

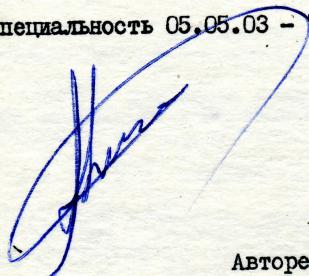
МИНВУЗ УССР
ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ
им. КОМСОМОЛА УКРАИНЫ

На правах рукописи

БУДЬКО Иван Иванович

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРМОЗНЫХ
МЕХАНИЗМОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

(Специальность 05.05.03 - "Автомобили и тракторы")



Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Харьков - 1980

Работа выполнена на кафедре "Автомобили" Харьковского

автомобильно-дорожного института им. Комсомола Украины.

Научные руководители: - доктор технических наук, профессор Григорьев А.Б., кандидат технических наук, доцент Федосов А.С.

Общие консультанты: - доктор технических наук, профессор Морозов Е.И., кандидат технических наук Медведев Р.А.

Ведущее предприятие - Центральный научно-исследовательский автомобильный институт НАМИ.

Заседание состоится "3 июня 1980г. в 14⁰⁰ на заседании специализированного совета К-068.12.01 по присуждению ученой степени кандидата технических наук Харьковского автомобильно-дорожного института им. Комсомола Украины по адресу:

310078, г.Харьков, ул.Петровского,25

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Одной из таких проблем является анализ и синтез объектов регулирования, основным элементом которых является тормозной механизм и создание их математических моделей.

Цель работы заключается в разработке математической модели тормозных механизмов легковых автомобилей, удовлетворяющей анализу и синтезу тормозной системы как объекта автоматического управления, определение возможности применения существующих типов тормозных механизмов в ПС и возможных путей сопоставления их динамических характеристик с требованиями, предъявляемыми ПС.

Методикой исследовано и предсматривалось: построение и анализ структурной схемы тормозного механизма; построение и анализ динамики отдельных звеньев и, в частности, тормозных механизмов, на процесс затормаживания и отгона автомобилей известно немного.

Особенно актуальным стало изучение динамических характеристик составных звеньев тормозной системы в связи с интенсивным внедрением ПС.

Созданный Минавтопромом СССР в 1978 году научный Совет по координации и планированию работ с целью создания ПС выделил перед автомобильными заводами, научно-исследовательскими и учебными институтами ряд проблем, без упомянутого решения которых существенный прогресс в рассматриваемой области техники невозможен.

Интенсивный рост автомобильного парка страны выдвигает важнейшей проблемой безопасность движения. Решение этой проблемы в значительной степени зависит от совершенствования тормозной динамики автомобиля.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Автореферат разослан "29 апреля 1980г.".

Ученый секретарь
специализированного совета

к.т.н., доцент

ПЕРЕТОН В.А.

низма; анализ возможных динамических моделей тормозных механизмов; экспериментальное определение потерь на трение в кинематической цепи опорно-разжимных деталей тормозов для уточнения характеристик тормозных нелинейностей тормозного механизма и возможностей их линеаризации; экспериментальное определение динамических характеристик тормозных механизмов различных типов и конструкций; идентификация динамической модели тормозного механизма на основе полученных экспериментальных данных.

Научная новизна работы заключается в том, что впервые разработана методика и определен коэффициент полезного действия тормозных механизмов при статистическом нагружении. Предложено в качестве основного классификационного признака тормозных механизмов как объектов автоматического регулирования принять перекаточную функцию, которая определяется конструкцией тормоза и типом присущих ей обратных связей как по управлению, так и возможному воздействию. Установлено, что тормозные механизмы независимо от их типа и конструкции имеют высокую собственную частоту колебаний, а их динамическая модель описывается на основе концепции частотно-независимого внутреннего трения.

Получены уравнения, позволяющие описывать динамические характеристики тормозных механизмов для различных законов изменения давления в колесном шкивле. Установлено, что существенное влияние на динамические характеристики тормозных механизмов оказывает динамика привода, особенно трубопроволов.

Объектом исследования являлись практические все основные типы и конструкции барабанных и дисковых тормозных механизмов, которые применяются как на отечественных, так и зарубежных легковых автомобилях.

Практическая ценность выполненной

работы заключается в установлении возможности применения существующих типов и конструкций тормозных механизмов в ПС без их существенного конструктивного изменения. Разработанные мероприятия по механизированной обработке экспериментальных данных могут быть использованы при других исследованиях, связанных с использованием гармонического анализа.

Результаты работы.

Материалы, полученные при испытании динамических характеристик тормозных механизмов, могут быть использованы конструкторами при разработке ПС. Исследование потерь на трение в кинематической цепи опорно-разжимных деталей и жесткости, а также выполненный анализ динамических характеристик тормоза были использованы Запорожским автозаводом "Коммунар" при разработке московского тормозного механизма с внутренней скобой.

Работа выполнялась в соответствии с планом хоздоговорных и госбюджетных НИР кандидата "Автомобили" ХАДИ и координационным планом работ Минавтопрома СССР по созданию противоблокировочных систем на 1979-1980 г.г.

Апробация работы. Результаты работы должны были быть на научно-технических конференциях ХАДИ (1976-1978 г.г.).

Публикации. Опубликовано в 4 статьях и 2 научно-технических отчетах. Опубликовано в 4 статьях и 2 научно-технических отчетах. Опубликовано в 4 статьях и 2 научно-технических отчетах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первоначальном установлении места тормозной системы как объекта регулирования в системе "водитель-автомобиль-дорога", анализируется степень изученности выходных характеристик важнейших ее элементов — тормозных механизмов — с точки зрения проектирования автоматических систем и сформулированы задачи исследования.

Под выходными характеристиками следует понимать совокупность зависимостей, связанных показателем эксплуатационных качеств тормозного механизма с основными параметрами режима его работы. Различают статистические, статистические и динамические характеристики тормозных механизмов.

Изучению статистических характеристик тормозных механизмов и факторов, влияющих на них, посвящены работы Беленского Ю.Б., Бухарина Н.А., Тенбома Б.Б., Предескута А.Б., Машенко А.Ф., Мельчука Г.А., Метликса Н.Ф., Розанова В.Г., Федосова А.С., *Fisher N. и Parsons B., Odier J.* и др. отечественных и зарубежных ученых.

Исследование статистических характеристик посвящены работы Машенко А.Ф. и Мельчука Г.А.

Факторы, влияющие на статистические и статистические характеристики тормозных механизмов, могут оказывать влияние и на их динамические характеристики. В связи с этим в работе проведен анализ влияния температуры трущихся поверхностей, давления в приподе, скорости скольжения тренияционных пар, жесткости деталей тормоза и других параметров на его статистические характеристики.

Изучению динамических характеристик тормозных механизмов

посвящено значительное количество работ, несмотря на то, что они важны для регулирования процесса затормаживания и оттормаживания автомобиля и особенно в связи с интенсивным внедрением на автомобилей ПСС.

В работе проведен анализ работ, посвященных изучению динамических характеристик тормозных механизмов легковых и грузовых автомобилей, а также тормозных механизмов установок общего машиностроения.

Одной из первых работ, посвященных исследованию динамических характеристик тормозных механизмов с гидроприводом, была работа *Schaefer T. C. и др.* фирмы *Bendix*. Частотные характеристики типичных, как указано в работе, барабанных и дисковых тормозов показаны на рис. 1. Передаточную функцию тормоза предполагается описывать в виде линейного колебательного звена второго порядка. Собственные частоты барабанных и дисковых тормозов определены 15 и 17 герц соответственно.

На результаты этой работы ссылались многие зарубежные ученые при рассмотрении вопросов, связанных с исследованием и проектированием ПСС.

Позже появилась работа *Fisher J.K.* той же фирмы *Bendix*. В ней приведены частотные характеристики барабанного тормозного механизма с двумя активными колесами и дискового тормоза с подвижной скобой (рис.2). Так как динамические характеристики тормозов снимались непосредственно на автомобиле, то полученные две резонансные частоты (30 Гц и 100 Гц) автором объясняются резонансом подвески автомобиля и резонансом тормозных механизмов соответственно. Передаточную функцию тормоза предполагается описывать в виде линейного апериодического звена с одной постоянной времени $T = 0,002\text{с}$, а частотные характеристики представлять

в виде кривых, показанных на рис.2 штриховыми линиями.

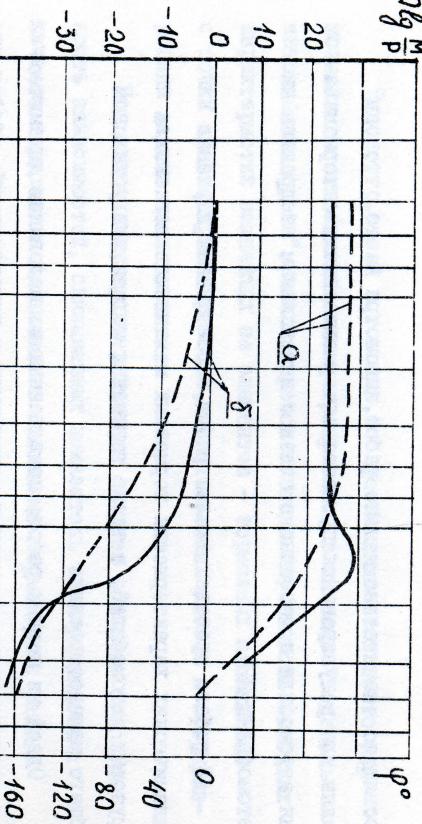


Рис.1. Частичные характеристики типичных тормозных механизмов по Schaffner et al. др.:

- амплитудные;
- — фазовые;
- · — дифракционные.

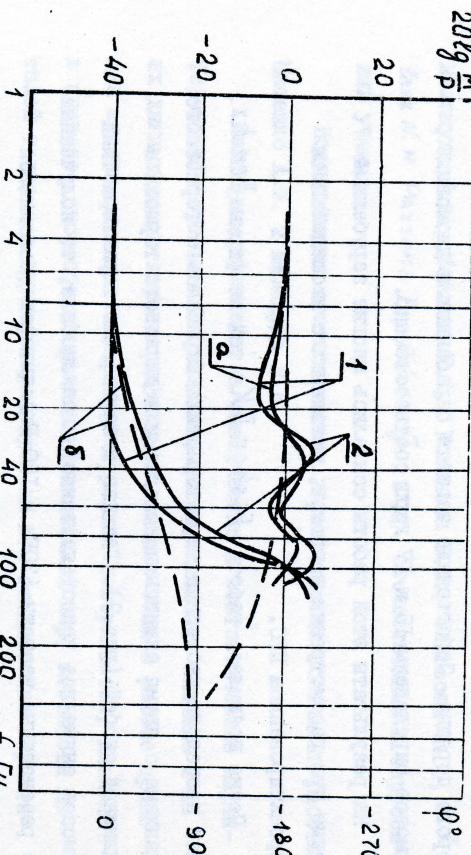


Рис.2. Частичные характеристики тормозных механизмов по Fisher D.K.

а - амплитудные;

б - фазовые;

в - дифракционные.

Л.Г.Шраго, рассматривая динамические характеристики тормозных механизмов бортовых установок, указывает, что передаточную функцию тормоза необходимо описывать в виде колебательного звена, если рассеяние энергии в системе невелико, или апериодического звена, если рассеяние энергии достаточно велико, с последовательно включенной нелинейностью типа петли гистерезиса.

К аналогичному выводу пришли Морозов Б.И., Медведев Р.А. и др., изучавшие динамические характеристики тормозных механизмов автомобилей Москвич-2140.

О наличии в тормозном механизме нелинейности типа петли гистерезиса указывается в работах Капустина В.В., Кышкечча П.Н., Козлова Ю.Ф., Sanchez P. S. и др. авторов.

Анализ этих и работ других авторов показывает, что еще нет единого мнения о характере протекания динамических процессов в тормозных механизмах легковых автомобилей. К тому же, все выполненные исследования не дают ответа на важнейший для практики вопрос: возможно ли применение существующих тормозных механизмов в ИВС без их конструктивного изменения?

На основе выполненного обзора и анализа работ были сформулированы следующие задачи исследования:

1. Анализ структуры схемы тормозного механизма и проведение экспериментальных исследований по определению гистерезисных потерь в кинематической цепи опорно-разжимных деталей тормоза с целью выяснения возможности линеаризации нелинейности типа петли гистерезиса.
2. Разработка возможных математических моделей тормозных механизмов, с необходимой полнотой отражающих динамические свойства этого звена тормозной системы.

Дипломантка инженерной школы № 5000 Университета МГУ им. М.В.Ломоносова
Б.В.Борисов

3. Экспериментальное исследование на основе п.2 динамических характеристик тормозных механизмов.

4. Разработка математической модели тормозных механизмов на основе идентификации динамических характеристик, выявление влияния на них параметров составляющих звеньев и допустимости упрощения разработанного математического описания.

Во втором плане построена структурная схема тормозного механизма и на основе ее анализа получено передаточное отношение тормоза от входа Р (приводной силы) к выходу М (тормозной момент). При этом эффект серводействия рассматривается как внутренняя обратная связь. Поставленная таким образом задача позволяет в качестве основного классификационного признака всех тормозных механизмов как объектов автоматического регулирования принять передаточную функцию, которая определяется конструкией тормоза и типом приступающей обратных связей как по управляемому, так и возмущающему воздействию.

Так, по виду статических характеристик тормозные механизмы можно разделить на три группы:

- с отрицательной обратной связью (отрицательным серводействием);
- с положительной обратной связью (положительным серводействием);
- с обратной связью (без серводействия).

На основе полученной передаточной функции барабанного и дискового тормозных механизмов, которая при принятых в работе допущениях (малая амплитуда входного сигнала, отсутствие размыкания фрикционных поверхностей при работе тормоза, отсутствия гистерезисных потерь) позволяла рассматривать систему как линейную, проведен анализ возможных динамических моделей тормоза и соответствующих им частотных характеристик.

Рассмотренные пять вариантов представления динамической модели тормозных механизмов (в виде колесоцельного звена, в виде апериодического звена, на основе модели сухого трения, в виде апериодического звена с последовательно включенной нелинейностью типа петли гистерезиса, на основе модели внутреннего трения) показали, что как для барабанных, так и для дисковых тормозов структура моделей принципиально одинакова. Амплитудные и фазовые частотные характеристики могут отличаться, если параметры на трение будут различными.

С этой целью в работе проведены экспериментальные исследования по определению количественных потерь на трение в кинематической цепи опорно-разжимных деталей тормозов, а также уточнен характер типичных недлинностей, присущих тормозным механизмам.

Для получения обобщенных результатов экспериментов были испытаны различные типы тормозных механизмов: барабанные автомобилей ЗАЗ-968 А и ГАЗ-24 (передние и задние), задний тормоз автомобиля Москвич-412; дисковые с подвижной скобой: фирмы *Girling* и внутренней скобой, автомобилий *Ford Fiesta*, *Fiat-127*, *Fiat-125P*; дисковый тормоз фирмы *Berling* с неподвижной скобой. Испытания проводились как при неподвижном барабане (диске), так и при его вращении.

Потери на трение оценивались коэффициентом полезного действия (клип), который определялся как отношение полезной работы, затраченной на создание приводных сил к полной работе приводных сил. Полученные результаты свидетельствуют о том, что потери на трение в тормозных механизмах при служебных торможениях (0,5...3,0 МПа) составляют от 10 до 40 %, а при аварийных (5,0...8,0 МПа) – 6...15 %. Следует отметить, что клип барабанных

тормозных механизмов при их вращении повышается на 4...10 %, в то время как у дисковых тормозов в этом случае кил уменьшается на такую же величину.

Полученные петли гистерезиса имели форму, слизкую к эллипсу с притупленными вершинами. Однако выбор той или иной формы описания петли гистерезиса, как указывал Я.Г.Пановко, может определяться в зависимости от ее удобства для решения задач исследований и степени ее согласованности с экспериментальными данными.

В трехей глаше описаны проведение на инерционном стенде с нагрузкой устройством, разработанным и изготовленным автором совместно с инженером Склировым В.Н., экспериментальные исследования динамических характеристик тормозных механизмов, примененных как на отечественных, так и зарубежных легковых автомобилях. Были испытаны следующие тормозные механизмы:

I) дисковые:

- с охватывающими скобами с прямым замыканием колодок на суппорт, открытыми направляющими (*Ford Fiesta*, *Fiat -125P*, *Fiat -127*); причем скоба *Fiat-127* испытывалась после длительной эксплуатации на автомобиле, т.е. накладки ее были изношены, направляющие были подвержены коррозии, что создавало дополнительное сопротивление перемещению скобы по сравнению с новой;
- с охватывающими скобами с прямым замыканием колодок на суппорт, закрытыми направляющими (типа "Girling Colette" и ЗАЗ-968 М); скоба ЗАЗ-968 М расположена внутри диска, что позволило уменьшить как массу самого диска, так и массу всего тормозного механизма;

в) с неподвижной скобой-суппортом с оппозитным промыканием (типа *Girling*);

2) барабанные:

а) обе колодки с положительной, а при вращении барабана в обратную сторону – с отрицательной обратной связью, плавающие (передние тормоза ЗАЗ-968А, ЛДАЗ-969);

б) то же, что в п."а", только с фиксированным закреплением колодок (передний тормоз ГАЗ-24);

в) одна колодка с положительной обратной связью, вторая – с отрицательной, плавающие (задние тормоза ЗАЗ-968А, Москвич-412);

г) то же, что в п."в", только с фиксированным закреплением колодок (задний тормоз ГАЗ-24).

Для проведения исследований были выбраны частотные методы, когда на вход тормозного механизма подавалось постоянное давление с наложенной на него переменной составляющей, изменяющейся по синусoidalному закону. В качестве задатчика гидравлического стабилизатора был выбран двухкаскадный электрогидравлический преобразователь ПЭГ-Д типа "солено-заслонка" с внутренней обратной связью по давлению, выпускаемый заводом "Теплоавтомат".

Изменение в гидроцилиндре тормоза измерялось тензометрическим датчиком, установленным непосредственно на входе в гидроцилиндр. Тормозной молент также регистрировался тензодатчиками, установленными на переходнике, одному фланцу которого крепился опорный щит барабанного тормоза или суппорт дискового тормоза, а к другому – реактивный рычаг.

Запись параметров производилась на ленту осциллографа. С целью определения влияния динамических свойств инерционного стендса на результаты исследования были рассчитаны его собст-

венные частоты. Так как они оказались на порядок выше предельной частоты, принятой при испытании тормозов, то при дальнейших расчетах динамические свойства стены не учитывались.

Методами планирования были определены условия проведения экспериментов.

На вход тормозного механизма подавалось постоянное давление на трех уровнях (3,5,7 Мпа) с наложенной на него синусоидальной переменной составляющей с амплитудой, равной $\pm 25\%$ от уровня постоянной составляющей. Частота давления изменялась от 0,5 до 50 Гц. В отдельных случаях на вход подавалось давление с частотой 70 Гц. Начальная скорость торможения была выбрана постоянной и соответствовала скорости автомобиля 20 м/с. Все опыты проводились на холодном тормозе.

Обработка результатов проводилась методами гармонического анализа, т.е. представлением функций изменения давления и тормозного момента рядом Фурье. Так как качество заражаемого синусоидального входного сигнала оказалось хорошим (амплитуда второй гармоники ряда Фурье для входного сигнала — давления — составляла не более 7% амплитуды первой гармоники), то при дальнейшем анализе полученных результатов использовался только первый член ряда Фурье.

Для обработки большого объема полученной информации в виде осциллограмм были использованы полуавтоматический преобразователь графиков ФО14 и ЭВМ ЕС-1020, согласование работы которых осуществлялось по специальной программе, разработанной в институте Трудом центром ХАИ.

Следует отметить, что применение ЭВМ ЕС-1020 в комплексе с преобразователем графиков ФО14 в несколько раз снизило затраты труда по обработке экспериментальных данных. Обобщенный характер

разработанного алгоритма позволяет его применять и для других исследований, связанных с использованием гармонического анализа.

Рассчитанные таким образом амплитудные (отношение первых гармоник изменения тормозного момента и давления) и фазовые (разность между фазами изменения тормозного момента и давления) частотные характеристики представлены на рис.3. В результате было получено, что отношение амплитуд выходного сигнала к входному (тормозного момента к давлению) на частотной оси от 0,5 до 50 Гц является величиной постоянной и равно 0,97 (среднеквадратическое отклонение $\bar{S} = 0,085$). Постоянным на указанной частотной оси является и сдвиг фаз между этими сигналами равный $6,0^\circ$ ($\bar{S} = 1,05^\circ$).

Для получения переходных характеристик на вход тормозного механизма подавалась резкий скачок давления. Постоянная времени тормоза, рассчитанная по этим экспериментальным данным, составляет $0,005 \dots 0,009$ с (меньшее значение относится к дисковым тормозным механизмам, большее — к барабанным типа "дуплекс").

Анализ полученных данных показал, что такой характер изменения частотных характеристик соответствует объектам, динамические модели которых описываются на основе концепции частотно-независимого внутреннего трения. Описание динамики тормозных механизмов другими моделями, анализ которых проведен в гл.2, не соответствует полученным результатам экспериментов.

При проведении дополнительных экспериментов, когда между тормозным механизмом и датчиком, регистрирующим давление, подсоединенными трубопроводом, были получены характеристики, аналогичные описанным в работе Schaefer T.C. и др.

В четвертом разделе на основе идентификации экспериментальных динамических характеристик получена математи-

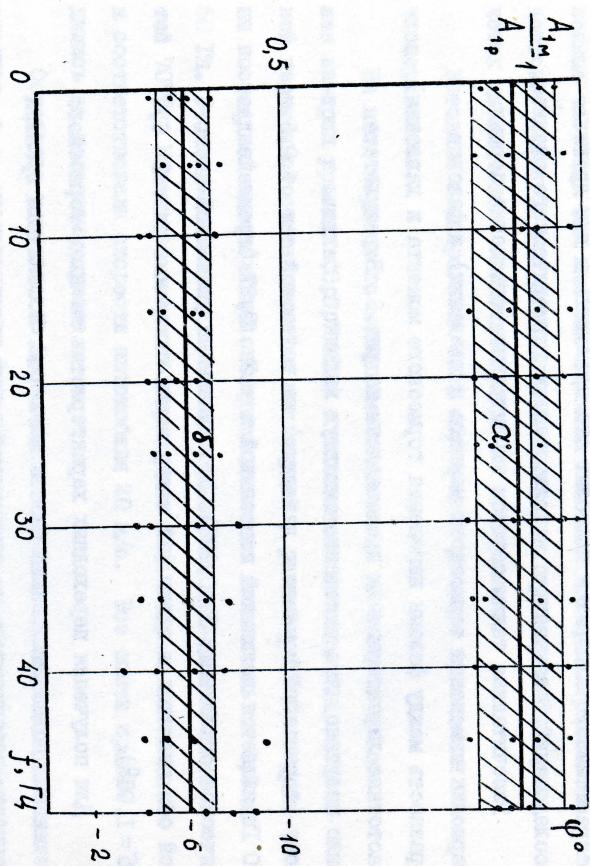


Рис.3. Частотные характеристики тормозных механизмов:

а - амплитудная,

б - фазовая.

ческая модель тормозных механизмов для различных законов изменения давления в колесном гидролинише и проведен анализ влияния на неё параметров составляющих звеньев.

Под идентификацией понимается задача определения математической модели объекта (системы) по результатам экспериментальных исследований.

В работе показано, что модель тормозного механизма, полученная по результатам идентификации, должна быть достаточно проста, чтобы получить решение, и в то же время достаточно сложна, чтобы полученные результаты имели смысл, и она бы адекватна объекту.

Анализ положений теории внутреннего трения, разработанной Е.С.Сорокиным и уточненной другими исследователями, показал её неоспоримые преимущества перед многочисленными конкурирующими моделями. Она позволяет в комплексном виде описывать объекты, обладающие нелинейностью типа петли тиггерезиса, линейными дифференциальными уравнениями.

Под внутренним трением в материале подразумеваются необратимые в энергетическом отношении процессы, сопровождающие эпилитическое деформирование тел при любой величине напряжения. Необходимость этих процессов характеризуется тем, что часть энергии деформации за каждый цикл напряжений преобразуется в тепло и, в конечном счете, рассеивается.

В тормозном механизме имеют место различные виды трения: внутреннее – в материалах опорно-разжимных деталей, конструкционное – в местах крепления этих деталей, внешнее – в опорах колесном цилиндре и т.д. Однако все эти виды трения по отношению к входному воздействию P и выходу M являются внутренними. На этом основании тормозной механизм можно рассматривать как объект с внутренним трением.

Для оценки потерь на внутреннее трение в динамических расчетах применяют величину

$$\gamma = \frac{\psi}{2\pi}, \quad (1)$$

называемую коэффициентом внутреннего трения или коэффициентом потерь.

ψ – коэффициент положения, который определяется отношением поглощенной телом энергии за один период колебаний к потенциальной энергии тела, отвечающей амплитуде колебаний за тот же период.

Согласно этой теории зависимость между циклическим напряжением δ_k и деформацией δ_k , учитывая неупругие сопротивления материала, обусловленные микропластическими деформациями, в комплексном представлении имеет вид:

$$\delta_k = [1 + i\gamma(\delta_{k_0})] E \delta_k \quad (2)$$

где δ_{k_0} – амплитуда циклической деформации;

E – модуль упругости;

i – мнимая единица.

Величины δ_k и δ_{k_0} – комплексные, остальные вещественные. Множитель i означает, что неупругая циклическая деформация $\gamma(\delta_{k_0})\delta_k$ отстает от упругой циклической деформации δ_k на угол $\pi/2$; иначе говоря, циклическая деформация δ_k отстает от циклического напряжения δ_k на угол φ , равный

$$\varphi = \arctg \gamma(\delta_{k_0}). \quad (3)$$

Учитывая, что на участке изменения амплитуды давления ($\pm 25\%$ от уровня постоянной составляющей) тормозной момент практически линейно зависит как от давления в колесном гидролиндре, так и перемещения колодок, можно считать, что тормозной момент пропорционален и напряжениям в деталях тормозного механизма, т.е. в формуле (2) $\delta_k \sim M$, а $E\delta_k \sim p$. Тогда, исходя из этого допущения, можно сделать вывод, что угол запаздывания между изменениями давления в тормозном цилиндре и тормозным моментом есть не что иное, как $\arctg \gamma$. Результаты испытаний показали, что угол запаздывания не зависит от частоты изменения давления в пределах 0,5...50 Гц. Это значит, что коэффициент потерь не зависит от частоты.

Частотная независимость коэффициента потерь – основной вывод теории внутреннего трения.

Для различных уровней постоянных составляющих давления в колесном гидролиндре (3,5,7 МПа) в пределах погрешности наших опытов коэффициент потерь также имеет постоянное значение, что соответствует выводам, полученным Е.С.Сорокиным.

Е.С.Сорокин указывает, что форма петли гистерезиса слабо зависит от материала, но существенно зависит от закона периодической нагрузки.

При определении типа нелинейности тормозных механизмов (глава 2), когда давление в колесном гидролиндре изменялось практически по трапециoidalному закону, форма петли гистерезиса имела вид эллипса с притупленными вершинами. Когда же были построены петли гистерезиса при динамических испытаниях тормозов (зависимость изменения тормозного момента от давления за один период), форма петли гистерезиса имела вид эллипса. Это полностью согласуется с опытными данными Е.С.Сорокина.

На основе анализа факторов, обуславливающих энергетические потери в тормозном механизме, получена его элементарная модель. Ею является модель неоднородного упруго-пластического тела (рис.4).

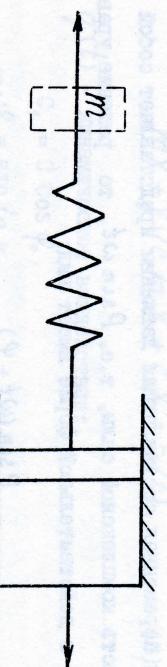


Рис.4. Элементарная модель тормозного механизма.

Для получения полной модели тормозного механизма необходимо соединить вместе несколько таких элементарных моделей, варьируя силы трения в элементах и начальные напряжения в пружинах.

Возможно в эту модель необходимо включить и массу m (на рис. 4 она изображена штриховыми линиями).

Дифференциальное уравнение, описывающее данную модель, имеет вид:

$$m\ddot{x} + (1 + i\gamma)cx = p e^{i\omega t}, \quad (4)$$

где x – перемещение колодок;

m – масса;

c – жесткость тормозного механизма;

ω – круговая частота вынужденных колебаний;

t – время;

$p e^{i\omega t}$ – комплексная сила, действующая на колодку тормоза.

$$p e^{i\omega t} = p(\cos \omega t + i \sin \omega t),$$

$$\ddot{x} = p F_i k,$$

p – давление в колесном цилиндре;

F – площадь поршня;

k – кинематическое передаточное число колодки.

Если переменная составляющая давления представляет собой

мгновенную часть комплексной силы, т.е. $p \sin \omega t$, то решение уравнения (4) в действительной форме имеет вид:

$$x = \frac{p \sin(\omega t + \varphi)}{c \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \gamma^2}}, \quad (5)$$

где $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – собственная частота,

$$\varphi = -\arctg \frac{\gamma}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}. \quad (6)$$

На основании полученного о линейной зависимости тормозного момента от давления на участке изменения переменной составляющей и использования действительного передаточного коэффициента тормоза K_0 ($K_0 = \frac{M}{P_0 \cdot r}$), где r – условный радиус приложения силы тормоза), введенного А.Ф.Машенко и Р.А.Меламудом, зависимость изменения первой гармоники тормозного момента M от изменения давления по синусоциальному закону будет иметь вид:

$$M = \frac{K_0 \cdot P_0 \cdot 2 \sin(\omega t + \varphi)}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \gamma^2}}, \quad (7)$$

$$\text{где } A_M = \frac{K_0 P_0}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \gamma^2}}, \quad (8)$$

A_M – амплитуда колебания тормозного момента;

φ – фаза, определяемая по (6).

Для других законов изменения давления в колесном гидролинионде, кроме гармонических и периодических, следует применять уравнение, предложенное А.И.Цейтлином:

$$m\ddot{x} + \gamma \sqrt{c_1 m} \dot{x} + c_1 x = p(t), \quad (9)$$

где $p(t)$ – динамическое воздействие;

$$c_1 = C \cos \varphi_0,$$

$$\varphi_0 = \arctg \frac{t}{\tau},$$

Зависимость тормозного момента от давления, изменяющегося, например, по экспоненте, будет:

$$M = K_0 \cdot P_0 \cdot 2 \left(1 - \frac{e^{-\frac{t}{\tau}}}{2 - \gamma}\right), \quad (10)$$

где P_0 – установленное значение приводной силы;

Следует иметь ввиду, что на жесткость тормозного механизма оказывает влияние уровень давления в колесном цилиндре и поэтому может изменяться. В связи с этим и собственная частота тормоза при разных давлениях может иметь разные значения.

Используя полученные зависимости (6), (8) и экспериментальные данные получено, что собственная частота тормозных механизмов изменяется в пределах 110...180 Гц. Влияние члена m^2 на параметры процесса практически ничтожно ввиду малости m , поэтому в дальнейших выкладках им можно пренебречь при решении уравнений (4) и (9).

ВЫВОДЫ

I. Тормозные механизмы независимо от их типа и конструкции, как указывал Fisher J. и подтверждено нашими экспериментами, имеют высокую собственную частоту колебаний.

Собственная частота колебаний тормозных механизмов находится в пределах 110...180 Гц, что на порядок выше реальных частот работы антиковой автоматики.

2. Тормозные механизмы обладают существенной нелинейностью типа петли гистерезиса. Форма петли гистерезиса слабо зависит от материала деталей и конструктивных параметров тормоза, но существенно зависит от закона изменения давления. Так, при синусоидальном изменении давления в колесном цилиндре тормоза петля гистерезиса имеет вид эллипса.

3. Фазочастотная характеристика в области реальных частот работы антиковой автоматики практически не зависит от скорости приложения гармонической возмущающей силы, а, следовательно, описание передаточной функции тормозного механизма в виде коле-

бателного звена второго порядка или апериодического звена первого порядка не соответствует истине.

Угол запаздывания между ростом давления в колесном цилиндре и ростом тормозного момента составляет около 6° при изменении частоты давления от 0 до 50 Гц.

4. При динамических нагрузках дифференциальное уравнение движения тормозного механизма соответствует концепции частотно-независимого внутреннего трения, которое в комплексном представлении является линейным и имеет аналитическое решение.

Приведенные уравнения уловительно описывают динамика-ческие характеристики тормозных механизмов как для гармонического или периодического, так и для других законов изменения давления в колесном цилиндре.

Установлено, что без учета точности описания переходной характеристики тормозного механизма его приведенной массой можно прееноречь ввиду ее малости.

Постоянная времени тормоза $T = 0,005 \dots 0,009$ с (меньшее значение T относится к дисковым тормозам, большее – к барабанным типа "Луплекс").

5. Разработана методика и определен коэффициент полезного действия при статическом нагружении тормозных механизмов. Полученные результаты показывают, что при служебных торможениях ($0,5 \dots 3$ Мпа) потери на трение в кинематической цепи опорно-разжимных деталей тормозных механизмов составляют $10 \dots 40\%$ а при аварийных торможениях ($5,0 \dots 8,0$ Мпа) – $6 \dots 15\%$.

6. Существенное влияние на динамические характеристики тормозного механизма оказывает динамика привода, особенно трубы и проводов. Следовательно, при проектировании ПХ для повышения

её быстродействия модулятор давления целесообразно устанавливать непосредственно вовле тормозного механизма.

7. Разработан комплекс мероприятий по механизации обработки экспериментальных данных с использованием стандартных приборов: преобразователь графиков ФО14 и ЭМ Б-1020, что позволило в несколько раз снизить затраты труда.

Обобщенный характер разработанного алгоритма позволяет его применять для обработки экспериментальных данных большого класса объектов, исследование которых связано с использованием тарометрического анализа.

8. В качестве основного классификационного признака тормозных механизмов как объектов автоматического регулирования следует принять передаточную функцию, которая определяется конструкцией тормоза и типом присущих ей обратных связей как по управлению, так и возмущающему воздействию.

9. Полученные результаты позволяют аналитически оценить влияние характеристик тормозных механизмов на динамику процесса торможения автомобиля и способствуют синтезу противоблокировочных систем.

Основное содержание диссертации изложено

в следующих работах:

1. Федосов А.С., Булько И.И. Повышение стойкости дисковых

тормозов путем увеличения числа самостоятельно пружинимых накладок. Сб. "Автомобильный транспорт", Киев, "Техника", № 13, 1976, с. 145...147.

2. Булько И.И., Склиров В.Н. Исследование динамических характеристик тормозных механизмов легковых автомобилей. Харьков,

1979, 15с. (Рукопись деп. в НИИАвтоПроме 23 марта 1979 г., № Д370).

3. Федосов А.С., Булько И.И. Исследование гистерезисных потерь в тормозных механизмах легковых автомобилей. Харьков, 1979, 10с. (Рукопись деп. в УкрНИИГТ 4 окт. 1979г., № 1696).
4. Алексеев О.П., Булько И.И. Об автоматизации обработки экспериментальных данных при исследовании динамических характеристик тормозных механизмов. Харьков, 1979, 8с. (Рукопись деп. в НИИАвтоПроме 10 окт. 1979г., № Д 430).

5. Исследование конструкции дискового тормоза с внутренней скобой автомобиля ЗАЗ-968 М: Отчет/ХАДИ; Руководитель темы Л.Т.Н., проф. А.Б.Гредескул. Исполнители: А.С.Федосов, И.И.Булько и др. Инв. № Б 663379 - Харьков, 1977 - 85с. (сб. рефератов НИР и ОКР "Транспорт", 1978, № 19).
6. Исследование возможности совершенствования конструкции дискового тормоза с внутренней скобой автомобиля ЗАЗ-968 М: Отчет/ХАДИ; Руководитель темы Л.Т.Н., проф. А.Б.Гредескул. Исполнители: А.С.Федосов, И.И.Булько, В.Н.Склиров и др.; Инв. № Б 745360.- Харьков, 1978.- 88с. (сб. рефератов НИР и ОКР "Транспорт", 1979, № 18).

Булько

Ответственный за выпуск лектор С.И.Ломака

Н 09807. Подписано к печати 24.04.1980г.

Зак. 57 , тираж 150. Объем 1,0 услоня.лек.л.
Ротапринт ХАДИ. Харьков, ул. Петровского, 25