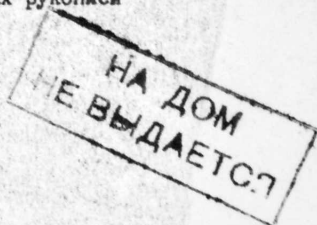


М421591
Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена
Трудового Красного Знамени Высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи



ШИРОКОВ Евгений Иванович

УЛУЧШЕНИЕ РАСХОДНЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ

(05.04.06 - Вакуумная и компрессорная техника)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1984

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор
ЛУБЕНЕЦ В.Д.

Официальные оппоненты: д.т.н., профессор Кочура Владимир
Петрович
к.т.н., с.н.с. Соллогуб Валерий
Николаевич

Ведущее предприятие – НИИавтоприборов, г.Москва

Защита состоится "11" февр 1985 года на заседании специализированного Совета К.053.15.07 "Криогенные, холодильные, гидравлические, вакуумные и компрессорные машины и аппараты" Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического Училища имени Н.Э.Баумана по адресу: 107005, 2-я Бауманская, д.5.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просьба высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан

Ученый секретарь специальных наук, доцент

М421591

Актуальность работы. Интенсификация автомобильных перевозок возрастание средних скоростей движения на автодорогах страны требуют повышения активной безопасности автотранспортных средств.

Одним из средств, наиболее полно решающих поставленную задачу повышения активной безопасности автотранспортных средств (АТС) являются антиблокировочные пневматические тормозные системы (АБС) большегрузных автомобилей, разработке которых уделяется большое внимание как у нас в стране, так и за рубежом.

АБС должны устанавливаться в штатные пневматические тормозные системы большегрузных автомобилей и повышать устойчивость и управляемость автомобиля при торможении за счет циклического модулирования давления в тормозных камерах с помощью модуляторов давления, управляемых электронными блоками управления (БУ) в соответствии с выбранным алгоритмом по параметрам вращения колес автомобиля.

Испытания первых отечественных опытно-промышленных АБС показали, что они не соответствуют международным требованиям - Правилам 13 ЕЭК ООН - из-за неудовлетворительных расходных и динамических характеристик, под которыми понимаются энергетический ресурс АБС после тестового торможения, определяемый уровнем давления в ресивере автомобиля, и быстродействие отработки пневматическим тормозным приводом управляющих команд БУ. Существующие математические модели пневматических тормозных систем основаны на допущениях об изотеричности (или адиабатичности) протекающих процессов, что приводит к существенным погрешностям (до 30%) при определении давления и температуры, что затрудняет выявление количественного влияния основных конструктивных параметров АБС на расходные и динамические характеристики АБС.

Создание отечественной АБС, отвечающей международным требованиям, повысит активную безопасность и конкурентоспособность отечественных большегрузных автомобилей.

Цель работы заключалась в улучшении расходных и динамических характеристик отечественных антиблокировочных систем.

Методы исследования. Поставленная цель достигается сочетанием теоретических и экспериментальных методов исследования.

Научная новизна. I. Экспериментально исследованы процессы теплообмена в рабочих полостях тормозных камер. Получены безразмерные зависимости, позволяющие определить осредненные коэффици-



енты теплоотдачи при характерных режимах работы АБС.

2. Создана математическая модель пневматической тормозной антиблокировочной системы с учетом теплообмена, с помощью которой было выявлено количественное влияние на динамические характеристики и энергетический ресурс АБС таких параметров, как интенсивность процессов теплообмена в рабочей полости тормозной камеры, длина соединительной магистрали между модулятором давления и тормозной камерой, быстродействие модуляторов давления. Разработаны рекомендации по улучшению расходных и динамических характеристик АБС, определено, каким быстродействием должен обладать модулятор, чтобы АБС удовлетворяла предъявляемым требованиям.

3. Разработана инженерная методика создания быстродействующих модуляторов давления при модульно-агрегатном принципе конструирования.

Практическая ценность. В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований получены данные о интенсивности процессов теплообмена в тормозных камерах, создана математическая модель пневматической тормозной антиблокировочной системы с учетом теплообмена для определения количественного влияния на динамические характеристики, энергетический ресурс АБС и уровни температуры газа в ресивере и тормозных камерах интенсивности процессов теплообмена, длины соединительной магистрали между модулятором давления и тормозной камерой и быстродействия модуляторов давления, что позволяет предъявить обоснованные требования к быстродействию модуляторов давления и их рациональному размещению в штатной тормозной системе, а также разработать рекомендации по улучшению расходных и динамических характеристик тормозных пневматических антиблокировочных систем.

Апробация и реализация результатов работы. Результаты работы докладывались на научно-технических конференциях МАДИ (1982, 1984 гг.), научно-технических семинарах кафедры "Компрессорные, вакуумные машины и пневмоагрегаты" МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1981-84 гг.

Математическая модель и рекомендации, разработанные в данной работе, внедрены в Научно-исследовательском и экспериментальном институте автоtractorного электрооборудования и автоприборов (НИИ автоприборов) при создании АБС и Камском объединении по производству большегрузных автомобилей (КамаЗ) при совершенствовании АБС КамАЗ, успешно прошедшей Государственные приемочные испытания

в 1984г. Быстродействующий пневматический модулятор, разработанный с учетом полученных рекомендаций и защищенный а.с. №850446, принят к опытно-промышленному внедрению на Полтавском автоагрегатном заводе.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликованы 3 печатные работы, получено четыре авторских свидетельства.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав и заключения. Текст диссертации изложен на 103 страницах машинописного текста, содержит 35 рисунков. Список использованной литературы включает 65 наименований, в том числе 12 на иностранных языках.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен обзор научно-технической литературы по расчету и моделированию пневматических, в том числе тормозных, систем, сделан анализ состояния вопроса, поставлены задачи исследования.

Вопросам исследования пневматических систем посвящены работы Архарова А.М., Автушко В.П., Герц Е.В., Жуковского В.С., Крейнина Г.В., Круглова М.Г., Мамонтова М.А., Метлюка Н.Ф., Никитина В.Ф., Погорелова В.И., Подчуфарова В.М., Попова Д.Н., Деккера В.Г. Санвилла Ф.Е., Чанга Я. и др.

Анализ известных работ показал, что подавляющее большинство методик расчета и математических моделей пневматических систем базируется на допущениях о постоянстве температур газа в контрольных объемах, либо об отсутствии теплообмена газа в контрольном объеме с окружающей средой. Эти допущения приводят к погрешностям как при решении задач динамики пневмопривода, так и при определении удельного расхода газа и неприемлимы при определении энергетического ресурса пневматической тормозной антиблокировочной системы. Учет реального теплообмена при расчете пневматических приводов затруднен тем, что данные о процессах теплообмена, содержащиеся в литературе, противоречивы, а данные о процессах теплообмена в тормозных камерах тормозных пневматических систем отсутствуют.

Анализ известных способов описания расхода сжатого газа при течении его в магистральных показал, что предпочтительным является способ, предложенный В.П.Автушко и Н.Ф.Метлюком. Хотя этот способ является полумэмпирическим, но позволяет обобщенно учитывать реаль-

ный характер течения сжатого воздуха при давлении до 1,0 МПа и хорошо согласуется с экспериментальными данными В.Г.Деккера и Я.Чанга, которые исследовали эффекты нестационарности при истечении сжатого воздуха из ресивера через различные сопротивления.

Анализ работ, посвященных исследованию модуляторов давления, показал, что обоснованных данных, позволяющих определить быстродействие модулятора давления и рационально разместить его в тормозной пневматической антиблокировочной системе, в литературе нет. Существующие методики создания модуляторов давления не использовали модульно-агрегатный принцип конструирования, что затрудняло использование унифицированных элементов.

В результате проведенного анализа научно-технической литературы были определены основные задачи данной работы:

1. Исследовать процессы теплообмена в рабочих полостях тормозных камер при характерных режимах работы АБС с целью определения осредненных коэффициентов теплоотдачи.

2. Создать и исследовать математическую модель пневматической тормозной антиблокировочной системы с учетом теплообмена с целью выявления количественного влияния на динамические характеристики, энергетический ресурс АБС интенсивности процессов теплообмена в тормозных камерах, длины соединительных магистралей между модулятором давления и тормозными камерами и быстродействия модуляторов давления. Разработать рекомендации по улучшению расходных и динамических характеристик АБС.

3. Разработать методику создания модуляторов давления при модульно-агрегатном принципе конструирования, обеспечивающую соответствие быстродействия модулятора давления предъявляемым требованиям.

Во второй главе исследованы процессы теплообмена в тормозных камерах, получены безразмерные зависимости для определения осредненных коэффициентов теплообмена в тормозных камерах.

Исследования были начаты с визуальных наблюдений гидродинамической обстановки в рабочих полостях тормозных камер при характерных режимах работы АБС. Было выявлено, что в процессе наполнения тормозной камеры сжатым воздухом в рабочей полости тормозной камеры образуется вихревое ядро, существующее около двух секунд после окончания процесса вдува, которое определяет высокую интенсивность процесса теплообмена газа со стенками тормозной камеры, как при вдуве газа, так и во время истечения газа, если

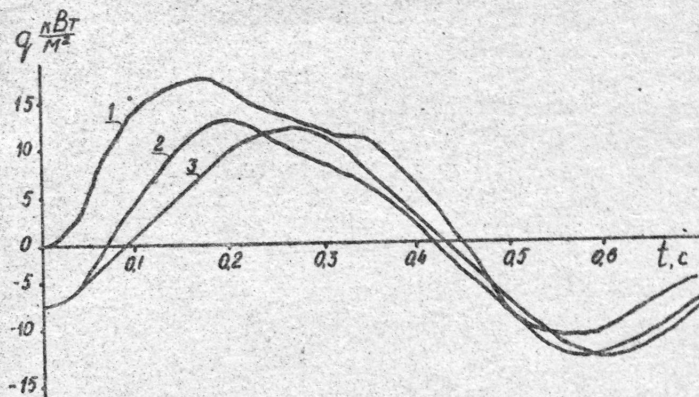


Рис.1 Осредненные по поверхности плотности тепловых потоков в тормозных камерах с покрытием по ОСТ 37.002.0618-80 при работе АБС с частотой 1,2 Гц: 1 - первый цикл торможения, 2 - четвертый цикл торможения; 3 - гармоническая аппроксимация установившегося режима

оно следует непосредственно за вдувом. Для исследования осредненных по поверхности нестационарных тепловых потоков в тормозной камере определялась мгновенная осредненная по поверхности температура внутренней поверхности крышки тормозной камеры, которая после обработки и интерполяции сплайн-функцией использовалась как граничное условие I рода в разработанной программе расчета нестационарных тепловых потоков, основанной на решении уравнения нестационарной теплопроводности в одномерной постановке. Характерные результаты расчета представлены на рис.1. Было выявлено, что после 3-4 цикла флуктуирующий тепловой поток стабилизируется и приобретает гармонический характер. В этом случае тепловой поток может быть описан с помощью известных зависимостей стационарно-периодического теплообмена.

Из равенства количества энергии, отданного газом и аккумуля-

мулированного стенкой за полупериод при стационарно-периодическом теплообмене для $Bi^* \leq 0.05$ с точностью не хуже 5% была получена безразмерная зависимость:

$$Bi^* = \Delta T_w / \Delta T;$$

где $Bi^* = \alpha / \kappa \rho c \omega$ - модифицированное число Био, α - коэффициент теплоотдачи, ΔT - амплитуда изменения температуры газа, ΔT_w - амплитуда изменения температуры внутренней поверхности крышки тормозной камеры, ω - циклическая частота работы АБС, ρ, c - плотность и теплоемкость материала стенки.

Корреляция экспериментальных данных для тормозных камер с покрытиями по ОСТ 37.002.0618-80 при $\omega \geq 3.14$ 1/сек выражается зависимостью:

$$Bi^* = 0.571 Pd^{-0.51}$$

где Pd - число Прелюдителя. Аналогичная зависимость для тормозных камер из дюрала АЛ-13 без лакокрасочных покрытий имеет тот же показатель степени:

$$Bi^* = 1.14 Pd^{-0.51}$$

Сравнение полученных данных с данными работы Ульриха и Мин-за подтверждает сделанный ими вывод, что при вдуве осредненный коэффициент теплоотдачи существенно постоянен и не зависит от направления вдува. Вместе с тем выявлено существенное влияние на осредненный коэффициент теплоотдачи покрытий по ОСТ 37.002.0618-80, которые в 3.5-4 раза снижают коэффициент теплоотдачи, уменьшают флуктуирующие тепловые потоки.

В третьей главе рассмотрены математическая модель пневматической тормозной антиблокировочной системы, фазовый портрет тормозного привода и выявлено количественное влияние интенсивности теплообмена, длины соединительной магистрали между модулятором давления и тормозной камерой и быстродействия модуляторов давления на динамические и расходные характеристики АБС, приведена методика создания быстродействующих модуляторов давления при модульно-агрегатном принципе конструирования, обобщающая конструкторский и технологический опыт разработки модуляторов.

Математическая модель пневматической тормозной антиблокиро-

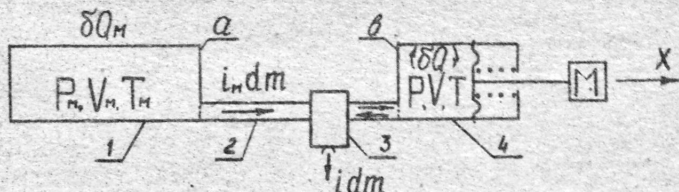


Рис.2 Пневматическая тормозная антиблокировочная система:
1 - ресивер (контрольный объем "а"), 2 - магистраль, 3 - модулятор давления, 4 - тормозная камера (контрольный объем "в")

вочной системы, схема которой приведена на рис.2, использует уравнения сохранения энергии; состояния; динамики; тепловых потоков; расхода:

$$i dm + \delta Q = p dV + dU;$$

$$d(PV) = R d(Tm);$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{1}{M_{np}} \sum_{i=1}^k N_{xi};$$

$$\delta Q = \alpha F^T (T - T_\omega) \delta t;$$

$$dm = \frac{\mu \phi P_m k R T_m A}{RT_m} \frac{P_m - P}{B P_m - P} dt$$

где $\dot{L}$ - полная энтальпия потока, m - масса газа в контрольном объеме, P - давление, V - объем, U - внутренняя энергия, R - газовая постоянная, x - координата перемещения штока, M_{np} - приведенная масса тормозного механизма, N_{xi} - сила, действующая на шток тормозной камеры, F^T - поверхность теплообмена, A, B - постоянные коэффициенты, μ - коэффициент расхода, ϕ - площадь сечения магистрали, M, ω - индексы параметров ресивера и окружающей среды.

Основные допущения: процессы квазистационарны, газ идеален, смещение газа в тормозной камере идеально, волновые процессы отсутствуют.

Управляющий сигнал при равномерной (с постоянной частотой)

работе АВС описывается функцией вида:

$$u_i = \begin{cases} u_i & \text{при } (n-1)T_n < t < (n-1)T_n + t_1, \\ 0 & \text{при } (n-1)T_n + t_1 < t < nT_n, \end{cases}$$

где n - целое число, T_n - период, t_1 - время сигнала.

Электрический сигнал преобразуется в механический, описываемый функцией вида:

$$h = \begin{cases} h_{\max} & \text{при } (n-1)T_n + \tau_{\text{зап}} < t < (n-1)T_n + t_1 + \tau_{\text{зап}}, \\ 0 & \text{при } (n-1)T_n + t_1 + \tau_{\text{зап}} < t < nT_n + \tau_{\text{зап}}, \end{cases}$$

где h - ход клапана модулятора, $\tau_{\text{зап}}$ - запаздывание отработки сигнала модулятором при подаче управляющего сигнала, $\tau_{\text{зап}}'$ - запаздывание отработки команды модулятором при снятии управляющего сигнала.

Наполнение тормозной камеры (торможение) описывалось системой уравнений:

$$\dot{P}_m = \frac{\mu \sqrt{kRT_m} P_m k}{V_m} A \frac{P_m - P}{BP_m - P} + \frac{\alpha_m F_m^T (T_\omega - T_m)(k-1)}{V_m},$$

$$\dot{T}_m = \frac{T_m}{P_m} \dot{P}_m - \frac{\mu \sqrt{kRT_m}}{V_m} A \frac{P_m - P}{BP_m - P},$$

$$\dot{\rho} = \frac{\mu \sqrt{kRT_m} P_m k}{V_0 + Fx} A \frac{P_m - P}{BP_m - P} - \frac{kFP\dot{x}}{V_0 + Fx} - \frac{(k-1)\alpha F^T (T - T_\omega)}{V_0 + Fx},$$

$$\dot{T} = \frac{T F}{V_0 + Fx} \dot{x} + \frac{T}{\rho} \dot{\rho} - \frac{\mu \sqrt{kRT_m} P_m T_m^2}{\rho T (V_0 + Fx)} A \frac{P_m - P}{BP_m - P},$$

$$\ddot{x} = \frac{(P - P_0)F - cx - N_0}{M_{\text{пр}}}$$

$$\dot{x} = \dot{x}, \quad 0 \leq x \leq x_{\max}$$

Растормаживание описывалось системой уравнений:

$$\dot{P}_m = \frac{\alpha_m F_m^T (T_\omega - T_m)(k-1)}{V_m},$$

$$\dot{T}_m = \frac{T_m}{P_m} \dot{P}_m,$$

$$\dot{p} = - \frac{(\mu F_0) \sqrt{kRT} P_0 k}{V_0 + Fx} A \frac{P - P_0}{BP - P_0} + \frac{k F D \dot{x}}{V_0 + Fx} - \frac{(k-1) \alpha F (T_0 - T)}{V_0 + Fx}$$

$$\dot{T} = \frac{T F \dot{x}}{V_0 + Fx} + \frac{T \dot{p}}{p} - \frac{(\mu F_0) \sqrt{kRT}}{V_0 + Fx} A \frac{P - P_0}{BP - P_0}$$

$$\dot{x} = \frac{(P - P_0) F - c x - N_0}{M_{np}}; \quad \dot{x} = v$$

где μF , μF_0 - эффективные площади проходных сечений при торможении и оттормаживании, k - показатель равновесной адиабаты, V_0 - приведенный мертвый объем тормозной камеры, учитывающий объем магистрали между модулятором и тормозной камерой, $F_{кл}$ - эффективная площадь мембраны тормозной камеры, C - приведенная жесткость тормозного механизма.

Системы дифференциальных уравнений, описывающие процессы торможения - оттормаживания решались методом Рунге-Кутты 4-го порядка в соответствии с выбранным алгоритмом, причем конечные значения параметров цикла торможения являлись начальными условиями цикла оттормаживания и наоборот.

Результаты расчета первого цикла при начальных условиях $T = T_m = 290$ К, $P = 0.1$ МПа, $P_m = 0.6$ МПа, $\alpha_m = 17$ Вт/м²К, $\alpha = 240$ Вт/м²К нанесены на осциллограмму (рис.3). Там же представлены результаты расчета при допущении об адиабатности процессов. Сравнение расчетных и экспериментальных данных показывает хорошую адекватность созданной модели.

Обобщенная характеристика привода представлена фазовым портретом (рис.4), дополненным зависимостью массы газа при вдуве от давления и шкалами времени процессов торможение (вверху, - оттормаживание (внизу)). Полученный фазовый портрет позволяет выявить влияние быстродействия модулятора давления на динамические и расходные характеристики при различных уровнях давления в тормозной камере.

Рассмотрим процесс торможения с АБС на фазовой плоскости при быстродействии модулятора давления порядка $3 \cdot 10^{-2}$ с. При нажатии водителем на педаль тормоза ресивер соединяется с тормозными камерами и давление в них растет. С ростом давления растет тормозной момент на колесах и в момент, когда возникает опасность блокировки колеса, БУ подает команду на модулятор давления, после чего тормозная камера должна отсоединиться от ресивера и соединиться с атмосферой (точки $a - d$). Однако, из-за запаздывания отрабо-

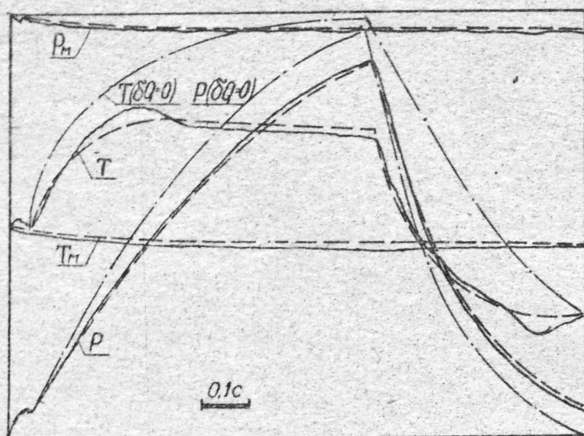


Рис.3 Сравнение расчетных и экспериментальных данных для I-го цикла работы АБС: — эксперимент; --- расчет с учетом теплообмена; — адиабатный процесс.

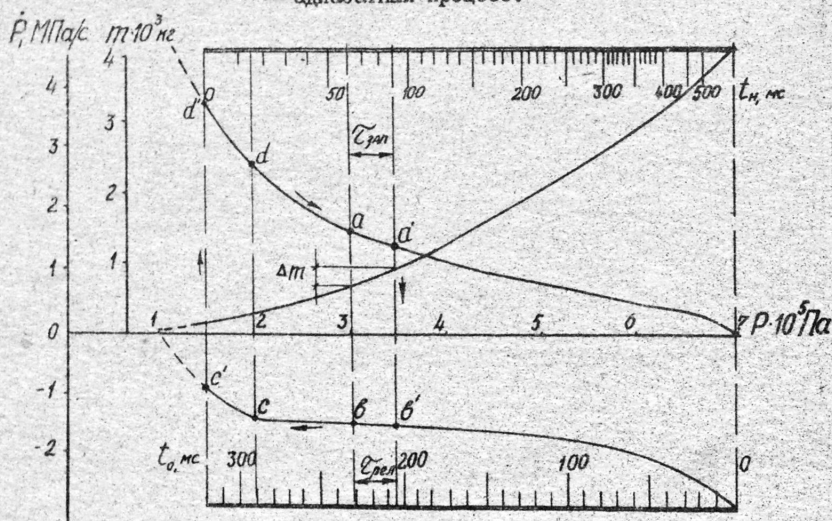


Рис.4 Фазовый портрет тормозного пневматического прибора автомобиля КАМАЗ 5420, оборудованного антиблокировочной системой

тки команды на $3 \cdot 10^2$ с действительный процесс произойдет в точках $a'-b'$, что приводит к существенному перерасходу сжатого воздуха (Δm) и перерегулированию по давлению. Перерасход сжатого воздуха и излишнее оттормаживание имеют место и при отработке команды на повторное затормаживание (процесс $c'-d'$ вместо процесса $c-d$).

Улучшить расходные и динамические характеристики АБС, как показали результаты моделирования тестового 15-ти секундного торможения, можно за счет лучшей теплоизоляции внутренней поверхности тормозных камер из сплава АЛ-13 — на 9-11%; за счет размещения модулятора давления на тормозной камере вместо традиционного размещения на раме автомобиля — на 10%. Для того, чтобы отечественная АБС соответствовала международным требованиям, необходимо довести быстродействие модуляторов давления до 10-12 мс.

Для того, чтобы разрабатываемые модуляторы соответствовали предъявляемым требованиям, была разработана инженерная методика синтеза быстродействующих модуляторов давления при модульно-агрегатном принципе конструирования, которая использует метод экспертных оценок для выбора наиболее подходящих конструктивных схем и позволяет определить геометрические параметры запорного органа (диаметр седла и ход клапан-якоря h), при которых электромагнитный модулятор давления обладает наивысшим быстродействием, сохраняя свою пропускную способность. С уменьшением величины h быстродействие клапана возрастает, но необходимо увеличивать диаметр седла клапана, чтобы модулятор сохранил ту же пропускную способность, и, следовательно, не ухудшал динамические характеристики (запорный орган, как правило, разгружается от сил давления конструктивно). Для повышения быстродействия модуляторов давления с пневмоусилением рекомендуется теплоизолировать внутреннюю поверхность управляющей полости основного клапана.

При использовании серийных электромагнитов в качестве привода клапанов необходимо рассмотреть в функции от h три величины: тяговое усилие электромагнита F_d , усилие пружины F_{np} и требуемое усилие герметизации:

$$F_r = \frac{k[\epsilon] d_v^2 \pi}{4h},$$

где k — коэффициент запаса, $[\epsilon]$ — рекомендуемое погонное усилие герметизации при данном давлении, d_v — диаметр условного прохода. Для того, чтобы создаваемый модулятор обладал требуемым быстродействием необходимо по зависимости быстродействия электромагнита

хода клапан-якоря h выбрать с учетом величины допуска на ход клапан-якоря требуемую величину $h_{\text{нот}}$ из области величин h_s , определяемых неравенством $F_s > F_{\text{np}} > F_r$.

Использование данной методики позволило создать двухфазовый (а.с. №028542) и трехфазовый (а.с. №850445) модуляторы давления с быстроедействием соответственно 4.3 и 10.1 мс, что выше, чем у аналогичных модуляторов давления фирм *DBA* и *Girling*.

В четвертой главе изложены программа и методика экспериментальных исследований, приведен стенд, на котором проводились исследования, представлены основные расчетные зависимости, с помощью которых проводилась обработка экспериментальных данных и оценка погрешностей.

Исследования проводились на стенде, имитирующем пневматический тормозной привод большегрузного автомобиля, оснащенного АБС. Регистрировались температуры и давления в ресивере, магистрали и тормозной камере, а также температура внутренней поверхности тормозной камеры. Температура газа измерялась вольфрамовыми термометрами сопротивления с диаметром зонда 10 мкм и хромель-копелевыми термопарами диаметром 50 мкм. Давление измерялось датчиками давления, основная погрешность которых с комплектом вторичной аппаратуры составляла 1,5% при доверительной вероятности 0.995, а постоянная времени равнялась 1,5 мс. Постоянные времени термопар и термометров сопротивления определялись расчетным путем и составляли от 14 до 4 мс в зависимости от диаметра зонда и характерной скорости газа.

Количество опытов выбиралось на основе теории планирования эксперимента с учетом погрешностей используемого комплекса измерительно-регистрирующей аппаратуры и требуемой надежности эксперимента. Предельные погрешности определения давления составляли 4%, температуры газа - 7,6%.

Проведенные экспериментальные исследования позволили определить осредненные коэффициенты теплоотдачи, подтвердили адекватность разработанной математической модели.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ.

I. Исследованы процессы теплообмена в тормозных камерах при характерных режимах работы АБС, получены безразмерные зависимости для определения осредненных коэффициентов теплоотдачи, позволяю-

щих моделировать тепловые потоки в контрольные объемы тормозных камер.

2. Разработана математическая модель тормозной пневматической антиблокировочной системы с учетом реального теплообмена. Показано, что: а) экспериментально обнаруженная высокая интенсивность процессов теплообмена существенно влияет на расходные и динамические характеристики пневматических антиблокировочных систем. Перерасход сжатого воздуха по сравнению с адиабатными процессами для тормозных камер из сплава АЛ-13 составляет в среднем 11%, а для стальных тормозных камер с покрытием по ОСТ 37.002.0618-80 - 6%; динамические характеристики ухудшаются соответственно на 10% и 6%;

б) размещение модулятора на тормозной камере большегрузного автомобиля снижает расход газа на 10% по сравнению с традиционной схемой установки модулятора на раме автомобиля;

в) для обеспечения соответствия отечественных АБС международным требованиям необходимо повысить быстродействие модуляторов давления с 35-40 мс до 10-12 мс. Показано, что повысить быстродействие модуляторов давления при модульно-агрегатном принципе конструирования позволяет разработанная методика синтеза быстродействующих модуляторов давления.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Лубенец В.Д., Лунин Г.П., Широков Е.И. Температурный режим в мембранном исполнительном механизме (МИМЕ), работающем в частотном режиме. - Изв. вузов Сер.Машиностроение, 1983, №12, с.88-90

2. Широков Е.И. Об оптимизации разгруженных электропневмоклапанов прямого действия. - Изв.вузов Сер.Машиностроение, 1984, №3, с. 69-71.

3. Лубенец В.Д., Лунин Г.П., Широков Е.И. Моделирование пневматических источаемых систем с учетом некоторых эффектов нестационарности. - Изв.вузов Сер.Машиностроение, 1984, №4, с.60-64.

4. А.с. 850445 (СССР) Пневматический модулятор давления/МВТУ им.Н.Э.Баумана; Г.П.Лунин, Е.И.Широков. - Оpubл. в Б.И., 1980, № 28.

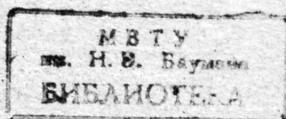
5. А.с. 1017551 (СССР) Пневматический модулятор давления/МВТУ им.Н.Э.Баумана; В.В.Иваненко, В.Д.Лубенец, Г.П.Лунин, Е.И.Широков - Оpubл. в Б.И., 1983, №18.

6. А.с. 1028542 (СССР) Пневматический модулятор давления/МВТУ им.Н.Э.Баумана; В.В.Иваненко, В.Д.Лубенец, Г.П.Лунин, Е.И.Широ-

ков - Оpubл. в В.И., 1983, №26.

7. А.с. 1086869 (СССР) Пневматический модулятор давления/МВТУ
им.Н.Э.Баумана; В.В.Иваненко, В.Д.Дубенек, Г.П.Дунин, Е.И.Широ-
ков - Оpubл. в В.И., 1984, №14.

Е.И.Широков



Зак. 1779 Л-83644 от 25.12.84

Объем 1 п.л.

Тираж 100 экз.

Ротапринт МВТУ