
АВТОТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ

Вып. 20

**Теория
и конструирование**

Министерство высшего и среднего специального образования БССР
Белорусский ордена Трудового Красного Знамени
политехнический институт

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ СБОРНИК

Выпуск 20

ТЕОРИЯ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

Главный редактор

Н.Ф.Метлюк, доктор технических наук, профессор

Редакционный совет:

А.Ф. Андреев, С.М. Белов, М.П. Бренч, Г.Ф. Бутусов, М.С. Высоцкий,
А.И. Гришкевич, В.В. Гуськов, А.Х. Лефаров, С.Г. Луговцева, Г.Р. Мамити,
А.Т. Скойбеда, Т.М. Талалова, Р.И. Фурунжиев

Ответственный за выпуск С.Г. Луговцева

Сборник содержит статьи, освещающие результаты теоретического и экспериментального исследования и совершенствования автомобилей, тракторов и их двигателей. Изложены новые методы расчета, проектирования и исследования их агрегатов и систем управления с использованием ЭВМ.

Для инженерно-технических работников заводов и научно-исследовательских институтов, а также для научных работников вузов, преподавателей, аспирантов и студентов соответствующих специальностей.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ РУЛЕВОГО ПРИВОДА БОЛЬШЕГРУЗНЫХ САМОСВАЛОВ БелАЗ

Вопрос кинематического согласования различных конструкций подвесок и рулевых приводов рассматривался многими авторами. Исследовалось влияние рассогласования на колебания управляемых колес [1], а также на управляемость и устойчивость автомобиля [2]. Влияние кинематического рассогласования на нагрузки в рулевом приводе, от которых в значительной степени зависит долговечность рулевого управления, изучено недостаточно.

Эксплуатация автомобилей с кинематическим рассогласованием между рулевым приводом и подвеской выявляет, что долговечность рулевого привода зависит не только от модуля рассогласования, но и от массы управляемых колес и связанных с ними деталей, моментов инерции колес относительно осей вращения и шкворня. Эти параметры оказывают большое влияние и на динамическую нагруженность рулевого привода. Следует заметить, что для легковых автомобилей с небольшими численными значениями этих параметров динамические нагрузки, вызванные рассогласованием, невелики в сравнении с нагрузкой, действующей в рулевом приводе при повороте управляемых колес на месте. Для грузовых автомобилей с увеличенными размерами шин и связанных с ними деталей значения динамических нагрузок возрастают и приближаются к максимальным нагрузкам, действующим в рулевом приводе при торможении и повороте на месте на сухом бетонном покрытии. Такое явление особенно характерно для большегрузных автомобилей. На автомобилях-самосвалах БелАЗ-549 и БелАЗ-7519 установлена независимая подвеска управляемых колес свечного типа, которая имеет кинематическое рассогласование с рулевым приводом.

В данной статье проведено расчетное исследование модуля рассогласования в зоне рабочего хода подвески и определены значения его приращения. По результатам расчета построен график, представленный на рис. 1. Из графика видно, что приращение модуля рассогласования достигает своего максимального значения при перемещении кузова вверх относительно колес, стоящих на опорной поверхности, т.е. при перемещениях подвески на негруженом автомобиле. В случае полной загрузки автомобиля приращение модуля рассогласования уменьшается и становится минимальным, когда подвеска смещается на 30 мм выше значения, принятого в расчете за нулевое. В таком состоянии боковые тяги рулевой трапеции занимают горизонтальное положение, а подвеска на 50 мм не доходит до своего крайнего нижнего положения, допускаемого конструкцией. Полный ход подвески автомобиля БелАЗ-7519 равен 320 мм. Из анализа графика видно, что у полностью груженого автомо-

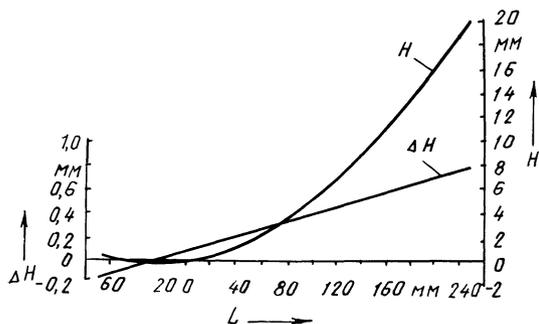


Рис. 1. Зависимость рассогласования H и его приращения ΔH от хода подвески L .

бия при его прямолинейном движении по неровной поверхности в рулевой трапеции и связанных с ней деталях будут действовать небольшие нагрузки, вызываемые кинематическим рассогласованием. Это объясняется минимальным значением приращения в данной зоне расположения подвески. Эксплуатация автомобилей-самосвалов в реальных условиях показала, что срок службы рулевого привода невелик и наблюдается частый выход из строя деталей, которые по расчетам не подвергаются значительным нагрузкам (кронштейн центрального рычага, центральный рычаг и его ось). В связи с этим на автомобиле БелАЗ-7519 грузоподъемностью 110 т проводились экспериментальные исследования для определения нагрузок, действующих в рулевом приводе, и причин их возникновения. Загрузка осуществлялась равномерно расположенным в кузове балластом и составляла 98 т. Исследования проводились при движении автомобиля по прямой, с переездом через специальные препятствия высотой 230 мм, установленные в шахматном порядке; при повороте на месте; при торможении; при движении с поворотом. Усилия в боковых тягах рулевой трапеции и перемещения подвески управляемых колес регистрировались на осциллограмме.

Анализ нагруженности рулевого привода в различных условиях движения автомобиля показывает, что максимальные нагрузки в тягах рулевой трапеции возникают при повороте управляемых колес на месте на поверхности с сухим бетонным покрытием и при переезде препятствий с различными скоростями. Максимальные усилия при повороте на месте возникают тогда, когда плечо действия силы на боковую тягу минимально, а углы поворота управляемых колес максимальны. В этом случае усилие достигает значения 150–175 кН. Такого же значения достигает усилие в тягах и при одновременном наезде на препятствие обоими колесами. В последнем случае нагрузка в значительной степени зависит от скорости наезда колесами на препятствие. Наезд на одиночное препятствие одним из управляемых колес со скоростью 15 км/ч вызывает увеличение нагрузки на соответствующей тяге до 170–200 кН.

После одновременного переезда обоими колесами препятствия при неподвижном рулевом колесе (из-за колебания подрессоренной массы автомобиля) синхронно с колебаниями подвески изменяется и усилие в тягах рулевого привода, достигая 50–60 кН. Подобное явление можно объяснить кинематическим рассогласованием. Движение автомобиля через одиночные препятствия при поочередном наезде управляемых колес вызывает раскачивание подрессоренной массы в поперечном направлении. Такое перемещение подрессорен-

ной массы и подвески способствует одновременному возникновению в боковых тягах рулевого привода усилий противоположного знака (растяжение — сжатие). Вследствие этого происходит поворот центрального рычага на угол до 3° . Перемещение рычага из-за срабатывания обратной связи вызывает смещение золотника управления и как следствие — повышение давления жидкости в цилиндре поворота до 5 МПа. При торможении, одновременном переезде препятствий обоими колесами и вертикальных колебаниях поддрессоренной массы автомобиля в тягах рулевого привода возникают усилия одного знака, которые нагружают центральный рычаг во взаимно противоположных направлениях. Эти усилия не вызывают перемещение центрального рычага, следовательно, не происходит включение гидропривода. Нагрузка в боковых тягах при торможении достигает 100—110 кН.

Появление нагрузок в рулевом приводе прямолинейно движущегося автомобиля, когда имеются вертикальные колебания поддрессоренной массы, указывает на то, что причиной их возникновения является кинематическое рассогласование. Нагрузка, вызываемая рассогласованием, составляет 40—50 % от максимального значения, которое получено при повороте колес на месте на сухой бетонной площадке. Последняя, как известно, принимается за расчетную при проектировании рулевых управлений.

Учитывая, что для карьерных самосвалов движение по неровностям является характерным условием эксплуатации, число циклов нагружения рулевого привода и связанных с ним деталей, вызванное кинематическим рассогласованием, будет велико, а это приведет к снижению срока эксплуатации рассмотренных деталей.

Появление больших нагрузок из-за наличия кинематического рассогласования объясняется большим значением момента инерции управляемых колес в сборе с поворотными кулаками. Следовательно, в автомобилях особо большой грузоподъемности необходимо полное устранение кинематического рассогласования подвески и рулевого привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колесников К.С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. — М., 1955, с. 53.
2. Суrowегин Ю.В. Исследование влияния кинематической схемы подвески и параметров рулевого управления на устойчивость движения легкового автомобиля при действии случайных возмущений: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. — М., 1971. — 22 с.

УДК 629.113—585

Б.У.БУСЕЛ, канд.техн.наук,
А.И.ГРИШКЕВИЧ, д-р техн.наук,
Л.Е.ТАУБЕС, Р.ХАЛИЛЬ (БПИ),
В.В.ПЕТУШКОВ (ЦИНАП)

НИЗКОЧАСТОТНЫЕ КОЛЕБАНИЯ В ТРАНСМИССИЯХ АВТОМОБИЛЕЙ-ТЯГАЧЕЙ

Взаимодействие колебаний автомобиля-тягача и прицепа в процессе движения осуществляется посредством сцепного устройства. Исследования пока-

зывают, что интенсивность продольных колебаний автомобилей с прицепами больше, чем одиночных автомобилей. Известно, что продольные колебания автомобилей взаимосвязаны с крутильными колебаниями в трансмиссии.

Исследовалось влияние прицепа на колебательный процесс в трансмиссии автомобиля-тягача. Объектами испытаний были автомобили МАЗ и КамАЗ, оборудованные комплектами измерительной и регистрирующей аппаратуры. Заезды выполнялись одним водителем на одиночных автомобилях и в составе автопоезда с серийными прицепами по горизонтальным участкам дорог автополигонами НАМИ. Движение осуществлялось на различных передачах. В каждом заезде задавалась определенная скорость, которая выдерживалась постоянной. Для обеспечения достаточной точности сопоставления результатов измерений движение одиночных автомобилей и автопоездов осуществлялось по одной колее с помощью специальной разметки участков дорог и устанавливались пикеты "начало—конец" записи процессов.

Записи крутящего момента на полуоси с помощью программы, разработанной в БПИ на кафедре "Автомобили" подвергались спектральному анализу в полосе частот до 20 Гц. Программа спектрального анализа реализует метод быстрого преобразования Фурье и выполняет извлечение тренда процесса, расчет трех оценок спектральной плотности, сглаженных окнами Тьюки различной ширины, расчет накопленной дисперсии, эффективной частоты и параметра широкополосности процесса.

На рис. 1—3 изображены спектральные плотности крутящего момента на полуосях автомобилей МАЗ и КамАЗ. Результаты спектрального анализа показали, что не менее 80 % дисперсии колебаний момента на полуосях одиночного автомобиля и автомобиля-тягача приходится на частотный диапазон до 7 Гц.

Влияние прицепа на колебания в трансмиссии зависит от номера включенной передачи. В связи с этим можно выделить два характерных случая движе-

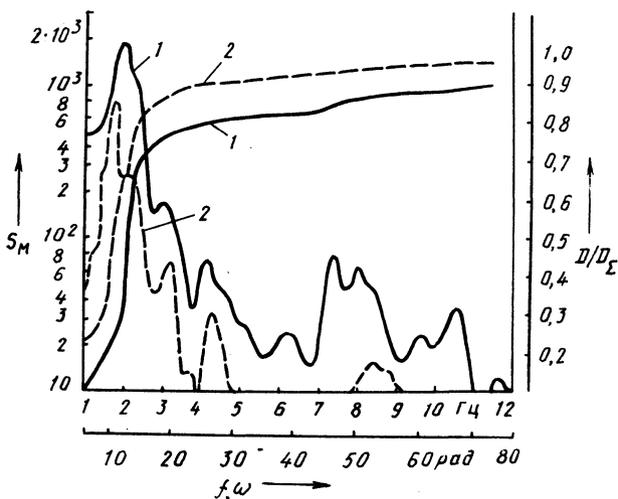


Рис. 1. Спектральная плотность S_M момента на полуосях автомобиля МАЗ при движении по ровной булыжной дороге на III передаче со скоростью 25 км/ч:

1 — автопоезд; 2 — одиночный автомобиль.

Рис. 2. Спектральная плотность S_M и нормированная дисперсия D/D_{Σ} момента на полуоси автомобиля КамАЗ при движении по ровной булыжной дороге на IV передаче со скоростью 27 км/ч: 1 — автопоезд; 2 — одиночный автомобиль.

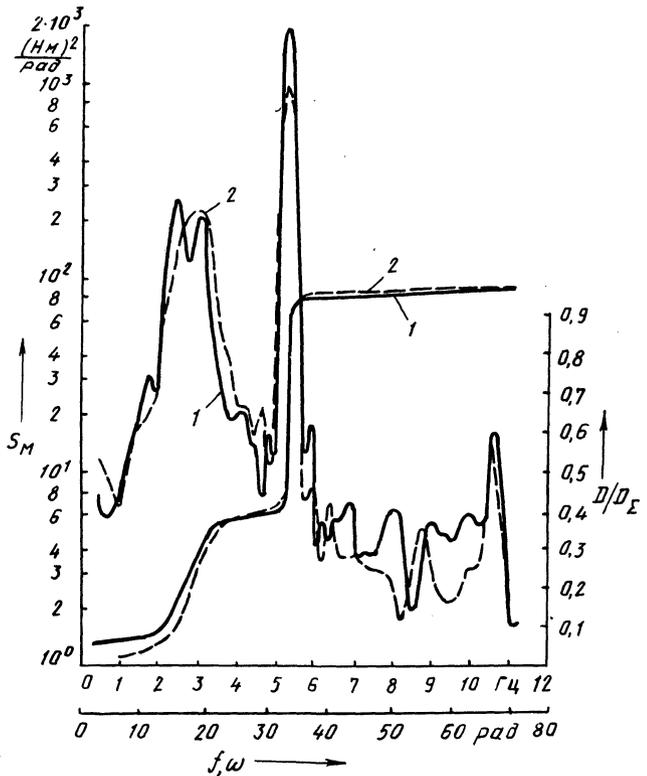
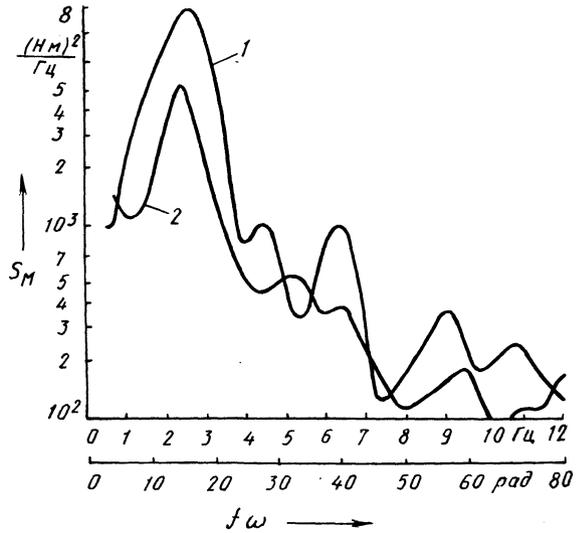


Рис. 3. Спектральная плотность S_M и нормированная дисперсия D/D_{Σ} момента на полуоси автомобиля КамАЗ при движении по динамометрической дороге на VIII передаче со скоростью 70 км/ч: 1 — автопоезд; 2 — одиночный автомобиль.

ния. Первый — движение на низших передачах, когда частота собственных вертикальных колебаний подрессоренной массы прицепа близка к первой собственной частоте колебаний трансмиссии. Второй — движение на высших передачах, когда значение первой собственной частоты колебаний трансмиссии в два и более раз превышает собственную частоту вертикальных колебаний прицепа. Для автомобилей МАЗ и КамАЗ первый случай имеет место, когда низшая собственная частота колебаний трансмиссии не превышает 3,5 Гц; второй — когда ее значение больше 4 Гц.

В первом случае прицеп оказывает наибольшее влияние на колебания в трансмиссии (рис. 1, 2). Уровень спектральной плотности момента на полуоси автомобиля-тягача при движении его на низших передачах во всем исследованном диапазоне частот (до 20 Гц) выше уровня спектральной плотности для одиночного автомобиля. Общая дисперсия колебаний момента на полуоси автомобиля-тягача в 1,5–3 раза больше соответствующего значения для одиночного автомобиля. Причем 70–85 % всего прироста дисперсии дают колебания с частотами в диапазоне до 3,5 Гц, т.е. близкими к первой собственной частоте колебаний трансмиссии и собственной частоте вертикальных колебаний прицепа.

Во втором случае подъем уровня спектральной плотности на частотах, близких к первой собственной частоте колебаний трансмиссии, является незначительным (рис. 3). Однако на дорогах со сравнительно высоким уровнем воздействия микропрофиля (бульжное покрытие в хорошем состоянии) заметно увеличивается интенсивность колебаний в трансмиссии в полосе частот, включающей собственные частоты вертикальных колебаний тягача и прицепа. На частотах, больших первой собственной частоты трансмиссии, интенсивность колебаний при движении по всем дорогам возрастает. Однако доля этих колебаний в суммарной дисперсии процесса незначительна. Общая дисперсия процесса колебаний момента на полуосях автомобилей-тягачей при движении на высших передачах увеличивается в 1,1–1,5 раза.

Полученные результаты показывают, что колебания прицепа, обусловленные воздействием микропрофиля дороги, влияют на колебания в трансмиссии в диапазоне частот до 15–20 Гц. Наибольшее влияние на дисперсию колебаний момента оказывают вертикальные колебания подрессоренной массы прицепа. Поэтому при составлении динамической системы автопоезда для расчета нагрузок в трансмиссии, возникающих от воздействия микропрофиля дороги, в модели прицепа можно не учитывать колебания неподдресоренных масс.

ПОВРЕЖДАЮЩЕЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ МАРШРУТОВ АВТОПОЛИГОНА НА КОРОБКУ ПЕРЕДАЧ И ВЕДУЩИЕ МОСТЫ БОЛЬШЕГРУЗНОГО АВТОМОБИЛЯ

Сопоставимые показатели накопления усталостных повреждений в деталях трансмиссии на 1 км пробега заданного маршрута $R_{1н}$ согласно методике [1] рассчитываются по формуле

$$R_{1н} = \sum_{i=1}^p R_{1ni} \xi_i, \quad (1)$$

где R_{1ni} — сопоставимый показатель накопления усталостных повреждений в детали на 1 км пробега для i -й передачи коробки передач (КП); ξ_i — относительный пробег автомобиля на i -й передаче; p — число передач КП, используемых на маршруте.

Следует отметить, что рассчитанные по выражению (1) значения $R_{1н}$ не дают полной оценки повреждающего воздействия маршрута на все детали агрегатов трансмиссии, так как не учитывают особенности нагружения ряда деталей на отдельных передачах. В частности, от номера включенной передачи зависит схема потока крутящего момента в КП и соответственно — характер нагружения ее деталей. Кроме того, от номера включенной передачи зависят дополнительные динамические нагрузки в зубчатых зацеплениях.

С учетом отмеченных особенностей были разработаны расчетные схемы для определения сопоставимых показателей накопления усталостных повреждений в зубчатых колесах, подшипниках и валах ступенчатых коробок передач и ведущих мостов.

В расчетных схемах учитывается число циклов нагружения детали, и определение значений $R_{1н}$ выполняется таким образом, чтобы они могли быть использованы в расчетных формулах для прогнозирования долговечности деталей по существующим методикам.

Получены расчетные зависимости для вычисления значений $R_{1н}$ коробок передач и ведущих мостов (главных передач) следующих конструктивных схем.

Коробок передач:

- трехвальной;
- многоступенчатой с дополнительным редуктором (ДР) впереди основной коробки передач (ОКП);
- многоступенчатой с ДР, находящимся за ОКП.

Главных передач:

- одинарной;
- центральной двойной;
- разнесенной двойной.

Приведем расчетные формулы для определения сопоставимых показателей накопления усталостных повреждений в подшипниках многоступенчатой КП с ДР, расположенным впереди ОКП:

входного вала ДР

$$R_{1н} = \sum_{i_{\text{четн}}} \left(\frac{K_{pi} K_{\beta i}}{u_{\text{кп}i}} \right)^m R_{1нi}^{\text{Пл}} u_{\text{кп}i} n_{\text{кв}} \xi_i ;$$

выходного вала ДР

$$R_{1н} = \sum_{i_{\text{четн}}} \left(\frac{K_{pi} K_{\beta i}}{u_{\text{кп}i}} \right)^m R_{1нi}^{\text{Пл}} \frac{u_{\text{кп}i}}{u_{\text{др}}} n_{\text{кв}} \xi_i ;$$

первичного вала ОКП

$$R_{1н} = \sum_{i_{\text{нечетн}}} \left(\frac{K_{pi} K_{\beta i}}{u_{\text{кп}i}} \right)^m R_{1нi}^{\text{Пл}} u_{\text{кп}i} n_{\text{кв}} \xi_i, \text{ для } u_{\text{кп}i} \neq 1 ;$$

промежуточного вала ОКП

$$R_{1н} = \sum_{i_{\text{четн}}} \left(\frac{K_{pi} K_{\beta i}}{u_{\text{кп}i}} \right)^m R_{1нi}^{\text{Пл}} \frac{u_{\text{кп}i}}{u_{\text{др}}} n_{\text{кв}} \xi_i + \\ + \sum_{i_{\text{нечетн}}} \left(\frac{K_{pi} K_{\beta i}}{u_{\text{кп}i}} \right)^m R_{1нi}^{\text{Пл}} \frac{u_{\text{кп}i}}{u_{\text{ко}}} n_{\text{кв}} \xi_i, \text{ для } u_{\text{кп}i} \neq 1 ;$$

вторичного вала ОКП

$$R_{1н} = \sum_i \left(\frac{K_{pi} K_{\beta i}}{u_{\text{кп}i}} \right)^m R_{1нi}^{\text{Пл}} n_{\text{кв}} \xi_i, \text{ для } u_{\text{кп}i} \neq 1 ,$$

где $R_{1нi}^{\text{Пл}}$ – сопоставимые показатели накопления усталостных повреждений в подшипниках на 1 км пробега автомобиля для i -й передачи. Эти показатели рассчитываются по методике [1] в приведении к карданному валу. Номер упругого звена трансмиссии зависит от расположения детали в динамической системе; K_{pi} – коэффициенты эквивалентных нагрузок на подшипник; $K_{\beta i}$ – коэффициенты, учитывающие влияние внутренних динамических нагрузок, теплового режима и поверхностной твердости беговых дорожек на усталостное повреждение подшипников; m – показатель степени в уравнении кривой усталости; $u_{\text{кп}i}$ – передаточные числа КП; $u_{\text{др}}$ – передаточное число ДР; $u_{\text{ко}}$ – передаточное число пары колес привода промежуточного вала ОКП; $n_{\text{кв}}$ – число оборотов выходного вала КП на 1 км пробега автомобиля; $i_{\text{четн}}$, $i_{\text{нечетн}}$ – четные и нечетные номера передач КП.

Для указанных типов коробок передач и ведущих мостов на основании полученных зависимостей разработаны программные блоки, которые включены в комплексную программу для расчета сопоставимых показателей накопления усталостных повреждений в деталях трансмиссии [1].

По разработанному пакету программ проведены расчеты сопоставимых показателей накопления усталостных повреждений в деталях коробки передач и ведущих мостов одиночного автомобиля КАМАЗ-5320 и в составе автопоезда с прицепом ГКБ-8350 при его движении по маршрутам автополигона [2].

Расчеты проводились для автомобиля с передаточным числом главной передачи $u_0 = 5,43$.

Результаты расчетов для одиночного автомобиля представлены в табл. 1. На основании этих результатов можно сделать ряд выводов о возможностях форсирования ресурсных испытаний деталей КП.

Эффективное форсирование ресурсных испытаний коробки передач одиночного автомобиля КамАЗ-5320 достигается для зубчатых колес привода промежуточного вала, зубчатых колес III–IV и V–VI передач, подшипников основной коробки передач, а также для валов. Для зубчатых колес и подшип-

Т а б л и ц а 1

Повреждающее воздействие испытательных маршрутов автополигона НАМИ на детали трансмиссии одиночного автомобиля*

Агрегат	Детали	Испытательный маршрут						
		бульжная дорога	горный маршрут	подъемы малой крутизны	разгон-торможение			
					диапазоны КП			
					низ-ший	выс-ший		
Коробка передач	ДР	1,10	0,78	1,40	—	15,3		
	Зубчатые колеса	Привода промежуточного вала ОКП	3,14	5,71	7,14	51,6	—	
		Отдельных передач ОКП	III–IV	4,10	4,38	52,4	58,1	110,4
			V–VI	27,60	16,4	93,1	183,0	212,7
	VII–VIII	1,93	3,21	0,93	4,6	—		
	Подшипники	Входного вала ДР	1,85	1,25	2,62	—	13,9	
		Выходного вала ДР	2,20	1,24	3,60	—	20,0	
		Первичного вала ОКП	3,17	5,71	4,60	14,0	—	
		Промежуточного вала ОКП	2,88	5,0	6,92	23,3	1,6	
		Вторичного вала ОКП	2,92	3,83	4,25	11,4	7,5	
Ведущий мост	Зубчатые колеса	2,8	2,8	7,7	14,0	16,5		
	Подшипники	3,3–3,4	3,0–3,15	8,9–9,6	16,8	19,5		
	Полуось	57,9	3,7	11,9	101,8	109,6		

*Соотношение повреждающих воздействий приводится относительно скоростной дороги.

ников дополнительного редуктора, а также для зубчатых колес VII–VIII передач основной коробки интенсификация повреждающих воздействий на маршрутах, составляющих основу программы форсированных испытаний, невелика.

Все рассмотренные детали ведущего моста одиночного автомобиля при движении на подъемах малой крутизны и в режиме разгон–торможение испытывают повреждающие воздействия, позволяющие ускорить проведение ресурсных испытаний не менее чем в 5 раз.

Результаты расчетов для автомобиля-тягача автопоезда приведены в табл. 2. Они показывают следующее:

– степень форсирования повреждающих воздействий на зубчатые колеса дополнительного редуктора для рассмотренных маршрутов в сравнении со скоростной дорогой у автопоезда выше, чем у одиночного автомобиля. При включении в программу форсированных испытаний режима разгон–торможение

Т а б л и ц а 2

Повреждающее воздействие испытательных маршрутов автополигона НАМИ на детали трансмиссии автомобиля-тягача автопоезда*

Агрегат	Детали	Испытательный маршрут						
		бульж- ная до- рога	горный марш- рут	подъемы 6, 8, 10 %	разгон- торможение			
					диапазоны КП			
					низ- ший	выс- ший		
Коробка передач	Зубчатые колеса	ДР	2,33	1,63	2,67	–	18,5	
		Привода промежуточного вала ОКП	4,14	3,28	4,83	23,2	–	
		Отдельных передач ОКП	III–IV	32,0	34,0	160,0	41,9	52,4
			V–VI	3,62	2,44	1,88	8,1	8,9
	VII–VIII		3,31	2,12	1,0	4,8	–	
	Подшипники	Входного вала ДР	2,94	2,35	4,24	–	13,2	
		Выходного вала ДР	2,44	2,56	5,0	–	15,9	
		Первичного вала ОКП	3,79	3,21	3,64	7,9	–	
		Промежуточного вала ОКП	4,0	2,86	3,71	10,7	0,7	
		Вторичного вала ОКП	3,68	2,44	2,04	6,7	4,3	
	Ведущий мост	Зубчатые колеса	3,8	4,7	12,8	6,4	8,0	
Подшипники		4,2–4,4	5,9–6,1	17,1–18,1	7,1	9,2		
Полуось		73,3	16,0	46,0	54,3	95,1		

* Соотношение повреждающих воздействий приводится относительно скоростной дороги.

ние на высшем диапазоне КП можно получить коэффициент приведения, близкий к 5;

увеличение повреждающего воздействия на зубчатые колеса привода промежуточного вала ОКП для рассмотренных маршрутов у автопоезда в целом ниже, чем у одиночного автомобиля. Однако и у автопоезда при включении в программу испытаний режима разгон—торможение на низшем диапазоне КП имеется возможность эффективно форсировать накопление повреждения в этих деталях;

– зубчатые колеса I—II и III—IV передач ОКП при движении на подъемах малой крутизны испытывают повреждающее воздействие, достаточное для эффективного ускорения ресурсных испытаний;

– повреждающее воздействие на зубчатые колеса V—VI и VII—VIII передач ОКП для подъемов малой крутизны и режимы разгон—торможение не столь велико, чтобы получить приемлемые значения коэффициентов приведения форсированных испытаний;

– степень интенсификации накопления повреждений в сравнении со скоростной дорогой у подшипников дополнительного редуктора автомобиля-тягача выше, чем у одиночного автомобиля, а у подшипников основной КП, наоборот, — ниже.

Накопление повреждений в деталях ведущего моста у автомобиля-тягача на подъемах малой крутизны выше, чем при движении в режиме разгон—торможение. У одиночного же автомобиля, наоборот, накопление повреждений для этого режима выше. Включение в форсированные испытания 25–30 % пробега общей программы на подъемах малой крутизны позволяет получить коэффициент приведения для деталей ведущего моста автопоезда не менее 5.

Для автопоезда с номинальной полной массой также проведены расчеты с передаточным числом главной передачи $u_0 = 7,22$. Существенно снижается повреждающее воздействие на зубчатые колеса низших передач и привода промежуточного вала ОКП, а также на ряд других деталей ОКП. Зубчатые колеса VII—VIII передач ОКП и ДР, наоборот, в этом случае имеют более высокие значения сопоставимых показателей накопления усталостных повреждений. Повреждающее воздействие на зубчатые колеса и подшипники ведущего моста при $u_0 = 7,22$ составляет 0,3–0,7 от соответствующих значений для $u_0 = 5,43$.

На основании проведенных предварительных расчетов можно утверждать, что уменьшение передаточного числа главной передачи позволяет повысить степень форсирования испытаний большинства элементов коробки передач и ведущего моста.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бусел Б.У., Гришкевич А.И., Чечик В.И. Методика расчета нагрузочного режима трансмиссии автомобиля. — В кн.: Автотракторостроение. Минск, 1979, вып. 13, с. 13–22.
2. Безверхий С.Ф., Диденко М.Н., Яценко Н.И. Новые методы планирования испытания автомобильных трансмиссий на автополигоне. — М., 1977. — 60 с.

Н.Ф.МЕТЛЮК, д-р техн.наук, В.П.АВТУШКО,
П.Р.БАРТОШ, канд-ты техн.наук,
И.И.ЛЕПЕШКО (БПИ)

НОВЫЕ МНОГОКОЛОДОЧНЫЕ БАРАБАНЫЕ ТОРМОЗА

Широкое применение на автомобилях получили двухколодочные барабанные тормоза с концом колодки, шарнирно закрепленным или упирающимся в плоскую опору. Наряду с отдельными достоинствами (конструктивная простота, высокая технологичность) двухколодочные тормоза обладают рядом недостатков:

неравномерным распределением давлений по длине фрикционных накладок и, следовательно, их неравномерным износом. Это приводит к частой замене накладок. В некоторых тормозах такой износ на одном или на обоих концах колодки приближается к нулю, а в месте максимального давления — к предельному значению;

неполным использованием поверхности трения барабана (55–70 %) фрикционной поверхности. Если же учесть значительную неравномерность распределения давлений на накладку, то степень использования поверхности трения барабана окажется весьма низкой. Это обуславливает завышенные габариты и массу применяемых барабанных тормозов;

большими и неравномерными (эллипсообразными) деформациями барабана, приводящими к излишнему перемещению штоков тормозных камер или цилиндров и, следовательно, — к повышенному расходу рабочего тела и снижению быстродействия тормозной системы. Кроме того, нестабильность указанных деформаций барабана влечет за собой нестабильность рабочих характеристик тормозов.

Нами разработано несколько вариантов многоколодочных барабанных тормозов с тремя и более колодками, где существенно уменьшаются или вовсе исключаются указанные недостатки двухколодочных тормозов [1].

Многоколодочный барабанный тормоз, приведенный на рис. 1, содержит: тормозной барабан 1, четыре симметричные колодки 5 с накладками 2; поворотный рычаг 3, связанный втулкой 10 с разжимным диском 11; стягивающие пружины 7; ролики 8, установленные попарно на колодке симметрично оси симметрии колодки и контактирующие с рабочими поверхностями кулачков разжимного диска 11; кожух корпуса 9 тормоза; направляющие опоры колодок 6, установленные на суппорте 4, связанном с кожухом корпуса 9. Колодки 5 могут перемещаться по направляющим относительно опор 6. Рабочие поверхности кулачков разжимного диска 11 могут выполняться по любому профилю, например по спирали Архимеда.

В отторможенном состоянии ($P = 0$) стяжные пружины 7 удерживают колодки 5 в таком положении, что между накладками и тормозным барабаном сохраняется заданный зазор.

В процессе торможения к рычагу 3 прикладывается усилие P , после чего рычаг и разжимной диск 11 поворачиваются вокруг центра вращения барабана против часовой стрелки. Рабочие поверхности кулачков разжимного диска 11

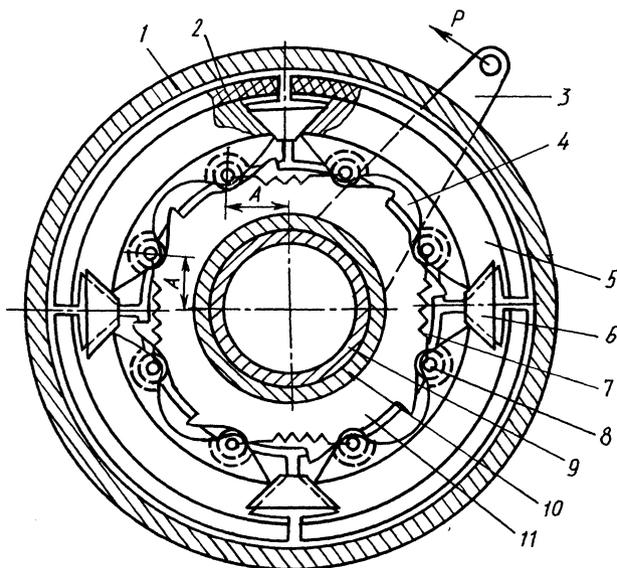


Рис. 1. Многоколодочный барабанный тормоз.

перемещают в радиальном направлении ролики 8, тормозные колодки 2 с накладками и прижимают последние к внутренней поверхности барабана.

При воздействии на колодку двух одинаковых разжимных кулачков, расположенных симметрично оси X , которая проведена через середину колодки (рис. 2), концы накладки прижимаются к барабану с одинаковой силой, так как их радиальные перемещения равны. Следовательно, закон распределения давлений на накладку является симметричным относительно оси X . Анализ перемещения колодки и износа накладки показал, что при малой жесткости середины колодки и небольшом угле накладки β ($< 90^\circ$) распределение давлений на колодке весьма близко к равномерному. Причем, закон равномерного распределения давлений не зависит от реакции опоры R при условии, что она не вызывает отрыва роликов колодки от разжимных кулачков.

Таким образом, при расчете тормозного момента, развиваемого колодкой многоколодочного тормоза, правомерно использовать закон равномерного распределения давлений на накладку.

На элементарном участке накладки элементарная сила трения dF_τ выражается как

$$dF_\tau = \mu dN = \mu p b r d\alpha,$$

где dN — элементарная нормальная реакция барабана, H ; p — давление на накладку, Па; r — радиус барабана, м; b — ширина накладки, м; μ — коэффициент трения в фрикционной паре накладка—барабан.

Тормозной момент M_τ , создаваемый колодкой, равен

$$M_\tau = r \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} dF_\tau = \mu r^2 b p_{\max} \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) d\alpha,$$

где $p_{\max} \psi(\alpha)$ — закон распределения давлений по длине накладки.

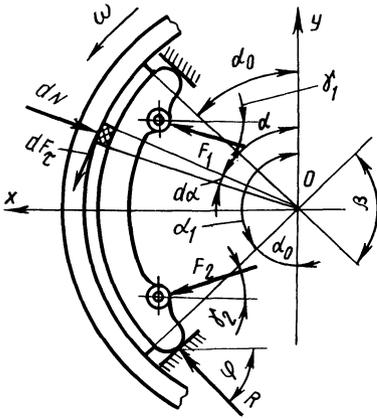


Рис. 2. Расчетная схема.

При равномерном законе имеем $P_{\max} \psi(\alpha) = p$, и, следовательно,

$$M_{\tau} = \mu r^2 b p \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} d\alpha = \mu r^2 b p (\alpha_1 - \alpha_0) = \mu r^2 b p \beta, \quad (1)$$

где β – угол накладки, рад, равный $\alpha_1 - \alpha_0$.

Давление на накладку p неизвестно и его следует выразить через приводные силы F_1 и F_2 . Для этого запишем сумму проекций всех внешних сил, действующих на колодку, на оси X и Y :

$$\Sigma X = -brp \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \sin \alpha d\alpha + F_1 \cos \gamma_1 + F_2 \cos \gamma_2 + R \cos \varphi = 0. \quad (2)$$

Проекции сил dF_{τ} на ось X в уравнение (2) не вошли, так как они взаимно уничтожаются:

$$\Sigma Y = -\mu brp \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \sin \alpha d\alpha + F_1 \sin \gamma_1 - F_2 \sin \gamma_2 + R \sin \varphi = 0. \quad (3)$$

Проекции сил dN на ось Y также взаимно уничтожаются.

Исключая из уравнений (2) и (3) реакцию R , после преобразований получим

$$p = \frac{F_1 (\cos \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi - \sin \gamma_1) + F_2 (\cos \gamma_2 \operatorname{tg} \varphi + \sin \gamma_2)}{br (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1) (\operatorname{tg} \varphi - \mu)}. \quad (4)$$

Подставляя выражение p согласно (4) в уравнение (1), получаем формулу для расчета тормозного момента M_{τ} одной колодки:

$$M_{\tau} = \frac{\mu r \beta [F_1 (\cos \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi - \sin \gamma_1) + F_2 (\cos \gamma_2 \operatorname{tg} \varphi + \sin \gamma_2)]}{(\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1) (\operatorname{tg} \varphi - \mu)}. \quad (5)$$

Из формул (4) и (5) видно, что для предупреждения заклинивания колодки и отрыва ролика колодки от разжимного кулачка необходимо, чтобы $\operatorname{tg} \varphi$ был больше коэффициента трения μ . Например, для $\mu = 0,35$ угол φ реак-

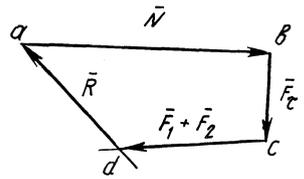


Рис. 3. Многоугольник сил, действующих на колодку.

ции опоры должен быть больше 21° . Из-за нестабильности коэффициента трения значение $\operatorname{tg} \varphi$ должно выбираться в 1,5–2 раза больше μ . С другой стороны, чрезмерное увеличение угла φ вызывает необходимость повышения прижимных сил F_1 и F_2 для обеспечения требуемого тормозного момента M_τ . Следовательно, происходит снижение эффективности тормоза, оцениваемой

$$\text{коэффициентом эффективности } K_9 = \frac{M_\tau}{r (F_1 + F_2)} .$$

Соотношение сил, действующих на колодку, можно проследить с помощью многоугольника сил (рис.3). Из произвольной точки откладываем равнодействующую \vec{N} всех нормальных сил, приложенных к накладке. Из точки b проводим равнодействующую \vec{F}_τ тангенциальных сил. Затем через точку a проводим прямую, параллельную реакции R , а из точки c — прямую, параллельную равнодействующей сил \vec{F}_1 и \vec{F}_2 . В результате получаем точку d пересечения этих прямых, при этом отрезок da (в выбранном масштабе) представляет собой реакцию R , а отрезок cd — равнодействующую приводных сил F_1 и F_2 , необходимых для обеспечения заданных сил \vec{N} и \vec{F}_τ . Нетрудно заметить, что силы F_1 , F_2 и R являются взаимосвязанными.

В заключение можно сделать вывод о том, что разработанные новые многоколодные барабанные тормоза имеют существенные преимущества перед двухколодными тормозами. Преимуществами можно считать равномерный износ и максимальное использование поверхности трения барабана и, следовательно, значительную долговечность многоколодных тормозов, меньшую массу и габариты. Кроме названных, к преимуществам тормозов можно отнести простоту монтажа-демонтажа колодок без снятия барабана; малую деформацию барабана вследствие равномерного распределения нормальных сил по всей его окружности и, следовательно, малые перемещения колодок; высокую стабильность рабочих характеристик. Все это позволяет выполнять тормоза с большим или средним самоусилением. Благодаря перечисленным достоинствам конструкции многоколодных тормозов они могут быть отнесены к перспективным.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. № 1108270 (СССР). Колодочный тормоз/И.И.Лепешко, Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, П.Р.Бартош. — Опул. в Б.И., 1984, № 30.

УДК 629.113–592–52

В.В.МОЧАЛОВ, канд.техн.наук (БПИ)

ОБОСНОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ БЕЗЫНЕРЦИОННОЙ ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМОЙ С КОРРЕКЦИЕЙ ПО ПРОИЗВОДНОЙ

Противоблокировочные тормозные системы (ПБС) первоначально были созданы лишь для того, чтобы устранять блокирование колес транспортных средств при торможении. Однако в процессе совершенствования ПБС все бо-

лее превращаются в системы адаптивного оптимального управления торможением. Оптимальное торможение колеса автомобиля осуществляется, как правило, в области критического значения $S_{кр}$ коэффициента продольного скольжения S . Обеспечивая оптимальное торможение, ПБС обеспечивают эффективность торможения при высокой устойчивости и достаточной управляемости автомобиля. Одновременно с этим устраняется блокирование колес и увеличивается срок службы шин.

Таким образом, задачу устранения блокирования колес можно считать частной по отношению к общей задаче обеспечения торможения колес с коэффициентом продольного скольжения, близким к критическому. Решение общей задачи ПБС приведет и к решению частной.

Получение информации в ПБС для адаптации системы возможно лишь при циклических колебаниях относительно экстремума зависимости коэффициента сцепления φ от коэффициента продольного скольжения S , который существует, как правило, при критическом значении коэффициента продольного скольжения $S_{кр}$.

В связи с этим под оптимальным законом управления ПБС будем понимать закон управления, обеспечивающий минимальный по времени переход колеса в состояние с критическим коэффициентом продольного скольжения. Сформулированный закон является оптимальным по быстродействию [1] законом управления, но на первоначальном этапе анализа и синтеза ПБС может быть распространен на всю систему.

Для аналитического определения особенностей оптимального управления ПБС используем разработанную ранее методику [2, 3], основанную на идеализации (упрощении) как объекта управления (колеса), так и ПБС. Систему будем полагать при этом безынерционной, т.е. изменяющей характер тормозного давления непосредственно с момента достижения требуемой точки переключения по продольному скольжению (без последующего запаздывания). Идеализация ПБС основывается также на выборе продольного скольжения колеса в качестве информационного параметра.

Учитывая установленную целесообразность переменного упреждения при переключении ПБС для компенсации инерционных свойств объекта управления [3], введем в закон управления коррекцию по производной. Такая коррекция является эффективным средством обеспечения переменного упреждения [1]. Обычно подобная коррекция осуществляется с помощью параллельного дифференцирующего звена, которое первоначально рассмотрим без сглаживания (рис. 1). Для общего случая закон переключения ПБС с коррекцией по производной в транспонированных координатах $S^* = S - S_{кр}$ и $\dot{S}^* = dS^* / dt$ можно записать следующим образом:

$$S^* + f(S^*, \dot{S}^*) = 0.$$

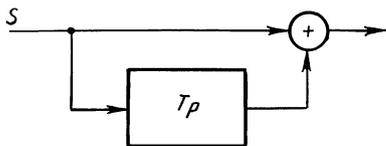


Рис. 1. Схема включения дифференцирующего звена для коррекции переключения ПБС: T – постоянная времени; p – параметр преобразования Лапласа.

На рис. 2 показаны фазовые траектории для рассматриваемого случая безынерционного переключения ПБС по продольному скольжению [2]. Кривая Π_1 соответствует подъему тормозного момента M_T , а кривые Y_1, Γ_1, Y_2 — его уменьшению. Видно, что в докритической зоне существует единственная траектория (Γ_1), проходящая через точку с координатами $S^* = \dot{S}^* = 0$. Для левой полуплоскости (докритической по скольжению области торможения) эта кривая является фазовой траекторией перехода за минимальное время противоблокировочной системы в состояние с критическим скольжением без дополнительных переключений. Таким образом, данная кривая представляет собой траекторию оптимального переключения ПБС. Аналогичны рассуждения и для правой полуплоскости (кривая Γ_2). Общей кривой оптимального переключения в результате будет кривая $\Gamma_1-0-\Gamma_2$. Подставляя координаты $S^* = -\dot{S}^* = 0$ в уравнения фазовых траекторий [2], получим зависимости для закона переключения:

$$\left\{ \begin{array}{l} S^* + \frac{V_a J}{r_d^2 G_{\kappa} K_1} \left[\dot{S}^* - \frac{b_2}{r_d G_{\kappa} K_1} \ln \left| \frac{\dot{S}^* G_{\kappa} r_d K_1}{b_2} - 1 \right| \right] = 0, S^* < 0 \\ S^* - \frac{V_a J}{r_d^2 G_{\kappa} K_1} \left[\dot{S}^* - \frac{b_1}{r_d G_{\kappa} K_2} \ln \left| \frac{\dot{S}^* G_{\kappa} r_d K_2}{b_1} + 1 \right| \right] = 0, S^* > 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

где V_a — скорость поступательного движения оси колеса с радиусом r_d и моментом инерции J ; G_{κ} — вес автомобиля, приходящийся на колесо; K_1 ,

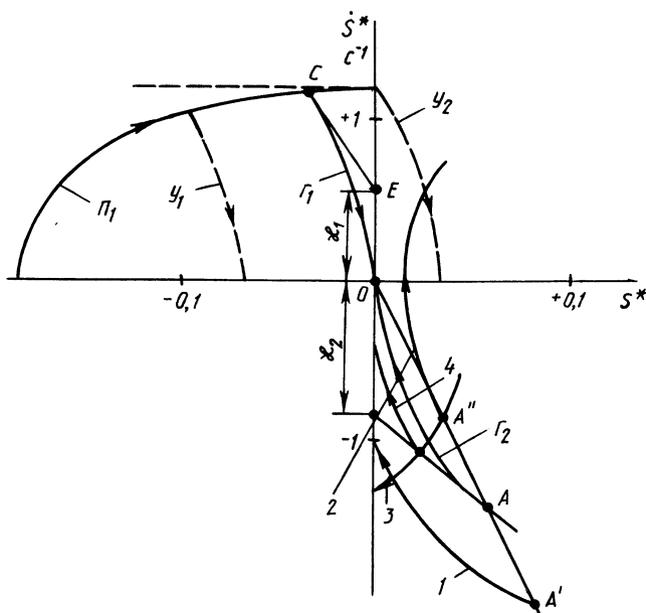


Рис. 2. Фазовые траектории движения колеса, управляемого ПБС.

K_2 — угловые коэффициенты кусочно-линеаризованной зависимости коэффициента сцепления φ от S ; b_1 — темп линеаризованного возрастания; b_2 — темп линеаризованного уменьшения тормозного момента

Уравнения системы (1) описывают оптимальный закон управления безнерционной идеализированной ПБС. Учитывая проблематичность реализации подобного закона, упростим его, сведя зависимость по переменной \dot{S}^* к линейной:

$$S^* - k\dot{S}^* = 0, \quad (2)$$

где k — коэффициент коррекции по производной. Практическая реализация закона (2) не вызывает затруднений, но следует оценить его приемлемость для ПБС. Проделаем это в фазовых координатах.

На рис. 2 изображены линии оптимального переключения $\Gamma_1-0-\Gamma_2$ (для модели колеса автомобиля БелАЗ-549). Если на участке Γ_2 кривой переключения выбрать произвольно точку А и прямой АО соединить ее с началом координат, то полученная прямая согласно закону (2) окажется линией переключения с определенным значением коэффициента коррекции k . Причем, если переключение будет происходить в точке А, то движение будет оптимальным, т.е. непосредственно приводящим к требуемому состоянию с $S^* = \dot{S}^* = 0$. Если переключение произойдет в точке А', более удаленной от начала фазовых координат, то при движении по соответствующей фазовой траектории (кривая 1) произойдет пересечение с осью ординат. Это означает, что вокруг начала координат сохранится циклическое движение и ПБС сможет поддерживать требуемое значение проскальзывания колеса.

Если же переключение будет происходить в точке А'', находящейся ближе к началу координат, чем точка А, то фазовая траектория движения ПБС после повышения тормозного момента в точке А'' не охватит начало координат (кривая 2). Для ПБС, где отсутствует возможность непрерывного получения информации о фазовых координатах (например, о поступательной скорости и скольжении колеса), это приведет к блокированию колеса. Именно поэтому можно предположить, что кроме прямой $S^* = 0$, совпадающей с осью ординат, не существует прямой переключения, которая удерживает колебания скольжения колеса вокруг требуемой точки слежения.

На основании изложенного для обеспечения адаптации системы (что возможно лишь при наблюдении за экстремумом $\varphi - S$ -зависимости) линеаризуем уравнение (1) следующим образом:

$$\begin{cases} S^* + k_1(\dot{S}^* - \kappa_1) = 0 & \text{при } 0 < \kappa_1 < \dot{S}^*, \\ S^* = 0 & \text{при } \kappa_2 \leq \dot{S}^* \leq \kappa_1, \\ S^* - k_1(\dot{S}^* - \kappa_2) = 0 & \text{при } \dot{S}^* < \kappa_2 < 0, \end{cases} \quad (3)$$

где k_1, k_2 — коэффициенты коррекции, а κ_1 и κ_2 — зоны нечувствительности коррекции по производной.

Обоснованный закон переключения графически можно пояснить следующим образом. Из точки максимально возможного значения производной на кривой оптимального переключения Γ_2 (например, из точки А) проведем касательную до пересечения ее с ординатой (прямая АВ, рис. 2). Линией переключения определим прямые ОВ и ВА. В этом случае для крайней точки А пе-

реключение будет оптимальным и траектория фазового движения совпадает с кривой Γ_2 . Переключение на прямой ОВ происходит без упреждения, т.е. κ_2 (рис. 2) — зона нечувствительности коррекции по производной. При переключении на внутренних точках отрезка ВА осуществляется упреждение по производной \dot{S}^* . На рис. 2 для сравнения приведены траектории: 3 — без упреждения и 4 — с упреждением переключения, относящиеся к одному и тому же случаю торможения.

Указанные особенности аналогичны и для кривой Γ_1 . Но поскольку максимальная амплитуда в этом квадранте координатной поверхности известна [2], то положение касательной СЕ (рис. 2) к кривой оптимального переключения Γ_1 здесь более определено, чем в предыдущем случае (где оно существенно зависит от момента предыдущего переключения).

В итоге получена полная линия переключения (отрезки прямых СЕ, ЕВ и ВА) закона управления (3), который обеспечивает упреждение переключения с сохранением слежения за критическим значением скольжения колеса.

Таким образом, обоснована целесообразность введения зоны нечувствительности при коррекции по производной безынерционной ПБС для повышения качества управления с одновременным сохранением возможности адаптации системы. Для реальных инерционных ПБС количественное уточнение установленной особенности возможно, например, методом машинного расчета.

В результате проведенных исследований можно сделать ряд выводов. Общей задачей ПБС как адаптивных систем оптимального торможения транспортных средств является поддержание торможения колес с продольным скольжением, приближающимся к критическому, а частной — устранение блокирования колес в процессе торможения. Оптимальным (как минимум по быстрдействию) является закон управления ПБС, обеспечивающий минимальный по времени переход колеса в состояние с критическим скольжением. Для идеализированной (анализирующей скольжение колеса безынерционной) ПБС рассчитан оптимальный закон управления, являющийся нелинейным и многофакторным. Анализ упрощенных линеаризованных вариантов закона показал целесообразность введения зоны нечувствительности при коррекции по производной для повышения качества работы с одновременным сохранением возможности адаптации ПБС в характерных условиях неполной информации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Б е с е к е р с к и й В.А., П о п о в Е.П. Теория систем автоматического регулирования. — М., 1975. — 767 с.
2. М о ч а л о в В.В. Графоаналитическое исследование противоблокировочной тормозной системы методом фазового пространства. — Минск, 1980. — 18 с. Рукопись деп. в БелНИИНТИ 20.05.1980, № 155 Деп. Автомобильный и городской транспорт. — М., 1980, с. 56.
3. М о ч а л о в В.В. Частотный анализ замкнутой противоблокировочной тормозной системы методом гармонического баланса. — Минск, 1982. — 29 с. — Рукопись деп. в БелНИИНТИ 22.12.1982, № 439 Деп. — Автомобильный и городской транспорт. — М., 1983, № 1, 1А51ДЕП.

ОСНОВЫ МЕТОДИКИ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ СИЛОВЫМ АГРЕГАТОМ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Автоматическое управление силовым агрегатом транспортной машины с использованием современной электроники позволяет увеличить среднюю скорость ее движения, сократить расход топлива, повысить долговечность трансмиссии, снизить психофизические нагрузки водителя и требования к его профессионально-технической подготовке.

Создание системы автоматического управления (САУ) силовым агрегатом автомобиля представляет собой сложный комплекс научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, поэтапное выполнение которых производится с помощью аналитических, алгоритмических и эвристических методов.

Разработка САУ начинается с подготовки технического задания и включает в себя следующие этапы: предварительного проектирования; собственно проектирования (разработки конструкторской документации); изготовления и испытания макетного образца; производства и эксплуатации пробной партии.

Проект, реализация которого приводит к созданию САУ, наилучшей по заданному критерию, является оптимальным. Оптимальное проектирование САУ силовым агрегатом транспортной машины возможно лишь на основе системного подхода. Сущность такого подхода заключается в рассмотрении САУ как сложной иерархической системы; построении математической модели системы и исследовании ее свойств методом имитационного моделирования. Математическая модель здесь выступает основой для решения главных задач системного подхода: анализа и синтеза системы. Задачей анализа является определение численных значений критериев эффективности при фиксированных параметрах системы и характеристиках внешней среды, заданной структуре и алгоритме взаимодействия элементов системы. Задачей синтеза является выбор оптимальной структуры, алгоритмов взаимодействия и параметров системы. Модель при этом представляет не только систему в процессе проектирования, но и сам процесс проектирования истолковывается как некоторая система моделей.

Существенной особенностью проектирования САУ силовым агрегатом транспортной машины является то, что основное внимание при ее разработке должно уделяться подготовительному этапу (на него затрачивается свыше 30 % времени всего процесса разработки). Это объясняется тем, что корректировка неудачных проектных решений, принимаемых на этом этапе, требует больших материальных затрат.

Подготовительный этап оптимального проектирования САПП можно разделить на два уровня. На первом предлагается решать следующие научные задачи: выбор информационных параметров САПП, закона переключения передач и алгоритма процесса переключения. Первая задача представляет собой выбор оптимальной структуры САПП и решается с помощью структурной оптимизации, а вторая и третья — задачи выбора оптимальных характеристик и ал-

ритмов функционирования, которые решаются с помощью параметрической оптимизации.

На втором уровне рассматриваются такие научно-технические задачи, как выбор элементной базы САПП и энергоносителя исполнительных механизмов, а также разработка функциональной схемы САПП. Задачи этого уровня исследуются эвристическими методами.

При подготовке оптимизационных задач первого уровня необходимо определить критерии эффективности и управляемые параметры системы. Критерий (критерии) эффективности выбирают для количественной оценки приспособленности САПП в целом и отдельных ее подсистем к выполнению поставленных перед ними задач. Параметры системы, изменение которых значительно влияет на критерий эффективности, относим к управляемым.

САПП состоит из системы автоматического управления переключением передач (САУПП) и объекта автоматизации, включающего двигатель, сцепление и коробку передач. Информационные параметры, определяющие работу САПП, их число и взаимосвязь влияют как на эффективность использования автомобиля, так и на сложность построения, структуру и стоимость САПП. Вследствие этого синтез ее структуры является не чисто технической, а технико-экономической задачей. Эффективность принятой совокупности информационных параметров САПП, т.е. варианта ее структуры, может быть оценена приведенными народнохозяйственными затратами или эквивалентной им удельной себестоимостью использования автомобиля.

Компонентами вектора управляемых параметров в данном случае являются: положение, направление и скорость перемещения рычага регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя; скорость, ускорение и знак ускорения автомобиля; крутящий момент двигателя; положение органа топливоподачи (рейки топливного насоса высокого давления); знак разности текущих часовых расходов топлива на смежных передачах. Отдельные компоненты вектора управляемых параметров могут отсутствовать. Исключение составляют компоненты, характеризующие скоростной и нагрузочный режимы работы двигателя и (или) автомобиля.

Для определения закона переключения передач в качестве критерия эффективности принимается себестоимость транспортной работы, произведенной автомобилем (автопоездом). Закон переключения передач может быть представлен зависимостью пороговой скорости автомобиля, при которой должно произойти переключение на смежную передачу, от информационных параметров САПП, являющихся решением предыдущей задачи. Данная зависимость аппроксимируется полиномом [1] .

Достижение автомобилем пороговой скорости является необходимым, но недостаточным условием для формирования сигнала на переключение передачи. Данный сигнал реализуется лишь при отсутствии условий, запрещающих переключение. Например, переключение на смежную высшую передачу при достижении автомобилем пороговой скорости целесообразно производить в случае, если ускорение автомобиля положительно; угол рычага регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя превышает заданное значение и направление его перемещения свидетельствует о желании водителя увеличить скорость движения автомобиля.

Таким образом, при выборе оптимального закона переключения передач

в качестве компонентов вектора управляемых параметров используем коэффициенты многочлена, который аппроксимирует характеристику закона переключения передач, а также условия, запрещающие такое переключение.

Ступенчатые механические трансмиссии требуют при переключении предварительной синхронизации вводимых в зацепление элементов коробки передач. Синхронизация может осуществляться как центральным, так и индивидуальными синхронизаторами.

Эффективность выбора параметров и характеристик элементов САУПП, а также варианта алгоритма переключения передач в целом можно оценить следующими параметрами: временем разрыва потока мощности при переключении передач; удельными мощностью и работой буксования сцепления; коэффициентом динамических нагрузок; средним расходом топлива и расстоянием, которое проходит поршень двигателя за время переключения передач. Следовательно, данная задача является многокритериальной и должна решаться соответствующими методами [2, 3] .

Последовательность срабатывания исполнительных механизмов определяет алгоритм переключения передач. Задержки времени от момента подачи

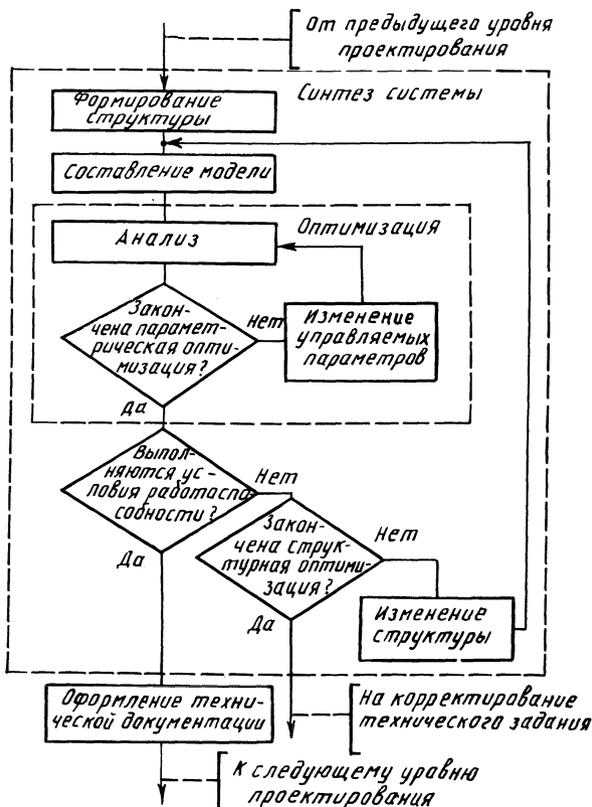


Рис. 1. Схема оптимального проектирования САУ силовым агрегатом транспортной машины на определенном иерархическом уровне.

сигнала управляющим блоком САУПП до начала срабатывания исполнительных механизмов, время их включения и выключения и характер нарастания-падения нажимного усилия оказывают влияние на протекание процесса переключения передач. Они также определяют значение критериев эффективности и являются компонентами вектора управляемых параметров.

На каждом подуровне подготовительного этапа процесс оптимального проектирования представляется как решение совокупности задач. Этот процесс иллюстрируется схемой, изображенной на рис. 1.

Разработка системы автоматического управления согласно предъявленным техническим требованиям начинается с синтеза структуры. Исходный вариант структуры генерируется, а затем оценивается с позиций удовлетворения условий работоспособности, т.е. выполнения требуемых соотношений между выходными параметрами системы и техническими требованиями. Для каждого варианта структуры составляется модель системы. Затем благодаря анализу модели, проверке условий окончания оптимизации и принятию решения по ее результатам осуществляется параметрическая оптимизация. При успешном решении задачи оптимизации и выполнении условий работоспособности переходят к завершающей процедуре — оформлению отчетности. Если после оптимизации условия работоспособности не выполняются, то приступают к генерации нового варианта структуры и его оценке, т.е. к структурной оптимизации. Если она не приводит к успеху, то ставится вопрос о пересмотре технических требований на разработку блока данного уровня, происходит возврат к предыдущему уровню проектирования.

Данная схема отражает типичную последовательность операций при проектировании подсистем САУ силовым агрегатом автомобиля. Вместе с тем при решении задачи конкретного подуровня проектирования можно встретиться с отклонениями от этой последовательности. Так, в случае оптимизации закона переключения передач структура САУПП задана и операции смены структуры и проверки окончания ее оптимизации исключают.

Учитывая итерационный характер процесса оптимального проектирования, процедуры по схеме могут выполняться многократно [4].

Таким образом, разработанная методика оптимального проектирования САУ силовым агрегатом транспортной машины на базе системного подхода сводится к анализу, параметрической и структурной оптимизации САПП и синтезу алгоритмов функционирования САУПП с использованием имитационных и оптимизационных моделей.

Для количественной оценки эффективности функционирования САПП в целом и отдельных ее подсистем предложены соответственно стоимостной и технико-экономические критерии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришкевич А.И., Руктешель О.С. Учебно-методическое пособие по курсовому и дипломному проектированию по разделу "Автоматизация управления трансмиссией автомобиля". — Минск, 1981. — 37 с. 2. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. — М., 1981. — 110 с. 3. Кини Р.Л., Райфа Х. Принятие решений при многих критериях: предпочтения и замещения: Пер. с англ./Под ред. И.Ф.Шахова. — М., 1981. — 560 с. 4. Руктешель О.С. Задачи и организация оптимального проектирования систем автоматического переключения передач. — Рукопись деп. в БелНИИНТИ 12.08.83, № 789 Деп. — 27 с.

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ПАРАМЕТРЫ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ СИЛОВЫМ АГРЕГАТОМ АВТОМОБИЛЯ

Выбор передачи, определение момента переключения и организация процесса переключения являются наиболее сложными и трудоемкими функциями, которые водитель выполняет в процессе управления большегрузным автомобилем с 10–20-ступенчатой коробкой передач.

Автоматизация данных функций позволяет снизить утомляемость водителя, в результате чего повышается безопасность движения. Автоматизация должна способствовать улучшению тяговой динамики и возрастанию топливной экономичности, а также уменьшению нагруженности узлов силового агрегата автомобиля.

Качество и эффективность работы системы автоматического управления (САУ) силовым агрегатом автомобиля в значительной степени определяются ее информационными параметрами (ИП).

Информационные параметры САУ силовым агрегатом автомобиля призваны, во-первых, реально и полно отображать состояние объектов автоматизации (двигателя, сцепления, коробки передач), автомобиля в целом и окружающую среду. И во-вторых, ИП должны снабжать управляющий блок САУ информацией, позволяющей осуществлять выбор передачи, момента переключения и организовывать процесс переключения в соответствии с заданным законом и алгоритмом переключения передач. Кроме того, они позволяют осуществлять выбор режима работы САУ и выход из режима, заданного водителем.

Предполагается, что управление скоростью движения автомобиля должен осуществлять водитель. Поэтому ИП должны информировать управляющий блок САУ о желании водителя задать автомобилю тот или иной режим движения, т.е. двигаться ускоренно, замедленно, накатом, трогаться с места, совершать маневр или торможение.

Рассматривается САУ силовым агрегатом автомобиля с механической ступенчатой трансмиссией и дизельным двигателем, снабженным всережимным регулятором угловой скорости коленчатого вала.

Классификация ИП по их назначению приведена в табл. 1 и 2.

При выборе номера передачи и момента ее переключения (табл. 1) ИП можно разделить на операционные, непосредственно участвующие в формировании закона переключения передач, и корректирующие, т.е. уточняющие момент переключения на смежную передачу или запрещающие это переключение. Последнее способствует исключению заикливания. Так, в табл. 1 первые четыре ИП, используемые для выбора передачи и момента переключения, относятся к операционным, а остальные – к корректирующим.

Положение рычага регулятора угловой скорости α , как и угловая скорость коленчатого вала ω , характеризуют скоростной режим работы двигателя. Совместное их использование, так и значение крутящего момента M_d

Режимы работы САУ и информационные параметры, необходимые для их выбора и организации

Режим	Информационные параметры
1	2
Выбор передачи и момента переключения	<p>Положение рычага регулятора угловой скорости a. Угловая скорость коленчатого вала двигателя $\omega_{\text{Д}}$, или угловая скорость вторичного вала коробки передач $\omega_{\text{В.В.}}$, или скорость автомобиля V_a. Крутящий момент двигателя $M_{\text{Д}}$, или положение рейки топливного насоса h, или a и $\omega_{\text{Д}}$ вместе взяты. Номер включенной передачи n.</p> <p>Знак направления перемещения рычага регулятора $\text{sign } a$</p> <p>Ускорение автомобиля V_a, или вторичного вала коробки передач $\dot{\omega}_{\text{В.В.}}$, или коленчатого вала $\dot{\omega}_{\text{Д}}$</p> <p>Знак ускорения автомобиля $\text{sign } \dot{V}_a$, или вторичного вала коробки $\text{sign } \dot{\omega}_{\text{В.В.}}$, или коленчатого вала $\text{sign } \dot{\omega}_{\text{Д}}$</p> <p>Знак разности часового расхода топлива на смежных передачах $\text{sign } \Delta G_{\text{Т}}$</p> <p>Уклон продольного профиля дороги i</p> <p>Угол поворота дороги (управляемого колеса) θ</p> <p>Атмосферное давление P</p>
Организация процесса переключения передач	<p>Выключенное состояние сцепления С</p> <p>Нейтральное положение в коробке передач Н</p> <p>Номер включенной передачи n</p> <p>Угловая скорость коленчатого вала двигателя $\omega_{\text{Д}}$</p> <p>Угловая скорость первичного вала коробки передач $\omega_{\text{П.В.}}$</p>
Выбор режима: трогание с места	<p>Положение рычага регулятора a</p> <p>Угловая скорость коленчатого вала $\omega_{\text{Д}}$</p> <p>Выключенное состояние сцепления С</p> <p>Температура двигателя $t_{\text{Д}}$</p> <p>Номер включенной передачи n</p> <p>Нейтральное положение в коробке передач Н</p>
разгон	Знак направления перемещения рычага регулятора $\text{sign } a$
замедление	Скорость перемещения рычага регулятора a
торможение	Нажатие на педаль ногового тормоза β
накат	<p>Скорость автомобиля V_a или угловая скорость вторичного вала коробки передач $\omega_{\text{В.В.}}$</p> <p>Нейтральное положение в коробке передач Н</p> <p>Скорость автомобиля V_a или угловая скорость вторичного вала</p>

или положение рейки топливного насоса h , характеризуют нагрузочный режим работы двигателя.

Положение рычага регулятора a , определяемое через малые промежутки времени, кроме информации о граничном скоростном режиме работы двигателя, сообщает о направлении перемещения рычага регулятора, т.е. о желании водителя ускорить или замедлить движение автомобиля; производная по времени от перемещения рычага регулятора a — о желаемой интенсивности изменения скорости движения автомобиля.

Угловая скорость вторичного вала коробки передач $\omega_{\text{В.В.}}$, как и скорость автомобиля V_a , информирует управляющий блок САУ о скоростном режиме движения автомобиля.

**Объекты, окружающая среда и характеризующие их
информационные параметры**

Объект	Информационные параметры
1	2
Двигатель	Положение рычага регулятора угловой скорости a
	Угловая скорость коленчатого вала $\omega_{\text{Д}}$
	Крутящий момент $M_{\text{Д}}$ или положение рейки топливного насоса h , или a и $\omega_{\text{Д}}$ вместе взятые
	Ускорение коленчатого вала $\dot{\omega}_{\text{Д}}$
	Знак ускорения коленчатого вала $\text{sign } \dot{\omega}_{\text{Д}}$
	Знак направления перемещения рычага регулятора $\text{sign } a$
Сцепление	Скорость перемещения рычага регулятора a
	Температура двигателя $t_{\text{Д}}$
Коробка передач	Выключенное состояние сцепления C
	Номер включенной передачи n
Тормоза	Угловая скорость первичного вала $\omega_{\text{П.В.}}$
	Угловая скорость вторичного вала $\omega_{\text{В.В.}}$
	Ускорение вторичного вала $\dot{\omega}_{\text{В.В.}}$
	Знак ускорения вторичного вала $\text{sign } \dot{\omega}_{\text{В.В.}}$
	Крутящий момент на вторичном валу $M_{\text{В.В.}}$
Автомобиль	Нейтральное положение N
	Нажатие на педаль ножного тормоза β
	Скорость V_a
Окружающая среда	Ускорение \dot{V}_a
	Знак ускорения $\text{sign } \dot{V}_a$
	Знак разности часового расхода топлива на смежных передачах $\text{sign } \Delta G_T$
Окружающая среда	Уклон продольного профиля дороги i
	Угол поворота дороги (управляемого колеса) θ
	Атмосферное давление P

Подавляющее большинство механико-гидравлических, пневмогидравлических, электропневматических и электрогидравлических САУ переключением передач работают по двум ИП, характеризующим режимы работы двигателя и скорость движения автомобиля.

Использование только двух ИП ограничивает степень реализации потенциальных свойств автомобиля. Поэтому с появлением электронных САУ переключением передач, а также надежных, бесконтактных датчиков значительно увеличилось число ИП за счет корректирующих. Среди корректирующих ИП следует особо отметить те, которые видоизменяют закон переключения передач и являются производными от показаний операционных (основных) ИП. Дифференцирование значений основных ИП позволяет в определенной мере прогнозировать изменение дорожной обстановки, режима движения автомобиля и корректировать закон переключения.

К числу вводимых в последнее время ИП относятся также параметры, характеризующие окружающую среду и температуру двигателя автомобиля (табл. 2).

Увеличение числа ИП может привести к возрастанию средней скорости движения автомобиля, уменьшению числа переключений передач и времени движения с разрывом потока мощности в трансмиссии. В результате увеличивается производительность автомобилей и уменьшается их число для выполнения заданного объема перевозок.

В то же время увеличение ИП приводит к возрастанию первоначальной стоимости САУ силовым агрегатом автомобиля и всего автомобиля.

Совокупность ИП является оптимальной, если САУ силовым агрегатом обеспечивает в типичных условиях эксплуатации автомобиля минимальные народнохозяйственные затраты на осуществление в заданный срок заданного объема перевозок. Из этого и следует исходить при выборе ИП.

Использование микропроцессора или мини-ЭВМ в качестве управляющего блока САУ силовым агрегатом автомобиля позволяет сократить число ИП, не снижая общей информативности системы. Это вызвано тем, что такие параметры, как скорость автомобиля или угловую скорость вторичного вала коробки передач, можно рассчитать, зная угловую скорость коленчатого вала двигателя. Ускорение коленчатого вала двигателя и автомобиля определяется дифференцированием соответствующих переменных.

УДК 629.114.2-585

А.А.ЦЕРЕНЯ (БПИ)

СИНХРОНИЗИРОВАННАЯ КОРОБКА ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРА КАК ОБЪЕКТ УПРАВЛЕНИЯ

В тракторостроении наряду с фрикционными муфтами для управления коробками передач (КП) стали широко применяться синхронизаторы. Синхронизаторы проще фрикционов, не требуют подвода масла к бустерам. Вместе с тем на транспортных работах, которые для колесного трактора составляют 60 % всего времени его работы, синхронизаторы обеспечивают бесшумное переключение передач на ходу. Для тракторов МТЗ синхронизированная коробка передач выпускается с шестнадцатью передачами вперед и восемью назад. Управление КП осуществляется двумя рычагами, которые при переключении совершают сложные перемещения в пространстве. Рычаги являются источниками шума. Поэтому вопрос совершенствования управления синхронизированной КП приобретает актуальное значение.

Управление коробкой передач может осуществляться при помощи исполнительных механизмов с параллельным расположением гидроцилиндров. Каждый шток имеет индивидуальный гидроцилиндр двойного действия.

Для управления коробками передач применяют также исполнительные механизмы с перекрестным расположением силовых цилиндров [1, 2]. Принцип работы этого механизма следующий. Он имеет два гидроцилиндра: избирающий передачи и переключающий их. Для перемещения избирающего поршня в ту или другую сторону на расстояние, соответствующее выбранной передаче, срабатывает золотниковый клапан, управляемый электромагнитом. Это спо-

собствует соединению канала со сливом на уровне выбранного положения штока. Двусторонний клапан поддерживает давление в полости противоположного конца цилиндра таким образом, что поршень перемещается по направлению к каналу до тех пор, пока не перекроет выпускной канал. В результате давление, передаваемое через двусторонний клапан, выравнивается, и поршень фиксируется в выбранном положении. Аналогично устроен и гидроцилиндр переключения передач.

Предложено также устройство управления синхронизированной коробкой передач трактора [3], механизм которого показан на рис. 1. Условно он назван механизмом с общей траверсой. Каждый из штоков 1 может соединяться с траверсой 2 при включении электромагнита 3, взаимодействующего с фиксатором 8. При отключении электромагнита 3 фиксатор 8 отсоединяет траверсу 2 от штока 1 с помощью пружины 7.

Коробка передач тракторов МТЗ является коробкой передач с переменным числом степеней свободы и содержит пять штоков включения передач и направления движения. Поэтому и алгоритм управления таким объектом достаточно сложен.

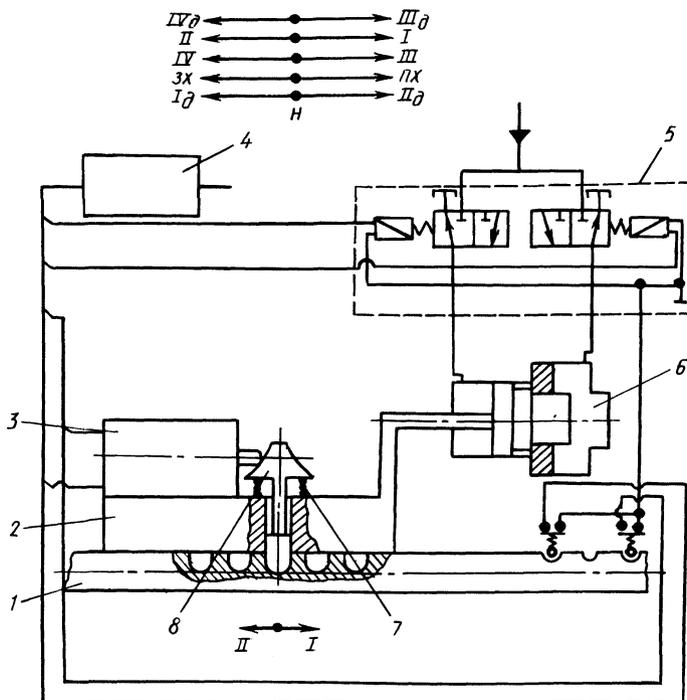


Рис. 1. Механизм управления синхронизированной коробкой передач трактора: 1 – шток; 2 – траверса; 3 – электромагнит; 4 – фиксатор; 5 – пружина; 6 – электронный блок; 7 – золотниковая коробка; 8 – силовой цилиндр. I, II, III, IV – номера основных передач; ПХ, ЗХ – направление движения; I_д, II_д, III_д, IV_д – номера диапазонов; Н – нейтраль.

Благодаря логической схеме алгоритма (ЛСА) производится сравнение исполнительных механизмов синхронизированной КП трактора МТЗ, т.е. формализуются анализ и синтез механизма управления по алгоритму переключения передач [4].

Для сравнения схем механизмов управления достаточно рассмотреть переключение передач вверх на втором и третьем диапазонах, начиная с нейтрали. Все переключения внутри первого и четвертого диапазонов аналогичны рассматриваемым. Переключение с передачи на передачу осуществляется последовательно. После выполнения команды электромагниты обесточиваются. Рассмотрим ЛСА для каждого из механизмов.

1. Исполнительный механизм с параллельным расположением цилиндров

Операторы: A_1, A_2, A_3, A_4 – включения основных передач внутри диапазона;

$\mathcal{E}_1, \mathcal{E}_2, \mathcal{E}_3, \mathcal{E}_4$ – включения электромагнитов основных передач;

$\mathcal{E}_{11}, \mathcal{E}_{21}, \mathcal{E}_{31}, \mathcal{E}_{41}$ – включения электромагнитов первого, второго, третьего и четвертого диапазонов;

$\mathcal{E}_{\text{пк}}, \mathcal{E}_{\text{зх}}$ – включения электромагнитов направления;

\mathcal{Z}_i – срабатывания соответствующего золотника;

C_1 – срабатывания силового цилиндра штока I–II; C_2 – III–IV; C_3 – ЗХ–ПХ; C_4 – I_д–II_д; C_5 – III_д–IV_д.

Временное условие τ

Для второго диапазона ЛСА имеют следующий вид:

$$A_1 \mathcal{E}_{\text{пк}} \tau \mathcal{Z}_{\text{пк}} \tau C_3 \mathcal{E}_{21} \tau \mathcal{Z}_{21} \tau C_4 \mathcal{E}_1 \tau \mathcal{Z}_1 \tau C_1;$$

$$A_2 \mathcal{E}_2 \tau \mathcal{Z}_2 \tau C_1; \tag{1}$$

$$A_3 (\mathcal{E}_1 \tau \mathcal{Z}_1 \tau + \mathcal{E}_2 \tau \mathcal{Z}_2 \tau) C_1 \mathcal{E}_3 \tau \mathcal{Z}_3 \tau C_2; \tag{2}$$

$$A_4 \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau C_2. \tag{3}$$

Для третьего диапазона ЛСА запишется таким образом:

$$A_1 (\mathcal{E}_3 \tau \mathcal{Z}_3 \tau + \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau) C_2 (\mathcal{E}_{11} \tau \mathcal{Z}_{11} \tau + \mathcal{E}_{21} \tau \mathcal{Z}_{21} \tau) C_4 (\mathcal{E}_{\text{пк}} \tau \mathcal{Z}_{\text{пк}} \tau + \mathcal{E}_{\text{зх}} \tau \mathcal{Z}_{\text{зх}} \tau) C_3 \mathcal{E}_{31} \tau \mathcal{Z}_{31} \tau C_5 \mathcal{E}_1 \tau \mathcal{Z}_1 \tau C_1.$$

Для переключения на 2-ю–4-ю передачи ЛСА преобразуются к виду (1)–(3).

2. Исполнительный механизм с перекрестным расположением гидроцилиндров

Операторы: \mathcal{E}_1 – включения избирающего электромагнита штока I–II, \mathcal{E}_2 – III–IV, $\mathcal{E}_{\text{пз}}$ – ПХ–ЗХ, \mathcal{E}_{1-2} – I_д–II_д, \mathcal{E}_{3-4} – III_д–IV_д;

\mathcal{Z}_i – срабатывание соответствующего золотника;

\mathcal{E}_{22} – включения электромагнита I_д, ЗХ, IV, II, IV_д;

\mathcal{E}_{12} – включения электромагнита III_д, I, III, ПХ, II_д;

\mathcal{E}_H — включения электромагнита нейтрали Н;

\mathcal{E}_{H_1} — включение электромагнита, устанавливающего избирательный поршень в положение, которое соответствует разъединенному состоянию штока избирательного поршня со штоками переключения передач;

C_1 — срабатывания избирательного гидроцилиндра;

C_2 — срабатывания переключающего гидроцилиндра.

Для второго диапазона ЛСА:

$$A_1 \mathcal{E}_{пз} \tau \mathcal{Z}_{пз} \tau C_1 \mathcal{E}_{12} \tau \mathcal{Z}_{12} \tau C_2 \mathcal{E}_{H_1} \tau \mathcal{Z}_{H_1} \tau C_1 \mathcal{E}_H \tau \mathcal{Z}_H \tau C_2 \mathcal{E}_{1-2} \tau \mathcal{Z}_{1-2} \tau C_1 \mathcal{E}_{12} \tau \mathcal{Z}_{12} \tau C_2 \rightarrow \\ \rightarrow \mathcal{E}_{H_1} \tau \mathcal{Z}_{H_1} \tau C_1 \mathcal{E}_H \tau \mathcal{Z}_H \tau C_2 \mathcal{E}_1 \tau \mathcal{Z}_1 \tau C_1 \mathcal{E}_{12} \tau \mathcal{Z}_{12} \tau C_2 ;$$

$$A_2 \mathcal{E}_{22} \tau \mathcal{Z}_{22} \tau C_2 ; \quad (4)$$

$$A_3 \mathcal{E}_H \tau \mathcal{Z}_H \tau C_2 \mathcal{E}_{H_1} \tau \mathcal{Z}_{H_1} \tau C_1 \mathcal{E}_2 \tau \mathcal{Z}_2 \tau C_1 \mathcal{E}_{12} \tau \mathcal{Z}_{12} \tau C_2 ; \quad (5)$$

$$A_4 \mathcal{E}_{22} \tau \mathcal{Z}_{22} \tau C_2 . \quad (6)$$

Для третьего диапазона ЛСА

$$A_1 \mathcal{E}_H \tau \mathcal{Z}_H \tau C_2 \mathcal{E}_{12} \tau \mathcal{Z}_{12} \tau C_2 \mathcal{E}_{пз} \tau \mathcal{Z}_{пз} \tau C_1 \mathcal{E}_H \tau \mathcal{Z}_H \tau C_2 \mathcal{E}_{H_1} \tau \mathcal{Z}_{H_1} \tau C_1 \mathcal{E}_{22} \tau \mathcal{Z}_{22} \tau C_2 \rightarrow \\ \rightarrow \mathcal{E}_{1-2} \tau \mathcal{Z}_{1-2} \tau C_1 \mathcal{E}_H \tau \mathcal{Z}_H \tau C_2 \mathcal{E}_{3-4} \tau \mathcal{Z}_{3-4} \tau C_1 \mathcal{E}_{12} \tau \mathcal{Z}_{12} \tau C_2 \mathcal{E}_{H_1} \tau \mathcal{Z}_{H_1} \tau C_1 \mathcal{E}_H \rightarrow \\ \rightarrow \tau \mathcal{Z}_H \tau C_2 \mathcal{E}_1 \tau \mathcal{Z}_1 \tau C_1 \mathcal{E}_{12} \tau \mathcal{Z}_{12} \tau C_2 .$$

Для переключений на 2-ю—4-ю передачи ЛСА приводятся к виду (4)–(6)

3. Исполнительный механизм с общей траверсой

Операторы: \mathcal{E}_{41} — включения электромагнита соединения с траверсой штока IV_д—III_д; \mathcal{E}_1 — I—II; \mathcal{E}_2 — III—IV; $\mathcal{E}_{пз}$ — ПХ—ЗХ, \mathcal{E}_{31} — I_д—II_д; \mathcal{E}_3 — включения электромагнита в сторону IV_д, II, IV, ЗХ, I_д;

\mathcal{E}_4 — в сторону III_д, I, III, ПХ, II_д;

\mathcal{Z}_i — срабатывания соответствующего золотника;

C — срабатывания гидроцилиндра.

Для второго диапазона ЛСА выражаются следующим образом:

$$A_1 (\mathcal{E}_{пз} \tau + \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau) C (\mathcal{E}_3 \tau \mathcal{Z}_3 \tau + \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau) C (\mathcal{E}_{31} \tau + \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau) C (\mathcal{E}_3 \tau \mathcal{Z}_3 \tau + \\ + \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau) C (\mathcal{E}_1 \tau + \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau) C ;$$

$$A_2 (\mathcal{E}_1 \tau + \mathcal{E}_3 \tau \mathcal{Z}_3 \tau) C ; \quad (7)$$

$$A_3 (\mathcal{E}_1 \tau + \mathcal{E}_3 \tau \mathcal{Z}_3 \tau + \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau) C (\mathcal{E}_2 \tau + \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_3 \tau) C ; \quad (8)$$

$$A_4 (\mathcal{E}_2 \tau + \mathcal{E}_3 \tau \mathcal{Z}_3 \tau) C . \quad (9)$$

Для третьего диапазона ЛСА выражаются как

$$A_1 (\mathcal{E}_2 \tau + \mathcal{E}_3 \tau \mathcal{Z}_3 \tau + \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau) C \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau C (\mathcal{E}_{31} \tau + \mathcal{E}_3 \tau \mathcal{Z}_3 \tau + \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau) C \mathcal{E}_4 \tau \rightarrow \\ \rightarrow \mathcal{Z}_4 \tau C (\mathcal{E}_{пз} \tau + \mathcal{E}_3 \tau \mathcal{Z}_3 \tau + \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau) C (\mathcal{E}_{41} \tau + \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau) C (\mathcal{E}_3 \tau \mathcal{Z}_3 \tau + \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau) \rightarrow \\ \rightarrow C (\mathcal{E}_1 \tau + \mathcal{E}_4 \tau \mathcal{Z}_4 \tau) C .$$

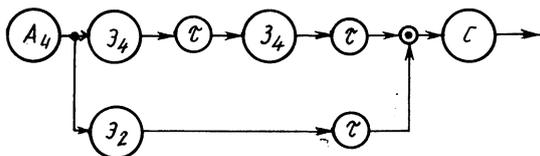


Рис. 2. Граф-схема алгоритма (ГСА) переключения с III на IV передачу. Исполнительный механизм с общей траверсой. Операторы:

A_4 – включения IV передачи; $Э_2$ – включения электромагнита штока III–IV передач; $Э_4$ – включения электромагнита золотника силового цилиндра; $Э_4$ – срабатывания золотника; С – срабатывания силового цилиндра; τ – временное условие.

Для переключений на 2-ю–4-ю передачи ЛСА имеют вид (7)–(9). Любому ЛСА однозначно соответствует граф-схема алгоритма (ГСА) – ориентированный граф, в котором каждому оператору соответствует вершина с одним выходом. Ему может также соответствовать условие, например, временное, названное ждущим. Последовательность выполнения команд определяется направленными дугами. Пример граф-схемы алгоритма приведен на рис. 2.

Проанализировав все ЛСА, приходим к выводу, что самый “длинный” алгоритм имеет место при перекрестном расположении гидроцилиндров. Самый “короткий” алгоритм в механизме с параллельным расположением гидроцилиндров. Механизм с общей траверсой по быстрдействию занимает промежуточное положение.

Белорусским политехническим институтом совместно с Минским тракторным заводом разработана и изготовлена система командного управления (СКУ) синхронизированной коробкой передач МТЗ-82. Исполнительный механизм выполнен с параллельным расположением гидроцилиндров. При испытаниях трактора на различных видах работ СКУ показала свое достаточное быстрдействие и удовлетворительную работоспособность.

Из сравнения механизмов управления синхронизированной КП видно, что выигрыш во времени переключения передач возможен за счет параллельного воздействия на штоки. В механизмах с перекрестным расположением гидроцилиндров параллельное воздействие на штоки переключения передач исключено.

Применение ЛСА и ГСА для анализа и синтеза исполнительных механизмов позволит наглядно выявить слабые и сильные стороны алгоритмов с возможностью их качественной и количественной оценки.

Сравнение схем управления КП показало, что для управления сложными коробками передач МТЗ наиболее приемлемы исполнительные механизмы с параллельным расположением гидроцилиндров.

Исходя из того что алгоритмы переключений внутри диапазонов по “длине” практически одинаковы для исполнительных механизмов с параллельным расположением гидроцилиндров и общей траверсой, последние также должны найти применение в тракторостроении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Недялков А.П. Разработка и исследование дистанционного электропневматического управления синхронизированными коробками передач с фрикционным сцеплением

ем: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. — М., 1965, с. 2—19. 2. Роберт Б. Устройство управления синхронизированной коробкой передач. Заявка № 1383103. — Великобритания, 1975, с. 11. 3. А.с. 1039747 (СССР). Устройство управления синхронизированной коробкой передач/А.А.Черня, Е.Н.Козлов, М.Г.Мелешко — Оpubл. в Б.И., 1983, № 33. 4. Рогинский В.Н. Основы дискретной автоматики. — М., 1975, с. 30—42.

УДК 629.113.001.1:629.113.075

А.Г.ВЫГОННЫЙ, канд.техн.наук (БПИ)

УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ С ПРИЦЕПОМ ПРИ ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

Основным видом движения автопоезда является прямолинейное движение. Для такого движения в первую очередь должна быть обеспечена хорошая управляемость.

Особенность управления при прямолинейном движении состоит в том, что водитель поворотом рулевого колеса может устранять отклонения автопоезда относительно заданной прямолинейной траектории. Характер поворотов рулевого колеса зависит от уровня управляемости автопоезда и его устойчивости к внешним возмущениям.

В конструкторской практике для характеристики управляемости и устойчивости автомобилей и автопоездов при их прямолинейном движении используется показатель — средняя скорость вращения рулевого колеса ω_a [1]. Условно он определяется как произведение среднего модуля угла поворота рулевого колеса на среднюю частоту экстремумов кривой этого угла за время движения.

К сожалению, в настоящее время отсутствуют расчетные методы определения показателя ω_a . Поэтому он вычисляется экспериментальным путем на основе регистрации изменения угла поворота рулевого колеса при прямолинейном движении и последующей обработки записей по специальной методике

Рассмотрим результаты экспериментальных исследований, проведенных на Минском автомобильном заводе при проектировании и доводке автопоездов в составе автомобиля и прицепа с поворотной тележкой. Суть этих исследований — определение влияния ряда параметров автомобиля и прицепа на управляемость автопоезда. Схема автопоезда и размеры, изменявшиеся в процессе исследований, приведены на рис. 1. Уровни значений параметров автопоезда приведены в табл. 1. На автомобиле было установлено тягово-сцепное устройство типа "цилиндрический шкворень—петля".

Из приведенных параметров автопоезда следует, что отношение массы прицепа к автомобилю равно 1,25. Обычно, это отношение меньше 1. Известно, что увеличение отношения массы прицепа к автомобилю обуславливает худшую управляемость автопоезда.

Замеры производились при движении на скорости 70 км/ч по дороге с сухим асфальтобетонным покрытием. Во всех случаях автопоездом управлял один и тот же водитель.

Результаты замеров представлены на рис. 2. Средние значения показателя ω_a обозначены точками, а диапазон рассеивания экспериментальных значений

Параметры автопоезда

Наименование или обозначение параметра	Численное значение параметра
Осевые нагрузки от осей автопоезда (начиная с управляемой оси автомобиля), кН	58,84; 98,07; 98,07; 98,07
L_{1A} , м	4,650
L_{10A} , м	1,730; 1,930; 2,250
L_7 , м	2,745 ... 3,478
$L_{17П}$, м	0,060
$L_{2П}$, м	6,060; 6,720; 7,435
База прицепа ($L_{2П} - L_{17П}$), м	6,000; 6,660; 7,375

Рис. 1. Схема автопоезда:

L_{1A} — база автомобиля; L_{10A} — свес тягово-сцепного устройства автомобиля; L_7 — свес дышла прицепа; $L_{17П}$ — смещение поворотного круга прицепа; $L_{2П}$ — база прицепа с учетом смещения $L_{17П}$.

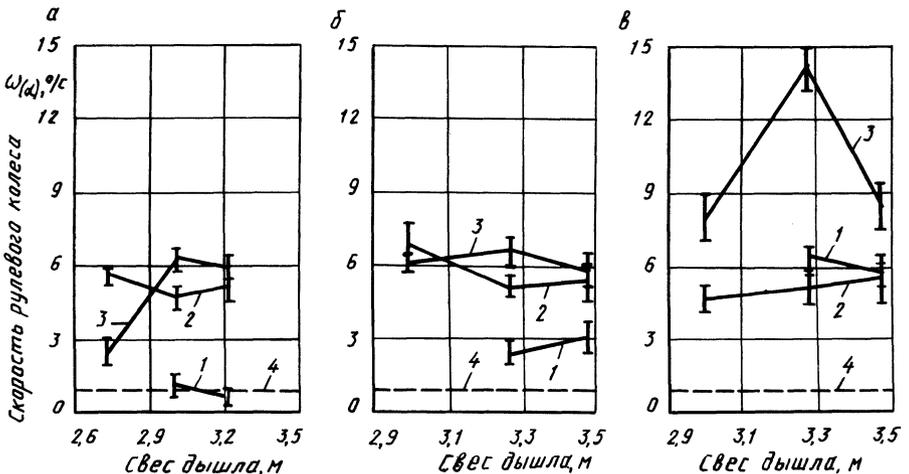
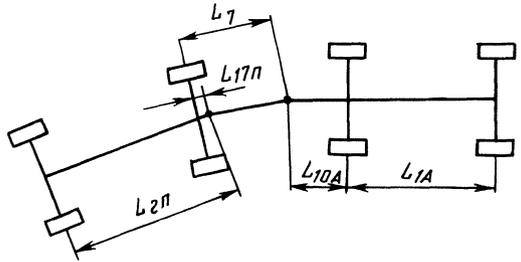


Рис. 2. Влияние параметров автопоезда на его управляемость:

а, б, в — база прицепа соответственно 6,000; 6,660 и 7,435 м; 1, 2, 3 — свес тягово-сцепного устройства соответственно 1,730; 1,930 и 2,250 м; 4 — автомобиль без прицепа.

относительно средних выделен вертикальными отрезками. Длина отрезка равна удвоенному среднеквадратичному отклонению, вычисленному по результатам восьми опытов. Средние значения, соответствующие одному и тому же смещению тягово-сцепного устройства, соединены отрезками прямых. На рис. 2 для сравнения управляемости автопоезда и одиночного автомобиля штриховой линией 4 показано значение показателя ω_a для случая, когда прицеп отсоединен от автомобиля.

Проанализировав полученные результаты, прежде всего отметим, что в зависимости от исследуемых параметров управляемость автопоезда значительно ухудшается по сравнению с управляемостью одиночного автомобиля. Так, например, для параметров, соответствующих рис. 2, б (кривая 3), показатель ω_a автопоезда увеличился в 15 раз.

Далее оценим влияние свеса дышла, свеса тягово-сцепного устройства и базы прицепа. Влияние свеса (длины) дышла. Изменение длины дышла в основном незначительно влияет на управляемость автопоезда (кривые 1 и 2 на рис. 2). В отдельных случаях встречается такая длина дышла (кривая 3 на рис. 2, в), когда отклонение от нее ведет к улучшению управляемости автопоезда. Например, при уменьшении свеса дышла на 0,270 м (с 3,278 м до 3,008 м) управляемость улучшается по показателю ω_a в 1,8 раза. Таким образом, влияние дышла на управляемость автопоезда неоднозначно.

Влияние свеса тягово-сцепного устройства. В отличие от других исследованных параметров при свесе тягово-сцепного устройства 1,730 м и прицепе с базой 6,000 м достигнута управляемость автопоезда, соизмеримая с управляемостью одиночного автомобиля (кривые 1 и 4 на рис. 2, а). В большинстве случаев уменьшение свеса тягово-сцепного устройства улучшает управляемость автопоезда. Вместе с тем имеется случай, когда уменьшение этого свеса ухудшает управляемость автопоезда (кривые 2 и 3 на рис. 2, а).

Влияние базы прицепа. При оценке влияния этого параметра следует иметь в виду, что увеличение базы прицепа приводит к увеличению длины платформы и как следствие — к увеличению момента инерции прицепа (при равномерной загрузке). Лучшая управляемость автопоезда получена в случае прицепа с минимальной базой из числа исследованных. Рассмотрим влияние базы прицепа в сочетании со свесом тягово-сцепного устройства. Так, например, если свес равен 1,930 м, то для различных баз прицепа управляемость изменяется незначительно (кривая 2 на рис. 2). При меньшем свесе тягово-сцепного устройства (1,730 м вместо 1,930 м) с увеличением базы прицепа управляемость автопоезда ухудшается: при изменении базы прицепа с 6,000 м до 6,600 м ω_a увеличивается в 2,5—4,7 раза, а с 6,000 м до 7,435 м — в 6,2—9 раз (кривая 1 на рис. 2).

Известны конструкции прицепов, в которых для повышения устойчивости автопоезда при движении на скользких дорогах применяют устройства, блокирующие дышло с рамой прицепа (исключается возможность изменения относительного углового положения оси прицепа и оси дышла). Для оценки влияния таких устройств на управляемость автопоезда был произведен специальный опыт при жестком блокировании дышла с рамой прицепа. Установлено, что такое блокирование дышла несущественно влияет на управляемость автопоезда.

В результате проведенных исследований можно сделать вывод, что все изученные параметры по степени их влияния на управляемость автопоезда можно расположить в следующей последовательности: база прицепа, свес тягово-сцепного устройства, свес дышла. Выбор этих параметров следует производить с учетом динамических характеристик автомобиля и прицепа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Выгонный А.Г., Титович А.И., Ведерчик А.В. К вопросу управляемости автопоезда большой грузоподъемности при прямолинейном движении. – Автомобильная промышленность, 1977, № 10, с. 21–23.

УДК 629.113.012.83

С.С.ЖУРАВЛЕВ, канд.техн.наук (ММИ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА УГЛОВ КРЕНА АВТОМОБИЛЕЙ С НЕЛИНЕЙНОЙ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ ПОДВЕСКИ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

Большегрузные автомобили-самосвалы особенно в груженом состоянии имеют высоко расположенный центр тяжести, вследствие чего возникает опасность больших углов крена подрессоренных масс и опрокидывания автомобиля во время его криволинейного движения. Кроме того, несимметричное расположение груза в кузове автомобиля относительно его продольной плоскости вызывает дополнительные силы, способствующие опрокидыванию автомобиля на повороте [1].

Устойчивость автомобиля к боковому опрокидыванию зависит от параметров системы подрессоривания, общей компоновки автомобиля, а также от скорости его движения, радиуса поворота и других эксплуатационных условий. В известной мере при проектировании подвесок уже predeterminedены их компоновочные данные и условия эксплуатации. Устойчивость автомобиля достигается за счет правильного выбора конструктивных параметров подвески, которая должна обеспечивать ему достаточную плавность хода.

В данной работе рассматривается двухосный автомобиль-самосвал типа БелАЗ с передней и задней зависимой гидропневматическими подвесками. Для восприятия боковых сил, которые передаются от подрессоренных масс к неподдресоренным, использованы поперечные штанги. Задняя подвеска выполнена в виде рычага с определенным передаточным отношением. При выводе уравнений математической модели предполагалось, что положение центров крена подрессоренных масс передней и задней подвесок известны. Центр крена подвески в процессе крена автомобиля смещается в сторону упругого элемента с большей мгновенной жесткостью. Характеристика шин линейна, и крен подрессоренных масс автомобиля происходит относительно оси крена, проходящей через мгновенные центры крена передней и задней подвесок.

На рис. 1 представлена расчетная схема зависимой подвески с поперечной штангой. Из рисунка следует, что восстанавливающий момент от упругих элементов подвески i -й оси, действующий на подрессоренные массы, равен

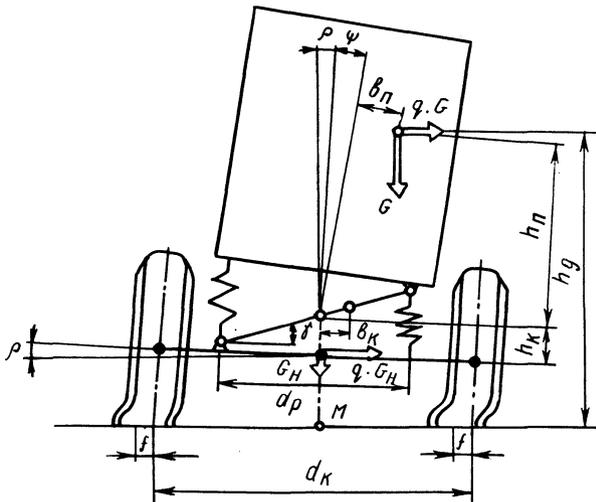


Рис. 1. Расчетная схема подвески.

$$M_{ri} = [b_{\Pi i} + h_{\Pi i} (\rho_i + \psi_i)] G_i + q G_i h_{\Pi i} \pm M_T, \quad (1)$$

где $i = 1, 2$ — номера осей ($i = 1$ — передняя ось; $i = 2$ — задняя ось); $b_{\Pi i}$ — смещение центра тяжести поддресоренных масс относительно продольной вертикальной плоскости вследствие несимметричности расположения груза в кузове; $h_{\Pi i}$ — расстояние от центра тяжести поддресоренных масс до центра крена подвески; ρ_i ; ψ_i — угол крена неподдресоренных масс относительно опорной поверхности и поддресоренных масс относительно неподдресоренных; q — относительное боковое ускорение автомобиля; G_i — поддресоренные массы, приходящиеся на ось; M_T — момент, вызывающий скручивание рамы автомобиля в процессе крена (знак минус принят для передней подвески, а знак плюс — для задней).

Восстанавливающий момент шин i -й оси равен

$$\rho_i c_{\rho i} = \rho_i r_D G_{ni} + \rho_i (r_D + h_{ki}) G_i + q G_{ni} r_D + q (r_D + h_{ki} - \rho_i b_{ki}) G_i + M_{ri}, \quad (2)$$

где $c_{\rho i} = \frac{d_{ki}^2}{2} z_i c_{\text{ш}}$ — приведенная жесткость шин; r_D — динамический радиус качения колеса; b_{ki} — смещение центра крена поддресоренных масс вследствие несимметричности упругих характеристик подвески; G_{ni} — неподдресоренные массы; d_{ki} — колея колес; z_i — число шин на одной стороне оси; $c_{\text{ш}}$ — нормальная жесткость одной шины; h_{ki} — расстояние от центра крена подвески до оси колеса.

При известных углах крена поддресоренных и неподдресоренных масс угол закрутки рамы определяется выражением

$$\epsilon = \rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2.$$

С учетом угловой жесткости рамы c_e

$$M_T = (\rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2)c_e . \quad (3)$$

Относительный ход подвески $\delta_{сж}$ для сжимающегося упругого элемента вычисляется по следующему уравнению:

$$\frac{M_{ri}}{d_{pi}} = \frac{G_{0i}}{1 - \kappa_{0i}} \left(\frac{1}{1 + \delta(n_i) - \delta_{сжi}} + \kappa_{0i} \mu_{0i} \frac{1}{\mu_{0i} - \delta(n_i) + \delta_{сжi}} \right) - n_i G_{0i} . \quad (4)$$

Относительный ход отбоя $\delta_{от}$ подвески для растягивающегося упругого момента выводится из уравнения

$$- \frac{M_{ri}}{d_{pi}} = \frac{G_{0i}}{1 - \kappa_{0i}} \left(\frac{1}{1 + \delta(n_i) - \delta_{отi}} + \frac{\kappa_{0i} \mu_{0i}}{\mu_{0i} - \delta(n_i) + \delta_{отi}} \right) - n_i G_{0i} , \quad (5)$$

где G_{0i} — подпрессоренные массы, приходящиеся на один цилиндр гидропневматической подвески снаряженного автомобиля; $\delta_{сжi} = \frac{\Delta_{сжi}}{l_{0i}}$ и $\delta_{отi} = \frac{\Delta_{отi}}{l_{0i}}$ — относительные ходы подвески для наружного (сжимающегося) и внутреннего (растягивающегося) гидропневматических упругих элементов в процессе крена подпрессоренных масс относительно неподпрессоренных; l_{0i} — приведенный столб газа в рабочей полости гидропневматического упругого элемента снаряженного автомобиля; n_i — кратность изменения нагрузки на упругий элемент; $\delta(n_i)$ — относительный статический прогиб подвески автомобиля, вызванный его загрузкой; κ_{0i} и μ_{0i} — безразмерные коэффициенты, характеризующие параметры гидропневматического упругого элемента подвески снаряженного автомобиля [2].

Между ходами сжатия $\Delta_{сжi}$, отбоя $\Delta_{отi}$ подвески и углом крена подпрессоренных масс относительно неподпрессоренных существует следующая взаимосвязь:

$$\psi_i = \frac{\Delta_{сжi} - \Delta_{отi}}{d_{pi}} . \quad (6)$$

В выражениях (4) и (5) принята упругая характеристика гидропневматической подвески с противодавлением. Из этих уравнений легко можно получить характеристику подвески без противодавления, приняв $\kappa_{0i} = 0$.

Решая совместно уравнения (1)–(6), получим следующую систему нелинейных алгебраических уравнений для двухосного автомобиля с гидропневматической подвеской:

$$\begin{aligned} & [b_{п1} + h_{п1}(\rho_1 + \psi_1)]G_1 + qh_{п1}G_1 - (\rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2)c_e - \\ & - \frac{d_{p1}G_{01}}{1 - \kappa_{01}} \left(\frac{l_{01}}{l_{01} + \delta(n_1)l_{01} - \Delta_{сж1}} - \frac{\kappa_{01}\mu_{01}l_{01}}{\mu_{01}l_{01} - \delta(n_1)l_{01} + \Delta_{сж1}} \right) + \end{aligned}$$

$$+ d_{p1} n_1 G_{01} = 0; \quad (7)$$

$$\begin{aligned} & [b_{п2} + h_{п2} (\rho_2 + \psi_2)] G_2 + qh_{п2} G_2 + (\rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2) c_\epsilon - \\ & - \frac{d_{p2} G_{02}}{1 - \kappa_{02}} \left(\frac{l_{02}}{l_{02} + \delta(n_2) l_{02} - \Delta_{сж2}} - \frac{\kappa_{02} \mu_{02} l_{02}}{\mu_{02} l_{02} - \delta(n_2) l_{02} + \Delta_{сж2}} \right) + \\ & + d_{p2} n_2 G_{02} = 0; \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & - [b_{п1} + h_{п1} (\rho_1 + \psi_1)] G_1 - qh_{п1} G_1 + (\rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2) c_\epsilon - \\ & - \frac{d_{p1} G_{01}}{1 - \kappa_{01}} \left(\frac{l_{01}}{l_{01} + \delta(n_1) l_{01} - \Delta_{от1}} - \frac{\kappa_{01} \mu_{01}}{\mu_{01} l_{01} - \delta(n_1) l_{01} + \Delta_{от1}} \right) + \\ & + d_{p1} n_1 G_{01} = 0; \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & - [b_{п2} + h_{п2} (\rho_2 + \psi_2)] G_2 - qh_{п2} G_2 - (\rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2) c_\epsilon - \\ & - \frac{d_{p2} G_{02}}{1 - \kappa_{02}} \left(\frac{l_{02}}{l_{02} + \delta(n_2) l_{02} - \Delta_{от2}} - \frac{\kappa_{02} \mu_{02}}{\mu_{02} l_{02} - \delta(n_2) l_{02} + \Delta_{от2}} \right) + \\ & + d_{p2} n_2 G_{02} = 0; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\psi_1 d_{p1} - \Delta_{сж1} + \Delta_{от1} = 0; \quad (11)$$

$$\psi_2 d_{p2} - \Delta_{сж2} + \Delta_{от2} = 0; \quad (12)$$

$$\begin{aligned} & \rho_1 c_{\rho 1} - \rho_1 r_{д} G_{н1} - \rho_1 (r_{д} + h_{к1}) G_1 - qG_{н1} r_{д} - q(r_{д} + h_{к1} - \\ & - \rho_1 b_{к1}) G_1 - [b_{п1} + h_{п1} (\rho_1 + \psi_1)] G_1 - qh_{п1} G_1 + (\rho_1 + \psi_1 - \\ & - \rho_2 - \psi_2) c_\epsilon = 0; \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} & \rho_2 C_{\rho 2} - \rho_2 r_{д} G_{н2} - \rho_2 (r_{д} + h_{к2}) G_2 - qG_{н2} r_{д} - q(r_{д} + h_{к2} - \\ & - \rho_2 b_{к2}) G_2 - [b_{п2} + h_{п2} (\rho_2 + \psi_2)] G_2 - qh_{п2} G_2 - (\rho_1 + \psi_1 - \\ & - \rho_2 - \psi_2) c_\epsilon = 0. \end{aligned} \quad (14)$$

В полученной системе, состоящей из восьми уравнений, имеется восемь неизвестных: углы крена поддресоренных и неподдресоренных масс и ход цилиндров передней и задней подвесок. Эти параметры характеризуют крен автомобиля.

У многих большегрузных автомобилей, особенно с гидропневматическими упругими элементами без противоаварийного, на ходе отбоя гидропневматических цилиндров устанавливаются гидравлические ограничители хода или в виде резиновых буферов. При определенных углах крена поддресоренных масс

растяжение гидропневматических цилиндров может ограничиваться упругим буфером. В этом случае изменяется уравнение упругой характеристики подвески на ходе отбоя. На рис. 2 представлена форма упругой характеристики гидропневматической подвески без противодействия с упругим буфером на ходе отбоя. При известных значениях перемещения $\Delta_{от}^{max}$ (когда вступает в работу буфер) и жесткости буфера c_i уравнение упругой характеристики подвески на этом участке примет вид

$$Q_i(\Delta_{отi}) = Q_i(\Delta_{отi}^{max}) + c_i(\Delta_{отi} - \Delta_{отi}^{max}),$$

где $Q_i(\Delta_{отi}^{max})$ — упругая сила гидропневматического цилиндра, при которой вступает в работу буфер.

В случае, когда при крене кузова достигается упор на ходе отбоя передней или задней подвески, уравнения (9) и (10) в системе уравнений (7)–(14) примут вид

$$- [b_{п1} + h_{п1}(\rho_1 + \psi_1)]G_1 - qh_{п1}G_1 + (\rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2)c_e - d_{п1}[Q_1(\Delta_{от1}^{max}) + c_1(\Delta_{от1} - \Delta_{от1}^{max})] = 0; \quad (15)$$

$$- [b_{п2} + h_{п2}(\rho_2 + \psi_2)]G_2 - qh_{п2}G_2 - (\rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2)c_e - d_{п2}[Q_2(\Delta_{от2}^{max}) + c_2(\Delta_{от2} - \Delta_{от2}^{max})] = 0. \quad (16)$$

Система уравнений (7)–(14) для различных значений боковых ускорений решалась на ЭВМ ЕС-1022 с помощью стандартной подпрограммы. При достижении упора на ходе отбоя передней или задней подвески уравнения (9) и (10) в системе заменялись уравнениями (15) и (16). В результате решения были получены следующие искомые значения: угол крена неподрессоренных масс передней и задней подвесок относительно дороги; ход гидропневматических цилиндров подвески; углы крена поддрессоренных масс передней и задней частей автомобиля относительно неподрессоренных.

Разработанная модель является универсальной. Она дает возможность исследовать углы крена снаряженного и груженого автомобиля, снабженного гидропневматическими зависимыми и независимыми подвесками с противодействием и без противодействия, с учетом и без учета изменения положения центра крена передней и задней подвесок, а также в зависимости от асимметричности расположения груза в кузове. Если в выражениях для упругой характеристики подвески принять значение кратности n соотношения нагрузок на упругий элемент подвески в груженом и снаряженном состояниях автомо-

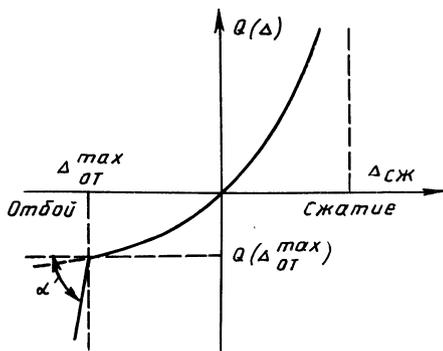


Рис. 2. Упругая характеристика гидропневматической подвески с буфером на ходе отбоя.

бия равным 1, то относительный статический прогиб подвески $\delta(n)$ равен нулю, и упругая характеристика подвески соответствует снаряженному автомобилю.

Исходные данные автомобиля имели следующие значения:

$$\begin{aligned}
 b_{п1} &= 0; \quad b_{п2} = 0; \quad h_{п1} = 1,37 \text{ м}; \quad h_{п2} = 1,55 \text{ м}; \quad l_{01} = 0,14 \text{ м}; \\
 l_{02} &= 0,12 \text{ м}; \quad h_{к1} = -0,025 \text{ м}; \quad h_{к2} = 0,5 \text{ м}; \quad b_{к1} = 0; \quad b_{к2} = 0; \\
 \Delta_{от1}^{\max} &= -0,16 \text{ м}; \quad \Delta_{от2}^{\max} = -0,145 \text{ м}; \quad \kappa_{01} = 0; \quad \kappa_{02} = 0; \quad \mu_{01} = \infty; \\
 \mu_{02} &= \infty; \quad \delta(n_1) = -0,454; \quad \delta(n_2) = -0,788; \quad n_1 = 1,83; \quad n_2 = 4,73; \\
 c_1 &= 5 \cdot 10^{10} \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad c_2 = 5 \cdot 10^{10} \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad c_{ш} = 21 \cdot 10^5 \text{ Н/м}; \quad G_1 = 226,63 \text{ кН}; \\
 G_2 &= 440,16 \text{ кН}; \quad c_e = 7 \cdot 10^8 \text{ м/рад}; \quad G_{01} = 618,7 \text{ кН}; \quad G_{02} = 380,9 \text{ кН}; \\
 G_{н1} &= 302,0 \text{ кН}; \quad G_{н2} = 640,0 \text{ кН}.
 \end{aligned}$$

На рис. 3 представлены результаты расчета углов крена относительно опорной поверхности поддресоренных и неподдресоренных масс груженого автомобиля-самосвала БелАЗ грузоподъемностью 450 кН с передней и задней независимыми гидропневматическими подвесками без противодействия при различных значениях относительных боковых ускорений. В диапазоне относительных боковых ускорений $(0,2-0,25)g$ наблюдается снижение углов крена в 1,6–2 раза. Если же рессорную и колесную колеи задней оси автомобиля увеличить на 0,5 м, не изменяя при этом рессорную и колесную колеи передней оси, то в названном диапазоне боковых ускорений получим в 2–3 раза большее уменьшение углов крена, по сравнению с нормальной колеей. Следовательно, увеличение колесной, и особенно рессорной, колеи задней оси автомобиля при проектировании зависимых гидропневматических подвесок является более эффективным средством снижения углов крена автомобиля, по сравнению с увеличением в таких же пределах рессорной колеи передней оси.

Каждая кривая, изображенная на рис. 3, отличается одним из трех характерных участков изменения угла крена поддресоренных масс относительно дороги. На первом участке в диапазоне боковых ускорений g $(0-0,18)$ наблюдается равномерное нарастание угла крена. Второй участок характеризуется резким нарастанием угла крена при незначительном увеличении бокового ускорения. Он соответствует прохождению равнодействующей боковой силы и силы от поддресоренных масс вблизи оси опрокидывания. Если бы на ходе отбоя не вступал в работу буфер, то поддресоренная масса опрокинулась бы вокруг указанной оси.

На третьем участке отмечается незначительное линейное изменение угла крена до момента потери контакта внутреннего колеса одной из осей с опорной поверхностью. Этот участок кривой соответствует условию, когда окончательно выбран ход отбоя одного из цилиндров подвески и дальнейший крен происходит за счет деформации шин одной из осей автомобиля.

Как правило, первым вступает в работу буфер на ходе отбоя той оси, подвеска которой имеет меньший ход отбоя, или же при равных ходах отбоя — большую рессорную колею. Следовательно, максимальную устойчивость к бо-

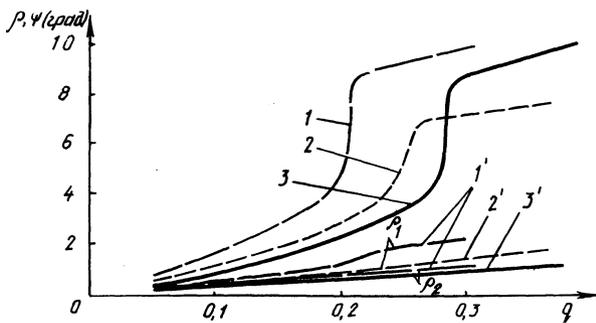


Рис. 3. Зависимость углов крена поддресоренных и неподдресоренных масс автомобиля от относительных боковых ускорений:
 штрих-пунктирная линия — нормальная колея; пунктирная — расширенная передняя колея; сплошная — расширенная задняя колея; 1, 2, 3 — крен поддресоренных масс; 1', 2', 3' — крен неподдресоренных масс.

ковому опрокидыванию будет иметь автомобиль, у которого оба буфера вступают в работу одновременно. Это возможно при следующем соотношении ходов отбоя подвески и рессорной колеи:

$$\frac{d_{p1}}{d_{p2}} = \frac{\Delta_{от1}^{max}}{\Delta_{от2}^{max}} \quad (17)$$

Как видно из рис. 3, для гидропневматических подвесок без противодействия момент вступления в работу буфера на ходе отбоя также играет большую роль для ограничения угла крена автомобиля относительно дороги. Желательно, чтобы ограничители хода отбоя вступали в работу не только одновременно, но и с минимально возможными боковыми ускорениями. Для этого при проектировании подвесок необходимо обеспечивать по возможности минимальные ходы отбоя подвески. Очевидно, для груженого и снаряженного состояний большинства реальных грузовых автомобилей невозможно выполнить соотношение (17). Поэтому в первую очередь необходимо обеспечивать указанное соотношение для груженого автомобиля, поскольку согласно расчетам углы крена поддресоренных масс снаряженного автомобиля в 2–2,5 раза меньше, чем груженого.

Из этого рисунка также следует, что для указанного автомобиля максимальные углы крена балок осей по отношению к дороге достигают 2° и с увеличением колесной и рессорной колеи имеют тенденцию к снижению. Если основным фактором снижения углов крена поддресоренных масс автомобиля является рессорная колея передней и задней подвесок, то колесная колея незначительно влияет на крен поддресоренных масс. В то же время ширина колеи оказывает основное влияние на момент потери устойчивости автомобиля. Так, из рассматриваемого рисунка следует, что при увеличении на 0,5 м колесной колеи передней оси отрыв переднего колеса от дороги происходит уже при боковом ускорении $0,39g$. Вместе с тем автомобиль с нормальной колеей теряет контакт с дорогой при боковых ускорениях $0,3g$.

ЛИТЕРАТУРА

1. R o m p e K. Die Kippgrenze von Doppeldesks. — Omnibussen, — VDI, HEFT 214, 1971, S. 28.
2. S h u r a w l e w S., S p r i n g e r H. Zur Berechnung der Eigenfrequenzen hydro-pneumatisch gefederter Fahrzeuge. — Automobil-Industrie, 1978, №2, S. 54—61.

УДК 629.113—073.445.62

Б.Л.КУЛАКОВСКИЙ, канд.техн.наук (БПИ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ВЯЗКОСТИ В МОДЕЛИ АВТОМОБИЛЬНОЙ ЦИСТЕРНЫ

Движение автомобильной цистерны по различным траекториям, а также ускорение и замедление этого движения сопровождаются перемещением жидкости во внутренней полости емкости, ухудшая ее устойчивость. На практике широко применяются автоцистерны для перевозок жидких грузов различной вязкости (битум, дизельное топливо, пенообразователь, жидкие удобрения и т.д.). Физические свойства этих грузов влияют на значение опрокидывающего момента. В связи с этим становится актуальной задача исследования физической сущности поведения жидкости в модели цистерны.

Установлено, что с точки зрения устойчивости по опрокидыванию наиболее неблагоприятные условия движения автоцистерны создаются на траектории "переставка" и при резонансных колебаниях жидкости в сосуде. С целью

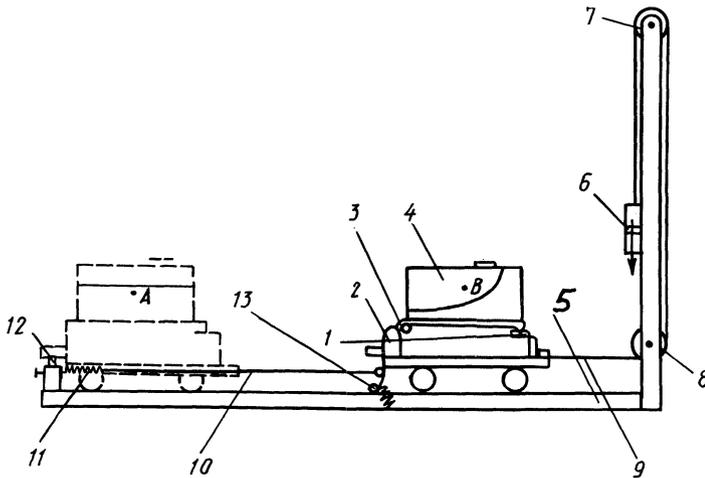


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для исследования поведения жидкости в модели цистерны:

- 1 — тензоэлемент балочный;
- 2 — стойка;
- 3 — шарнир;
- 4 — модель цистерны;
- 5 — направляющие;
- 6 — сменный груз;
- 7, 8 — блоки;
- 9, 10 — тросы;
- 11 — пружина;
- 12 — стопор;
- 13 — фиксатор.

имитации неустановившегося движения в лабораторных условиях были проведены экспериментальные исследования на модели цистерны с жидкостью различной вязкости.

Исследования проводились с помощью экспериментальной установки, показанной на рис. 1. Установка состоит из тележки, на которой закреплены балочный тензодатчик 1, стойка 2 с шарниром 3 и моделью цистерны 4.

Установка перемещается в горизонтальной плоскости по направляющим 5 под действием силы тяжести груза 6, соединенного тросом 9 с тележкой через блоки 7 и 8. В исходном положении центр модели цистерны находится в точке А, а тележка удерживается стопором 12. После приведения установки в действие тележка с моделью начинает двигаться равноускоренно. Значение ускорения можно регулировать с помощью массы сменного груза.

При натяжении троса 10 и пружины 11 (рис. 1) тележка начинает двигаться равнозамедленно. Это движение модели имитирует действие замедления. Замедление движения можно регулировать изменением жесткости пружины.

Когда модель займет положение В, как показано на рис. 1, фиксатор 13 обеспечит ей неподвижное состояние. При таком состоянии в модели продолжают свободные колебания жидкости.

Исходя из условий эксперимента был выбран масштаб модели цистерны $\alpha_L = 10$. Линейные размеры модели и глубина ее заполнения жидкостью определялись по формулам

$$l_m = \frac{l_{ц}}{10}; \quad b_m = \frac{b_{ц}}{10}; \quad h_m = \frac{h}{10},$$

где l_m ; b_m ; h_m — длина, ширина и глубина заполнения модели; $l_{ц}$; $b_{ц}$; h — длина, ширина и глубина заполнения цистерны.

Для определения замедления движения на тележке установлен тензометрический акселерометр типа АТ-1. Ось нижнего блока 8 связана с ротором тахогенератора, который регистрирует скорость движения тележки. Нормальные реакции модели регистрировались осциллографом Н-700.

Осциллографирование велось в течение того времени, когда совершался полный цикл движения модели и жидкости: равноускоренное движение, равнозамедленное движение, остановка до окончания свободных колебаний жидкости.

В модель заливались такие жидкости, как вода, дизельное топливо, дизельное масло, автотракторное масло и масло трансмиссионное автотракторное. Для сравнения устойчивости модели с жидкостью и твердым грузом она загружалась металлическими пластинами с весовыми и размерными параметрами, аналогичными модели с жидкостью. Натурные наблюдения показали, что при ускоренном движении тележки жидкость переходит к задней части модели. При этом происходит смещение центра тяжести жидкости в вертикальной плоскости и создается запас потенциальной энергии. Последующее замедление движения создает условия для перехода потенциальной энергии в кинетическую энергию движения жидкости к передней стенке модели. Кинетическая энергия движения жидкости переходит в энергию удара, что способствует увеличению момента силы, действующей на стенку модели.

Анализ полученных осциллограмм показал, что при ускоренном движении

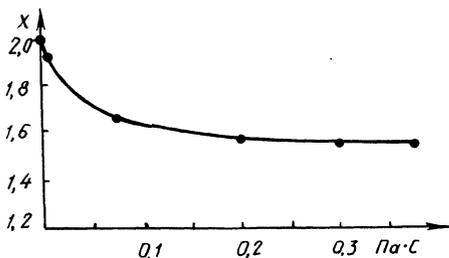


Рис. 2. Зависимость отношения $R_z^{\text{ж}}/R_z^{\text{н}}$ модели от динамической вязкости жидкости.

ции передней части модели цистерны от вязкости жидкости (рис.2).

По оси ординат откладывалось значение, которое определяется как

$$\chi = \frac{R_z^{\text{ж}} - R_z}{R_z^{\text{н}} - R_z}, \quad (1)$$

где $R_z^{\text{ж}}$ — нормальная реакция передней части модели цистерны при замедлении в момент удара жидкости в стенку; $R_z^{\text{н}}$ — нормальная реакция передней части модели цистерны с твердым грузом при замедлении; R_z — нормальная реакция передней части модели цистерны от статической нагрузки.

В формуле (1) знаменатель является той частью нормальной реакции модели, которая создается за счет силы инерции модели и жидкого груза. Числитель же состоит из суммы значений знаменателя и той доли нормальной реакции, которая создается за счет ударного взаимодействия жидкости со стенкой модели цистерны.

Значит, формулу (1) можно представить таким образом:

$$\chi = \frac{(R_z^{\text{н}} - R_z) + R_g}{R_z^{\text{н}} - R_z},$$

где R_g — доля нормальной реакции, создаваемой за счет удара жидкости, которая равна

$$R_g = R_z^{\text{ж}} - R_z^{\text{н}}.$$

Из рис. 2 видно, что при малой вязкости жидкости (ацетон, вода, молоко, пиво и т.д.) в результате ее удара происходит большое перераспределение нормальных реакций. При этом изменение нормальной реакции от удара жидкости почти в два раза больше по сравнению с действием силы инерции твердого груза.

Незначительное увеличение вязкости жидкости вызывает быстрое уменьшение силы удара и степени перераспределения нормальных реакций. Наблюдение показало, что при действии замедления на модель цистерны жидкость малой вязкости (вода, дизельное топливо) при ударе в стенку поднимается вверх. Благодаря такому явлению увеличивается высота центра давления жидкости. Жидкость с малой вязкостью перемещается интенсивно и ее кинетическая энергия расходуется на удар. С увеличением вязкости жидкости большая

тележки происходит незначительное изменение нормальной реакции за счет инерции и смещения центра тяжести жидкости. При замедленном движении тележки происходит заметное увеличение нормальной реакции передней части модели за счет удара жидкости в стенку модели.

С помощью описанной экспериментальной установки была определена зависимость нормальной реакции

часть ее кинетической энергии тратится на вязкостное трение, а меньшая — на удар. Наблюдение за трансмиссионным маслом в модели показало, что при действии замедления удар в стенку отсутствует, а жидкость медленно перемещается вперед и занимает наклонное положение. Этим можно объяснить незначительное увеличение нормальной реакции передней части модели с жидкостью большой вязкости.

Проведено исследование зависимости свободных колебаний жидкости в модели от динамической вязкости. При этом определялись значения R_g при каждом последующем периоде колебаний. Параметром, характеризующим затухание колебаний жидкости, принят логарифмический декремент затухания ν :

$$\nu = \ln \frac{A(t)}{A(t+T)},$$

где $A(t)$; $A(t+T)$ — амплитуда колебаний в момент времени t ; $t+T$.

Поскольку амплитуда колебаний жидкости прямо пропорциональна изменению нормальных реакций модели за счет перемещения жидкости и ее удара в стенку R_z^* , то натуральный логарифм отношения значений

$$\nu = \ln \frac{A(t)}{A(t+T)} = \frac{R_g(t)}{R_g(t+T)} = \frac{1}{K_0}$$

будет равен логарифмическому декременту затухания, т.е.

$$K_0 = \frac{1}{\ln \frac{A(t)}{A(t+T)}}$$

где K_0 — коэффициент, учитывающий потери энергии на жидкостное трение.

На рис. 3 показана зависимость декремента затухания от вязкости жидкости за первый период колебания. Здесь видно, что у воды имеется сравнительно низкий декремент затухания (0,65). С увеличением вязкости жидкости декремент соответственно увеличивается. При незначительном увеличении вязкости жидкости (от 0 до 0,001 Па·с) декремент затухания резко увеличивается, а при дальнейшем увеличении вязкости приращение декремента замедляется. Такое затухание колебаний жидкости малой вязкости объясняется сравнительно большой диссипацией энергии, сообщенной жидкости при ее возмущении. С увеличением вязкости много энергии расходуется на жидкостное трение между ее слоями.

Экспериментальное определение частот собственных колебаний жидкости выявило, что динамическая вязкость жидкости незначительно влияет на их изменение. Только у сравнительно вязких жидкостей (глицерин, патока и т.п.) увеличение вязкости вызывает заметное уменьшение частоты их собственных колебаний.

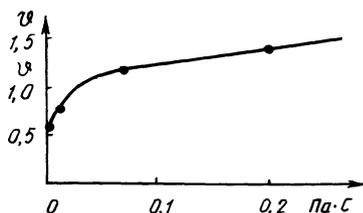


Рис. 3. Зависимость декремента затухания колебаний жидкости от ее вязкости за первый период.

ОЦЕНКА ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ТРАНСМИССИОННЫХ МУФТ И ТОРМОЗОВ

Работоспособность трансмиссионных многодисковых муфт и тормозов существенно зависит от степени нагрева поверхностей трения, которая обуславливается временем и работой буксования узла трения, теплофизическими свойствами фрикционных материалов, конструктивными параметрами дисков.

Целью проведенных исследований являлось определение закономерности изменения средней поверхностной температуры дисков в процессе однократного включения от времени и работы буксования, а также выбор оптимального времени для минимального нагрева фрикционных элементов автотракторных сцеплений, фрикционов гидромеханических и автоматических коробок передач и механизмов поворота тракторов.

При граничном трении экспериментально установлено необходимое время буксования (около 3 с). Жидкостное охлаждение поверхностей трения при опыте обусловило увеличение этого времени. Полученные результаты исследований не удовлетворяли расчету муфт и тормозов с полусухим и сухим трением или другим расходом жидкости. Кроме того, полученное время буксования необходимо было уточнить в соответствии с условием нагрева сопряженного с фрикционными накладками диска пары трения. В рассматриваемых узлах чаще всего применяются фрикционные накладки из металлокерамики типа МК-5.

В литературных источниках [1–3] для этого материала приводятся противоречивые значения коэффициента теплопроводности, различающиеся в 2–2,5 раза. Это вызывает ряд сложностей при решении поставленной задачи, например, при идентификации экспериментальных и расчетных данных по нагреву элементов трения; сравнении результатов расчета средней поверхностной температуры различными методами и т.п.

Действительно, коэффициент теплопроводности зависит от температуры вещества, его влажности, плотности, а также от некоторых других факторов. Особенно сложным является определение этого коэффициента для композиционных материалов (например, для металлокерамики) из-за допустимой в определенных пределах переменности состава исходных компонентов и способа их изготовления.

Таким образом, на первом этапе работы возникла необходимость уточнения коэффициента теплопроводности металлокерамики $\lambda_{МК}$. С этой целью сравнивались данные измерений и расчетов (для разных $\lambda_{МК}$) температуры дисков. При достаточном совпадении результатов определялось приемлемое значение коэффициента $\lambda_{МК}$.

Экспериментальные исследования проводились на инерционном стенде с серийной фрикционной муфтой типа БелАЗ в соответствии с методикой, описанной в работе [4]. Муфта испытывалась в широком диапазоне эксплуата-

онных и экстремально возможных режимов. При этом учитывались конструктивные особенности стэнда и работоспособность муфты, которая не испытывалась в условиях длительного буксования, сопровождающегося сгоранием масляной пленки и повышенным износом дисков. При включении/выключении муфты регистрировались следующие параметры процессов буксования: момент трения; скорость скольжения дисков; температуры дисков; тепловой поток, возникающий при трении фрикционных дисков; давление в системе. Во время испытаний измерялась средняя поверхностная температура стального и температура стальной основы металлокерамического дисков, поскольку измерение поверхностной температуры металлокерамического диска было затруднено.

На рис. 1 приведены графики изменения поверхностной температуры стального диска, полученные с помощью различных методов при условиях: давление жидкости в бустере 0,6 МПа, начальная скорость скольжения 120 рад/с. Графики обнаруживают достаточную сходимость с экспериментом. Поэтому для теоретических исследований был принят метод конечных разностей (метод теплового баланса) [5]. Этот метод обеспечивает одновременное определение всего температурного поля и скоростей изменения температуры в диске при его двустороннем нагреве, с учетом эффективной глубины проникновения тепла.

Испытания муфты в режиме выключения длительностью 0,2–0,3 с, показав

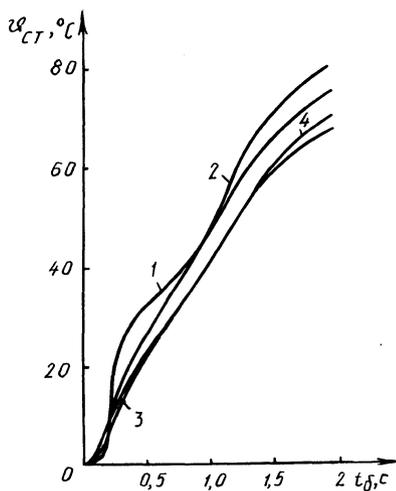


Рис. 1. Сравнение некоторых методов определения средней поверхностной температуры дисков:

1 — эксперимент; 2, 3, 4 — расчет соответственно по методам конечных разностей, ИМАШ АН СССР, ГСКБ МТЗ.

Таблица 1

Влияние коэффициента $\lambda_{\text{МК}}$ на нагрев дисков

Скоростной и нагрузочный режимы	Коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{МК}}$, кВт/м·°С	Температура дисков, °С					
		расчет				эксперимент	
		$\nu_{\text{ст max}}$	$\nu_{\text{ст ср}}$	$\nu_{\text{МК max}}$	$\nu_{\text{МК ср}}$	$\nu_{\text{ст max}}$	$\nu_{\text{МК ср}}$
120 рад/с 0,8 МПа	0,0155	27,6	26,9	21,0	11,8	23,5	8,5
	0,0295	24,2	23,4	20,1	15,2		
	0,0378	23,5	22,5	19,9	14,2		
140 рад/с 0,7 МПа	0,0155	83,9	83,6	41,2	35,1	81,2	33,5
	0,0295	73,2	72,9	48,4	43,2		
	0,0378	68,3	68,0	50,9	47,8		

ли, что нагрев дисков составляет всего 3–5 °С. Это значительно меньше, чем в процессе включения. Наибольшая удельная работа буксования муфты при ее выключении достигала 200–300 кДж/м², а при включении — 7000–8000 кДж/м². Поэтому нагрев фрикционных элементов при включении не учитывался.

Как видно из табл. 1, коэффициенты $\lambda_{\text{МК}}$ значительно отличаются один от другого. Коэффициент теплопроводности стального диска принят постоянным при всех значениях $\lambda_{\text{МК}}$ и равен 0,0436 кВт/м·°С. В сравнении с коэффициентом теплопроводности металлокерамики, указанным в работе [3], их различие составляет 12%. Высокие значения $\lambda_{\text{МК}}$ вызывают перераспределение тепловых потоков в диски и увеличение доли тепла, поступающего в диск с накладками. Способность к тепловому насыщению у такой металлокерамики возрастает в 1,6 раза и фактически становится такой же, как у стали. Следовательно, нагрев одного диска должен незначительно отличаться от нагрева другого.

В соответствии с рекомендуемыми коэффициентами $\lambda_{\text{МК}}$ были определены максимальные температуры на поверхностях $\nu_{\text{стmax}}$ и $\nu_{\text{МКmax}}$ дисков и в их серединах $\nu_{\text{стср}}$ и $\nu_{\text{МКср}}$ (табл. 1). Оказалось, что при относительно малой работе трения (120 рад/с; 0,8 МПа) из-за существенного разброса экспериментальных данных трудно определить влияние коэффициента теплопроводности металлокерамики на нагрев узла трения. При относительно большой работе трения муфты экспериментальные значения температуры близко совпадают с расчетными значениями для фрикционных накладок с коэффициентом $\lambda_{\text{МК}} = 0,0155$ кВт/м·°С [1].

Большую погрешность при измерении и расчете температур дисков вносит влияние коэффициента взаимного перекрытия ψ . При граничном трении этот коэффициент является переменным параметром и зависит от площади фактического контакта поверхностей трения. Следовательно, оценка правильности выбора коэффициента теплопроводности будет определяться точностью коэффициента ψ . Поскольку какая-либо методика расчета искомой функции коэффициента взаимного перекрытия отсутствует, то будем учитывать верхние границы ψ , которые обусловлены типом канавок на поверхности металлокерамики. Известно, что значение этого коэффициента для муфт гидромеханических передач составляет 0,4–0,7. Для фрикционных муфт БелАЗ с "вихревыми" канавками коэффициент ψ равен 0,7. Как установлено на Кировском тракторном заводе, в отдельных случаях площадь фактического контакта поверхностей трения может составлять 10–30% от номинальной ($\psi = 0,1$).

Результаты сравнительных исследований при различных ψ приведены в табл. 2. При расчетах значение $\lambda_{\text{МК}}$ принято равным 0,0155 кВт/м·°С (как вероятно, правильное). Испытания муфты проводились при давлении 0,8 МПа. Уменьшение коэффициента взаимного перекрытия вызывает естественное повышение нагрева дисков. Причем для значений $\psi = 0,4–0,7$, расчетные и экспериментальные данные различаются незначительно. Следует отметить, что при малой длительности буксования и большой интенсивности тепловыделения уменьшение площади фактического контакта более значительно и не является стабильным из-за наличия релаксационных колебаний фрикцион-

Влияние коэффициента ψ на нагрев дисков

Скоростной режим, рад/с	Коэффициент перекрытия ψ	Температура дисков, °С		
		расчет		эксперимент
		$\nu_{\text{МК max}}$	$\nu_{\text{МК ср}}$	$\nu_{\text{МК ср}}$
140	0,1	70,2	28,4	20,1
	0,4	34,1	25,6	
	0,7	28,6	23,1	
160	0,1	86,7	30,1	24,3
	0,4	39,4	24,3	
	0,7	35,1	22,2	

ных дисков. Полученные результаты свидетельствуют о том, что для фрикционных элементов из металлокерамики МК-5 значение коэффициента теплопроводности достаточно точно определено в работе [1] .

Учитывая изложенное, были построены зависимости максимальных температур фрикционных дисков от времени и работы буксования муфты (рис. 2), без учета ее охлаждения. Представленные графики являются иллюстрацией того, что при постоянном уровне теплообразования с увеличением времени буксования t_b можно установить степень минимального нагрева дисков. Причем степень нагрева будет определяться работой буксования, плотностью материала и массой участвующих в теплопоглощении фрикционных элементов. Повышение интенсивности теплообразования при трении (кривые 2, 3) вызывает

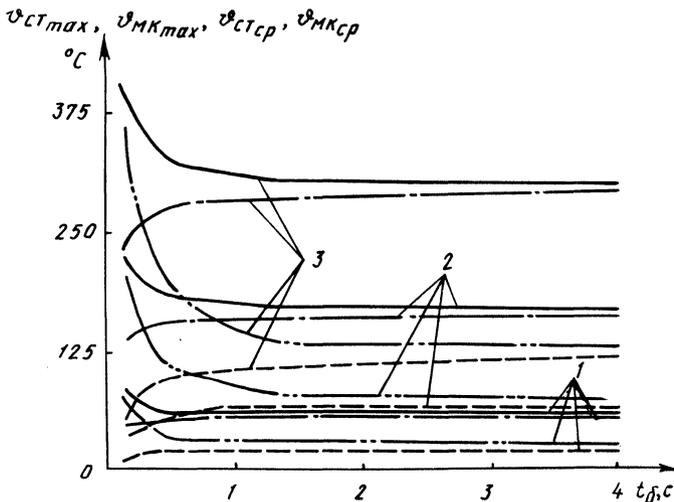


Рис. 2. Зависимость от времени максимальных приращений температуры на поверхности и в середине фрикционных дисков без учета охлаждения при работе буксования муфты: 75 кДж (1), 225 кДж (2) и 400 кДж (3) (— $\nu_{\text{ст max}}$, - - - $\nu_{\text{ст ср}}$, ···· — $\nu_{\text{МК max}}$, - - - $\nu_{\text{МК ср}}$).

пропорциональный рост максимальных температур дисков. За счет большой длительности теплопередачи диски прогреваются равномерно, в связи с чем температуры на поверхности и в середине отличаются незначительно. Однако за период буксования, составляющий (для муфт гидромеханических передач) 0,2–1,2 с, разница в нагреве отдельных точек фрикционных элементов весьма существенна. Особенно это характерно для металлокерамических дисков, как более массивных, по сравнению со стальными, обладающими меньшим коэффициентом теплопроводности.

Согласно проведенным исследованиям, для муфт с экспоненциальным законом нарастания усилия сжатия оптимальное значение времени буксования находится в пределах 0,4–0,6 с. При использовании устройств плавного включения время буксования муфты возрастает до 1,4–1,7 с. В условиях граничного трения увеличение этого времени связано со снижением коэффициента трения и достигает 2–3 с.

Разработанные рекомендации могут быть реализованы при проектировании и доводке конструкции различных трансмиссионных муфт и тормозов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зельцерман И.М., Каминский Д.М., Онопко А.Д. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин. – М., 1965. – 240 с.
2. Трение, изнашивание и смазка: Справочник/Под ред. И.В.Крагельского и В.В.Алисиной. – М., 1979, т. 2, с. 239–240.
3. Раковский В.С. Металлокерамические фрикционные материалы. – Вестник машиностроения, 1962, № 7, с. 51–52.
4. К вопросу измерения температуры нагрева фрикционных элементов тормозных устройств малоинерционными термоприемниками/А.В.Вовк, В.В.Герашенко, В.Н.Гурленя, С.Б.Самарцев. – Трение и износ, 1983, т. 5, с. 634–641.
5. Методы снижения нагрева многодисковых фрикционных муфт ГМП автомобилей/С.Б.Самарцев, В.П.Тарасик, В.Н.Гурленя, А.Ф.Митяев. – Машиноведение, 1982, № 3, с. 86–90.

УДК 629.114.2.001

В.С.БАЕВ (БПИ)

ВЛИЯНИЕ УГЛОВ УВОДА НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВЫХ НАГРУЗОК ПО МОСТАМ ПОЛНОПРИВОДНОГО ТРАКТОРА "БЕЛАРУСЬ"

При изучении поворачиваемости полноприводных тракторов первостепенное значение имеют вопросы распределения тяговых сил и буксований между мостами. Влияние касательных сил тяги на поворачиваемость колесной машины проявляется различным образом. Касательные силы тяги изменяют коэффициенты сопротивления увода шин, которые в свою очередь влияют на углы увода. В зависимости от значения и направления касательных сил, действующих на колесах переднего и заднего мостов, меняется соотношение между их углами увода. В свою очередь углы увода также влияют на распределение тяговых сил. В данной работе рассмотрим, какой зависимостью связаны углы увода и значения сил тяги мостов трактора 4×4 с блокированным межосевым приводом.

Для упрощения исследования примем допущение, что сцепные условия колес в их продольном направлении не зависят от углов увода. На рис. 1 представлен общий случай движения трактора на повороте, когда действительные скорости переднего $V_{д1}$ и заднего $V_{д2}$ мостов направлены под углом к плоскости их качения.

Проектируя действительные скорости переднего и заднего мостов на продольную ось трактора, получим

$$V_{д1} \cos(\alpha_{ср} - \psi_1) = V_{д2} \cos \psi_2, \quad (1)$$

где ψ_1 и ψ_2 — средние углы увода колес переднего и заднего мостов; $\alpha_{ср}$ — средний угол поворота управляемых колес трактора.

Составляющая действительной скорости колеса $V_{ки}$ лежит в плоскости его качения. Согласно [1] запишем, что

$$V_{ки} = V_{ди} \cos \psi_i = V_{Ти} (1 - \delta_i), \quad (2)$$

где i — номер моста; $V_{Ти}$ — теоретическая скорость движения колес мостов; δ_i — буксования, отнесенные к центрам мостов.

Поскольку теоретические скорости колес переднего $V_{Т1}$ и заднего $V_{Т2}$ мостов, которые представляют собой произведения угловых скоростей

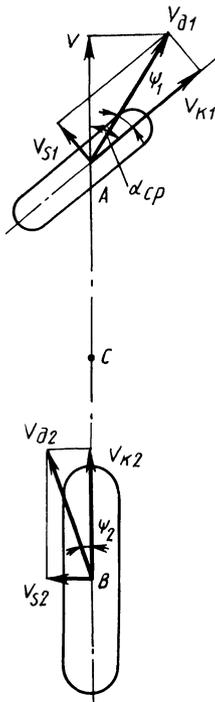


Рис. 1. Расчетная схема поворота трактора.

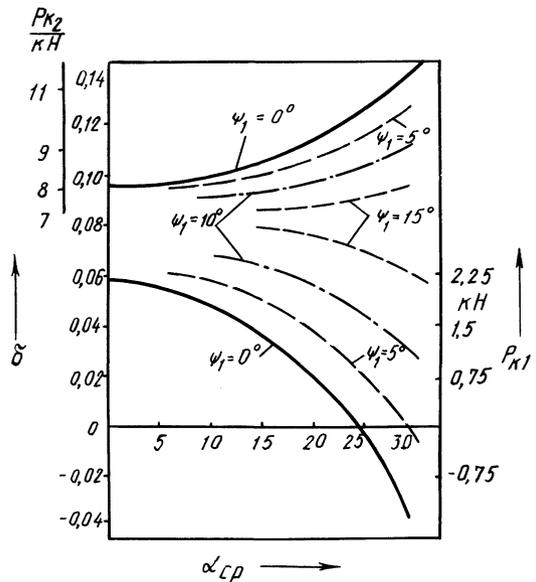


Рис. 2. Зависимость буксований и касательных сил тяги переднего и заднего мостов от угла поворота управляемых колес и угла увода переднего моста.

на радиусы качения в ведомом режиме, не зависят от углов увода [2], то и при качении с уводом остается справедливой зависимость [3]

$$m = 1 - \frac{V_{T2}}{V_{T1}}, \quad (3)$$

где m — конструктивное кинематическое несоответствие трактора.

Используя выражения (1)–(3), получим зависимость между буксованиями, отнесенными к центрам мостов:

$$\delta_2 = 1 - \frac{(1 - \delta_1)(1 - m)\cos(\alpha_{\text{cp}} - \psi_1)}{\cos \psi_1} \quad (4)$$

Полученное выражение иллюстрирует связь между буксованиями колес мостов при заблокированном межосевом приводе с учетом углов увода. При угле увода переднего моста $\psi_1 = 0$ формула (4) принимает вид зависимости, полученной в работе [4], которая обычно используется в расчетах

$$\delta_2 = 1 - (1 - \delta_1)(1 - m)\cos \alpha_{\text{cp}}. \quad (5)$$

Для определения касательных сил тяги мостов трактора с заблокированным межосевым приводом воспользуемся зависимостью между касательной силой тяги моста и его буксованием, которая описывается экспоненциальной функцией [5]. Допустим, что значение суммарной касательной силы тяги $P_{\text{к.с}}$ в процессе поворота постоянно. В результате система уравнений, описывающих распределение касательных сил тяги по мостам, примет вид

$$\begin{cases} P_{\text{к1}} = G_1 \varphi_1 (1 - e^{-\kappa_1 \delta_1}); \\ P_{\text{к2}} = G_2 \varphi_2 (1 - e^{-\kappa_2 \delta_2}); \\ P_{\text{к.с}} = P_{\text{к1}} + P_{\text{к2}}; \\ \delta_2 = 1 - \frac{(1 - \delta_1)(1 - m)\cos(\alpha_{\text{cp}} - \psi_1)}{\cos \psi_1}, \end{cases} \quad (6)$$

где G_1 и G_2 — вертикальные нагрузки на передний и задний мосты трактора; $\varphi_{1,2}$ и $\kappa_{1,2}$ — постоянные эмпирические коэффициенты; $P_{\text{к1}}$ и $P_{\text{к2}}$ — касательные силы тяги переднего и заднего мостов.

В результате решения этой системы уравнений получим следующее выражение:

$$\begin{aligned} G_1 \varphi_1 e^{-\kappa_1 \delta_1} + G_2 \varphi_2 e^{-\kappa_2 \left(1 - \frac{(1 - \delta_1)(1 - m)\cos(\alpha_{\text{cp}} - \psi_1)}{\cos \psi_1}\right)} = \\ = G_1 \varphi_1 + G_2 \varphi_2 - P_{\text{к.с}} \end{aligned}$$

Полученное трансцендентное уравнение решается методом итераций относительно неизвестной δ_1 . Затем по уравнениям (6) находим значения δ_2 , $P_{\text{к1}}$ и $P_{\text{к2}}$. На основе приведенного алгоритма для ЭВМ ЕС-1022 составлена программа расчета тяговых сил и буксований мостов трактора с учетом углов увода. Расчеты выполнялись применительно к трактору МТЗ-142 при следующих исходных данных:

$$G_1 = 24,2 \text{ кН}; G_2 = 30 \text{ кН}; \varphi_1 = 0,51; \varphi_2 = 0,71;$$

$$\kappa_1 = 7,4; \kappa_2 = 9,1; P_{\text{к.с}} = 10 \text{ кН}; m = 0,04 .$$

На рис. 2 показаны зависимости буксований, отнесенных к центрам мостов, и касательных сил тяги от угла поворота $\alpha_{\text{ср}}$ управляемых колес и различных углов увода ψ_1 переднего моста.

Из анализа графика следует, что угол увода переднего моста оказывает существенное влияние на буксования и силы тяги колес переднего и заднего мостов. Угол увода переднего моста уменьшает разность между буксованиями колес переднего и заднего мостов. При этом уменьшается буксование колес заднего моста и увеличивается буксование передних. В результате на повороте происходит перераспределение тяговых нагрузок по мостам трактора в сторону увеличения силы тяги переднего моста и снижается одновременно вероятность появления отрицательной силы тяги на колесах переднего моста и циркуляции паразитной мощности.

Использование выражения (5) вместо (4) в расчетах распределения касательных сил тяги между мостами трактора при его повороте с уводом вызывает погрешности в определении сил тяги мостов. Это приводит к неточному определению радиусов поворота и размеров поворотной полосы. Так, например, при использовании формулы (4) различие расчетных и экспериментальных значений радиусов поворота трактора МТЗ-142 на поле под посев снижается с 15–17 % до 5–7 %. Следовательно, применение этой формулы более предпочтительно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г у с ь к о в В.В. Тракторы. Ч. II. – Минск, 1977, с. 384. 2. А н д р е е в А.Ф., В а н ц е в и ч В.В., Л е ф а р о в А.Х. Связь кинематических и силовых параметров колеса при боковом уводе. – В кн.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1982, вып. 17, с. 41–44. 3. Ч у д а к о в Д.А. Основы теории трактора и автомобиля. – М., 1962, с. 182. 4. Я р м а ш е в и ч Ю.И. Тяговая динамика трактора с четырьмя ведущими колесами: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. – Минск, 1965. – 21 с. 5. G u s k o v V.V. Making the 4 n.d. more competitive. – I. Farm machine design engineering. England, 1968, Dec., p. 42–46.

УДК 629.114–597.5

Л.В.БАРТАШЕВИЧ, канд.техн.наук (МТЗ),
И.И.БЕРГЕР, И.М.КОЗАЧА (ПКТИ "Гидро-
аппарат"), А.Э.ПАВЛОВИЧ (БПИ)

ТРАКТОРНЫЙ ПНЕВМОРЕГУЛЯТОР ДАВЛЕНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЕГО РАБОТЫ

Эффективность работы пневматического привода тормозов транспортных средств в значительной мере зависит от обеспечения надежного регулирования давления сжатого воздуха в ресиверах. Современный регулятор давления [1] выполняется многофункциональным, содержит следующие блоки: фильтровальный, предохранительного клапана, автоматического удаления конденсата и отбора сжатого воздуха для дополнительных потребителей.

Многофункциональный регулятор давления на тракторах класса 0,6–1,4 [2] обладает сложностью конструкции и большой массой (3,5 кг), что объясняется наличием двух диафрагменных пружин и двух атмосферных клапанов со стержневой связью. При демонтаже фильтровального блока необходима полная разборка регулятора. Из-за этого он неудобен в обслуживании.

В настоящее время разработана более прогрессивная унифицированная конструкция регулятора [3]. Такой пневмоаппарат обеспечивает регулирование диапазона рабочего давления воздуха в ресивере трактора согласно требованиям ГОСТа 4364–81.

На рис. 1 показана принципиальная расчетная схема регулятора. Его конструкция упрощена и масса уменьшена на 1,7 кг благодаря применению атмосферного клапана 1, расположенного внутри полого поршня 2 разгрузочного клапана 3. Упрощается также техническое обслуживание, так как фильтровальный блок вынесен в боковую бобышку регулятора. Для повышения надежности эксплуатации форма седла 13 разгрузочного клапана 3 изменена таким образом, что не происходит отслоение резиновой уплотняющей поверхности от металлической основы.

Необходимая стабильность рабочего давления в ресивере 12 зависит главным образом от правильного выбора жесткости диафрагменной пружины 6. При расчете оптимального значения указанной жесткости принимался ряд допущений, облегчающих анализ работы регулятора.

Давление в поддиафрагменной полости 7 равно давлению в ресивере 12, поскольку сопротивление элементов, соединяющих регулятор с ресивером, незначительно.

Нарастание давления от нуля до максимального его значения и падение давления от максимального значения до нуля в полости 7 при открытии клапанов регулятора происходит мгновенно (тип регулятора – релейный).

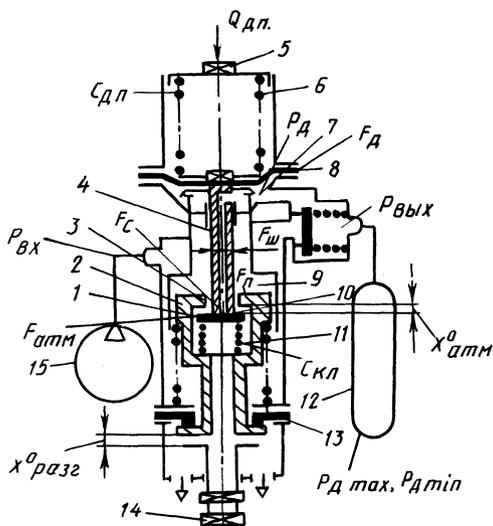


Рис. 1. Принципиальная и расчетная схема пневморегулятора давления.

Силу трения в клапанной системе регулятора и жесткость диафрагмы 8 при изменении ее рабочего прогиба принимаем постоянными.

Полный цикл работы регулятора разделяется на четыре периода: подача воздуха в ресивер 12, начало разгрузки компрессора 15, время разгрузки компрессора и включение его для накачивания воздуха в ресивер.

В отличие от исследованных ранее автомобильных регуляторов [4] современные многофункциональные регуляторы автомобилей КамАЗ и тракторов "Беларусь" в одном блоке объединяют регулируемый узел (диафрагму 8, шток 4, клапан 10) и исполнительное устройство (разгрузочный клапан с поршнем 2), которые при работе взаимно влияют один на другой. Поэтому исследование статических характеристик многофункционального регулятора давления необходимо проводить с учетом совместной работы регулирующего узла и исполнительного механизма.

Полный цикл работы регулятора характеризуется системой следующих уравнений:

– подачи воздуха в ресивер 12 при $0 < P_d < P_{d \max}$

$$\begin{aligned} P_d (F_d - F_{ш}) + Q_{кл}^0 + C_{кл} (X_{атм}^0 - X_d) = \\ = Q_{дп}^0 + C_{дп} X_d + Q_{тр} + Q_c; \end{aligned} \quad (1)$$

– условием срабатывания регулятора на верхнем пределе регулирования (условие начала разгрузки компрессора 15) при $P_d = P_{d \max}$

$$P_d (F_d - F_{ш} + F_{атм}) = Q_{дп}^0 + C_{дп} X_{атм}^0 + Q_{тр} + Q_c; \quad (2)$$

– период разгрузки компрессора (расход воздуха из ресивера) при $P_{d \min} < P_d < P_{d \max}$

$$P_d F_d + Q_{тр} + Q_c = Q_{дп}^0 + C_{дп} X_d; \quad (3)$$

– условием включения компрессора под нагрузкой при $P_d = P_{d \min}$

$$P_d (F_d - F_c - F_{атм}) + Q_{кл}^0 + Q_{тр} + Q_c = Q_{дп}^0 + C_{дп} (X_{атм}^0 + X_{раз}^0). \quad (4)$$

В уравнениях (1) – (4) P_d , $P_{d \max}$, $P_{d \min}$ – давление в поддиафрагменной полости 7, минимальное и максимальное значение этого давления; F_d , $F_{ш}$, $F_{атм}$, F_c – активные площади диафрагмы 8, штока 4, атмосферного клапана 1 и седла 10; $Q_{кл}^0$, $Q_{дп}^0$, $Q_{тр}$, Q_c – усилия предварительного сжатия клапанной и диафрагменной пружин 6 и 11 и сила трения штока 4 о стенку корпуса регулятора, а также сила сопротивления прогибу диафрагмы с учетом ее жесткости; $X_{атм}^0$, $X_{раз}^0$, X_d – начальное значение открытия атмосферного клапана 1 (при $P_d = 0$), рабочий ход разгрузочного клапана 3, регулируемый винтом 14, и прогиб диафрагмы 8; $C_{кл}$, $C_{дп}$ – жесткости клапанной и диафрагменной пружин 6 и 11.

Как известно, диапазон регулирования давления в ресивере (нечувствительность регулятора) составляет

$$\Delta P = P_{d \max} - P_{d \min}. \quad (5)$$

Принимая в уравнениях (2) и (3) P_d равным $P_{d\max}$ и $P_{d\min}$ и решая их совместно с уравнением (5), получим

$$\Delta P = \frac{(Q_{дп}^0 + C_{дп} X_{атм}^0) (F_{ш} - 2F_{атм} - F_c) + (Q_{тр} + Q_c) (2F_d - F_{ш} - F_d)}{(F_d + F_{атм} - F_{ш}) (F_d - F_c - F_{атм})} + \frac{Q_{кл}^0 + C_{дп} X_{разг}^0}{F_d - F_c - F_{атм}} \quad (6)$$

Таким образом, необходимая жесткость диафрагменной пружины регулятора давления определится из уравнения (6):

$$C_{дп} = \frac{\Delta P (F_d - F_{атм} - F_{ш}) (F_d - F_c - F_{атм}) - Q_{дп}^0 (F_{ш} - 2F_{атм} - F_c) - (Q_{тр} + Q_c) (2F_d - F_{ш} - F_c)}{X_{атм}^0 (F_{ш} - 2F_{атм} - F_c) + X_{разг}^0 (F_d + F_{атм} - F_{ш})}$$

Принимая по ГОСТу 4364-81 $P_{д\max} = 0,8$ МПа и $P_{д\min} = 0,65$ МПа, а также учитывая конструктивные параметры унифицированных деталей и ходов клапанов $X_{атм}^0 = 1,2 \cdot 10^{-3} - 2,0 \cdot 10^{-3}$ м, $X_{разг}^0 = 0,5 \cdot 10^{-3} - 1,0 \cdot 10^{-3}$ м, получаем

$$C_{дп} = 4,1 \cdot 10^4 - 5,5 \cdot 10^4, \text{ Н/м.}$$

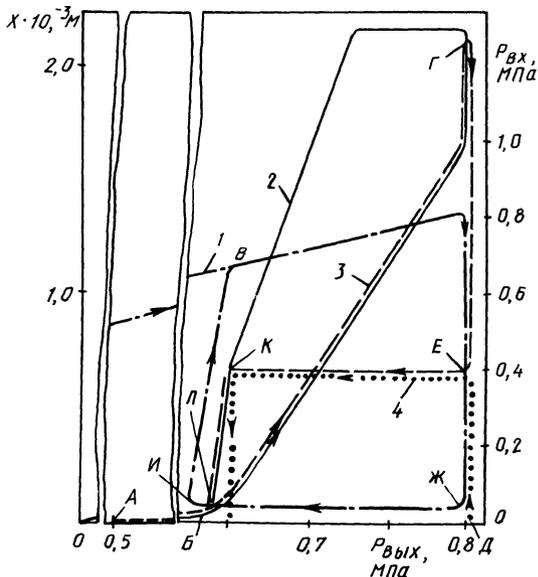


Рис. 2. Комплексная диаграмма статических характеристик пневморегулятора давления: 1 — давление на входе регулятора ($P_{вх}$); $P_{вых}$ — давление на выходе регулятора; 2 — перемещение диафрагмы (X_d); 3 — перемещение атмосферного клапана ($X_{атм}$); 4 — перемещение разгрузочного клапана $X_{разг}$.

Для окончательного определения значения жесткости диафрагменной пружины и оптимальных ходов клапанов на специальной установке проводились экспериментальные исследования опытного регулятора. В результате были получены комплексные диаграммы статических характеристик испытываемого регулятора с различными значениями $C_{\text{дп}}$, $X_{\text{атм}}^0$ и $X_{\text{разг}}^0$. На рис. 2 приведена комплексная диаграмма для регулятора со значениями: $X_{\text{атм}}^0 = 1,7 \cdot 10^{-3}$ м, $X_{\text{разг}}^0 = 0,6 \cdot 10^{-3}$ м, $C_{\text{дп}} = 4,5 \cdot 10^4$ Н/м, $Q_{\text{дп}}^0 = 1,1$ кН и $\Delta P = 0,15$ МПа.

Анализ характеристик выявил характерные точки и участки диаграмм. Так, точка А характеризует начало перемещения диафрагмы и атмосферного клапана. Форма и протяженность участка АБ зависят от сил упругости Q_c диафрагмы. Точки Б и В — от жесткости $C_{\text{дп}}$ и преднатяга $Q_{\text{дп}}^0$ диафрагменной пружины. Точка Г характеризует начало открытия атмосферного клапана, Д — разгрузочного. Линия ГЕ характеризует перемещение атмосферного клапана вниз, вслед за разгрузочным. Это объясняется возникновением обратной положительной связи за счет давления сжатого воздуха в полости 9 на площадь $F_{\text{п}}$ поршня 2 (рис. 1). Линия ЖИ характеризует работу компрессора под минимальным давлением. В это время давление в ресивере снижается, диафрагма опускается до точки К, атмосферный клапан закрывается. Точка Л отличается повышением давления по линии ИВ за счет исчезновения обратной положительной связи. При этом атмосферный клапан и диафрагма возвращаются в исходное положение (точка Б). Цикл завершается.

Как показали исследования, наиболее благоприятные характеристики для регулируемого диапазона давления $\Delta P = 0,15$ МПа имеют диафрагменные пружины с жесткостью $C_{\text{дп}} = 4,25 \cdot 10^4 - 4,55 \cdot 10^4$ Н/м.

Проводились также стендовые ресурсные испытания в объеме 170 тыс. циклов опытной партии новых регуляторов давления, что по расчетам соответствует 10 тыс. моточасов работы трактора МТЗ-80. Несмотря на то, что испытания показали достаточную надежность и долговечность новой конструкции регулятора, было выявлено влияние износа атмосферного клапана 1 (рис. 1) на пределы регулирования давления воздуха в ресивере. Так, после 90 тыс. циклов работы регулятора (5,3 тыс. моточасов работы трактора) значение верхнего $P_{\text{дmax}}$ и нижнего $P_{\text{дmin}}$ пределов снизилось на 0,03 МПа. После следующих 60 тыс. циклов (3,5 тыс. моточасов) значение этих пределов снизилось на 0,03 МПа. Износ уплотняющей поверхности атмосферного клапана при этом составил $0,25 \cdot 10^{-3} - 0,3 \cdot 10^{-3}$ м. Указанное снижение рабочего давления в ресивере можно устранить дополнительным поджатием диафрагменной пружины 6 (рис. 1) с помощью регулировочной крышки 5. Такое регулирование в ходе эксплуатации целесообразно осуществлять через каждые 3,5 тыс. моточасов работы трактора.

Разработанная конструкция тракторного пневморегулятора давления предложена к внедрению на Винницком заводе тракторных агрегатов. Годовой экономический эффект от этого внедрения составит свыше 80 тысяч рублей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Устройство и техническое обслуживание автомобилей КамАЗ/Э.В.Унгер, В.И.Левин, С.Я.Этманов, И.М.Машатин. — М., 1976, с. 235–237. 2. Тракторы "Беларусь" МТЗ-80,

УДК 629.114.2.032.1–85

В.П.БОЙКОВ, канд.техн.наук,
Ч.И.ЖДАНОВИЧ (БПИ)

ВЛИЯНИЕ НОРМАЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ПНЕВМОГУСЕНИЦЫ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ПО ДЛИНЕ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Одним из направлений снижения вредного воздействия ходовых систем тракторов и сельскохозяйственных машин на почву является использование пневмогусеничного движителя [1]. Экспериментальные исследования [2, 3] показали, что пневмогусеничный движитель по сравнению с металлической гусеницей обеспечивает более равномерное распределение создаваемых трактором удельных давлений и снижает пиковые нагрузки на почву.

Математическое описание, которое бы раскрывало механизм взаимодействия пневмогусеничного движителя с основанием и характер распределения удельных давлений, пока не существует.

Для выявления закономерностей распределения давления примем схему, предложенную проф. В.В.Гуськовым [4]. Рассмотрим пневмогусеничный движитель, состоящий из двух опорных катков и пневмогусеницы (рис. 1).

Прогиб пневмогусеницы между катками, а значит, и нормальное давление, действующее на пневмогусеницу между катками, обусловлены упругими де-

формациями грунта и пневмоэлементов гусеницы и определяются линейными закономерностями:

$$\text{для грунта} \quad q = ky_1, \quad (1)$$

где q – удельное давление; k – коэффициент объемного смятия; y_1 – осадка грунта;

для пневмогусеницы

$$q = c_2 y_2, \quad (2)$$

где c_2 – удельная нормальная жесткость пневмоэлементов; y_2 – нормальная деформация пневмоэлементов.

При совместном решении уравнений (1) и (2) принимаем $y = y_1 + y_2$. В результате получим

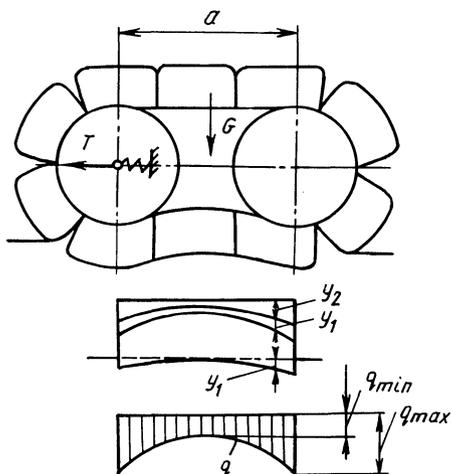


Рис. 1. Схема к выводу закона распределения давления по длине опорной ветви пневмогусеничного движителя.

$$q = k_{\text{пр}} y, \quad (3)$$

где $k_{\text{пр}}$ — коэффициент приведенной жесткости; y — суммарная деформация грунта и пневмоэлементов гусеницы.

Коэффициент приведенной жесткости зависит от коэффициента объемного смятия грунта и удельной нормальной жесткости пневмоэлементов гусеницы:

$$k_{\text{пр}} = \frac{k c_z}{k + c_z}.$$

Учитывая полученную линейную зависимость (3) и уравнения, выведенные в [4], получим следующие закономерности распределения удельных давлений по длине опорной поверхности пневмогусеницы:

$$q_{\text{max}} = \frac{k c_z G_i e^{\xi}}{2(k + c_z) \sqrt{\frac{k c_z b T}{2(k + c_z)} (e^{\xi} - 1)}}; \quad (4)$$

$$q_{\text{min}} = \frac{k c_z G_i}{2(k + c_z) \sqrt{\frac{k c_z b T}{2(k + c_z)} (e^{\xi} - 1)}}; \quad (5)$$

$$\xi = \frac{a}{2} \sqrt{\frac{2k c_z b}{T(k + c_z)}}, \quad (6)$$

где ξ — коэффициент относительной неравномерности распределения давлений по длине опорной поверхности; a — расстояние между катками; b — ширина пневмогусеницы; T — усилие натяжения пневмогусеницы; q_{min} — мини-

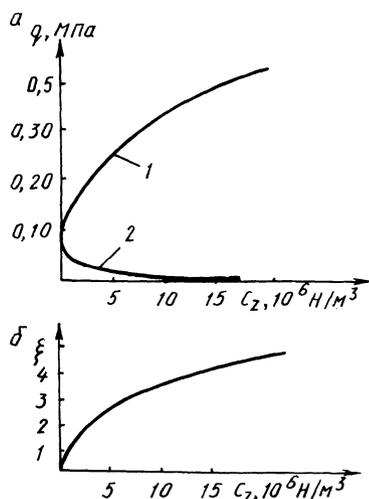


Рис. 2. Параметры распределения в зависимости от удельной нормальной жесткости пневмогусеницы:

a — удельные давления; b — коэффициент относительной неравномерности распределения давлений; 1 — максимальное давление; 2 — минимальное давление.

мальное удельное давление; G_i — часть массы трактора, приходящаяся на рассматриваемый участок пневмогусеницы; q_{\max} — максимальное удельное давление.

На рис. 2 приведены кривые, построенные по формулам (4)–(6) для пневмогусеничного движителя на суглинке при $k = 0,5 \cdot 10^6 \text{ н/м}^3$; $a = 0,3 \text{ м}$; $b = 0,4 \text{ м}$; $T = 10 \text{ кН}$; $G_i = 10 \text{ кН}$.

Из этого рисунка следует, что возрастание нормальной удельной жесткости пневмоэлементов гусеницы вызывает увеличение максимального удельного давления с асимптотическим приближением к его значению для абсолютно жесткой гусеницы. Минимальное удельное давление уменьшается, также асимптотически приближаясь к своему значению для абсолютно жесткой гусеницы. В соответствии с этим наблюдается рост неравномерности распределения давлений по длине пневмогусеницы.

Полученные зависимости могут быть использованы при теоретическом исследовании проходимости машин с пневмогусеничным движителем и выбора некоторых конструктивных параметров пневмогусеницы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скотников В.А., Янцов Н.Д. Сохранение плодородия почв при воздействии на них ходовых систем. — Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1982, № 8, с. 43–44. 2. Веселов Н.Б. Разработка ленточных пневматических гусениц и исследование взаимодействия системы движитель — полотно пути — транспортное средство: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М., 1981. — 27 с. 3. Армандеров Р.Т., Бочаров Н.Ф., Филишкин А.В. Движители транспортных средств высокой проходимости. — М., 1972. — 102 с. 4. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. — М., 1966. — 196 с.

УДК 629.114

В.В. ВАНЦЕВИЧ, канд. техн. наук (БПИ)

ЗАДАНИЕ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА В РАСЧЕТАХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТРАНСМИССИЙ ТРАКТОРОВ

Расчеты долговечности деталей трансмиссий колесных машин могут быть выполнены вероятностным или детерминированным методами. Причем, обладающее распространение получил последний метод. Для выполнения расчетов необходимо выбрать нагрузочный режим деталей. Например, при детерминированных расчетах необходимо иметь плотность распределения $f(M)$ крутящего момента (нагрузки). В качестве постоянного расчетного крутящего момента M_p детали следует принять меньший из моментов, подсчитанных по двигателю M_d и по условиям сцепления колес M_c [1].

Влияние переменных нагрузок учитывается коэффициентами приведения режима переменных циклических напряжений к режиму циклического напряжения, соответствующего расчетной нагрузке. Эти коэффициенты называются коэффициентами пробега на разных передачах при расчетах долговечности де-

талей трансмиссий автомобилей [1] и коэффициентами времени работы при расчетах деталей трансмиссий тракторов [2, 3].

Указанные коэффициенты [1] вычисляются на основе кривых распределения нагрузок. Форма каждой кривой зависит от условий эксплуатации машины. Так, при работе трактора на одной и той же передаче выполняются разные сельскохозяйственные операции, осуществляемые в различных почвенных условиях. Поэтому крутящие моменты, нагружающие рассчитываемую деталь при работе на одной передаче, имеют число законов плотностей распределения $f(M)$, равное числу выполняемых на этой передаче операций.

Кроме того, разные операции, выполняемые на одной передаче, имеют различный частотный спектр нагрузок. Это определяет число циклов нагружения детали на каждом уровне нагрузок. Следовательно, задание нагрузочного режима в расчетах долговечности трансмиссий тракторов должно быть обусловлено не только временем работы T_n на каждой передаче, но и временем выполнения различных сельскохозяйственных операций на каждой из передач с учетом соответствующих им плотностей распределения и частотных спектров нагрузок.

Вместе с тем необходимо отметить, что если для расчетов модернизируемых трансмиссий существующих тракторов имеется достаточное число кривых распределения нагрузок и их спектральных плотностей, то для вновь проектируемых тракторов их недостаточно. Для выполнения всех изложенных требований кривые распределения нагрузок различных операций одной передачи заменим кривой распределения на наиболее энергоемкой из них (с наибольшим математическим ожиданием нагрузки). Приведенное время $T_{пр}$ работы на этой кривой определим из условия соблюдения равенства усталостей $\sum \sigma_i^m N_i [1]$, накопленных при работе на всех операциях и выбранной операции приведения. В соответствии с этим уравнение приведения операций одной передачи к наиболее энергоемкой из них имеет вид (рис. 1)

$$\sum_{i=1}^n \sigma_{ni}^m N_{ni}^{пр} = \sum_{z=1}^l \left(\sum_{i=1}^n \sigma_i^m N_i \right)_z, \quad (1)$$

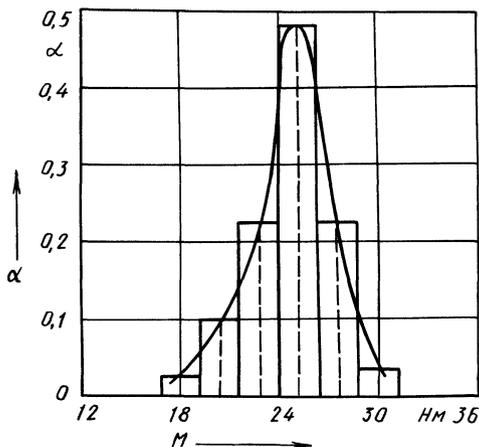


Рис. 1. Гистограмма распределения крутящего момента на ведомом валу муфты сцепления трактора МТЗ-80 при пахоте на IV передаче.

где σ_i и N_i — напряжения в детали и число циклов нагружения ими на i -м интервале кривой распределения нагрузок (индекс "н" относится к операции приведения); N_{ni}^{np} — приведенное число циклов нагружения на i -м интервале нагрузок операции приведения (сумма циклов нагружения на интервалах n имеет продолжительность T_{np}); l — число выполняемых на передаче операций. (Значение m выбирается в зависимости от вида расчета и химико-термической обработки детали.)

Преобразуем (1). Для этого определим число циклов нагружения

$$N_i = \sum_{j=1}^k T_j \omega_j ,$$

где ω_j — одна из k частот линейчатого спектра нагрузки; T_j — доля времени, приходящаяся на частоту ω_j в общем времени T работы на операции.

Если работу рассчитываемой детали на каждой j -й частоте принять равновероятной, то

$$N_i = \sum_{j=1}^k \frac{\alpha_i T \omega_j}{k} = \frac{\alpha_i T}{k} \sum_{j=1}^k \omega_j ,$$

где α_i — частота работы детали на i -м участке кривой распределения нагрузок.

Тогда усталость, накопленная при выполнении одной операции на рассматриваемой передаче, равна

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i^m N_i = \sum_{i=1}^n \sigma_i^m \frac{\alpha_i T}{k} \sum_{j=1}^k \omega_j = \frac{T}{k} \sum_{j=1}^k \omega_j \sum_{i=1}^n \sigma_i^m \alpha_i \quad (2)$$

Напряжение σ связано с нагрузкой M зависимостью

$$\sigma = MP, \quad (3)$$

где P — произведение коэффициентов, характеризующих конструктивные особенности и условия работы детали.

С учетом формулы (3) преобразуем выражение (2) к виду

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i^m N_i = \frac{TP^m}{k} \sum_{j=1}^k \omega_j \sum_{i=1}^n M_i^m \alpha_i . \quad (4)$$

Исходя из (4), запишем уравнение (1) в следующем виде:

$$\frac{T_{np} P_n^m}{k_n} \sum_{j=1}^{k_n} \omega_{nj} \sum_{i=1}^n M_{ni}^m \alpha_{ni} = \sum_{z=1}^l \left(\frac{TP^m}{k} \sum_{j=1}^k \omega_j \sum_{i=1}^n M_i^m \alpha_i \right)_z . \quad (5)$$

С помощью уравнения (5) определим приведенное время T_{np} работы на наиболее энергоемкой операции приведения. По истечении времени T_{np} усталость, накопленная деталью при ее работе на режимах нагрузок этой операции, становится равной усталости, которая накапливается в процессе работы на всех операциях данной передачи:

Распределение времени работы трактора МТЗ-80 на IV передаче по выполняемым на ней операциям в условиях Западной и Северо-Западной зоны

Время работы на IV передаче T_{II} , ч	Сельскохозяйственные операции	Время работы на операции (в долях от T_{II})
1640	Вспашка	0,15
	Лушение стерни	0,15
	Культивация	0,15
	Боронование	0,15
	Посев зерновых	0,25
	Сволакивание соломы	0,15

$$T_{пр} = \frac{\sum_{z=1}^l \left(\frac{\Pi \Pi^m}{k} \sum_{j=1}^k \omega_j \sum_{i=1}^n M_i^m \alpha_i \right)_z}{\frac{\Pi^m}{k_n} \sum_{j=1}^{k_n} \omega_{nj} \sum_{i=1}^n M_{ni}^m \alpha_{ni}} \quad (6)$$

Отметим, что $T_{пр} < T_{II}$ и, следовательно, $K_{пр} = \frac{T_{пр}}{T_{II}} < 1$.

Таким образом, для вновь проектируемых тракторов расчеты можно вести только по одной кривой распределения нагрузок наиболее энергоемкой операции на данной передаче. Причем, за время работы на этой передаче необходимо принимать $T_{пр}$, определенное по значениям $K_{пр}$, взятым из расчетов тракторов-аналогов.

В качестве иллюстрирующего примера рассмотрим определение времени $T_{пр}$ и $K_{пр}$ ведомого вала муфты сцепления трактора МТЗ-80 при его работе на IV передаче.

В табл. 1, составленной на основе данных работ [3–5], приведено распределение времени T_{II} работы трактора МТЗ-80 на IV передаче в соответствии с выполняемыми на ней операциями. При составлении этой таблицы было принято, что на выполнение каждой из операций общего назначения затрачивается одинаковая доля времени T_{II} .

Плотность распределения нагрузок подчиняется либо нормальному [3], либо логарифмически нормальному закону [1]. Для расчетов примем нормальный закон, параметры которого приводятся в [3, 4]. Исследование данных этих работ выявило, что наиболее энергоемкой операцией является вспашка. Частотные спектры нагрузок разных операций приведены в работах [4, 6, 7]. Для упрощения расчетов значения Π в формуле (6) принимали одинаковыми на всех операциях.

Для операции приведения получено

$$\sum_{i=1}^n M_{ni}^m \alpha_{ni} = 822,5 \cdot 10^6.$$

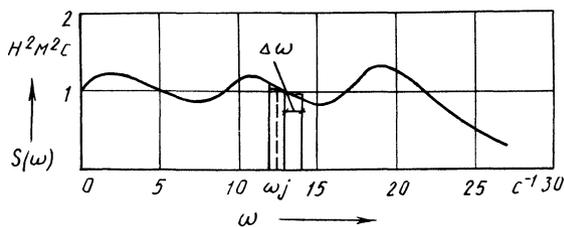


Рис. 2. Спектральная плотность крутящего момента на ведомом валу муфты сцепления трактора МТЗ-80 при пахоте на IV передаче.

Чтобы определить значения ω_j , преобразуем спектральную плотность $S(\omega)$ нагрузок в гистограмму линейчатого спектра с учетом рекомендаций [8] (рис. 2). Площадь каждого участка гистограммы равна средней мощности нагрузок, приходящейся на частоту ω_j в полосе $\Delta\omega$. Такая дискретизация спектральной плотности $S(\omega)$ позволяет определить значения частот ω_j и их общее число k , необходимые для расчетов по формуле (6). После этих преобразований для операции приведения получено

$$\frac{\sum_{j=1}^{k_H} \omega_j}{k_H} = 13,25.$$

Выполнив аналогичные расчеты на остальных операциях, указанных в таблице 1, по формуле (6) находим приведенное время $T_{пр}$. Оно составляет 1086 ч, что меньше времени работы трактора на IV передаче: $T_{II} = 1640$ ч. Соответственно $K_{пр} = 0,66$.

Таким образом, при задании нагрузочного режима в расчетах долговечности трансмиссий вновь проектируемых тракторов предлагается выполнять дополнительный этап. Суть его заключается в приведении времени работы на передаче ко времени работы с законом плотности распределения нагрузки самой энергоемкой из операций, которые выполняются на рассматриваемой передаче.

ЛИТЕРАТУРА

1. Цитович И.С., Каноник И.В., Вавуло В.А. Трансмиссии автомобилей. — Минск, 1979. — 256 с.
2. Цитович И.С., Вавуло В.А., Хваль Б.Н. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. — Минск, 1962. — 396 с.
3. Тракторы. Ч. III. Конструирование и расчет/В.В.Гуськов, И.П.Ксеневич, Ю.Е.Атаманов, А.С.Солонский. — Минск, 1981. — 383 с.
4. Ксеневич И.П., Солонский А.С., Войчинский С.М. Проектирование универсально-пропашных тракторов. — Минск, 1980. — 320 с.
5. Кацыгин В.В., Кричко М.С., Мельников Е.С. Скоростные энергонасыщенные тракторы. — Минск, 1979. — 176 с.
6. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. — Л., 1970. — 376 с.
7. Кутяков Г.М. Тяговая динамика трактора. — М., 1980. — 215 с.
8. Бендат Дж. Основы теории случайных шумов и ее применения. — М., 1965. — 463 с.

О СОЗДАНИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ АГРЕГАТОВ МОДУЛЬНОГО ТИПА НА БАЗЕ СИЛОВОГО БЛОКА САМОХОДНОГО ШАССИ

Одним из базовых энергетических средств механизации вспомогательных, подготовительно-заключительных, погрузочно-разгрузочных и транспортных операций тепличного и селекционного земледелия, а также животноводческих ферм является самоходное шасси класса 6 кН. Повышение эффективности использования самоходного шасси основано на создании и применении многофункциональных сельскохозяйственных агрегатов, переналаживаемых в зависимости от производимых работ. Компоновка таких агрегатов возможна благодаря выделению универсального энергетического модуля, состоящего из двигателя, трансмиссии, ходовой системы и поста управления, а также технологического модуля, предназначенного для выполнения рабочего процесса.

Для создания энергетического модуля на базе трактора класса 6 кН (самоходного шасси) наиболее приемлем силовой блок тракторов Т-16М или СШ-28 (рис. 1). Дальнейшим совершенствованием этого модуля и принципиальным отличием от исходного являются унифицированные основные части стыковочного устройства и два расположенных на продольной оси техно-

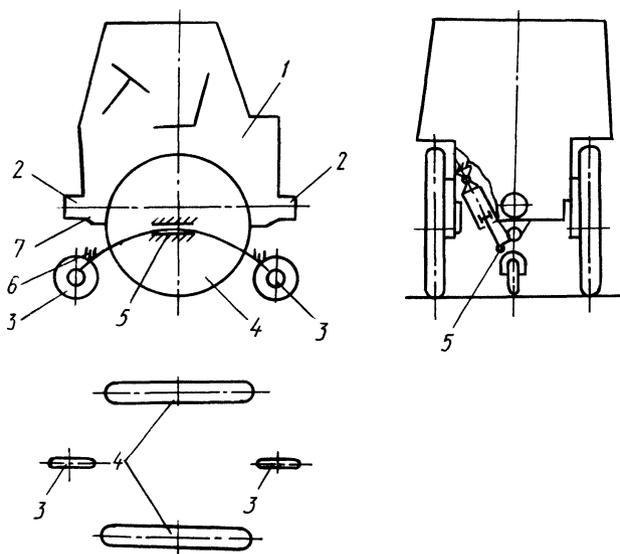


Рис. 1. Принципиальная схема универсального одноосного энергетического модуля:
1 — силовой блок; 2 — стыковочный узел; 3 — технологические колеса; 4 — ведущие колеса; 5 — система поддрессирования и подъема технологических колес; 6 — шарнир крепления технологических колес; 7 — корпус.

гических колеса с механизмом их подъема для обеспечения статической устойчивости в автономном положении).

Стыковочное устройство предназначено для оперативного составления машинно-тракторных агрегатов (МТА) на базе универсального энергетического модуля без применения вспомогательного оборудования и привлечения обслуживающего персонала. Одновременный монтаж стыковочного устройства на передний и задний брусы рамы энергомодуля обеспечивает возможность реверсивного движения сельскохозяйственного агрегата без изменения органов управления и трансмиссии за счет вариаций местонахождения энергомодуля в МТА.

Стыковочное устройство состоит из следующих основных узлов и деталей (рис. 2): направляющих элементов 4, 5; монтажных плит 3, 11; гидроцилиндра 12 (используется цилиндр гидроусилителя руля тракторов серии "Беларусь"); петли 10; буксирного устройства с автоматом сцепки 1 (использовано серийное устройство тракторов серии "Беларусь"). Механизм сцепки буксирного устройства включает: крюк 9, ловитель 8, рукоятку 2, ось 6, шкворень 7.

В отличие от серийной конструкции ловитель 8 установлен на оси 6 так, что при взводе автомата сцепки ловитель 9 занимает крайнее верхнее положение. При спуске автомата ловитель высвобождается и под действием своей массы опускается вниз.

Работа стыковочного устройства осуществляется следующим образом. При составлении агрегата ловитель с помощью рукоятки 2 устанавливается в

крайнее верхнее положение. Шкворень 7 утапливается в корпус, а шток гидроцилиндра 12 с петлей 10 выдвигается.

После маневрирования и срабатывания автомата буксирного устройства направляющие элементы 4, 5 затягиваются до упора посредством гидроцилиндра 12. Дополнительно соединяются гидропневматические и электрические цепи.

При отсоединении агрегата шток гидроцилиндра 12 с петлей 10 выдвигается, ловитель 8 при помощи рукоятки 2 устанавливается в крайнее верхнее положение, петля 10 освобождается из зева крюка, а шкворень 7 утапливается в корпус. В итоге энергетический модуль отсоединяется от технологического модуля.

Изменение траектории движения энергетического модуля, находящегося в автономном положении, осуществляется за счет раздельного торможения его ведущих колес, дифференциальной связи между ними и шарнирного крепления технологических колес (самоустанавливающихся). В рабочем положении движение по криволинейной траектории производится за счет изменения взаимного расположения колес энергетического и технологического модуля относительно продольной оси.

Таким образом обеспечивается возможность модульного построения как в производстве, в масштабе энергетического средства, так и при эксплуатации, в масштабе всего агрегата.

Сельскохозяйственный агрегат, построенный на основе универсального энергетического модуля, представляет собой самоходную специализирован-

Технико-экономические показатели агрегатов, зимних

№ п/п	Выполняемые операции	Состав агрегата			
		применяемый		предлагаемый	
		тягач	сельскохозяйственная машина	тягач	сельскохозяйственная машина
1	Погрузка растительных остатков	Т-16М	ПГ-0,2А погрузчик грейферный	Энергомодуль	Технологический модуль ПГ-0,2А
2	Вывозка растительных остатков	Т-16М	"	"	Технологический модуль грузовая платформа
3	Вспашка теплиц	ДТ-20	Плуг набесной ПН-20Р	"	Технологический модуль ПН-20
4	Посев огурцов	ДТ-20	Сеялка овощей СОН-2,8Н	"	Технологический модуль СОН-2,8Н
5	Перевозка продукции на склад	Т-16М	"	"	Технологический модуль грузовая платформа

Т а б л и ц а 1

применяемых при возделывании огурцов

Норма выработки, т/смена		Расход топлива, кг/ч		Итого затрат, руб.	
применяемый	предлагаемый	применяемый	предлагаемый	применяемый	предлагаемый
13,5	40,5	1,6	2	157,16	53,37
13,5	40,5	0,8	1,1	146,3	49,86
0,8	0,8	3,9	5,1	184	184,7
5,6	5,6	2,3	3	13,17	13,47
11,5	15	0,6	0,8	968,8	685,3
Итого ...				1469,43	986,7

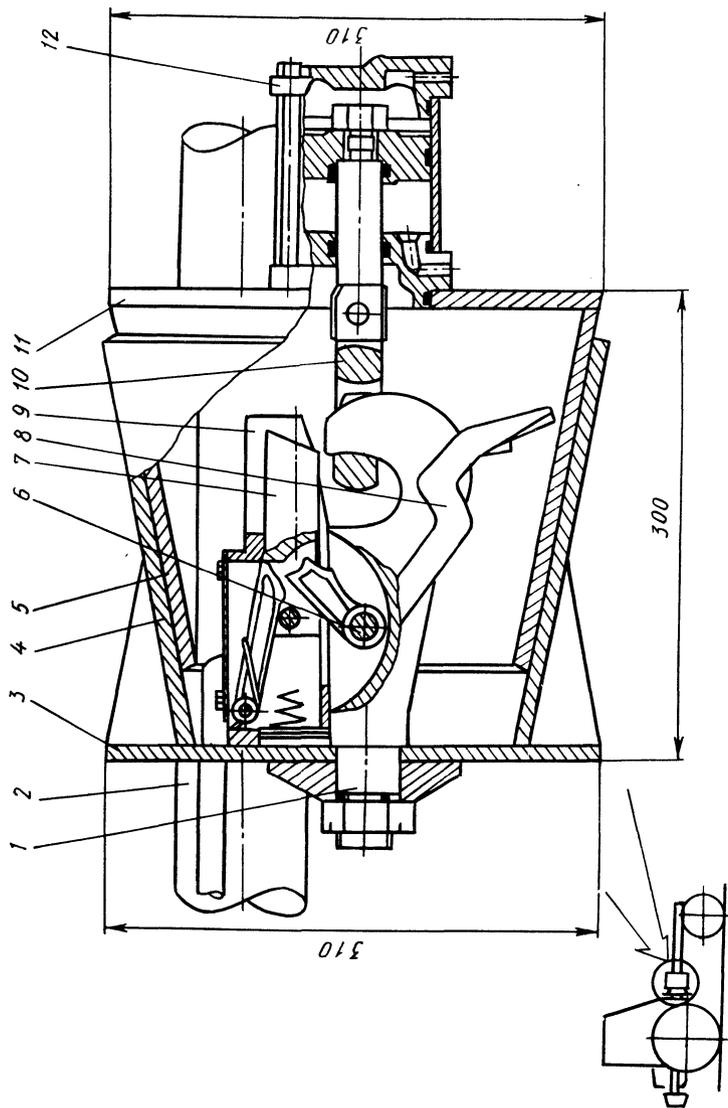


Рис. 2. Стыковочное устройство.

ную машину. В течение года энергомодуль можно агрегатировать поочередно с сельскохозяйственными машинами (технологическими модулями различного назначения).

На примере совхоза "Ждановичский тепличный комбинат" анализировались технико-экономические показатели выполнения технологических операций как серийными, так и предлагаемыми агрегатами модульного типа (табл. 1). Из таблицы видно, что при выполнении операций погрузки и перевозки сменная норма выработки агрегатов на базе энергомодуля значительно выше, чем у существующих в настоящее время агрегатов. Этот факт объясняется увеличением объема перевозимых за каждый рейс растительных остатков с помощью предлагаемого агрегата. Такие показатели невозможны при работе самоходного шасси Т-16М вследствие того, что грузовая платформа находится спереди. В итоге суммарные затраты на выполнение технологических операций агрегатом на базе энергетического модуля значительно ниже. Предлагаемый способ составления агрегатов позволит на базе одного энергомодуля компоновать все требуемые агрегаты для выполнения сельскохозяйственных операций в защищенном грунте. Это будет способствовать увеличению степени загрузки энергетической части и, следовательно, — снижению затрат на возделывание сельскохозяйственных культур.

УДК 631.372–78

В.П. ЗАРЕЦКИЙ (БПИ)

ОСОБЕННОСТИ ОЦЕНКИ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА К ОПРОКИДЫВАНИЮ НА СКЛОНЕ

Устойчивость машинно-тракторного агрегата (МТА) к опрокидыванию определяется устойчивостью его составных частей, с учетом их взаимовлияния. Если при работе трактора с навесными машинами устойчивость агрегата определяется устойчивостью трактора, то устойчивость МТА, включающего прицепные машины, зависит от устойчивости как трактора, так и машины, с учетом их взаимодействия в различных ситуациях.

При работе на склоне транспортное средство имеет определенный запас поперечной устойчивости к опрокидыванию, который зависит от крутизны склона; направления и характера движения; профиля и физико-механических свойств опорной поверхности; конструкции транспортного средства и его реакции на внешние воздействия. С увеличением угла поперечного склона запас устойчивости транспортных средств различной конструкции (например, со стабилизацией остова и без стабилизации) изменяется по-разному. Так, у горного трактора или полуприцепа со стабилизацией [1, 2] он уменьшается менее интенсивно, чем у низкоклиренсного трактора и полуприцепа с уширенной колеей.

Ось опрокидывания стабилизируемых транспортных средств изменяет свое положение в пространстве по сложному закону. При этом на поперечную

устойчивость транспортных средств влияет наличие продольного крена, в результате чего существующие методы [3,4] не позволяют исследовать изменение запаса их статической поперечной устойчивости на склоне.

Исследование статической устойчивости транспортных средств различных конструкций на склоне и их сравнение целесообразно осуществлять по углу запаса поперечной устойчивости. Он определяется как угол между перпендикуляром, опущенным из центра тяжести на ось опрокидывания, и проекцией F_1 результирующих всех сил, приложенных к центру тяжести, на плоскость, которая перпендикулярна оси опрокидывания.

Угол запаса транспортного средства, например полуприцепа, произвольно расположенного на склоне (рис. 1), определится как

$$\gamma_3 = \arccos \frac{m_1(X_M - X_A) + n_1(Y_M - Y_A) + p_1(z_M - z_A)}{l_1 \sqrt{m_1^2 + n_1^2 + p_1^2}}, \quad (1)$$

где $l_1 = \sqrt{(X_M - X_A)^2 + (Y_M - Y_A)^2 + (Z_M - Z_A)^2}$; m_1, n_1, p_1 — направляющие коэффициенты проекции F_1 . Направляющие коэффициенты

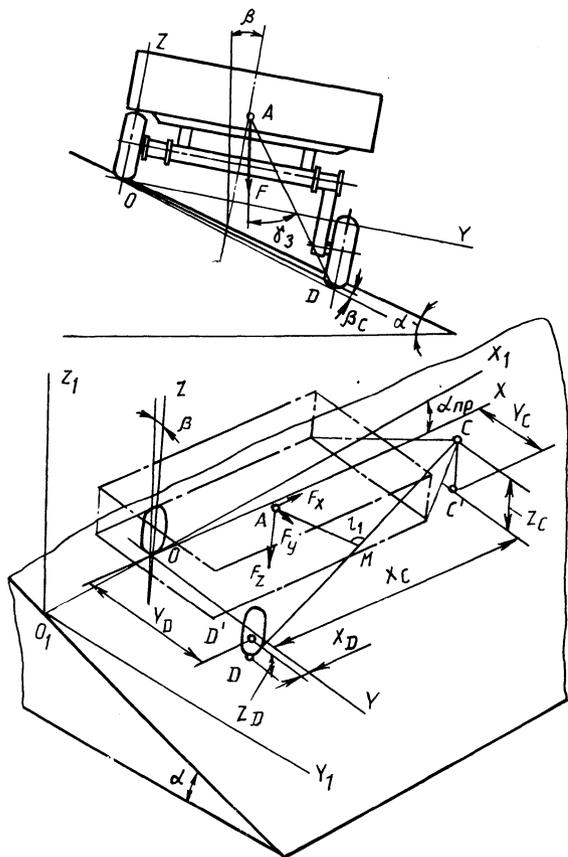


Рис. 1. Схема для определения угла запаса поперечной устойчивости транспортного средства на склоне:

β — угол поперечного; α_{np} — угол продольного крена транспортного средства; β_c — угол крена транспортного средства от разности суммарных деформаций шины и почвы у нижнего и верхнего по склону колес.

найдем из условий перпендикулярности прямой CD и проекции результирующей; принадлежности двух прямых одной плоскости и выражения для определения угла между результирующей и ее проекцией на плоскость, перпендикулярную прямой CD :

$$\begin{aligned} m_1(X_D - X_C) + n_1(Y_D - Y_C) + p_1(Z_D - Z_C) &= 0; \\ m_1^2 + n_1^2 + p_1^2 - (F_X^2 + F_Y^2 + F_Z^2)\cos^2\theta_p &= 0; \\ F_X[n_1(Z_D - Z_C) - p_1(Y_D - Y_C)] + F_Y[p_1(X_D - X_C) - \\ - m_1(Z_D - Z_C)] + F_Z[m_1(Y_D - Y_C) - n_1(X_D - X_C)] &= 0. \end{aligned}$$

В результате решения системы уравнений получим:

$$m_1 = \pm \sqrt{\frac{(F_X^2 + F_Y^2 + F_Z^2)\cos^2\theta_p}{1 + A_1^2 + A_2^2}};$$

$$n_1 = m_1 A_1;$$

$$p_1 = \{n_1[F_X(Z_D - Z_C) - F_Z(X_D - X_C)] + m_1[F_Z(Y_D - Y_C) - F_Y(Z_D - Z_C)]\} / [F_X(Y_D - Y_C) - F_Y(X_D - X_C)],$$

где

$$\begin{aligned} A_1 &= -\{(X_D - X_C)[F_X(Y_D - Y_C) - F_Y(X_D - X_C)] + \\ &+ (Z_D - Z_C)[F_Z(Y_D - Y_C) - F_Y(Z_D - Z_C)]\} / \{(Y_D - Y_C)[F_X(Y_D - \\ &- Y_C) - F_Y(X_D - X_C)] + (Z_D - Z_C)[F_X(Z_D - Z_C) - F_Z(X_D - X_C)]\}; \\ A_2 &= \{A_1[F_X(Z_D - Z_C) - F_Z(X_D - X_C)] + F_Z(Y_D - Y_C) - F_Y(Z_D - \\ &- Z_C)\} / [F_X(Y_D - Y_C) - F_Y(X_D - X_C)]. \end{aligned}$$

Подставляя в формулу (1) направляющие коэффициенты m_1 , n_1 , p_1 , определим угол запаса поперечной устойчивости транспортного средства в зависимости от модуля, характера воздействия и направления F_X , F_Y , F_Z . Причем X , Y , Z с индексами A , C , D , M являются координатами соответствующих точек, изменение которых в процессе стабилизации зависит от конструкции транспортного средства.

Модуль и направление составляющих F_X , F_Y , F_Z зависят от продольного и поперечного кренов транспортного средства, его функционального назначения, характера движения, динамических воздействий от срабатывания системы стабилизации и преодоления препятствий. Определение этих составляющих при неустановившемся режиме движения транспортного средства дает возможность оценивать и его динамическую устойчивость.

Учет усилий в сцепке позволяет на основании полученных зависимостей исследовать влияние машин и орудий на устойчивость тягача. Причем поперечная устойчивость МТА будет определяться устойчивостью его составной части с меньшим углом запаса.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. 996237 (СССР). Устройство для стабилизации крутосклонного транспортного средства/В.В.Гуськов, В. П. Зарецкий, П. В. Зеленый. – Оpubл. в Б.И., 1983, № 6.
2. А.с. 1009816 (СССР). Бортовой редуктор крутосклонного транспортного средства/П.В.Зеленый, В.П. Зарецкий, В. В. Гуськов. – Оpubл. в Б.И., 1983, № 13.
3. Колесные тракторы для работы на склонах/П.А.Амельченко, И.П.Ксенович, В.В.Гуськов, А.И.Якубович. – М., 1978. – 248 с.
4. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов. – М., 1981. – 144 с.

УДК 629.114.2

П.В.ЗЕЛЕНЫЙ, канд.техн.наук
(БПИ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ ПЕРЕДНИХ КОЛЕС ТРАКТОРА В ЗАДАЧАХ ДИНАМИКИ ТРАЕКТОРНОЙ И КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

При выполнении ряда технологических сельскохозяйственных операций машинно-тракторные агрегаты должны обладать повышенной траекторной и курсовой управляемостью. К таким операциям в первую очередь относятся возделывание пропашных культур и операции, связанные с обеспечением движения направляющих колес строго по следу маркера и ориентации продольной оси агрегата в направлении, которое по возможности должно совпадать с рабочими ходами. Высокая устойчивость движения трактора и агрегируемой с ним машины является необходимым условием соблюдения агротехнических требований к качеству сельскохозяйственных технологических процессов.

Современный уровень вычислительной техники позволяет уже на стадии проектирования тракторов, машин и орудий к ним решать сложные задачи по динамике машинно-тракторных агрегатов и прогнозировать технические концепции развития их узлов. В частности, решение математических моделей позволит создать более совершенное рулевое управление, которое обеспечит устойчивое траекторное и курсовое движение агрегата. При этом стремятся к такой степени адекватного отображения реальных процессов, которая достаточна для решения поставленных задач.

Основными параметрами моделирования управляемого поворота передних колес трактора в междурядьях или при движении по следу маркера являются направление, скорость (частота) и угол поворота колес. В качестве исходных параметров необходимо задавать такие, которые воспринимает водитель, в действительности управляя траекторным движением трактора. К таким параметрам относятся направление, расстояние и скорость смещения переднего моста от заданной траектории. Навыки водителя в точностном восприятии этих параметров могут моделироваться с помощью допустимых пределов их изменения. Физические возможности водителя, определяющие время его реагирования, а также время, необходимое для выбора зазоров в рулевом механизме и включения гидроусилителя руля, могут быть учтены в комплексе. Для комплексного учета времени реагирования водителя и выбора зазоров

в модель вводится четвертый исходный параметр — время запаздывания начала поворота колес. Это время исчисляется от момента получения информации о превышении боковым смещением или его скоростью допустимых пределов.

Многочисленные экспериментальные наблюдения выявили, что передний мост возвращается к заданной прямолинейной траектории рабочего хода в результате управляющих воздействий водителя на рулевое колесо после самопроизвольного бокового смещения, вызванного действием на агрегат внешних сил, по траектории, которая достоверно описывается асимптотической зависимостью

$$X_T = A t^B e^{Ct}.$$

Исходными данными для вычисления коэффициентов A , B и C этой зависимости служат: время $t_{вз}$, в течение которого водитель осуществляет возвращение моста из смещенного положения в зону допустимых положений; смещение X_{T1} , полученное мостом к началу возвращения; допустимое смещение $X_{д}$, не воспринимаемое органами чувств водителя (рис. 1).

$$C = \frac{\ln X_{д} - \ln X_{T1}}{t_{вз} + X_{T1} [\ln t_1 - \ln(t_1 + t_{вз})]};$$

$$B = -C X_{T1};$$

$$A = X_{T1} / \left(\frac{e^{t_1}}{X_{T1}} \right)^C.$$

В соответствии с изложенным для цифровой ЭВМ математическая модель управления поворотом передних колес трактора, совершающего движение в междурядьях или по следу маркера, имеет вид:

$$\theta_1 = \begin{cases} \theta_1' & \text{при } |X| \leq X_{д}; \\ \theta_1' + \Delta \theta \dot{X} \dot{t}_{ин} & \text{при } |X| > X_{д}; |\dot{X}| > \dot{X}_{д}; X\dot{X} > 0; \\ \theta_1' + \Delta \theta^X (X - X_T) t_{ин} & \text{при } |X| > X_{д}; |\dot{X}| \leq \dot{X}_{д}; X\dot{X} \leq 0, \end{cases}$$

где θ_1' — угол поворота колес на предшествующем шаге численного интегрирования системы дифференциальных уравнений, которая моделирует динамику траекторного движения всего машинно-тракторного агрегата как дискретной механической системы; $t_{ин}$ — шаг интегрирования; $\Delta \theta \dot{X}$ и $\Delta \theta^X$ — коэффициенты, устанавливающие взаимосвязь между частотой поворота колес, их боковым смещением и скоростью этого смещения; $X_{д}$ и $\dot{X}_{д}$ — допустимые боковое смещение и его скорость, не воспринимаемые водителем.

Таким образом, согласно модели угол поворота передних колес трактора на каждом последующем шаге интегрирования принимают равным его значению на предшествующем шаге. Это условие справедливо до тех пор, пока боковое смещение переднего моста от заданной траектории не превышает допустимое $X_{д}$ (рис. 1). Если смещение превышает допустимое, то по истечении времени запаздывания $t_{зп}$ осуществляют поворот колес в сторону, противо-

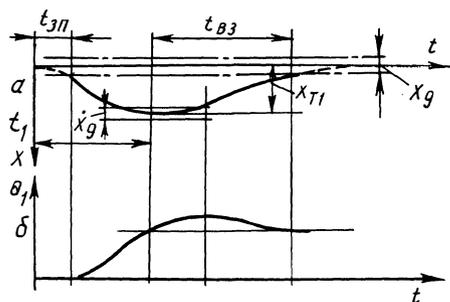


Рис. 1. К модели управления поворотом передних колес трактора:

а — смещение (x) переднего моста от заданной траектории рабочего хода агрегата в функции времени; б — ответный угол (θ_1) поворота передних колес, противостаивающий этому смещению.

Условные обозначения на графиках: $X_{д}$ и X_{\bullet} — допустимые смещение переднего моста и его боковая скорость, не воспринимаемые органами чувств водителя; $t_{зп}$ — время запаздывания, учитывающее реакцию водителя на возмущение моста, выбор зазоров в рулевом

механизме и время включения гидросилителя руля; X_{T1} — смещение переднего моста, полученное к началу его возвращения в зону допустимых смещений; $t_{вз}$ — время, затрачиваемое водителем на возвращение моста; t_1 — момент времени приостановления водителем возрастания отклонения моста и последующего возвращения к заданной траектории.

действующую возникшему смещению, с частотой, пропорциональной его скорости \dot{X} , к данному моменту времени t . Как только постепенное наращивание на каждом последующем шаге угла поворота колес уменьшит эту скорость до значения $X_{д}$, не воспринимаемого водителем, происходит возвращение переднего моста к заданной траектории. Угол поворота его колес при этом принимают таким, чтобы обеспечить упомянутое возвращение моста по описанной выше асимптотической приближающейся к заданной траектории кривой. После уменьшения бокового смещения X переднего моста до значения, не превышающего допустимое $X_{д}$, угол θ_1 поворота колес на каждом последующем шаге интегрирования системы уравнений динамики тракторного движения агрегата вновь принимают равным его значению θ_1 на предшествующем шаге.

Такая модель управления поворотом передних колес трактора лучше известной [1] соответствует действительной картине управления. Она учитывает не только превышение передним мостом допустимого смещения, но и влияние на частоту и угол поворота колес значения и скорости этого смещения. Вместе с тем обеспечивается плавное приближение моста к заданной прямой траектории. Плавное приближение моста исключает его немедленный заброс в противоположную сторону, не вызванный условиями движения, и возникающие из-за этого колебания траектории моста. Они свидетельствуют о неадекватном моделировании реального процесса.

Конкретные значения исходных параметров: времени запаздывания; допустимые смещение и его скорость, а также коэффициентов, устанавливающих зависимость частоты поворота колес от их бокового смещения и скорости, — могут быть получены экспериментально на основании статистической обработки результатов испытаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Войтиков А.В., Закревская Л.В. Метод автоматического управления трактором при моделировании курсового движения. — В кн.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск, 1980, вып. 14, с. 65–70.

В.В.КУХАРЕНОК, канд.техн.наук,
Р.И.КРЖИВИЦКИЙ (МТЗ),
А.Ф.АНДРЕЕВ, канд.техн.наук (БПИ)

МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ КОНСТРУКЦИЙ ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ"

Измерение виброактивности деталей и узлов тракторов "Беларусь" обычно производится при ступенчатом изменении частоты вращения двигателя внутреннего сгорания (ДВС). При каждом новом значении частоты вращения измеряются виброскорости и виброускорения. Экстремальные значения вибраций могут возникать на очень узком участке ($10-20 \text{ мин}^{-1}$) рабочего диапазона частот вращения ДВС. Чтобы исключить промахи в измерениях, приходится делить рабочий диапазон ДВС ($1000-2300 \text{ мин}^{-1}$) на узкие интервалы. Трудоемкость такого метода усугубляется шириной диапазона частотного спектра вибраций. (Как правило, измерения проводятся в диапазоне 16—2000 Гц.) Поэтому желательно обладать измерительным устройством, которое позволит автоматизировать процесс измерений, и обеспечить отсутствие промахов.

На рис. 1 показана блок-схема устройства для регистрации параметров вибрации конструкции, возбуждаемой двигателями внутреннего сгорания тракторов.

Устройство состоит из блока 1 автоматического управления частотой вращения двс с конечными переключателями 2 и двух измерительных трактов. Тракт измерения и регистрации параметров вибрации включает преобразователь уровня колебаний 3, усилитель 4, частотный анализатор 5 и прибор 7, соединяемый с анализатором переключателем 6. Тракт измерения и регистрации частоты вращения включает тот же регистрирующий прибор 7, частотно-аналоговый преобразователь 8, усилитель 9 и первичный преобразователь частоты вращения вала двигателя 10.

Устройство работает следующим образом: переключатель режима измерений 6 ставится в положение II (частота вращения), включается регистрирующий прибор 7 и одновременно с ним блок 1, автоматически обеспечивающий плавное перемещение рычага управления скоростным режимом двигателя. По каналу 10—9—8—6—7 происходит регистрация бесступенчатого изменения частоты вращения двигателя. Затем переключатель режима измерений ставится в положение I (уровень колебаний). При включении регистрирующего прибора по каналу 3—4—5—6—7 происходит непрерывная регистрация параметра вибрации при том же бесступенчатом изменении частоты вращения вала двигателя.

Каждая полученная диаграмма виброскорости (или виброускорения) элемента конструкции совмещается с диаграммой частоты вращения двигателя (рис. 2). Это позволяет определять промежуточные значения частоты вращения, соответствующие рассматриваемым уровням вибрации всех исследуемых узлов и деталей.

Непрерывная регистрация параметров вибрации при бесступенчатом автоматическом изменении частоты вращения вала двигателя позволяет быстро

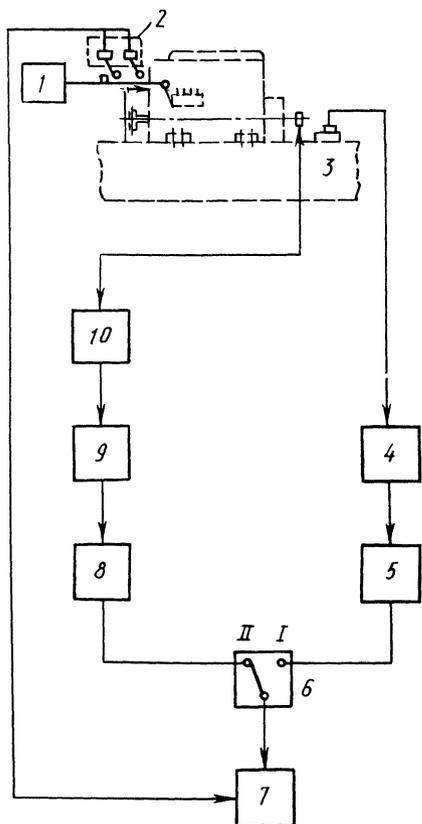


Рис. 1. Блок-схема устройства для измерения параметров вибрации.

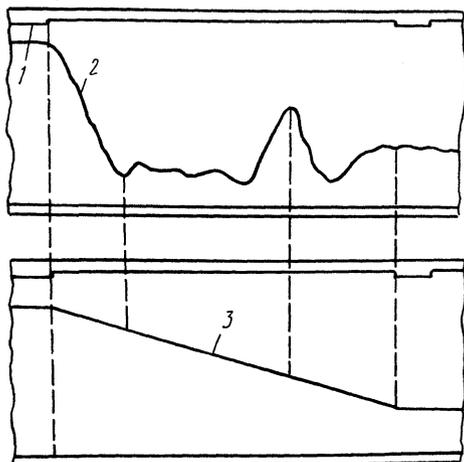


Рис. 2. Совмещение диаграммы виброскорости на лонжероне трактора МТЗ-82 с диаграммой бесступенчатого изменения частоты вращения вала его двигателя:
1 — сигнал отметчика; 2 — диаграмма виброскорости; 3 — диаграмма частоты вращения.

определять экстремальные значения параметров вибрации, выявлять резонансные явления конструкций и сокращать время, необходимое для исследований.

Предложенная методика была использована на Минском тракторном заводе при исследованиях параметров вибрации капота двигателя, лонжеронов, передних фар и других узлов и деталей тракторов "Беларусь". Она может быть применена для исследования вибраций конструкций новых машин с двигателем внутреннего сгорания, имеющих рычаг управления скоростным режимом.

ОБ УЛУЧШЕНИИ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ" ТИПА 4К4

В настоящее время все отечественные колесные полноприводные тракторы имеют блокированный межосевой привод. Чтобы предупредить циркуляцию паразитной мощности, применяется отключение одного из ведущих мостов. Отключение может осуществляться вручную (это имеет место на тракторах Кировского завода и ХТЗ) или автоматически с возможностью принудительного блокирования межосевого привода (МТЗ). Для автоматического выключения и последующего включения дополнительного ведущего моста в такой межосевой привод вводится конструктивное кинематическое несоответствие [1]

$$m = \frac{i_1 r_{к2}^0 - i_2 r_{к1}^0}{i_1 r_{к2}^0}, \quad (1)$$

где i_1 и i_2 , $r_{к1}^0$ и $r_{к2}^0$ — передаточные числа и радиусы качения в ведомом режиме колес переднего и заднего ведущих мостов.

Обычно значение конструктивного кинематического несоответствия m выбирается в пределах 0,04–0,07 [2]. Это обеспечивает надежное отключение дополнительного ведущего моста на дорогах с высокими сцепными свойствами.

Шинная промышленность выпускает для трактора МТЗ-82 и его модификаций ряд новых типоразмеров шин, отличающихся высокими тягово-сцепными

Т а б л и ц а 1

Конструктивное кинематическое несоответствие тракторов МТЗ

Трактор	Шины		m
	передние	задние	
МТЗ-82	11,2–20	15,5R38	0,022
	11,2–20	13,6R38	0,004
	11,2–20	15,5–38	0,034
	9,5/9–20	15,5R38	0,036
	9,5/9–20	13,6R38	0,018
	9,5/9–20	15,5–38	0,048
МТЗ-82Н	11,2–16	16,9R30	0,034
МТЗ-82Р	16,0–20	18,4R34	–0,065
МТЗ-82К	11,2–20	15,5R38	0,022

ми качествами [3, 4]. Однако эти шины имеют различные радиусы качения и, как показывают расчеты по формуле (1), при комплектовании ими трактора МТЗ-82 и его модификаций кинематическое несоответствие m изменяется в широком диапазоне (табл. 1). Повышенные значения m уменьшают тяговые возможности трактора и его экономичность, а малые значения m ведут к частому выключению и последующему включению переднего ведущего моста (ПВМ), что снижает его работоспособность.

Надежная автоматическая работа межосевого привода обеспечивается в том случае, если одновременно с заменой шин изменить и передаточное число одного из мостов, т.е. сохранить необходимое значение m . В трансмиссии трактора МТЗ-82 будет минимальное число конструктивных переделок при изменении i_1 путем подбора числа зубьев шестерни раздаточной коробки. Передаточные числа i_1 , обеспечивающие $m = 0,05-0,06$ у тракторов МТЗ-82, 82Р, 82Н, 82К при различных типоразмерах шин, подсчитываются по преобразованной формуле (1):

$$i_1 = \frac{i_1 \cdot r_{к1}^0}{1-m \cdot r_{к2}^0} \quad (2)$$

С учетом полученных значений i_1 подбирается число зубьев z шестерни раздаточной коробки каждого трактора. На основании полученных данных определяют реальные значения i_1 и соответствующие им конструктивные кинематические несоответствия (табл. 2).

Из табл. 2 следует, что на тракторе МТЗ-82 целесообразно применять шестерню раздаточной коробки с числом зубьев, равным 40 или 41, в зависимости от используемых шин. Это обеспечит надежную автоматическую работу межосевого привода. В раздаточные коробки других модификаций следует устанавливать шестерни с числом зубьев согласно данным, приведенным в табл. 2. (Отметим, что при установке той или иной шестерни меняется межцентровое расстояние. Соответствующую компенсацию можно осуществить установкой прокладок под привалочную поверхность корпуса раздаточной коробки.)

Для автоматического отключения и подключения ПВМ необходимо некоторое значение $m \neq 0$. В случае принудительно заблокированного привода мостов положительное, равно как и отрицательное m , уменьшает тягово-сцепные возможности трактора и повышает расход топлива. Так, по данным С.И.Стригунова, при движении по полю под посев с загруженным прицепом 2ПТС-6 трактор МТЗ-82, имеющий $m = 0,06-0,08$, расходует топлива на 0,15–0,20 кг/ч больше, чем трактор, у которого $m = 0$. Поэтому для повышения топливной экономичности трактора в режиме принудительного включения ПВМ необходимо изменять передаточное число i_1 до значения $i_1^{пр}$, обеспечивающего $m = 0$. Это можно осуществлять с помощью дополнительного редуктора, который включается только в случае принудительного блокирования межосевого привода. Дополнительный редуктор можно выполнить с передаточным числом $i_{доп} = 0,94$, общим для трактора МТЗ-82 и его модификаций. Реальные передаточные числа i_1 несколько отличаются от передаточных чисел, рассчитанных по формуле (2). Поэтому в режиме принудительного включения ПВМ через дополнительный редуктор межосевой привод будет иметь незначительное конструктивное кинематическое несоответствие $m_{пр}$ (табл. 2).

Передаточные числа привода ПВМ, необходимые при автоматической и принудительной работе межосевого привода

Трактор	Шины передние задние	Автоматическое выключение и включение ПВМ			Принудительное включение ПВМ		
		z	i_1	m	$i_{пр}^1$	$m_{пр}$	
МТЗ-82	Серийные 11,2–20	40	11,930	0,05	11,214	–0,01	
	15,5R38	41	12,229	0,07	11,495	0,01	
	11,2–20 13,6R38	41	12,229	0,05	11,495	–0,01	
	11,2–20 15,5R38	40	11,930	0,06	11,214	–0,002	
	9,5/9–20 15,5R38	40	11,930	0,06	11,214	0,000	
	9,5/9–20 13,6R38	41	12,229	0,07	11,495	0,006	
	9,5/9–20 15,5–38	39	11,632	0,05	10,934	–0,01	
		40	11,930	0,07	11,214	0,01	
	МТЗ-82Н	11,2–16 16,9R30	40	11,930	0,06	11,214	–0,002
	МТЗ-82Р	16,0–20 18,4R34	44	13,123	0,06	12,336	–0,005
МТЗ-82К	11,2–20 15,5R38	40	11,930	0,05	11,214	–0,01	

Таким образом, для обеспечения надежной автоматической работы межосевого привода при различных вариантах комплектования трактора шинами необходимо обеспечивать постоянное конструктивное несоответствие. Так, у трактора МТЗ-82 при комплектовании его шинами новых типоразмеров (табл. 2) для этой цели в раздаточной коробке следует использовать шестерню с числом зубьев, равным 40 или 41.

Для повышения топливной экономичности тракторов 4К4 с автоматом включения дополнительного моста в случае принудительного включения межосевого привода необходимо изменять передаточное число привода одного из мостов до значения, которое обеспечивает конструктивное кинематическое несоответствие, равное нулю.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. — М., 1972. — 147 с.
2. Гуськов В.В. Тракторы: Часть II: Теория. — Минск, 1977. — 384 с.
3. Тракторные поезда/П.П.Артемов, Ю.Е.Атаманов, Н.В.Богдан: Под ред. В.В.Гуськова. — М., 1982. — 183 с.
4. Шины пневматические для тракторов и сельскохозяйственных машин. ГОСТ 7463-80. — М., 1981. — 34 с.

УДК 629.113.672.3

С.Ф.ОПЕЙКО (БПИ)

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ПОПЕРЕЧНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ МАШИНЫ МВУ-30

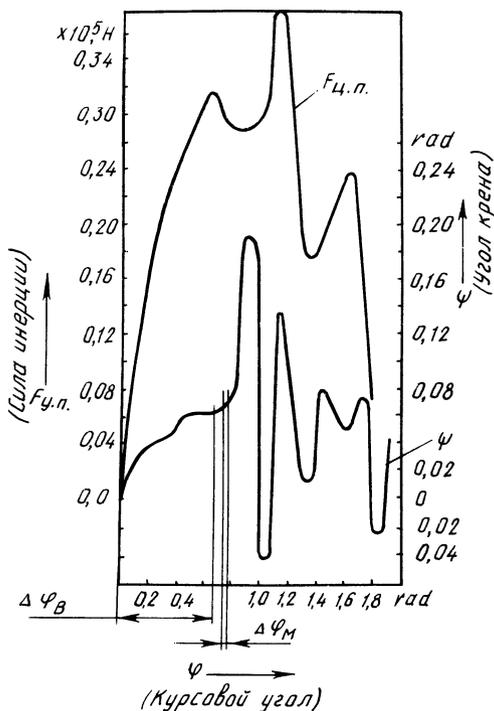
Производственное объединение "БелавтоМАЗ" внедрило в мелкосерийное производство самоходную машину МВУ-30 для внесения удобрений. Эта машина отличается от выпускавшихся ранее в СССР самоходных сельскохозяйственных машин максимальной (паспортной) технологической скоростью движения по полю (8,6 м/с).

Однако, как показали исследования, указанную в паспорте скорость можно достичь при условии сохранения поперечной динамической устойчивости только в режиме строго прямолинейного движения по горизонтальной поверхности поля. Анализ конструкции МВУ-30, а также оценка ее поперечной динамической устойчивости с помощью ЭВМ показали, что ее реальную технологическую скорость движения можно значительно увеличить. Это осуществимо путем рационального выбора на расчетно-модельной основе значимых с точки зрения устойчивости конструктивных и эксплуатационных параметров, учитывая, что исходя из требований ГОСТа 12.2.019-76 поперечная устойчивость этой машины остается пока удовлетворительной [1].

В данной статье разрабатываются рекомендации, направленные на повышение поперечной устойчивости рассматриваемой машины путем рационального выбора таких параметров, как вертикальная координата центра масс МВУ-30, ширина колеи задних колес, скорость движения. Кроме того, сделана попытка оценить влияние макрорельефа поля на устойчивость машины. Анализ работ, изучающих поперечную динамическую устойчивость колесных транспортных средств, показал, что для исследования пространственного колебательного движения машины МВУ-30 с учетом упругих и диссипативных характеристик пневматиков подходит математическая модель [2] трехколесного самохода. Эта модель описывается системой дифференциальных уравнений в форме Аппеля в квазикоординатах и уравнениями неголономных связей катящихся пневматиков. Макронеровности моделируются синусоидальным законом. Траектория курсового движения может выбираться исследователем в соответствии с характером решаемой задачи. С помощью соответствующей ФОРТРАН-программы на ЭВМ ЕС-1022 был проведен вычислительный эксперимент, результаты которого представлены на рис. 1—3.

Методика проведения вычислительного эксперимента состояла в следующем. Для оценки влияния поперечной силы инерции на динамическую устой-

Рис. 1. Оценка совместного возмущающего действия на остов от центробежной силы инерции и от наезда на макронеровность. Масса машины $M = 16550$ кг. Обозначено: $\Delta \varphi_M$ — интервал формирования возмущения от наезда на макронеровность; $\Delta \varphi_B$ — интервал входа в поворот.



чивость МВУ-30 моделировалось ее криволинейное движение, состоящее из двух фаз: неустановившегося и установившегося поворота. В первой фазе центр масс машины движется по спиральной курсовой траектории вследствие равномерного увеличения угла поворота направляющего колеса. Темп поворота колеса выбирался на основании результатов осциллографирования криволинейного движения реального процесса поворота машины МВУ-30 [3].

При необходимости оценки совместного действия на машину двух возмущающих факторов (центробежной силы инерции и наезда на макронеровность опорной поверхности) в конце первой фазы поворота моделировался наезд на макронеровность колесом, ближним к центру поворота. Во второй фазе центр масс движется по окружности вследствие достижения направляющим колесом максимального угла поворота, равного 0,412 рад.

В качестве показателя поперечной динамической устойчивости принималось равенство нулю вертикальной опорной реакции на одном из колес. Расчеты показали, что такое равенство применительно к машине типа МВУ-30 (колесная формула 3 × 2) соответствует моменту начала потери поперечной динамической устойчивости. Для оценки возмущающего действия макронеровностей опорной поверхности на поперечную устойчивость моделировался наезд задним колесом на макронеровность при прямолинейном движении. Вычислительный эксперимент позволил оценить суммарное воздействие различных типов возмущений на устойчивость колебательного движения машины. Так, при движении по ровной горизонтальной поверхности в режиме входа в поворот со скоростью 5 м/с угол крена под действием одной только центро-

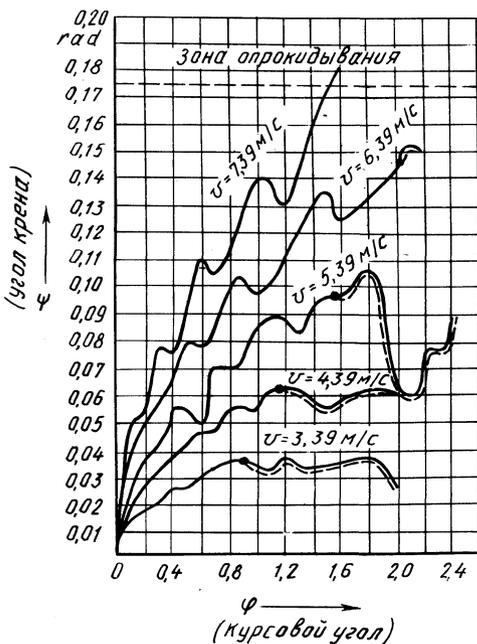


Рис. 2. Оценка влияния скорости движения по криволинейной траектории на поперечную динамическую устойчивость МВУ-30. Масса машины $M = 14000$ кг. Сплошная линия – 1-я фаза (вход в поворот); пунктирная – 2-я фаза (установившееся круговое движение).

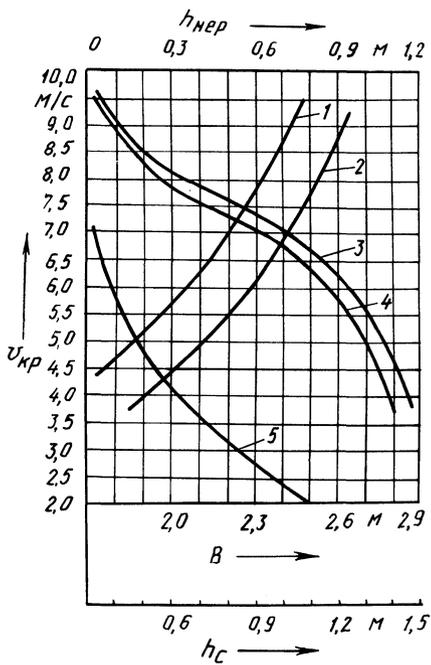


Рис. 3. Оценочные зависимости поперечной динамической устойчивости машины МВУ-30:

$V_{кр}$ – критическая скорость движения, при которой начинается поперечное динамическое опрокидывание; зависимости 1, 2 характеризуют влияние ширины колеи B ; зависимости 3, 4 – влияние вертикальной координаты центра масс h_c относительно плоскости, в которой лежат оси колес; зависимость 5 оценивает влияние высоты макронеровностей поля $h_{нер}$.

бежной силы инерции плавно возрастает. Причем, угол крена возрастает (см. рис. 1) до значения, составляющего $0,062$ рад к концу входа в поворот. Затем моделируется наезд на макронеровность колесом, ближним к мгновенному центру поворота. Тем самым суммируются упомянутые разнохарактерные возмущения. Скачкообразное возмущение от наезда на макронеровность вызывает стремительное возрастание угла крена до значения $0,19$ рад, которое является надкритическим для данного комплекса динамических факторов.

Рассмотрено также воздействие на объект только одного типа возмущения, в частности центробежной силы инерции при движении по криволинейной траектории на ровной горизонтальной поверхности. Результаты расчета показывают, что в этих условиях машина обладает более высокой максимально безопасной скоростью движения. Так, анализ зависимостей, приведенных на рис. 2, говорит о том, что в расчетных условиях скорость движения на поворо-

те достигает значения 7 м/с . Из рис. 2 видно также, что во второй фазе (установившееся круговое движение) процесс колебания угла крена остова носит затухающий характер. Затухание колебаний происходит вследствие уменьшения возмущающего действия центробежной силы инерции. Значение этой силы главным образом зависит от темпа поворота направляющего колеса.

В результате расчетных работ на ЭВМ ЕС-1022 были получены оценочные зависимости, характеризующие поперечную динамическую устойчивость МВУ-30. Прослежено влияние таких параметров, как ширина колеи задних колес, высота центра масс и размеры макронеровностей опорной поверхности. Анализ зависимостей показал, что рациональным подбором названных параметров можно ощутимо увеличить реальную эксплуатационную скорость движения этой машины. Причем установлено, что увеличение ширины колеи оказывает в среднем в 1,4 раза большее влияние на прирост поперечной устойчивости, чем равновеликое уменьшение вертикальной координаты центра масс. Так, увеличение ширины колеи с 2,2 до 2,4 м дает прирост поперечной устойчивости на 23,4 %, а уменьшение вертикальной координаты центра масс на 0,2 м от номинального значения (1,77 м) обуславливает возрастание устойчивости на 16,5 %.

Кривые 1–4 на рис. 3 получены для движения, состоящего из двух фаз (входа в поворот и установившегося кругового движения). Кривые 1, 3 соответствуют массе машины 14 000 кг, кривые 2, 4 – массе 16 550 кг, кривая 5 – массе 14 000 кг и прямолинейному движению. Анализ зависимости 5 (рис. 3) показывает, что макрорельеф поля существенно влияет на максимально безопасную скорость движения этой машины с точки зрения устойчивости к опрокидыванию. Так, при наезде задним колесом на макронеровность высотой 0,3 м скорость движения (допустимая из условия сохранения поперечной устойчивости) снижается на 42,2 % по сравнению с движением по ровной горизонтальной поверхности.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 12.2.019-76. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности. – М., 1980. – 20 с. 2. О п е й к о С.Ф. Математическая модель для оценки поперечной динамической устойчивости трехколесного самохода. – В кн.: Автотракторостроение. Минск, 1983, вып. 18, с. 78–84. 3. О п е й к о С.Ф. К вопросу определения кинематических параметров движения самоходного разбрасывателя удобрений МВУ-30 в дорожно-полевых условиях. – Минск, 1982. – 12 с. Рукопись деп. в БелНИИНТИ, № 416 Деп.

Э.В.САРКИСЯН, Н.В.БОГДАН,
Х.ХИРАЛЬДО Л., канд-ты техн.наук (БПИ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СЛЕДЯЩЕГО ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА, УПРАВЛЯЕМОГО УСТРОЙСТВОМ СРАВНЕНИЯ

Проблема повышения быстродействия тормозного привода тракторного поезда и синхронного торможения его звеньев занимает одно из важных мест при проектировании тормозных систем. Решение этой проблемы позволит повысить эффективность торможения тракторного поезда и устойчивость его движения при торможении.

Работы [1-3] раскрывают целесообразность и перспективность применения в тормозных системах многозвенных автотракторных поездов следящих электропневматических приводов, которые управляются с помощью средств электронной автоматики.

Изучение электропневматического тормозного привода, управляемого широтно-импульсным преобразователем (ШИП), позволило выявить ряд его преимуществ по сравнению с серийным тормозным приводом. К таким преимуществам можно отнести повышение быстродействия тормозного привода во всех режимах торможения при сохранении его следящего действия. Достоинством рассматриваемого привода является также и обеспечение возможности управлять торможением любого количества прицепов с помощью одного ШИП и одного датчика перемещения тормозной педали [3].

Однако электропневматический тормозной привод, управляемый ШИП, обладает и недостатками, которые проявляются в наличии дополнительного расхода воздуха из пневмосистемы и относительно высокой (5-15 Гц) частоте срабатывания электропневмоаппаратов. В связи с этим мы проводили работы в направлении исключения дополнительного расхода воздуха из пневмосистемы и переключений электромагнитного клапана в установившейся фазе торможения.

Был разработан и создан макетный образец однопроводного и двухпроводного электропневматических тормозных приводов [4] (рис. 1, а, б), управляемых с помощью электронного устройства сравнения 2. Электронное устройство своими входами связано с датчиками давления 4 и 5 в исполнительных магистралях прицепа и тягача. Датчик 5 может быть заменен на датчик 1 перемещения тормозной педали или на датчик давления 1', установленный в управляющей магистрали тормозного привода прицепа для обеспечения автономного управления его тормозами.

Опытный электропневматический тормозной привод, управляемый устройством сравнения, позволяет полностью исключить дополнительный расход воздуха из пневмосистемы. Кроме того, сопоставление динамических характеристик (рис. 2, а, б) электропневматических тормозных приводов, управляемых ШИП и устройством сравнения, которые получены в режиме служебного торможения, также свидетельствует о преимуществе последнего. Из рис. 2, б видно, что в установившейся фазе торможения колебания давле-

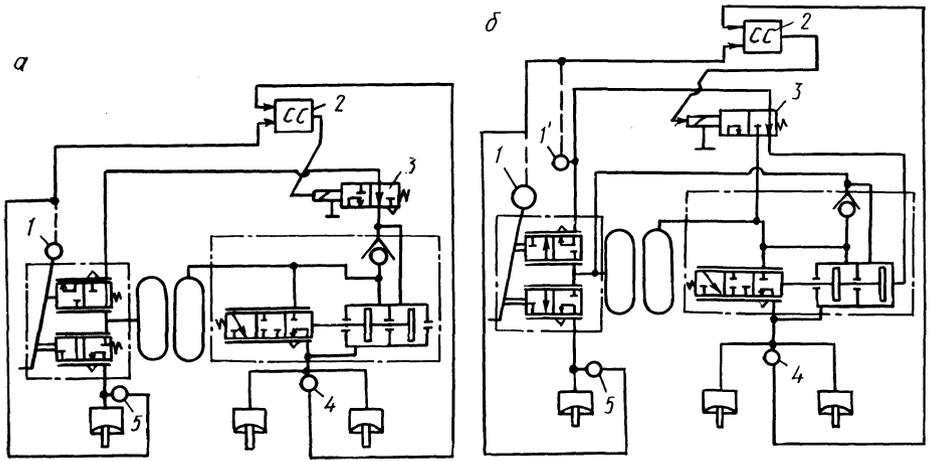


Рис. 1. Схема однопроводного (а) и двухпроводного (б) электропневматических тормозных приводов, управляемых устройством сравнения.

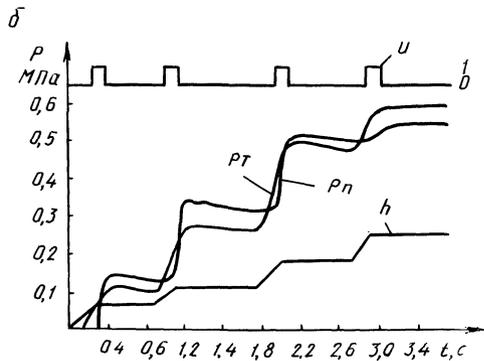
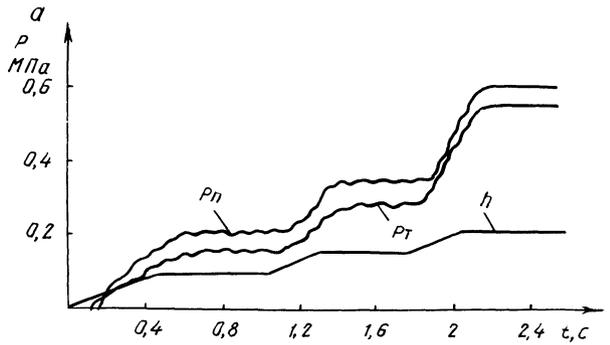


Рис. 2. Динамические характеристики электропневматического тормозного привода, управляемого ШИП (а) и устройством сравнения (б):

p_T — давление воздуха в тормозных камерах трактора; p_n — давление воздуха в задних тормозных камерах прицепа; h — ход тормозной педали.

ния в тормозных камерах прицепа, оборудованного опытным электропневматическим тормозным приводом, не наблюдаются. Это объясняется тем, что электрические импульсы на выходе электронного блока управления формируются только в переходном периоде торможения, а в установившемся режиме отсутствуют. Результаты исследований показали, что число переключений электромагнитного клапана Z за период служебного торможения сократилось в 5–15 раз в секунду по сравнению с числом переключений клапана, управляемого ШИП. Это способствует увеличению срока эксплуатации электропневмоаппаратов.

Быстродействие опытного электропневматического тормозного привода трехзвенного тракторного поезда МТЗ-80 + 2ПТС4 + 2ПТС4 оценивалось с помощью динамических характеристик изменения давления в тормозных камерах прицепа. Характеристики снимались в режиме экстренного торможения.

Для однопроводного электропневматического тормозного привода момент наполнения тормозных камер второго прицепа начинается с запаздыванием на 0,06 с. Это значение в три раза меньше по сравнению с запаздыванием наполнения тормозных камер второго прицепа при оборудовании его серийной тормозной системой. Время срабатывания опытного электропневматического тормозного привода поезда находилось в пределах 0,38–0,4 с, что примерно в 2,5 раза меньше времени срабатывания серийного однопроводного тормозного привода.

Динамические характеристики двухпроводного электропневматического тормозного привода трехзвенного тракторного поезда показали, что время его срабатывания не превышает 0,33 с. Это в два раза меньше по сравнению с временем срабатывания серийного двухпроводного тормозного привода.

Исследование статических характеристик электропневматического тормозного привода, управляемого устройством сравнения, свидетельствует о сохранении следящего действия во всех режимах торможения.

Таким образом, лабораторные испытания электропневматического тормозного привода, управляемого устройством сравнения, показали его высокое быстродействие во всех режимах торможения при исключении дополнительного расхода воздуха из пневмосистемы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Саркисян Э.В., Богдан Н.В. Новые направления совершенствования тормозных систем сочлененных транспортных средств: Экспресс-информация/БелНИИТИ, 1980. – 11 с.
2. Экспериментальные исследования по выбору параметров электропневматической тормозной системы тракторного поезда. – В кн.: Механизация и электрификация сельского хозяйства. Минск, 1981, с. 168–174.
3. Саркисян Э.В., Богдан Н.В., Хайро Хиральдо Л. Электропневматический тормозной привод многозвенного прицепного состава. – В кн.: Механизация и электрификация сельского хозяйства. Минск, 1983, с. 113–121.
4. А.с. № 1090598 (СССР). Двухпроводная электропневматическая тормозная система / Н. В. Богдан, В. В. Гуськов, П. Е. Костень – Оpubл. в Б.И., 1984, № 17.

С.И.СТРИГУНОВ, канд.техн.наук,
А.Х.ЛЕФАРОВ, д-р техн.наук,
А.К.ГЕРАСИМОВИЧ (БПИ)

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ УПРУГОГО МОМЕНТА В БЛОКИРОВАННОМ МЕЖОСЕВОМ ПРИВОДЕ ТРАКТОРА

Блокированный межосевой привод получил преимущественное распространение на отечественных и зарубежных тракторах 4 X 4. Применение такого привода связано с наличием в трансмиссии трактора конструктивного или эксплуатационного кинематического несоответствия m :

$$m = \frac{i_1 r_{k2}^0 - i_2 r_{k1}^0}{i_1 r_{k2}^0}, \quad (1)$$

где i_1, i_2 — передаточные числа приводов; r_{k1}^0, r_{k2}^0 — радиусы качения в ведомом режиме переднего и заднего ведущих мостов.

Кинематическое несоответствие ведет к перераспределению крутящих моментов по ведущим мостам. Это в свою очередь вызывает возникновение упругого момента, который обусловлен наличием кинематического несоответствия и является исходным условием для проведения силового анализа идеального силового потока полноприводной машины [1]. Упругий момент всегда дополнительно нагружает детали трансмиссии и двигателя, а в определенных условиях он может привести к явлению галопирования полноприводных машин [2]. Поэтому определение фактических значений упругого момента и выявление способов его снижения являются актуальными задачами. Особое значение эти вопросы имеют для полноприводных тракторов МТЗ, в трансмиссии которых наблюдается значительное конструктивное кинематическое несоответствие.

Для рассматриваемого трактора с различными размерами ведущих колес запишем следующее определение упругого момента, который приводится к выходным валам раздаточного устройства:

$$M_y = \frac{M_2}{i_2} - \frac{M_1}{i_1}, \quad (2)$$

где M_1 и M_2 — крутящие моменты, подведенные к переднему и заднему ведущим мостам.

Установим взаимосвязь между упругим моментом и параметрами трансмиссии и двигателя при работе трактора на твердой опорной поверхности. Для этого воспользуемся двумя известными уравнениями Е.А.Чудакова [3]:

$$\frac{M_2}{i_2} + \frac{M_1}{i_1} = M_{\Pi};$$

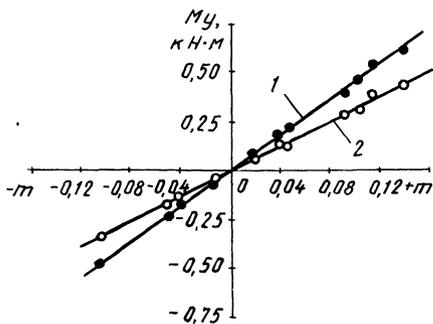


Рис. 1. Зависимость упругого момента M_y в заблокированном межосевом приводе трактора МТЗ-82 на асфальте от кинематического несоответствия:

1 — при движении холостым ходом; 2 — при остановленном тракторе. (Точками отмечены результаты экспериментального исследования; сплошными линиями — результаты расчета по выражению (4).)

$$(r_{k1}^0 - \frac{M_1}{K_1})i_2 = (r_{k2}^0 - \frac{M_2}{K_2})i_1, \quad (3)$$

где M_{Π} — крутящий момент, подведенный к корпусу раздаточного устройства; K_1 и K_2 — коэффициенты тангенциальной жесткости шин и грунта переднего и заднего ведущих мостов (значения, обратные тангенциальной податливости шин и грунта λ).

Решив совместно уравнения (1)–(3) относительно M_y , получим

$$M_y = 2m \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2} \frac{r_{k2}^0}{i_2} + \frac{K_2 - K_1}{K_1 + K_2} M_{\Pi}. \quad (4)$$

Для экспериментального определения фактических значений M_y , возникающих в трансмиссии трактора, были проведены его дорожные испытания. Трактор МТЗ-82 оснащался контрольно-регистрирующей аппаратурой, которая позволяет определять текущие крутящие моменты ведущих колес и ступенчато изменять межосевое конструктивное кинематическое несоответствие. Испытания проводились при движении трактора на третьей передаче повышающего диапазона по ровной сухой асфальтированной дороге. Упругий момент возникает в начале движения трактора и сохраняется в трансмиссии даже на время его остановки. Поэтому текущие значения крутящих моментов ведущих колес замерялись как при движении трактора холостым ходом, так и при остановленном тракторе.

На рис. 1 приведены результаты экспериментального и аналитического определения упругого момента в трансмиссии трактора МТЗ-82 в зависимости от кинематического несоответствия. Из рис. 1 и выражения (4) следует, что M_y зависит от трех основных параметров: кинематического несоответствия, подведенного момента и коэффициентов тангенциальной жесткости шин и грунта. С ростом кинематического несоответствия упругий момент линейно увеличивается. При изменении знака кинематического несоответствия упругий момент также изменяет свой знак.

При отсутствии в трансмиссии кинематического несоответствия ($m = 0$) из выражения (4) получим

$$M_y = \frac{K_2 - K_1}{K_1 + K_2} M_{\Pi}. \quad (5)$$

Из выражения (5) следует, что упругий момент может дополнительно нагружать трансмиссию полноприводного трактора, если тангенциальные жесткости шин и грунта переднего и заднего ведущих мостов различны. Однако для трактора МТЗ-82 упругий момент, обусловленный разными тангенциальными жесткостями шин и грунта, невелик и для рассмотренных значений M_{Π} не превышает 0,02 кНм.

Снижение упругого момента в заблокированном межосевом приводе трактора происходит при минимально возможном кинематическом несоответствии. Упругий момент можно также уменьшить путем подбора и установки более мягких в тангенциальном направлении шин. Это позволит снизить нагрузки на детали трансмиссии трактора, увеличить срок их эксплуатации и уменьшить износ шин.

ЛИТЕРАТУРА

1. А к с е н о в П.В. Многоосные автомобили. — М., 1980. — 207 с.
2. М а к а р о в С.Г. Особенности работы автомобиля 4 × 4 с заблокированным приводом: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М., 1973. — 19 с.
3. Ч у д а к о в Е.А. Теория автомобиля. — М., 1950. — 463 с.

УДК 629.114.2.585.9–52

С.М. БЕЛОВ, канд. техн. наук (БПИ),
С.Д. ГАЛЮЖИН, канд. техн. наук (ММИ)

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ АНАЛОГО-ДИСКРЕТНЫЙ МОДУЛЬ УПРАВЛЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ РЕЖИМАМИ ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА

Для реализации оптимальных характеристик системы переключения передач трактора в качестве информационных переменных целесообразно использовать отклонение рейки $h_{рд}$ топливного насоса (ТН) и отклонение $\gamma_{рд}$ угла поворота рычага управления регулятором [1]. Таким образом, всережимный регулятор двигателя (ВРД) является источником информации, которая необходима для автоматического управления коробкой передач. При этом осуществляется ступенчатое (дискретное) управление нагрузкой двигателя. В промежутках между дискретным управлением ВРД осуществляется аналоговое управление подачей топлива.

В работе [2] предложен вариант единого аналого-дискретного модуля управления энергетическими режимами двигателя трактора. Наиболее простым исполнением модуля является гидравлическое. С рейкой ТН был соединен золотник аналого-дискретного преобразователя (АДП), а рычагом управления ВРД — программные кулачки, изменяющие пороги срабатывания АДП в зависимости от настройки ВРД на скоростной режим. В качестве рабочей жидкости АДП использовано дизельное топливо из системы низкого давления ТН.

Некоторые исследователи [3] считают, что присоединение к рейке дополнительных масс отрицательно сказывается на динамических характеристиках ВРД, однако не приводят качественных и количественных оценок.

Такая оценка может быть дана с помощью разработанных динамической

(рис. 1) и математической моделей ВРД. Работа ВРД описана системой двух уравнений в операторной форме:

$$\left. \begin{aligned} (T_{\text{пр}}^2 p^2 + 2\xi_{\text{пр}} T_{\text{пр}} p + 1) \Delta \Omega_{\text{рд}}(p) &= (T_{\text{дп}} p + 1) \Delta \Omega_{\text{д}}(p); \\ (T_{\text{рд}}^2 p^2 + 2\xi_{\text{рд}} T_{\text{рд}} p + 1) \Delta H_{\text{рд}}(p) &= k_{\omega} \Delta \Omega_{\text{рд}}(p) - k_{\gamma} \Delta \Gamma_{\text{рд}}(p), \end{aligned} \right\} (1)$$

где $T_{\text{пр}}$, $T_{\text{дп}}$ — постоянные времени масс с моментами инерции $I_{\text{р}}$ и $I_{\text{дп}}$; $T_{\text{рд}}$ — постоянная времени маятника регулятора; $\xi_{\text{пр}}$, $\xi_{\text{рд}}$ — относительные коэффициенты затухания привода и маятника регулятора; k_{ω} , k_{γ} — коэффициенты усиления по первому (приводной вал) и второму (рычаг управления) входам; $\Delta \Omega_{\text{рд}}$, $\Delta \Omega_{\text{д}}$, $\Delta H_{\text{рд}}$, $\Delta \Gamma_{\text{рд}}$ — отклонения от исходного положения статического равновесия угловой скорости ВРД, угловой скорости двигателя, рейки ТН и угла поворота рычага управления ВРД соответственно.

Анализ уравнений (1) показывает, что присоединение к рейке ТН дополнительных масс влечет за собой изменение $T_{\text{рд}}$ и $\xi_{\text{рд}}$. Для аналитического определения $\xi_{\text{рд}}$ пока не существует достаточно надежных рекомендаций. $T_{\text{рд}}$ можно рассчитать математически, но это достаточно трудоемко. Попробуем определить эти значения экспериментально, по переходным характеристикам ВРД, которые несут достаточную для этого информацию.

С этой целью разработан и изготовлен АДП, устанавливаемый на всережимный регулятор двигателя Д-240 вместо крышки люка. Масса деталей, полностью присоединенных к рейке, составила 0,042 кг. Экспериментальные исследования ВРД и модуля (ВРД с АДП) проводились по методике, изложенной в работе [4]. Для определения $T_{\text{рд}}$, $T_{\text{рм}}$, $\xi_{\text{рд}}$ и $\xi_{\text{рм}}$ использован метод "площадей" [5]*. Результаты исследований обрабатывались статистически. Вначале производилась оценка однородности условий исследований сравниваемых объектов путем проверки принадлежности двух серий результатов

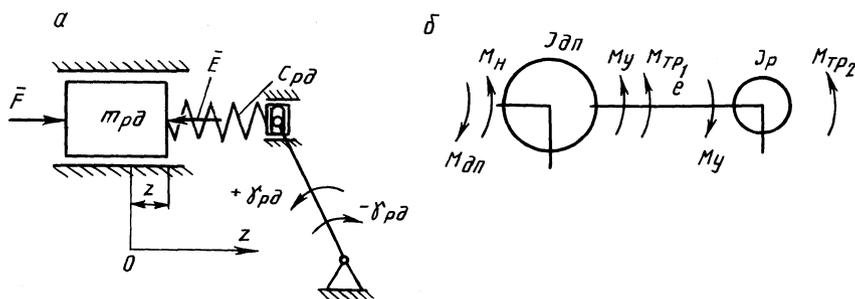


Рис. 1. Динамические модели маятника (а) и привода (б) регулятора:

$m_{\text{рд}}$ — приведенная к муфте масса регулятора; F , E — поддерживающая и восстанавливающая силы; $c_{\text{рд}}$ — приведенная жесткость пружины регулятора; z — координата муфты регулятора; $J_{\text{дп}}$, $M_{\text{н}}$, $M_{\text{у}}$, $M_{\text{тр}1,2}$ — приведенный к валу регулятора крутящий момент двигателя, момент нагрузки, моменты сопротивления от действия упругих сил и сил трения; $I_{\text{дп}}$, $I_{\text{р}}$ — приведенные моменты инерции двигателя и вращающихся масс регулятора, полученные в результате упрощения модели привода; e — приведенная податливость привода регулятора.

*Индекс "м" здесь и ниже относится к исследованиям модуля.

экспериментов к одной генеральной совокупности. Затем были проведены расчеты $T_{рд}$, $T_{рм}$, $\xi_{рд}$, $\xi_{рм}$, определены их среднестатистические значения и доверительные интервалы.

Анализ результатов исследований (рис. 2) показывает, что при увеличении скоростного режима двигателя сопротивление в механических системах обоих объектов исследования возрастает. Такое явление объясняется увеличением мощности сил трения [4]. Сопротивление в модуле несколько выше, чем в ВРД. Однако это увеличение незначительно, доверительные интервалы практически перекрываются, а различие среднестатистических значений $\xi_{рд}$ и $\xi_{рм}$ не превышает 0,5.

Постоянная времени модуля $T_{рм}$ (рис. 3) несколько выше, чем $T_{рд}$, из-за увеличения приведенной массы регулятора. Однако эта разница незначительна и не превышает 0,08 с, а доверительные интервалы почти перекрываются.

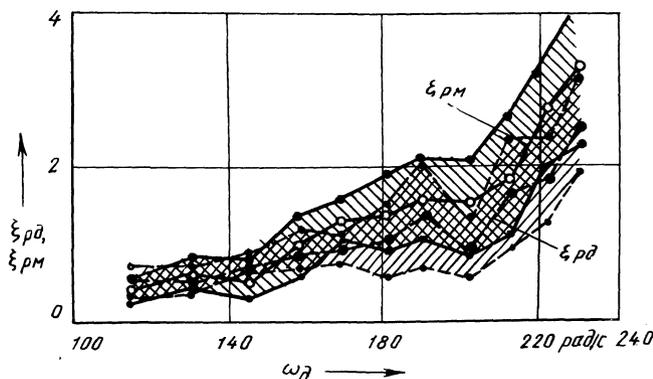


Рис. 2. Зависимость $\xi_{рд}$ от угловой скорости двигателя $\omega_{д}$.

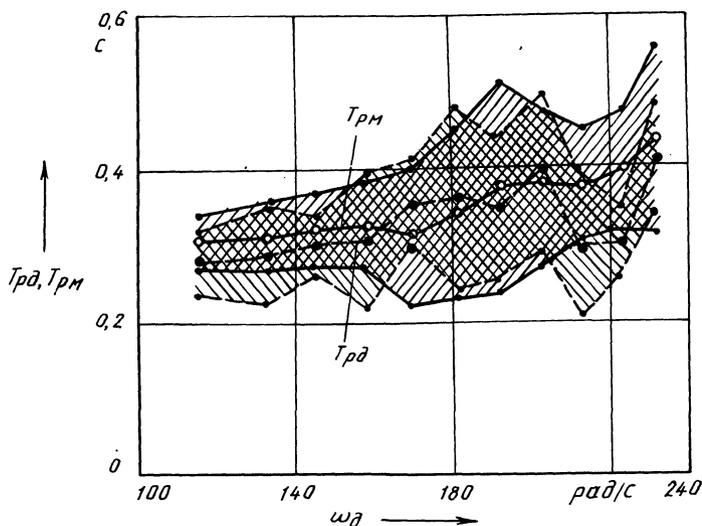


Рис. 3. Зависимость $T_{рд}$ от $\omega_{д}$.

По данным работы [4] и наших исследований, для однотипных регуляторов разница в значениях $\xi_{рд}$ может достигать 30, а в значениях $T_{рд}$ — 0,6 с.

Результатом нашей работы явилось создание макетного образца гидравлического аналого-дискретного модуля управления энергетическими режимами двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г а л у ж и н С.Д. К вопросу выбора информационных переменных для систем автоматического переключения передач тракторов. — В кн.: Повышение технико-экономических показателей тракторов: Тез. докл. респ. науч.-практич. конф. Горки, 1982, с. 34–35.
2. А.с. 887285 (СССР). Устройство для автоматического переключения передач транспортного средства/ В.П. Тарасик, И.П. Ксенович, П.А. Амельченко. — Оpubл. в Б.И., 1981, № 45.
3. К л е й н Ю.К. Измерительные устройства и системы автоматического регулирования загрузочных и скоростных режимов тракторных агрегатов. — М., 1975. — 51 с.
4. К с е н е в и ч И.П., Т а р а с и к В.П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов. — М., 1979. — 280 с.
5. Б а л а к и р е в В.С., Д у д н и к о в Е.Г., Ц и р л и н А.М. Экспериментальное определение динамических характеристик промышленных объектов управления. — М., 1967. — 232 с.

УДК 629.114.2.011.5–752

В.Н.ГАВРЮНИН (МТЗ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ АГРЕГАТОВ ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ" МТЗ-80/82

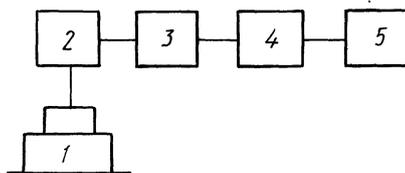
Современный уровень развития пропашных тракторов вызывает необходимость постоянного улучшения условий труда оператора. Одной из важнейших задач в этом направлении является снижение вибрации органов управления, а также деталей и узлов, являющихся источниками структурного (вторичного) шума. Вопросы снижения вибрации и структурного шума могут быть решены лишь после определения виброактивности основных агрегатов трактора.

На Минском тракторном заводе проведены исследования виброактивности отдельных элементов трактора МТЗ-80/82 мощностью 75^{+5} л.с. В соответствии с разработанной методикой оценка виброактивности узлов и агрегатов осуществлялась при бесступенчатом изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя. В качестве измерительного прибора использовался комплект виброшумоизмерительной аппаратуры "Брюль и Кьер" (Дания). Схема измерительного устройства приведена на рис. 1.

Бесступенчатое изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя в заданном диапазоне осуществлялось с помощью специально изготовленной аппаратуры. Частота вращения коленчатого вала двигателя контролировалась индуктивным датчиком, установленным на валу отбора мощности трактора. Уровни виброскорости на определенной частоте и частоты вращения коленчатого вала двигателя синхронно регистрировались на ленте самописца. Измерения виброскорости проводились на среднегеометрических частотах октавной полосы в диапазоне 31,5–1000 Гц по трем взаимно перпендикулярным осям:

Рис. 1. Схема измерений виброскорости:

1 — акселерометр; 2 — предусилитель;
3 — микрофонный усилитель; 4 — измерительный частотный фильтр; 5 — самописец.



- ось, параллельная продольной оси трактора;
- горизонтальная ось, перпендикулярная продольной оси трактора;
- вертикальная ось.

Вибрация оценивалась по максимальным значениям виброскорости в диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя $1400\text{--}2300 \text{ мин}^{-1}$ при установке измерительного датчика на:

- крышке головки блока цилиндров двигателя;
- лонжеронах у корпуса муфты сцепления;
- корпусе муфты сцепления у опорного листа;
- кронштейнах кабины;
- кабине в зоне кронштейнов;
- боковых и верхней поверхностях капота.

Данные, полученные в процессе исследований, приведены в табл. 1.

Следует отметить, что максимальные значения виброскорости получены в основном при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2300 мин^{-1} . Наиболее высокие уровни виброскорости были отмечены на низких частотах (31,5–63 Гц), т.е. на частотах, близких к собственной частоте вращения коленчатого вала. Вместе с тем на основании проведенных исследований не представилось возможным вывести зависимость вибрации отдельных узлов и деталей трактора от вибрации двигателя.

Максимальные по абсолютному значению виброскорости были получены на боковых поверхностях капота (1,2–11,8 см/с). Таким образом, обладая большой поверхностью излучения, капот двигателя является ощутимым источником шума. В связи с этим целесообразно провести изменения конструкции

Таблица 1

Результаты замеров виброскорости различных агрегатов тракторов "Беларусь"

Место установки датчика	Максимальные уровни виброскорости по частотам, см/с		
	низкие 31,5–63	средние 125–500	высокие 1000–2000
Двигатель	0,84–6	0,25–3	0,18–0,9
Лонжероны	0,27–2,34	0,17–1,38	0,11–1,1
Корпус муфты сцепления	0,1 –1,62	0,21–0,76	0,27–0,98
Кронштейны кабины	0,27–3,42	0,11–0,98	0,11–0,98
Кабина	0,11–1,26	0,01–0,22	0,01–0,46
Капот:			
а) верх	0,05–1,02	0,08–0,20	0,08–0,02
б) боковины	1,2 –11,8	1,56–5	0,25–1,2

капота (выбор его весовых параметров, жесткости и элементов крепления), направленные на снижение его виброактивности.

Корпусные детали и узлы трактора, такие как лонжероны, муфта сцепления, кронштейны кабины, обладают высокой виброактивностью во всем диапазоне частот. Установка кабины трактора на основании, обладающем высокой виброактивностью, для обеспечения приемлемых условий труда оператора требует применения виброгасителей. Несмотря на использование резиновых амортизаторов, уровни виброскорости на кабине в зоне установки амортизаторов остаются высокими и достигают 1,26 см/с на низких и 0,22–0,44 см/с на высоких частотах.

Используя полученные данные, на МТЗ разработан ряд мероприятий, направленных на уменьшение вибрации отдельных деталей и узлов трактора. Основными направлениями заводских исследований в настоящее время являются снижение виброактивности капота, распределителя гидронавесной системы, рулевого управления, а также оптимизация схемы установки и параметров амортизаторов унифицированной кабины тракторов МТЗ-80/82.

УДК 629.114.2.02.001.63:635.1

М.А.СОЛОНСКИЙ (БИМСХ)

О ТЕОРЕТИЧЕСКОМ СОГЛАСОВАНИИ ПАРАМЕТРОВ ПРОПАШНЫХ ТРАКТОРОВ И СЕЛЬХОЗМАШИН

Для оценки совместимости параметров тракторов и сельхозмашин мы приняли четыре критерия согласования.

1. Потребная мощность двигателя, характеризующая способность МТА качественно выполнять все технологические операции при максимально возможной производительности:

$$N_{\text{н}} \geq N_0 + \frac{1}{\gamma_{\text{доп}}} \left[\frac{1}{\eta_{\text{тр}}} (P_{\text{кр}} + \sum R_{\text{к}i} f) V_{\text{т}} + \frac{N_{\text{вОМ}}}{\eta_{\text{вОМ}}} + \frac{N_{\text{ГСОМ}}}{\eta_{\text{ГСОМ}}} \right],$$

где $N_{\text{н}}$ — номинальная мощность двигателя; N_0 — мощность, потребляемая постоянно включенными потребителями; $N_{\text{вОМ}}$, $N_{\text{ГСОМ}}$ — мощность, расходуемая на привод активных рабочих органов (АРО) через вал отбора мощности (ВОМ) и гидросистему отбора мощности (ГСОМ); $\eta_{\text{тр}}$, $\eta_{\text{вОМ}}$, $\eta_{\text{ГСОМ}}$ — КПД трансмиссии, привода ВОМ и ГСОМ; $P_{\text{кр}}$ — тяговое сопротивление; $R_{\text{к}i}$ — нагрузка на колесо трактора; f — коэффициент сопротивления перекатыванию; $V_{\text{т}}$ — теоретическая скорость трактора; $\gamma_{\text{доп}}$ — допускаемый коэффициент загрузки двигателя.

2. Тяговые показатели, характеризующие способность трактора преодолевать тяговое сопротивление агрегируемых машин:

$$P_{\text{к}} \geq \sum P_{\text{сопр}}; P_{\varphi} \geq \sum P_{\text{сопр}},$$

где $P_{\text{к}}$, P_{φ} — касательная сила тяги, ограничиваемая либо мощностью двига-

теля, либо сцеплением колес с почвой; $\Sigma P_{\text{сопр}}$ – суммарное тяговое сопротивление.

3. Нагрузки на колесо трактора, характеризующие способность агрегата работать без перегрузки шин и потери управляемости:

$$R_{ki} \leq R_{k \text{ доп}} ; \quad \Sigma R_{кп} \geq \Sigma R_{упр. доп} ,$$

где $R_{k \text{ доп}}$ – допустимая нагрузка на каждое из колес по грузоподъемности шин или удельному давлению на почву; $\Sigma R_{упр. доп}$ – допустимая нагрузка на управляемые колеса; $\Sigma R_{кп}$ – нагрузка на управляемые колеса; R_{ki} – нагрузка на каждое из колес.

4. Грузоподъемность навесной системы трактора, характеризующая его способность осуществлять необходимое силовое воздействие на навесную или полунавесную сельхозмашину:

$$P_{н \text{ доп}} \geq P_{схм} ,$$

где $P_{н \text{ доп}}$ – допустимая грузоподъемность навесной системы; $P_{схм}$ – вертикальная составляющая нагрузки от воздействия сельхозмашины на навесную систему.

Этот комплекс критериев позволяет наиболее полно оценить степень согласованности параметров тракторов и сельхозмашин, а также работоспособность и надежность скомплектованных одно- или многооперационных МТА.

В соответствии с принятыми критериями согласования проанализируем совместимость параметров универсально-пропашного трактора УПТ-2 класса 20 кН с двигателем номинальной мощности $N_{н}$, равной 110 кВт, и агрегатируемых с ним сельхозмашин.

Максимальная мощность двигателя, которая может быть использована во время технологического процесса, составляет $N_e = N_{н} - N_0 = 100,6$ кВт. Объясняется это тем, что мощность N_0 , постоянно потребляемая насосами гидросистем усилителя рулевого управления, навески и трансмиссии, а также компрессором и кондиционером, составляет 9,4 кВт.

Проанализировав однооперационные МТА, мы сделали некоторые выводы. Трактор УПТ-2 с наибольшей баластировкой и плуг ПНТП-4×35 с отъемным корпусом не согласуются в 4-корпусном варианте по тяговому показателю P_k . При большой глубине h пахоты на почвах с высокими удельными сопротивлениями q ($q = 90$ кН/м² и $h > 0,2$ м) обработка может осуществляться плугом только в 3-корпусном варианте. Измельчитель кормов не согласуется с этим же трактором при его работе на стационаре по показателю потребной мощности ($N_e' = N_{\text{вом}}/\eta_{\text{вом}} = 110/0,925 = 119$ кВт $> N_e = 100,6$ кВт).

Данные согласования параметров многооперационных агрегатов приведены в табл. 1. В соответствии с таблицей на высших агротехнически допустимых скоростях не согласованы по критерию потребной мощности агрегаты второй (при $V = 3,06$ м/с) и шестой (при $V = 1,44$ и $1,77$ м/с). Это приводит к потере производительности агрегата. По критерию тяговых показателей все агрегаты работоспособны, поскольку $P_k > \Sigma P_{\text{сопр}}$. Критерий нагрузки на колеса выявляет, что при работе перегружены задние колеса второго и шестого агрегатов, при переезде – передние колеса третьего и пятого агрегатов. Согласно этому же критерию из условия управляемости нуждаются в догрузке пе-

Расчетные параметры согласования

№ п/п	Состав агрегата	N_e , кВт	$\Sigma P_{сопр}$, кВт	$P_{к\varphi} = P_{\varphi}$, кВт
2	УПТ – 2 + КРШ – 8,1 + ПОУ – 1200	106,1 (3,06 м/с)	29,1	39,0–50,7
		85,6 (2,44 м/с)		
3	КРШ – 8,1 + УПТ – 2 + ПОУ – 1200	71,4	26,4	31,2–40,6
4	КРШ – 8,1 + УПТ – 2 + ПОУ – 1200 + ССТ – 18Б	84,7	29,6	40,7–52,8
5	ПСШ – 8,1 + УПТ – 2 + КРШ – 8,1	60,4	30,1	36,0–46,8
6	КОФ – 4,2 + УПТ – 2 + КСМ – 6	121,3 (1,77 м/с)	32,1	32,8–42,4
		108,1 (1,41 м/с)		
		94,8 (1,04 м/с)		
7	КФЛ – 4,2 + УПТ – 2 + СЛС – 12	87,3	30,6	36,4–47,3
8	КФО – 4,2 + УПТ – 2 + ПОУ – 1200 + СУПО – 9	77,2	27,9	41,6–54,1

редние колеса шестого агрегата, у которого $2R_1 = 12,8 \text{ кН} \leq \Sigma P_{упр.доп} = 14,7 \text{ кН}$. По грузоподъемности навесной системы у четвертого агрегата имеет место перегрузка передней навески ($P_{н доп} = 16,0 \text{ кН} < P_{1схм} = 17,5 \text{ кН}$).

Чтобы устранить этот недостаток, нужно выполнить регулировку: соединить раскос с тягой через второе отверстие, вместо первого. (В тяге имеется три отверстия.)

Сопоставление рассмотренных результатов согласования с данными экспериментальных исследований по отдельным типам агрегатов свидетельствует об их удовлетворительном совпадении. А предложенный комплекс оценочных критериев совместимости параметров колесных тракторов и сельхозмашин и разработанная методика их согласования позволяют на стадии проектирования обоснованно выбирать требуемую мощность двигателя; тяговые показатели; нагрузки на колеса и грузоподъемность навесной системы трактора. В условиях эксплуатации разработанная методика позволит комплектовать эффективные машинно-тракторные агрегаты.

трактора УПТ-2 и сельхозмашин

R_1/R_2 , кН		$P_{к доп}$, кВт	$P_{1схм}/P_{2схм}$, кВт	$P_{н доп}$, кВт
при переезде	при работе			
10,8	10,4	12,8	0	0
33,8	32,8	35,3	19,3	25,0
10,0	9,1	12,8	0	0
31,8	29,9	24,3	16,5	25,0
32,4	10,8	16,5	16,5	16,0
7,4	10,2	11,0	0	0
27,7	21,8	24,5	17,5	16,0
26,3	18,8	22,3	19,3	25,0
19,9	16,0	16,5	14,5	16,0
11,5	10,0	11,5	12,8	25,0
23,9	14,7	24,5	15,8	20,0
17,2	26,2	18,3	11,3	25,9
23,4	23,3	24,5	14,7	20,0
16,2	13,1	19,3	15,0	25,0
28,5	22,6	24,5	15,4	20,0
20,3	19,0	19,3	11,0	25,0

УДК 629.1.02:681.3.069

Э.И.ЯСЮКОВИЧ, канд.техн.наук (ММИ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ НА ЭВМ ДИНАМИКИ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Применение математического моделирования позволяет значительно сократить сроки проектирования оптимальных параметров транспортных систем. Но одновременно возникает проблема адекватности математической модели и реального объекта, т.е. проблема достоверности получаемых результатов. Для обеспечения такой достоверности математическая модель должна наиболее полно описывать поведение тех основных узлов и агрегатов (подсистем) сложной транспортной динамической системы, которые оказывают заметное влияние на исследуемые или оптимизируемые параметры.

В данной работе рассматривается математическая модель двухзвенной транспортной системы, описывающая динамику ее следующих подсистем: вертикальной динамики ведущего и ведомого звеньев; курсового движения ведущего и ведомого звеньев; управляемых колес ведущего звена. Расчетная схема моделируемой системы представлена на рис. 1. При этом передний мост ее ведущего звена имеет схему, приведенную в работе [1].

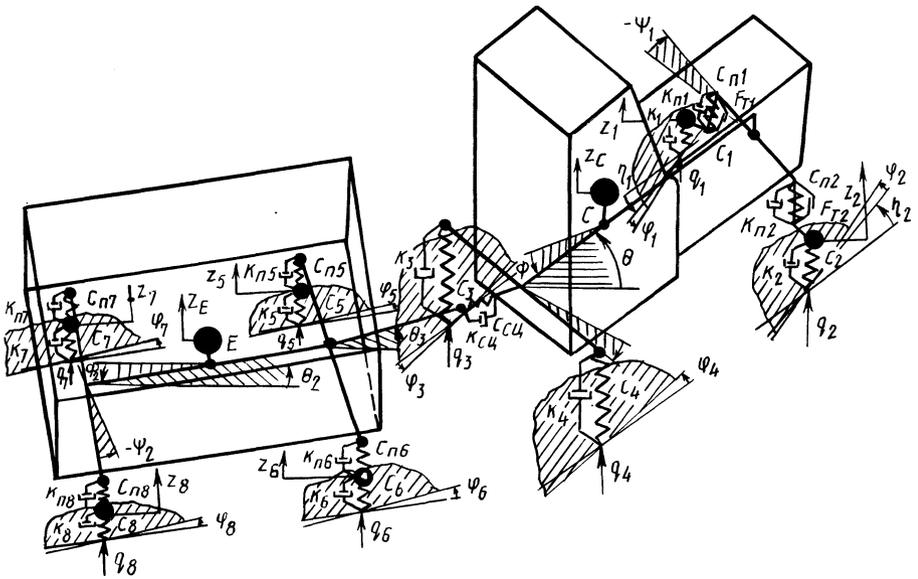


Рис. 1. Расчетная схема моделируемой системы.

Конфигурация рассматриваемой механической системы определяется следующими обобщенными координатами: x_c, y_c, z_c — координаты центра масс ведущего звена по его продольной, поперечной и вертикальной осям; x_e, y_e, z_e — координаты ведомого звена (прицепа); θ, ψ, ϕ — угловые координаты остова ведущего звена относительно вертикальной, продольной и поперечной осей; θ_2, ψ_2, ϕ_2 — координаты ведомого звена; z_1, z_2 — аппликаты левого и правого управляемых колес ведущего звена; z_5, z_6, z_7, z_8 — аппликаты центров левого и правого колес переднего и заднего мостов прицепа; η_1 — угол поворота левого управляемого колеса ведущего звена вокруг оси его шкворня; ψ_1 — угол поворота переднего моста ведущего звена относительно продольной оси; θ_3 — угол поворота дышла прицепа в горизонтальной плоскости.

Динамические уравнения записаны в форме уравнений Лагранжа второго рода на основании выражений кинетической, потенциальной энергии и диссипативной функции с учетом допущений, принятых в работе [2]. Для расчетной схемы выражение кинетической энергии представлено следующим образом:

$$\begin{aligned}
 T = & \frac{1}{2} [m\dot{x}_c^2 + m\dot{y}_c^2 + m^*\dot{z}_c^2 + I_x\dot{\psi}^2 + I_y\dot{\phi}^2 + I_z\dot{\theta}^2 + I_{ox}\dot{\psi}_1^2 + \\
 & + \sum_{i=1}^2 (m_i\dot{z}_i^2 + I_{zi}\dot{\eta}_i^2) + I_{zd}\dot{\theta}_3^2 + m_{\Pi}\dot{x}_e^2 + m_{\Pi}\dot{y}_e^2 + m^*\dot{z}_e^2 + I_{xe}\dot{\psi}_2^2 + \\
 & + I_{ye}\dot{\phi}_2^2 + I_{ze}\dot{\theta}_2^2 + \sum_{i=5}^8 m_i\dot{z}_i^2].
 \end{aligned}$$

Формулы потенциальной энергии и диссипативной функции в независимых обобщенных координатах можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2} \left\{ \sum_{i=1}^2 [c_i (q_i - z_i)^2 + c_{\Pi i} (z_i - z_c - L_1 \sin \phi \pm d_{\Pi i} \sin \psi_1)^2] + \right. \\ & + \sum_{i=3}^4 c_i (q_i - z_c + L_2 \sin \phi \pm d_{\kappa i} \sin \psi)^2 + \sum_{i=5}^8 c_i (q_i - z_i)^2 + \\ & + \sum_{i=5}^6 c_{\Pi i} (z_i - z_e + L_4 \sin \phi_2 \pm d_{\kappa i} \sin \psi_2)^2 + \sum_{i=7}^8 c_{\Pi i} (z_i - z_e - \\ & \left. - L_5 \sin \phi_2 \pm d_{\kappa i} \sin \psi_2)^2 + c_{\text{цл}} \Delta_{\text{цл}}^2 \right\}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D = & \frac{1}{2} \left\{ \sum_{i=1}^2 [k_i (\dot{q}_i - \dot{z}_i)^2 + k_{\Pi i} (\dot{z}_i - \dot{z}_c - \dot{\phi} L_1 \cos \phi + \dot{\psi} d_{\Pi i} \cos \psi_1)^2] + \right. \\ & + \sum_{i=3}^4 k_i (\dot{q}_i - \dot{z}_c + \dot{\phi} L_2 \cos \phi \pm \dot{\psi} d_{\kappa i} \cos \psi)^2 + \sum_{i=5}^8 k_i (\dot{q}_i - \dot{z}_i)^2 + \\ & + \sum_{i=5}^6 k_{\Pi i} (\dot{z}_i - \dot{z}_e - \dot{\phi} L_4 \cos \phi_2 \pm \dot{\psi} d_{\kappa i} \cos \psi_2)^2 + \sum_{i=7}^8 k_{\Pi i} (\dot{z}_i - \dot{z}_e + \\ & \left. + \dot{\phi} L_5 \cos \phi_2 \pm \dot{\psi} d_{\kappa i} \cos \psi_2)^2 + k_{\text{цл}} \dot{\Delta}_{\text{цл}}^2 \right\}. \end{aligned}$$

Продифференцировав выражения кинетической, потенциальной энергии и диссипативной функции в соответствии с формой уравнений Лагранжа второго рода [3], вычислим обобщенные силы. После несложных преобразований и дополнения полученной системы уравнениями кинематических связей колес транспортной системы с опорной поверхностью окончательно получим систему нелинейных дифференциальных уравнений движения двухзвенной транспортной системы:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_c = & \left\{ - \sum_{i=1}^2 [Y_i \sin(\theta + \eta_i + \eta_{0i}) + (P_{fi} - P_{\kappa i}) \cos(\theta + \eta_i + \eta_{0i})] - \right. \\ & \left. - \sum_{i=3}^4 [Y_i \sin \theta + (P_{fi} - P_{\kappa i}) \cos \theta] - X_{\text{цл}} \right\} / m; \\ \ddot{y}_c = & \left\{ \sum_{i=1}^2 [Y_i \cos(\theta + \eta_i + \eta_{0i}) + (P_{\kappa i} - P_{fi}) \sin(\theta + \eta_i + \eta_{0i})] + \right. \\ & \left. + \sum_{i=3}^4 [Y_i \cos \theta + (P_{\kappa i} - P_{fi}) \sin \theta] - Y_{\text{цл}} \right\} / m; \\ \ddot{z}_c = & \left(\sum_{i=1}^2 P_{\Pi i} + \sum_{i=3}^4 P_i + Z_{\text{цл}} \right) / m^*; \\ \ddot{\theta} = & \left\{ \sum_{i=1}^2 [Y_i L_1 \mp (P_{fi} - P_{\kappa i}) d_{\kappa i}] \cos(\eta_i + \eta_{0i}) - \sum_{i=3}^4 [Y_i L_2 \pm \right. \\ & \left. \pm (P_{fi} - P_{\kappa i}) d_{\kappa i} - M_{si}] + P_{\kappa p} L_{\kappa 2} \sin(\theta - \theta_3) \right\} / I_z; \\ \ddot{\psi} = & \left[\sum_{i=3}^4 (\mp P_i d_{\kappa i}) \cos \psi - (X_{\text{цл}} \sin \theta - Y_{\text{цл}} \cos \theta) (h_T - h_{\text{цл}}) \right] / I_x; \\ \ddot{\phi} = & \left[\left(\sum_{i=1}^2 P_{\Pi i} L_1 - \sum_{i=3}^4 P_i L_2 \right) \cos \phi - Z_{\text{цл}} A L_{\kappa 2} - (X_{\text{цл}} \cos \theta + \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + Y_{\text{cu}} \sin \theta)(h_{\text{T}} - h_{\text{cu}})/I_y ; \\
\ddot{\psi}_1 & = [\sum_{i=1}^2 (\mp P_{\text{ni}} d_{\text{ni}}) \cos \psi_1 + M_{\psi_1}] / I_{x0} ; \\
\ddot{z}_i & = (P_i - P_{\text{ni}}) / m_i, \quad i = 1, 2, 7, 8 ; \\
\ddot{\eta}_1 & = (I_{z2} E_2 \dot{\eta}_1^2 + \sum_{i=1}^2 M_{\text{ri}} + M_1) / (I_{z1} + I_{z2} E_1 + N_1 - N_2) ; \\
\ddot{\theta}_3 & = [\sum_{i=5}^6 (\mp P_{\text{fi}} d_{\text{ki}} - M_{\text{si}}) - M_{\text{kp}} \text{sign}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}) + P_{\text{kp}} L_3 \sin(\theta - \theta_3)] / I_{\text{kz}} ; \\
\ddot{X}_e & = [- \sum_{i=5}^6 (Y_i \sin \theta_3 + P_{\text{fi}} \cos \theta_3) - \sum_{i=7}^8 (Y_i \sin \theta_2 + P_{\text{fi}} \cos \theta_2) - X_{\text{cu}}] / m_{\text{n}} ; \\
\ddot{Y}_e & = [\sum_{i=5}^6 (Y_i \cos \theta_3 - P_{\text{fi}} \sin \theta_3) + \sum_{i=7}^8 (Y_i \cos \theta_2 - P_{\text{fi}} \sin \theta_2) - Y_{\text{cu}}] / m_{\text{n}} ; \\
\ddot{z}_e & = \sum_{i=5}^8 P_{\text{ni}} / m_{\text{n}}^* ; \\
\ddot{\theta}_2 & = [\sum_{i=5}^6 Y_i L_4 \cos(\theta_3 - \theta_2) - \sum_{i=7}^8 (Y_i L_5 \pm P_{\text{fi}} d_{\text{ki}} - M_{\text{si}})] / I_{ez} ; \\
\ddot{\psi}_2 & = [\sum_{i=5}^8 (\mp P_{\text{ni}} d_{\text{ki}}) \cos \psi_2 - (X_{\text{cu}} \sin \theta_2 - Y_{\text{cu}} \cos \theta_2)(h_e - h_{\text{cu}})] / I_{\text{Ex}} ; \\
\ddot{\phi}_2 & = [(\sum_{i=5}^6 P_{\text{ni}} L_4 - \sum_{i=7}^8 P_{\text{ni}} L_5) \cos \phi_2 - (X_{\text{cu}} \cos \theta_2 + Y_{\text{cu}} \sin \theta_2) \times \\
& \times (h_{\text{E}} - h_{\text{cu}}) + Z_{\text{cu}} A L_{\text{k2}}] / I_{\text{Ey}} ; \\
\ddot{z}_i & = (P_i - P_{\text{ni}} + z_{\text{cu}}/2) / m_i, \quad i = 5, 6 ; \\
\dot{\xi}_i & = [-\dot{y}_c - \dot{\theta} (L_1 \cos \theta \mp d_{\text{ni}} \sin \theta \cos \psi_1) - \psi_1 L_{\text{ci}} \cos \theta - ((\dot{z}_{\text{ni}} - \dot{z}_i) \cos \theta - \dot{\theta} l_{\text{ai}} \sin \theta) \sin(\alpha_i + \psi_1) + (\dot{\theta} + \dot{\eta}_i) l_i \sin(\theta + \eta_i + \eta_{0i}) - \nu_{\text{ki}} (\sin \eta_i + \varphi_i \cos \eta_i)] / \cos \eta_i, \quad i = 1, 2 ; \\
\dot{\varphi}_i & = \nu_{\text{ki}} [v_{1i} \xi_i - u_{2i} \varphi_i - u_{3i} (\chi_i + \psi_1)] - \dot{\theta} - \dot{\eta}_i, \quad i = 1, 2 ; \\
\dot{\xi}_i & = -\dot{y}_c + \dot{\theta} (L_2 \cos \theta \pm d_{\text{ki}} \sin \theta) - \nu_{\text{ki}} \varphi_i, \quad i = 3, 4 ; \\
\dot{\varphi}_i & = \nu_{\text{ki}} (u_{1i} \xi_i - u_{2i} \varphi_i - u_{3i} \psi) - \dot{\theta}, \quad i = 3, 4 ; \\
\dot{\xi}_i & = -\dot{y}_{\text{E}} - \dot{\theta}_2 L_4 \cos \theta_2 \pm \dot{\theta}_3 d_{\text{k3}} \sin \theta_3 - \nu_{\text{ki}} \varphi_i, \quad i = 5, 6 ;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{\varphi}_i &= v_{\kappa i}(u_{1i}\dot{\xi}_i - u_{2i}\dot{\varphi}_i - u_{3i}\dot{\psi}_3) - \dot{\theta}_3, \quad i = 5, 6; \\ \dot{\xi}_i &= -\dot{y}_E + \dot{\theta}_2(L_2 \cos \theta_2 \pm d_{\kappa i} \sin \theta_2) - v_{\kappa i} \varphi_i, \quad i = 7, 8; \\ \dot{\varphi}_i &= v_{\kappa i}(u_{1i}\dot{\xi}_i - u_{2i}\dot{\varphi}_i - u_{3i}\dot{\psi}_4) - \dot{\theta}_3, \quad i = 7, 8.\end{aligned}$$

Здесь m_{Π} — масса прицепа; I_{Ex} , I_{Ey} , I_{Ez} — моменты инерции прицепа относительно продольной, поперечной и вертикальной осей; I_{zd} — момент инерции переднего моста прицепа с дышлом относительно оси его поворота; L_3 — длина дышла прицепа; L_4 и L_5 — расстояния от центра масс прицепа до переднего и заднего мостов; h_T , h_E , $h_{\text{сц}}$ — высоты расположения центров масс трактора, прицепа и сцепного устройства; $\Delta_{\text{сц}}$, $\dot{\Delta}_{\text{сц}}$ — деформация сцепного устройства и скорость ее изменения.

Для определения упругой силы, действующей в сцепке ведущего звена и прицепа, использовались зависимости:

$$\begin{aligned}X_{\text{сц}} &= x_{\text{сц}}c_{\text{сц}} + \dot{x}_{\text{сц}}k_{\text{сц}}; \quad Y_{\text{сц}} = y_{\text{сц}}c_{\text{сц}} + \dot{y}_{\text{сц}}k_{\text{сц}}; \\ Z_{\text{сц}} &= z_{\text{сц}}c_{\text{сц}} + \dot{z}_{\text{сц}}k_{\text{сц}}; \quad P_{\text{кр}} = \sqrt{X_{\text{сц}}^2 + Y_{\text{сц}}^2}.\end{aligned}$$

Геометрические параметры, входящие в (1), определяются по выражениям:

$$\begin{aligned}A &= L_{\kappa 2} \cos \phi_2 / \sqrt{L_3^2 - (L_{\kappa 2} \sin \phi + L_4 \sin \phi_2)^2}; \\ L_{\kappa 2} &= L_2 + L_{\kappa}; \quad m_{\Pi}^* = m_{\Pi} - \sum_{i=5}^8 m_i; \\ \psi_3 &= \arcsin [(z_6 - z_5) / \sum_{i=5}^6 d_{\kappa i}]; \quad \psi_4 = \arcsin [(z_8 - z_7) / \sum_{i=7}^8 d_{\kappa i}]; \\ \dot{\phi}_3 &= (L_{\kappa 2} \dot{\phi} \cos \phi + L_4 \dot{\phi}_2 \cos \phi_2) / \sqrt{L_3^2 - (L_{\kappa 2} \sin \phi + L_4 \sin \phi_2)^2}\end{aligned}$$

Обозначения остальных параметров совпадают с обозначениями, приведенными в [2].

Момент M_1 определяется по выражению

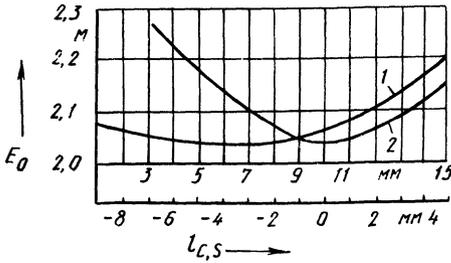
$$M_1 = \sum_{i=1}^2 (M_{y_i} + M_{z_i} + M_{f_i} - M_{\kappa i} - M_{s_i} - M_{e_i} \text{sign} \eta_i) - M_c,$$

где M_{y_i} , M_{z_i} , M_{f_i} — моменты, вызывающие поворот управляемых колес вокруг шкворней действием боковых и нормальных реакций опорной поверхности и силами сопротивления качению колес; $M_{\kappa i}$ — крутящий момент i -го управляемого колеса; M_{e_i} — момент сопротивления, обусловленный сухим трением в i -ом поворотном шкворне; M_c — момент сопротивления, обусловленный податливостью и неупругим сопротивлением рулевого привода.

Если к управляемым колесам ведущего звена подведены крутящие моменты, то последние определяются из условия равенства сил тяги и сопротивления движению при равномерном движении:

$$\sum_{i=1}^4 P_{\kappa i} = \sum_{i=1}^4 P_{f_i} + P_{\text{кр}},$$

Рис. 2. Зависимости критерия E_0 от схождения (1) и вылета (2) управляемых колес.



$$\text{откуда } P_{\kappa 1} + P_{\kappa 2} = P_{\kappa p} + \sum_{i=1}^4 P_{fi} - \sum_{i=3}^4 P_{\kappa i}.$$

Принимая $M_{\kappa 1} = M_{\kappa 2}$, получим для симметричного дифференциала

$$M_{\kappa i} = \frac{1}{2} (P_{\kappa p} + \sum_{i=1}^4 P_{fi} - \sum_{i=3}^4 P_{\kappa i}) r_{\kappa i}.$$

Выведенная система дифференциальных уравнений использовалась для оценки курсовой устойчивости тракторного поезда по предложенному в [4] обобщенному среднеинтегральному критерию E_0 :

$$E_0 = (E_{\text{н}} + \bar{\sigma}_{\eta}) / 2,$$

где $E_{\text{н}}$ — среднеинтегральное значение ширины коридора движения; $\bar{\sigma}_{\eta}$ — приведенное к $E_{\text{н}}$ значение среднеквадратического отклонения амплитуды угловых колебаний управляемых колес ведущего звена.

Решение системы уравнений (1) производилось при помощи пакета прикладных программ, разработанного на языке ФОРТРАН для ЕС ЭВМ, с учетом моделируемого микропрофиля опорной поверхности, отрыва колес транспортной системы и их бокового скольжения.

На основании проведенных исследований получены зависимости критерия E_0 от вылета (s_i) и схождения (l_{ci}) управляемых колес трактора класса 14 кН (рис. 2), а также значения этих параметров ($s_i = 0$; $l_{ci} = 6$ мм), соответствующие минимуму указанного критерия.

Итогом нашей работы явилось создание математической модели для решения широкого круга задач динамики двухзвенной транспортной системы: вертикальной, курсового движения, устойчивости движения управляемых колес ведущего звена. Данная модель может быть использована для оптимизации параметров указанной механической системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Я с ю к о в и ч Э.И., К и м В.А. Моделирование курсовой устойчивости движения колесного трактора на ЭЦВМ. — В кн.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1980, вып. 15, с. 133–140.
2. Я с ю к о в и ч Э.И. Моделирование на ЭЦВМ курсового движения колесного трактора с учетом поперечных колебаний управляемых колес. — В кн.: Автотракторостроение: Теория и конструирование. Минск, 1980, вып. 18, с. 124–131.
3. Л у р ь е А.И. Аналитическая механика. — М., 1961. — 824 с.
4. Я с ю к о в и ч Э.И. Оптимизация параметров ходовых систем колесных машин с применением ЭВМ. — В кн.: Автотракторостроение: Теория и конструирование. Минск, 1984, вып. 19, с. 117–121.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ

Силовая установка является основным источником вибраций и шума автомобиля. Один из наиболее эффективных методов снижения колебаний силовой установки – ее виброизоляция с помощью упругой подвески (амортизаторов). Правильно выбранная подвеска позволяет, кроме уменьшения вибрации силовой установки и всего автомобиля, снизить шум и динамические нагрузки, передаваемые на раму. Все это способствует повышению надежности и комфортабельности транспортного средства.

Для расчета оптимальных параметров подвески и оценки эффективности амортизации силовой установки по энергетическим характеристикам необходимо иметь следующие исходные данные: действительную (динамическую) жесткость C_d , коэффициент потерь η , активную составляющую полного входного механического сопротивления R_a и частоту f свободных колебаний амортизатора при номинальной нагрузке [1].

В настоящее время еще не разработаны достаточно точные аналитические методы определения таких характеристик амортизаторов. Поэтому предпочтение отдают экспериментальным методам.

В основном определение жесткости амортизаторов производится по экспериментальным зависимостям статической деформации опоры Δx от приложенной к ней силы F [2]. Согласно полученным упругим характеристикам определяют статическую жесткость, а динамическая жесткость принимается пропорционально статической. Точность определения действительной жесткости амортизаторов методом, описанным в [2], невысока. Это объясняется не только погрешностями измерений зависимости $F(\Delta x)$, но в большей степени – недостаточной стабильностью упругих и диссипативных свойств материала амортизаторов (резины) и отсутствием конкретных сведений о коэффициенте пропорциональности. В работе [3] для наиболее употребительных марок резин, применяемых в амортизаторах силовых установок, коэффициент пропорциональности ориентировочно принимают равным 1,3–1,5.

Цель настоящего исследования – непосредственное определение динамических характеристик амортизаторов. На кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" БПИ создан стенд и разработана методика определения значений C_d , η , R_a и f . Испытательный стенд состоит из: электродинамического вибратора СТ-1000 1, на который устанавливается исследуемый амортизатор 2; измерительной системы, содержащей два вибродатчика 4 и 5 и приборы для замера уровня вибрации 6 (виброизмеритель 11003 и узкополосный анализатор 01002 фирмы *RFT*), а также комплекта съемных грузов 3 (рис. 1). Амортизатор жестко крепится к столу вибратора, сверху на амортизатор устанавливается груз, составляющий 2–6 % номинальной нагрузки, вибродатчик 5 размещен на столе вибратора, вибродатчик 4 – сверху на амортизаторе. В процессе измерений уровень возбуждения стола вибратора поддерживается постоян-

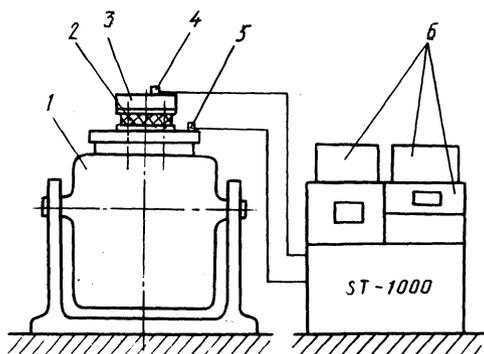


Рис. 1. Стенд для определения динамической жесткости, коэффициента потерь, частоты свободных колебаний и активной части механического сопротивления амортизаторов подвески силовой установки.

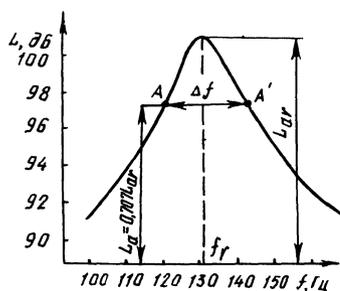


Рис. 2. Резонансная кривая заднего амортизатора подвески силовой установки автомобиля МАЗ-7310 при вертикальных колебаниях по ускорению и постоянному возбуждении стола вибратора 84,4 дБ с грузом 10,8 кг (сборочная затяжка резиновых элементов 8,9 мм (13,7 %)): $f_r = 131$ Гц; $\Delta f = 22,5$ Гц; $L_{ar} = 100,6$ дБ ($32,0$ м/с²).

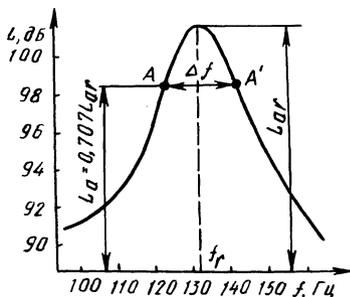


Рис. 3. Резонансная кривая заднего амортизатора подвески силовой установки автомобиля МАЗ-7310 при вертикальных колебаниях по ускорению и постоянному возбуждении стола вибратора 84,4 дБ с грузом 12,05 кг (сборочная затяжка резиновых элементов по ТУ завода 11,9 мм (18,3 %)): $f_r = 132$ Гц; $\Delta f = 18,5$ Гц; $L_{ar} = 101,6$ дБ ($36,0$ м/с²).

Таблица 1

Характеристики амортизаторов подвески силовой установки автомобиля МАЗ-7310

Сборочная затяжка, %*	$C_d, \text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$	$C_{ст}, \text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$	η	$R_a, \text{Н} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}$	$f, \text{Гц}$
13,7	$7,3 \cdot 10^6$	—	0,172	$1,53 \cdot 10^3$	20,3
18,3 Заводская	$8,2 \cdot 10^6$	$4,41 \cdot 10^6$	0,140	$1,39 \cdot 10^3$	21,6

* Отношение деформации резиновых элементов при затяжке к их высоте в свободном состоянии (рекомендуется 10–15 % [2]).

ным и контролируется датчиком 5. Согласно показаниям датчика 4 при плавном изменении частоты колебаний стола вибратора записывается вибрация амортизатора. По экспериментальным точкам строится резонансная кривая амортизатора, с помощью которой вычисляются искомые характеристики:

$$C_d = (2\pi fr)^2 m; \quad \eta = \frac{\Delta f}{f} \frac{L_a}{\sqrt{L_{ar}^2 - L_a^2}}; \quad R_a = \frac{\eta C_d}{2\pi f_r};$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_d}{P}},$$

где m — масса груза, установленного на амортизаторе; L_{ar} , L_a — уровни вибрационных ускорений при резонансе на частоте f_r и в точках А и А' (выбор этих точек описан в работе [4]); Δf , f_r — характеристики резонансной кривой; P — действительное значение нагрузки на амортизатор.

По изложенной методике исследованы характеристики задних амортизаторов подвески силовой установки автомобиля МАЗ-7310. На рис. 2 и 3 приведены экспериментальные резонансные кривые этих амортизаторов при вертикальных колебаниях по ускорению с различной сборочной затяжкой резиновых элементов.

Выявлено, что изменение возбуждения стола вибратора не сказывается на значении резонансной частоты, а влияет только на уровень вибрационного ускорения при резонансе. По резонансным кривым из приведенных выше формул определяются характеристики амортизаторов. Эти характеристики сведены в табл. 1.

Кроме этого, по методике [2] определялась статическая жесткость амортизаторов в соответствии с их упругими характеристиками, которые сняты на гидравлической разрывной машине (см. табл. 1). Установлено, что коэффициент пропорциональности между статической и динамической жесткостями исследуемых амортизаторов равен 1,86. (Резиновые элементы амортизаторов выполнены из резины 7-НО-68-1). Следовательно, значение коэффициента пропорциональности не совпадает с рекомендуемым в работах [2, 3].

Выбор упругих материалов амортизаторов вновь проектируемых подвесок и определение их характеристик нельзя ограничивать статической жесткостью, так как коэффициент пропорциональности не может быть принят заранее. Предложенная методика может использоваться для определения характеристик амортизаторов, соответствия их требованиям по вибрационной жесткости и частоте свободных колебаний, а также для оценки качества изготовления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Янчеленко В. А. Оценка качества систем амортизации дизелей по энергетическим характеристикам. — Двигателестроение, 1980, № 5, с. 26–29.
2. Колебания силового агрегата автомобиля/В.Е. Тольский, Л.В. Корчемный, Г.В. Латышев, Л.М. Минкин. — М., 1976. — 264 с.
3. Корчемный Л.В., Минкин Л.М. Расчет колебаний силового агрегата автомобиля: РТМ 37.001.051-78. — М., 1979. — 80 с.
4. Никифоров А.С., Будрин С.В. Распространение и поглощение звуковой вибрации на судах. — Л., 1968. — 216 с.

К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ

Использование на тракторах МТЗ-100/102 дизеля Д-240Т с турбонаддувом обеспечивает не только увеличение его литровой мощности при сохранении размерности дизеля, но и является эффективным средством повышения топливной экономичности. При использовании турбонаддува растет среднее индикаторное давление, а относительные механические потери уменьшаются.

Другим не менее важным фактором повышения топливной экономичности дизеля является обеспечение его оптимального температурного режима при различных эксплуатационных условиях работы трактора. Этого можно достигнуть использованием на двигателях автоматически отключаемых вентиляторов и масляных теплообменников жидкостного охлаждения.

На отечественных тракторах с дизелями жидкостного охлаждения жидкостно-масляные теплообменники пока не устанавливаются. В настоящее время НИКТИД совместно с заводами-изготовителями разрабатывают типоразмерный ряд масляных теплообменников жидкостного охлаждения для новых тракторных дизелей. Так например, для дизеля Д-240Т вместо серийного трехрядного воздушно-масляного радиатора разработан опытный жидкостно-масляный теплообменник [1].

Опытный теплообменник конструкции НИКТИД представляет собой алюминиевый теплопередающий элемент, размещенный в стальном кожухе. Теплопередающий элемент выполнен в виде двенадцатиходового полого винта, запрессованного в трубу, рабочая длина которого составляет 414 мм, а шаг винтовой линии — 48 мм.

Использование алюминия (его удельная масса приблизительно в 3 раза меньше, чем стали) позволило значительно снизить массу теплообменника. В табл. 1 сравниваются основные параметры серийного воздушно-масляного радиатора и опытного жидкостно-масляного теплообменника.

Таблица 1

Основные параметры масляных радиаторов (теплообменников)
дизеля Д-240Т

Наименование параметров	Серийный воздушно-масляный радиатор	Опытный жидкостно-масляный теплообменник
Поверхность охлаждения по маслу, м ²	1,5	0,395
Площадь проходного сечения для масла, мм ²	890	235
Поверхность охлаждения по воздуху, м ²	1,73	—
Поверхность охлаждения по жидкости, м ²	—	0,15
Сухая масса, кг	16,7	4,4

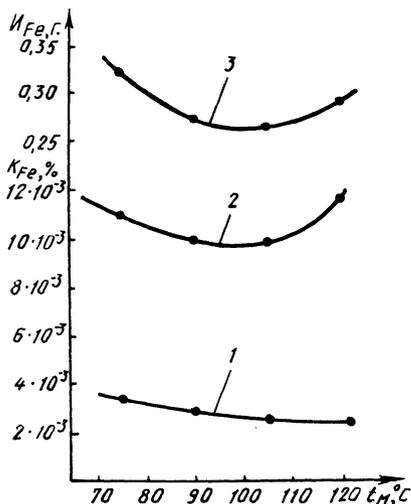


Рис. 1. Влияние температуры масла М10-Г₂ на интенсивность изнашивания основных деталей двигателя Д-240Т, определенное методом спектрального анализа:

1 — концентрация железа в масле; 2 — концентрация железа в отложениях центробежного фильтра; 3 — количество железа, потерянное основными деталями двигателя за 60 моточасов работы, характеризующее их суммарным изнашиванием.

Как показали исследования, при замене серийного воздушно-масляного радиатора опытным жидкостно-масляным теплообменником на дизеле Д-240Т, работающем в номинальном режиме, температура масла повышается на 10 °С. В режиме максимального крутящего момента температура масла повышается на 12,5 °С. Такой температурный режим смазочного масла не превышает уровень аналогичных зарубежных дизелей с турбонаддувом, снабженных жидкостно-масляными теплообменниками. Нашими предыдущими исследованиями установлено, что температурный режим масла М-10Г₂, равный 110 °С, не вызывает повышенное изнашивание основных деталей дизеля (рис. 1).

Исключение из аэродинамического тракта серийного воздушно-масляного радиатора, устанавливаемого перед водяным радиатором, обеспечивает повышение средней скорости воздуха перед его фронтальной поверхностью на всем диапазоне скоростного режима дизеля (от $n = 1400$ до $n = 2200$ мин⁻¹). Вследствие этого температурный режим охлаждающей жидкости находится на одном уровне как с опытным жидкостно-масляным теплообменником, так и с серийным воздушно-масляным радиатором.

Оценка установки опытного жидкостно-масляного теплообменника на экономичность работы дизеля производилась снятием серии нагрузочных и регуляторных характеристик. Анализ этих характеристик показал, что более высокая температура масла и снижение сопротивления аэродинамического тракта при использовании жидкостно-масляного теплообменника обеспечивают повышение мощностных и экономических показателей дизеля. Так например, при работе дизеля с полной подачей топлива и температуре окружающей среды +35 °С замена воздушно-масляного радиатора опытным жидкостно-масляным теплообменником позволяет снизить оценочный удельный расход топлива на 5,0 г/(кВт·ч). Эффективная мощность при этом повышается на 5,4 кВт (рис. 2). При частичной подаче топлива (50 % полной подачи топлива) и температуре окружающей среды +25 °С оценочный эффективный расход топлива снижается на 2 г/(кВт·ч). Эффективная мощность дизеля увеличивается на 2,7 кВт.

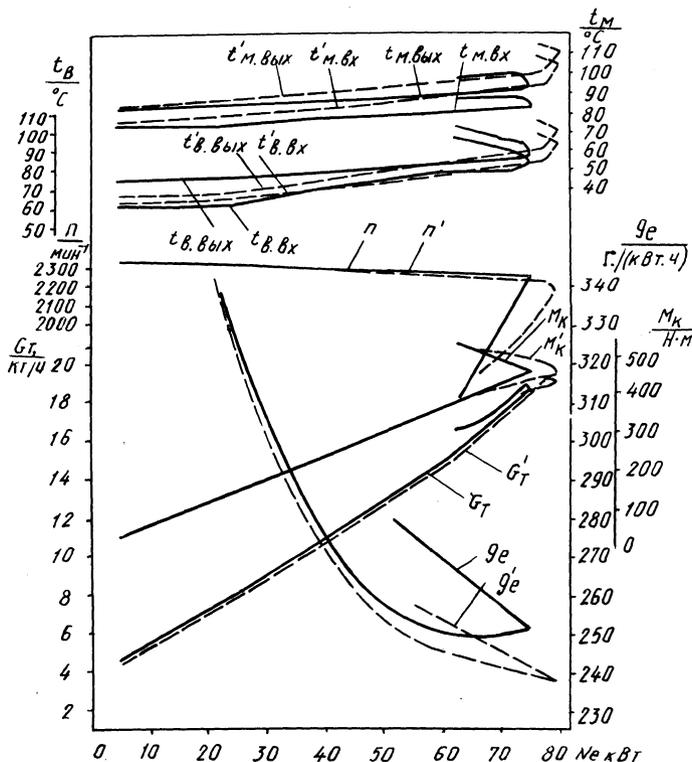


Рис. 2. Внешние регуляторные характеристики закапотированного дизеля Д-240Т при температуре окружающей среды $+35^{\circ}\text{C}$ и давлении $B_{\text{окр}} = 728-734$ мм рт.ст.: сплошная линия — с серийным воздушно-масляным радиатором; пунктирная линия — с опытным жидкостно-масляным теплообменником.

Возрастание производительности топливного насоса при использовании опытного жидкостно-масляного теплообменника объясняется лучшим его охлаждением в подкапотном пространстве в результате снижения аэродинамического сопротивления воздушного тракта.

Повышение температуры охлаждающей воды закрытием шторки водяного радиатора обеспечивает рост температуры масла и снижение эффективного удельного расхода топлива. Так например, поддержание температуры охлаждающей жидкости в пределах $90-95^{\circ}\text{C}$ закрытием шторки водяного радиатора на частичном скоростном режиме ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$, температура окружающей среды $+25^{\circ}\text{C}$) обеспечивает снижение эффективного удельного расхода топлива на $3-5 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$.

Наиболее эффективным и экономически целесообразным способом регулирования температурного режима дизеля является использование вентилятора только в случае необходимости. Для автоматического регулирования частоты вращения вентилятора используются различные приводы: фрикционные, вязкостные, электромагнитные и гидродинамические муфты, а также отдельные электродвигатели [2-4].

Привод вентилятора посредством гидродинамической муфты осуществляется на дизеле ЯМЗ-240Б, 8ДВТ-330 и некоторых других. Необходимая частота вращения вентилятора обеспечивается термклапаном, который регулирует подачу масла в гидромуфту переменного наполнения. Приводы вентиляторов с гидромуфтой в настоящее время разрабатываются для новых тракторных дизелей СМД, АМЗ, ММЗ и ВТЗ. Однако гидродинамические приводы вентиляторов, где в качестве рабочей жидкости гидромуфт используется масло дизеля, имеют определенные недостатки:

- значительные отложения смолообразующих веществ на периферии охватывающего кожуа гидромуфты;
- облитерация сливных отверстий в кожухе;
- возможность попадания охлаждающей жидкости в масло при расположении гидродинамического привода в одном корпусе с водяным насосом дизеля.

Разработанный в Белорусском институте механизации сельского хозяйства гидродинамический привод вентилятора отличается тем, что в качестве рабочей используется охлаждающая жидкость из системы охлаждения дизеля (вода или антифриз). Такая конструкция привода является более простой, так как не требует дополнительных подводящих и отводящих трубопроводов. Использование в качестве рабочей жидкости воды или антифриза, имеющих меньшую вязкость и большую плотность в сравнении с минеральными маслами, способствует повышению КПД передачи.

Предварительные исследования разработанного гидродинамического привода вентилятора на дизеле Д-260Т показали, что он в основном отвечает требованиям, предъявляемым к устройствам автоматического регулирования температурного состояния дизелей. Так например, при заполнении рабочей полости гидромуфты жидкостью из системы охлаждения, поступающей через термклапан, максимальная частота вращения вентилятора ($n = 2620 \text{ мин}^{-1}$)

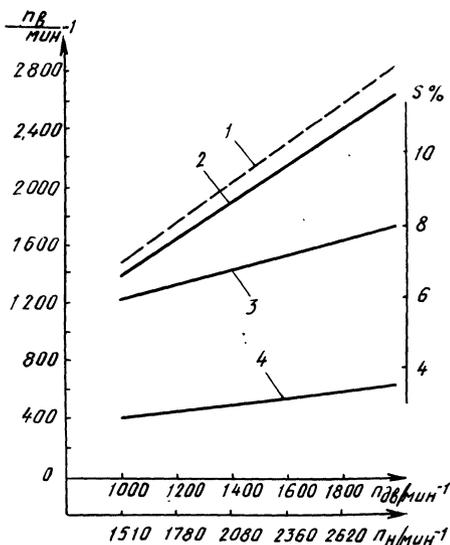


Рис. 3. Характеристики гидродинамического привода вентилятора двигателя Д-260Т:

1 — частота вращения приводного шкива n_B ; 2 — частота вращения вентилятора n_B ; 3 — скольжение гидромуфты $S = 1 - (n_B/n_B)$; 4 — характеристика холостого хода гидрпривода n_B .

Результаты сравнительных исследований с серийным воздушно-масляным радиатором и

вых исследований дизеля Д-240Т опытным жидкостно-масляным теплообменником

Комплектация дизеля и режим работы (полная подача топлива и $T_{окр} = +35^{\circ}\text{C}$)	Темпера		тура, $^{\circ}\text{C}$		Объемный расход масла V_M , л/мин	Объемный расход воды V_V , л/мин	Тепловой поток от масла Q , кВт
	воды		масла				
	на выходе из дизеля	на входе в дизель	на выходе из дизеля	на входе в дизель			
С серийным воздушно-масляным радиатором: $N_{ен} = 68,7$ кВт; $n = 2200$ мин $^{-1}$; $G_T = 17,2$ кг/ч; $g_e = 250$ г/кВт·ч; $N_{е max} = 60,6$ кВт; $n = 1725$ мин $^{-1}$; $G_T = 15,5$ кг/ч; $g_e = 256$ г/кВт·ч;	93,5	88	100	86	15,2	110	6,44
С опытным жидкостно-масляным теплообменником: $N_{ен} = 69,3$ кВт; $n = 2200$ мин $^{-1}$; $G_T = 17,4$ кг/ч; $g_e = 251$ г/кВт·ч; $N_{е max} = 60,9$ кВт; $n = 1725$ мин $^{-1}$; $G_T = 15,1$ кг/ч; $g_e = 248$ г/кВт·ч;	95	89	110	97,5	13,5	105	5,15
	101	94,5	107,5	98,5	13,0	83,3	3,56

достигается за 35–40 с. Коэффициент скольжения муфты не превышает 8 % при частоте вращения коленчатого вала дизеля $n = 2000$ мин $^{-1}$ (рис. 3). После закрытия термклапана на номинальном скоростном режиме работы дизеля происходит снижение частоты вращения вентилятора до $n = 620$ мин $^{-1}$ за 2,5–3 мин. Из характеристики холостого хода гидродинамического привода видно, что частота вращения вентилятора снижается с $n = 620$ мин $^{-1}$ до $n = 400$ мин $^{-1}$ при изменении скоростного режима дизеля от $n = 2000$ мин $^{-1}$ до $n = 1000$ мин $^{-1}$.

В настоящее время в БИМСХ совместно с МТЗ и ММЗ проводятся работы по конструктивному совершенствованию разработанного привода вентилятора с гидродинамической муфтой переменного наполнения.

В результате проведенных работ можно сделать следующие выводы:

1. Существующий способ регулирования на тракторе МТЗ-100 не обеспечивает поддержания оптимального температурного режима дизеля Д-240Т в условиях пониженных температур окружающей среды.

2. Замена серийного воздушно-масляного радиатора опытным жидкостно-масляным теплообменником вызывает повышение температуры смазочного масла на 10° и $12,5^{\circ}\text{C}$ на номинальном режиме и максимальном крутящем моменте дизеля. Максимальный температурный уровень масла $M-10Г_2$, равный 110°C , является вполне допустимым для дизеля Д-240Т.

3. При работе дизеля Д-240Т с опытным жидкостно-масляным теплообменником повышаются его мощностно-экономические показатели как за счет повышения температуры масла, так и в результате снижения аэродинамического сопротивления подкапотного пространства. Отсутствие перед водяным радиатором масляного упрощает обслуживание и эксплуатацию трактора.

4. Для обеспечения оптимальных температур охлаждающей жидкости и смазочного масла наиболее эффективным средством является автоматически отключаемый вентилятор с гидродинамической муфтой переменного наполнения.

5. Использование в гидродинамической муфте переменного наполнения в качестве рабочей жидкости воды или антифриза упрощает конструкцию привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Глушаков В.С., Николаевич А.И., Сайко В.И. Научно-технический отчет БИМСХ–НИКТИД по теме: "Совершенствование конструкции жидкостно-масляного теплообменника для трактора МТЗ-100 с дизелем Д-240". – Минск, 1982, № Госрегистрации 01827058914.
2. Гольнев В.С. Система автоматического регулирования теплового состояния двигателей: Обзор. – М./ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1972, с. 40–78.
3. Гавриленко Б.А., Семичасов И.Ф. Гидродинамические муфты и трансформаторы. – М., 1969, с. 28–60.
4. Тракторные дизели: Справочник/Б.А.Взоров, А.В.Адамович, А.Г.Арабян и др. – М., 1981, с. 460–463.

МЕТОДИКА ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ВТОРИЧНОГО ПОДРЕССОРИВАНИЯ МАХОВИЧНОГО АККУМУЛЯТОРА ЭНЕРГИИ

В настоящее время во многих развитых странах мира ведутся широкие изыскания эффективного аккумулятора энергии для транспортных машин. Это обусловлено тем, что режим движения транспортных машин имеет неустановившийся характер, с резкими колебаниями силы тяги, которую развивает двигатель. Для обеспечения заданных эксплуатационных качеств в тяжелых дорожных условиях мощность двигателя при проектировании машины завышается. В более легких условиях движения это ведет к снижению топливной экономичности. Стабилизация режима работы двигателя с помощью аккумулятора энергии позволяет существенно повысить его топливную экономичность. Кроме того, возможно аккумулирование энергии торможения и последующее ее использование при разгоне.

Маховичный аккумулятор энергии (МАЭ) свободен от ряда недостатков, присущих другим типам аккумуляторов. Он обладает высокой удельной мощностью, возможностью эффективной рекуперации энергии, малым временем зарядки. Опыт создания транспортных средств с МАЭ в нашей стране и за рубежом подтвердил высокую эффективность применения его на транспорте. Применение такого аккумулятора позволяет уменьшить установочную мощность двигателя на 30–50 % без изменения динамических качеств транспортного средства [1].

Использование МАЭ на транспортном средстве вызывает ряд трудностей. К ним относятся гироскопические воздействия на машину-носитель со стороны МАЭ, а также значительные гироскопические нагрузки в опорах вращающегося маховика, которые возникают при колебаниях или поворотах корпуса транспортного средства. Для снижения гироскопических нагрузок, действующих в узле МАЭ, целесообразно применять систему вторичного подрессоривания (СВП), которая размещается между корпусом транспортного средства и камерой аккумулятора.

Наиболее распространена установка маховика с осью собственного вращения, перпендикулярной опорной плоскости движителя машины. Значение допустимых угловых колебаний камеры МАЭ относительно транспортного средства составляет 3–5° по условию работоспособности узлов и деталей, передающих мощность от МАЭ в трансмиссию машины. При разработке математической модели приняты некоторые допущения [2], которые позволяют записать систему дифференциальных уравнений движения:

$$M\ddot{\bar{Y}} + R\dot{\bar{Y}} + C\bar{Y} = \bar{F}, \quad (1)$$

где M , R , C – матрицы коэффициентов инерции, демпфирования и жесткости; \bar{F} – вектор-функция кинематического возмущения со стороны дороги; \bar{Y} – вектор обобщенных координат.

Дополнительные предположения о линейности и симметричности подвесок машины и МАЭ позволяют перейти в системе (1) к изображениям по Лапласу.

Расчеты показывают, что такая линеаризация вносит малую погрешность в расчетные значения параметров системы.

Для решения задачи синтеза СВП необходимо иметь некоторый оценочный критерий, характеризующий качество системы и позволяющий найти ее оптимальный вариант. Исследования показывают, что гироскопические нагрузки на опоры МАЭ являются основными. Они пропорциональны абсолютной угловой скорости камеры МАЭ. Эта скорость и принята за целевую функцию. Выражения для определения значений целевой функции приведены в [3]. Ограничения ($\varphi \leq \varphi_M, \psi \leq \psi_M$) на угловые отклонения камеры МАЭ относительно машины позволяют сформулировать задачу оптимизации системы вторичного поддрессирования:

$$\psi(\bar{x}) = \min (\max F(\bar{x})); \quad \varphi \leq \varphi_M; \quad \psi \leq \psi_M;$$

$$\bar{x} \in X, \quad \bar{x}^T = (x_1, x_2, x_3, x_4),$$

где $F(\bar{x})$ – угловая скорость колебаний камеры МАЭ.

Независимыми переменными, характеризующими систему при линейных характеристиках рессор, являются: $x_1 = \sum_{i=1}^{2l} c_i l_i^2, x_2 = \sum_{i=1}^{2l} c_i a_i^2, x_3 = \sum_{i=1}^{2l} r_i l_i^2, x_4 = \sum_{i=1}^{2l} r_i a_i^2$. Ограничения на них задаются областью определения функции $\psi(\bar{x})$, т.е. границами пространства X .

Полученная задача относится к классу задач условной минимизации с ограничениями в виде неравенств. Наиболее распространенным способом их решения является метод штрафных функций [4, 5]. Он позволяет свести задачу оптимизации к безусловной минимизации некоторой модифицированной целевой функции:

$$P(x, r) = \psi(x) + r(\Phi_\varphi + \Phi_\psi),$$

где Φ_φ, Φ_ψ – функции штрафа за нарушение ограничений; r – параметр штрафа. Необходимо отметить, что значения целевой функции и ограничений определялись при моделировании движения машины по микропрофилю

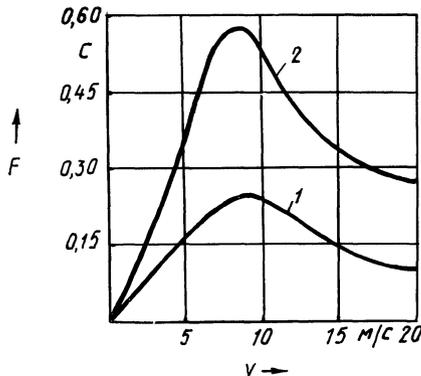


Рис. 1. Зависимость целевой функции от скорости движения машины.

синусоидальной формы. На этапе безусловной минимизации был использован метод Нелдера—Мида. Результаты расчетов показали, что оптимизируемая функция имеет, как правило, несколько экстремумов. Это привело к необходимости применять случайный поиск на этапе определения координат начальной точки. В качестве критерия определения всех экстремумов в заданной области было принято N -кратное попадание во все экстремальные точки ($N \geq 3$).

На рис. 1 показаны результаты расчета по оптимизации параметров СВП маховичного аккумулятора энергии гусеничной машины массой 10 Мг и запасаемой в маховике энергией 5 МДж. Принятые в расчетах параметры синусоидального профиля дороги имели следующие значения: высота — 0,2 м, длина — 8,0 м. Применение СВП позволяет в 2–2,5 раза снизить гироскопические нагрузки по сравнению с жесткой установкой МАЭ на машине.

ЛИТЕРАТУРА

1. Rabenhorst R.W. The multirium superflywheels. — Find Report Ions Hopkins University Applied Physick Laboratory. Lourel, Maryland, 1974. — 210 p. 2. Д м и т р и е в А.А., Ч о б и т о к В.А., Т е л ь м и н о в А.В. Теория и расчет нелинейных систем подпрессоривания гусеничных машин. — М., 1976. — 207 с. 3. Г е р а с и м о в А.Н. Амплитудно-частотные характеристики системы транспортная машина—вращающийся маховик. — Изв.вузов, 1983, № 10, с. 85–87. 4. Ф у р у н ж и е в Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. — Минск, 1971. — 318 с. Ф и а к к о А., М а к - К о р м и к Г. Нелинейное программирование. Методы последовательной безусловной оптимизации. — М., 1972. — 268 с.

УДК 621.22:621–82–19

О.П.ЛАПОТКО, канд.техн.наук (БПИ)

ХИММОТОЛОГИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

Химмотология — наука о свойствах, качестве и рациональном использовании топлив, смазочных масел и специальных жидкостей [1] — приобретает в настоящее время решающее значение при повышении эффективности машин и механизмов. Совершенствование объемных гидравлических приводов (ОГП) реализуется путем интенсификации (форсированием) процессов передачи энергии при повышенных требованиях к надежности гидроустройств и их элементов.

Важным элементом ОГП является рабочая жидкость (РЖ), от качества которой для форсированных ОГП во многом зависит их функционирование и особенно надежность. Поэтому появление новых технических, технологических, экологических и экономических требований к качеству РЖ закономерно. Нормирование этих требований необходимо, так как их завышение приводит к излишним затратам на производство РЖ, а заниженные требования приводят к снижению уровня качества функционирования ОГП и соответственно повышению расходов в эксплуатации.

В XI пятилетке значительно увеличивается производство гидравлических масел МГЕ-4А; МГЕ-10А; АМГ-10, масла марки А, МГЕ-22В, МГЕ-32В,

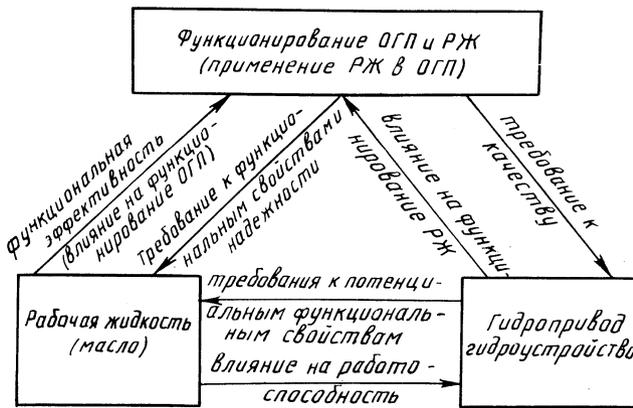


Рис. 1. Трехзвенная система химмотологии гидравлических рабочих жидкостей.

МГ-30У, МГЕ-68В. Повышение эффективности применения перечисленных РЖ сдерживается из-за отсутствия таких методов и средств испытаний, которые позволили бы достаточно оперативно проводить выбор сорта, количества и назначение срока службы масел в процессе создания ОГП и отказаться от многолетних натурных испытаний техники. Например, более миллиона тонн моторных масел с дефицитными присадками применяются в ОГП тракторов и сельхозмашин, что не оправдано ни с технической, ни с экономической точек зрения [2].

Научной основой для решения вышеуказанных проблем должна стать химмотология гидравлических РЖ (масел), изучающая качество, надежность и оптимальное применение РЖ в ОГП машин. Химмотология гидравлических РЖ базируется на трехзвенной системе: РЖ—ОГП—функционирование РЖ в ОГП (рис. 1).

Функционирование РЖ в ОГП — реализация взаимосвязанных процессов переноса массы, передачи энергии и информации. Качество этих процессов оценивается определенными состояниями. Для достижения качественного уровня необходимого состояния РЖ должна обладать соответствующими свойствами. Анализ функционирования РЖ в типичных ОГП, широко применяемых в машинах и механизмах, удобно проводить с помощью графа состояний (рис.2), который учитывает только массово-энергетические процессы ОГП. Данный граф помогает ранжировать состояния РЖ с последующим определением наиболее ответственных участков ОГП и разработкой системы требований к их конструкторско-технологическому решению.

РЖ в составе ОГП рассматриваем как рабочее тело, при помощи которого механическая энергия от насоса переносится к гидродвигателю и определенные свойства которого обеспечивают работоспособность гидромашин и гидродвигателей. Свойства РЖ выполнять указанные функции названы функциональ-

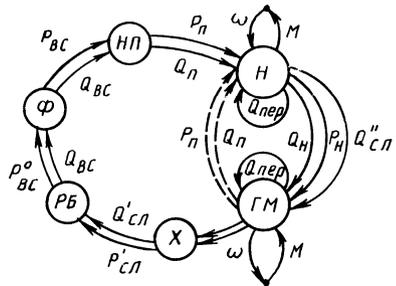


Рис. 2. Граф состояний рабочей жидкости в объемном гидроприводе: M и ω — крутящий момент и частота вращения гидромашин; Q — подача (расход); p — давление.

ными [3]. Уровень качества рабочих процессов определяется соответствующими функциональными свойствами РЖ: энергетическим и обеспечения работоспособности гидроустройств [4, 5].

Среди РЖ гидравлических систем наибольшее распространение получили масла нефтяного происхождения. Оценка качества масел производится в соответствии с оценкой их физико-химических свойств (вязкость, плотность, окисляемость, тепло- и электропроводность, температуры вспышки и застывания и т.д.).

Методы и средства оценки этих свойств хорошо отработаны и, как правило, стандартизированы. Физико-химические свойства даже во всей своей совокупности недостаточно полно характеризуют способность РЖ обеспечивать рабочие процессы при функционировании ОГП. Поэтому были разработаны методы и средства оценки функциональных свойств РЖ, основанные на физическом моделировании реальных рабочих процессов и состояний РЖ. Именно такой подход к оценке качества горючесмазочных материалов использован при создании системы квалификационных методов.

Энергетическое свойство РЖ определяет качество массово-энергетических преобразований в ОГП и является комплексным функциональным свойством (КФС). В соответствии со сложившимися понятиями и оценками по общему кпд*, применяемыми для энергетических характеристик гидромашин или ОГП в целом, энергетическое КФС складывается из трех единичных функциональных свойств (ЕФС): смазочного, реологического и демпфирующего. Смазочное ЕФС определено как свойство РЖ, которое характеризует потери энергии при внешнем трении подвижных деталей гидроустройств. Реологическое – свойство РЖ, определяющее потери энергии на внутрижидкостное трение при течении жидкости в гидрролинии, канале. Демпфирующее – свойство РЖ, определяющее диссипативные потери энергии при динамических изменениях гидравлического потока. Разделение энергетического КФС на ЕФС отражает методические и технические трудности количественной оценки этих параметров. Это объясняется диссипативными потерями энергии объемного и сдвигового характера при функционировании РЖ.

КФС работоспособности заключается в обеспечении работоспособного состояния ОГП и (или) гидроустройств во всем диапазоне нагрузок. Это комплексное свойство состоит из трех ЕФС: совместимости, теплового и противоизносного. ЕФС совместимости – свойство РЖ при своем функционировании вступать в такие взаимодействия с контактируемыми поверхностями материалов, веществ и других жидкостей, которые приводят к несущественным изменениям физико-химических свойств жидкостей, факторов риска и качества контактируемых поверхностей. Тепловое ЕФС – это свойство РЖ в зависимости от ее температуры изменять работоспособное состояние гидроустройств или ОГП. Противоизносное ЕФС – свойство РЖ препятствовать изнашиванию деталей гидроустройств.

Кроме функциональных свойств, РЖ должны обладать еще свойством сохранения качественных показателей во времени. В соответствии с ГОСТом 27.002-83 "Надежность в технике. Термины и определения" надежностью РЖ назовем ее свойство сохранять во времени в установленных пределах КФС или

*Общий кпд равен произведению механического, гидравлического и объемного кпд.

ЕФС при функционировании, техническом обслуживании, хранении и транспортировании. Надежность — это комплексное свойство РЖ, которое в зависимости от своего назначения может быть представлено сочетанием единичных свойств: безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью и сохраняемостью. Их физический смысл и определение каждого из свойств принимаем по указанному ГОСТу.

Функциональные свойства и надежность РЖ зависят от трех групп факторов: физико-химических свойств; коэффициента нагрузки; факторов риска (содержание в РЖ при функционировании механических примесей, воздуха и воды) [3, 5]. Факторы риска характеризуют такие специфические параметры оценки состояния РЖ при ее функционировании, в зависимости от количественных значений которых могут существенно изменяться функциональные свойства и надежность. Опыт создания и эксплуатации РЖ и ОГП показывает, что на практике количественный уровень факторов риска стремятся доводить до минимума. Но возможна ситуация, когда содержание механических примесей (частицы размером 1–3 мкм с определенными физико-химическими свойствами) и газовоздушная фаза будут положительно влиять на функциональные смазочные и демпфирующие свойства РЖ.

На практике в зависимости от типа и назначения ОГП устанавливается одно или несколько ЕФС, по которым проводится количественная оценка КФС. Так, при оценке энергетического КФС лучшая реализация смазочного и реологического ЕФС достигается при минимальных значениях вязкости и плотности РЖ, а лучшая реализация показателя демпфирующего ЕФС соответствует РЖ с повышенной вязкостью и плотностью (уменьшаются объемные потери и сжимаемость). Подобная противоречивая картина наблюдается при оценке КФС работоспособности. Поэтому важно определять оптимальные соотношения различных функциональных свойств.

Обозначив РЖ как элемент ОГП, исходя из общей теории надежности, определим основные понятия с целью количественной оценки надежности РЖ. Мету РЖ, заключенную в той части гидросистемы, которая находится под рабочим давлением, определим как элементную. При функционировании ОГП элементный объем вследствие утечек массы постепенно заменяется жидкостью, поступающей из гидроемкости. Для оценки надежности РЖ представим, что один элементный объем действует в контуре ОГП некоторое время, а затем мгновенно замещается следующим объемом. Отработанный объем РЖ имеет, как правило, повышенную температуру, загрязненность механическими примесями, газовоздушную составляющую, что оценивалось как утрата работоспособного состояния РЖ [6]. Замещающий (новый) элементный объем должен иметь необходимый уровень функциональных свойств, а замещенный (отработанный), — пройдя системы восстановления (теплообменник, фильтры, гидроемкость и другие специальные устройства), вновь поступает в контур ОГП. Исходя из такой модели функционирования, необходимое и достаточное общее количество РЖ в гидросистеме рассчитывается кратностью резерва принудительного замещения по определенным законам утраты и восстановления работоспособности РЖ.

Предлагаемая модель функционирования РЖ и ОГП позволяет сформулировать наиболее существенные положения химмотологии гидравлических рабочих жидкостей:

- изучение реальных процессов, протекающих в РЖ при функционировании в составе ОГП; разработка классификации условий применения РЖ;
- определение функций, выполняемых РЖ при функционировании, создание номенклатуры функциональных свойств РЖ и их ранжирование по значимости влияния на работоспособность ОГП;
- разработка комплекса квалификационных методов по оценке функциональных свойств и надежности РЖ;
- создание методов и средств ускоренных стендовых и эксплуатационных испытаний;
- создание системы требований к качеству РЖ;
- обоснование требований к качеству гидроустройств (ОГП в целом);
- создание новых сортов РЖ;
- разработка научных основ унификации РЖ;
- обоснование системы необходимых требований и условий по сохранности и восстановлению качества РЖ при транспортировании, хранении, заправке и функционировании;
- изучение условий снижения загрязнений окружающей среды, пожаро- и взрывобезопасности, токсичности.

На основании предлагаемой трехзвенной химмотологической системы строятся модели оптимизации качества РЖ и ее оптимального применения, что открывает перспективу использования предельных запасов потенциальных функциональных свойств РЖ и позволяет уменьшить номенклатуру и общее количество вырабатываемых РЖ (масел).

ЛИТЕРАТУРА

1. Папок К.К. Химмотология топлив и смазочных масел. – М., 1980. – 192 с.
2. Братков А.А., Никитин В.В. Химия и технология топлив и масел, 1981, № 11, с. 3–6.
3. Лапотко О.П. Функциональная эффективность рабочих жидкостей гидроприводов машин. – В кн.: Развитие методов исследования трибологических явлений в машинах. – Минск, 1976, с. 36–39.
4. Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. – М., 1982. – 216 с.
5. Лапотко О.П. О функциональной эффективности рабочих жидкостей гидроприводов. – В кн.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск, 1981, вып. 16, с. 105–108.
6. Лапотко О.П., Арсенов В.В. Определение надежности рабочей жидкости объемной гидротрансмиссии трактора МТЗ-80Б. – В кн.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. – Минск, 1979, вып. 13, с. 93–97.

УДК 629.113–592

Г.И.МАМИТИ, канд.техн.наук, О.М.ЛЕБЕДЕВ (ММИ)

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТРОСОВОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

Тросовый привод, широко используемый в тормозах мотомашин (мотоциклов, мотороллеров и мопедов), обладает низким коэффициентом полезного действия, что является его основным недостатком. От значения КПД зависят

такие важнейшие характеристики тормозного привода, как время срабатывания и пропорциональность между приводным усилием и нарастанием момента трения тормоза. Эта пропорциональность будет соблюдаться только при неизменном коэффициенте полезного действия или при его незначительном изменении. Ниже приводится метод расчета кпд тросового привода.

В общем виде кпд можно представить формулой

$$\eta = \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{соч}} \eta_{\text{к}},$$

где $\eta_{\text{тр}}$ — кпд троса; $\eta_{\text{соч}}$ — кпд сочленений (рычагов и тяг); $\eta_{\text{к}}$ — кпд разжимного устройства.

Рассмотрим схему тросового привода (рис. 1, а).

Представим, что трос 1 (рис. 1, б) скользит по оболочке 2 в направлении, указанном стрелкой. Выразим эту зависимость Эйлера [1]

$$S_1 : S_2 = e^{\mu \alpha}, \quad (1)$$

где S_1 и S_2 — натяжения троса, "сбегающего" с внутренней поверхности оболочки и "набегающего" на нее; e — основание натуральных логарифмов; μ — коэффициент трения скольжения между тросом и поверхностью оболочки троса; α — угол (или дуга) охвата тросом оболочки, рад.

С другой стороны, из рис. 1, а следует, что силы S_1 и S_2 натяжения троса соотносятся следующим образом:

$$S_1 \eta_{\text{тр}1} = S_2, \quad (2)$$

где $\eta_{\text{тр}1}$ — коэффициент полезного действия троса при первом изгибе с углом охвата α_1 .

Решив совместно уравнения (1) и (2), найдем выражение для кпд троса при первом изгибе

$$\eta_{\text{тр}1} = \frac{1}{e^{\mu \alpha}}. \quad (3)$$

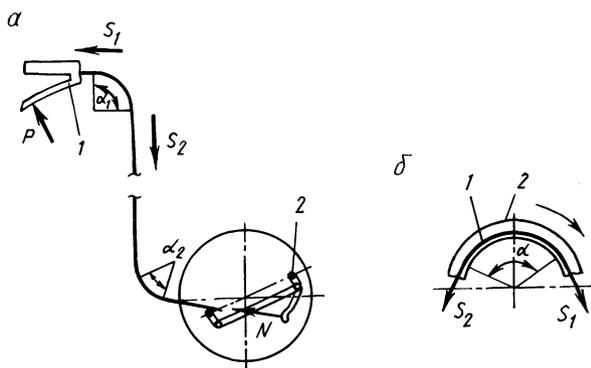


Рис. 1. Схема тросового привода:

- а) схема к экспериментальному определению коэффициента полезного действия троса;
 б) схема к теоретическому определению коэффициента полезного действия троса.

Аналогично для второго изгиба

$$\eta_{\text{тр}2} = \frac{1}{e^{\mu a_2}} \quad (4)$$

Тогда общий кпд троса с учетом выражений (3) и (4) будет равен

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{тр}1} \eta_{\text{тр}2} = \frac{1}{e^{\mu(a_1 + a_2)}} \quad (5)$$

Экспериментально определялся кпд механического привода тормоза мотоцикла семейства ИЖ при разных значениях углов α_1 и α_2 охвата тросом оболочки. Тензомерами, наклеенными на тормозную рукоятку 1 и рычаг 2, измерялись силы P и N . Эти опыты проводились как с неподвижным, так и с вращающимся тормозным барабаном. Частота вращения тормозного барабана ($n = 260 \text{ мин}^{-1}$) соответствовала торможению мотоцикла при начальной скорости 30 км/ч. Кпд привода определялся по формуле

$$\eta = \frac{N}{Pi} \quad ,$$

где i — передаточное число рукоятки управления.

Из рис. 2 видно, что коэффициент полезного действия резко падает в начальный период торможения, когда усилие на рукоятку не превышает 40 Н, а затем возрастает. После $P = 100 \text{ Н}$ кпд троса стабилизируется и принимает значения $\eta_{\text{тр}} = 0,59$.

Экспериментальными исследованиями установлено:

1. Коэффициент полезного действия троса нестабилен, особенно при малых приводных усилиях, что приводит в свою очередь к низкой чувствительности привода в начале торможения.

2. Увеличению кпд тросового привода способствует уменьшение дуги охвата тросом оболочки. Согласно рис. 2 кпд принимает максимальное значение при абсолютно выпрямленном тросе ($\alpha_1 = \alpha_2 = 0$).

Определим из формулы (5) значение коэффициента трения, используя экспериментально найденное значение кпд троса $\eta_{\text{тр}} = 0,59$, которое получено при углах охвата $\alpha_1 = 100^\circ$, $\alpha_2 = 40^\circ$:

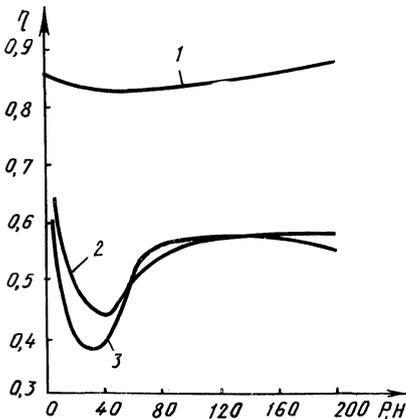


Рис. 2. Изменение кпд троса при различных значениях угла охвата тросом оболочки:

$$1 - \alpha_1 = \alpha_2 = 0; \quad 2 - \alpha_1 = 90^\circ, \alpha_2 = 30^\circ; \quad 3 - \alpha_1 = 100^\circ, \alpha_2 = 40^\circ.$$

$$\mu = \frac{\ln \frac{1}{\eta_{\text{пр}}}}{\alpha_1 + \alpha_2} ;$$

$$\mu = \frac{\ln \frac{1}{0,59}}{1,745329 + 0,698131} = 0,21.$$

Трос и оболочка изготовлены из стальной проволоки. Известно, что коэффициент трения сталь—по стали находится в пределах 0,18—0,20, что совпадает с приведенным расчетом. Поэтому можно заключить, что предложенный метод расчета кпд тросового привода достаточно обоснован.

ЛИТЕРАТУРА

1. А н д р е в А.В. Передача трением. — М., 1978. — 176 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Б а б у к В.Я. Исследование нагруженности рулевого привода большегрузных самосвалов БелАЗ	3
Б у с е л Б.У., Г р и ш к е в и ч А.И., Т а у б е с Л.Е., Х а л и л ь Р., П е т у ш к о в В.В. Низкочастотные колебания в трансмиссиях автомобилей-тягачей	5
Д и д е н к о М.Н., Л у г о в ц е в а С.Г., Ч е ч и к В.И. Повреждающее воздействие испытательных маршрутов автополигона на коробку передач и ведущие мосты большегрузного автомобиля	9
М е т л ю к Н.Ф., А в т у ш к о В.П., Б а р т о ш П.Р., Л е п е ш к о И.И. Новые многолодочные барабанные тормоза	14
М о ч а л о в В.В. Обоснование оптимального закона управления безынерционной противоблокировочной тормозной системой с коррекцией по производной	17
Р у к т е ш е л ь О.С. Основы методики оптимального проектирования системы автоматического управления силовым агрегатом транспортной машины	22
Р у к т е ш е л ь О.С., Э л ь К а м и л ь Х а м а д. Информационные параметры системы автоматического управления силовым агрегатом автомобиля	26
Ц е р е н я А.А. Синхронизированная коробка передач трактора как объект управления	29
В ы г о н н ы й А.Г. Управляемость автомобиля с прицепом при прямолинейном движении	34
Ж у р а в л е в С.С. Математическая модель для расчета углов крена автомобилей с нелинейной упругой характеристикой подвески при установившемся криволинейном движении	37
К у л а к о в с к и й Б.Л. Экспериментальное исследование поведения жидкости в зависимости от вязкости в модели автомобильной цистерны	44
С а м а р ц е в С.Б., Г у р л е н я В.Н. Оценка теплового состояния трансмиссионных муфт и тормозов	48
Б а е в В.С. Влияние углов увода на распределение тяговых нагрузок по мостам полноприводного трактора "Беларусь"	52
Б а р т а ш е в и ч Л.В., Б е р г е р И.И., К о з а ч а И.М., П а в л о в и ч А.Э. Тракторный пневморегулятор давления и исследование его работы	55
Б о й к о в В.П., Ж д а н о в и ч Ч.И. Влияние нормальной жесткости пневмогусеницы на распределение давления по длине опорной поверхности	60
В а н ц е в и ч В.В. Задание нагрузочного режима в расчетах долговечности трансмиссий тракторов	62
В а в и л о в А.В., Ш и м а н о в и ч А.Н., Т о н д е л ь А.А., Л ы с е н к о А.Н. О создании сельскохозяйственных агрегатов модульного типа на базе силового блока самоходного шасси	67
З а р е ц к и й В.П. Особенности оценки поперечной устойчивости машинно-тракторного агрегата к опрокидыванию на склоне	71
З е л е н ы й П.В. Моделирование управления поворотом передних колес трактора в задачах динамики тракторной и курсовой устойчивости машинно-тракторных агрегатов	74
К у х а р е н о к В.В., К р ж и в и ц к и й Р.И., А н д р е е в А.Ф. Методика измерений параметров вибрации конструкций тракторов "Беларусь"	77
Л е ф а р о в А.Х., В о й т е ш о н о к В.С. Об улучшении экономичности тракторов "Беларусь" типа 4К4	79
О п е й к о С.Ф. Расчетная оценка поперечной динамической устойчивости машины МВУ-30	82
С а р к и с я н Э.В., Б о г д а н Н.В., Х х и р а л ь д о Л. Экспериментальные исследования следящего электропневматического тормозного привода, управляемого устройством сравнения	86
С т р и г у н о в С.И., Л е ф а р о в А.Х., Г е р а с и м о в и ч А.К. К определению упругого момента в заблокированном межосевом приводе трактора	89
Б е л о в С.М., Г а л ю ж и н С.Д. Гидравлический аналого-дискретный модуль управления энергетическими режимами двигателя трактора	91

Г а в р у н и н В.Н. Экспериментальные исследования виброактивности различных агрегатов тракторов "Беларусь" МТЗ-80/82	94
С о л о н с к и й М.А. О теоретическом согласовании параметров пропашных тракторов и сельхозмашин	96
Я с ю к о в и ч Э.И. Моделирование на ЭВМ динамики транспортных систем . .	99
С у к о н к и н В.Н. Экспериментальное определение характеристик резинометаллических амортизаторов	105
Г л у ш а к о в В.С., З а п е к и н Г.Н., К а з и Ш.И. К вопросу оптимизации температурного режима тракторного дизеля с турбонаддувом	108
Г е р а с и м о в А.Н. Методика выбора параметров системы вторичного подрессоривания маховичного аккумулятора энергии	114
Л а п о т к о О.П. Химмотология гидравлических рабочих жидкостей	116
М а м и т и Г.И., Л е б е д е в О.М. Теоретическое и экспериментальное определение коэффициента полезного действия тросового тормозного привода	120

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

В ы п у с к 20

Теория и конструирование

Зав. редакцией А.Я. Канторович
 Редактор А.М. Апель
 Худож. редактор И.А. Демковский
 Техн. редактор Л.И. Счисленок
 Мл. редактор А.Я. Сыромятникова
 Корректоры Н.И. Бондаренко, З.Б. Звонарева
 Оператор А.И. Маль

ИБ № 1896

Подписано к печати 27.09.85. АТ 07662. Формат 60x90 1/16. Бумага офсет. Офсет. печать. Гарнитура Пресс-Роман. Усл. печ. л. 8,25. Усл. кр.-отт. 8,625. Уч.-изд.л. 9,22. Тираж 835 экз. Заказ 6267. Цена 1 р. 50 к.

Издательство "Высшая школа" Государственного комитета БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 220048. Минск, проспект Машерова, 11.

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

Отпечатано с оригинала-макета, подготовленного в издательстве "Высшая школа".

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.114.4.014.5

Б а б у к В.Я. Исследование нагруженности рулевого привода большегрузных самосвалов БелАЗ. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с.3–5.

Приводятся результаты экспериментального исследования нагруженности рулевого привода автомобиля-самосвала БелАЗ-7519. Определяются кинематическое рассогласование и приращение рассогласования при различных значениях хода подвески. Раскрыта взаимосвязь между нагрузками, действующими в рулевом приводе, и кинематическим рассогласованием подвески и рулевого привода. Приведены нагрузки, действующие в рулевом приводе при различных условиях движения. – Ил. 1. Библиогр. 2.

УДК 629.113–585

Низкочастотные колебания в трансмиссиях автомобилей-тягачей/Б.У.Бусел, А.И.Гришкевич, Л.Е.Таубес и др. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 5–8.

Исследованы колебания момента в трансмиссии автомобилей-тягачей, работающих с прицепами, от воздействия неровностей микропрофиля дороги. Полученные результаты дали возможность сделать вывод о том, что при расчете колебаний в трансмиссии тягача от воздействия микропрофиля дороги в модели прицепа можно не учитывать колебания неподрессоренных масс. – Ил. 3.

УДК 629.113.001.4

Диденко М.Н., Луговцева С.Г., Чечик В.И. Повреждающее воздействие испытательных маршрутов автополигона на коробку передач и ведущие мосты большегрузного автомобиля. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып.20 с.9–13.

Приведены результаты расчетов повреждающих воздействий испытательных маршрутов автополигона на детали коробки передач и ведущих мостов одиночного большегрузного автомобиля и в составе автопоезда. Оценены возможности форсирования ресурсных испытаний. Проведено сравнение повреждающих воздействий на трансмиссию для автомобилей, отличающихся передаточными числами главной передачи. – Табл. 2. Библиогр. 2.

УДК 629.113–592.5

Новые многоколодочные барабанные тормоза / Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, П.Р.Бартош, И.И.Лепешко. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 14–17.

Дается анализ существующих двухколодочных барабанных тормозов автомобилей и указываются их недостатки. Приводится схема нового многоколодочного барабанного тормоза и описываются его преимущества. Выводятся формулы для расчета тормозного момента и коэффициента эффективности многоколодочного тормоза. Даются рекомендации по выбору параметров опоры колодок. – Ил. 3. Библиогр. 1.

УДК 629.113–592–52

М о ч а л о в В.В. Обоснование оптимального закона управления безынерционной протиблокировочной тормозной системой с коррекцией по производной. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с.17–21.

Исходя из тенденции развития ПБС, как адаптивных систем оптимального торможения транспортных средств, в частности автомобилей, сформулирована общая задача ПБС – поддержание торможения колес с продольным скольжением, близким к критическому. Устранение лишь блокирования колес рассматривается как частная задача, решаемая одновременно с общей. Для идеализированной безынерционной ПБС, анализирующей продольное скольжение колеса, с введенной коррекцией по производной на основе разработанной методики анализа фазовых траекторий аналитически определен оптимальный (как минимум по быстройдействию) закон управления ПБС, обеспечивающий минимальный по времени переход колеса в состояние с критическим скольжением. С учетом возможности реализации рассчитанного нелинейного многофакторного закона проанализированы его линеаризованные варианты. Обоснована необходимость введения зоны нечувствительности при коррекции по производной скольжения колеса для обеспечения адаптации ПБС в характерных условиях неполной информации. – Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 629.113–585–52

Руктешель О.С. Основы методики оптимального проектирования системы автоматического управления силовым агрегатом транспортной машины. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с.22–25.

Предложены критерии эффективности и выбраны управляемые параметры, необходимые для решения задач оптимального проектирования системы автоматического переключения передач; рассмотрены основные положения методики оптимального проектирования САУ силовым агрегатом транспортной машины. – Ил. 1. Библиогр. 4.

УДК 629.113–585–52

Руктешель О.С., Эль Камиль Хамад. Информационные параметры системы автоматического управления силовым агрегатом автомобиля. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с.26–29.

Разработана классификация и определено назначение информационных параметров системы автоматического управления силовым агрегатом автомобиля, намечены пути выбора оптимального сочетания информационных параметров. – Табл. 2.

УДК 629.114.2–585

Цереня А.А. Синхронизированная коробка передач трактора как объект управления. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 29–34.

Рассмотрена синхронизированная коробка передач трактора МТЗ с точки зрения управления. Сравнение нескольких типов исполнительных механизмов для синхронизированной коробки передач осуществлено при помощи логической схемы алгоритма. – Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 629.113.001.1:629.113.075

Выгонный А.Г. Управляемость автомобиля с прицепом при прямолинейном движении. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 34–37.

Рассматриваются результаты экспериментальных исследований по оценке влияния свеса тягово-сцепного устройства, базы прицепа и свеса дышла на управляемость автопоезда. – Ил. 2. Табл. 1. Библиогр. 1.

УДК 629.113.012.83

Журавлев С.С. Математическая модель для расчета углов крена автомобилей с нелинейной упругой характеристикой подвески при установившемся криволинейном движении. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 37–44,

Рассмотрены вопросы обеспечения устойчивости автомобилей типа БелАЗ к боковому опрокидыванию путем соответствующего выбора параметров гидропневматической подвески.

Предложена новая методика и универсальная математическая модель определения углов крена поддресоренных и неподдресоренных масс автомобиля при его установившемся криволинейном движении.

Математическая модель учитывает такие важные аспекты, как несимметричность расположения груза в кузове автомобиля, сдвиг центра крена поддресоренных масс в пространстве в процессе крена автомобиля, угол наклона к горизонтальной плоскости оси центров тяжести поддресоренных масс передней и задней частей автомобиля, несимметричность и нелинейность упругой характеристики и др.

Представлены расчетная схема подвески и графики зависимостей углов крена поддресоренных и неподдресоренных масс автомобиля типа БелАЗ грузоподъемностью 450 кН с гидропневматической подвеской без противодействия. — Ил. 3. Библиогр. 2.

УДК 629.113–073.445.62

Кулаковский Б.Л. Экспериментальное исследование поведения жидкости в зависимости от вязкости в модели автомобильной цистерны. — Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 44–47.

Описывается экспериментальная установка для исследования поведения жидкости в модели автомобильной цистерны. Показаны зависимости нормальной реакции и декремента затухания колебаний от вязкости жидкости. — Ил. 3.

УДК 629.113–585.13

Самарцев С.Б., Гурленя В.Н. Оценка теплового состояния трансмиссионных муфт и тормозов. — Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 48–52.

Рассмотрены зависимости максимальной средней поверхностной температуры фрикционных элементов пары сталь–металлокерамика от времени и работы буксования тормозного устройства. На примере муфт гидромеханической передачи БелАЗ установлена зависимость нагрева дисков от коэффициента теплопроводности металлокерамики и коэффициента взаимного перекрытия. — Ил. 2. Табл. 2. Библиогр. 5.

УДК 629.114.2.001

Баев В.С. Влияние углов увода на распределение тяговых нагрузок по мостам полноприводного трактора "Беларусь". — Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 52–55.

Приведены результаты теоретических исследований распределения касательных сил тяги и буксований между мостами трактора 4×4 с заблокированным межосевым приводом с учетом угла увода переднего моста. — Ил. 2. Библиогр. 5.

УДК 629.114–597.5

Тракторный пневморегулятор давления и исследование его работы / Л.В.Барташевич, И.И.Бергер, И.М.Козача, А.Э.Павлович. — Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 55–60.

Описана конструкция тракторного пневморегулятора давления, отвечающего требованиям ГОСТа 4364–81 и обладающего повышенной надежностью. Приведен расчет необходимой жесткости диафрагменной пружины регулятора на основе теоретического анализа его работы, а также результаты экспериментальных исследований и ресурсных испытаний. — Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 629.114.2.032.1–85

Бойков В.П., Жданович Ч.И. Влияние нормальной жесткости пневмогусеницы на распределение давления по длине опорной поверхности. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с.60–62.

Предложен аналитический метод выведения закона распределения удельных давлений по длине опорной поверхности пневмогусеницы. – Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 629.114

Ванцевич В.В. Задание нагрузочного режима в расчетах долговечности трансмиссий тракторов. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 62–66.

Предложен метод, позволяющий при задании нагрузочного режима учитывать законы плотностей распределения и спектры частот нагрузок на разных операциях одной передачи. Это достигается путем приведения вероятностных характеристик и времени работы на всех операциях к характеристикам наиболее энергоемкой из них. – Ил. 2. Табл. 1. Библиогр. 8.

УДК 629.06.066

О создании сельскохозяйственных агрегатов модульного типа на базе силового блока самоходного шасси/ А.В.Вавилов, А.Н.Шиманович, А.А.Тондель, А.Н.Лысенко. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с.67–71.

Рассмотрены перспективы создания сельскохозяйственных агрегатов модульного типа на базе самоходного шасси. Приведена конструктивная схема стыковочного устройства агрегата модульного типа. – Ил. 2. Табл. 1.

УДК 631.372–78

Зарецкий В.П. Особенности оценки поперечной устойчивости машинно-тракторного агрегата к опрокидыванию на склоне. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с.71–74.

Предложены аналитические зависимости, позволяющие исследовать влияние различных факторов на угол запаса поперечной устойчивости транспортных средств, произвольно расположенных на склоне. – Ил. 1. Библиогр. 4.

УДК 629.114.2

Зеленый П.В. Моделирование управления поворотом передних колес трактора в задачах динамики траекторной и курсовой устойчивости машинно-тракторных агрегатов. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 74–76.

Описана математическая модель управления поворотом передних колес трактора. Ее особенностью является учет исходных параметров, которые принимает во внимание водитель: превышение боковым смещением переднего моста от заданной траектории и скоростью этого смещения допустимых значений; время запаздывания реагирования на возмущение моста; время, необходимое для возвращения моста в зону допустимых смещений; расстояние и скорость бокового смещения моста. Модель исключает колебания расчетной траектории моста относительно заданной, обусловленные неадекватностью отображения реального процесса. – Ил. 1. Библиогр. 1.

УДК 629.114.2.011.5–752

Кухаренок В.В., Крживицкий Р.И., Андреев А.Ф. Методика измерений параметров вибрации конструкций тракторов "Беларусь". – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 77–78.

Методика для измерения параметров конструкции, возбуждаемой двигателем внутреннего сгорания, автоматизирует процесс измерений и повышает его точность.

Устройство, используемое при измерениях, снабжено автоматическим управлением частотой вращения вала двигателя внутреннего сгорания и последовательно включенными первичными преобразователем частоты вращения коленчатого вала, усилителем и частотно-аналоговым преобразователем. Все эти элементы через переключатель режима измерений соединены с регистрирующим прибором. – Ил. 2.

УДК 629.114

Лефаров А.Х., Войтешенок В.С. Об улучшении экономичности тракторов "Беларусь" типа 4К4. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып.20, с. 79–82.

Показана необходимость изменения передаточного числа привода переднего ведущего моста трактора МТЗ-82 и его модификаций в зависимости от применяемых шин для обеспечения постоянного конструктивного несоответствия. Рекомендуется применять дополнительный редуктор в приводе к переднему мосту в случае его принудительного включения для обеспечения нулевого кинематического несоответствия. – Табл. 2. Библиогр. 4.

УДК 629.113.672.3

Опейко С.Ф. Расчетная оценка поперечной динамической устойчивости машины МВУ-30. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 82–85.

Приведены результаты расчетной оценки поперечной динамической устойчивости самоходной машины МВУ-30 для внесения удобрений, полученные с помощью соответствующей ФОРТРАН-программы на ЭВМ ЕС-1022. Даны рекомендации повышения поперечной динамической устойчивости машины путем рационального выбора значимых эксплуатационных и конструктивных параметров. – Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 629.114.2–592

Саркисян Э.В., Богдан Н.В., Хиральдо Л. Экспериментальные исследования следящего электропневматического тормозного привода, управляемого устройством сравнения. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 86–88.

Приведены схемы однопроводного и двухпроводного электропневматических приводов тракторного поезда. Изложены результаты лабораторных испытаний электропневматического тормозного привода, управляемого электронным устройством сравнения, на основании которых установлены преимущества разработанного привода по сравнению с серийным и электропневматическим тормозным приводом, который управляется широтно-импульсным преобразователем. – Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 631.372:629.114.2.02

Стригунов С.И., Лефаров А.Х., Герасимович А.К. К определению упругого момента в заблокированном межосевом приводе трактора. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 89–91.

Приведены результаты аналитического и экспериментального определения фактических значений упругого момента в заблокированном межосевом приводе трактора МТЗ-82. Даны рекомендации по уменьшению упругого момента. – Ил. 1. Библиогр. 3.

УДК 629.114.2.585.9–52

Белов С.М., Галужин С.Д. Гидравлический аналого-дискретный модуль управления энергетическими режимами двигателя трактора. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 91–94.

Теоретически и экспериментально доказана возможность создания на базе всережимного регулятора двигателя гидравлического аналого-дискретного модуля управления энергетическими режимами двигателя. Управление осуществляется путем изменения системы подачи топлива и формирования команд на переключение передач. – Ил. 3. Библиогр. 5.

УДК 629.114.2.011.5–752

Гаврюнин В.Н. Экспериментальные исследования виброактивности различных агрегатов тракторов "Беларусь" МТЗ-80/82. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 94–96.

В работе приведена методика исследований виброактивности различных агрегатов тракторов "Беларусь" при бесступенчатом измерении частоты вращения коленчатого вала двигателя. Результаты, полученные в процессе исследований, позволяют оценить виброактивность различных агрегатов тракторов МТЗ-80/82 в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя и имеют практическую ценность для производства. – Ил. 1. Табл. 1.

УДК 629.114.2.02.001.63:635.1

Солонский М.А. О теоретическом согласовании параметров пропашных тракторов и сельхозмашин. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 96–99.

Изложены критерии оценки совместимости параметров пропашных тракторов и сельхозмашин. По этим критериям проведен анализ совместимости параметров универсально-пропашного трактора класса 20 кН с двигателем мощностью 110 кВт и агрегируемых с ним сельхозмашин. – Табл. 1.

УДК 629.1.02:681.3.069

Ясюкович Э.И. Моделирование на ЭВМ динамики транспортных систем. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 99–104.

Получена математическая модель динамики двухзвенной транспортной системы, описывающая ее вертикальную динамику, курсовое движение и устойчивость движения управляемых колес ведущего звена. Разработан и реализован на языке ФОРТРАН алгоритм решения на ЕС ЭВМ динамики транспортных систем. Дана интерпретация некоторых результатов расчета. – Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 629.114.6:621.43–218.001.5

Суконкин В.Н. Экспериментальное определение характеристик резинометаллических амортизаторов. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 105–107.

Приведена методика экспериментального исследования характеристик резинометаллических амортизаторов на вибростенде. Определены динамическая и статическая жесткости, коэффициент потерь, частота свободных колебаний и активная составляющая пол-

ного входного механического сопротивления резинометаллических амортизаторов пол-
вески силовой установки автомобиля МАЗ-7310. — Ил. 3. Табл. 1. Библиогр. 4.

УДК 621.431.73(075.8)

Глушаков В.С., Запекин Г.Н., Кази Ш.И. К вопросу оптимизации температу-
рного режима тракторного дизеля с турбонаддувом. — Автотракторостроение: Теория и
и конструирование, 1985, вып. 20, с. 108–113.

В статье изложены результаты исследований влияния установки опытного жидко-
но-масляного теплообменника на температурный режим, мощностно-экономические по-
казатели дизеля Д-240Т. Рассмотрены вопросы влияния температуры масла на суммар-
ный износ деталей двигателя. Приводятся результаты предварительных исследований гид-
родинамического привода вентилятора на двигателе Д-260Т. — Ил. 3. Табл. 2. Библиогр.4.

УДК 621.11.012.8

Герасимов А.Н. Методика выбора параметров системы вторичного поддрессори-
вания маховичного аккумулятора энергии. — Автотракторостроение: Теория и конструи-
рование, 1985, вып. 20, с. 114–116.

Предложена методика определения параметров системы вторичного поддрессори-
вания с использованием амплитудно-частотных характеристик и штрафных функций. При-
менение системы вторичного поддрессоривания с оптимальными параметрами позволяет
значительно снизить значения гироскопических реакций в опорах маховика. — Ил. 1.
Библиогр. 5.

УДК 621.22:621–82–19

Лапотко О.П. Химмотология гидравлических рабочих жидкостей. — Автотрак-
торостроение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с.116–120.

Сформулированы и обоснованы главные проблемы химмотологии гидравлических
рабочих жидкостей — научного направления о качестве, надежности и оптимальном при-
менении гидравлических масел.

Предложена система функциональных свойств и надежности масел, что позволяет оп-
тимизировать требования к маслам и объемным гидроприводам, применяемым в различ-
ных машинах. — Ил. 2. Библиогр. 6.

УДК 629.113–592

Мамити Г.И., Лебедев О.М. Теоретическое и экспериментальное определение
коэффициента полезного действия тросового тормозного привода. — Автотракторостро-
ение: Теория и конструирование, 1985, вып. 20, с. 120–123.

Разработан аналитический метод определения коэффициента полезного действия тро-
сового привода тормозов, подтверждаемый экспериментально. — Ил. 2. Библиогр. 1.