

При совместной работе моторного тормоза-замедлителя и рабочей тормозной системы тягача водитель не в состоянии оценить предел интенсивности торможения рабочей тормозной системой, при которой целесообразно совместное торможение. Для повышения его эффективности необходимо, чтобы двигатель автоматически выключался, когда он снижает эффективность рабочей тормозной системы. Следовательно, необходима система автоматического управления, в основе которой должен быть ЭБ, работающий по определенному алгоритму. Информация на ЭБ должна поступать от датчиков, регистрирующих эффективность работы моторного тормоза-замедлителя (датчик частоты вращения двигателя или момента выходного вала трансмиссии) и рабочей тормозной системы (датчик давления в тормозной камере тягача). В зависимости от полученной информации ЭБ двигатель включается в тормозной режим или выключается. Для запуска двигателя тормозная система должна автоматически выключать моторный тормоз-замедлитель при значительном снижении частоты вращения коленчатого вала.

Таким образом, на основе применения электронных автоматических устройств можно создать следящую ВТС автотракторного поезда, обеспечивающую плавное изменение эффективности работы моторного тормоза-замедлителя, регулирование его согласованной работы и рабочей тормозной системы прицепов как в неустановившейся, так и в установившейся фазе торможения, а также автоматическое управление совместной работой моторного тормоза-замедлителя и рабочей тормозной системы тягача.

ЛИТЕРАТУРА

1. Богдан Н.В., Саркисян Э.В., Хиральдо Л. Экспериментальные исследования следящего электропневматического тормозного привода, управляемого устройствами сравнения // Автотракторостроение: Теория и конструирование. – Минск, 1985. – Вып. 20. – С. 86–88.

УДК 629.114.4

В.П. БОЙКОВ

ВЛИЯНИЕ АСИММЕТРИЧНОСТИ ХАРАКТЕРИСТИКИ АМОРТИЗАТОРА ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ВОДИТЕЛЯ НА ЕГО КОЛЕБАНИЯ

В подвесках мобильных машин наибольшее распространение получили гидравлические телескопические амортизаторы двустороннего действия. Обычно коэффициент сопротивления амортизатора при ходе сжатия меньше, чем при ходе отбоя: $k_{сж} = (0,1 - 0,25)k_{от}$ [1].

Асимметричную характеристику имеет амортизатор подвески сиденья водителя тракторов "Кировец" [2]. В ряде работ [3–5] предлагается симметричная характеристика сопротивления амортизатора подвески сиденья $k_{сж} = k_{от}$. Было проведено исследование влияния асимметричности характеристики амортизатора на параметры колебаний сиденья с линейным упругим элементом в подвеске колесного трактора К-701М. Схема трактора, математи-

ческая модель его колебаний и исходные данные для расчета приведены в работе [6]. Расчет проводился при изменении частоты собственных колебаний сиденья от 0,5 до 1,5 Гц (что соответствует жесткости подвески 0,83 ... 7,47 кН/м при поддресоренной массе 84 кг), относительного демпфирования в подвеске до 1,2 и скорости движения трактора 2...8 м/с. Расчеты проводились при фиксированном относительном демпфировании, которому соответствует среднее значение коэффициента сопротивления k_{cp} для пяти вариантов характеристики амортизатора: 1) $k_{сж} = 0, k_{от} = 2k_{cp}$; 2) $k_{сж} = 0,6k_{cp}, k_{от} = 1,4k_{cp}$; 3) $k_{сж} = k_{от} = k_{cp}$; 4) $k_{сж} = 1,4k_{cp}, k_{от} = 0,6k_{cp}$; 5) $k_{сж} = 2k_{cp}, k_{от} = 0$.

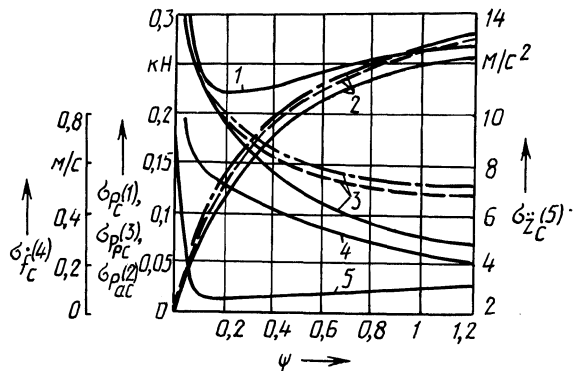
На рис. 1–3 представлены результаты расчетов параметров колебаний сиденья для $f_0 = 1$ Гц при движении трактора по грунтовой дороге, имеющей неровности со среднеквадратической высотой 2,12 см, со скоростью 6 м/с. Среднеквадратическое значение вертикальных ускорений на сидении водителя при относительном демпфировании $\psi = 0,2$ ($k_{cp} = 0,21$ кН · с/м) минимально (рис. 1, кривая 5). На рисунке изображена зависимость для одного варианта, так как среднеквадратические значения ускорений σ_z практически не зависят от асимметричности характеристики амортизатора. Тот же результат был получен и при изменении частоты собственных колебаний сиденья (табл. 1).

В октавных полосах частот влияние асимметричности характеристики амортизатора проявляется следующим образом: при симметричной характеристике в первой (при больших значениях относительного демпфирования) и во второй октавах среднеквадратические значения ускорений несколько больше, а в третьей — меньше (при $\psi \leq 0,5$ более чем в 2 раза), чем при двух вариантах односторонней характеристики.

Изменение среднеквадратических значений результирующей силы, действующей на сиденье (рис. 1, кривая 1), аналогично изменению σ_z . Составляющие результирующей силы экстремума не имеют: сила сопротивления амортизатора с увеличением относительного демпфирования возрастает, хотя при этом и происходит уменьшение скорости деформации подвески сиденья (рис. 1, кривая 4), а упругая составляющая снижается, так как уменьшаются прогибы подвески. Влияние асимметричности характеристики амортизатора на среднеквадратические значения силы его сопротивления является незначи-

Рис. 1. Зависимость среднеквадратических значений результирующей (1), демпфирующей (2), упругой (3) сил, действующих на сиденье, скорости деформации подвески (4) и вертикальных ускорений сиденья (5) от относительного демпфирования:

— $k_{сж} = k_{от}$; - - - $k_{сж} = 0$; - · - · - $k_{от} = 0$



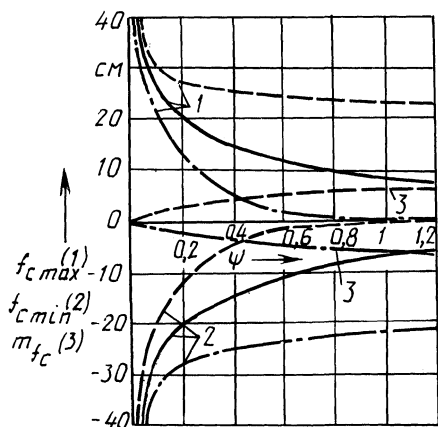


Рис. 2. Зависимость максимальных (1), минимальных (2) и средних (3) значений деформации подвески сиденья от относительного демпфирования (обозначения см. на рис. 1)

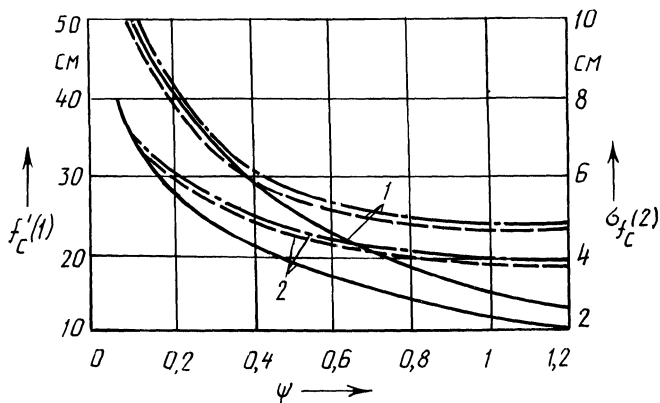


Рис. 3. Зависимость размахов (1) и среднеквадратических значений (2) деформации подвески сиденья от относительного демпфирования (обозначения см. на рис. 1)

тельным (рис. 1, кривые 2). Характер изменения параметров деформации подвески сиденья при этом показан на рис. 2, 3. На рис. 2 положительные значения f_c соответствуют ходу сжатия, отрицательные — ходу отбоя.

При увеличении относительного демпфирования максимальные, минимальные, среднеквадратические значения и размах деформаций подвески сиденья уменьшаются, средние значения — возрастают. При симметричной характеристике амортизатора максимальные значения на ходах сжатия и отбоя примерно равны, а средние — близки к нулю. При односторонней характеристике с $k_{сж} = 0$ максимальные значения f_c увеличиваются, а минимальные с увеличением относительного демпфирования приближаются к нулю. Средние значения при этом положительны, т. е. подвеска находится в состоянии сжатия, превышающего статическое. При противоположной характеристике наблюдается обратная картина, а при асимметричной происходит изменение положения динамического равновесия подвески и увеличение среднеквадратических значений (при $\psi \geq 0,2$) и размаха (при $\psi \geq 0,4$) деформаций подвески сиденья. Кривые изменения рассматриваемых параметров при асимметричности двусторонней

Табл. 1. Среднеквадратические значения ускорений на сиденье водителя

Относительное демпфирование	Вариант характеристики амортизатора	Среднеквадратические значения ускорений (m/s^2) в зависимости от частоты собственных колебаний сиденья, Гц					
		0,5		1,0		1,5	
		Диапазон частот, Гц					
		до 22,4	0,88...1,4	1,4...2,8	2,8...5,6	до 22,4	до 22,4
0,2	1	0,67	1,41	2,04	0,58	2,60	6,92
	3	0,62	1,43	2,16	0,24	2,61	6,97
	5	0,66	1,46	2,05	0,55	2,62	6,91
0,4	1	1,05	1,11	2,21	0,90	2,67	4,68
	3	0,98	1,11	2,42	0,41	2,70	4,70
	5	1,04	1,18	2,20	0,85	2,68	4,65
0,7	1	1,55	1,03	2,40	1,10	2,90	3,82
	3	1,50	1,22	2,60	0,65	2,97	3,83
	5	1,54	1,09	2,39	1,05	2,89	3,79
1,2	1	2,11	1,03	2,58	1,22	3,15	3,68
	3	2,13	1,21	2,80	0,97	3,23	3,72
	5	2,10	1,08	2,55	1,16	3,11	3,65

характеристики располагаются в зонах между приведенными зависимостями. Как показали расчеты, с уменьшением жесткости подвески или увеличением относительного демпфирования, скорости движения, высоты неровностей, асимметричности характеристики амортизатора изменения ускорений в октавных полосах частот и параметров деформации подвески сиденья возрастают при значениях относительного демпфирования, превышающих соответствующие минимальные значения σ_z^c . При небольшой жесткости подвески и характеристике амортизатора, приближающейся к односторонней, даже при увеличении относительного демпфирования происходит рост деформации подвески сиденья (табл. 2).

Таким образом, при среднем значении коэффициента сопротивления амортизатора, обеспечивающем минимальное значение в конкретных дорожных условиях, асимметричность его характеристики σ_z^c не оказывает заметного влияния на σ_z^c и деформации подвески. Однако при существующей тенденции к снижению частоты собственных колебаний сиденья такое значение коэффициента сопротивления обуславливает большие деформации подвески. Поэтому на практике приходится повышать коэффициент сопротивления амортизатора подвески. При этом чем больше асимметричность характеристики амортизатора, тем больше будет и среднее значение коэффициента сопротивления, при котором обеспечивается заданный ход сиденья, а следовательно, и ускорения, передаваемые водителю.

На основании изложенного можно сделать вывод о целесообразности при-

Табл. 2. Параметры деформации подвески сиденья водителя

Параметр	Частота собственных колебаний сиденья, Гц	Значения параметров деформации (см) при относительном демпфировании														
		0,2			0,4			0,7			1,2					
		Вариант характеристики амортизатора														
		1	3	5	1	3	5	1	2	3	4	5	1	3	5	
Среднеквадратическое значение	0,5	4,9	4,1	4,6	5,5	3,8	5,3	6,3	—	3,5	—	6,2	7,7	2,9	7,5	
	1,0	5,9	5,7	5,9	4,8	4,3	4,9	4	3,3	3,1	3,4	4,1	3,6	2	3,7	
	1,5	7,3	7,2	7,4	4,4	4	4,4	2,8	—	2,1	—	2,9	2,3	1,4	2,4	
Среднее значение	0,5	3,9	0	-3,9	7,4	0	-7,4	11,1	—	0	—	-12,5	17,5	0	-17,1	
	1,5	2,4	0	-2,5	2,8	0	-2,9	3,3	—	0	—	-3,3	3,6	0	-3,6	
Максимальное	0,5	25,5	14,3	7	33	12,9	2,4	40	—	11,1	—	1	48,5	9,5	0	
	1,5	31,7	23,8	17,3	23	13,7	6	16,8	—	7,3	—	0,7	14,4	5	0,2	
Минимальное значение	0,5	-7,6	-14	-21,8	-4	-12,3	-30,5	-0,9	—	-9,5	—	-38,2	0	-8,5	-46	
	1,5	-16,2	-23,2	-31,7	-5,2	-12,4	-21,5	1,1	—	-6,3	—	-16,2	-0,1	-4,2	-14	

менения в подвесках сидений двусторонних амортизаторов с симметричной характеристикой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. — Минск, 1986. — 208 с. 2. Теория и расчет трактора "Кировец" / Под ред. А.В. Бойкова. — Л., 1980. — 208 с. 3. Исследование влияния параметров поддрессоривания сиденья на колебания водителя /А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.М. Беляев, Н.Н. Веремеев // Автотракторостроение. — Минск, 1979. — Вып. 12. — С. 112—118. 4. Михайлов В.Г. Исследование системы поддрессоривания сиденья водителя грузового автомобиля: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск, 1982. — 16 с. 5. Дербаремдикер А.Д., Степанов И.С., Ванслов Ю.А. Исследование систем поддрессоривания сидений водителя в стендовых и дорожных условиях // Вопр. расчета, конструирования и исслед. автомобиля. — М., 1975. — Вып. 6. — С. 154—171. 6. Бойков В.П. Влияние массы водителя на характеристики колебаний сиденья // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Минск, 1987. — Вып. 2. — С. 56—60.

УДК 629.114.3.592

Ю.М. ЖУКОВСКИЙ, А.С. ПОВАРЕХО

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ИНЕРЦИОННЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Важнейшими преимуществами стендовых испытаний перед дорожными являются возможность легкой автоматизации циклов торможений, сокращение времени и материальных затрат на проведение эксперимента, постоянство условий проведения опытов, безопасность и т. д. Круг вопросов, решение которых возможно при лабораторных испытаниях, определяется в основном техническими возможностями стендового оборудования.

Комплексные исследования [1—4] тормозных механизмов тракторов "Беларусь" были проведены на инерционном тормозном стенде [5] Минского тракторного завода, который был усовершенствован авторами данной работы.

Принцип испытаний заключался в периодических разгонах инерционных масс стенда до угловой скорости 68 рад/с, что соответствует угловой скорости вращения полуосевой шестерни конечной передачи трактора при скорости его движения 9,27 м/с с последующим торможением инерционных масс испытуемым тормозным механизмом. С целью имитации реальных условий работы, характеризующихся обдувом механизма воздушным потоком, который возникает при движении трактора, тормозной механизм охлаждался воздушным вентилятором. Подача вентилятора была подобрана экспериментально по кривым охлаждения, полученным при дорожных испытаниях тормозных механизмов. Изменение подачи вентилятора осуществлялось за счет изменения углов атаки лопастей его крыльчатки. С целью сокращения времени испытаний тормозных механизмов на долговечность производилось принудительное охлаждение тормозных механизмов сжатым воздухом по оригинальной схеме [6].

Для испытаний тормозных механизмов с пневматическим приводом стенд был переоборудован. Схема переоборудованного стенда изображена на рис. 1.