

мобилия по неровной дороге. – В сб.: Автотракторостроение. – Минск, 1976, вып. 8. 6. Болотин В.В. Применение методов теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений. – М., 1971.

УДК 629.113

Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, Л.Е.Лаптев, А.К.Дручинин

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРОПРИВОДА С ПЕРЕМЕННЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЕМ В ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМАХ АВТОМОБИЛЕЙ

Современные требования эргономики обусловили два направления в создании тормозных гидроприводов легковых и малых грузовых автомобилей:

1) сочетание энергии водителя с энергией другого источника, например двигателя, которая используется посредством различного рода усилителей;

2) рациональное использование только энергии водителя, что характерно для гидроприводов с переменным передаточным отношением (ППО).

В результате развития первого направления широкое применение получили гидроприводы с вакуумным усилителем. Однако они не в состоянии полностью удовлетворить современным требованиям. В работе [1] представлен гидропривод с ППО, который обладает потенциальными возможностями удовлетворения этим требованиям, а исследованиями [2, 3] установлена его практическая работоспособность.

Поскольку гидропривод с ППО не является источником энергии, а лишь перераспределяет параметры энергозатрат, необходимо рассмотреть вопрос целесообразности применения этого привода в тормозных системах автомобилей с точки зрения энергозатрат водителя при торможении. В связи с чем требуется установить количественную оценку затрат энергии на торможение, обусловливаемых применяемыми гидравлическими тормозными системами, и сравнить их с допускаемыми требованиями стандартов и эргономики.

Величину энергозатрат, допускаемых стандартами и эргономикой, в первом приближении можно установить из следующих данных. Максимально допустимый ход тормозной педали составляет для легковых автомобилей – 150 мм, для грузовых – 180

мм. Согласно эксплуатационным требованиям, тормозная система считается исправной, если эффективное торможение достигается при ходе педали, не превышающем $2/3$ максимального. Исходя из этого, при определении допустимых энергозатрат принят ход педали: для легковых автомобилей – 100 мм, для грузовых – 120 мм. Согласно требованиям стандартов, усилие на педали допускается в пределах 15...50 кгс для легковых и 20...70 кгс для грузовых автомобилей и автобусов. Принимая в первом приближении линейную зависимость нарастания усилия на педали от ее хода, находим, что допустимые энергозатраты водителя на торможение составляют: для легковых автомобилей около 0,325 Н·м, для грузовых и автобусов – 0,54 Н·м.

Количественную оценку энергозатрат при торможении, обусловливаемых применяемыми тормозными системами, можно установить, используя характеристику тормозных механизмов по усилию, которая представляет собой нелинейную зависимость усилия Q от суммарного перемещения поршней колесных цилиндров [4]. Для решения задач по оценке энергозатрат на торможение удобно использовать комплексную характеристику, в которой перемещение z поршней колесных цилиндров учитывается приведенную к поршню податливость тормозного механизма и податливость элементов гидравлической цепи, приходящейся на этот тормозной механизм. Указанные характеристики из-за сложности происходящих процессов и большого количества влияющих на них факторов можно определять экспериментально. В настоящее время в литературе отсутствуют данные по таким характеристикам для основных марок отечественных автомобилей. Нами были экспериментально определены комплексные характеристики $Q(z)$ для ряда автомобилей с гидроприводом тормозов (рис. 1).

Полученные характеристики аппроксимировались:

а) для барабанных тормозных механизмов автомобилей ГАЗ-53, ГАЗ-24, ГАЗ-66, МЗМА-412, автопогрузчика модели 4014 и дисковых тормозных механизмов автомобилей ВАЗ-2101 линейно-параболической функцией с тремя участками – линейным, параболическим и линейным

$$Q(z) = \begin{cases} c_1 z & \text{при } 0 < z \leq z_1; \\ c_1 z_1 + c_2 (z - z_1)^2 & \text{при } z_1 < z \leq z_2; \\ c_1 z_1 + c_2 (z_2 - z_1)^2 + c_3 (z - z_2) & \text{при } z_2 < z \leq z_{\max}; \end{cases} \quad (1)$$

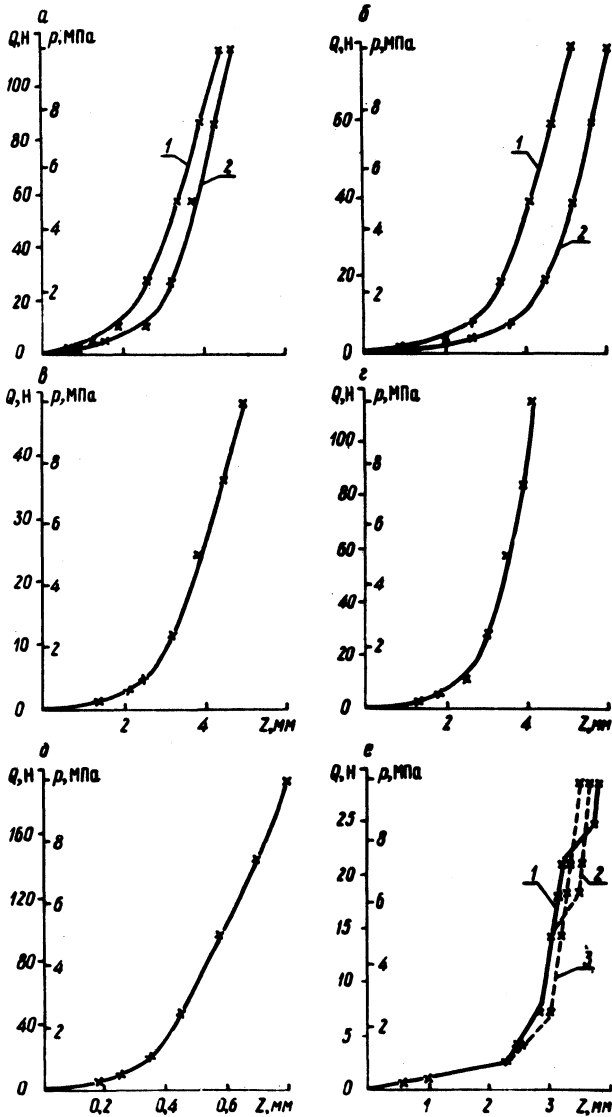


Рис. 1. Комплексные характеристики по усилию тормозных механизмов различных типов автомобилей:

а – задние механизмы ГАЗ-53 (1 – неприработавшиеся, 2 – приработавшиеся); б – задние механизмы ГАЗ-24 (кривая 1) и ГАЗ-66 (кривая 2); в – задние механизмы МЗМА-412; г – задние механизмы автопогрузчика модели 4014; д – передние механизмы (дисковые) ВАЗ-2101; е – задние механизмы (барабанные) ВАЗ-2101 (1 – с нагрузкой 22 Н, 2 – без нагрузки, 3 – кузов поднят).

б) для барабанных тормозных механизмов автомобилей ВАЗ-2101 кусочно-линейной функцией с тремя линейными участками

$$Q(z) = \begin{cases} c_1 z & \text{при } 0 < z \leq z_1; \\ c_1 z_1 + c_2 (z - z_1) & \text{при } z_1 < z \leq z_2; \\ c_1 z_1 + c_2 (z_2 - z_1) + c_3 (z - z_2) & \text{при } z_2 < z \leq z_{\max}; \end{cases} \quad (2)$$

где $Q(z)$ - усилие, приложенное к поршням рабочего тормозного цилиндра (РТЦ); z_i - перемещение поршней на соответствующих участках; c_i - жесткости этих участков.

Значения параметров z_i и c_i , полученных на основании экспериментальных зависимостей $Q(z)$ для различных тормозных механизмов автомобилей с гидроприводом, приведены в табл. 1.

Следует отметить, что полученные характеристики не могут быть использованы при исследовании влияния параметров гидропривода (длины и диаметра магистрали, параметров шлангов и цилиндров) на динамику тормозного привода. В этом случае необходимо иметь отдельные зависимости, которые дифференцированно учитывают податливость элементов гидроцепи и тор-

Таблица 1. Значения параметров c_i и z_i для комплексных характеристик $Q(z)$

Марка автомобиля, тип и состояние тормозных механизмов	c_1' Н/мм	c_2' Н/мм ²	c_3' Н/мм	z_1' Н/мм	z_2' мм	z_{\max}' мм
ГАЗ-53, БН	4,5	13,7	54,5	1,3	3,3	4,4
ГАЗ-53, БП	3,5	27,5	54,5	2,2	3,2	4,7
ГАЗ-66, БП	1,5	4,7	38,0	2,6	4,6	6,1
ГАЗ-24, БП	1,75	7,7	32,0	2,0	3,3	5,3
МЗМА-412, БП	1,06	7,6	20,2	2,0	3,2	5,0
Автопогрузчик						
4014, БП	3,15	15,8	11,3	2,2	3,2	4,7
ВАЗ-2101, ДП	31,7	1085	378	0,25	0,41	0,80
ВАЗ-2101, БП	1,23	8,2	28,0	2,3	2,75	3,55

Примечание. БН - барабанные неприработавшиеся; БП - барабанные приработавшиеся; ДП - дисковые приработавшиеся.

мозного механизма [4]. Кроме того, эти характеристики получены только для режима торможения и не могут применяться при исследовании циклического режима работы тормозной системы (при наличии противоблокировочных устройств).

Энергозатраты водителя на торможение (без учета усилителя) определяются так:

$$A = \int_{z_i}^{z_{i+1}} Q(z) dz,$$

где z_i и z_{i+1} — начало и конец i -го участка характеристики $Q(z)$.

Интегрируя на каждом участке зависимости $Q(z)$, найдем энергозатраты на торможение. В табл. 2 приведены рассчитанные с использованием зависимостей (1) — (3) значения энергозатрат по участкам A_i и общих энергозатрат на торможение A с учетом количества тормозных механизмов, а также их

Таблица 2. Распределение энергозатрат и величин выбираемых зазоров по участкам характеристики тормозных механизмов для различных автомобилей

Параметры	ГАЗ-53	ГАЗ-66	ГАЗ-24	МЗМА-412	ВАЗ-2101		
					для ав- тосто- бия	дис- ко- вые	бара- бан- ные
$A, \text{Н}\cdot\text{м}$	0,525	0,370	0,340	0,260	0,140	0,093	0,047
$A_1, \text{Н}\cdot\text{м}$	0,036	0,021	0,016	0,010	0,008	0,002	0,006
$\delta_{A_1}, \%$	7	6	5	4	6	2	13
$A_2, \text{Н}\cdot\text{м}$	0,064	0,049	0,044	0,030	0,018	0,011	0,004
$\delta_{A_2}, \%$	12	13	13	11	13	12	9
$A_3, \text{Н}\cdot\text{м}$	0,425	0,300	0,280	0,220	0,114	0,080	0,037
$\delta_{A_3}, \%$	81	81	82	85	81	86	78
$\delta_{z_1}, \%$	47	42	38	40	45	31	65
$\delta_{z_2}, \%$	21	33	25	24	17	20	13
$\delta_{z_3}, \%$	32	25	37	36	38	49	22

относительные величины δ_{A_i} в процентах. Здесь же приведены относительные длины в процентах δ_{z_i} участков.

Из приведенных результатов расчета видно, что на первый и второй участки характеристик $Q(z)$ приходится около 70% перемещения педали и менее 20% энергозатрат, а на третий участок – около 30% хода педали и свыше 80% энергозатрат. Для легковых автомобилей энергозатраты на торможение составляют 0,2...0,37 Н·м, а для ГАЗ-53 и автопогрузчика модели 4014 – около 0,525 Н·м. Сравнение этих энергозатрат с допустимыми показывает, что по энергозатратам гидравлические тормозные системы легковых и малых грузовых автомобилей удовлетворяют требованиям стандартов.

Рассмотрим количественную сторону параметров энергозатрат (усилие и ход педали) в приводах без усилителей. В табл.

Таблица 3. Характеристики тормозных гидроприводов автомобилей

Параметры	ГАЗ-53	ГАЗ-66	ГАЗ-24	МЗМА-412	ВАЗ-2101
Площадь поршня					
ГТЦ, м ²	$8,04 \cdot 10^{-4}$	$8,04 \cdot 10^{-4}$	$8,04 \cdot 10^{-4}$	$4,91 \cdot 10^{-4}$	$2,84 \cdot 10^{-4}$
Усилие на поршне в конце участка, Н					
1-го	5,6	4,0	4,0	2,5	3,0
2-го	20,1	20,1	20,1	12,3	5,6
3-го	80,4	80,4	80,4	49,1	28,4
Усилие на педали в конце участка, Н					
1-го	1,0	0,80	0,80	0,55	0,65
2-го	3,6	4,0	4,0	2,67	1,22
3-го	20,3	17,5	17,5	10,7	6,2
Допустимое усилие на педали, Н	7,0	5,0	5,0	5,0	3,5
Необходимое передаточное отношение привода на 3-м участке	2,9	3,5	3,5	2,1	1,8

З приведены расчетные значения усилия на педали в конце каждого участка характеристики $Q(z)$, подсчитанные по формуле

$$P_{\text{п}} = F p_{\text{max}} / i_{\text{пп}} \quad (4)$$

где $P_{\text{п}}$ – усилие на педали; p_{max} – давление в тормозной системе, обеспечивающее юз колес на дороге с коэффициентом сцепления 0,8 (при расчете принято равным 10 МПа); F – площадь поршня главного тормозного цилиндра; $i_{\text{пп}}$ – передаточное отношение рычага педального привода.

Анализ этих данных показывает, что по усилиям на педали тормозные системы на первом и втором участках характеристик $Q(z)$ удовлетворяют требованиям стандартов, а на третьем участке в несколько раз превосходят допустимые. В то же время при торможении практически используется только половина хода педали. Следовательно, чтобы системы удовлетворяли требованиям стандартов, необходимо на третьем участке увеличить передаточное отношение привода в $i_{\text{п}}$ раз, оставив на первом и втором участках его неизменным. Это можно осуществить посредством гидропривода с ППО.

Таким образом, с точки зрения энергозатрат водителя на торможение представляется целесообразным применять гидропривод с ППО в гидравлических тормозных системах легковых и малых грузовых автомобилей.

Л и т е р а т у р а

1. Лаптев Л.Е. Современные требования к приводам тормозных систем автомобилей и пути их реализации. – Труды Фрунз. политехн. ин-та. – Фрунзе, 1973, вып. 61.
2. Лаптев Л.Е., Дручинин А.К. О выборе оптимальных параметров тормозного гидропривода с переменным передаточным отношением. – Труды Фрунз. политехн. ин-та. – Фрунзе, 1975, вып. 85.
3. Дручинин А.К., Лаптев Л.Е. О работе тормозного гидропривода с переменным передаточным отношением при различной интенсивности приложения нагрузки к педали. – Там же.
4. Автушко В.П. Исследование динамики пневмогидравлического тормозного привода автомобилей и автопоездов. Канд.дис. – Минск, 1972.