной трансмиссии активного тракторного поезда.

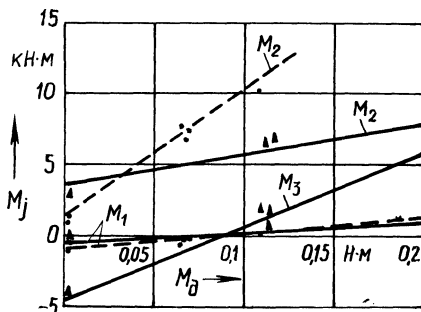
Возникновение отрицательных крутящих моментов хотя бы на одном из колес движителя, например j -м, свидетельствует о начале циркуляции мощности. В соответствии с формулой (5) это возможно при

$$-M_0 > \sum_{i=1, i \neq j}^m \frac{1}{\lambda_i} \left(\frac{r_j^0}{u_j} - \frac{r_i^0}{u_i} \right) < 0. \quad (7)$$

Таким образом, наименьшее значение момента M_0 на промежуточном валу КП, при котором исчезает явление циркуляции мощности в любом из возможных контуров циркуляции, равно наибольшему из значений M_{0j} , подсчитанных по выражению (7) для каждого j -го колеса. Значение j , соответст-

Рис. 1. Влияние момента двигателя (M_D) и схемы привода колес движителя активного тракторного поезда на распределение крутящих моментов в трансмиссии;

— двигатель по схеме 4К4+4К2 (1110); - - - - движитель по схеме 4К4+4К0 (1100);
 • ▲ — экспериментальные точки зависимости $M_j(M_D)$



вующее наименьшему значению M_{0j}' определяет колесо движителя, через которое раньше всего прекратится циркуляция мощности при возрастании момента M_0 . Из выражения (7) также следует, что чем больше кинематическое несоответствие окружных скоростей колес и жесткость контакта шина—опорная поверхность, тем больше вероятность появления циркуляции мощности.

Наибольшие значения циркулирующей мощности на одной и той же передаче КП наблюдаются на холостом ходу, например при движении накатом или в случае буксирования тракторного поезда, т.е. при $M_0 = 0$ (см. выражение (5)). При определении значений циркулирующей мощности в выражении (6) сумма вычисляется для тех колес движителя, для которых величина

$$\sum_{i=1, i \neq j}^m (r_i^0 u_j - r_j^0 u_i) / \lambda_i \text{ положительна.}$$

Из рисунка видно, что для повышения тяговых свойств тракторного поезда при конструкции, обеспечивающей только блокированное и ведомое состояния межосевых связей, целесообразно подключать дополнительные ведущие мосты не сразу и не одновременно, а только тогда, когда моменты M_j останутся положительными и после подключения дополнительного моста. Практически обеспечить такое подключение дополнительного ведущего моста в реальных конструкциях движителей можно подключением последнего при превышении буксования колес основного ведущего моста какой-то пороговой величины либо изменением в процессе движения передаточного отношения трансмиссии к колесам дополнительного ведущего моста. Наибольшее распространение получил первый путь.

Таким образом, полученные выражения позволяют расчетным путем с достаточной точностью определить распределение крутящих моментов по ветвям блокированного межосевого привода активного тракторного поезда и выбрать наиболее целесообразный закон подключения дополнительного ведущего моста.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. — М., 1981.
2. Ксеневич И.П., Скотников В.А., Ляско Н.И. Ходовая система—почва—урожай. — М., 1983.
3. Тяговые характеристики шин универсально-пропашных тракторов кл. 1,4—2 / В.П.Бойков, А.М.Кривицкий, С.И.Стригунов и др. // Тракторы и сельхозмашины. — 1988. — № 1. — С. 10—14.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ ТРАКТОРА КЛАССА 1,4

Долговечность дисков муфты сцепления (МС) трактора зависит в основном от теплового режима их работы, который определяется объемными и поверхностными температурами в процессе включения МС. К числу основных факторов, определяющих значение и характер изменения указанных температур, относятся энергетические показатели МС — работа (W) и мощность (ϕ) трения (буксования) МС за цикл включения.

В настоящей статье приводятся некоторые результаты энергетической оценки двухдисковой муфты сцепления трактора кл. 1,4, которые получены с помощью математической модели, подробно описанной в работе [1] и представляющей систему дифференциальных уравнений движения машинно-тракторного агрегата (МТА). Интегрирование уравнений осуществлялось методом Рунге—Кутта на ЭВМ ЕС 1035. В расчетах использованы параметры трактора и его узлов, содержащиеся в работе [2], а также полученные в ПО "Минский тракторный завод им. В.И.Ленина". Характеристики опорных поверхностей заимствованы из работы [3]. Время включения МС и ее коэффициент зааса принимались равными 2 и 2,75 с соответственно.

Анализ результатов расчета позволил установить следующее.

Работа буксования МС трактора класса 1,4 изменяется в широких пределах в зависимости от массы тракторного агрегата, передачи, на которой осуществляется трогание МТА, дорожного фона и др. Так, по данным табл. 1, при трогании МТА на передачах пятого диапазона на асфальте работа буксования МС увеличивается от 53,431 (одиночный трактор, первая передача) до 94,207 кДж (трактор + прицеп массой 15 т, четвертая передача). Трогание МТА на грунтовой дороге в аналогичных условиях обусловит изменение W в пределах 54,403...86,911 кДж (табл. 2). Трогание на стерне нормальной влажности трактора в агрегате с прицепами массой до 15 т возможно лишь на первой—третьей передачах пятого диапазона, при этом пределы изменения работы буксования 55,348...86,543 кДж. Использовать четвертую передачу пятого диапазона для трогания трактора с прицепом массой более 5 т на стерне и аналогичных по сцепным качествам фонах нецелесообразно из-за возможного заглохания двигателя (табл. 3).

Передачи шестого диапазона трансмиссии трактора, предназначенные для движения с большими скоростями, также мало пригодны для трогания МТА особенно на опорных поверхностях с высокими сцепными качествами (асфальт, стерня) из-за возможного заглохания двигателя. Кроме того, в тех случаях, когда трогание МТА возможно, работа буксования МС характеризуется относительно большими значениями даже для одиночного трактора (см. табл. 1—3).

Работа буксования МС зависит от характеристик опорной поверхности, на которой осуществляется трогание МТА, в частности от коэффициента со-

Табл. 1. Показатели работы МС трактора при трогании МТА на асфальте

Масса трактора и прицепа, т	Диапазон— передача	Полная работа буксования МС, кДж	Работа буксования в момент трогания МТА, кДж	Мощность трения, максимальная на одной паре, кВт	Время достижения максимальной мощности трения, с
4 + 0	5—1	53,431	1,617	15,477	0,829
4 + 5		61,749	2,342	17,069	0,881
4 + 10		66,29	2,815	18,095	0,919
4 + 15		68,851	5,387	18,688	0,928
4 + 0	5—2	58,547	1,417	16,547	0,867
4 + 5		69,643	2,081	18,347	0,926
4 + 10		75,469	2,553	19,853	0,971
4 + 15		77,764	5,105	20,349	0,974
4 + 0	5—3	62,964	1,313	17,153	0,882
4 + 5		76,063	1,956	19,396	0,99
4 + 10		81,634	2,415	20,817	1,009
4 + 15		85,499	4,052	21,774	1,016
4 + 0	5—4	69,687	1,213	18,113	0,918
4 + 5		84,543	1,855	20,882	1,021
4 + 10		90,836	2,282	22,265	1,062
4 + 15		94,297	5,137	22,987	1,074
4 + 0	6—1	79,378	1,133	19,705	0,981
4 + 5		96,013	1,757	22,414	1,106
4 + 10		Остановка двигателя			
4 + 0	6—2	89,48	1,103	21,133	1,058
4 + 5		Остановка двигателя			
4 + 0	6—3	99,296	1,183	22,476	1,106
4 + 5		Остановка двигателя			

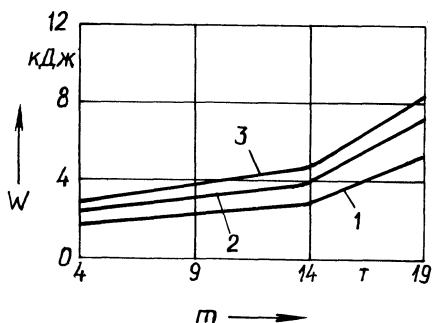


Рис. 1. Зависимость изменения работы буксования МС в момент трогания МТА (W) от массы МТА (m) (первая передача пятого диапазона):
1 — асфальт; 2 — грунтовая дорога; 3 — стерня

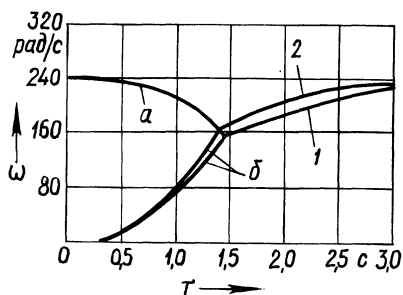


Рис. 2. Зависимость изменения угловых скоростей вала МС (a) и ведомого вала МС (b) при трогании МТА на первой передаче пятого диапазона:
1 — асфальт; 2 — грунтовая дорога

противления движению. При этом характер изменения W до начала разгона МТА не зависит от передачи и фона, на которых происходит трогание (рис. 1).

Следует отметить, что при трогании МТА на более высоких передачах при прочих равных условиях работа буксования МС до начала разгона МТА незначительно уменьшается.

Коэффициент сцепления опорной поверхности также оказывает влияние на работу буксования МС — ограничивает максимальный крутящий момент (тяговое усилие), который может быть реализован. А поскольку динамические моменты, подводимые к колесу, как правило, больше предельных по сцеплению, трогание и разгон МТА сопровождаются частичным буксованием колес, а разгон вращающихся масс трансмиссии происходит более интенсивно (рис. 2). Вследствие этого работа буксования МС при трогании и разгоне МТА на опорных поверхностях с меньшими коэффициентами сцепления снижается, несмотря на то что продолжительность буксования МС практически не изменяется в зависимости от фона (последнее утверждение не относится к фонам с очень низкими сцепными качествами, при трогании на которых продолжительность буксования МС определяется в основном инерционными ха-

Табл. 2. Показатели работы МС трактора при трогании МТА на грунтовой дороге сухой, укатанной

Масса трактора и прицепа, т	Диапазон— передача	Полная работа буксования МС, кДж	Работа буксования в момент трогания МТА, кДж	Мощность трения, максимальная на одной паре, кВт	Время достижения максимальной мощности трения, с
4 + 0	5—1	54,403	2,32	15,611	0,835
4 + 5		60,613	3,197	17,130	0,877
4 + 10		63,167	3,886	17,769	0,883
4 + 15		65,793	7,283	18,445	0,893
4 + 0	5—2	59,709	2,059	16,652	0,883
4 + 5		67,450	2,894	18,505	0,915
4 + 10		69,79	3,554	19,048	0,922
4 + 15		72,722	7,052	19,736	0,929
4 + 0	4—3	64,108	1,956	17,467	0,895
4 + 5		72,688	2,772	19,48	0,947
4 + 10		75,214	3,449	20,071	0,954
4 + 15		77,280	7,08	20,499	0,958
4 + 0	5—4	70,799	1,835	18,435	0,919
4 + 5		79,734	2,631	20,676	0,991
4 + 10		83,766	3,402	21,648	1,0
4 + 15		86,919	13,241	22,285	1,008
4 + 0	6—1	80,103	1,817	20,150	1,0
4 + 5		90,645	2,636	22,513	1,050
4 + 10		94,524	6,984	23,337	1,057
4 + 15		97,765	19,931	24,032	1,059
4 + 0	6—2	90,475	2,091	21,561	1,09
4 + 0	6—3	Остановка двигателя			

рактическими характеристиками двигателя и трансмиссии, например на дороге, покрытой льдом). Работа буксования МС при трогании МТА без пробуксовки колес на опорных поверхностях с меньшим коэффициентом сцепления может быть больше, чем при трогании МТА на поверхностях с большим коэффициентом сцепления, поскольку на последних, как правило, меньше коэффициенты сопротивления движению и, следовательно, силы сопротивления (см. табл. 1, 2 применительно к одиночному трактору).

Таким образом, работа буксования МС определяется комплексным воздействием всех факторов, в том числе массой агрегата, моментами инерции вращающихся масс, передаточным числом трансмиссии и дорожными условиями. Данное обстоятельство свидетельствует о необходимости системного подхода к энергетической оценке нагруженности МС.

К числу энергетических показателей МС относится также мощность буксования. Необходимость оценки ее максимального значения и закона изменения за цикл включения МС обусловлена тем, что указанная характеристика оказывает непосредственное влияние на формирование поверхностных температур пар трения, от которых зависит их долговечность.

Теоретический характер изменения мощности трения в процессе включения МС трактора класса 1,4 показан на рис. 3. В таблицах 1—3 приведены мак-

Табл. 3. Показатели работы МС трактора при трогании МТА на стерне нормальной влажности

Масса трактора и прицепа, т	Диапазон— передача	Полная работа буксования МС, кДж	Работа буксования в момент трогания МТА, кДж	Мощность трения, максимальная на одной паре, кВт	Время достижения максимальной мощности трения, с
4 + 0	5—1	51,348	2,815	15,717	0,836
4 + 5		63,968	3,771	17,574	0,902
4 + 10		67,515	4,671	18,381	0,923
4 + 15		70,968	8,462	19,201	0,928
4 + 0	5—2	61,38	2,529	16,828	0,895
4 + 5		71,970	3,472	18,906	0,938
4 + 10		76,757	4,373	20,141	0,978
4 + 15		79,157	8,354	20,619	0,983
4 + 0	5—3	66,404	2,415	17,701	0,905
4 + 5		78,369	3,314	19,979	1,004
4 + 10		84,732	7,399	21,565	1,017
4 + 15		86,543	8,827	21,939	1,015
4 + 0	5—4	73,965	2,35	18,698	0,919
4 + 5		87,913	3,267	21,642	1,042
4 + 10		Остановка двигателя			
4 + 0		6—1	84,587	2,493	20,482
4 + 5	Остановка двигателя				
4 + 0	6—2	96,632	6,884	22,183	1,067
4 + 5		Остановка двигателя			
4 + 0	6—3	Остановка двигателя			

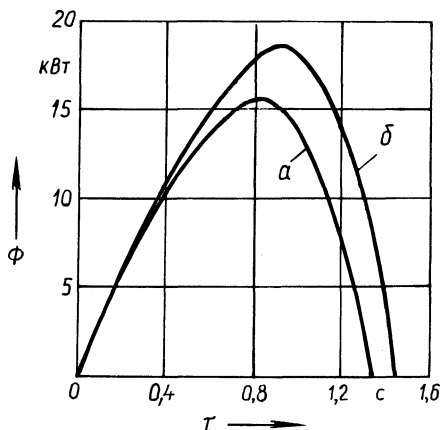


Рис. 3. Зависимость изменения мощности трения Φ в процессе включения МС при трогании одиночного трактора (а) и трактора с прицепом массой 15 т (б)

симальные значения мощности буксования на одной паре трения МС при различных передаточных числах трансмиссии и масса МТА. Анализ указанных данных показывает, что при трогании МТА на передачах пятого диапазона следует ожидать изменения максимальной мощности трения на одной фрикционной паре МС в пределах 15...22 кВт в зависимости от массы прицепной машины на любом из рассматриваемых фонов. Время достижения максимального значения Φ меняется незначительно. В частности, при трогании МТА на передачах указанного диапазона составляет 0,829...1,074 с, при этом большие значения времени соответствуют большей массе МТА и меньшим передаточным числам трансмиссии трактора. Сцепные качества опорных поверхностей на указанный параметр практически влияния не оказывают.

Таким образом, трогание трактора класса 1,4 в агрегате с прицепами массой до 15 т на передачах пятого диапазона на фонах с высокими сцепными качествами характеризуются наибольшей нагруженностью МС. При этом работа трения достигает примерно 95 кДж, а мощность буксования на одной паре трения — 15...22 кВт.

Трогание МТА на передачах шестого диапазона трактора класса 1,4 нецелесообразна из-за возможного заглохания двигателя и большой работы буксования МС, достигающей 100 кДж.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скуртул А.И., Стецко А.П., Стецко П.А. Некоторые результаты исследований работы муфт сцепления тракторов // Автотракторостроение. — Мн., 1984. — Вып. 19. — С. 88—93.
2. Экспериментальное определение моментов инерции колес тракторов / П.П.Артемов, В.П.Бойков, А.М.Кривицкий и др. // Автотракторостроение. — Мн., 1979. — Вып. 12. — С. 36—37.
3. Ш а л я г и н В.Н. Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости: Теория рабочих процессов и системное проектирование. — М., 1986.

К ВОПРОСУ О КЛАССИФИКАЦИИ МЭС

Рост мощности выпускаемых в нашей стране и за рубежом тракторов при сохранении в основном в неизменном виде способов их агрегатирования и конструктивных схем выдвигает на первый план вопрос поиска путей реализации увеличивающейся энергонасыщенности. Анализ технологий производства работ в полеводстве, требований агротехники и экологии, а также тенденций развития тракторной техники и агрегируемых с ней сельхозмашин показал, что трактор тяговой концепции в своем развитии в основном исчерпал свои возможности с точки зрения повышения производительности труда при удовлетворительном соблюдении требований экологии и агротехники [1]. Однако создание и применение колесных тракторов с числом ведущих осей более двух позволяет в некоторой степени решить этот вопрос [2]. Исследования, выполненные в НАТИ [1], показали, что дальнейшее повышение технологического уровня и надежности тракторов путем снижения металлоемкости и повышение энергонасыщенности возможно на основе реализации тягово-энергетической концепции. Мощность двигателя трактора второго поколения (тягово-энергетической концепции) даже при максимальной балластировке не может быть полностью реализована через тяговое усилие, т.е. трактор всегда будет иметь "излишнюю" мощность. Она должна реализовываться в технологическом агрегате. Таким образом, трактор второго поколения будет представлять собой мобильное энергетическое средство, расходующее часть мощности на перемещение агрегата и на привод его рабочих органов.

Работы по созданию тракторов второго поколения широко ведутся в нашей стране (НАТИ, ВИМ, ЦНИИМЭСХ, ВИСХОМ, УНИИМЭСХ, МТЗ, ХТЗСШ и др.) и за рубежом фирмами Groupe Albaret (Франция), Steyr (Австрия), ACG (ФРГ) и др. При этом используется различная терминология — мобильное энергетическое средство (МЭС), высвобождаемое энергетическое средство (ВЭС), мобильный энергетический модуль, универсальное энергетическое средство (УЭС) и др. [1–7]. Иногда отдельные из этих терминов применяют относительно сельскохозяйственного агрегата в целом [8]. Все это несколько затрудняет понимание излагаемых в работах вопросов. Определенный шаг в выработке единой терминологии дают работы И.П.Ксеновича, Г.Д.Петрова, В.В.Яцкевича и др. [1, 4–11].

Попробуем на основе имеющихся теоретических и конструкторских работ сделать обобщение существующей терминологии, отражающей новое направление в развитии тракторной техники, а также уточнить классификацию МЭС по компоновочной схеме.

В соответствии с общепринятым определением трактором называется колесный или гусеничный самоход, предназначенный для выполнения разнообразных технологических операций при помощи навесных, полунавесных и сцепных машин и орудий. Таким образом, трактор выполняет работу только в сочетании с какой-либо рабочей машиной, т.е. в составе машинно-тракторного агрегата.

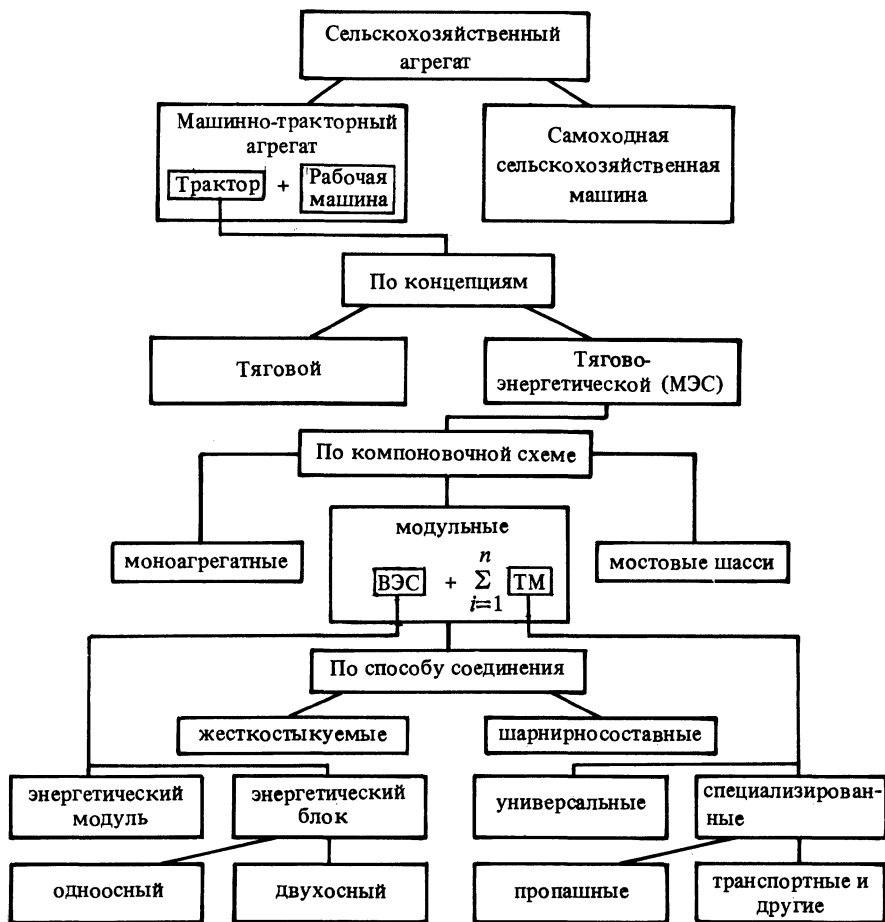
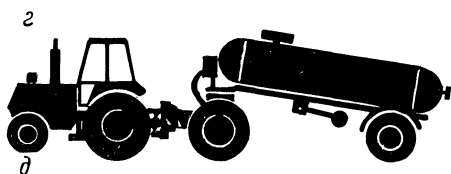
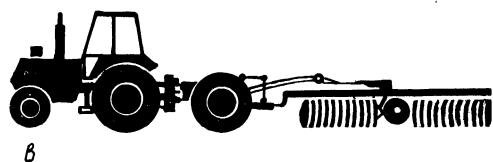


Рис. 1. Классификация МЭС

Трактора тягово-энергетической концепции полностью соответствуют общепринятому определению и только для отличия от тракторов тяговой концепции могут быть названы мобильными энергетическими средствами (МЭС). Однако и они могут выполнять работу только в составе МТА (навесного, прицепного, полунавесного). Отсюда и появившееся определение МЭС как тягового средства высокой энергонасыщенности, мощность двигателя которого не может быть полностью реализована через тяговое усилие [1].

По компоновке МЭС могут быть моноагрегатными, модульными (составными) и в виде мостовых шасси (рис. 1). У моноагрегатных МЭС "излишняя" мощность реализуется двумя способами: на привод активных органов рабочих машин; на привод активных рабочих органов и на создание дополнительного тягового усилия, за счет использования веса рабочей машины через ее активный мост комбинированно.



МЭС с пропашным модулем

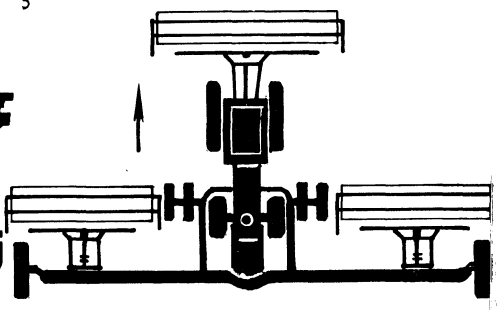
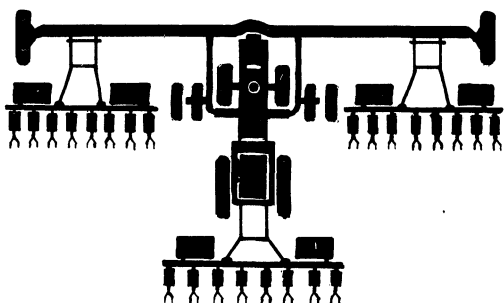
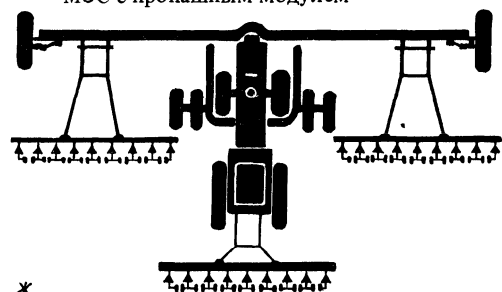


Рис. 2. Схемы агрегатирования МЭС на базе трактора Т-142:

а — МЭС с универсальным модулем с пятикорпусным плугом; б — с бороной дисковой тяжелой БДТ-7; в — с машиной для внесения органических удобрений грузоподъемностью 16 т; г — с машиной для внесения пылевидных удобрений РУП-10; д — с седельным полуприцепом (тип МАЗ-5245 грузоподъемностью 13,5 т); е — МЭС с пропашным модулем с тремя навесными культиваторами КРН-5,6; ж — с тремя навесными севлками СУПН-8; з — с тремя навесными жатками ЖВР 10-04

Модульные (составные) МЭС реализуют "излишнюю" мощность в первую очередь через дополнительное тяговое усилие, создаваемое тяговыми модулями (число их можно изменять, изменяя тем самым тяговый класс МЭС) или комбинированно через дополнительное тяговое усилие и активный привод рабочих органов машины.

Модульные МЭС состоят из двух основных частей: высвобождаемого энергетического средства (ВЭС) и технологического модуля (ТМ), который может подсоединяться к ВЭС через жесткостыкуемый или шарнирный узел [8]. В качестве ВЭС могут использоваться энергетические модули (ЭМ) и энергетические блоки (ЭБ) одноосные или двухосные жесткостыкуемые или шарнирно соединяемые с тяговым модулем. Энергетический модуль представляет собой машину, способную выполнять функцию трактора как самостоятельной транспортной и тяговой единицы. Так, например, в качестве ЭМ может быть использован моноагрегатный МЭС. ЭБ (как одноосный, так и двухосный) представляет собой агрегат, включающий двигатель, трансмиссию, ходовую часть, механизм управления и стыковочный узел, который из-за конструктивных особенностей ходовой части не может выполнять функции трактора как самостоятельной транспортной и тяговой единицы, ЭБ предназначен для энергетического обеспечения тяговых модулей и рабочей машины.

Технологический модуль — это агрегат, состоящий из ходовой части, трансмиссии, стыковочного узла и рабочего оборудования (для соединения с рабочей машиной). Он предназначен для преобразования получаемой мощности в тяговое усилие и соединения с рабочей машиной. Технологический модуль в зависимости от оснащенности рабочим оборудованием может быть универсальным и специализированным (например, пропашным и т.п.).

Мобильное энергетическое средство, создаваемое в ГСКБ МТЗ совместно с НПО НАТИ на базе тракторов класса 1,4 — 2, является трактором тягово-энергетической концепции. Он по предложенной классификации относится к модульным (составным). В качестве энергетического модуля разрабатываемого макетного образца МЭС предусмотрен энергонасыщенный универсально-пропашной трактор класса 2 (Т-142) с мощностью двигателя 110 кВт (150 л.с.).

МЭС на базе трактора Т-142 могут быть скомпонованы со следующими технологическими модулями (рис. 2) : с универсальным, позволяющим увеличить общее тяговое усилие до 30...40 кН, который может выполнять работы общего назначения (вспашку, культивацию, внесение удобрений, транспортировку и др.) с комплексом машин к трактору кл. 3 (Т-150К) ; со специализированным (пропашным) технологическим модулем, используемым для выполнения комплекса операций по возделыванию и уборке пропашных культур в составе широкозахватных агрегатов и других работ.

ЛИТЕРАТУРА

1. К с е н е в и ч И.П., К у т ь к о в Г.М. Технологические основы и техническая концепция трактора второго поколения // Тракторы и сельхозмашины. — 1982. — № 12. — С. 31—33.
2. Г о н ч а р е н к о С.В., Д о ч к и н В.Г., Ч у х ч и н Н.Ф. Теоретические исследования тягово-сцепных свойств колесных тракторов большой мощности // Тракторы и сельхозмашины. — 1980. — № 10. — С. 3—6.
3. О выборе конструктивной схемы мощного

мобильного энергетического средства для степной зоны / Г.С.Савельев, О.А.Стребко, А.Д.Давлетов и др. // Труды ВИМ. — М., 1978. — Т. 81. — С. 11—16. 4. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для сельскохозяйственного производства / В.В.Кацыгин, Г.С.Горин, А.А.Зенькович и др. — Мн., 1982. 5. Модульные принципы построения самоходных с.-х. агрегатов / Г.А.Петров, В.А.Хвостов, В.В.Золотарев и др. // Тракторы и сельхозмашины. — 1985. — № 4. — С. 7—10. 6. Самоходные сельхозмашины с высвобождаемыми энергетическими средствами / В.А.Хвостов, А.В.Большаков, В.В.Золотарев и др. // Тракторы и сельхозмашины. — 1983. — № 12. — С. 25—28. 7. Я ц к е в и ч В.В. О принципе модульного построения с.-х. мобильных агрегатов // Тракторы и сельхозмашины. — 1982. — № 10. — С. 11—14. 8. Я ц к е в и ч В.В., Л ы с е н к о А.Н. О разработке трактора с колесной формулой 2х2 и жесткостыкуемых агрегатов на его базе // Тракторы и сельхозмашины. — 1984. — № 6. — С. 8—11. 9. К с е н е в и ч И.П., Я ц к е в и ч В.В. О перспективах развития агрегатной унификации и создания модульных энергетических средств // Тракторы и сельхозмашины. — 1987. — № 12. — С. 6—11. 10. Создание самоходных сельхозмашин на базе высвобождаемого энергетического модуля / Г.Д.Петров, В.А.Хвостов, И.Н.Серебряков и др. // Тракторы и сельхозмашины. — 1987—№ 12. — С. 12—17. 11. А н т ы ш е в Н.М. Развитие агрегатной унификации и модульных энергетических средств сельскохозяйственного назначения // Тракторы и сельхозмашины. — 1987. — № 12. — С. 22—25.

УДК 629.113:681.3

В.М.БЕДУНКЕВИЧ, Т.В.ПУЗАНОВА,
В.А.ШИРОЧЕНКО

АВТОМАТИЗАЦИЯ ФОРМИРОВАНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

В системах управления автомобилей и тракторов широко применяется гидропривод, что объясняется его высоким быстродействием, энергоемкостью и сравнительно небольшой стоимостью. С ростом сложности систем гидроавтоматики сроки и стоимость их проектирования увеличиваются. В связи с этим возникает необходимость автоматизации процесса их проектирования.

Проектирование системы управления включает следующие основные этапы: синтез структуры, разработку математической модели, анализ создаваемой системы и оптимизацию ее параметров. Синтез структуры представляет существенные сложности, так как он трудно поддается формализации. Поэтому структурные схемы гидравлической системы управления обычно составляются эвристическими методами на основе априорной информации о существующих элементах гидроавтоматики в соответствии с техническим заданием и назначением систем или выбираются схемы, зарекомендовавшие себя в процессе эксплуатации.

Использование уравнения Лагранжа второго рода при моделировании гидросистем позволило формализовать процесс составления математической модели и разработать алгоритм ее автоматизированного формирования непосредственно на ЭВМ. Рассмотрим сущность предложенного подхода к формированию математической модели на примере датчика нагрузки системы автоматического управления переключением передач транспортной машины (рис. 1) [1], который используется для получения сигнала давления, пропор-

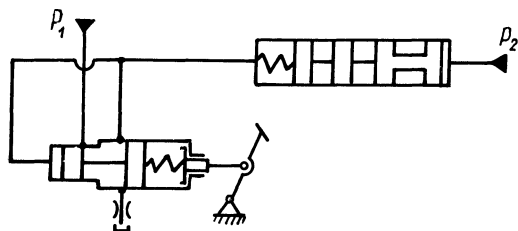


Рис. 1. Гидравлическая схема датчика нагрузки системы автоматического управления переключением передач

ционального положению педали акселератора. На рис. 2 показана его расчетная динамическая схема, которая представлена системой с сосредоточенными параметрами. При рассмотрении процессов в динамической системе принимаются известные допущения [2].

Данная система имеет три степени свободы, которым соответствуют обобщенные координаты x_1, x_2, x_3 . Координаты золотников z_2 и z_3 линейно зависят от соответствующих координат x_2 и x_3 . При составлении уравнений Лагранжа для элементов гидроавтоматики (канала, золотника, пружины и т.п.) записывались отдельно выражения для кинетической и потенциальной энергий, функции Рэля и работы обобщенных сил. В табл. 1 сведены составляющие уравнений Лагранжа, соответствующие некоторым структурным типовым элементам, наиболее широко применяемые в гидросистемах управления. Элементы более сложной конструкции (фрикционные муфты, гидравлические исполнительные цилиндры и др.) можно составлять путем комбинации представленных элементов.

Табл. 1. Составляющие уравнений Лагранжа, соответствующие структурным элементам гидросистем

Элементы гидросистемы	Кинетическая энергия	Потенциальная энергия	Функция Рэля	Работа обобщенных сил
Канал	$T_1 = \frac{A_{i1} x_i^2}{2}$		$\phi_1 = \frac{A_{i2} x_i^2}{2} + \frac{A_{i3} x_i^3}{3} \operatorname{sgn} x_i$	
Золотник (поршень)	$T_2 = \frac{M_j x_j^2}{2} k_j$		$\phi_2 = \frac{r_j(x_j, k_j)^2}{2}$	$A_2 = p_j \delta x_j$
Пружина		$P_3 = \int_0^x F(x_i) dx_i$		
Переменное сопротивление			$\phi_4 = \frac{D n_3 x_n^3}{3} \operatorname{sgn} x_n$	
Насос				$A_5 = p_m \delta x_m$

Продифференцировав выражения, приведенные в таблице, по обобщенным координатам с учетом уравнений связей, получим систему неоднородных дифференциальных уравнений, размерность которой равна числу степеней свободы исследуемой гидросистемы.

Изложенный подход к составлению математической модели позволил создать базу данных типовых элементов конструкции гидравлических систем управления. Таким образом, для получения математической модели достаточно иметь информацию о наборе элементов системы и их топологии в виде расчетной динамической схемы, которая легко может быть получена из принципиальной схемы.

На основе данного подхода разработан комплекс программ применительно к ЭВМ "Искра-226". Он состоит из следующих основных блоков: ввода и хранения информации о структуре системы; преобразования и получения дифференциальных уравнений; формирования рабочей программы для исследования конкретной системы.

Информация о гидросистеме вводится и хранится на диске и в виде двумерных массивов, которые для рассматриваемой системы приведены в табл. 2 и 3.

Заполнение этих массивов производится в соответствии с расчетной динамической схемой с учетом направления координат и обобщенных сил. Знаки в графе "Пружина" соответствуют увеличению или уменьшению их потенциальных энергий, а в графе "Обобщенная сила" — совпадению их направлений с направлением соответствующих координат. Описание топологии учитывает направление координат относительно узлов.

Введенная информация преобразуется и используется для получения части программы в виде операторов алгоритмического языка, отражающих математическую модель гидравлической системы. Рабочая программа собирается из полученной оригинальной части программы и соответствующих подпро-

Табл. 2. Структура гидросистемы

Координаты	Элементы гидросистемы				
	Канал	Переменное сопротивление	Золотник	Пружина	Обобщенная сила
1	1	1	0	0	+1
2	1	0	1	+1	0
3	1	0	1	-1	-1
4	1	0	0	0	0

Табл. 3. Топология гидросистемы

Узлы гидросистемы	Координаты, входящие в узел			
	1	2	3	4
1	+1	-1	-1	-1

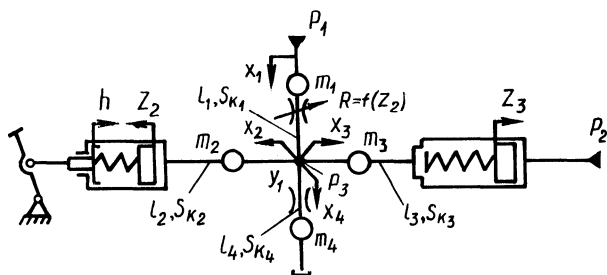


Рис. 2. Динамическая модель датчика нагрузки

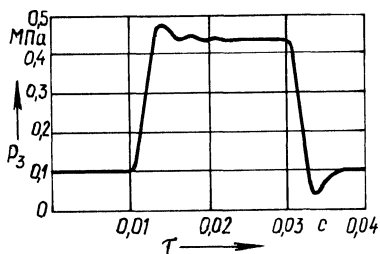
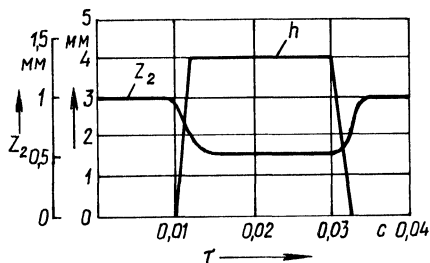


Рис. 3. Динамические характеристики датчика нагрузки

грамм, предусмотренных ее структурой. Результаты расчета представляются в графическом виде, удобном для проведения анализа системы. Объем выводимой информации задается пользователем на стадии ввода описания системы.

В результате расчетов по собранной на ЭВМ программе получают динамические характеристики процессов функционирования всех элементов исследуемой системы. Для приведенной на рис.1 системы основными характеристиками могут служить зависимости изменения во времени давления рабочей жидкости на выходе датчика нагрузки и положения золотника регулятора при ступенчатом изменении положения h педали акселератора, представленные на рис. 3. По этим характеристикам осуществляется оценка функционирования исследуемого устройства и правильность выбора параметров ее элементов. В качестве критериев обычно используются известные показатели качества: быстродействие, перерегулирование, точность регулирования и т.д.

На основании полученных и динамических характеристик гидравлической системы можно осуществить оптимизацию выбранных параметров системы и улучшить показатели ее работы.

Разработанный комплекс программ использовался при проектировании и создании различных систем автоматического управления гидромеханическими трансмиссиями. Автоматизация составления математической модели исследуемых систем позволила значительно сократить затраты времени на разработку рабочих программ, которые определяются временем ввода информации о системе и составляют несколько минут, а также полностью исключить трудоемкий процесс их отладки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автоматика и автоматизация производственных процессов/ В.П.Автушко, М.П.Бренч, В.В.Будько и др.; Под ред. Н.Ф.Метлюка. — Мн., 1985. 2. М е т л ю к Н.Ф., А в т у ш к о В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. — М., 1980.

УДК 621.43

Е.В.КУЗНЕЦОВ, Е.Е.ТАТАРОВ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИГАТЕЛЯ ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ

Одним из перспективных направлений повышения технико-экономических показателей современных тракторов является применение на них двигателей постоянной мощности (ДПМ). Проведенные на полигонах НАТИ испытания доказали неоспоримые преимущества ДПМ по сравнению с обычными дизельными двигателями [1]. В настоящее время на Волгоградском тракторном заводе (ВГТЗ) ведутся работы по созданию моторно-трансмиссионной установки нового трактора с ДПМ типа СМД-86ПМ.

Для детального исследования влияния ДПМ на трансмиссию трактора, а также на работу всего тракторного агрегата необходимо было составить математическую модель данного двигателя, для чего на стендовом оборудовании ВГТЗ проводились испытания двигателя СМД-86ПМ. В результате были получены зависимости изменения крутящего момента на коленчатом валу двигателя (M_D) и расхода топлива (G_T) как функции от угловой скорости коленчатого вала ω_D и положения рычага управления топливным насосом высокого давления (ТНВД) γ_H . Эти зависимости представлены на рис. 1.

Зависимость подачи топлива ТНВД ($q_H = G_T/\omega_D$) двигателя СМД-86ПМ показана на рис. 2, где видны три ярко выраженных участка. Первый горизонтальный участок 1 соответствует максимальной подаче ТНВД, которая равна $7,2 \cdot 10^{-5}$ кг/рад. В этом случае поводок дозатора ТНВД повернут до упора. Второй участок 2 характеризует работу корректора. С помощью такой характеристики q_H достигнута постоянная мощность в широком диапазоне угловых скоростей двигателя. Подача ТНВД на втором участке

$$q_H = 1,1 \cdot 10^{-4} - 3,2 \cdot 10^{-7} \omega_D.$$

Третий участок 3 характеристики подачи ТНВД соответствует работе двигателя на регуляторной ветви:

$$q_H = 1,2 \cdot 10^{-4} + 1,4 \cdot 10^{-4} \gamma_H (2 + \gamma_H) - \omega_D (1,3 \cdot 10^{-6} + 9,5 \cdot 10^{-7} \gamma_H).$$

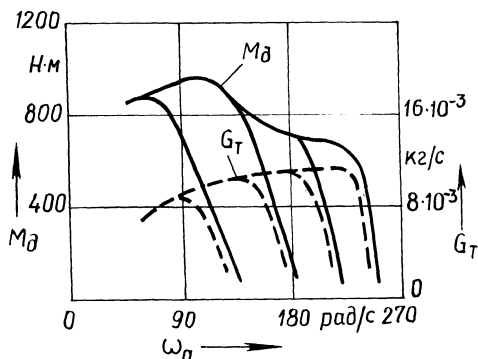


Рис. 1. Характеристики крутящего момента и часового расхода топлива двигателя СМД-86ПМ:

— M_d , --- G_T

Из рисунков видно, что выходные характеристики дизельного двигателя в основном определяются подачей ТНВД.

Обычно при моделировании характеристик дизельного двигателя крутящий момент на коленчатом валу представляется как функция угловой скорости коленчатого вала и положения рейки (h_n): ТНВД: $M_d = f(\omega_d, h_n)$ [2]. Ввиду ряда технических трудностей не удалось получить достоверную информацию о положении поводка дозатора ТНВД. В связи с этим при обработке экспериментальных данных пришлось отказаться от представления $M_d = f(\omega_d, h_n)$. Для определения крутящего момента на коленчатом валу двигателя была предложена зависимость $M_d = f(\omega_d, q_n)$. В этом случае момент двигателя

$$M_d = 84,7 + 5\,142\,917q_n + \omega_d (70\,961q_n - 0,00708\omega_d).$$

Полученное выражение не учитывает влияния сил инерции рычажной системы регулятора ТНВД. Но практика показала, что на динамические показатели двигателя значительное влияние оказывают динамические характеристики ТНВД. Поэтому на стендовом оборудовании Могилевского машиностроительного института были проведены всесторонние испытания ТНВД распределительного типа НД-22ПМ, устанавливаемого на двигатель СМД-86ПМ.

На ТНВД были установлены датчики угла поворота рычага управления регулятором и угла поворота поводка дозатора (α_d), причем датчики подбирались таким образом, чтобы их момент инерции не превышал 10 % от приведенного момента инерции рычажной системы ТНВД, а сопротивления в датчиках были не более 10 % относительно внутренних сопротивлений в ТНВД.

Определение переходных характеристик производилось по следующей методике. При постоянной угловой скорости приводного вала стэнда (ω_c) и положении рычага управления, соответствующем минимальной подаче ТНВД, при данной ω_c , производилось резкое отклонение рычага управления до положения, соответствующего максимальной подаче при данной ω_c . Максимальное время поворота рычага управления не превышало 0,03с. При этом поводок дозатора изменял свое положение. Затем производилось изменение угловой скорости приводного вала стэнда и опыт повторялся. Испытания проводились при изменении ω_c от 35 до 125 рад/с, т.е. во всем скоростном диапазоне двигателя (минимальная угловая скорость коленчатого вала СМД-86ПМ $\omega_{x.x}^{\min} =$

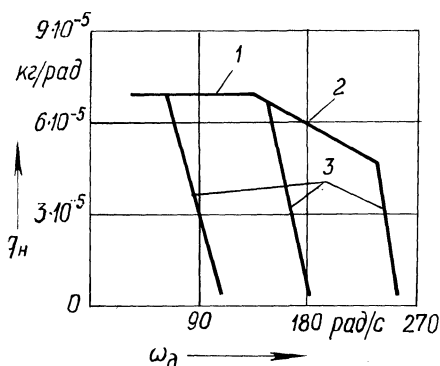


Рис. 2. Характеристика удельной подачи ТНВД HD-22PM

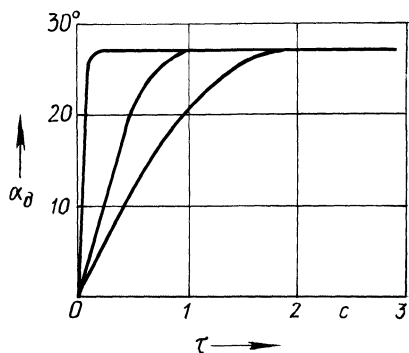


Рис. 3. Переходная характеристика ТНВД HD-22PM

≈ 80 рад/с, а максимальная $\omega_{x.x}^{\max} = 235$ рад/с). Информация от датчиков фиксировалась на ленте осциллографа. Фрагменты некоторых осциллограмм представлены на рис. 3.

Анализ результатов испытаний показал, что ТНВД HD-22PM представляет собой аperiodическое звено первого порядка во всем скоростном диапазоне работы двигателя. Постоянная времени этого звена изменяется в зависимости от угловой скорости коленчатого вала. В диапазоне от $\omega_d = 70$ до $\omega_d = 180$ рад/с $\tau = 0,07$ с. При дальнейшем увеличении ω_d τ растет по экспоненциальному закону:

$$\tau = 2,9e^{0,07\omega_d}$$

Необходимо отметить, что при максимальной угловой скорости коленчатого вала двигателя время переходного процесса составляет почти 1,5 с. Можно предположить, что это связано с увеличением потерь на трение в ТНВД.

Проводились также эксперименты при уменьшении подачи топлива ТНВД, т.е. при перемещении рычага управления от максимального значения при данной ω_c до минимального. При этом установлено, что постоянные времени соответствовали тем же значениям, что и при увеличении q_H , т.е. по описанной выше методике.

Все приведенные выражения были получены с помощью ЭВМ с применением прикладных программ методом наименьших квадратов. Как показала статистическая обработка результатов, значения, полученные по аналитическим зависимостям, совпадают с опытными с коэффициентом корреляции не меньше 0,987, при этом относительная ошибка не превышает 7%.

Таким образом, полученная математическая модель ДПМ СМД-86PM с достаточной точностью описывает изменение M_d и G_T , что позволяет проводить детальные исследования процессов, происходящих в трансмиссии трактора.

ЛИТЕРАТУРА

1. М а л а ш к и н О.М. Исследование работы двигателя СМД-62 с улучшенной характеристикой на тракторе Т-150К // Тракторы и сельхозмашины. — 1977. — № 8. — С. 9—10.
- В е р н и г о р В.А. Математическое моделирование тракторного двигателя // Тракторы и сельхозмашины. — 1977. — № 12. — С. 5—7.

ИМПУЛЬСНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫМИ МУФТАМИ ТРАКТОРНЫХ ТРАНСМИССИЙ

Управление зубчатыми муфтами тракторных трансмиссий всегда вызывало определенные трудности. Это связано с тем, что для бесшумного и безударного включения, без приложения больших усилий к органам управления необходима синхронизация угловых скоростей зубчатых полумуфт. При этом угловая скорость в момент включения должна быть $0 < \omega_{\text{отн}} < 5$ рад/с. Синхронизированные коробки передач (КП) в определенных условиях обеспечивают такой режим включения. Тракторные многоступенчатые диапазонные коробки, как правило, не имеют устройств синхронизации, поскольку управление ими осуществляется на остановленном тракторе при неподвижных зубчатых полумуфтах. Поэтому для их включения в случае несовпадения шлицев полумуфт необходимо прилагать значительные усилия, зависящие от угла скоса кромок, взаимного положения шлицев, моментов инерции деталей, связанных с полумуфтами, сил трения в подвижных соединениях, передаточного числа привода и других факторов. В некоторых случаях это вынуждает оператора включать их ударом, быстро выводя таким образом из строя механизм управления.

С применением на современных тракторах и быстроходных гусеничных тягачах гидромеханических трансмиссий и КП с переключением под нагрузкой и отсутствием главной муфты сцепления (тракторы ДТ-175С с двигателем постоянной мощности, ВТ-200, К-700, К-701) управление зубчатыми муфтами переключения ступеней КП, заднего хода и диапазонов еще более затрудняется, но по другой причине. Она заключается в том, что одна из полумуфт всегда связана с выходным валом КП и при остановленном тракторе неподвижна, а другая, связанная с турбинным валом гидротрансформатора (ГТ) или с валом, на котором установлены фрикционные муфты переключения передач, всегда вращается с высокой угловой скоростью. В первом случае это вызвано свойствами ГТ, а во втором – поводками в выключенных фрикционных муфтах. В обоих случаях при нейтрали в КП относительная угловая скорость зубчатых полумуфт столь велика, что включение их из-за больших ударных нагрузок недопустимо.

Для обеспечения возможности включения зубчатых муфт в трансмиссиях такого типа устанавливается тормоз-синхронизатор (ТС), связанный с турбинным валом ГТ (ДТ-175С, ВТ-200) или с промежуточным валом КП (К-700, К-701), управление которым осуществляется подачей давления [1]. Однако практика показывает, что такой способ управления ТС не может обеспечить поддержания угловой скорости полумуфты в узком интервале требуемых значений в промежутке времени, достаточном для включения зубчатой муфты. Клапан плавности, установленный в гидрролинии управления ТС, также не может улучшить процесс включения. Обеспечить длительное буксование ТС с малой угловой скоростью можно, управляя им посредством регулируемого давления, уровень которого в начальный момент должен быть

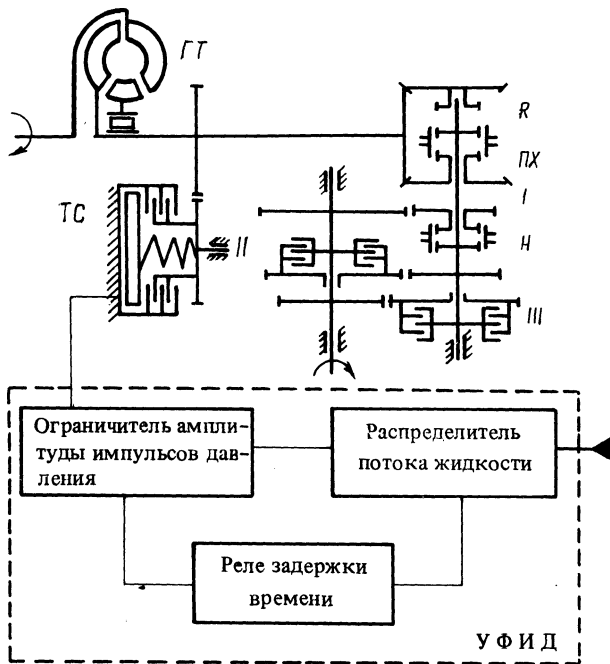


Рис. 1. Схема импульсной системы управления зубчатыми муфтами гидромеханической трансмиссии

более высоким для поглощения в ТС кинетической энергии вращающихся масс КП, а затем уменьшаться. Однако без обратной связи обеспечить требуемый режим включения невозможно, поскольку эти рассуждения верны для строго детерминированной динамической системы, а в данном случае система вероятностная, так как характеристики двигателя, гидротрансформатора и момента, передаваемого фрикционными муфтами, имеют определенный разброс параметров при случайных воздействиях (температуры воздуха, рабочей жидкости ГТ, состояния пар трения и ТС и др.).

Очевидно, что процесс синхронизации зубчатых полумуфт бесконтролен, и в момент включения возможны удары и шум, когда полумуфта имеет высокую угловую скорость, или требуются большие усилия в приводе управления, когда обе полумуфты неподвижны.

Как показали исследования, проведенные в Могилевском машиностроительном институте, обеспечить надежное, бесшумное и безударное включение зубчатых муфт можно при импульсном способе управления тормозом-синхронизатором. В этом случае в ТС подается давление пилообразного вида, позволяющее дискретно, кратковременными импульсами обеспечивать проворот одной зубчатой полумуфты по отношению к другой с невысокой угловой скоростью в промежутке времени любой продолжительности, необходимым для надежного соединения элементов муфты при любом темпе ее включения. При этом верхний уровень давления должен обеспечивать надежное заторма-

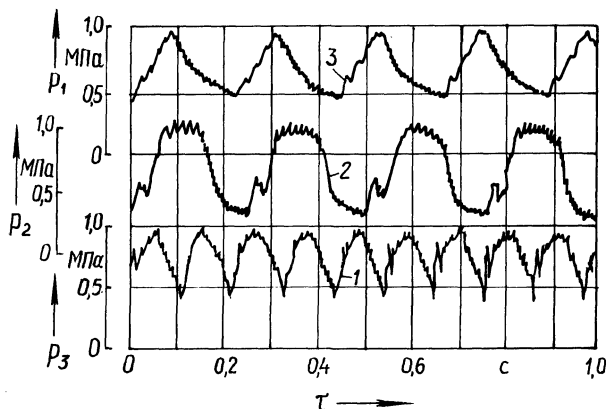


Рис. 2. Осциллограммы давления управления в тормозе-синхронизаторе при изменении параметров устройства формирования импульсов давления

живание вращающегося вала КП, нижний — растормаживание, а частота и конфигурация импульсов определяют максимально допустимую относительную угловую скорость, до которой может разогнаться полумуфта за период следования импульсов в данной динамической системе.

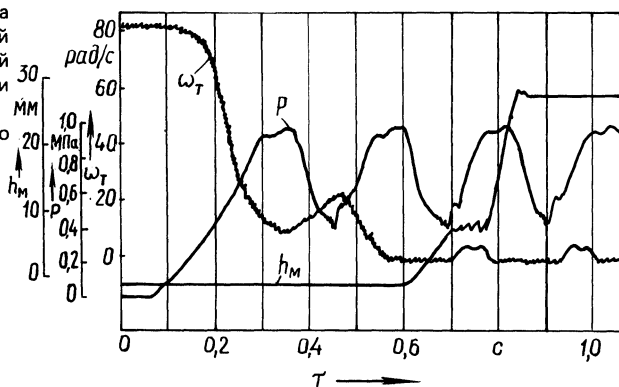
Этот способ реализован в системе управления зубчатыми муфтами гусеничного тягача с гидромеханической трансмиссией, схема которой представлена на рис. 1. Основным элементом такой системы управления является устройство формирования импульсов давления (УФИД), установленное в гидролинии управления ТС и содержащее распределитель потока жидкости, ограничитель амплитуды импульсов давления и реле задержки времени, обеспечивающее требуемую частоту и конфигурацию сигнала управления. ТС взаимодействует с турбинным валом ГТ, с которым связаны зубчатые муфты управления механизмом реверса (ПХ — передний ход, R — реверс) и первой передачи (I), а также с фрикционными муфтами последующих передач (II, III).

При остановленном тягаче и нейтрали (Н) в КП турбинный вал ГТ и связанные с ним зубчатые полумуфты вращаются с угловыми скоростями ω_j , пропорциональными угловой скорости вала двигателя ω_d , $\omega_j \approx \omega_d / u_j$ (u_j — передаточное число от двигателя до зубчатой муфты КП). Для включения зубчатой муфты, например первой передачи, УФИД соединяют с источником давления и в ТС поступает сигнал пилообразного вида, обеспечивающий импульсный проворот зубчатой полумуфты, связанной с турбинным валом ГТ, создавая условия для плавного ее включения.

На рис. 2 представлены осциллограммы процесса изменения управляющего давления в ТС при различной настройке УФИД. Они иллюстрируют широкие возможности конструкции, позволяющей изменять частоту импульсов давления более чем в два раза (кривые 1, 2), регулировать длительность фазы выдержки при максимальном давлении (кривые 2, 3). Это дает возможность использовать его в большом интервале изменения моментов в ТС, а рабочие частоты 3,5...9,5 Гц перекрывают интервал необходимых частот для различных типов тракторов и тягачей.

Процесс включения зубчатой муфты с использованием импульсной системы управления тормозом-синхронизатором отражен на осциллограмме, приведенной на рис. 3. Регистрировалось давление p в ТС, угловая скорость

Рис. 3. Осциллограмма процесса включения зубчатой муфты гидромеханической трансмиссии при управлении тормозом-синхронизатором давлением пилообразного вида



зубчатой полумуфты ω_M и перемещение соединяемой полумуфты h_M . На ней видно, что спустя 0,5 с переходный процесс в динамической системе заканчивается, и включение зубчатой муфты осуществляется в установившемся режиме импульсного проворота одной из полумуфт. Параметры УФИД при этом подобраны таким образом, чтобы максимальная угловая скорость полумуфты на каждой фазе ее разгона составляла не более 5 рад/с.

Импульсная система управления зубчатыми муфтами решает проблему включения зубчатых муфт гидромеханических передач и коробок передач с переключением под нагрузкой при отсутствии главной муфты сцепления. Она также позволяет улучшить процесс включения зубчатых муфт диапазонов коробки передач с главной муфтой сцепления и фрикционными муфтами переключения передач тракторов типа МТЗ-100, МТЗ-102, используя для этого управление моментом от поводков фрикционных муфт при включенной главной муфте сцепления и нейтрали в КП. С их применением повышается качество процесса управления коробкой передач, увеличивается долговечность самих зубчатых муфт и механизмов управления ими, а также открывается возможность дальнейшего совершенствования схемных решений тракторных трансмиссий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тракторы "Кировец" К-701 и К-700А. — М., 1980.

УДК 621.436

Г.М.КУХАРЕНОК, Д.М.ПИНСКИЙ,
М.П.ИВАНДИКОВ

МЕТОДИКА КОМПЛЕКСНОЙ КОРРЕКТИРОВКИ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

При экспериментальных исследованиях динамики тепловыделения в двигателях внутреннего сгорания используется метод, заключающийся в снятии индикаторных диаграмм и последующей их обработке [1].

Для снятия индикаторных диаграмм (ИД) широко используются пьезо-

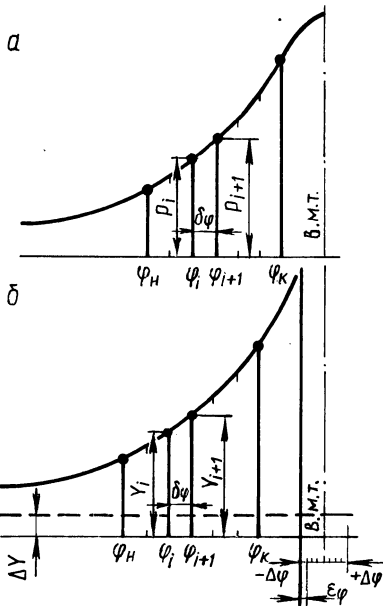


Рис. 1. Участки сравнения линий сжатия расчетной (а) и экспериментальной (б) индикаторных диаграмм

электрические индикаторы давления. При обработке этих диаграмм возможны ошибки, обусловленные погрешностями индицирования. Основное влияние на результаты обработки оказывают неточности определения положения поршня в верхней мертвой точке (в.м.т.), нулевой линии и масштаба давления. Ошибка в определении в.м.т. на 1 град п.к.в. обуславливает погрешность найденных максимальной доли сгоревшего топлива χ_{\max} в 7...10 %, а среднего индикаторного давления p_i — 6...8 %. Ошибка в положении нулевой линии ИД искажает характеристику тепловыделения. Неточность определения масштаба давления также ведет к погрешностям результатов вычисления χ_{\max} и p_i .

В практике обработки индикаторных диаграмм используют различные способы уточнения масштаба давления μ_p , положения в.м.т. и нулевой линии ИД.

Например, корректировку положения в.м.т. проводят по диаграммам сжатия-расширения, по максимальной доле выгоревшего топлива и путем сравнения среднего индикаторного давления, полученного прокруткой двигателя, с давлением, определенным при обработке ИД.

Для определения масштаба давления пьезокварцевых датчиков используют статическая тарировка на масляном прессе, динамическая — с помощью генератора П-образных импульсов и по образцовому датчику давления. Перечисленные способы позволяют проводить корректировку только отдельных параметров индикаторных диаграмм и в ряде случаев усложняют эксперимент.

Повышение точности определения характеристик тепловыделения в двигателях связано с необходимостью комплексной корректировки ИД, включающей уточнение масштаба давления, отметки в.м.т. и нулевой линии. Для этой цели предлагается расчетно-экспериментальный метод, основанный на сравне-

нии линии сжатия расчетной ИД с линией сжатия экспериментальной диаграммы.

Современные методы расчета рабочего цикла, основанные на первом законе термодинамики, при использовании ЭВМ позволяют с высокой точностью определять давление в процессе сжатия по известным параметрам заряда на впуске [2]. При корректировке расчетная кривая запоминается в ЭВМ в виде парных значений давление — угол поворота коленчатого вала (п.к.в.) $(p - \varphi)$ с заданным шагом $\Delta\varphi$.

Экспериментальная индикаторная диаграмма вводится в ЭВМ в виде парных значений ордината (давление) — угол п.к.в. $(Y - \varphi)$. Ординаты задают в миллиметрах, если берут из осциллограммы, записанной на фотобумаге, или в других единицах (милливольты, миллиамперах), если используются цифровые устройства для регистрации ординат ИД.

Для определения параметров корректировки выбирается участок сравнения линий сжатия расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм, имеющей наибольший градиент давления, например от $\varphi_n = 280$ град п.к.в. до $\varphi_{\kappa} = 340$ град п.к.в. (рис. 1). Перед началом корректировки производится линейное сглаживание ординат давления экспериментальной ИД известным методом по трем точкам.

На выбранном участке сравнения масштаб (μ_p) и смещение нулевой линии ΔY определяется по выражениям:

$$\mu_p = (p_{\varphi_{i+1}} - p_{\varphi_i}) / (Y_{\varphi_{i+1}} - Y_{\varphi_i}); \quad (1)$$

$$\Delta Y = p_{\varphi_i} / \mu_p - Y_{\varphi_i}; \quad (2)$$

где $p_{\varphi_i}, p_{\varphi_{i+1}}, Y_{\varphi_i}, Y_{\varphi_{i+1}}$ — соответственно давления на расчетной линии сжатия и ординаты ИД в рассматриваемых точках φ_i и φ_{i+1} .

Масштаб давления μ_p и смещение нулевой линии ΔY будут случайными величинами для других точек участка из-за ошибок (округления, считывания) при фиксировании значений ординат.

Для определения усредненных значений параметров корректировки участок сравнения ИД разбивается на n отрезков с постоянным шагом $\delta\varphi$. С целью увеличения количества рассматриваемых отрезков организуется комбинированный перебор ординат ИД и давлений на расчетной линии сжатия во всех $n + 1$ точках и определяется среднее арифметическое значение масштаба давления

$$\mu_{p\text{ср}} = \frac{1}{z} \sum_{j=1}^z \mu_{pj}; \quad (3)$$

где μ_{pj} — текущее значение масштаба на отрезке, определяемое по выражению (1); z — количество сочетаний, образующихся при комбинированном переборе отрезков на участке сравнения с шагом $\delta\varphi$: $z = C_{n+1}^2$.

Полученное значение среднего масштаба будет истинным в том случае, если правильно определено положение в.м.т. Критерием этого соответствия

при разных положениях в.м.т. может являться, например, минимальное значение $S_{\Delta\mu}$ — суммы абсолютных отклонений текущих масштабов μ_{pj} от среднего масштаба $\mu_{p\text{ср}}$:

$$S_{\Delta\mu} = \sum_{i=1}^z |\mu_{p\text{ср}} - \mu_{pj}|. \quad (4)$$

Поэтому дальнейшая корректировка связана с уточнением положения в.м.т. Вводится смещение в.м.т. $\Delta\varphi_{k_i} = -\Delta\varphi + k_i\epsilon_\varphi$ (k_i — текущее смещение в.м.т. в пределах прогнозируемой ошибки от $-\Delta\varphi$ (левой границы) до $+\Delta\varphi$ (правой границы) с учетом знака с заданным дискретным шагом ϵ_φ). Это смещение учитывается при определении новых значений ординат ИД методом интерполяции по известным значениям. Для каждого смещения в.м.т. определяются $\mu_{p\text{ср}}$ и $S_{\Delta\mu}$ и запоминаются вместе с $\Delta\varphi_{k_i}$.

Искомым вариантом параметров корректировки $\mu_{p\text{ср}}$ и $\Delta\varphi_{k_i}$ является тот, который соответствует диапазону прогнозируемой ошибки по положению в.м.т. при минимальной $S_{\Delta\mu}$.

Затем определяется недостающий параметр корректировки — осредненное значение $\Delta Y_{\text{ср}}$. Для этого на участке сравнения организуется перебор новых ординат ИД во всех $n+1$ точках, полученных с использованием оптимальных $\mu_{p\text{ср}}$ и $\Delta\varphi_{\text{опт}}$:

$$\Delta Y_{\text{ср}} = \frac{1}{n+1} \sum_{i=1}^{n+1} \left(\frac{p_{\varphi_i}}{\mu_{p\text{ср}}} - Y_{\varphi_i} + \Delta\varphi_{\text{опт}} \right). \quad (5)$$

С целью проверки эффективности применения разработанной методики комплексной корректировки параметров $\Delta\varphi$, μ_p , ΔY в качестве экспериментальной ИД была принята искаженная расчетная ИД, ординаты которой определялись по выражению

$$Y_{\varphi_i} = p_{\varphi_i} + \Delta\varphi_{k_i} - \Delta Y / \mu_p + \epsilon,$$

где ϵ — ошибка: $\epsilon = 0,5A\sin\omega$; A — амплитуда ошибки; $\omega = (2\pi - k_i)/K$.

Здесь K , k_i — соответственно количество точек и точка текущего смещения в.м.т.

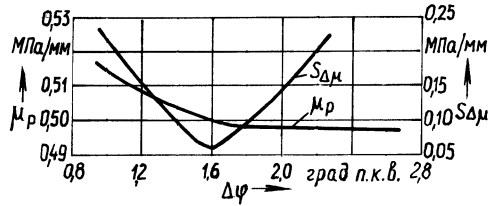
Было принято: $\mu_p = 0,5$ МПа/мм, $\Delta Y = -5$ мм, $\Delta\varphi = 1,5$ град п.к.в., $A = 0,2$ мм, $K = 8$.

На рис. 2 приведены результаты корректировки диаграммы при 5-кратном сглаживании по трем точкам при шаге сдвига отметки в.м.т. $\epsilon_\varphi = 0,1$ град п.к.в. в пределах $\Delta\varphi = \pm 3$ град п.к.в. Из графика видно, что сходимость параметров корректировки хорошая.

Расчетным оптимальным углом сдвига в.м.т. является $\Delta\varphi = 1,6$ град п.к.в., при котором $\mu_p = 0,4996$ МПа/мм, $\Delta Y = -4,973$ мм, $S_{\Delta\mu\text{min}} = 0,06$ МПа/мм.

Для более точного определения параметров корректировки при тех же начальных условиях произведен расчет при смещении в.м.т. в пределах

Рис. 2. Результаты расчета параметров корректировки индикаторной диаграммы



1,4...1,7 град п.к.в. с шагом $\epsilon'_\varphi = 0,01$ град п.к.в. Получены следующие параметры корректировки: оптимальный угол сдвига в.м.т. $\Delta\varphi = 1,57$ град п.к.в., средний масштаб $\mu_\rho = 0,5003$ МПа/мм, $\Delta Y = -4,996$ мм. Эти результаты достаточно точно соответствуют исходным параметрам.

Таким образом, разработанная методика позволяет производить комплексную корректировку экспериментальных ИД с заданной точностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / Б.С.Стечкин, К.И.Генкин, В.С.Золотаревский и др. — М., 1960.
2. К у х а р е н о к Г.М., П и н с к и й Д.М. Расчет рабочего цикла дизеля на ЭЦВМ//Автотракторостроение.— Мн., 1978. — Вып. 11. — С. 107—112.

УДК 629.113

В.В.ГЕРАЩЕНКО, В.В.КУПРИЯНЧИК

МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ ТРАНСМИССИИ МТА

При работе машинно-тракторные агрегаты (МТА) подвергаются воздействию нагрузок случайного характера, вследствие чего режимы их работы описываются случайными процессами. Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что тяговое сопротивление, создаваемое агрегатируемыми с трактором машинами, а также момент на валу муфты сцепления являются случайными процессами, статистические характеристики которых изменяются во времени. Так, математическое ожидание момента на валу муфты изменяется во времени, т.е. момент на валу муфты является нестационарным по математическому ожиданию. Также изменяется во времени и дисперсия момента на валу в зависимости от тягового сопротивления, причем экспериментальные данные показывают, что дисперсия тягового сопротивления изменяется от $556\ 000\ \text{Н}^2 \cdot \text{м}^2$ при работе с культиватором до $4\ 090\ 000\ \text{Н}^2 \cdot \text{м}^2$ при работе трактора с прицепом для транспортировки зеленой массы. Поэтому дисперсии нагрузок на МТА также претерпевают изменения во времени, т.е. тяговое сопротивление на крюке трактора является нестационарным по дисперсии.

Исследования показали, что нагрузка на трансмиссию описывается корреляционной функцией [1]

$$R(\tau) = A e^{-\alpha|\tau|} \cos\beta\tau,$$

где A — дисперсия; α и β — коэффициенты корреляционной функции.

При работе МТА с различными скоростями изменяются коэффициенты корреляционных функций α и β , причем с увеличением скорости движения от 0,9 до 1,8 м/с коэффициент α увеличивается от 5 с^{-1} до $11,5 \text{ с}^{-1}$, а коэффициент β при том же изменении скорости движения агрегата увеличивается от 18 с^{-1} до 21 с^{-1} . Поэтому автокорреляционная функция случайных нагрузок на МТА определяется моментами времени τ_1 и τ_2 [2].

Статистические характеристики момента на валу муфты сцепления при переходе трактора МТЗ-80 от одного режима работы к другому посредством переключения передачи: математическое ожидание момента при переключении передачи с шестой на седьмую и восьмую составляет соответственно 163 Н·м, 180 и 241 Н·м, а дисперсия этого же момента — $480 \text{ Н}^2 \cdot \text{м}^2$, 675 и $1060 \text{ Н}^2 \cdot \text{м}^2$ [3].

Приведенные данные свидетельствуют о том, что момент на валу муфты сцепления является нестационарным случайным процессом. Его статистические характеристики изменяются во времени не только под воздействием изменения статистических характеристик воздействий на МТА, но и вследствие того, что сам МТА представляет динамическую систему переменной структуры. Кроме того, с изменением скорости движения агрегата изменяются корреляционные функции момента на валу муфты сцепления.

Так как эффективность стендовых испытаний трансмиссии и ее системы управления определяется степенью приближения проводимых испытаний к реальным эксплуатационным режимам работы МТА, на основе анализа существующих методик испытаний трансмиссии предлагается следующая методика испытаний, основные положения которой отражают с большой точностью условия работы МТА: 1) испытания трансмиссии необходимо проводить в условиях, близких к эксплуатационным, т.е. при нагрузках, изменяющихся по случайному закону; 2) при испытаниях трансмиссии при движении МТА на какой-либо определенной передаче статистические характеристики воспроизводимых воздействий должны поддерживаться на заданном уровне; 3) с переходом на новую передачу посредством переключения передач должно обеспечиваться изменение математического ожидания, дисперсии и коэффициентов автокорреляционной функции воспроизводимой нагрузки.

На основании вышеизложенной методики сформулируем требования к проектированию систем управления воспроизведением случайной нагрузки в стендовых условиях.

1. Система управления воспроизведением нагрузки в стендовых условиях должна обеспечивать воспроизведение нагрузок, изменяющихся по случайному закону, как стационарных, так и нестационарных, по математическому ожиданию и дисперсии; кроме того, она должна обеспечивать изменение коэффициентов автокорреляционной функции нагрузки.

2. Стенды должны быть снабжены системами управления для поддержания или изменения по заданному закону статистических характеристик воспроизводимой нагрузки.

3. В качестве источника шума необходимо использовать наиболее простой по конструкции и надежности источник, например стабилизированный источник питания.

4. В качестве преобразователя должен быть использован усилитель на

транзисторах с емкостной связью и переменными характеристиками, обеспечивающий регулирование статистических воспроизводимых воздействий.

5. Системы управления воспроизведением нагрузки должны быть снабжены высококачественными преобразователями информационных параметров, т.е. преобразователями крутящего момента и частоты вращения вала.

6. В системах управления должна быть реализована оперативная обработка поступающей информации, для чего наиболее эффективным является использование микропроцессорной техники.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г у с ь к о в В.В. Тракторы: Теория. — Мн., 1977.—Ч. II. 2. А г е е в Л.Е. Основы расчета оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов. — Л., 1978. 3. Тракторы: Конструирование и расчет / В.В.Гуськов, И.П.Ксенович, Ю.Е.Атаманов и др. — Мн., 1981. — Ч. III.

УДК 621.226

С.В.СОЛОДЕНКОВ, Ю.Н.ЛАПТЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПОСТОЯННОЙ СКОРОСТИ И СПОСОБЫ ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ

В настоящее время все более актуальным становится вопрос обеспечения некоторых агрегатов и приборов наземных транспортных машин переменным током. Для привода генератора, вырабатывающего переменный ток, нельзя использовать обычный вал отбора мощности от единого двигателя наземной машины, так как вал двигателя в процессе работы изменяет частоту вращения в довольно широком диапазоне. Привод генератора осуществляется через так называемые системы постоянной скорости (СПС). Эти системы позволяют поддерживать постоянство частоты вращения вала генератора в заданных пределах при переменной частоте вращения приводного вала во время изменения режимов работы двигателя транспортного средства.

Сейчас СПС для наземных машин, работающие с двигателями внутреннего сгорания (ДВС), серийно не выпускаются. Однако эта задача решена в авиации и на железнодорожном транспорте, где созданы работоспособные СПС пневматического, гидравлического и механического типов. Наиболее распространены двухпоточные гидромеханические СПС (ГСПС).

На Волгоградском тракторном заводе спроектирована целая гамма различных по мощности ГСПС для наземных машин аналогично авиационным. Схема такой ГСПС показана на рис. 1. Система состоит из гидромеханической передачи, которая связывает вал ДВС наземной машины с валом генератора, и включает планетарный редуктор, регулируемый насос 4 и гидромотор 5. Производительность насоса 4 регулируется гидравлическим контуром управления. Контур управления содержит управляющий золотник 2 (ЗУ), соединенный с центробежным маятником 1 (ЦМ) и гидроцилиндр управления 3 (ГЦУ).

При отклонении частоты вращения вала генератора ω_r от заданной за

$$\left. \begin{aligned}
 m_{з.пр} \Delta \ddot{x} + \nu \Delta \dot{x} + F_p \Delta x &= k_{\omega_r}^n \Delta \omega_r; \\
 k_x^n \Delta x &= F_{ц} \Delta \dot{y} + \frac{V_0}{2E} \Delta \dot{\rho}_n; \\
 m_n \Delta \ddot{y} + k_{тр}^n \Delta \dot{y} - F_{ц} \Delta \rho_n &= 0; \\
 \frac{q_{г.м}^{i h} i_{г.м.а}}{2\pi i_{гб}} \Delta \omega_r &= \frac{q_{н.д}^i}{2\pi I} \omega_{д0} \Delta y - \frac{q_{г.м}^{j b} i_{г.м.а}}{2\pi} \Delta \omega_d.
 \end{aligned} \right\} (1)$$

Здесь коэффициенты при отклонениях переменных (Δx , $\Delta \omega_r$, Δy , $\Delta \rho_n$, $\Delta \omega_d$) представляют собой реальные параметры ГСПС, а k_n — коэффициенты линеаризации нелинейных функций в исходных уравнениях (обозначения коэффициентов см. в [1]).

Следует отметить, что коэффициент

$$k_{тр}^n = 4P_{тр} / (\pi d_y \omega) \quad (2)$$

получен методом гармонической линеаризации приведенной силы сухого трения в ГЦУ. Величины a_y и ω являются амплитудой и частотой возможных колебаний штока ГЦУ.

Преобразовав уравнения системы (1) по Лапласу при нулевых начальных условиях и исключив затем изображения всех отклонений, кроме возмущения $\Delta \omega_d(s)$ и выходной величины $\Delta \omega_r(s)$, получим уравнение

$$\begin{aligned}
 \Delta \omega_r(s) \frac{k_p k_{орy}}{(T_p^2 s^2 + 2\xi_p T_p s + 1) T_{г.у} s (T_{ц}^2 s^2 + 2\xi_{ц} T_{ц} s + 1)} - \Delta \omega_r(s) &= \\
 = k_{ор\omega_d} \Delta \omega_d(s). & \quad (3)
 \end{aligned}$$

Здесь $T_{г.у}$, $T_{ц}$, T_p — постоянные времени гидравлического контура управления, ГЦУ и центробежного регулятора; $\xi_{ц}$, ξ_p — коэффициенты относительного демпфирования ГЦУ и центробежного регулятора; k_p , $k_{орy}$, $k_{ор\omega_d}$ — коэффициенты передачи регулятора и объекта регулирования.

Расчет значений постоянных времени ГСПС показывает, что T_p значительно меньше, чем $T_{г.у}$ и $T_{ц}$. Учитывая это, можно уравнение (3), связывающее возмущение $\Delta \omega_d(s)$ и выходную величину $\Delta \omega_r(s)$, записать в упрощенном виде:

$$\Delta \omega_r(s) \frac{k_p k_{орy}}{T_{г.у} s (T_{ц}^2 s^2 + 2\xi_{ц} T_{ц} s + 1)} - \Delta \omega_r(s) = k_{ор\omega_d} \Delta \omega_d(s). \quad (4)$$

Чтобы определить границу устойчивости ГСПС, воспользуемся частотным критерием Михайлова. Для этого необходимо, сделав подстановку $s = j\omega$, при-

равнять левую часть уравнения (4) нулю. В этом случае годограф Михайлова, соответствующий характеристическому полиному, определяемому левой частью уравнения (4), пройдет на комплексной плоскости через начало координат. Полученное таким образом уравнение определяет условия, при которых в ГСПС будут иметь место незатухающие колебания. Учитывая соотношение (2) для коэффициента гармонической линеаризации $k_{\text{тр}}^n$, можно получить выражение для предельного значения амплитуды колебаний штока ГЦУ:

$$a_y^{\text{пред}} = - \frac{2T_{\text{г.у}} V_0 P_{\text{тр}}}{\pi T_{\text{ц}} E F_{\text{ц}}^2 k_p k_{\text{ор}}}. \quad (5)$$

При возникновении в системе колебаний штока ГЦУ с амплитудой $a_y > a_y^{\text{пред}}$ в случае резкого возмущения колебательный процесс в ГСПС становится расходящимся и система теряет устойчивость. Под влиянием еще одной существенной нелинейности — выраженной зоны насыщения ЗУ — приток энергии в контур управления оказывается ограниченным и в системе устанавливаются автоколебания [2].

Из теории ДВС известны максимальные скоростные характеристики большинства двигателей, которым соответствуют следующие параметры максимального гармонического возмущения ГСПС со стороны приводного двигателя: $\omega_{\omega_d}^{\text{max}} = 0,417 \text{ с}^{-1}$, $a_{\omega_d}^{\text{max}} = 89 \text{ рад/с}$. Определив модуль АФЧХ, найденной по передаточной функции $W_{y\omega_d}$ для перемещения штока ГЦУ Δy по возмущению $\Delta \omega_d$, можно получить уравнение, которое связывает максимально возможную амплитуду a_y^{max} колебаний штока ГЦУ с амплитудой $a_{\omega_d}^{\text{max}}$ и частотой $\omega_{\omega_d}^{\text{max}}$ максимального возмущения.

$$A(a_y^{\text{max}})^2 + B a_y^{\text{max}} + C = (k_p k_{\text{ор}} \omega_{\omega_d}^{\text{max}} a_{\omega_d}^{\text{max}})^2. \quad (6)$$

Здесь коэффициенты A, B, C учитывают параметры ГСПС и $\omega_{\omega_d}^{\text{max}}$.

Расчет значения a_y^{max} по уравнению (6) показал, что оно более чем в 8 раз превышает $a_y^{\text{пред}}$, соответствующую границе устойчивости системы (5). Таким образом, ГСПС на наземной машине при максимальном возмущении будет работать неустойчиво с автоколебаниями. Для того чтобы система работала устойчиво, необходимо выполнение условия

$$a_y^{\text{пред}} > a_y^{\text{max}}. \quad (7)$$

Одним из способов повышения устойчивости ГСПС является введение в ЦМ динамического гасителя колебаний (ДГК). ДГК состоит из дополнительной массы, установленной между пружиной ЦМ и дополнительной корректирующей пружиной (см. рис. 1). В этом случае система ЦМ—ЗУ представляет собой простую колебательную систему с двумя степенями свободы. При автоколебаниях на эту систему со стороны центробежных грузиков действует периодическая сила Q , которую в первом приближении можно считать гармонической. Уравнения вынужденных колебаний системы будут иметь вид

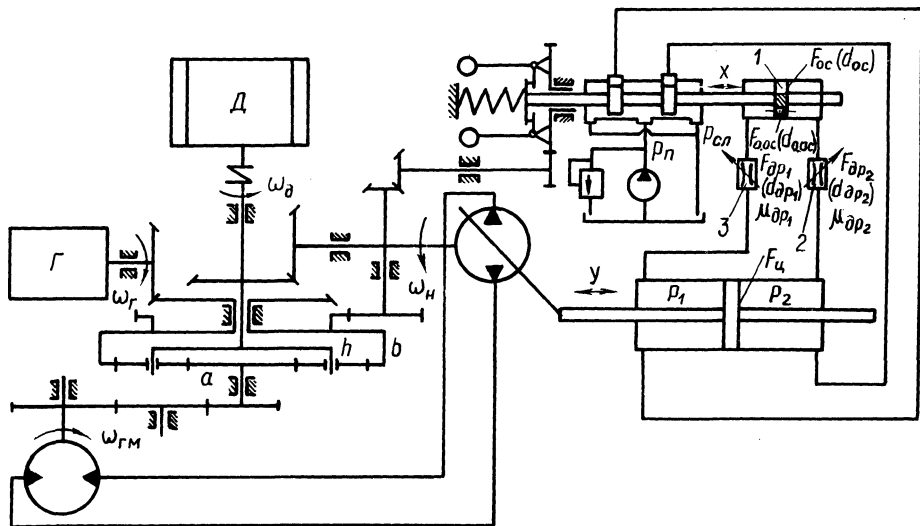


Рис. 2. Гидрокинематическая схема ГСПС с местной гидравлической обратной связью для наземной транспортной машины

$$\left. \begin{aligned} m_{з.пр} \ddot{x} + c(x - x_{доп}) &= Q^* \sin \omega t, \\ m_{доп} \ddot{x}_{доп} + c_{доп} x_{доп} + c(x - x_{доп}) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

При установившихся вынужденных колебаниях $x = A_3 \sin \omega t$, $x_{доп} = A_{доп} \sin \omega t$. Подставив эти выражения в (8) и решив систему уравнений относительно A_3 , можно получить выражение для амплитуды колебаний ЗУ. При этом амплитуду A_3 ЗУ можно сделать равной нулю, т.е. устранить его колебания, если выбрать массу $m_{доп}$ и жесткость $c_{доп}$ таким образом, чтобы

$$c_{доп} - c - m_{доп} \omega^2 = 0, \quad (9)$$

Испытания ГСПС с ДГК, параметры которого подбирались по уравнению (9), показали, что амплитуда колебаний частоты вращения вала генератора уменьшается на 84...85% и находится в том допустимом диапазоне, который регламентирует заказчик.

Вторым способом увеличения запаса устойчивости ГСПС является введение в управляющий контур разработанной авторами местной отрицательной гидравлической обратной связи (ГОС) [3]. Схема ГСПС с ГОС показана на рис. 2. Золотник снабжен дополнительным поршнем 1 с дросселирующим отверстием. Полости этого поршня через регулируемые дроссели 2, 3 соединены с соответствующими полостями ГЦУ. Дроссели 2, 3 служат для настройки ГОС. В процессе работы ГОС создает усилие R , стремящееся вернуть ЗУ в нейтральное положение при его смещении. Усилие ГОС на ЗУ можно найти из уравнения неразрывности потока рабочей жидкости по линии ГОС:

$$R = F_{o.oc} \rho_n \frac{\mu_{др}^2 F_{др}^2}{\mu_{др}^2 F_{др}^2 + 2\mu_{o.oc}^2 F_{o.oc}^2} = k_{oc} \rho_n.$$

Из рассмотрения безразмерных зависимостей усилия обратной связи R от диаметра условного проходного сечения регулируемых дросселей $d_{др}$ при различных диаметрах дросселируемого отверстия $d_{o.oc}$ [3] легко установить, что с точки зрения удобства и расширения диапазона настройки ГОС оптимальные значения $d_{o.oc}$ удовлетворяют соотношению $d_{o.oc}/d_{др max} = 0,25 \dots 0,5$.

Математическую модель ГСПС с ГОС можно получить, как и для исходной ГСПС, в виде уравнения, связывающего изображение выходной величины $\Delta\omega_r(s)$ с изображением возмущения $\Delta\omega_d(s)$:

$$\Delta\omega_r(s) \frac{k_p k_{ору}}{T_{г.у} s (T_{ц}^2 s^2 + 2\xi_{ц.ос} T_{ц} s + 1)} - \Delta\omega_r(s) = k_{ор\omega_d} \Delta\omega_d(s).$$

В этом уравнении коэффициент относительного демпфирования системы

$$\xi_{ц.ос} = \xi_{ц} + \frac{k_{пер} m_n}{2T_{ц} F_{ц}^2} + \frac{k_{oc} m_n}{2T_{г.у} T_{ц} F_p F_{ц}}$$

Здесь $\xi_{ц.ос} > \xi_{ц}$, т.е. демпфирование в ГСПС с ГОС увеличилось по сравнению с исходной системой.

При помощи критерия устойчивости Михайлова можно получить, как и для исходной ГСПС, выражение для предельной амплитуды возможных колебаний штока ГЦУ, которое определяет границу устойчивости системы с ГОС:

$$a_{осу}^{пред} = \frac{a_y^{пред}}{1 + \frac{k_{пер} m_n T_{г.у}}{k_p k_{ору} F_{ц}^2 T_{ц}^2} + \frac{k_{oc} m_n}{k_p k_{ору} F_p F_{ц} T_{ц}^2}}.$$

Поскольку в этом уравнении коэффициент $k_{ору}$ отрицателен, область устойчивой работы ГСПС с ГОС больше, чем исходной системы.

Таким образом, всегда можно подобрать такое значение k_{oc} , чтобы выполнялось неравенство (7).

Описанная ГОС была реализована на ГСПС для наземной транспортной машины. Проведенные испытания показали, что ГСПС с ГОС работает устойчиво, без автоколебаний при всех возможных возмущениях со стороны приводного двигателя и, согласно ГОСТ 10511-83, по длительности переходного процесса соответствует I классу точности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Солоденков С.В., Лаптев Ю.Н., Дьячков Е.А. Результаты исследования способов повышения устойчивости гидромеханической системы постоянной скорости. — М., 1986. — Деп. в ЦНИТЭИ тракторосельхозмаш, 22.05.86, № 712-ТС. 2. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. — М., 1977. 3. А.с. 1196822 (СССР). Центробежный регулятор скоростей.

К ВЫБОРУ РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ АКСИАЛЬНО–ПОРШНЕВОЙ ГИДРОМАШИНЫ С НАКЛОННЫМ БЛОКОМ ЦИЛИНДРОВ

Все аксиально-поршневые гидромашины можно разделить на две основные группы, в пределах которых конструктивно отличающиеся друг от друга гидромашины схожи по месту возникновения вращающего момента: гидромашин с наклонным диском; гидромашин с наклонным блоком.

Простота кинематических схем гидромашин первой группы обуславливает простоту их конструкции и незначительное количество необходимых деталей. Так, например, различия в конструкциях поршневой группы позволяют выделить только два типа этих гидромашин по виду контакта поршней с наклонным диском, который может быть либо точечным (кинематическая пара I класса), либо поверхностным (конструкция с башмаками, содержащая две кинематические пары III класса). Эти конструкции наиболее рациональны, поэтому проводимые в настоящее время работы по совершенствованию конструкций и повышению эксплуатационных характеристик гидромашин с наклонным диском проводятся в направлениях, не затрагивающих кинематику поршневой группы [1]. Недостатком рассматриваемых гидромашин являются тяжелые условия работы поршней и цилиндров.

Указанного недостатка лишены конструкции с наклонным блоком цилиндров. Отличительным признаком кинематических схем поршневой группы этих гидромашин является последовательное соединение двух шаровых пар III класса. Известно, что такое кинематическое соединение накладывает только одно условие связи, т.е. способно передавать усилие только по оси, проходящей через центры шаровых пар [2]. Таким образом, поршни и стенки цилиндров почти разгружаются от радиальных сил. Однако уменьшение до минимума радиальных нагрузок и механических потерь в поршневой группе в распространенных в настоящее время гидромашинах этого типа сопряжено с существенным усложнением их конструкций. Поэтому проблема выбора рациональной кинематической схемы поршневой группы и устранение вредной подвижности в механизме путем принудительного ведения блока цилиндров не утратила в настоящее время своей актуальности.

Анализ существующих конструкций гидромашин с наклонным блоком цилиндров позволяет разделить их в зависимости от кинематической схемы поршневой группы на четыре типа (рис. 1).

Гидромашин с поршневой группой первого типа нашли наиболее широкое применение. Примером может служить серийно выпускаемый гидромотор типа 11М [3]. Их недостатком является ограничение рабочего давления по условию устойчивости шатунов и по удельным нагрузкам на поверхности головки шатуна, встраиваемой в тело поршня.

Гидромашин с поршневой группой второго типа подробно рассмотрены в работе [5]. Они имеют конусные поршни, снабженные у торца уплотнительным кольцом. При такой конструкции поршней повышается их устойчивость,

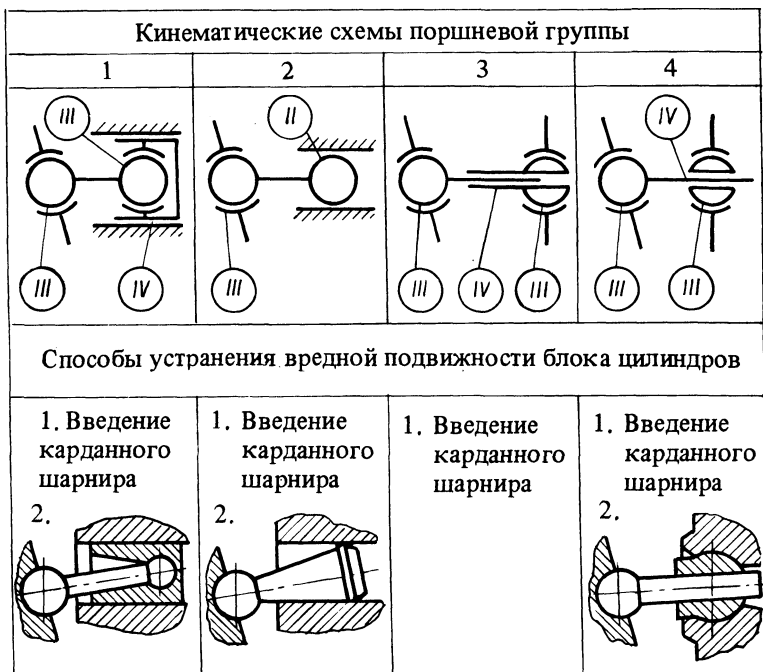


Рис. 1. Кинематические схемы поршневых групп и некоторые способы устранения вредной подвижности блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком цилиндров (II—IV— классы кинематических пар)

однако область применения таких гидромашин ограничена большими утечками рабочей жидкости в паре поршень — цилиндр, которая является кольцевой парой II класса, обеспечивающей линейный контакт указанной пары.

К третьему типу можно отнести гидромашин с шарнирно закрепленными цилиндрами [4]. Несмотря на отсутствие недостатков, присущих первым двум типам, широкого применения они не нашли в связи с влиянием центробежных сил от вращающихся масс шарнирно закрепленных поршней и цилиндров на условия работы поршневой группы и ограничением давления рабочей жидкости по жесткости стенок цилиндров.

Следующим шагом в реализации компоновочных возможностей кинематических соединений типов 1—3 (см. рис. 1) явилось создание конструктивной схемы гидромашины, имеющей поршневую группу четвертого типа.

Новым в предложенном техническом решении является то, что шаровая пара III класса выполнена в качестве самостоятельного конструктивного элемента (шаровой головки), закрепленного либо на блоке цилиндров, либо на фланце приводного вала. Поршни консольно установлены в отверстия шаровых головок с образованием цилиндрической пары IV класса. При этом рабочие камеры выполнены за шаровыми головками и имеют форму усеченного конуса. Консольные части поршней расположены в рабочих камерах с зазором относительно их стенок (рис. 2).

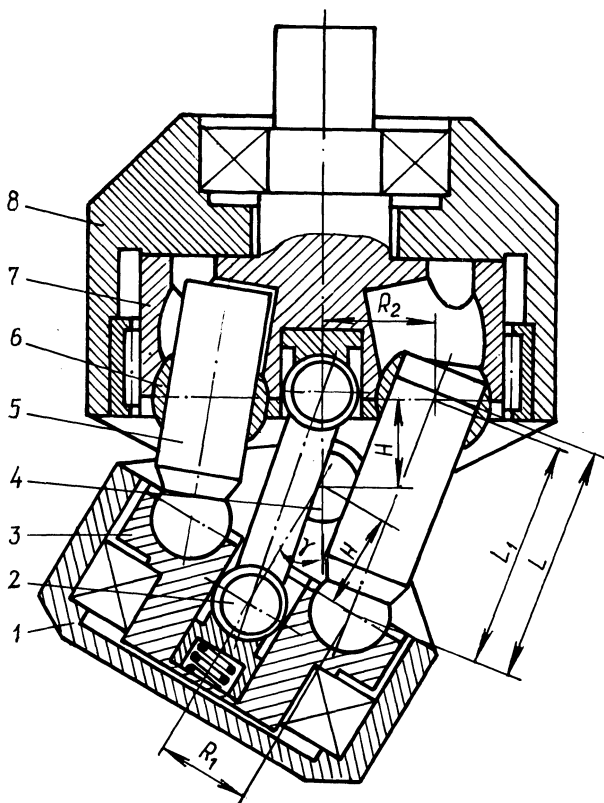


Рис. 2. Конструктивная схема предлагаемой гидромашины:

1—поворотная люлька; 2 — карданный цилиндр; 3 — обойма; 4 — шарнир крепления поворотной люльки к корпусу; 5 — поршень; 6 — шаровая головка; 7 — приводной вал; 8 — корпус; L — расстояние между центрами сферических шарниров обоймы и торцами соответствующих поршней; L_1 — расстояние между центром шарнира крепления максимально выдвинутого из отверстия шаровой головки поршня и центром этой шаровой головки при максимальном угле наклона поворотной люльки от нейтрального положения; R_1 — радиус окружности центров сферических шарниров обоймы; R_2 — радиус окружности центров сферических шарниров приводного вала; H — расстояние между осью шарнира крепления поворотной люльки к корпусу и плоскостями, проходящими через центры сферических шарниров обоймы и приводного вала; γ — угол наклона поворотной люльки от нейтрального положения.

Указанная гидромашина наиболее близка к конструкции с шарнирно закрепленными цилиндрами (третьего типа). Новое компоновочное решение позволяет уменьшить влияние центробежных сил на условия работы поршневой группы. Самоустановка пары поршень — шаровая головка в процессе работы обеспечивается благодаря тому, что перекосящиеся поршни под действием центробежных сил компенсируются угловым перемещением шаровой головки. Для обеспечения самоустановки поршня в отверстия шаровой головки на протяжении всего его хода необходимо выполнение условия $L > L_1$, где

$$L_1 = [R_1^2 + R_2^2 + 2H^2 - 2\sqrt{(R_1^2 + H^2)(R_2^2 + H^2)} \cos(\arctg \frac{H}{R_1} + \arctg \frac{H}{R_2} + \gamma_{\max})]^{1/2}.$$

Предложенная гидромашина по сравнению с известными конструкциями того же типа имеет следующие преимущества: 1) упрощается конструкция за счет уменьшения количества сложных с технологической точки зрения деталей; 2) увеличивается рабочий объем за счет возможности размещения оси поворота люльки на биссектрисе угла, образованного плоскостями, проходящими через центры шарниров крепления поршней и шаровых головок; 3) обеспечивается работа при высоких давлениях рабочей жидкости; 4) улучшаются условия работы поршневой группы за счет способности ее самоустанавливаться в процессе работы; 5) обеспечивается возможность простого ведения блока цилиндров за счет выполнения шаровых головок с буртом, контактирующим со спрофилированной поверхностью желоба, выполненного по периметру сферических гнезд, в которые устанавливаются шаровые головки (см. рис. 1).

Характерной особенностью гидромашин с поршневой группой четвертого типа является то, что поршни в процессе работы совершают относительно блока цилиндров сложное движение, в результате которого их образующие описывают коническую поверхность. При этом угол при вершине конуса, а следовательно, и мертвый объем рабочих камер минимален, когда ось поворота блока цилиндров расположена в плоскости шарниров крепления поршней. В этом случае мертвый объем камер определяется только дезаксиалом гидромашин. Максимальные значения упомянутого выше угла и мертвого объема имеют место при выполнении оси поворота блока цилиндров на биссектрисе угла между плоскостями, проходящими через центры шаровых головок блока цилиндров и шарниров крепления поршней.

Таким образом, увеличение рабочего объема гидромашин сопряжено со снижением ее объемного КПД и некоторым повышением радиального габарита блока цилиндров. Кроме того, возникает проблема уменьшения скорости изнашивания сопряженных поверхностей шаровых головок и гнезд стопорной пластины.

При расчете энергетических потерь в предложенной гидромашине и в гидромашине, выполненной по схеме с шарнирно закрепленными цилиндрами, принималось, что ось поворота блока цилиндров расположена на биссектрисе угла между плоскостями, проходящими через центры шарниров блока цилиндров и обоймы (т.е. случай максимального мертвого объема) и угол наклона поворотной люльки от нейтрального положения $\gamma = 50^\circ$. Учитывались следующие факторы, влияющие на объемный КПД: а) недозаполнение рабочих камер жидкостью вследствие наличия в жидкости нерастворенного воздуха, потерь напора в местных сопротивлениях и гидравлического сопротивления магистралей, инерционных сил жидкости, кавитационных процессов; б) сжатие жидкости в мертвом пространстве; в) деформации деталей под давлением жидкости. Расчеты показали, что объемный КПД в предложенной гидромашине снижается на 2...4 %. Центробежные силы, действующие на порш-

невую группу, уменьшаются в 2,5...3 раза, а контактные напряжения в сопряженных поверхностях поршней и шаровых головок — в 3...3,5 раза.

Уменьшения скорости изнашивания поверхностей шаровых головок и гнезд стопорной пластины можно достичь известными способами, например путем выполнения на поверхности гнезд смазочных канавок.

Выбор рациональной конструкции поршневой группы является одним из главных в совокупности факторов, влияющих на характеристики аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком цилиндров. В предложенной гидромашине за счет нового конструктивного выполнения поршневой группы устранен ряд недостатков, присущих машинам традиционных конструкций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Направления развития конструкций аксиально-поршневых насосов и гидромоторов / В.М.Петухов, Л.М.Бельферман, А.И.Жерняк и др.: Обзор. серия С-5. — М., 1981. — С. 8 — 26. 2. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. — М., 1985. — С. 41—42. 3. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под ред. Б.Б.Некрасова. — Мн., 1985. — С. 269—270. 4. А.с. 775377 (СССР). Аксиально-поршневая гидромашина. 5. W.W a l z e r, Geometrie und Kinematik der Zylindertrommelmitnahme in Axialkolbenmaschinen/Deutsch. Konstruktion. — 1985. — Vol. 37. — No 12. — S. 481—488.

УДК 629.114.2.012

А.Р.СОБОЛЕВСКИЙ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПОТЕРЬ В ХОДОВОЙ ЧАСТИ ТРАКТОРА

В связи с увеличением энергонасыщенности и рабочих скоростей современных тракторов все более актуальным становится поиск путей более полного использования их потенциальных возможностей. Это может быть достигнуто снижением потерь мощности и увеличением загрузки двигателя. Для решения поставленной задачи необходимо исследовать влияние различных параметров тракторного агрегата на потери мощности. Выбор оптимальных значений различных параметров позволит минимизировать эти потери, улучшить энергетический баланс тракторного агрегата и его КПД.

Теоретическими [1] и экспериментальными [2, 3] исследованиями установлено значительное увеличение потерь мощности в ходовой части трактора при повышении его рабочих скоростей. При этом результаты расчетов с использованием зависимостей, приведенных в учебниках по теории трактора, не согласуются с результатами экспериментов. Объясняется это особенностями преобразования сигналов нелинейными характеристиками упругих элементов ходовой части и нелинейными зависимостями между силами сопротивления качению и нормальными реакциями дороги на колесах трактора. Чем выше среднее квадратическое отклонение (СКО) высоты неровностей дороги, тем в большей мере проявляется влияние нелинейностей на увеличение потерь мощности трактора. Потери мощности зависят также от жесткости подвески и

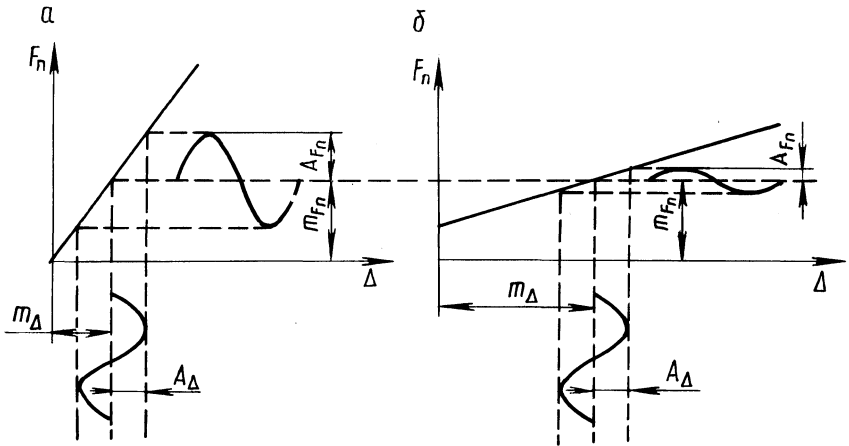


Рис. 1. Упругие характеристики подвески:

m_{Δ} и m_{F_n} — математическое ожидание деформации и упругой силы; A_{Δ} — амплитуда колебаний упругого элемента

шины, которые непосредственно влияют на дисперсию нормальных реакций дороги, обусловленную колебательными движениями тракторного агрегата.

На рис. 1, а, б приведены линейные характеристики двух упругих элементов различной жесткости. При синусоидальном изменении деформации упругого элемента Δ сила упругости F_n также изменяется по гармоническому закону, но СКО колебаний F_n (т.е. σ_{F_n}) больше для элемента с большей жесткостью. Это относится как к шине, так и к рессоре подвески. Чем больше амплитуда A_F усилия в подвеске F_n , тем больше амплитуда $A_{F_{ш}}$ нормальных реакций дороги $F_{ш}$.

Рассмотрим, как влияет $\sigma_{F_{ш}}$ на силу сопротивления качению. Как известно [4], при движении по грунтовой дороге сила сопротивления качению F_f пропорциональна кубу нормальной реакции дороги $F_{ш}$ (рис. 2). Проанализируем прохождение сигнала (в нашем случае переменной $F_{ш}$) с постоянным математическим ожиданием $m_{F_{ш}}$, но различными СКО $\sigma_{F_{ш}}$ через элемент с нелинейной характеристикой $F_f = f(F_{ш})$ (рис. 2, а, б). Как следует из рисунка, при большей $A_{F_{ш}}$, т.е. при большем значении $\sigma_{F_{ш}}$, возрастает не только σ_{F_f} но и математическое ожидание силы сопротивления качению m_{F_f} (рис. 2а). Таким образом, для снижения потерь мощности необходимо обеспечить снижение дисперсии вертикальных колебаний трактора. Это можно обеспечить выбором оптимальных характеристик подвески и шин.

При моделировании движения тракторного агрегата в составе трактора МТЗ-80 и прицепа 2ПТС-4 на высшей передаче по грунтовой дороге рассматривались два варианта подвески — серийная и опытная (табл. 1). Основным

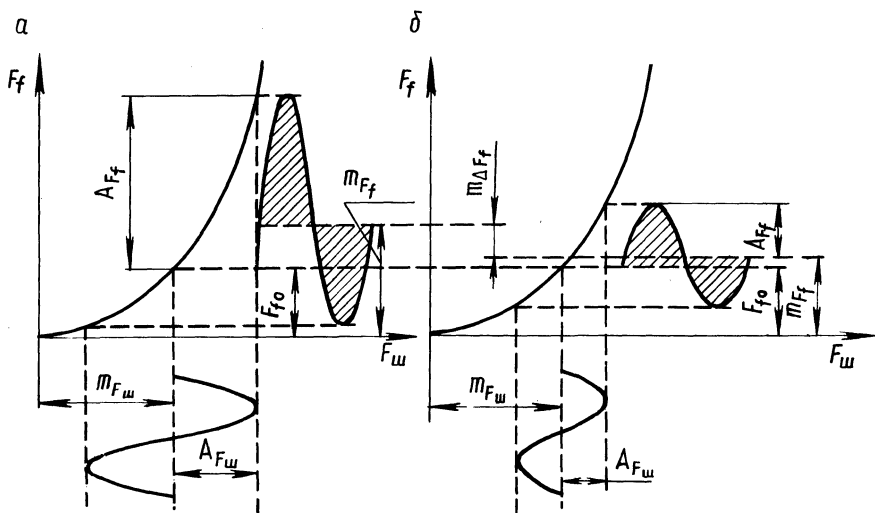


Рис. 2. Зависимость силы сопротивления качению F_f от нормальной реакции дороги $F_{ш}$:

$m_{F_{ш}}$, $A_{F_{ш}}$ — математическое ожидание и амплитуда колебаний нормальной реакции дороги; F_{f0} — сила сопротивления качению при статическом нагружении колеса; A_{F_f} — амплитуда колебаний силы сопротивления качению

отличием подвески является наличие дополнительной пружины, которая делает упругую характеристику подвески существенно нелинейной. Жесткость основного упругого элемента опытной подвески уменьшена по сравнению с серийной в 3,6 раза, а ход увеличен в 2,5 раза.

Во второй строке таблицы приведены результаты расчетов по приближенной формуле, используемой в теории трактора: $F_f = fF_{ш}$, где f — коэффициент сопротивления качению, принимаемый постоянным для данной опорной поверхности.

Табл. 1. Потери мощности на качение P_f , кВт

Сравниваемые характеристики	Подвеска		Относительное снижение P_f , %
	серийная	опытная	
Зависимость кубическая $F_f(F_{ш})$	0,793/1,134	0,769/0,884	3,0/22,0
	линейная	0,755/0,867	0,755/0,866
Относительная ошибка вычисления P_f , %	4,8/23,5	1,8/2,2	

П р и м е ч а н и е. В числителе при $\sigma_d = 10$ мм, в знаменателе — $\sigma_d = 20$ мм (σ_d — СКО высоты неровностей дороги).

Потери мощности на качение у трактора с серийной подвеской выше, чем с опытной, причем разница в значениях P_f увеличивается с ухудшением качества опорной поверхности. Это обусловлено меньшей жесткостью и большим ходом опытной подвески, обеспечивающим снижение СКО нормальных реакций дороги σ_d . В частности, при $\sigma_d = 10$ мм значение $\sigma_{F_{\text{ш}}}$ снижается с 1710 Н до 944 Н. При использовании простейшей линейной зависимости $F_f(F_{\text{ш}})$ значения P_f для серийной и опытной подвесок практически одинаковы, что свидетельствует о непригодности этой зависимости для статистического анализа мощностного баланса тракторного агрегата. Ошибка вычислений при этом возрастает с увеличением жесткости подвески и σ_d .

Проведенные исследования показывают, что при анализе мощностного баланса трактора необходимо учитывать нелинейные характеристики подвески и шины, а также нелинейную зависимость $F_f(F_{\text{ш}})$.

Результаты теоретических исследований подтверждаются лабораторно-полевыми испытаниями, проведенными в Могилевском машиностроительном институте и изложенными в работе [2].

ЛИТЕРАТУРА

1. Т а р а с и к В.П. Проектирование колесных тягово-транспортных машин. — Мн., — 1984.
2. К у т ь к о в Г.М. Тяговая динамика тракторов. — М., 1980.
3. С о б о л е в с к и й А.Р., Т а р а с и к В.П. Влияние параметров подвески на энергетический баланс колесного трактора класса 14 кН//Динамика и надежность мобильных с.-х. машин // Тез. докл. обл. семинара-совещ. — Гомель, 1983. — С. 90—94.
4. Колесные тракторы для работы на склонах / П.А.Амельченко, И.П.Ксенович, В.В.Гуськов и др. — М., 1978.

УДК 629.113-598

О.Б.КАПЕЛИН, Ф.Л.ПЕКЕР

АВТОМАТИЗАЦИЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМОЙ

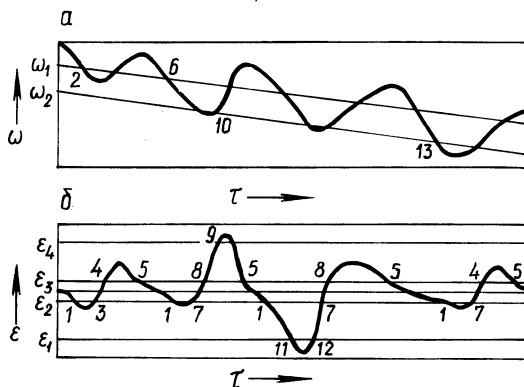
Для анализа различных алгоритмов управления антиблокировочными тормозными системами (АБС) разработан программный модуль (ПМ), позволяющий моделировать на ЭВМ процесс торможения автомобиля с гидравлической АБС.

Программный модуль включает головную программу (в которой выполняются ввод исходных данных, организация вычислений и построение графиков на АЦПУ) и ряд подпрограмм, где моделируются колесо автомобиля [1], тормозной гидропривод [2], логика работы АБС, а также обеспечивается печать результатов вычислений. Подпрограмма моделирования гидропривода дает возможность выполнять расчет его динамики без учета, а также с учетом сжимаемости рабочей жидкости.

ПМ позволяет моделировать многофазовые алгоритмы функционирования АБС, работа которых построена на задании постоянных значений (уставок) по угловому ускорению (до четырех уставок) и по угловой скорости колеса (до двух уставок).

Рис. 1. Точки переключения фаз работы алгоритма управления АБС:

ω — угловая скорость колеса; ω_1 и ω_2 — пороговые значения угловой скорости колеса; ϵ — угловое ускорение (замедление) колеса; ϵ_1 — ϵ_4 — пороговые значения углового ускорения (замедления) колеса; τ — время



На рис. 1, а, б показано изменение во времени угловой скорости и углового ускорения ϵ колеса при работе АБС. Пересечения текущих значений ω и ϵ с линиями, определяющими уставки ω_1 и ω_2 ; $\epsilon_1, \dots, \epsilon_4$, образуют 13 характерных точек, которые соответствуют смене фаз работы алгоритма (табл. 1).

При достижении значений угловых замедлений (ускорений) или угловой скорости колеса, соответствующих какой-либо уставке, происходит смена фазы алгоритма в соответствии с моделируемым законом управления АБС.

При моделировании алгоритма разработчик АБС выбирает количество фаз и вид каждой фазы (подъем, сброс или отсечка давления), количество и вид уставок (по ω и по ϵ). Далее выбираются характерные точки (см. рис. 1), соответствующие той или иной фазе алгоритма (табл. 1). Перед выполнением расчетов в исходных данных указывается признак обработки той или иной фазы для конкретной точки.

Подпрограмма печати выдает следующие текущие значения параметров: время с начала торможения, продольное замедление оси колеса, угловая скорость и угловое ускорение (замедление) колеса, давление в колесном тормозном цилиндре, проскальзывание колеса и признак обрабатываемой фазы торможения.

С помощью данного ПМ моделировался пятифазовый алгоритм (табл.2).

В качестве исходных данных были приняты характеристики колеса автомобиля ВА3-2109. Один из вариантов расчета процесса его торможения на сухом асфальтовом покрытии приведен на рис. 2, а—в. Графики на рис. 3 позволяют оценить влияние уставок в алгоритме АБС и характеристик используемых шин на тормозной путь колеса.

Результаты расчета показывают, что при торможении колеса на однородной поверхности давление в тормозном приводе близко к некоторому значению, соответствующему оптимальному характеру торможения колеса без его блокирования. Амплитуда и частота колебаний зависят от параметров всей системы, но прежде всего от уровня уставок, которые определяют функционирование АБС. Расчетным путем определены уставки, позволяющие получить максимальную эффективность торможения колеса для пятифазового алгоритма работы АБС: $\epsilon_1 = -820 \text{ рад/с}^2$, $\epsilon_2 = -105 \text{ рад/с}^2$, $\epsilon_3 = 10 \text{ рад/с}^2$, $\epsilon_4 = 490 \text{ рад/с}^2$, $\omega_1 = 0,85\omega_a$, $\omega_2 = 0,7\omega_a$, где ω_a — скорость автомобиля, приведенная к скорости колеса.

Табл. 1. Отработка фаз работы алгоритма управления АБС

Наименование фазы	Номера точек (рис. 1)
Быстрый сброс давления	1, 2, 6, 11, 13
Медленный сброс давления	1, 2, 6, 7, 12, 13
Отсечка давления	1, 2, 3, 4*, 6, 7, 8, 10, 13
Медленный подъем давления	3, 5
Быстрый подъем давления	5, 9

* Возможен вариант, когда при достижении точки 4 команда не обрабатывается.

Табл. 2. Моделирование пятифазового алгоритма управления АБС

Наименование фазы	Номера точек (рис. 1)
Быстрый сброс давления	11
Медленный сброс давления	2, 12
Отсечка давления	1, 3, 8, 10
Медленный подъем давления	5
Быстрый подъем давления	9

ПМ позволяет оценить влияние используемых шин на процесс торможения колеса. Как видно из рис. 3, наименьший тормозной путь колеса автомобиля ВАЗ-2109 соответствует случаю использования шин со следующими характеристиками: $I_{\kappa} = 0,534 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{с}^2$, $c_z = 152,1 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, $R_{\kappa.c} = 0,286 \text{ м}$ (I_{κ} — момент инерции колеса, c_z — нормальная жесткость, $R_{\kappa.c}$ — радиус качения в свободном режиме).

С помощью ПМ исследовано также влияние на процесс торможения

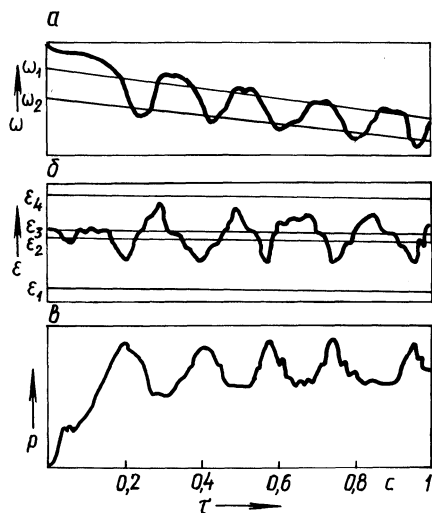
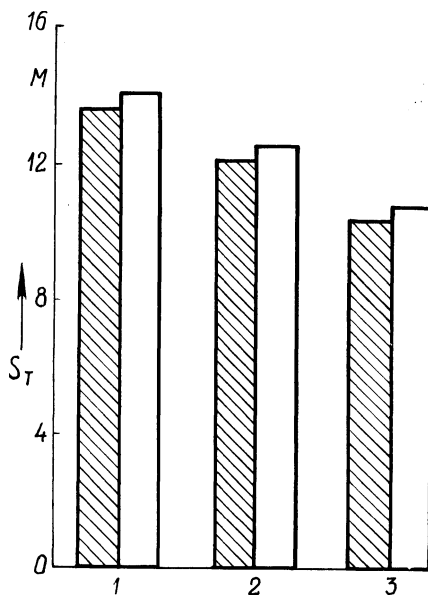


Рис. 2. Процесс торможения колеса автомобиля ВАЗ-2109 на сухом асфальте (p — давление рабочей жидкости в колесном тормозном цилиндре)

Рис. 3. Влияние типа шин на тормозной путь S_T колеса автомобиля ВА3-2109 с АБС:

1 - $I_{\kappa} = 0,493 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, $c_z = 147,98 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, $R_{\kappa.с} = 0,288 \text{ м}$; 2 - $I_{\kappa} = 0,534 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, $c_z = 152,10 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, $R_{\kappa.с} = 0,286 \text{ м}$; 3 - $I_{\kappa} = 0,551 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, $c_z = 131,32 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, $R_{\kappa.с} = 0,280 \text{ м}$;
 □ $\omega_1 = 0,22 \text{ рад/с}$, $\omega_2 = 0,40 \text{ рад/с}$;
 ▨ $\omega_1 = 0,15 \text{ рад/с}$, $\omega_2 = 0,30 \text{ рад/с}$



колеса автомобиля ряда параметров гидропривода АБС (диаметра поршня модулятора, длины и диаметров гидролиний, типа тормозной жидкости). С помощью ПМ можно выполнять анализ работы различных алгоритмов, а также выбирать конкретные значения параметров АБС (уставки по ω и ϵ , диаметр и длину гидролиний, диаметр поршня модулятора и т.п.).

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Разработанный ПМ позволяет моделировать различные алгоритмы работы АБС. ПМ реализован на языке ПЛ/1 в операционной системе виртуальных машин.
2. Предлагаемый способ анализа и выбора характеристик алгоритма применим для расчета законов управления АБС, имеющих до четырех уставок по ускорению (замедлению) колеса и до двух уставок по его угловой скорости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. — М., 1986.
2. Метлюк Н.Ф., Аветушко В.П. Динамика пневматических приводов автомобилей. — М., 1980.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ АВТОМОБИЛЕЙ

УДК 629.113.004

С.В.ШУМИК, С.С.КУЧУР

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТРУДОВЫХ ЗАТРАТ НА УСТРАНЕНИЕ НЕИСПРАВНОСТЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

При работе автотранспортных предприятий (АТП) в условиях хозрасчета и самофинансирования, внедрения бригадного подряда в производственных подразделениях все большую актуальность приобретает определение технически обоснованных нормативов на работы по техническому обслуживанию и текущему ремонту (ТР) автомобилей. Решение этой задачи позволит техническим службам АТП оптимально планировать работу зоны ТР, снизить простои автомобилей в ожидании ремонта, уменьшить потери рабочего времени исполнителей от недозагрузки зоны ТР. Известно, что постовые работы составляют 40...60 % от общего объема работ ТР. Простои автомобилей при ТР в ряде АТП достигают 60...80 % всех простоев автомобилей [1].

В настоящее время, как правило, для планирования работы зоны ТР применяются среднестатистические нормы трудоемкости, которые без обоснования применяются к различным автомобилям. Применение коэффициентов корректирования также не решает проблему, так как эти коэффициенты являются средними величинами [1]. В этой связи перспективным направлением является планирование работы АТП по фактическим трудозатратам на устранение конкретной неисправности конкретного автомобиля.

Для определения трудозатрат на практике используются в основном два метода: проведение длительных и дорогостоящих натурных экспериментов с хронометрированием выполняемых операций; использование типовых нормативов затрат труда и времени на выполнение элементарных операций. Однако указанные методы являются довольно громоздкими. Процесс расчета трудоемк. Не представляется возможным проводить оперативную оценку различных вариантов технологических процессов по устранению неисправностей автомобилей применительно к производственно-технической базе конкретного АТП.

Разработан инженерный метод прогнозирования трудовых затрат на устранение неисправностей автомобиля [2]. Основная идея метода заключается в теоретическом моделировании на ЭВМ процесса формирования трудовых затрат. В этой связи технологический процесс устранения неисправностей рассматривается как конкретная реализация в динамической системе, состоящей из автомобиля, исполнителей и производственно-технической базы АТП, и характеризуется совокупностью конструктивных, технологических и эрго-

номических характеристик (параметров системы). К числу таких параметров относятся число и масса предварительно снимаемых конструктивных составных частей автомобиля для обеспечения доступа, число разбираемых при этом резьбовых крепежных пар, соединений с натягом, стопорений, число и вид применяемого инструмента, оценка рабочей позы исполнителя. Аналогичные параметры характеризуют и непосредственно процесс замены самой составной части автомобиля, т.е. ее легкоъемность. Указанные параметры являются аргументами разработанной математической модели, которая основана, таким образом, непосредственно на физической сущности процесса формирования трудовых затрат на устранение неисправностей автомобилей. При этом важным фактором является оценка рабочей позы исполнителя. Это позволит учитывать особенности устранения неисправностей на постах различных видов канавных, напольных, на подъемниках или специализированных постах. Таким образом, учитывается производственно-техническая база конкретного АТП.

С целью оценки эффективности разработанного метода, точности и достоверности результатов прогнозирования проведена экспериментальная его проверка. В качестве объекта исследования выбраны основные модели отечественных автомобилей: МАЗ-5335, КамАЗ-5320, КрАЗ-257, ЗИЛ-130, ГАЗ-53А. Экспериментально, а также с использованием технической документации, проведен структурный анализ отдельных технологических процессов замены агрегатов, узлов, деталей (в среднем по 20 технологическим процессам по каждому автомобилю). В результате структурного анализа определены число-

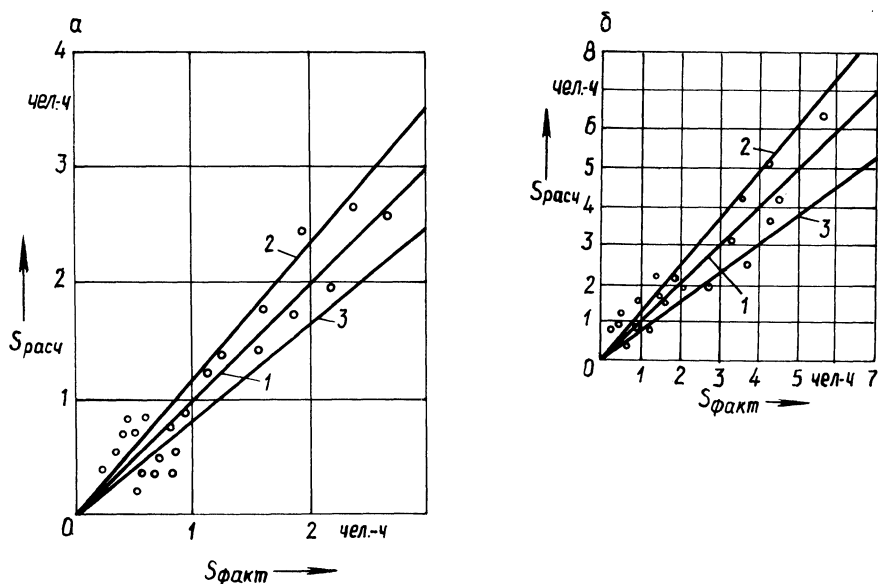


Рис. 1. Оценка точности прогнозирования трудовых затрат на устранение неисправностей автомобилей:

а – ЗИЛ-130; б – КамАЗ-5320; 1, 2, 3 – прямые, характеризующие уровень ошибки прогнозирования: соответственно $\epsilon = 0$, $\epsilon = +15\%$, $\epsilon = -15\%$ для автомобиля ЗИЛ-130, $\epsilon = 0$, $\epsilon = +25\%$, $\epsilon = -25\%$ для автомобиля КамАЗ-5320

Табл. 1. Фактическая и расчетная трудоемкость замены агрегатов, узлов, деталей автомобилей

Заменяемый агрегат, узел, деталь	Трудоемкость, чел.-ч, для автомобилей									
	МАЗ-5335		КамАЗ-5320		КрАЗ-257		ЗИЛ-130		ГАЗ-53А	
	$S_{ф}$	$S_{р}$	$S_{ф}$	$S_{р}$	$S_{ф}$	$S_{р}$	$S_{ф}$	$S_{р}$	$S_{ф}$	$S_{р}$
Задний мост	5,6	5,1	6,1	5,31	5,12	5,83	4,87	5,24	4,8	5,4
Редуктор главной передачи	1,95	1,84	4,3	3,8	5,1	5,7	2,1	1,99	1,2	1,45
Сальник ведущей шестерни главной передачи	0,84	1,12	1,4	1,6	1,54	1,83	0,88	0,91	0,6	0,61
Коробка передач (КП)	3,65	2,95	8,4	6,7	4,1	3,92	4,1	3,84	2,62	2,58
Подшипник первичного вала КП	3,3	3,64	8,8	7,4	4,6	4,0	4,3	3,96	2,68	2,65
Фланец вторичного вала КП	0,51	0,70	0,9	0,75	0,6	0,58	1,2	1,14	1,1	1,45
Сальник вторичного вала КП	0,83	0,87	1,1	0,9	0,85	0,75	1,4	1,22	1,37	1,35
Карданный вал	0,83	0,95	0,85	0,91	0,90	0,88	0,77	0,91	0,71	0,82
Сцепление	3,95	3,38	8,9	7,1	4,87	4,7	4,6	5,4	2,95	2,8
Передняя рессора	1,46	1,28	1,1	1,2	1,42	1,23	1,66	1,82	1,29	1,39
Задняя рессора	1,63	1,44	1,0	1,3	1,95	1,54	1,98	2,43	1,3	1,6
Передний мост	3,47	3,77	3,9	3,1	3,2	2,95	2,8	2,54	2,5	2,42

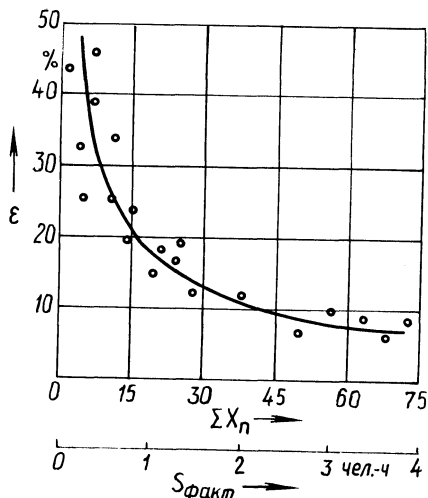
вые значения указанных выше параметров. По полученным данным проведен расчет на ЭВМ.

В табл. 1 приведены в качестве примера значения фактических и расчетных значений трудозатрат на замену некоторых агрегатов, узлов, деталей по рассматриваемым моделям автомобилей. На рис. 1 показана графическая оценка точности моделирования для автомобилей ЗИЛ-130 и КамАЗ-5320. По оси абсцисс отложены фактические значения трудозатрат замены каждого элемента, а по оси ординат – расчетные их значения. Средняя ошибка прогнозирования по моделям автомобилей составляет соответственно: ЗИЛ-130 – 16,8 %, МАЗ-5335 – 21,04, КамАЗ-5320 – 18,6, КрАЗ-257 – 11,8, ГАЗ-53 – 13,1 %.

Необходимо отметить, что наибольший уровень относительной ошибки прогнозирования характерен для замены элементов с малой трудоемкостью. Небольшие расхождения (по абсолютной величине) прогнозируемых и фактических значений трудозатрат дают значительный уровень ошибки. Например, фактическая трудоемкость замены фланца вторичного вала коробки передач автомобиля МАЗ-5335 составляет 0,51 чел.-ч, расчетная – 0,70 чел.-ч (см. табл. 1). Уровень относительной ошибки составляет 38 %.

На рис. 2 показана зависимость точности прогнозирования от общего числа конструктивных параметров, формирующих трудозатраты на устранение неисправности. Таким образом, расчет трудовых затрат в пределах 0,5... 0,6 чел.-ч на замену конструктивных элементов с коэффициентом доступ-

Рис. 2. Зависимость точности прогнозирования от общего числа учитываемых конструктивных параметров автомобиля и трудоемкости технологического процесса устранения его неисправности



ности, равным единице, предпочтительней вести с использованием метода пооперационных нормативов. В этом случае обеспечивается более точный расчет, процесс которого в данном случае несложен. Однако средняя ошибка не позволяет судить об адекватности получаемых результатов. С этой целью проведена проверка однородности оценок дисперсий $\sigma^2(S_{\phi})$ и $\sigma^2(S_p)$, математических ожиданий $M(S_{\phi})$ и $M(S_p)$ фактических и расчетных значений трудовых затрат. Проверка гипотезы о том, что экспериментальные и расчетные значения существенно не различаются при уровне значимости $\alpha = 0,05$, проведена по значению F -критерия Фишера, гипотезы о несущественности различия оценок средних значений — по t -критерию Стьюдента.

Результаты оценки точности и адекватности результатов моделирования на ЭВМ трудовых затрат на замену составных частей автомобилей позволяют заключить, что разработанный метод обеспечивает приемлемую для инженерных расчетов точность прогнозирования. Практическое использование разработанного метода позволяет: а) при разработке технологических процессов замены быстроизнашивающихся элементов оперативно анализировать различные варианты доступа к заменяемому конструктивному элементу автомобиля и выбирать технологический процесс, соответствующий минимальным трудовым затратам; б) разрабатывать эксплуатационные нормативы трудовых затрат на устранение всех потенциально возможных неисправностей автомобилей применительно к производственно технической базе конкретного АТП.

Таким образом, предлагаемый метод прогнозирования трудовых затрат является необходимой составной частью решения проблемы управления общим технологическим процессом обслуживания и ремонта автомобилей по техническому состоянию.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г о в о р у щ е н к о Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей. — Харьков, 1984.
2. Ш у м и к С.В., К у ч у р С.С. Метод моделирования на ЭВМ потенциального уровня ремонтпригодности автомобильных транспортных средств // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Мн., 1988. — Вып. 3. — С. 101–106.

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ ГИДРОСИСТЕМ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Повышение надежности машин, представляющих собой сложную систему взаимосвязанных элементов, немыслимо без существенного увеличения надежности каждой из подсистем, каждого ее элемента. К числу таких подсистем относится и гидропривод автомобилей. Опыт эксплуатации машин показывает, что около 30 % отказов гидроприводов вызвано неисправностями насоса [1, 2]. При этом фактический ресурс шестеренных насосов составляет в среднем 50 % от установленного заводом-изготовителем.

Основной причиной снижения подачи шестеренных насосов типа НШ-32 и НШ-46 ниже допустимых пределов является естественное изнашивание их деталей и прежде всего корпуса, изготовленного из алюминиевого сплава АЛ-9. Исследования показывают, что наибольший износ корпуса насоса имеет место в зоне работы шестерен. При этом средняя величина износа находится в пределах 25...40 мкм. При износе колодцев корпуса насоса НШ-46 свыше 55 мкм последний выбраковывается [4]. Износ поверхностей колодца ведущей шестерни насоса в среднем в 1,5...2 раза больше износа колодца ведомой шестерни. Кроме того, на поверхности колодцев имеются раковины и трещины. В результате неравномерного изнашивания по поясам поверхности колодцев становится ступенчатой.

По данным исследований [2], основными видами изнашивания деталей гидросистем являются абразивное и эрозионно-кавитационное. Эмиссионно-спектральным анализом установлено, что за 180 ч работы насоса НШ-46 износ при абразивном изнашивании в зоне трения сопряжения корпус — шестерня составляет $6,8 \cdot 10^{-6}$ кг, а при эрозионном — $19,8 \cdot 10^{-6}$ кг. Это может быть объяснено низким коэффициентом гидроэрозионной стойкости сплава АЛ-9.

Следовательно, для повышения износостойкости колодцев корпусов насосов НШ-32 и НШ-46 необходимо упрочнение их рабочих поверхностей — нанесение износостойких покрытий. При этом целесообразно было бы упрочнять не всю поверхность колодцев, а наиболее нагруженную их часть — участки поверхности колодцев, расположенные со стороны всасывания между линиями центров подшипников скольжения и большой осью корпуса. Последнее при существующей конструктивной схеме указанных насосов практически невозможно осуществить в условиях массового производства. При разработке конструкции перспективных моделей насосов необходимо учитывать возможность использования прогрессивных упрочняющих технологий с целью повышения износостойкости наиболее нагруженных участков рабочей поверхности колодцев.

Проведенные авторами исследования показали, что одним из наиболее перспективных методов повышения износостойкости деталей, изготовленных из алюминиевых сплавов является нанесение композиционных дисперсных покрытий (КДП) химическим методом [3]. Разработанный технологический

процесс нанесения покрытий на поверхности деталей, изготовленных из алюминия и его сплавов, содержащих те или иные дисперсные материалы, обеспечивает соответствие триботехнических характеристик покрытий заданным условиям нагружения.

Однако повышение надежности шестеренных насосов должно достигаться не только технологическими, но и конструктивными методами.

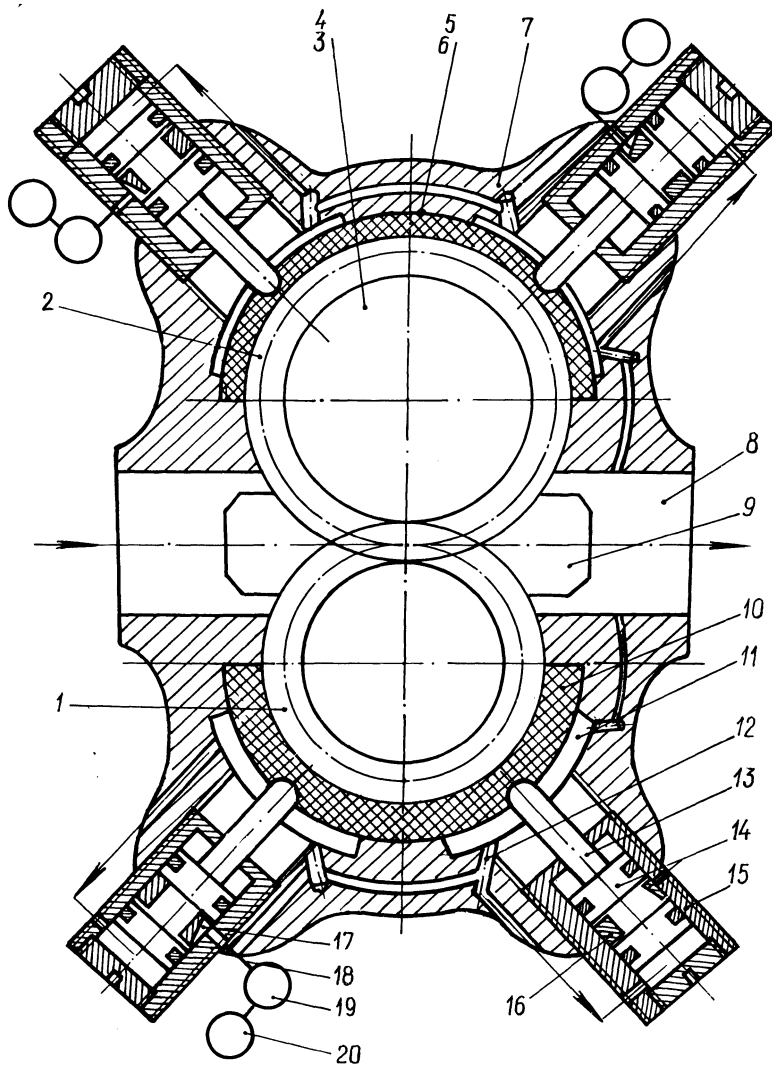


Рис. 1. Конструктивная схема шестеренного насоса [1]:

1, 2 — шестерни; 3 — цапфа; 4 — подшипник скольжения; 5, 6 — расточки корпуса; 7 — корпус; 8 — полость нагнетания; 9 — полость всасывания; 10 — колодка; 11 — камера; 12 — канал; 13 — шток; 14 — поршень; 15 — цилиндр; 16 — пружинное кольцо; 17 — паз; 18 — измерительный стержень; 19 — контрольное устройство; 20 — прибор

В рамках решения задачи повышения надежности шестеренных насосов за счет конструктивно-технологических мер нами предложен ряд конструктивных схем насосов, в которых на участках поверхностей колодцев со стороны всасывания устанавливаются колодки из антифрикционного материала или имеющие соответствующее покрытие. Предусмотрено устройство оперативного диагностирования состояния колодок (с возможной фиксацией остаточного ресурса работы) .

На рис. 1 представлена одна из разработанных схем шестеренного насоса. Постоянный контакт колодок 10 с шестернями 1 и 2 обеспечивается за счет гидродожима, а контроль величины износа в сопряжении шестерня — колодка — посредством датчика перемещений. Шкала прибора 20 контрольного устройства 19 дает информацию об остаточном ресурсе указанного выше сопряжения. Применение быстросменных колодок позволяет, с одной стороны, снизить трудоемкость ремонта насосов, а с другой стороны, дает возможность использовать практически любую технологию упрочнения. Так, например, лазерная обработка рабочей поверхности колодки с предварительно нанесенным КДП позволяет повысить их износостойкость в несколько раз. При этом можно использовать колодки из алюминиевых сплавов или нелегированных сталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Т е т ю х и н В.И., Я н с о н В.М. Эксплуатация и ремонт шестеренчатых аксиально-поршневых и пластинчатых насосов. — Л., 1974.
2. Черкун В.Е. Ремонт и долговечность гидравлических систем. — М., 1972.
3. Т и т к о в В.И., Д я т л о в О.М. Повышение надежности гидромеханических передач автомобилей БелАЗ // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Мн., 1986. — Вып. 1. — С. 96—98.
4. Руководство по капитальному ремонту. Автомобили БелАЗ-540, БелАЗ-540А, БелАЗ-2548А. — М., 1974.

УДК 629.113.004

А.С.САВИЧ, Л.К.САВИЧ

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТРУДОЕМКОСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА СИСТЕМ ЭЛЕКТРОБОРУДОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Для рационального использования подвижного состава автомобильного транспорта необходимо решить ряд технических, экономических и организационных задач, среди которых важное место занимает своевременное и качественное выполнение технического обслуживания (ТО) и ремонта автомобилей и их конструктивных частей, правильная организация и нормирование выполняемых работ.

Режимы технического обслуживания автомобилей, находящихся в эксплуатации, регламентированы "Положением о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта", в котором приведены

нормативы трудоемкости ТО и текущего ремонта (ТР) отдельных агрегатов и систем автомобилей.

В начальный период эксплуатации автомобилей новых моделей трудоемкость текущего и капитального их ремонтов устанавливается ориентировочно, без учета конструктивной сложности автомобилей и особенностей эксплуатации. Более достоверно трудоемкость ТР может быть установлена только на основании статистических данных, полученных в результате наблюдений в период эксплуатации автомобилей. Однако такой метод требует определенных затрат времени для сбора и накопления статистической информации по фактическим трудовозатратам на ТО и ТР автомобилей.

Для новых моделей автомобилей при недостаточном опыте их эксплуатации трудоемкость ТО и ТР может быть определена методом прогнозирования, т.е. путем установления связи между трудоемкостью и отдельными конструктивными параметрами автомобиля. Предлагаемый в данной работе расчетно-статистический метод определения трудоемкости ТО, ТР и капитального ремонта (КР) систем электрооборудования автомобилей базируется на анализе нормативных трудовозатрат по видам технических воздействий и параметров, характеризующих конструктивную сложность указанных систем.

На основе анализа характера работ при ТО и КР систем электрооборудования автомобилей установлены следующие факторы, влияющие на трудоемкость указанных видов технических воздействий: x_1 — мощность механизмов типа электродвигатель-генератор; x_2 — количество механизмов типа электродвигатель-генератор; x_3 — количество контрольно-измерительных приборов; x_4 — количество устройств функционального назначения; x_5 — количество точек регулировки. На трудоемкость текущего ремонта системы электрооборудования автомобилей влияют факторы x_1 — x_4 .

Конструктивно-технологический анализ приборов системы электрооборудования отечественных автомобилей позволил определить количественные характеристики перечисленных выше факторов.

На основании классификации и количественной оценки факторов проведен регрессионный анализ трудоемкости технического обслуживания и ремонта систем электрооборудования по видам технических воздействий. Получены следующие математические модели:

$$T_{\text{ТО-1}} = -2,217 - 0,078x_1 + 1,108x_2 + 0,043x_3 + 0,047x_4 - 0,002x_5, \quad (1)$$

$$T_{\text{ТО-2}} = -11,602 - 0,032x_1 + 6,268x_2 + 0,142x_3 + 0,084x_4 - 0,049x_5, \quad (2)$$

$$T_{\text{ТО}} = -2,262 - 0,028x_1 + 1,264x_2 + 0,032x_3 + 0,008x_4 - 0,01x_5, \quad (3)$$

$$T_{\text{ТР}} = -0,020 - 0,062x_1 + 0,135x_2 + 0,118x_3 + 0,027x_4, \quad (4)$$

$$T_{\text{КР}} = -21,84 + 0,38x_1 + 5,72x_2 + 2,01x_3 + 0,21x_4 + 0,79x_5, \quad (5)$$

где $T_{\text{ТО-1}}$, $T_{\text{ТО-2}}$, $T_{\text{ТО}}$ — трудоемкость соответственно ТО-1, ТО-2 и суммарная трудоемкость ТО (на 1000 км пробега) системы электрооборудования,

чел.-ч; $T_{ТР}$ – трудоемкость текущего ремонта (на 1000 км пробега), чел.-ч ;
 $T_{КР}$ – трудоемкость капитального ремонта, чел.-ч.

Статистические характеристики полученных моделей приведены в табл. 1.

Значения статистических характеристик свидетельствуют о высокой степени адекватности полученных математических моделей, что подтверждает правильность выбора методического подхода.

Для комплексной оценки влияния конструктивной сложности системы электрооборудования на трудоемкость ее обслуживания и ремонта определены количественные интегральные показатели (КИП). Расчеты показали, что наиболее приемлемым для регрессионного анализа является параметр

$$K = W_3 \sum \ln x_i \quad (6)$$

В формуле (6) W_3 – мощность механизмов типа электромотора-генератора; x_i – количественное выражение i -го фактора.

С помощью регрессионного анализа установлены зависимости трудоемкости ТО-1, ТО-2, ТР и КР систем электрооборудования автомобилей от показателя K . Расчеты производились на ЭВМ. Получены следующие модели:

$$T_{ТО-1} = -0,15 + 0,015K_1; \quad (7)$$

$$T_{ТО-2} = 4,314 - 0,206K_2 + 0,002K_2^2; \quad (8)$$

$$T_{ТР} = 0,422 - 0,009K_3 + 10^{-4}K_3^2; \quad (9)$$

Табл. 1. Статистические характеристики математических моделей

Вид технического воздействия	Номер формулы	Множественное корреляционное отношение η	Значение критерия Фишера	Средняя ошибка аппроксимации ϵ , %
ТО-1	(1)	0,999	35,8	4,02
ТО-2	(2)	0,999	25,2	1,77
ТО	(3)	1,0	2,42	0,73
ТР	(4)	0,994	18,91	4,25
КР	(5)	0,989	9,045	7,60

Табл. 2. Статистические характеристики математических моделей

Вид технического воздействия	Номер формулы	Корреляционное отношение η	Значение критерия Фишера	Средняя ошибка аппроксимации ϵ , %
ТО-1	(7)	0,770	7,47	15,30
ТО-2	(8)	0,759	23,21	5,10
ТР	(9)	0,530	7,82	14,28
КР	(10)	0,590	2,63	13,20

$$T_{\text{КР}} = 5,748 + 0,067K_4, \quad (10)$$

где K_1 , K_2 , K_3 и K_4 — показатели, характеризующие конструктивную сложность системы и учитывающие влияние соответствующих факторов на трудоемкость выполнения технических обслуживаний, текущего и капитального ремонтов.

Статистические характеристики полученных моделей (7)–(10) приведены в табл. 2.

Статистические характеристики указывают на высокую степень адекватности указанных зависимостей от комплексного конструктивного параметра K .

Таким образом, полученные корреляционные зависимости (как многофакторные модели, так и модели с учетом комплексного конструктивного показателя K) обеспечивают достаточную для практики точность прогнозирования трудоемкости ТО, ТР и КР систем электрооборудования перспективных моделей автомобилей.

УДК 629.113.004

**М.М.БОЛБАС, Е.Л.САВИЧ,
В.В.ШЛОВЕЦ, И.В.ЯРОШОНОК**

ЗАВИСИМОСТЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ, ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ ЗИЛ-138А ОТ ЕГО РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Одним из путей решения энергетической и экологической проблем на автомобильном транспорте является широкое применение дешевого заменителя жидкого топлива нефтяного происхождения — углеводородного газа, в первую очередь сжатого природного (СПГ).

В настоящее время пополнение парка газобалонных автомобилей (ГБА) происходит как за счет выпуска новых, так и переоборудования уже эксплуатируемых автомобилей. При этом переоборудовании автомобилей для питания СПГ регулировочные параметры основных систем двигателя не меняются, что приводит к недоиспользованию энергетических возможностей природных газов.

Вместе с тем, как показал опыт эксплуатации ГБА, неисправности основных систем двигателей, работающих на газе, приводят к значительному ухудшению топливно-энергетических показателей и повышенному выбросу токсичных веществ. До настоящего времени методы диагностирования газобалонных автомобилей разработаны еще недостаточно.

С целью изучения влияния отклонений основных регулировочных параметров двигателей ГБА на энергетические, экономические и экологические показатели авторами проведены лабораторно-стендовые испытания двигателя ЗИЛ-138А при работе его на СПГ. В состав экспериментальной установки входит двигатель ЗИЛ-138А, работающий как на газе, так и на бензине, установленный на обкаточно-тормозном стенде, мод. КИ-2139Б. Установка оснащена

необходимым оборудованием и приборами, в том числе и газоанализаторами Элкон-S 305, ГЛ-1121, 344ХЛ, предназначенными соответственно для измерения содержания окиси углерода (СО), углеводородов ($C_m H_n$), эталонированных по гексану ($C_6 H_{14}$), и окислов азота (NO_x) в отработавших газах (ОГ) автомобилей. Питание двигателя газом осуществляется от контейнера с 16 баллонами.

Для измерения расхода СПГ используется метод, основанный на определении расхода газа из сосуда известного объема. Уравнение состояния для реального газа, находящегося в ограниченном объеме,

$$pV = zmRT, \quad (1)$$

где p – давление газа в баллоне, Па; V – объем мерного баллона, m^3 ; z – коэффициент сжимаемости газа; m – масса газа, находящегося в баллоне, кг; R – газовая постоянная данного газа, Дж/(кг·К); T – температура газа в баллоне, К.

Из уравнения (1) масса газа $m = pV/(zRT)$.

Тогда расход газа за время проведения опыта

$$\Delta m = V \left(\frac{p_H}{z_H RT_H} - \frac{p_K}{z_K RT_K} \right),$$

где индексы "Н" и "К" соответствуют параметрам p , z , T в начале и конце опыта.

Поскольку плотность газа $\rho = p/(zRT)$, можно записать окончательно, что $\Delta m = V(\rho_H - \rho_K)$.

При измерении расхода газа фиксировались давление и температура его в баллоне как в начале, так и в конце опыта. Температура газа определялась с помощью термопары ТХК, введенной в мерный баллон.

Были исследованы пять режимов, характеризующих диапазон работы двигателей ЗИЛ-138А. Два режима соответствуют ГОСТ 17.2.2.03–87: минимальная частота вращения коленчатого вала холостого хода (принята 600 мин^{-1}) характеризует состояние системы холостого хода, повышенная частота – общее состояние основной газоподающей системы. Три нагрузочных режима соответствуют частоте вращения коленчатого вала 2000 мин^{-1} и различной степени загрузки двигателя: один из режимов – полному открытию дроссельной заслонки, два других – положению, обеспечивающему разрежение во впускном трубопроводе 40 и 20 кПа. Разрежение 40 кПа характеризует работу двигателя при средних нагрузках, 20 кПа – на режимах, соответствующих максимальному обеднению смеси.

Исследовалось влияние угла опережения зажигания, зазора между контактами прерывателя-распределителя, зазора между электродами свечей зажигания, зазора в механизме газораспределения при работе двигателя на газовом топливе и бензине, а также различных неисправностей газовой топливной аппаратуры на экономические и экологические показатели работы двигателя. Исследования показали, что увеличение зазора в прерывателе-распределителе более рекомендуемого заводом-изготовителем (0,3...0,4 мм) приводит к росту выброса $C_m H_n$ в 4...6 раз. С уменьшением зазора до 0,1...0,2 мм также повышается выброс $C_m H_n$ вследствие уменьшения генерируемого напряжения катушки зажигания и энергии электрической искры. Мощностные и экономи-

ческие показатели работы двигателя при отклонениях зазоров между контактами от рекомендуемых также ухудшаются, а содержание СО в ОГ изменяется незначительно. Аналогичные результаты получены и при работе двигателя на бензине.

Зазор между электродами свечей зажигания, рекомендуемый заводом-изготовителем, — 0,9...1,1 мм — соответствует оптимальным показателям мощности, удельного расхода топлива и минимальным выбросам $C_m H_n$ как при работе двигателя на бензине, так и на газовом топливе. Увеличение и уменьшение зазора между электродами свечей зажигания приводит к снижению мощности двигателя, ухудшению топливной экономичности и повышенным выбросам $C_m H_n$. При увеличении зазора до 1,4 мм выбросы углеводородов возрастают в 6...8 раз и достигают 500 млн^{-1} при полном открытии дроссельной заслонки. Выбросы СО несколько снижаются вследствие разбавления отработавших газов непрореагировавшим топливом. При работе двигателя на бензине отклонение зазоров в свечах зажигания от оптимальных вызывает более высокие выбросы $C_m H_n$, чем при работе на газе.

Увеличение теплового зазора в клапанном механизме до 0,35...0,40 мм при работе на газе обуславливает некоторое улучшение мощностных и экономических показателей двигателя, что связано с уменьшением угла перекрытия клапанов и уменьшением при этом поступления газообразного топлива в выпускную систему. Уменьшение же зазора до нулевого значения на прогретом двигателе вызывает значительное ухудшение энергетических и экономических его показателей. При этом выбросы $C_m H_n$ возрастают в 4...5 раз, что является следствием снижения плотности посадки выпускных клапанов, приводящего к прорыву газов в выпускную систему на такте расширения. Концентрация СО в отработавших газах снижается до 1,5 % (режим полных нагрузок). При работе двигателя на бензине оптимальным по мощностным и экономическим показателям работы является зазор 0,25...0,30 мм. Отклонения зазора от рекомендуемого, как и при работе двигателя на газе, приводят к изменению содержания токсичных компонентов в ОГ.

Влияние угла опережения зажигания на показатели двигателя показано на рис. 1. При работе двигателя на бензине оптимальным на режиме полных нагрузок ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$) является угол, близкий к 37° , что соответствует установочному углу опережения зажигания 9° . При работе двигателя на газе этот оптимум смещается в сторону более раннего зажигания к 43° , что соответствует установочному углу опережения зажигания 15° . При этом выбросы $C_m H_n$ несколько возрастают, достигая при угле 49° величины 200 млн^{-1} (полное открытие дросселя). Концентрация окислов азота в ОГ по мере увеличения угла опережения зажигания от 28° до 49° возрастает в 1,5 раза, что является следствием повышения максимальной температуры цикла. Концентрация СО изменяется незначительно.

Из рис. 2 видно, что максимум мощности двигателя соответствует давлению во второй ступени редуктора низкого давления (РНД) 50...100 Па. Здесь же находится и минимум удельного расхода топлива. Концентрация СО возрастает по мере роста давления p_2 . Выбросы $C_m H_n$ изменяются незначительно. При этом максимальное содержание NO_x соответствует более низкому давлению, так как при этом двигатель работает на обедненных смесях, в которых при высоких температурах сгорания достаточно много свободного кислорода.

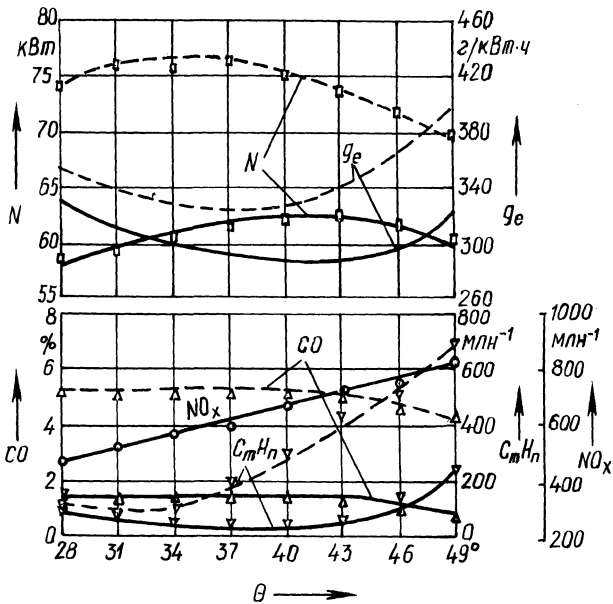


Рис. 1. Влияние угла опережения зажигания на показатели работы двигателя ЗИЛ-138А при его работе на СПГ (—) и бензине А-76 (---) на режиме полного открытия дросселя ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$).

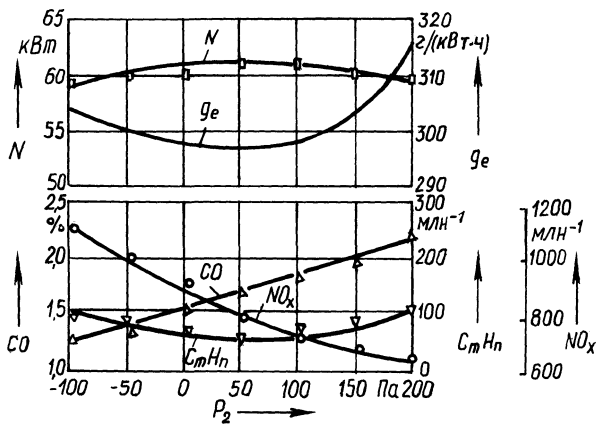


Рис. 2. Влияние регулировки второй ступени РВД на показатели работы двигателя ЗИЛ-138А на режиме полного открытия дросселя ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$).

Таким образом, зазоры в свечах зажигания и прерывателе-распределителе при работе двигателя как на бензине, так и на газовом топливе соответствуют рекомендуемым заводом-изготовителем. При работе двигателя на газе оптимальными следует считать зазор в клапанном механизме 0,35... 0,40 мм (на бензине — 0,25...0,30 мм), установочный угол опережения зажигания 15° (на бензине — 9°).

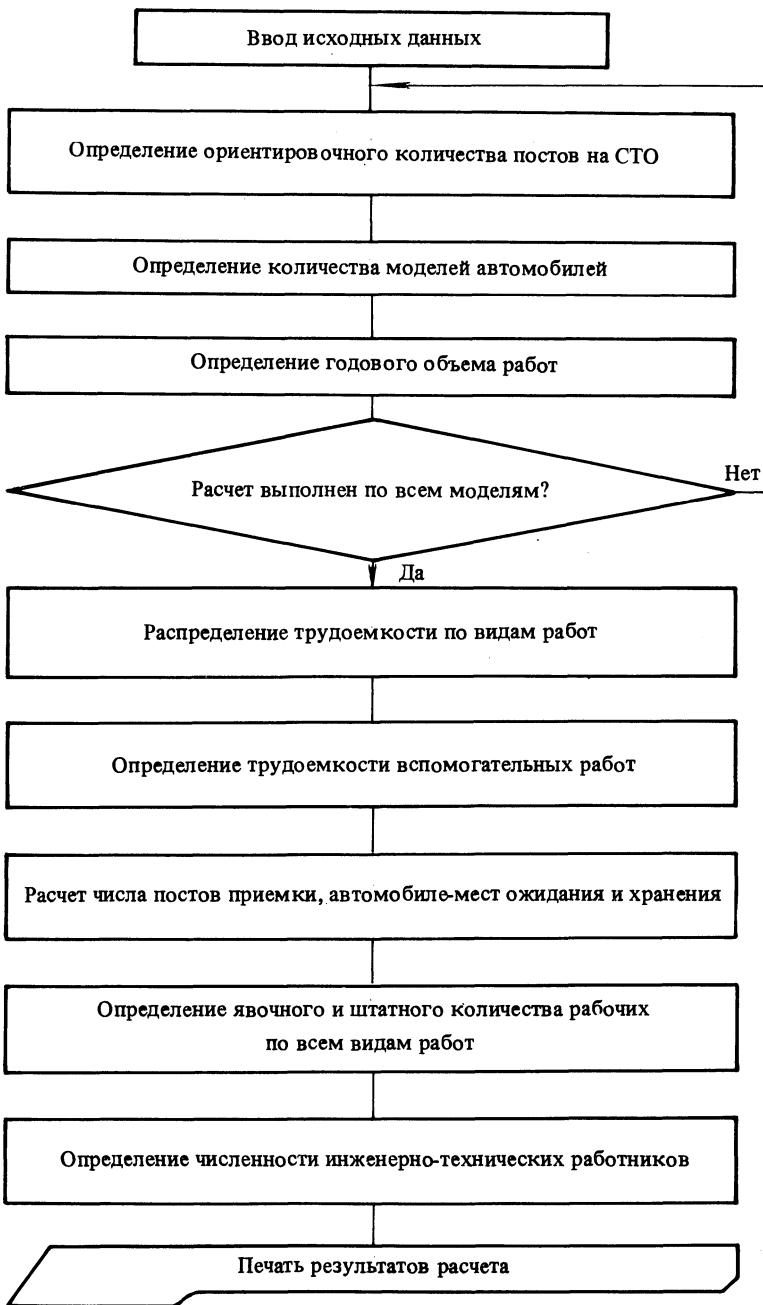


Рис. 1. Укрупненная схема алгоритма технологического расчета СТО

Табл. 1. Результаты расчета суммарного числа постов на СТО

Число обслуживаемых автомобилей	Число постов при годовом пробеге автомобилей, км								
	8 000			10 000			12 000		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
500	1,7	2,0	2,2	2,1	2,5	2,8	2,5	3,0	3,3
1000	3,4	4,0	4,4	4,2	5,0	5,6	5,0	6,0	6,7
1500	5,8	6,9	7,6	7,2	8,6	9,5	8,6	10,3	11,4
2000	7,7	9,2	10,1	9,6	11,4	12,7	11,5	13,7	15,2
2500	9,6	11,4	12,7	12,0	14,3	15,8	14,4	17,2	19,0
3000	11,6	14,1	15,3	14,5	17,6	19,2	17,4	21,2	23,0
3500	13,6	16,4	17,9	16,9	20,6	22,4	20,3	24,7	26,8
4000	15,1	18,6	19,7	18,8	23,2	24,6	22,6	27,8	29,6
4500	17,0	20,9	22,2	21,2	26,1	27,7	25,4	31,3	33,3
5000	18,8	23,2	24,6	23,6	29,0	30,8	28,3	34,8	37,0

Примечание. 1 — автомобили особо малого класса, 2 — малого, 3 — среднего.

загруженную смену, $\gamma = 66\%$; среднее число рабочих на посту $P = 1,25$ чел. на участке кузовных и малярных работ, $P = 2,0$ на других участках; коэффициент использования рабочего времени поста $\eta = 0,9$; число рабочих дней станции в году — 357; продолжительность рабочей смены — 8,2 ч.

По разработанной программе были выполнены технологические расчеты СТО, обслуживающей автомобили особо малого, малого и среднего класса при годовом пробеге 8000, 10 000, 12 000 и 14 000 км и числе автомобилей от 500 до 10 000. Всего были рассчитаны 240 вариантов СТО.

В табл. 1 приведены результаты расчета суммарного числа постов в зависимости от класса и числа обслуживаемых автомобилей, а также их годового пробега. Подобные таблицы были построены также по всем видам работ (технического обслуживания, шиномонтажным, кузовным и др.). По результатам расчета построены номограммы (рис. 2,3), позволяющие определять потребности в постах и рабочих по всем видам работ и в целом по СТО в зависимости от класса и количества обслуживаемых автомобилей.

Использование номограмм показано на примере расчета числа постов и рабочих по следующим исходным данным: в течение года СТО обслуживает 3500 автомобилей особо малого класса; среднегодовой пробег автомобилей — 12,0 тыс. км. Для данного случая суммарное число постов на СТО $\Sigma n = 17,4$, а штатное количество рабочих $\Sigma P = 52$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Напольский Г.М. Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания. — М., 1985.
2. Общесоюзные нормы технологического проектирования предприятий автомобильного транспорта (ОНТП-01-86). — М., 1986.

СОДЕРЖАНИЕ

Конструирование и расчет автомобилей и тракторов

Беленков В.П., Бусел Б.У., Парашенко Р.Н., Ревский В.Г. Исследование эксплуатационных процессов нагружения редукторов мотор-колес самосвалов . . .	3
Молибошко Л.А., Монтаньес М. Амплитудно-частотные характеристики трансмиссий грузовых автомобилей . . .	7
Стаскевич С.Г., Лепешко И.И. Особенности расчета электромеханического сцепления с самоусилением . . .	11
Кравец Ф.К. Влияние наддува воздуха на подачу компрессора пневматической тормозной системы автомобилей . . .	15
Журавлев С.С. Математическая модель для расчета на ЭВМ углов крена и устойчивости против бокового опрокидывания автомобиля с подвеской свечного типа . . .	18
Самарцев С.Б., Корейво В.Я., Митяев А.Ф. К вопросу переключения передач в трансмиссиях автомобилей с многовальными ГМП . . .	23
Нгуен Ван Банг, Бартош П.Р. К расчету питающей части пневматической тормозной системы большегрузного автомобиля . . .	28
Капустин В.В., Королькевич В.А., Граменицкий Б.И. Экспериментальные исследования вибронгруженности гидроприводов автомобилей БелАЗ . . .	32
Лефаров А.Х. О критической частоте вращения карданных валов грузовых автомобилей . . .	35
Андреев А.Ф. К вопросу о тяговом расчете многоосного трактора . . .	37
Баев В.С., Стригунов С.И. Тягово-сцепные свойства и поворачиваемость колесного трактора класса 2 . . .	39
Бойков В.П. Выбор расчетной схемы динамической системы водитель—сиденье . . .	43
Ванцевич В.В. Синтез характеристик межколесных дифференциалов внедорожных машин . . .	47
Войтешонок В.С. Раздаточная коробка для полноприводных тракторов "Беларусь" . . .	51
Герасимович А.К. К определению бокового зазора в верхней конической паре переднего ведущего моста трактора . . .	54
Грибко Г.П., Сидоренко В.Ю., Фурсов В.З. Оценка схемной надежности пневматического тормозного привода большегрузного тракторного поезда . . .	56
Зеленый П.В., Якубович О.А. Обоснование применения стабилизируемой ходовой части на универсально-пропашных тракторах повышенной устойчивости . . .	60
Миркитанов В.И., Таяновский Г.А., Теленченко В.В. Распределение крутящих моментов в заблокированных межосевых приводах активного тракторного поезда . . .	64
Скуртул А.И., Закревская Л.В., Стецко А.П., Стецко П.А. Энергетическая оценка муфты сцепления трактора класса 1, 4 . . .	68
Турлай С.Н., Будько В.В., Лукерчик Л.М. К вопросу о классификации МЭС . . .	73
Бедункевич В.М., Пузанова Т.В., Широченко В.А. Автоматизация формирования математической модели гидравлической системы управления . . .	77
Кузнецов Е.В., Татаров Е.Е. Математическая модель двигателя постоянной мощности . . .	81
Тарасик В.П., Антипенко Г.Л. Импульсная система управления зубчатыми муфтами тракторных трансмиссий . . .	84

Кухаренок Г.М., Пинский Д.М., Ивандиков М.П. Методика комплексной корректировки индикаторных диаграмм двигателей внутреннего сгорания	87
Герашенко В.В., Куприянчик В.В. Методика испытаний трансмиссии МТА	91
Солоденков С.В., Лаптев Ю.Н. Исследование устойчивости гидромеханической системы постоянной скорости и способы ее повышения	93
Пронько А.В. К выбору рациональной конструкции поршневой группы аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком цилиндров	99
Соболевский А.Р. Определение мощности потерь в ходовой части трактора	103
Капелин О.Б., Пекер Ф.Л. Автоматизация моделирования алгоритмов управления гидравлической антиблокировочной тормозной системой	106

Эксплуатация и ремонт автомобилей

Шумик С.В., Кучур С.С. Прогнозирование трудовых затрат на устранение неисправностей автомобилей	110
Титков В.И., Дятлов О.М. Конструктивно-технологические методы повышения надежности шестеренных насосов гидросистем большегрузных автомобилей	114
Савич А.С., Савич Л.К. Прогнозирование трудоемкости технического обслуживания и ремонта систем электрооборудования автомобилей.	116
Болбас М.М., Савич Е.Л., Шловенец В.В., Ярошонок И.В. Зависимость энергетических, экономических и экологических показателей работы двигателя ЗИЛ-138А от его регулировочных параметров	119
Поклад Л.Н., Танкович В.С. Результаты автоматизированного технологического расчета станций технического обслуживания легковых автомобилей	123

Научное издание

КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

Выпуск 4

Редактор *Ж.И.Васюк*. Младший редактор *А.П.Берлина*. Художественный редактор *И.А.Демковский*. Технический редактор *Л.И.Счисленок*. Корректор *Л.А.Еркович*. Оператор *М.К.Войнич*

ИБ № 2813

Подписано в печать с оригинала-макета 16.05.89 г. АТ 10373. Формат 60х90 1/16. Бумага офсет. Офсет. печать. Гарнитура Универс. Усл.печ.л. 8. Усл.кр.-отт. 8, 5. Уч.-изд.л.9,47. Тираж 770 экз. Зак. 5884. Цена 2 р.

Издательство "Высэйшая школа" Государственного комитета по печати. 220048, Минск, проспект Машерова, 11

Типография "Победа", 222310, Молодечно, ул. Тавлая, 11