

УДК 629.113

М. А. ПОДРИГАЛО, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харьков;

А. И. НАЗАРОВ, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ;

Н. Е. СЕРГИЕНКО, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;

И. А. НАЗАРОВ, студент, НТУ «ХПИ»

ОЦЕНКА ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СПОСОБНОСТИ РЕГУЛЯТОРОВ ТОРМОЗНЫХ СИЛ С «ВОСХОДЯЩЕЙ» ХАРАКТЕРИСТИКОЙ В СТЕНДОВЫХ УСЛОВИЯХ

В статье приведена методика оценки функциональной способности регуляторов тормозных сил с «восходящей» характеристикой, включенных в тормозные контуры автомобиля LANOS SENS, по результатам стендовых исследований.

Введение. В работе [1] рекомендуется закон распределения тормозных сил между осями автомобиля выбирать таким образом, чтобы обеспечивалась одинаковая энергонагруженность передних и задних тормозных механизмов. На этот же факт обращается внимание в работах [2, 3]. При рассмотрении влияния эксплуатационных факторов на тормозную динамику автомобиля, оборудованного регуляторами тормозных сил, предлагается учитывать то, что рациональность выбора способа регулирования тормозных сил следует оценивать не только по эффективности, но и по сохранению курсовой устойчивости автомобиля при торможении, что связано с функциональной способностью самих регуляторов и тормозных механизмов, включенных в тормозную систему автомобиля без учета этих особенностей.

Постановка проблемы. В работе [1] выявлены причины различия энергонагруженности разнотипных тормозных механизмов, которые заключаются в функциональной не способности задних барабанных тормозных механизмов эффективно реализовать управляющее воздействие главного тормозного цилиндра, исключая их опережающее блокирование, что в конечном счете приводит к потере курсовой устойчивости автомобиля. В результате, невозможность поглощения ими той, части кинетической энергии, которая, будучи в конечном счете рассеянной в воздух, приводит к превышению энергонагруженности передних дисковых тормозных механизмов, что приводит к снижению эффективности торможения.

Анализ последних исследований и публикаций. Процесс распределения тормозных сил между осями автомобиля не носит постоянный характер, а может существенно меняться в процессе эксплуатации [4]. Так в работе [5] указывается, что при испытаниях легковых автомобилей, использующих смешанную тормозную систему и оборудованных регуляторами тормозных сил, позволяющими осуществлять регулирование тормозных сил между осями, происходит значительное запаздывание срабатывания привода задних тормозов по сравнению с приводом передних. Это обстоятельство вызвано сохранением курсовой устойчивости автомобиля при торможении и определяется функциональной способностью (диапазоном настройки) регуляторов тормозных сил.

Цель и постановка задачи. Оценка функциональной способности регуляторов тормозных сил автомобилей семейства LANOS SENS при распределении тормозных сил между осями по «восходящей» характеристике.

Изложение основного материала исследования. Стендовые экспериментальные исследования регуляторов тормозных сил по «восходящей» характеристике (рис.1) проводились с имитацией торможения рабочей тормозной системой автомобиля LANOS SENS в различном весовом состоянии.

Объектом испытаний на стенде является функциональная способность регуляторов тормозных сил с "восходящей" характеристикой (см. рис. 1). Для проведения испытаний использовался макет тормозной системы автомобиля LANOS SENS, оборудованный двумя образцами таких регуляторов.

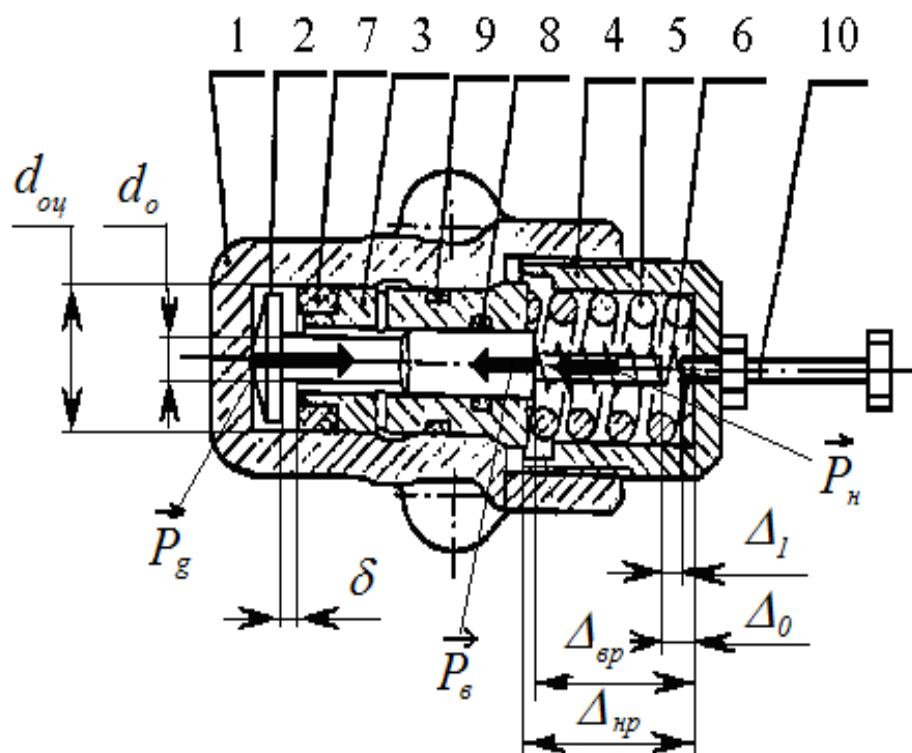


Рисунок 1 – Схема регулятора с «восходящей» характеристикой:
 1 – корпус; 2 – клапан; 3 – седло клапана; 4 – пробка; 5, 6 – пружины;
 7, 8, 9 – кольца уплотнительные; 10 – винт регулировочный

Целью стендовых испытаний является получение статических характеристик регуляторов тормозных сил при различных весовых состояниях автомобиля.

Программа и методика испытаний на стенде. Методикой стендовых испытаний предусматривалось проверка работоспособности и получение статических характеристик регуляторов (см. рис. 1), т.е. зависимостей давления на выходе (p_2) от давления на входе (p_1) при изменении последнего с шагом 0,5 МПа в интервале 0 – 9,0 МПа при всех выполняемых настройках (табл. 1).

Таблица – Значения геометрических параметров регулятора тормозных сил с "восходящей" характеристикой

№ настройки	Δ_1 , м	$\Delta_{вр}$, м	$\Delta_{нр}$, м	δ , м	d_0 , м	$d_{оц}$, м	Δ_0 , м
1	0,004	0,0196	0,021	0,002	0,007	0,016	0
2	0,011	0,0266	0,028	0,002	0,007	0,016	0
3	0,0095	0,0346	0,036	0,002	0,007	0,016	0,0095

Работоспособность регуляторов тормозных сил оценивалась по герметичности уплотняемых поверхностей: клапан 2-седло 3, седло 3-внутренняя полость корпуса 1 и плотностью прилегания клапана 2 к уплотнительному кольцу 7 (см. рис.1).

Герметичность уплотняемых поверхностей между клапаном 2 и седлом 3, а также между седлом 3 и внутренней полостью корпуса 1 (см. рис.1) определялась по отсутствию течи рабочей жидкости через резьбовую часть пробки 4 и корпуса 1. Для этого при помощи поршневого устройства 1 (см. рис.2) создавалось давление 6 МПа на входе регулятора тормозных сил 2, контролируемое манометром 5. При этом на выходе регулятора 2 возникало давление 1 — 4,5 МПа (в зависимости от настройки), которое измерялось при помощи манометра 6.

Плотность прилегания клапана 2 к кольцу 7 (см. рис.1) оценивалась по значению давления на выходе регулятора, которое не должно увеличиваться при неизменном значении давления на входе. Для обеспечения выполнения различных настроек был установлен регулировочный винт 10, уменьшающий ход клапана 2 (см. рис.1). Путем изменения положения пробки 4 и винта 10 осуществлялись различные настройки регулятора, которым соответствовали определенные значения параметров представленные в табл.1.

Проверка функциональной способности регуляторов тормозных сил с "восходящей" характеристикой осуществлялась с помощью специального стенда, схема которого представлена на рис. 2.

Испытания регуляторов с "восходящей" характеристикой проводились на стенде (см. рис. 2) при каждой их настройке, где определялись:

– величина давления, создаваемого устройством 1 на поршень первой нагнетательной полости главного тормозного цилиндра 3 и контролируемого манометром 8;

– значения давлений в первой и во второй точках срабатывания, замеряемые при помощи манометров 6 и 9.

Давление срабатывания в первой точке (p_1) регулировалось путем изменения усилия предварительного сжатия пружины 6, а во второй точке (p_2) – пружин 5, 6 и ограничением хода клапана 2 при помощи винта 10 (см. рис.1).

Для определения значений давлений использовались манометры с пределом измерений 10,2 МПа.

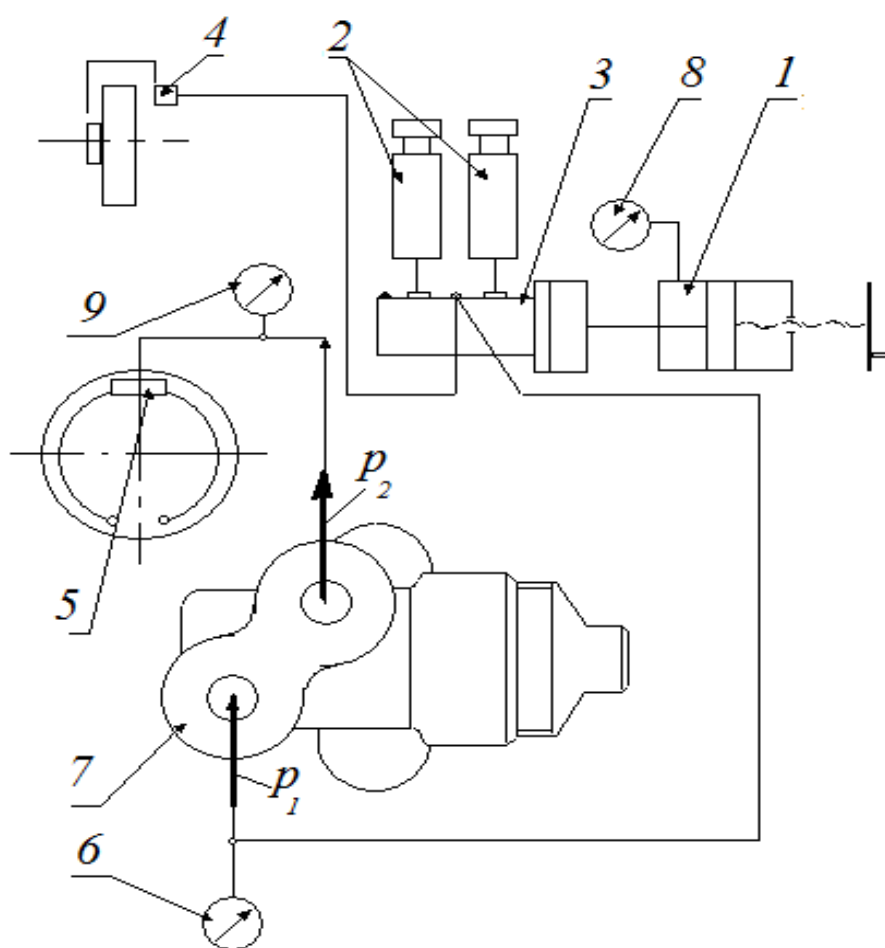


Рисунок 2 – Схема стенда для испытаний регулятора тормозных сил с "восходящей" характеристикой: 1 – поршневое устройство; 2 – бачек дополнительный; 3 – главный тормозной цилиндр с переходником; 4 – дисковый тормозной механизм; 5 – барабанный тормозной механизм; 6, 8, 9 – манометры; 7 – регулятор тормозных сил

Результаты испытаний на стенде. В процессе проведения испытаний регуляторов тормозных сил с "восходящей" характеристикой на стенде (см. рис.2) была определена их функциональная способность. Результаты проведенных стендовых испытаний подтвердили возможность получения "восходящей" характеристики регулирования и изменения ее в широких пределах по давлению.

Во время проведения испытаний на стенде при различных настройках регуляторов были получены численные значения давлений в контурах задних тормозных механизмов, соответствующие определенным значениям приводного давления.

Согласно полученным данным были построены статические характеристики регуляторов тормозных сил с "восходящей" характеристикой (рис.3 – рис.5) при соответствующих настройках (см. табл.1).

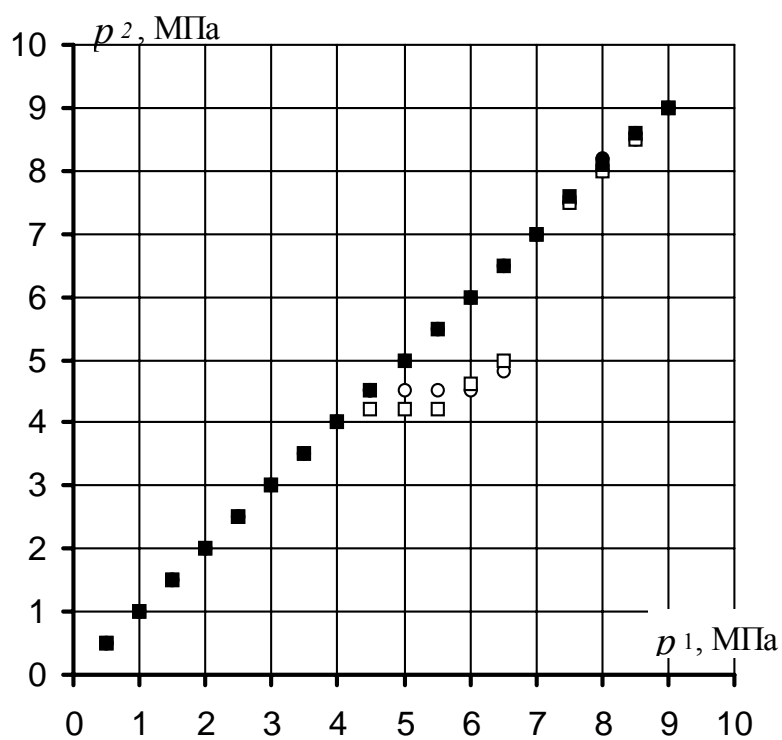


Рисунок 3 – Статические характеристики регуляторов тормозных сил с "восходящей" характеристикой при первой настройке

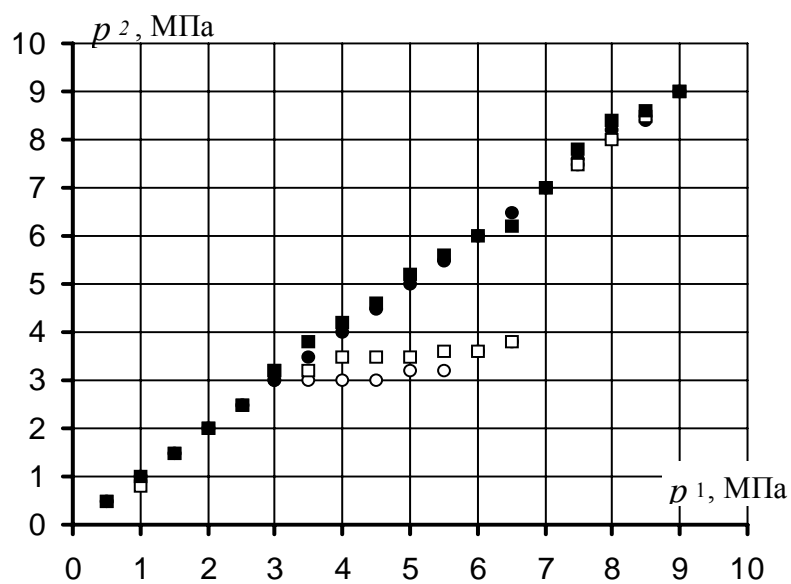


Рисунок 4 – Статические характеристики регуляторов тормозных сил с "восходящей" характеристикой при второй настройке

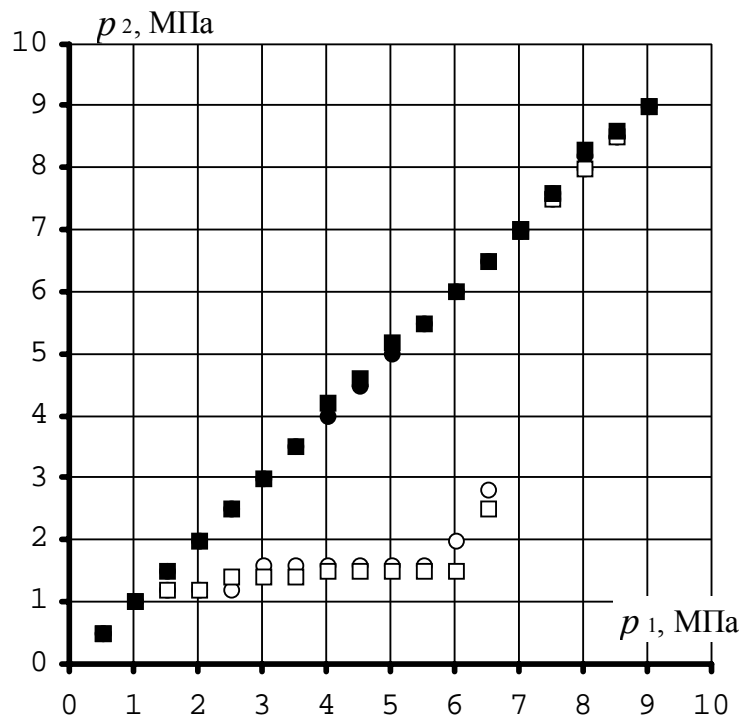


Рисунок 5 – Статические характеристики регуляторов тормозных сил с "восходящей" характеристикой при третьей настройке

Анализ результатов стендовых испытаний. Статические характеристики исследуемых регуляторов тормозных сил (см. рис. 3–5) представляют собой зависимости давлений в контурах задних тормозных механизмов от величины приводного давления.

Анализ полученных статических характеристик показывает, что возможным является получение кроме "восходящей" характеристики, также и ограничительную.

Уравнение равновесия клапана 2 (см. рис.1) при давлении в контурах задних тормозных механизмов менее величины давления в первой точке срабатывания запишется в виде

$$P_g = P_v, \quad (1)$$

где P_g – усилие, действующее на клапан при нарастании давления в приводе;

P_v – усилие предварительного сжатия внутренней пружины.

С учетом геометрических параметров клапана и внутренней пружины получим

$$\frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot p_1}{4} = \Delta_v \cdot C_v, \quad (2)$$

где d_0 – диаметр сечения клапана;

p_1 – величина приводного давления;

Δ_{ϵ} – предварительная деформация внутренней пружины;
 C_{ϵ} – жесткость внутренней пружины.

Величина деформации внутренней пружины определяется из выражения

$$\Delta_{\epsilon} = \Delta_{\epsilon 0} - \Delta_{\epsilon p} + \delta, \quad (3)$$

где $\Delta_{\epsilon 0}$ – длина пружины в свободном состоянии;

$\Delta_{\epsilon p}$ – длина пружины в рабочем состоянии;

δ – зазор между шляпкой клапана и уплотнительным кольцом седла.

Из уравнения (2) с учетом (3) определяем величину приводного давления

$$p_1 = \frac{4 \cdot C_{\epsilon} \cdot (\Delta_{\epsilon 0} - \Delta_{\epsilon p} + \delta)}{\pi \cdot d_0^2}. \quad (4)$$

При значении приводного давления в контуре, превышающему величину давления срабатывания в первой точке, уравнение равновесия клапана (см. рис.1) запишется в виде

$$P_g = P_n + P_{\epsilon}, \quad (5)$$

где P_n – усилие предварительного сжатия наружной пружины.

После преобразований с учетом геометрических параметров клапана, внутренней и наружной пружин величина приводного давления в таком случае определяется из выражения

$$p_2 = p_1 + \frac{C_n \cdot (\Delta_{n0} - \Delta_{np} + \Delta_1)}{\pi \cdot d_{0ц}^2}, \quad (6)$$

где C_n – жесткость наружной пружины;

Δ_{n0} – длина наружной пружины в свободном состоянии;

Δ_{np} – длина наружной пружины в рабочем состоянии;

Δ_1 – расстояние между хвостовиком клапана и регулировочным винтом;

$d_{0ц}$ – диаметр цилиндра регулятора тормозных сил.

В отличие от регулятора-компенсатора, применяемого в тормозной системе автомобилей семейства ВАЗ, регулятор с "восходящей" характеристикой имеет постоянную точку срабатывания, что в ряде случаев приводит к снижению коэффициента использования сцепного веса на осях автомобиля. Однако, такой регулятор имеет более стабильную характеристику за счет исключения механической связи с подвеской. Он не подвержен попаданию грязи и влаги, так как сравнительно небольшой габарит позволяет размещать его в защищенных от этого местах (в моторном отсеке). Он не нуждается в регулировках в ходе эксплуатации и, поэтому не увеличивает трудоемкость технического обслуживания автомобиля. Простота конструкции обеспечивает большой ресурс по сравнению с существующими регуляторами.

Выводы

Полученные экспериментальные данные (см. табл.1) подтверждают возможность регулирования приводного давления в довольно широком интервале изменения давления в тормозном приводе (1,0–7,0 МПа) по «восходящей» характеристике.

Регулирование приводного давления по "восходящей" характеристике (см. рис. 3 – рис.5) приводит к изменению коэффициента распределения тормозных сил между осями по определенной закономерности, обеспечивая курсовую устойчивость и необходимую эффективность торможения автомобиля.

Недостатком регулятора с «восходящей» характеристикой является относительное снижение эффективности торможения автомобиля с полной массой по сравнению с автомобилем со снаряженной массой. Исключить этот недостаток можно, обеспечив компенсационную ветвь регулирования вместо ограничительной.

Список литературы: 1. Назаров А.И., Сергиенко Н.Е., Назаров И.А. Оценка энергонагруженности тормозных механизмов легкового автомобиля / Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ», – 2011. – №56 . – С. 73-77. 2. Демьянюк В.А. Регулирование тормозных сил автомобилей / Демьянюк В.А. - Львов: Высшая школа, 1978. – 79 с. 3. Гредескул А.Б. Определение параметров тормозной системы с регулятором тормозных сил / Гредескул А.Б., Федосов А.С, Скунев В. М. // Автомобильная промышленность. - 1975. - №6. - С. 24-26. 4. Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Генбом Б.Б., Гудз Г.С., Демьянюк В.А. - Львов: Высшая школа, 1974. – 234 с. 5. Булавкин А.С. Особенности совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов на легковых автомобилях: дис. канд. техн. наук: 05.22.02 / Александр Сергеевич Булавкин. - Харьков, 1984. - С. 23-25.

Поступила в редколлегию 15.11.2012

УДК 629.113

Оцінка функціональної здатності регуляторів гальмівних сил із «висхідною» характеристикою в стендових умовах / М. А. Подригало, О. І. Назаров, М. Є. Сергієнко, І. О. Назаров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 112–119. – Бібліогр.: 5 назв.

В статті приведено методику оцінки функціональної здатності регуляторів гальмівних сил із «висхідною» характеристикою, які включено у гальмівні контури автомобіля LANOS SENS, за результатами стендових досліджень.

Ключові слова: автомобіль, гальмо, регулятор, стенд, характеристика, дослідження.

The article describes a method of assessment of functional ability Brake Force with "ascending" feature included in the brake circuit car LANOS SENS, on the results of bench research.

Key words: vehicle, brake, regulator, stand, characteristics, study.