

05.03.043)
с 643

Министерство высшего и среднего специального
образования СССР

Челябинский политехнический институт
имени Ленинского комсомола

На правах рукописи

ЖЕСТКОВ ВАЛЕРИЙ ВЛАДИМИРОВИЧ

Копия
57

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ
БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩЕГО ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО
ПРИВОДА АВТОПОЕЗДОВ-ТЯЖЕЛОВОЗОВ

Специальность 05.05.03 - "Автомобили и тракторы"

Автореферат диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Челябинск, 1982

ТТМ

Работа выполнена на кафедре "Автомобили и тракторы"
Челябинского политехнического института имени Ленинского
комсомола.

Научные руководители: доктор технических наук,
профессор КАВЬЯРОВ И.С.;
доктор технических наук,
профессор БУРГВИЦ А.Г.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор МЕТЛИК Н.Ф.;
кандидат технических наук,
доцент БАЛАКИН В.Д.

Ведущее предприятие - Челябинский машиностроительный
завод автомобильных и тракторных
прицепов.

Защита диссертации состоится "___" июня 1982 года, в ___
часов, на заседании специализированного совета К 053.13.02
Челябинского политехнического института имени Ленинского
комсомола по адресу: 454044, г.Челябинск, пр. им. В.И.Ленина,
76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных
печатью, просим направлять учёному секретарю совета по выше-
указанному адресу.

Автореферат разослан "___" мая 1982 года.

Учёный секретарь специализи-
рованного совета, кандидат
технических наук

Г.В.САВЕЛЬЕВ

Актуальность темы. Основными направлениями развития народного хозяйства СССР на 1981-85 годы, принятыми XXVI съездом КПСС, предусматривается повышение единичной мощности автопоездов, массы перевозимых грузов, дальнейшее увеличение производства прицепов и полуприцепов.

Вновь создаваемые конструкции автопоездов должны обладать высокой эффективностью и безопасностью выполнения транспортных работ. Особенно остро стоит проблема повышения безопасности движения крупногабаритных автопоездов-тяжеловозов, без которых немислимо увеличение грузооборота автомобильного транспорта. Важной характеристикой, в значительной мере определяющей активную безопасность движения и эффективность торможения автопоездов-тяжеловозов, является быстродействие их пневматической тормозной системы.

Основной этап проектирования быстродействующей тормозной системы - выбор параметров тормозного привода. Однако выбор параметров пневматического тормозного привода для автопоездов-тяжеловозов связан со значительными трудностями из-за широкого разнообразия конструкции прицепов и полуприцепов-тяжеловозов, невозможности при проектировании проведения соответствующих экспериментов. В связи с этим, научное обоснование и разработка методики выбора параметров быстродействующего пневматического тормозного привода автопоездов-тяжеловозов являются важным этапом в создании их эффективных тормозных систем и актуальной народнохозяйственной задачей.

Работа выполнялась по плану НИР и ОКР Министерства автомобильной промышленности СССР - тема 5.1.4.2 в разделе "Создание научно-технического задела для проектирования перспективных образцов автомобильной техники".

Ц е л ь ю р а б о т ы является разработка научно-обоснованной методики выбора параметров пневматического тормозного привода автопоездов-тяжеловозов, отвечающего современным требованиям по быстродействию.

Н а у ч н а я н о в и з н а. Разработаны математическая модель динамических процессов, происходящих в пневматическом тормозном приводе автопоездов, как системе с распределенными

параметрами, и метод её численной реализации. Предложены принципы топологического описания структуры и разработана методика проектировочного расчета динамических характеристик пневматических тормозных приводов автопоездов-тяжеловозов.

Определено влияние координат установки воздухораспределителей, ускорителей наполнения и выпуска, а также диаметров трубопроводов на быстродействие тормозного привода, предложена методика выбора параметров пневматического тормозного привода автопоездов-тяжеловозов, отвечающего современным требованиям по быстродействию.

Практическая ценность и реализация результатов работы. Разработана инженерная методика расчета пневматических тормозных приводов автопоездов-тяжеловозов, обеспечивающая на стадии проектирования прогнозирование динамических характеристик в любой точке системы. На основе предложенной методики разработан руководящий технический материал РТМ 37.265.025-81 с пакетом универсальных прикладных программ для ЕС ЭВМ, который введен в действие на Челябинском машиностроительном заводе автомобильных и тракторных прицепов для проектирования новых конструкций машин.

Для автопоездов-тяжеловозов обоснованы оптимальные параметры пневматического тормозного привода: значение координат установки воздухораспределителей, ускорителей наполнения и выпуска, рациональные диаметры трубопроводов. Такие быстродействующие пневматические тормозные приводы внедрены на серийных прицепах-тяжеловозах ЧМЗАП грузоподъемностью 25, 40 и 60 т.

Разработана методика полуавтоматизированной обработки экспериментальных данных с применением ЭВМ, обеспечивающая повышение в 6-7 раз производительность труда экспериментатора при обработке графических аналогов исследуемых процессов, систематизацию и получение информации в наперед заданном удобном виде. Методика внедрена в практику научных исследований Челябинского филиала НАТИ.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на 1У Всесоюзном симпозиуме по пневматическим приводам и системам управления (1961 г.), на XXXIX научно-исследовательской конференции МАДИ (1961 г.), XXXXI научно-технической конференции СибАДИ (1961 г.), на заседании отдела тормозных систем проблемной лаборатории "Автомобили" Белорусского поли-

технического института, на заседании технического совета ЧМЗАП (1980 г.), на научно-технических конференциях Челябинского политехнического института: XXX-XXXIV по секции "Автомобилестроение" (1977-1980 г.г.) и XXXI, XXXII и XXXIV по секции "Гидропневмосистемы" 1978, 1979 и 1981 г.г., на I и II научно-технических конференциях молодых ученых и специалистов ЧПИ, 1977, 1979 г.г.

П у б л и к а ц и и. Основные положения диссертации опубликованы в восьми научно-технических статьях.

О б ъ е м р а б о т ы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов и приложения; содержит 137 страниц машинописного текста, 49 рисунков и 12 таблиц, список использованной литературы из 114 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе выполнен критический анализ вопросов теории и проектирования пневматических тормозных приводов автопоездов-тяжеловозов, поставлены и обоснованы задачи исследования.

Современный тормозной привод автопоездов-тяжеловозов представляет собой сложную пневматическую систему, включающую все типы элементов - исполнительные, распределительные и управляющие, предназначенные как для выполнения соответствующих операций, так и для формирования ряда команд в виде пневматических сигналов.

В связи с этим, проектирование тормозных приводов автопоездов связано с решением ряда сложных задач: структурного анализа и синтеза, динамического анализа и синтеза.

Наибольшую актуальность имеют задачи, которые связаны с обеспечением необходимого быстродействия тормозных приводов, непосредственно определяющего эффективность торможения автопоездов-тяжеловозов. Решение этих задач может быть выполнено на основе: установления непосредственной связи между динамическими характеристиками и параметрами привода (динамический анализ), выявления закономерностей выбора параметров привода с целью удовлетворения заданным динамическим показателям (динамический синтез). Для пневматических систем такие задачи рассматривали И.И. Артоболевский, Е.В. Герц, Г.В. Гогричани,

В.Н. Дмитриев, Л.А. Залманзон, Г.В. Крейнин, М.А. Мамонтов, В.И. Погорелов, В.Н. Подчуфаров, Д.Н. Попов, А.Г. Холаунов, *J. Manning, R. Oldenburger, H. Topfer* и др. Однако специфические особенности конструкции пневматических тормозных приводов автопоездов сделали их объектом самостоятельных исследований. Теоретическим и экспериментальным исследованиям тормозных приводов автопоездов посвящены работы В.П. Автушко, В.Д. Балакина, П.Р. Бартоша, Н.А. Бухарина, Н.Н. Вишнякова, М.И. Дронина, В.В. Любушкина, Н.Ф. Метлюка, В.Г. Розанова и др.

Конструкция пневматического тормозного привода крупногабаритных и тяжеловозных автотранспортных средств, характеризуется увеличенной сложностью, разнообразием и индивидуальным исполнением.

В связи с этим важное значение, с точки зрения быстродействия, приобретает соответствие параметров привода характеристикам и особенностям указанного класса машин. Однако, выбор параметров пневматического тормозного привода для автопоездов-тяжеловозов связан со значительными трудностями, обусловленными широким разнообразием конструкций прицепов и полуприцепов-тяжеловозов, невозможностью при проектировании проведения соответствующих экспериментов, отсутствием всесторонних рекомендаций по выбору параметров привода автопоездов-тяжеловозов, отвечающего современным требованиям по быстродействию. Затруднено также использование существующих методов расчета динамических характеристик непосредственно при проектировании из-за необходимости составления проектировщиком математической модели при расчете каждой конструкции тормозного привода.

Таким образом, проблема проектирования быстродействующих пневматических тормозных приводов автопоездов-тяжеловозов потребовала решить следующие основные задачи:

1. Разработать методику проектировочного расчета динамических характеристик пневматического тормозного привода автопоездов-тяжеловозов.
2. Оценить погрешности расчета в широком диапазоне изменения параметров системы.
3. Выявить закономерности выбора параметров пневматического тормозного привода автопоездов-тяжеловозов, отвечающего современным требованиям по быстродействию.

Вторая глава посвящена обоснованию выбранной методики исследования.

В общем случае пневматический тормозной привод состоит из последовательно-включающихся самостоятельных участков вида: ресивер - трубопровод - командный аппарат - трубопровод - ёмкость (рис. 1).

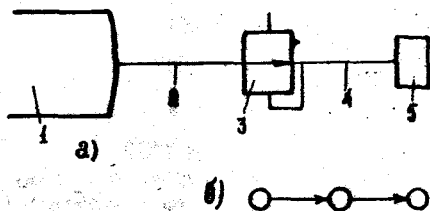


Рис. 1. Функциональная (а) и топологическая (б) схемы участка системы:

1 - ресивер; 2,4 - трубопроводы;
3 - командный аппарат; 5 - ёмкость

Эта схема выражает логически законченную функцию, выполняемую данным участком в тормозной системе автопоезда, и, следовательно, определяет основные закономерности эффективного функционирования системы.

Однако с точки зрения анализа рабочего процесса рассмотренный участок (рис. 1а) не является простейшим, так как каждый командный аппарат имеет внутреннюю полость. Обозначив ёмкость кружком, а процесс прохождения сигнала стрелкой (рис. 1б), получим два последовательно включенных элемента. Поэтому совокупность рабочих процессов пневматической тормозной системы может быть рассмотрена на основе обобщенного модуля в виде, показанном на рис. 2. Среди элементов модуля есть элементы с сосредоточенными параметрами - ёмкости, неоднородности проходного сечения и элементы с распределёнными параметрами - трубопроводы. Здесь к неоднородностям проходного сечения будем относить элементы, изменяющие площадь поперечного сечения потока: клапаны, переход диаметров трубопроводов и т.п.

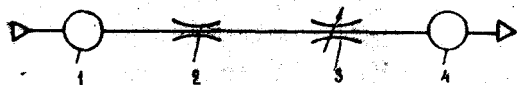


Рис. 2. Модуль пневматической тормозной системы автопоезда:

- 1, 4 - начальная и конечная емкости;
2, 3 - постоянная и переменная неоднородности проходного сечения

При движении воздуха по трубопроводам тормозной системы автопоезда, возможно возникновение крутых фронтов волн. Это создает известные трудности при расчете таких течений. В частности, при численном решении

может наблюдаться потеря аппроксимации параметров газа во фронте волны. Причиной образования скачка параметров воздуха во фронте волны является его малая вязкость. В связи с этим Нейман и Рихтмайер предложили увеличивать динамический коэффициент вязкости μ во фронте волны, искусственно полагая его равным

$$\mu = \mu_0 \rho \frac{\partial v}{\partial x}, \quad (1)$$

где ρ и v - плотность и скорость потока воздуха в сечении трубопровода, μ_0 - коэффициент, характеризующий величину "размазывания" фронта. Эту гипотезу, позволившую обеспечить сквозной расчет крутых фронтов волн, целесообразно положить в основу метода расчета пневматических тормозных систем автопоездов.

Таким образом, методика исследования включала:

- представление сложного пневматического тормозного привода автопоездов как совокупности, обобщенных с точки зрения протекающих рабочих процессов, модулей, анализ движения среды на основе физических представлений о модуле, как системе с распределенными параметрами, и о воздухе, как о вязкой рабочей среде с переменным, зависящим от скачка скорости, динамическим коэффициентом вязкости;
- анализ рабочих процессов тормозного привода как системы отдельных участков;
- синтез пневматического тормозного привода, отвечающего заданным требованиям по быстродействию, с учетом ограничений конкретных конструкций автопоездов-тяжеловозов.

В третьей главе предложены математическая модель модуля, метод её численной реализации и методика проекторасчетного расчета пневматического тормозного привода автопоезда-тяжеловоза.

Математическая модель модуля основывается на представлении о распределенности его параметров и включает: описание нестационарного движения потока воздуха в магистрали неоднородного сечения, описание движения упруго-подвижных следящих систем командных аппаратов, описание термодинамических процессов в емкостях.

Для описания одномерного движения воздуха в трубопроводе используется уравнение Навье-Стокса, в котором параметры потока (давление p , плотность ρ и скорость v) берутся осредненными по сечению. Силы вязкости учитываются только на границе раздела потока и внутренней стенки трубопровода (как потери напора вследствие трения), а также между сечениями, перпендикулярными оси трубопровода x .

Уравнение движения потока в этом случае имеет вид

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial x} + \text{sign}(v) \frac{\lambda}{2\alpha} \rho v^2 = - \frac{\partial}{\partial x} \left(p - \frac{4}{3} \mu \frac{\partial v}{\partial x} \right), \quad (2)$$

где λ - коэффициент трения, зависящий от числа Рейнольдса известным образом, α - диаметр трубопровода, t - текущее значение времени.

Уравнение энергии для индивидуального объема на основании закона сохранения энергии и обобщенного закона Ньютона о связи между тензором напряжений и тензором скоростей деформаций для вязкого газа получено в виде

$$\frac{d(\rho e)}{dt} = \left[k - \frac{4}{3}(k-1) \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial v}{\partial x} \right] \frac{d(\rho p)}{dt}, \quad (3)$$

где k - показатель адиабаты.

В уравнениях (2) и (3) динамический коэффициент вязкости, в соответствии с (1), полагается искусственно большим в зонах больших скачков скоростей, что позволяет вести сквозной расчет крутых фронтов волн.

Для пневматической тормозной системы автопоездов-тяжеловозов, ввиду малости скоростей движения потоков, допустимо пренебречь потерями энергии на образование вихрей и описывать движение воздуха в магистрали неоднородного проходного сечения уравнениями сохранения импульса и массы для потока с произвольной площадью поперечного сечения f . Тогда система уравнений, описывающих динамические процессы в модуле тормозного привода, может быть представлена в виде:

$$\frac{m_k d^2 y}{F_2 dt^2} + \frac{\gamma}{F_2} \frac{F_{TP}}{d} \frac{dy}{dt} + \frac{c}{F_2} y = p_2(p_1) - p_2(t),$$

$$f(x_{kn}, t) = \begin{cases} \mathcal{I} D_c y(t), \mathcal{I} D_c y(t) < \frac{\mathcal{I}}{4} (D_c^2 - D_w^2), \\ \frac{\mathcal{I}}{4} (D_c^2 - D_w^2), \mathcal{I} D_c y(t) \geq \frac{\mathcal{I}}{4} (D_c^2 - D_w^2), \end{cases}$$

$$\begin{cases} f \frac{du}{dt} + f \frac{\partial(p \cdot u)}{\partial x} + \text{sign}(u) \frac{f k a^2}{2dk} \frac{u^2}{\rho} + f \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\alpha^2 u^2}{k \rho} \right) + \frac{\alpha^2 u^2}{k \rho} \frac{\partial f}{\partial x} = 0, \\ f \frac{\partial p}{\partial t} + \alpha^2 f \frac{\partial u}{\partial x} + \alpha u \frac{\partial f}{\partial x} = 0, \\ k \frac{p}{\rho} = a^2, \quad u = \rho v, \end{cases} \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho, p)}{\partial t} = -v \frac{\partial(\rho, p)}{\partial x} + \frac{1}{k + (k-1) \frac{a^2}{\rho}} \left[\frac{\partial(\rho, p)}{\partial t} + v \frac{\partial(\rho, p)}{\partial x} \right],$$

$$w = \begin{cases} -k \cdot \rho \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2, & \frac{\partial v}{\partial x} < 0, \\ 0, & \frac{\partial v}{\partial x} \geq 0, \end{cases}$$

где m_k - масса подвижных частей клапана; c - жесткость упругого элемента; F_2 - активная площадь чувствительного элемента системы, на которую воздействует выходное давление p_2 ; ρ_1 - давление управления; y - перемещение клапана; F_{TP} и d - поверхность трения и радиальный зазор в трущейся паре следящей системы клапана; γ - динамический коэффициент вязкости смазки; D_c, D_w - диаметр седла и штока клапана; α - скорость звука. Первое уравнение системы (4) описывает движение клапана следящих аппаратов тормозной системы и содержит аналитическое выражение статистической характеристики $p_2(p_1)$ рассматриваемого аппарата, к которой сведены некоторые его второстепенные параметры. В работе приведены аналитические выражения статических характеристик аппаратов, используемых в тормозной системе автопоездов-тяжеловозов. Таким образом, перемещение клапана определяется рассогласованием между давлением p_2 на выходе аппарата, которое должно было быть по статической характеристике при данном давлении управления p_1 , и действительным значением давления $p_2(t)$ в нестационарном процессе. Для каждого аппарата входное воздействие определяется текущим значением давления управления, а для тормозного крана - переменным по времени усилием

воздействия на рычаг крана $P(t)$. Был принят следующий закон воздействия на рычаг:

$$P(t) = \begin{cases} \frac{P_{max}}{t_{max}} t, & 0 < t < t_{max}, \\ P_{max}, & t > t_{max}, \end{cases}$$

где P_{max} - максимальное усилие, необходимое для полного перемещения рычага крана, $t_{max} = 0,2$ с - время полного перемещения рычага.

Для решения системы уравнений (4) необходимо задать краевые условия, которые для модуля длины l могут быть записаны в виде

$$\left. \begin{aligned} 0 \leq x \leq x_{kl}, \quad u(x, 0) = 0, \quad p(x, 0) = p_m, \quad \rho(x, 0) = \rho_m, \\ x_{kl} < x < l, \quad u(x, 0) = 0, \quad p(x, 0) = p_n, \quad \rho(x, 0) = \rho_n. \end{aligned} \right\} \text{ - начальные условия,}$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP}{dt} = \frac{k-1}{(\beta+1)V} \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{k}{k-1} RT_i + \frac{v_i^2}{2} \right) u_i f_i - \sum_{j=1}^m \left(\frac{k}{k-1} RT_j + \frac{v_j^2}{2} \right) u_j f_j \right], \\ \frac{dP}{dt} = \frac{1}{V} \left(\sum_{i=1}^n u_i f_i - \sum_{j=1}^m u_j f_j \right). \end{aligned} \right\} \text{ - граничные условия,}$$

где p_m, ρ_m, p_n, ρ_n - давление и плотность, соответственно, перед клапаном и после него.

Граничные условия определяются процессами, протекающими в емкостях. Здесь рассматривается общий случай проточной емкости переменного объема, в которую воздух втекает по n трубопроводам, а вытекает по m трубопроводам. Коэффициент β характеризует изменение давления в емкости в связи с изменением объема. В работе на основании уравнения поступательного движения штока тормозной камеры и кусочно-линейной аппроксимации силовой характеристики тормозного механизма получено аналитическое выражение для коэффициента β .

Уравнения (4) вместе с граничными и начальными условиями образуют математическую модель модуля пневматической тормозной системы автопоезда.

Для численной реализации модели в работе получен алгоритм расчета нестационарного движения воздушного потока. Решение осуществляется методом конечных разностей, разбивая длину

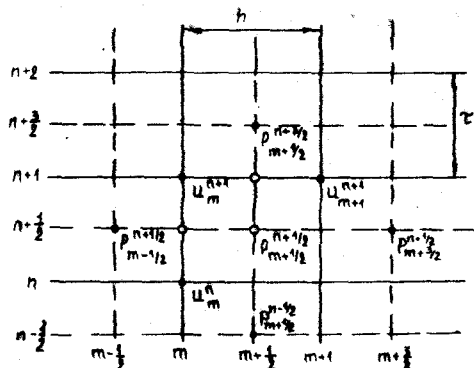


Рис. 3. Схема дискретизации

трубопровода с шагом h и определяя значение сеточных функций с интервалом времени τ (рис. 3). Разностная схема позволяет получить второй порядок аппроксимации, а также представить исходную систему дифференциальных уравнений в виде независимых сеточных уравнений, которые для трубопровода имеют вид

$$\frac{p_{m+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} - p_{m-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}}}{h} + \frac{u_m^{n+1} - u_m^n}{\tau} + \text{sign}(u_m^n) \frac{\lambda}{2\alpha k} (\alpha^2)_m^{n+\frac{1}{2}} \frac{(u^2)_m^{n+\frac{1}{2}}}{\rho^{n+\frac{1}{2}}} + \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\alpha^2}{k} \frac{u^2}{\rho} \right) \right]_m^{n+\frac{1}{2}} = 0, \quad (5)$$

$$\frac{p_{m+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} - p_{m-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}}}{\tau} + (\alpha^2)_{m+\frac{1}{2}}^{n+1} \frac{u_{m+1}^{n+1} - u_m^{n+1}}{h} = 0, \quad (6)$$

$$\frac{(c\alpha\rho)_{m+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} - (c\alpha\rho)_{m+\frac{1}{2}}^{n-\frac{1}{2}}}{2\tau} = -\sigma_{m+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} \frac{(c\alpha\rho)_{m+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} - (c\alpha\rho)_{m+\frac{1}{2}}^{n-\frac{1}{2}}}{2h} + \frac{1}{k+(k-1)\frac{\omega_{m+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}}}{\rho_{m+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}}}} \left[\frac{(c\alpha\rho)_{m+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} - (c\alpha\rho)_{m+\frac{1}{2}}^{n-\frac{1}{2}}}{2\tau} + \sigma_{m+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} \frac{(c\alpha\rho)_{m+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} - (c\alpha\rho)_{m+\frac{1}{2}}^{n-\frac{1}{2}}}{2h} \right], \quad (7)$$

с неизвестными u_m^{n+1} в уравнении (5), $p_{m+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}}$ - (6) и

$p_{m+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}}$ - (7). В работе нелинейное сеточное уравнение (5), используя соотношения на сетке, без ухудшения порядка аппроксимации приводится к линейному виду. Полученная явная разностная схема позволила организовать сравнительно экономичный вычислительный процесс, для реализации которого разработано программное обеспечение, ориентированное на ЕС ЭВМ.

Таким образом, описание движения потока в магистрали неоднородного сечения, экономичный и регулярный алгоритм расчета переходных процессов в трубопроводе, введение в уравнение движения клапана следящих аппаратов аналитического выражения их статических характеристик позволили дать формализованное описание динамических процессов в тормозном приводе автопоезда. Реализация расчета организуется с помощью топологического описания

структуры системы путем использования графов распространения сигнала и их матричных эквивалентов.

В работе приводится пример расчета тормозного привода автопоезда-тяжеловоза, имеющего в составе трехосный прицеп. На рис. 4 показаны динамические характеристики тормозного привода. Наблюдается удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных характеристик, полученных на натурном образце автопоезда. Предлагаемая методика расчета переходных процессов в пневматическом тормозном приводе автопоезда позволяет прогнозировать практически все интересующие проектировщика характеристики:

- выходные динамические характеристики системы;
- изменение давления во времени в любой геометрической точке системы;
- несинхронность срабатывания отдельных контуров и исполнительных органов привода;
- падение давления в ресивере при срабатывании пневматической тормозной системы и др.

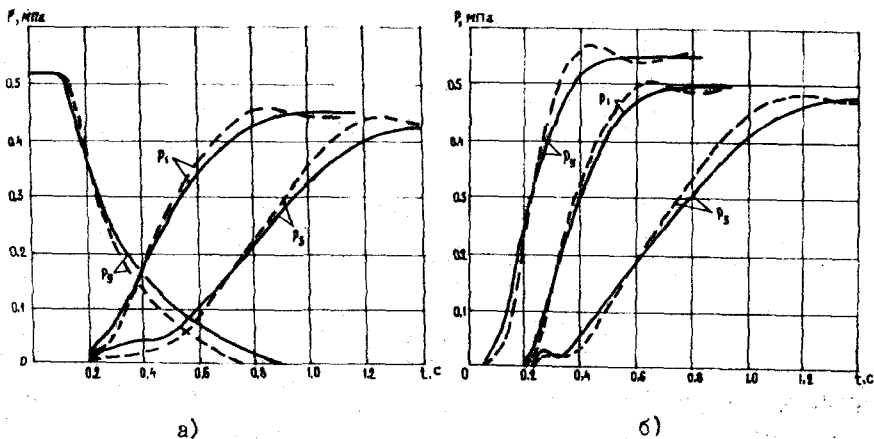


Рис. 4. Экспериментальные (—) и расчетные (---) динамические характеристики однопроводного (а) и двухпроводного (б) тормозных приводов автопоезда:

P_y - давление в магистрали управления на уровне соединительной головки; P_1, P_3 - давление в тормозных камерах первой и третьей оси прицепа

В четвертой главе проводится экспериментальная оценка качества построенной математической модели рабочих процессов. Описываются методика и результаты экспериментов.

В процессе выполнения работ по оценке качества математической модели решались следующие задачи: определение достигнутой степени адекватности, выявление закономерности влияния различных параметров системы на степень адекватности; определение границ применимости модели.

Для количественной оценки выбран и обоснован критерий качества моделирования в виде $\varepsilon = |t_k^g - t_k^r|$, где t_k^g , t_k^r - экспериментальное и расчетное значения быстродействия k -го участка системы. В соответствии с указанными задачами выявление связи ε с параметрами системы проводилось методами математического планирования эксперимента.

В связи со сложностью системы была разработана и обоснована методика эксперимента, включающаяся в последовательном нахождении функций $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_k$, начиная от первого участка до полной системы. При этом функция ε_k ищется в виде

$$\varepsilon_k = f(x_1, x_2, \dots, \varepsilon_{k-1})$$

где x_1, x_2, \dots - входные воздействующие факторы (параметры k -го участка), ε_{k-1} - обобщенный вход со стороны предыдущего участка. Такой подход позволил в значительной мере сократить объем эксперимента без ущерба для решаемых в нем задач.

В работе установлено, что допустимо ограничиться оценкой качества модели в линейной постановке

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \sum_{j=1}^3 \varepsilon_j x_j + \sum_{j \neq l}^3 \varepsilon_{jl} x_j x_l + \varepsilon_{jlc} x_j x_l x_c,$$

рассматривая только влияние: диаметра d , наполняющегося или опоражнивающегося трубопровода, его длины l , а также объема конечной емкости или воздействия со стороны предыдущего участка.

В общем случае методика эксперимента включала в себя: формирование, в соответствии со структурой системы, исследуемой цепи простейших участков; выбор командных аппаратов (по результатам снятия статических характеристик пяти аппаратов каждого вида) с характеристиками, близкими к среднестатистическим; выбор плана эксперимента; определение числа параллельных опытов в соответствии с принятой в планировании экспериментов методикой; проведение эксперимента и снятие динамических характеристик; вычисление значения функции отклика и статистическую

обработку результатов; установление связи погрешности моделирования с действующими факторами в виде уравнения регрессии и его анализ.

Эксперименты проводились на лабораторных стендах. Для одновременной регистрации давления в различных точках пневмосистемы, темпа приведения её в действие, а также визуального контроля применялась усилительная и регистрирующая аппаратура, включающая усилитель 8АНЧ-7М, осциллограф Н-115, быстродействующий самописец Н-338, цифровой измеритель временных параметров Ф-738, датчики давления ТДДМ, датчики начала и конца перемещения.

Для оперативной и качественной обработки, а также систематизации результатов экспериментов была разработана методика полуавтоматизированной обработки экспериментальных данных с помощью ЭВМ, которая позволила после ввода преобразованных на перфоленту экспериментальных данных, получать конечную информацию в удобном виде, проводить статистическую обработку информации и регрессионный анализ.

В работе приводятся матрицы планирования эксперимента и уравнения регрессии для всех участков системы.

В целом, предложенная математическая модель удовлетворительно описывает динамические процессы в пневматической тормозной системе в рассмотренном диапазоне изменения параметров трубопроводов: длины $l = 2+10$ м и диаметров $d = 0,008+0,012$ м. Степень адекватности математической модели зависит от типа моделируемой системы. Для систем с линиями управления средняя относительная погрешность составляет 10%, для систем с большими емкостями - 16%. Отсутствие тенденции роста погрешности моделирования с увеличением длины трубопроводов и уменьшением диаметра позволяет распространить действие модели на системы с параметрами: $l > 10$ м и $d < 0,008$ м. Трубопроводы рассмотренного диапазона изменения длин и диаметров наиболее типичны для пневматических тормозных систем автопоездов-тяжеловозов и определяют их динамические характеристики.

Экспериментальная оценка качества математической модели показывает, что её можно применять при исследовании динамики рабочих процессов пневматических тормозных приводов и практических расчетах при проектировании.

Пятая глава посвящена исследованию быстродействия пневматических тормозных приводов автопоездов-тяжеловозов. Основные результаты расчетов подтверждены экспериментами как на стенде, так и на натурных образцах прицепов.

Задача синтеза пневматического тормозного привода автопоездов-тяжеловозов рассматривается в следующей постановке. Заданы параметры тормозной системы тягача, типоразмер тормозных камер, параметры командных аппаратов. Требуется определить номенклатуру аппаратов тормозного привода прицепа (воздухораспределители, ускорители наполнения и выпуска) и геометрические характеристики привода (длины и диаметры трубопроводов) с учетом ограничений, накладываемых геометрическими параметрами прицепа, и доставляющие целевой функции t значение, удовлетворяющее неравенству

$$t_{min} \leq t \leq t_{max}.$$

Поскольку для автопоездов-тяжеловозов время срабатывания обычно много больше требуемой величины t_{max} , то рассматриваемая задача сводится к минимизации целевой функции.

В соответствии с выбранной методикой исследования, предварительно рассматривался привод без учета конкретных ограничений транспортного средства и было определено влияние геометрических параметров пневматического тормозного привода на его быстродействие.

Рассматривались два типа участков: магистрали управления и силовой системы. Поскольку транспортное средство имеет вполне конкретную длину, то выбор длин трубопроводов определяется безразмерными координатами установки аппаратов $\ell_x = \frac{\ell_1}{\ell_2}$, где ℓ_1 и ℓ_2 - длины трубопроводов от данного аппарата до соседних. При этом для каждого аппарата решается задача поиска координаты ℓ_x , соответствующей нижней границе целевой функции:

$$\left. \begin{aligned} t(\ell_x) \rightarrow \inf, \\ \ell_1 + \ell_2 = \text{const}, \ell_x \in (0, 1). \end{aligned} \right\}$$

На рис. 5 показаны теоретические и экспериментальные зависимости $t = t(\ell_x)$ для некоторых аппаратов. Минимумы кривых определяют оптимальное положение аппарата при постоянных прочих параметрах. В работе определено также оптимальное положение аппаратов при всех других возможных вариантах их взаимного расположения.

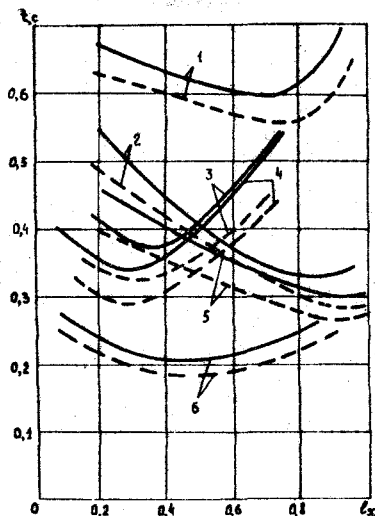


Рис. 5. Экспериментальные (—) и расчетные (---) зависимости быстродействия участка привода от координаты положения:

1,2 - воздухораспределителей по одно- и двухпроводной системам в силовом участке; 3,4 - ускорителя выпуска и соединительной головки с клапаном при управлении от клапана управления тормозами прицепа по однопроводной системе; 5,6 - ускорителя наполнения в участках силовом и управления

В работе показано влияние диаметров трубопроводов на быстродействие системы с учетом разделения их на трубопроводы питания командных аппаратов, силовой системы и системы управления. Причем, для магистрали управления рассматривался общий случай, когда она состоит из двух трубопроводов разного диаметра d_1 и d_2 . Результаты исследования такой магистрали переменного сечения показаны на рис. 6. Из рисунка видно, что для каждого значения d_1 существует такое d_2 (причем $d_1 \neq d_2$), при котором время срабатывания магистрали минимально. Минимумы кривых определяют оптимальное сочетание диаметров.

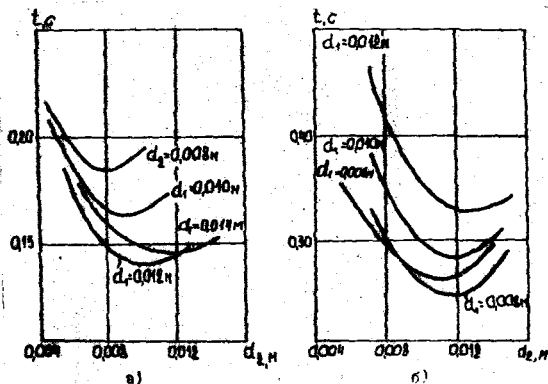


Рис. 6: Зависимость быстродействия магистрали управления переменного сечения от диаметров d_1 и d_2 трубопроводов (возрастание индекса указывает на направление потока воздуха): а - процесс наполнения; б - процесс выпуска

Для синтеза тормозных систем автопоездов-тяжеловозов с учетом ограничений, накладываемых конкретной конструкцией транспортного средства, предложен специальный метод синтеза систем на ЭВМ. Он основан на разработанной методике расчета, результатах исследования геометрических характеристик и обеспечивает для заданного быстродействия поиск набора аппаратов минимальной сложности при выборе оптимальных геометрических параметров привода.

С помощью этого метода были синтезированы пневматические тормозные приводы серийных и перспективных прицепов и полуприцепов-тяжеловозов ЧМЗАП. Время срабатывания приводов в составе автопоезда в общепринятых пределах согласуется с быстродействием тормозных приводов тягачей.

В таблице приведены предпочтительные с точки зрения быстродействия безразмерные координаты установки воздухораспределителей, ускорителей наполнения и выпуска, полученные в результате синтеза тормозных приводов прицепов-тяжеловозов.

Таблица

Тип участка	Безразмерные координаты установки аппаратов			
	Ускоритель выпуска	Ускоритель наполнения	Воздухораспределитель	
			однопроводного привода	двухпроводного привода
Участок системы управления	$\frac{0,2-0,3}{0,4-0,5}$	0,4-0,6	$\frac{0,1-0,2}{0,2-0,4}$	0,4-0,6
Участок силового привода	-	0,9-1,0	$\frac{0,7-0,8}{0,8-0,9}$	0,9-1,0

Примечание. В числителе указаны значения координат в случае, когда задающим аппаратом является клапан управления тормозами прицепа по однопроводной системе, в знаменателе - ускоритель выпуска.

Место установки воздухораспределителя при комбинированной тормозной системе определяется однопроводным приводом, так как быстрое действие этого привода более чувствительно к месту установки аппарата.

Пути повышения быстрогодействия определяются количеством тормозных камер, приходящихся на один магистральный трубопровод от воздухораспределителя. При $k > 2$ быстроедействие привода ограничивается силовым участком. В связи с этим, привод должен выполняться таким образом, чтобы каждый магистральный трубопровод с внутренним диаметром 0,012 м подавал воздух от командного аппарата не более, чем к двум тормозным камерам. При $k < 2$ быстроедействие системы может ограничиваться магистралью управления. Установка ускорителей в магистрали управления необходима, если длина магистрали однопроводного привода более 8 м и двухпроводного - более 14 м. Место установки ускорителей должно соответствовать координатам, указанным в таблице.

Диаметр магистрали управления постоянного сечения должен быть равен 0,010 м - для однопроводного привода и 0,012 м - для двухпроводного. Магистраль управления переменного сечения должна иметь диаметры трубопроводов 0,008 и 0,012 м и расширяться в сторону течения воздуха при однопроводном приводе и сужаться от диаметра 0,012 м до 0,010 м при двухпроводном.

Для оценки правомерности результатов синтеза были проведены в большом объеме стендовые экспериментальные исследования приводов семи моделей прицепов и полуприцепов-тяжеловозов, а также эксперименты на натуральных образцах прицепов. Эксперименты подтвердили предпочтительность рекомендованных параметров тормозных приводов. При выборе параметров тормозного привода с учетом ограничений, накладываемых на установку аппаратов параметрами конкретного транспортного средства, целесообразно пользоваться предложенной методикой расчета и синтезом привода с применением ЭВМ.

Результаты дорожных испытаний автопоезда с опытным образцом прицепа указывают на целесообразность внедрения быстродействующих тормозных систем на автопоездах-тяжеловозах, так как при этом сокращаются: тормозной путь в среднем на 10%, время действия сил сжатия в сцепке почти в 2 раза и величина сил сжатия в 1,4 раза.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Выполненное исследование показало, что на стадии проектирования автотранспортных средств возможен выбор структуры и основных параметров сложных пневматических тормозных приводов автопоездов-тяжеловозов, отвечающих современным требованиям по быстродействию. Разработанная методика расчета переходных процессов и предложенные принципы выбора параметров пневматических тормозных приводов многососных, крупногабаритных прицепов-тяжеловозов общего назначения, обеспечили синтез указанных систем с быстродействием на уровне широко распространенных транспортных средств.

2. Показано, что при проекторочном расчете с целью его формализации тормозной привод целесообразно рассматривать как совокупность обобщенных модулей вида: емкость - трубопровод с произвольной площадью поперечного сечения - емкость. Описание рабочих процессов привода целесообразно основывать на представлении о распределенности параметров модуля и о воздухе как об искусственно вязкой рабочей среде с переменным динамическим коэффициентом вязкости.

3. Для расчета динамических процессов сложных пневматических тормозных приводов предложена универсальная математическая модель модуля, которая в совокупности с топологическими методами описания структуры привода, позволяет осуществить формализацию расчета. Разработанная методика проекторочного расчета позволяет прогнозировать практически все основные динамические

характеристики пневматической тормозной системы автопоездов.

4. Экспериментальные исследования качества предложенной математической модели показали, что она удовлетворительно описывает динамические процессы в реальной системе, пригодна для исследования пневматических тормозных систем, а также для расчетов при их проектировании.

5. Результаты исследования динамических процессов пневматических тормозных приводов автопоездов показали, что влияние основных геометрических характеристик привода на его быстродействие неоднозначно и зависит от типа рассматриваемого участка (магистраль управления или силовой участок). Своеобразие магистрали управления заключается в том, что влияние координат установки аппаратов и величин диаметров трубопроводов на быстродействие системы носит экстремальный характер, зависящий от структуры системы. В работе указаны координаты предпочтительной, с точки зрения быстродействия, установки воздухораспределителей, ускорителей наполнения и выпуска, а также влияние на координаты возможных изменений структуры привода. Определены также рациональные значения диаметров трубопроводов с учетом разделения привода на магистраль управления и силовой участок.

Основные рекомендации по выбору геометрических параметров подтверждены экспериментально.

6. Синтез конкретных пневматических тормозных приводов широкой гаммы разнообразных по конструктивному исполнению прицепов и полуприцепов-тяжеловозов показал, что пути увеличения быстродействия определяются количеством тормозных камер, приходящихся на магистральный трубопровод от воздухораспределителя. Если число тормозных камер не более двух, то определяющими

с точки зрения повышения быстродействия являются процессы в магистрали управления. При количестве тормозных камер свыше двух, необходимым условием повышения быстродействия привода в целом является повышение быстродействия силового участка.

7. Предложенная методика расчета и выбора параметров приводов позволила не только качественно, но и количественно оценить влияние конструктивных параметров и структурных особенностей приводов на их быстродействие, а также сформулировать необходимые условия обеспечения быстродействия пневматических тормозных систем автопоездов-тяжеловозов общего назначения на уровне 0,6 с.

8. На основании выполненного комплекса теоретических и экспериментальных исследований обоснованы параметры пневматических тормозных приводов серийных и перспективных прицепов и полуприцепов-тяжеловозов грузоподъемностью от 20 до 60 т. Дорожные испытания контрольного экземпляра автопоезда-тяжеловоза подтвердили эффективность рекомендованной быстродействующей пневматической тормозной системы с точки зрения повышения безопасности движения.

9. Методика проектировочного расчета пневматических тормозных приводов автопоездов-тяжеловозов внедрена на Челябинском машиностроительном заводе автотракторных прицепов (РТМ 37.265.025-81), что позволило улучшить качество проектно-конструкторских работ и сократить сроки их проведения. Синтезированные быстродействующие пневматические тормозные приводы внедрены на серийных прицепах-тяжеловозах ЧМЗАП грузоподъемностью 25, 40 и 60 т. Суммарный народнохозяйственный экономический эффект от внедрения составил 132 тыс. руб. в год.

Основные материалы диссертации опубликованы в следующих работах автора:

1. Аналитическое исследование влияния параметров тормозного привода на время срабатывания. - В кн.: Автомобили, тракторы и двигатели. Вып. 214. - Челябинск, 1978, с. 74-78.
2. К расчету динамики пневматического привода тормозов тяжелых автопоездов. - В кн.: Автомобили, тракторы и двигатели. Вып. 246. - Челябинск, 1980, с. 9-14.
3. Оптимизация некоторых параметров пневматического тормозного привода. - В кн.: Автомобили, тракторы и двигатели. Вып. 246. - Челябинск, 1980, с. 15-18.
4. Математическая полуавтоматизированная обработка экспериментальных данных. - Информационный листок о научно-техническом достижении. - Челябинск, ЦНТИ, 1980, № 25-80 НТД.
5. Численный метод расчета неустановившихся процессов в пневматическом трубопроводе. - В кн.: IУ Всесоюзный симпозиум по пневматическим приводам и системам управления. Тезисы докладов. Тула, 1981, с. 33.
6. Определение параметров неустановившихся процессов в трубопроводе пневматического тормозного привода. - Изв. вузов. Машиностроение, 1981, № 5, с. 89-92.

7. Математическая модель сложного пневматического тормозного привода.- В кн.: Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин. Вып. 268.- Челябинск, 1981, с. 35-38.
8. О быстродействии пневматического привода тормозов прицепов-тяжеловозов.- Автомобильная промышленность, 1981, № 5, с 15-17 (в соавторстве с Кавьяровым И.С.).

Жестков Валерий Владимирович

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ
ВЫСТРОДЕЙСТВУЮЩЕГО ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО
ПРИВОДА АУТОПЕОЗДОВ-ТЯЖЕЛОВОЗОВ

Специальность 05.05.03 - "Автомобили и тракторы"

Техн.редактор Миних А.В.

ФБ 00088. Подписано к печати 29/1У-82 г. Формат 60х90 1/16. Объем 1,25 п.л.,
1 уч.-изд.л. Тираж 100 экз. Заказ № 134/452.

УМП ЧПИ. 454044, г.Челябинск, пр.им.В.И.Ленина, 76.