

Министерство образования и науки Украины
ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

ОВЧИННИКОВ АЛЕКСЕЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 621.43.05

**УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЫСОКООБОРОТНОГО
АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ РАЦИОНАЛЬНОГО
УПРАВЛЕНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ**

Специальность 05.05.03 – двигатели и энергетические установки

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель –
Грицюк Александр Васильевич
доктор технических наук,
старший научный сотрудник

Харьков – 2016

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
ВВЕДЕНИЕ.....	
РАЗДЕЛ 1	
АНАЛИЗ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СОВРЕМЕННЫХ МАЛОЛИТРАЖНЫХ ВЫСОКООБОРОТНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ, ТРЕБОВАНИЯ К ИХ ПРИМЕНЕНИЮ НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ И СТРУКТУРНАЯ СХЕМА ИССЛЕДОВАНИЯ.....	11
1.1 Перспектива применения малолитражных дизелей на автомобильном транспорте.....	11
1.2 Техничко-экономические и экологические параметры автомобильных дизелей и режимы их определения.....	18
1.3 Общие тенденции выбора основных конструктивных параметров и формирования внешних скоростных характеристик малолитражных автомобильных дизелей.....	21
1.4 Структурная схема исследования.....	30
Выводы по разделу.....	31
РАЗДЕЛ 2	
МЕТОДЫ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ УПРАВЛЕНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ, ФОРМИРУЮЩИХ ВНЕШНЮЮ СКОРОСТНУЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ МАЛОЛИТРАЖНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ.....	33
2.1 Моделирование работы малолитражного автомобильного дизеля на внешней скоростной характеристике.....	33
2.1.1 Определение граничных условий нагружения дизеля при формировании внешней скоростной характеристики.....	33
2.1.2 Физическое моделирование работы малолитражного дизеля в составе транспортного средства.....	34
2.1.3 Регистрация, обработка и анализ экспериментальных данных.....	39

2.2 Доработка комплексной схемы ТНВД и регулятора для целевого формирования внешней скоростной характеристики дизеля.....	46
2.3 Методика исследования и доводки гидравлического и пневматического корректоров цикловой подачи топлива.....	53
2.4 Методика исследования и доводки пневмогидравлического корректора угла опережения впрыскивания топлива.....	55
2.5 Расчетный метод исследования пульсаций давления в сервоприводе регулятора.....	57
Выводы по разделу.....	86
РАЗДЕЛ 3	
РАЗРАБОТКА УЗЛОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО И ПНЕВМАТИЧЕСКОГО КОРРЕКТОРОВ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ДЛЯ РЕГУЛЯТОРА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ	
87	
3.1 Экспериментальное исследование требуемой характеристики изменения цикловой подачи топлива при работе дизеля на внешней скоростной характеристике.....	87
3.2 Экспериментально-расчетное определение необходимой кинематики узлов гидравлического и пневматического корректоров цикловой подачи топлива.....	97
3.3 Отработка узлов гидравлического и пневматического корректоров цикловой подачи топлива в процессе безмоторных и моторных испытаний ТПА малолитражного автомобильного дизеля	105
Выводы по разделу.....	110
РАЗДЕЛ 4	
РАЗРАБОТКА УЗЛА ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО КОРРЕКТОРА УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА ДЛЯ РЕГУЛЯТОРА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ	
111	
4.1 Экспериментальное исследование требуемой характеристики изменения угла опережения впрыскивания топлива при работе дизеля на внешней скоростной характеристике.....	111

4.2 Расчетное определение кинематики узла пневмогидравлического корректора угла опережения впрыскивания топлива.....	119
4.3 Отработка узла пневмогидравлического корректора угла опережения впрыскивания топлива в процессе безмоторных и моторных испытаний ТПА малолитражного автомобильного дизеля.	126
Выводы по разделу.....	129
РАЗДЕЛ 5	
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НОВЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ТПА ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЫСОКООБОРОТНОГО МАЛОЛИТРАЖНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ.....	
5.1 Комплексное экспериментальное исследование по оценке эффективности предложенных конструктивных решений.....	130
5.2 Определительные испытания малолитражного автомобильного дизеля в составе транспортного средства.....	133
5.3 Перспектива рыночного использования созданного продукта....	142
Выводы по разделу.....	145
ВЫВОДЫ.....	147
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	150
Приложение А. Технические требования к устройствам гидравлического и пневматического регулирования цикловой подачи топлива.....	165
Приложение Б. Технические требования к устройству автоматического регулирования угла опережения впрыскивания топлива.....	168
Приложение В. Программа и методика определительных испытаний автомобильного дизеля.....	170
Приложение Д. Справка по анализу внутреннего рынка Украины.....	179
Приложение Е. Акты внедрения результатов диссертационного исследования	182
Приложение Ж. Описание конструкции доработанной ТПА.....	189
Приложение И. Выборки иллюстраций из технических требований 4ДТНА1.ДТ2.....	205

ВВЕДЕНИЕ

Поэтапное ужесточение требований к технико-экономическим и экологическим показателям автомобильных дизелей служит стимулирующим фактором для дальнейшего развития этих силовых установок. В связи с этим особый интерес вызывает эволюционный путь развития существующих конструкций и простые решения, способствующие дальнейшему совершенствованию эксплуатационных показателей дизеля.

В настоящее время ведущие мировые фирмы разработали и всячески совершенствуют электрогидравлическую дизельную топливную аппаратуру с электронным управлением впрыскиванием, микропроцессорное управление которой позволяет оптимизировать качественные и количественные характеристики топливоподачи и обеспечить связанное управление цикловой подачей, углом опережения впрыскивания топлива (УОВТ) с одновременной оптимизацией одностадийного, ступенчатого или многостадийного впрыскивания [1-10]. Однако внедрение этих систем, при их очевидной перспективности, оправдано только при полной электронизации вновь разработанного дизеля для нового транспортного средства (ТС) и, таким образом, не может рассматриваться в качестве варианта модернизации дешевого дизеля как эффективной альтернативы бензиновому двигателю при капитальных ремонтах изношенного парка автобусов и грузопассажирских автомобилей внутригородского применения. Это и заставляет совершенствовать традиционные топливные системы непосредственного действия и целенаправленно формировать как внешнюю скоростную (ВСХ), так и нагрузочные характеристики автомобильного дизеля даже в случае отсутствия его электронизации. В идеальном случае оптимальное регулирование двигателя и его топливной аппаратуры должно осуществляться на любом эксплуатационном режиме его работы, но при реальной эксплуатации может иметь разумную достаточность целевое формирование только ВСХ. Последняя хотя и очерчивает только верхнюю границу поля возможных эксплуатационных режимов работы дизеля, но выделяется своей значимостью среди множества характеристик всережимного регулято-

ра по тем простым причинам, что именно она включает точки, соответствующие режимам номинальной мощности и максимального крутящего момента, и через ее участки осуществляется любой переходный процесс пуска дизеля или разгона его коленчатого вала [11-18]. Создание исполнительных механизмов, реализующих управление топливоподачей на ВСХ, автоматически позволит получить рациональное управление подачей топлива и на нагрузочных характеристиках.

Поэтому научно-практическая задача улучшения параметров высокооборотного малолитражного дизеля (ВМД) путем рационального управления топливоподачей, является актуальной.

Работа выполнена на кафедре ДВС ХНАДУ и в ГП "ХКБД" (г. Харьков) согласно задач государственного инвестиционного проекта "Создание производства отечественного малолитражного автомобильного дизеля мощностью 100-175 л.с. двойного применения (Слобожанский дизель)" и в соответствии с договором между ГП "Харьковский автомобильный завод" и ГП "ХКБД" (№63153) на выполнение работ по теме: "Модернизация автомобильной техники дизельными двигателями в интересах Министерства обороны Украины".

Целью исследования является улучшение показателей высокооборотного малолитражного автомобильного дизеля при его работе на внешней скоростной характеристике путем максимального расширения возможностей топливной аппаратуры (ТА) непосредственного действия.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- провести моделирование внешней скоростной характеристики высокооборотного малолитражного автомобильного дизеля;
- разработать комплекс методов моделирования топливно-экономических и экологических показателей автомобильного дизеля на внешней скоростной характеристике;
- разработать нетрадиционный способ управления разделенной топливной аппаратурой непосредственного действия во всем поле скоростных и нагрузочных характеристик и математическую модель регулирования характеристик топливоподачи;

- сформировать характеристику управления основными параметрами топливоподачи на скоростной и нагрузочной характеристиках работы дизеля, предложить и исследовать исполнительные устройства для реализации такой характеристики;

- оценить эффективность предложенных методов, технических и конструктивных решений, направленных на улучшение эксплуатационных показателей автомобильного дизеля.

В работе исследованы процессы формирования рациональной внешней скоростной характеристики высокооборотного малолитражного автомобильного дизеля на базе расширения возможностей разделенной ТА непосредственного действия относительно обеспечения скоростных и нагрузочных характеристик топливоподачи.

В основу исследования положены фундаментальные положения теории ДВС, теории автоматического регулирования, теории колебаний, в частности использованы:

- метод математического планирования эксперимента;
- метод гидродинамического расчета в полости регулятора;
- метод расчета колебаний давления в сервоприводе регулятора;
- экспериментальный метод стендовых безмоторных испытаний топливной аппаратуры;
- экспериментальный метод стендовых испытаний дизеля с опытной топливной аппаратурой;
- метод экспериментального исследования дизеля с опытной топливной аппаратурой в составе транспортного средства.

Научная новизна полученных результатов состоит в следующем:

1. Впервые осуществлено исследование работы внешне нагруженного высокооборотного малолитражного автомобильного дизеля с топливной аппаратурой непосредственного действия во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала (КВ) от минимальной частоты холостого хода до частоты вращения при номинальной мощности. Это позволило усовершенствовать топливную аппаратуру

ВМД и ввести дополнительные критерии формирования его внешней скоростной характеристики.

2. Экспериментально-расчетным методом для автомобильного высокооборотного дизеля определена полиномиальная связь между рациональными цикловой подачей топлива и УОВТ с одной стороны и частотой вращения КВ и показателем нагруженности дизеля, а именно давлением наддува, с другой. Это позволило обеспечить рациональные параметры топливоподачи на скоростной и нагрузочных характеристиках работы автомобильного дизеля независимо от состава и характеристики системы воздухообеспечения.

3. Благодаря разработанной математической модели регулятора цикловой подачи топлива и УОВТ, в которой учтено колебание давления топлива в его сервоприводе, впервые определены источники пульсаций давления и их влияние на стабильность работы гидравлических корректоров цикловой подачи и УОВТ. Это дало возможность организации активной и пассивной защиты функционирования регулятора от колебаний давления топлива и достижения стабильной работы его гидравлической составляющей.

Практическое значение для дизелестроения имеют:

1. Предложенная схема топливной аппаратуры, в которой упор рейки, определяющий внешнюю скоростную характеристику дизеля, изменяет свое положение в зависимости от условий работы дизеля (устройство защищено патентом Украины).

2. Разработанная и доведенная оригинальная конструкция регулятора угла опережения впрыскивания топлива.

3. Разработанные технические требования к устройствам гидромеханического и пневматического регулирования цикловой подачи топлива и к системе автоматического регулирования УОВТ.

4. Разработанная программа и методика обкатки и регулировки ТА типа *НРМ* (Hydraulic Pneumatic Mechanical) на безмоторном стенде.

5. Разработанная программа и методика обкатки и регулировки дизеля с топливной системой *НРМ* на стенде.

6. Модернизированные стационарные стенды ГП "ХКБД" для безмоторных испытаний ГА типа *НРМ* и для испытаний четырехцилиндровых дизелей параметрического ряда "Слобожанский дизель".

7. Обеспечение устойчивой работы нагруженного автомобильного дизеля при минимальной частоте вращения холостого хода. Полученные характеристические карты его работы на моторном стенде и в эксплуатации для дальнейшего создания дизелей как с системой *НРМ*, так и с электронным регулированием топливоподачи.

Результаты исследований внедрены и используются в ГП "ХКБД" (г. Харьков), ГП "Завод им. В.А. Малышева" и переданы для применения и внедрения в научно-исследовательской лаборатории кафедры ДВС ХНАДУ, а также для использования в учебном процессе этой кафедры при подготовке студентов специальности 7.05050304, 8.05050304 – «Двигатели внутреннего сгорания».

Акты внедрения представлены в Приложении Е.

При выполнении диссертационной работы соискателем лично разработаны ее основные положения. Среди них:

- предложено адаптивное управления топливоподачей высокооборотного автомобильного дизеля во всем диапазоне эксплуатационных частот вращения КВ от минимальной частоты холостого хода до частоты номинальной мощности;

- выбраны и обоснованы дополнительные критерии формирования ВСХ высокооборотного автомобильного дизеля;

- доработаны топливный и пневматический корректоры цикловой подачи топлива с одновременной разработкой и внедрением оригинальной конструкции гидropневматического корректора системы изменения УОВТ топливной аппаратуры непосредственного действия для автомобильного дизеля;

- разработан, исследован и внедрен алгоритм выбора параметров упругих элементов (пружин и мембран) схемы управления, способной обеспечить заданную форму внешней скоростной характеристики дизеля при рациональном УОВТ;

- предложены конструктивные решения относительно активной защиты сервопривода от пульсаций давления;

- проведены стендовые, определительные испытания топливной аппаратуры с системой регулирования типа *НРМ* в условиях безмоторного, моторного стендов и транспортного средства;

- разработаны и внедрены Технические требования на обкатку, регулировку и сдачу насоса топливного высокого давления дизеля 4ДТНА1 (4ДТНА1.ДТ2), а также Программы и методики приемо-сдаточных и периодических испытаний этого дизеля (4ДТНА1.ПМ1, 4ДТНА1.ПМ2).

Основные положения и результаты исследований, которые включены в диссертацию, докладывались на: XII Международной научно-практической конференции "Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей" (г. Владимир, Россия, Владимирский государственный университет, в 2010 г.), XVII, XVIII, XIX Международных конгрессах двигателестроителей (пос. Рыбачье, Крым, Украина, 2012, 2013гг. и ПГТ Коблево, в 2014 г.); Международной научно-практической конференции по случаю Дня автомобилиста и дорожника (г. Харьков, ХНАДУ, в 2014 г.).

Основные научные результаты диссертационной работы опубликованы в 9 научных работах, из них 6 работ – в научных специализированных изданиях, 2 работы – в зарубежных изданиях и 1 патент Украины на изобретение.

РАЗДЕЛ 1

АНАЛИЗ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СОВРЕМЕННЫХ МАЛОЛИТРАЖНЫХ ВЫСОКООБОРОТНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ, ТРЕБОВАНИЯ К ИХ ПРИМЕНЕНИЮ НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ И СТРУКТУРНАЯ СХЕМА ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Перспектива применения малолитражных дизелей на автомобильном транспорте

До настоящего времени во всем мире прослеживается рост рынка транспортных услуг. Что касается украинского рынка автоперевозок, то согласно данным госкомстата, он также характеризуется ростом темпа грузоперевозок, среди которых значительное место занимают перевозки, осуществляемые автомобилями малой грузоподъемности категории N1, общей массой до 3,5 тонн [33]. На украинском авторынке эта категория представлена автомобилем ГАЗель, изготавливаемым российским Горьковским автомобильным заводом [34]. ГАЗель является основным автомобилем, используемым при предоставлении транспортных услуг в Украине, благодаря своей маневренности при перевозках по городу и неприхотливости при работе на небольших и средних расстояниях, на фоне своей надежности и относительно невысокой стоимости.

Кроме того, за последнее время все больший размах во всем мире, в том числе и в Европе, набирает тенденция производства автомобилей, укомплектованных дизелями [35]. Производителями автомобилей давно проанализирована эффективность использования этого двигателя. Динамика рынка для грузопассажирских автомобилей до 2020 года, а вместе с тем и доля различных силовых установок для транспортных средств зависит от многих факторов. Одним из этих показателей является расход топлива, затраты на которое могут составлять от 25 до 70% затрат на эксплуатацию автомобиля. Вследствие этого роль затрат на топливо имеет большее значение, чем в секторе легковых автомобилей.

По данным исследования консалтингового агентства JD Power Asia Pacific, около 25% всех новых автомобилей в мире оснащены именно дизелями, причем

популярность этого типа двигателей с каждым годом растет. Согласно прогнозам экспертов, до 2018 года процент таких машин будет ежегодно увеличиваться на полтора-два процентных пункта. Причины – рост цен на топливо и необходимость выполнения более жестких норм выбросов вредных веществ с отработавшими газами (во многих странах мира по этой причине водителям автомобилей, укомплектованных дизелем, дают скидки на транспортный сбор). Еще один плюс – возможность заправки биодизельным топливом, который на фоне уменьшения запасов нефти становится все более актуальным. В Украине же легковые и малые грузовые автомобили с дизелями только сейчас становятся популярными.

Эта тенденция охватила и российский рынок производства мелких грузовых автомобилей, укомплектованных дизелями, и соответственно, на украинском рынке начата продажа этих автомобилей. Украинские автопроизводители пока еще не изготавливают малогабаритные грузовые автомобили категории N1 с дизелями, однако существует перспектива на украинских заводах и станциях технического обслуживания переоборудования и замены в работающих автомобилях типа ГАЗель бензиновых двигателей на дизель. Кроме того, отечественные товаропроизводители хорошо представлены в предназначенных для перевозки пассажиров автотранспортных средствах категорий M1 и M2, производство которых осуществляется исключительно на базе шасси автомобиля ГАЗель [34], а в перспективе при наличии отечественного дизеля готовы создать и собственный малогабаритный автомобиль категории N1 (Приложение Д).

Дизели и бензиновые двигатели конкурируют уже много лет. Много моделей автомобилей выпускаются в двух вариантах. Это подтверждает тот факт, что утверждать с уверенностью, который из двигателей лучше, нельзя. Существуют лишь определенные условия, при которых выбор одного из двух типов двигателей более предпочтителен. Следует отметить, что совсем недавно подавляющее большинство автомобилистов отдавали предпочтение бензиновым двигателям. В настоящий момент ситуация постепенно изменяется и много водителей выбирают автомобили, укомплектованные дизелями.

Рост цен на топливо давно привлекает общее внимание, и вокруг дизельных технологий не стихают споры. В то же время сторонники дизельного двигателя приводят ряд аргументов в его пользу. Одним из наиболее существенных является расход топлива.

Несмотря на то, что современные технологии - например, прямое впрыскивание бензина и концепция минимизации - помогают и дальше совершенствовать бензиновые двигатели, сокращая расход топлива, дизели все так же превосходят их в этом отношении. Современные дизели тратят приблизительно на 30% меньше топлива, чем бензиновые двигатели с прямым впрыскиванием того же поколения. Автомобиль с дизелем компакт-класса предыдущего поколения потреблял на 31% меньше горючего, чем бензиновый двигатель с впрыскиванием через впускной коллектор. Дизели последнего поколения на 29% экономичнее бензиновых двигателей с прямым впрыскиванием, турбокомпрессором и уменьшенным литражом. Причиной этого является большая степень сжатия у дизеля, находящаяся в пределах 17-22 единицы, в то время как у бензиновых двигателей – 8-10 единиц.

Преимущества дизелей по топливной экономичности определяются как более низкими значениями удельного расхода топлива g_{emin} , так и меньшей зависимостью от степени использования мощности двигателя $g_e = f(u)$ [36]. Для расчета путевого расхода топлива (Q_s), иногда удобнее использовать график зависимости удельного эффективного расхода топлива (g_e) от степени использования мощности двигателя (u %) (рис. 1.1). Он может быть получен по нагрузочной и внешней характеристикам. Из графика рис. 1.1 видно, что для каждого значения n_k удельный расход топлива имеет минимум при некотором значении u %, близком к 100%. При малых значениях u % удельные расходы топлива возрастают из-за уменьшения механического КПД двигателя и ухудшения условий сгорания горючей смеси в цилиндрах двигателя. При больших значениях u % удельные расходы также возрастают в связи с обогащением горючей смеси. У дизелей же удельный расход топлива в меньшей степени зависит от степени использования u %, чем у бензиновых двигателей. Максимальный расход топлива при малых значениях u % отличается от минимального не более, чем в 1,5 раза.

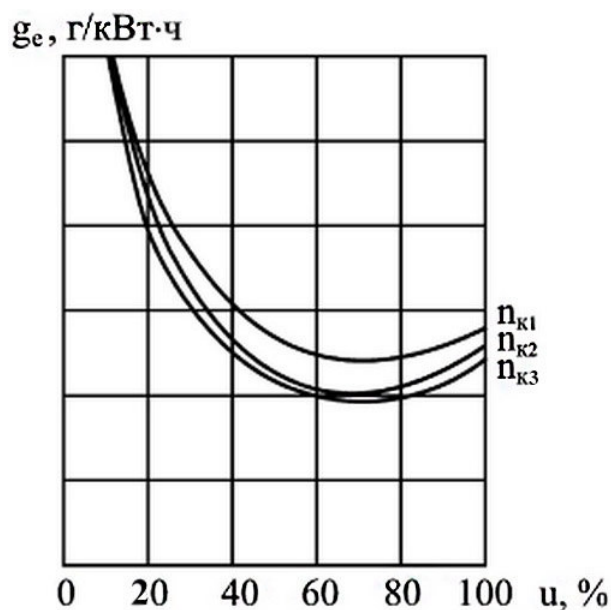


Рисунок 1.1 – Зависимость удельного расхода топлива от степени использования мощности двигателя

Немаловажным является фактор стабильности регулировочных параметров системы подачи топлива, которая у дизельных двигателей выше, чем у бензиновых. Дизель выдает высокий крутящий момент в широком диапазоне частот вращения КВ, который делает автомобиль с дизельным двигателем более «гибким» в движении, чем такой же автомобиль с бензиновым двигателем. Высокий крутящий момент при низких оборотах делает легче эффективное использование мощности двигателя. Это преимущество используется в джипах и грузовых автомобилях. В связи с вышеупомянутым, в последнее время большинство минивенов и микроавтобусов поставляются на внутренний рынок Украины с дизелями. Это обусловлено именно вышеприведенными преимуществами, которые имеет дизельный двигатель. Даже опрос потребителей показал, что большинство из них, покупая автомобиль, выбрало бы автомобиль ГАЗель с дизелем, невзирая на его более высокую цену [34].

Эти преимущества позволяют при замене бензинового двигателя дизелем, снизить расход топлива на 25...30% у легкового автомобиля и 30...40% у грузового автомобиля и автобуса. Целесообразность применения дизелей тем больше, чем шире диапазон изменения u %.

Кроме того, во многих классах автомобилей (рис. 1.2) дизель и в дальнейшем имеет преимущество с точки зрения общих годовых эксплуатационных расходов [36].

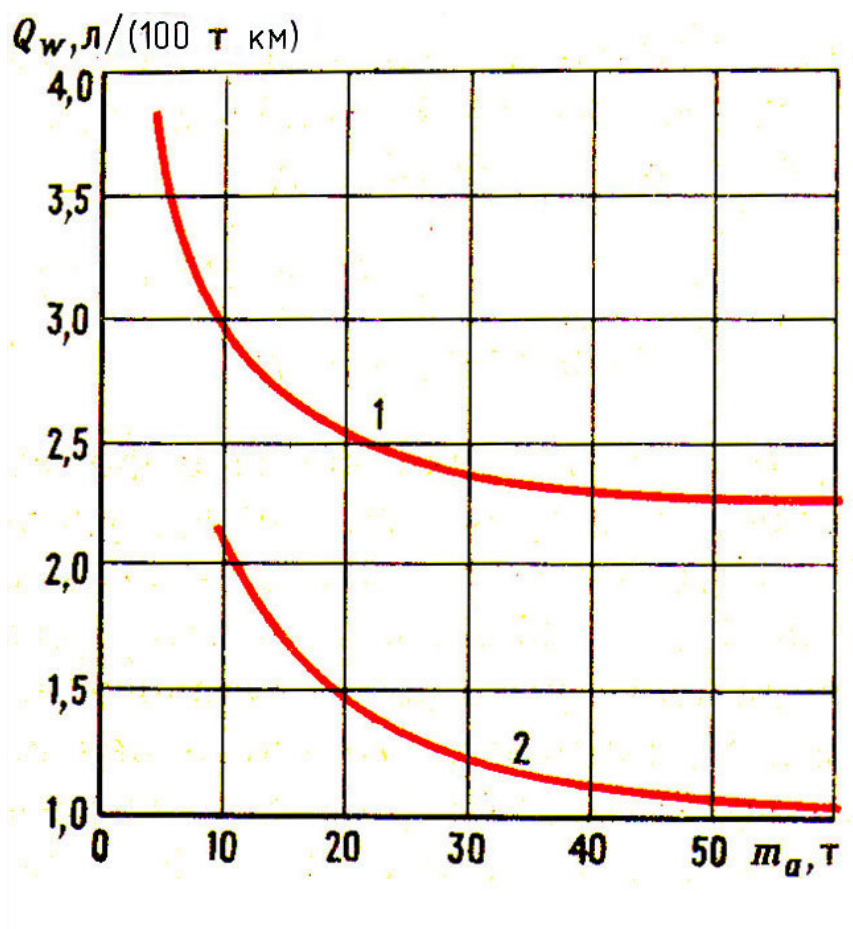


Рисунок 1.2 – Обобщенная зависимость среднего удельного расхода топлива отечественных автомобилей от полной массы:

1 - с бензиновыми двигателями; 2 — с дизелями

Изменение полной массы m_a автомобиля также влияет на расход топлива. С помощью статистического анализа экспериментальных и расчетных данных установлена линейная зависимость расхода Q_s от массы m_a :

$$Q_s = a + bm_a,$$

где a и b - коэффициенты регрессии, определенные для разных типов автомобилей и дорог [36].

Если правую и левую части уравнения разделить на m_a , то получим уравнение удельного расхода топлива Q_w в л/(100 т км):

$$Q_w = b + a/m_a.$$

На рис. 1.2 показаны кривые $Q_w = f(m_a)$, построенные для отечественных автомобилей [36]. Анализ приведенных данных позволяет установить, что при повышении полной массы, а, следовательно, и полезной нагрузки в целом уменьшается удельный расход топлива. Дизельные автомобили имеют существенно более высокую топливную экономичность по сравнению с автомобилями, имеющими бензиновые двигатели. Преимущество растет при увеличении полной массы. Влияние повышения полной массы автомобиля на топливную экономичность особенно эффективно при малых и средних значениях m_a .

Давно известно, что выигрыш напрямую зависит от годового пробега машины: чем он выше, тем больше эффект от низкой затраты топлива. Это подтверждается рядом исследований. Например, по данным немецкой автомобильной ассоциации ADAC [34], при годовом пробеге в 20 тыс. км: «89% дизельных автомобилей более экономичны, чем их бензиновые аналоги».

Кроме прочего, бензиновый двигатель имеет низкий КПД и способен превращать всего лишь около 26% энергии топлива в полезную работу. Дизельный двигатель обычно имеет коэффициент полезного действия около 36%, а дизельное топливо, как правило, дешевле.

Благодаря меньшему расходу топлива дизели выбрасывают приблизительно на 25% меньше CO_2 , чем бензиновые двигатели. Тенденция приобретения грузопассажирских автомобилей может положительно отразиться на балансе CO_2 - большинство из них оборудованы именно дизелями. Автопроизводители смогут достичь целевых показателей ЕС по эмиссии CO_2 (120 г/км) только в том случае, если дизельные модели сохранят или увеличат свою нынешнюю долю среди всех новых автомобилей в Европейском Союзе - около 50% [34].

Введение налога на эмиссию CO_2 сделает автомобили с дизелями еще более выгодными, следовательно, владельцы автомобилей, укомплектованных дизелями, будут платить меньший налог.

На сокращение расхода топлива и эмиссию в двигателях обоих типов направлена и концепция минимизации, в основе которой лежит уменьшение литража без потери мощности [37, 38] (рис. 1.3).

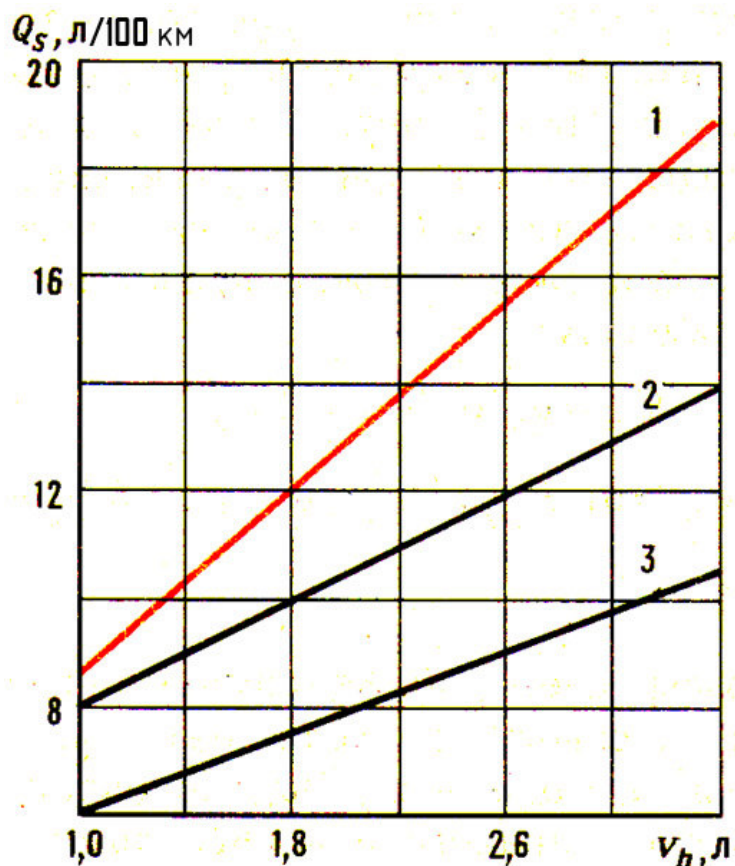


Рисунок 1.3 – Статистическая зависимость путевого расхода топлива от рабочего объема двигателя для легковых автомобилей [36]:

1 - в городском цикле; 2 и 3 - при скоростях соответственно 120 и 90 км/ч

Тех же результатов помогает добиваться и технология «старт-стоп» [38]. Другими словами, инженеры стремятся реализовать потенциал дальнейшего сокращения потребления горючего и объема вредных выбросов как в дизелях, так и в бензиновых двигателях для автомобилей. Оба типа двигателей параллельно развиваются в этом направлении.

Из всего вышеприведенного можно сделать выводы, что если автомобиль оборудован дизельным двигателем, то в процессе эксплуатации можно значительно сэкономить средства, поскольку расход топлива будет меньшим, да и дизельное топливо, как правило, дешевле.

1.2 Техничко-экономические и экологические параметры автомобильных дизелей и режимы их определения

Эффективность работы двигателя оценивается, как правило, мощностью, экономичностью и токсичностью его отработавших газов (ОГ). Экономичность характеризуется расходом топлива, затрачиваемого на получение единицы мощности, а токсичность определяется количеством вредных для окружающей среды и человека веществ, выбрасываемых в атмосферу с ОГ. Учитывается при этом также и значения максимального крутящего момента.

Техничко-экономические и экологические параметры задаются в технических условиях на дизель и проходят проверку на различных этапах производства высокооборотных малолитражных автомобильных дизелей при проведении стендовых испытаний. Объем и методы этих испытаний регламентируются такими нормативными документами как ГОСТ 14846—81 и ДСТУ 4276:2004 [39, 40].

Обычно при приемо-сдаточных испытаниях дизеля проверяются следующие его основные параметры [39, 44]:

- номинальная мощность, кВт (л.с.);
- частота вращения КВ на режиме номинальной мощности, мин⁻¹;
- минимальный удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч (г/л.с.·ч);
- максимальный крутящий момент, Н·м (кгс·м);
- частота вращения КВ при максимальном крутящем моменте, мин⁻¹;
- минимальная частота вращения коленчатого вала на холостом ходу, мин⁻¹;
- удельный расход смазочного масла на угар в зависимости от расхода топлива, %;

При специальных стендовых испытаниях принято определять:

- мощностные и экономические показатели при полных нагрузках (мощности нетто и брутто);
- мощностные и экономические показатели при частичных нагрузках;
- показатели на холостом ходу;
- условные механические потери;
- равномерность работы цилиндров;

- безотказность работы;
- дымность ОГ.

При периодических испытаниях определяют скоростные характеристики, устанавливающие зависимость показателей двигателя от частоты вращения коленчатого вала, и нагрузочные характеристики, устанавливающие зависимость показателей двигателя от его нагрузки при постоянной частоте вращения коленчатого вала. При этом внешние скоростные характеристики определяют при полной подаче топлива и при углах начала подачи топлива, указанных в технических условиях на дизель.

Кроме того, в зависимости от укомплектованности двигателя вспомогательными устройствами и оборудованием, оговоренными в приложениях 1 и 2 ГОСТ 14846-81 [39], определяют мощность нетто или брутто.

При определении скоростных характеристик необходимо выявить точки, соответствующие минимальной рабочей, номинальной и максимальной частотам вращения, установленным техническими условиями на двигатель для мощности нетто (или брутто), частотам вращения при максимальном крутящем моменте; при минимальном удельном расходе топлива.

Скоростные частичные характеристики определяют при некотором неизменном промежуточном положении рычага управления, соответствующем неполной подаче топлива. Характеристики холостого хода определяют при работе двигателя без нагрузки, поэтому нагружающее устройство должно быть отсоединено от двигателя.

Важными условиями представления результатов испытаний в виде графиков характеристик являются полнота их диапазона и предварительное приведение к стандартным условиям. То есть зависимости значений мощности, крутящего момента и расхода топлива должны быть представлены от минимальной рабочей (наименьшая частота вращения коленчатого вала при полной подаче, при которой двигатель работает устойчиво не менее 10 мин) до максимальной рабочей частоты вращения в случае представления параметров при

работе на внешней скоростной характеристике и приведены к нормальным условиям согласно п. 4 ГОСТ 14846-81 [39].

Нагрузочные характеристики определяют при постоянной частоте вращения в диапазоне от максимальной до минимальной подачи топлива. При определении нагрузочных характеристик должны быть выявлены точки, соответствующие минимальным удельным расходам топлива.

При определении скоростных характеристик дизелей также определяют дымность отработавших газов. Предельно допустимые величины нормируемых показателей выбросов видимых загрязняющих веществ отработавших газов двигателей автомобилей в режиме свободного ускорения двигателя и методы их измерения регламентируются согласно ДСТУ 4276:2004 [40].

Дымность - показатель, характеризующий степень поглощения светового потока, который просвечивает ОГ двигателя автомобиля.

Основным показателем дымности, который нормируется является натуральный показатель ослабления светового потока K , m^{-1} - величина, обратная толщине слоя ОГ, проходя через который поток излучения от источника света дымомера ослабляется в e раз. Вспомогательным является коэффициент ослабления светового потока N , % - степень ослабления светового потока в результате поглощения и рассеивания света отработавшими газами во время прохождения ими рабочей трубы дымомера.

Измерение дымности ОГ в режиме свободного ускорения осуществляется на прогретом двигателе с исправной выпускной системой и используемыми горюче-смазочными материалами, предусмотренными эксплуатационной документацией двигателя. При заглушенном двигателе дымомер подсоединяется к выпускной системе, двигатель пускается. На протяжении двух минут и с интервалами не более 15 с необходимо выполнить не менее шести замеров дымности при нажатии педали подачи топлива до упора и изменении частоты вращения коленчатого вала от минимальной до максимальной. Последние четыре измеренных значения должны иметь разницу не более $0,25 m^{-1}$ и не должны образовывать спа-

дающей последовательности. Результатом измерений считается среднее арифметическое последних четырех замеров.

Дымность высокооборотных малолитражных автомобильных дизелей с газотурбинным наддувом, не сертифицированных ДСТУ UN/ECE R 24-03 (Правилами ЕЕК ООН №24-03), не должна превышать значений $K=3,0 \text{ м}^{-1}$ и $N= 73 \%$.

1.3 Общие тенденции выбора основных конструктивных параметров и формирования внешних скоростных характеристик малолитражных автомобильных дизелей

Высокие темпы развития малолитражных дизелей усложняют задачу обоснования параметров и прогнозирования их показателей на этапе проектирования нового дизеля. Несмотря на то, что многие исследователи [3, 24, 27, 28, 30, 42] отмечают близость решений по направлению развития транспортных дизелей в целом, мировой опыт показывает, что при создании новых двигателей следует избегать копирования аналогичных конструкций, пусть даже и достаточно совершенных. Необходимо ориентироваться на тенденции развития двигателей, на закономерности эволюции их параметров и показателей, а также на перспективы совершенствования отдельных деталей, узлов и агрегатов. Только при этом условии можно вести разработку с расчетом на опережение достигнутых результатов [43].

Харьковская школа дизелестроения в своем новом направлении создания ВМД обоснованно придерживается мнения, что агрегатирова одно-, двух-, трёх- и четырёхцилиндровые конструкции вполне реально на этапе проектирования разработать семейство унифицированных для подготовки единого производства малолитражных дизелей мощности от 4 до 110 кВт, удовлетворяющих всю возможную сферу их применения. По номинальной частоте вращения малолитражный дизель должен быть высокооборотным, по применению – многоцелевым [19-23, 37]. При этом обоснована целесообразность ускорения процесса сближения в техническом плане элементной базы конструкций и систем, формирующих топлив-

но-экономические и экологические показатели малолитражных дизелей различного назначения, уже на этапе их проектирования.

Благодаря определению прогнозируемых математических ожиданий основных параметров и показателей перспективных малолитражных дизелей, обеспечивающих конкурентоспособность создаваемому ВМД на внутреннем и внешних рынках, а также анализу взаимосвязей между конструктивными параметрами и эффективными и эксплуатационными показателями ВМД с привлечением методов математического анализа на основе информационных показателей связи, установлено, что наиболее значимым при создании малолитражного дизеля является правильное согласование значений двух из основных конструктивных параметров, а именно пары - рабочий объём и степень сжатия. На основании этого и были выбраны основные конструктивные параметры созданного отечественного ВМД многоцелевого назначения [37]:

• диаметр цилиндра, мм	88
• ход поршня, мм	82
• рабочий объём цилиндра, дм ³	0,498
• степень сжатия	18,5
• отношение S/D	0,93

На протяжении многих лет разработчики дизелей занимаются системой автоматического регулирования частоты вращения КВ для обеспечения управления силовой установкой и рационального согласования энергетических возможностей дизелей с потребностями транспортных средств. В свое время достаточно широкое применение получили обычные механические всережимные регуляторы, которые уже достаточно долгое время используются на наиболее массовых в постсоветском пространстве автомобильных дизелях ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, КамАЗ-740. Очень удобным моментом, укрепляющим востребованность такого типа регулятора, является тот факт, что необходимая частота вращения КВ (первая функция системы регулирования) устанавливается нажатием на педаль управления подачей топлива и подвластна водителю транспортного средства. В то же время, уже известны факты «возмущения» профессиональных водителей грузопассажирских

автомобилей в связи с непредсказуемостью поведения дизеля (например, рост частоты вращения КВ при движении ТС на подъем при неизменном положении педали управления двигателем), который оборудован новой системой впрыскивания топлива Common Rail, имеющей электронное управление.

Тем не менее, на данном этапе развития двигателестроения жесткие требования к топливной экономичности и экологическим показателям автомобильных дизелей всё равно переводят внимание разработчиков на приоритетное выполнение второй функции системы регулирования, а именно формирование ВСХ.

Еще в середине 70-х годов XX века стало ясно [41], что традиционная ВСХ дизеля, у которой коэффициент приспособляемости получен за счет естественного увеличения цикловой подачи топлива на режиме крутящего момента благодаря улучшению наполнения надплунжерного пространства насосного элемента, не удовлетворяет требованиям к тяговым качествам ТС. Понятное ранее нахождение рейки топливного насоса на неподвижном упоре при работе дизеля по ВСХ, сегодня воспринимается как отсутствие представления о задачах силовой установки в ТС. Десятками исследований на протяжении последних лет доказывалось существенное влияние типа регулятора на топливную экономичность, экологические и тяговые показатели автомобиля или трактора. Предлагалось применение на автомобильных и тракторных дизелях однорежимных, двухрежимных и комбинированных регуляторов как средства борьбы с так называемым явлением «заброса» рейки топливного насоса со всережимным регулятором в период разгона КВ дизеля и на неустановившихся переходных режимах, которое приводило к повышению расхода топлива и увеличению дымности ОГ [45]. Уже позже [46], по убеждению соискателя, было фактически признано, что все эти сложные конструктивные изменения по сути решают одну противоестественную задачу, а именно не допускают на отмеченных режимах дизель к работе на его собственной внешней характеристике, поскольку дымность ОГ на установившихся режимах работы отечественных дизелей возникает при работе по ВСХ в области низких частот вращения КВ все из-за того же несоответствия характеристик топливной аппаратуры характеристике дизеля по пределу дымления. Естественным при таком под-

ходе явилось дальнейшее формирование ВСХ автомобильных и тракторных дизелей с помощью корректоров, перемещающих упор рейки топливного насоса в зависимости от частоты вращения КВ и давления наддува [46-48]. При этом для формирования ВСХ автомобильного дизеля с газотурбинным наддувом [47, 48] требуется положительный и отрицательный корректоры топливной подачи и коррекция по давлению наддува, опять же только при разгоне КВ.

Фактически разработчики отечественных ТС, в том числе и автобусов, остановили свой выбор на автотракторных дизелях, имеющих явно переразмеренный литраж. Именно поэтому при движении по городу эти ТС до 90% времени работают на неэкономичных частичных режимах.

Проанализируем прошлый и настоящий день систем автоматического регулирования. Начнем с ВСХ трех автомобильных дизелей, которые реализованы традиционной топливной аппаратурой непосредственного действия с механическим регулятором (рис. 1.4) [47].

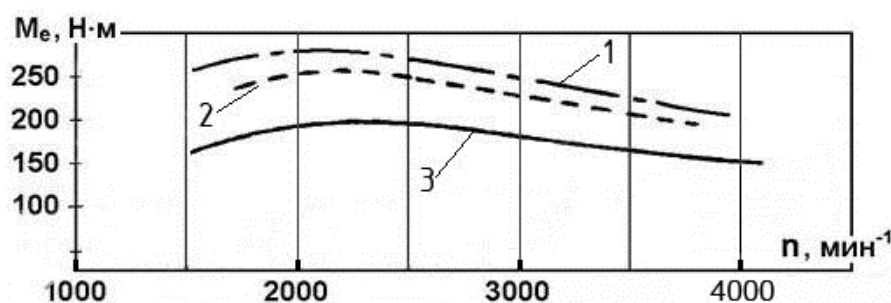


Рисунок 1.4 – ВСХ эффективного крутящего момента автомобильных дизелей:

- 1- Gemini-3 фирмы Rover (Великобритания); 2- Sofim-8140 фирмы Iveco (Италия); 3- 4CT90 фирмы Andoria (Польша)

Эти ВСХ имеют участки положительной и отрицательной коррекции, на которых, соответственно, увеличивается или уменьшается естественная цикловая подача топлива. Так в дизеле 4CT90 фирмы Andoria (Польша) рост цикловой подачи топлива на участке положительной коррекции сопровождается увеличением крутящего момента двигателя со 150 Н·м (при $n=4100$ мин⁻¹) до 200 Н·м (при $n=2500$ мин⁻¹), то есть на 33%. На режимах с малыми частотами вращения КВ это-

го дизеля ($n < 2500 \text{ мин}^{-1}$) сформирован участок отрицательной коррекции ВСХ, где цикловая подача топлива уменьшается. При этом отрицательная коррекция не имеет количественной оценки процента изменения крутящего момента, а закономерным для процесса разработки большинства систем автоматического регулирования традиционного типа является недостаточное внимание исследователей к протеканию ВСХ высокооборотных дизелей на участке от минимальной частоты вращения КВ до частоты максимального крутящего момента. При представлении большинства результатов исследований или испытаний кривая ВСХ просто оборвана на середине или даже в начале этого участка (рис. 1.4). Исключением является лишь исследование [17, 50], проведенное еще в 80-е годы прошлого столетия в Харьковском конструкторском бюро по двигателестроению (ХКБД), где впервые для дизеля наземной транспортной машины на специальном нагрузочном устройстве, автоматически изменяющем нагрузку при удержании постоянной частоты вращения, и с разработкой специальной методики испытаний определено изменение эффективного крутящего момента по ВСХ от пусковой частоты вращения КВ до номинальной (рис. 1.5).

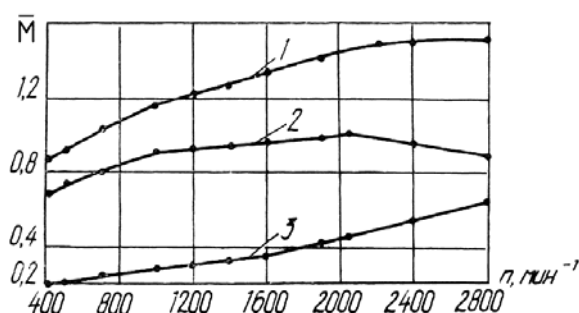


Рисунок 1.5 – Изменение относительных моментных характеристик двухтактного транспортного дизеля по частоте вращения КВ при его работе по ВСХ:

- 1- индикаторный крутящий момент; 2- эффективный крутящий момент;
3- момент механических потерь

В работе [50] было впервые отмечено неудовлетворительное для осуществления холодного пуска дизеля протекание ВСХ в диапазоне малых частот вращения КВ и определено, что эффективным способом ее формирования на участке от пуско-

вой частоты вращения КВ до минимальной является не корректирование топливоподачи, а дополнительная подача в цилиндры дизеля сжатого воздуха из резервных баллонов системы воздушного пуска для интенсификации процесса сгорания топлива. При этом немаловажно отметить, что по динамическим показателям и характеристикам переходных процессов исследуемый дизель до настоящего времени определяет прогресс двигателестроительной отрасли Украины [17, 20].

Что касается современных двигателей, то показательными для затронутой тематики формирования их ВСХ являются последние достижения заволжских двигателестроителей, которые совместно с немецкими инженерами компании Bosch «довели», по оценке источника [51], опубликованного в 2013 году, автомобильный дизель ЗМЗ-514, разработка которого начата в 1997 году [11]. При этом в отличие от ВСХ 1 (рис. 1.6), представленной в 2000 году, ВСХ 2 (2013 года) заметно отличается полнотой своего представления, а именно представлена от практически минимальной до номинальной частоты вращения КВ.

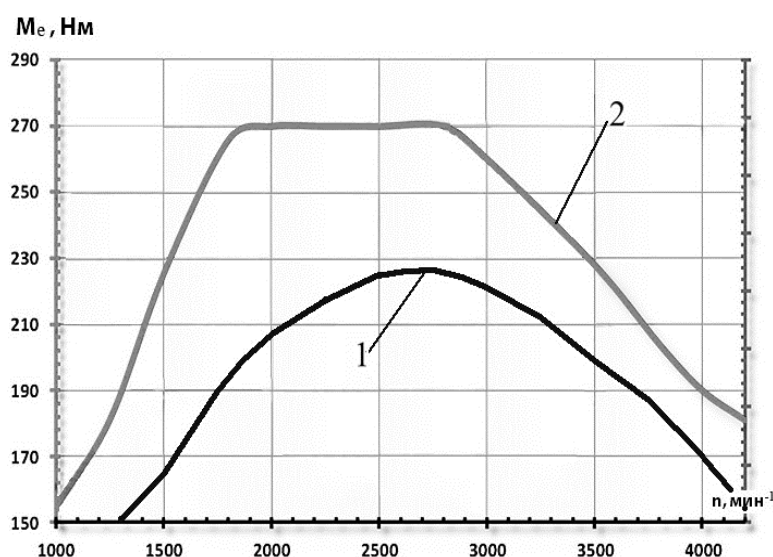


Рисунок 1.6 – ВСХ эффективного крутящего момента дизеля ЗМЗ-514:

1 – с механическим регулятором (ТНВД – Bosch VE) и турбокомпрессором ČZ turbo; 2 - с системой Common Rail и турбокомпрессором фирмы «F-Diesel»

Для данного конкретного случая очевидно, что это является следствием применения на дизеле ЗМЗ-514 спроектированной и изготовленной фирмой Bosch

системы Common Rail с электронным управлением. Кроме того, на современном этапе развития (кривая 2) не остался без внимания и вопрос воздухообеспечения дизеля, где немецкие инженеры поддержали выбор россиян относительно регулируемого турбокомпрессора фирмы "F-Diesel", лучше других подошедшего для дизеля 514-ой серии. Казалось бы, все хорошо, однако очередной толчок для дальнейшего прогресса немецкого автомобильного дизелестроения опять же подсказывают между строк "УАЗоводы" [51], не рекомендуемые управлять тягой ЗМЗ-514 на "низах", и заявляющие: «Аналогичная ситуация и при трогании – чтобы уверенно начать движение без позорного дрыгания, нужно поглубже притопить правую педаль». Вместе с тем это заявление носит во многом субъективный характер. Субъективность заключается в отсутствии на сегодняшний день нормативных критериев адаптивного задания ВСХ на участке от минимальной частоты вращения КВ до частоты вращения на режиме максимального крутящего момента, что не позволяет количественно оценить заведомо прогрессивные конструктивные мероприятия и осознать преимущества эксплуатации ТС при работе дизеля в обозначенном скоростном участке.

При всем уважении к активному развитию средств воздухообеспечения ВМД актуальными остаются и задачи развития топливной аппаратуры как по основному, так и по альтернативному направлению. Стойкое мнение на счет безальтернативности топливных систем автомобильных дизелей с электронным управлением сформировало их стремительное развитие за последние годы XX и в начале XXI века, которым занимаются небольшое количество известных зарубежных фирм, а именно: «R. Bosch» (Германия), «Delphi» (США), «Siemens» (Германия), «Zexel» (Япония), «L'orange» (Германия) – они первыми освоили серийное производство топливной аппаратуры аккумуляторного типа с электронным управлением Common Rail (CR), стали монополистами в разработке ключевых систем автомобильного дизеля, фактически контролирующими все развитие мирового дизелестроения.

Однако, харьковская школа дизелестроения, а именно ее новое направление, которым является создание высокооборотного малолитражного дизеля и которое

представлено известными в Украине научными работниками Н.К. Рязанцевым, А.П. Марченко, И.В. Парсадановым, Ф.И. Абрамчуком, А.В. Грицюком, А.Л. Григорьевым, В.И. Морозом, А.Н. Врублевским, А.А. Прохоренко и другими, руководствуясь эволюционным путем развития топливной аппаратуры автомобильного дизеля, не останавливая создание новой системы типа CR, продолжает совершенствование так называемой «механической альтернативы» топливной системы типа *HPM* (Hydraulic Pneumatic Mechanical) [17-19, 21-23, 25, 34, 89, 98-107]. Это современнейшая отечественная разделенная топливная аппаратура непосредственного действия, которая благодаря оригинальной гидropневмомеханической системе управления и форсунке с дифференциальным поршнем и модулятором импульсов давления, позволяет сформировать рациональные внешнюю скоростную и нагрузочные характеристики работы дизеля, которые в свою очередь являются залогом снижения расхода топлива в составе транспортного средства, причем преимущественно при городском цикле движения.

Поэтому именно топливная аппаратура типа *HPM*, ее конструктивные и регулировочные параметры стали предметом исследования диссертационной работы, объектом исследования которой выбраны характеристики работы базового дизеля отечественного параметрического ряда дизелей «Слобожанский дизель», а именно отечественного автомобильного дизеля 4ДТНА1 разработки ГП «ХКБД». Такой выбор объясняется целым рядом преимуществ разрабатываемых собственных дизелей перед их заграничными аналогами на рынках Украины и наличием математического анализа их перспективности. Среди основных таких преимуществ: научная обоснованность выбора основных конструктивных параметров; формирование единого типоразмерного ряда дизелей путем набора количества цилиндров (один, два, три, четыре, шесть) и форсирования или дефорсирования дизелей при одинаковом количестве цилиндров; серьезное отношение к адаптивному заданию и последующей реализации внешней скоростной характеристики при понимании ее формирования, начиная с пусковых частот вращения; собственная конструкция элементной базы системы топливоподачи; большой опыт

собственной разработки, исследования и определения требований к системам воздухообеспечения и систем обеспечения пуска.

Как ошибки при проектировании определяют печальную судьбу двигателя [52], так ошибки при постановке задач исследования приводят к тому же результату. В этом смысле весомым подтверждением актуальности диссертационного исследования есть практика подразделения коммерческих автомобилей известной мировой фирмы Volkswagen, которая, начиная с новой модели T5 в 2010 году, перешла на применение нового поколения дизелей с рабочим объемом 2,0 дм³ вместо хорошо известных дизелей 1,9 дм³ и 2,5 дм³. Аналогия в формировании единого типоразмерного ряда дизелей серий TDI и 4ДТНА для грузопассажирских автомобилей, минивенов и микроавтобусов подтверждается данными таблицы 1.1.

Таблица 1.1 – Сравнение подходов к созданию модельного ряда автомобильных дизелей

Фирма	Volkswagen				ГП "ХКБД"		
	СААА	СААВ	СААС	CFCA	4ДТНА	4ДТНА1	4ДТНА2
Буквенное обозначение							
Число цилиндров	4	4	4	4	4	4	4
Расположение цилиндров	R	R	R	R	R	R	R
Рабочий объем, дм ³	1,968	1,968	1,968	1,968	1,992	1,992	1,992
Степень сжатия	16,5	16,5	16,5	16,5	17,6	18,0	18,0
Номинальная мощность, кВт	62	75	103	132	55,1	73,5	84,6
Частота вращения при номинальной мощности, мин ⁻¹	3500	3500	3500	4000	4000	4200	4200
Максимальный крутящий момент, Н·м	220	250	340	400	162	191	245
Частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин ⁻¹	1250-2500	1500-2500	1750-2500	1500-2250	2400-2600	1900-2500	1800-2400

В свою очередь несомненные достижения фирмы Volkswagen в форсировании своего дизеля до удельной мощности 67кВт/л открывают хорошие перспективы развития и для отечественных дизелей серии 4ДТНА.

1.4 Структурная схема исследования

На первом этапе работ производится оценка возможности управления цикловой подачей топлива и УОВТ по всем характеристикам всережимного регулятора в традиционной разделенной ТПА непосредственного действия. При этом выполняется условие обеспечения полной взаимозаменяемости с базовым вариантом ТПА реализуемого в металле для автомобильного дизеля единого узла ТНВД и регулятора, который позволит выполнить требования достаточно близкие к возможностям электронной системы регулирования. Проводятся безмоторные испытания с целью получения регулировочных величин топливоподающей аппаратуры.

На втором этапе разработки проводятся моторные испытания по оценке эффективности предложенных решений и для наработки характеристических карт под дальнейшую корректировку регулировочных величин. С этой целью топливная аппаратура устанавливается на автомобильный дизель 4ДТНА1. Снимается внешняя скоростная и часть нагрузочных характеристик дизеля с опытной топливной аппаратурой.

На третьем этапе производится изменение и доработка конструкций корректоров цикловой подачи топлива и УОВТ по результатам первого и второго этапов работ. Проводятся повторные проверочные безмоторные и моторные испытания опытной топливной аппаратуры. Формируются технические требования к устройствам автоматического регулирования угла опережения впрыскивания топлива и цикловой подачи.

На четвертом этапе выполняется экспериментальное исследование по комплексной оценке эффективности предложенных конструктивных решений. Проводятся определительные испытания малолитражного автомобильного дизеля с опытной топливной аппаратурой в составе транспортного средства. По их результатам корректируются технические требования к устройствам автоматического регулирования цикловой подачи топлива и УОВТ. Выбраны и обоснованы дополнительные критерии формирования внешней скоростной характеристики автомобильного дизеля во всем диапазоне его рабочих частот вращения.

Выводы по разделу

1. Приоритетность в применении силовых установок для транспортных средств определяется следующими факторами:

- сравнительная цена топлива, обеспечивающего равный (обычно 100 км) пробег транспортного средства в штатном режиме эксплуатации;
- экономические показатели, исходя из общих эксплуатационных затрат (гарантийный срок эксплуатации, цены запасных частей и сервисные возможности ремонта, расход и цена моторного масла, общий ресурс силовой установки);
- перспектива выполнения жестких норм по выбросам вредных веществ с отработавшими газами;
- возможность дальнейшего перехода на биодизельное топливо и эволюционного перехода из традиционных приводов в комбинированные системы с одновременным выполнением старт-стопных функций.

2. Преимущества перед остальными типами транспортных силовых установок по выполнению всей совокупности факторов приоритетности будут иметь силовые установки, основу которых составляет высокооборотный малолитражный дизель.

3. Дальнейшее улучшение технико-экономических и экологических показателей ВМД транспортных средств требует уточнения принципов коррекции ВСХ на участке от минимальной частоты вращения КВ до режима максимального крутящего момента с введением дополнительных критериев и реализации концепции минимизации рабочего объема двигателя.

4. Выбор в качестве объекта исследования характеристик работы отечественного автомобильного дизеля 4ДТНА1 разработки ГП «ХКБД» объясняется тем, что проектированию этого дизеля предшествовал научно обоснованный выбор его основных конструктивных параметров, ставший отправной точкой уже получившей дальнейшее распространение минимизации до 2,0 дм³ рабочего объема перспективного дизеля для современных грузопассажирских автомобилей, минивенов и микроавтобусов.

5. Представлена четырехэтапная структурная схема исследования, основу которой составляют взаимосвязанные задачи выбора основных параметров для корректоров цикловой подачи топлива и УОВТ, решаемые методом последовательных приближений. При этом каждый очередной этап решения задачи проходит обязательную экспериментальную проверку на опытном образце, по результатам которой, в случае необходимости, инициируется проведение дополнительных расчетных и экспериментальных исследований с повторной, но уже комплексной проверкой эффективности предложенных конструктивных решений.

РАЗДЕЛ 2

МЕТОДЫ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ УПРАВЛЕНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ, ФОРМИРУЮЩИХ ВНЕШНЮЮ СКОРОСТНУЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ МАЛОЛИТРАЖНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

2.1 Моделирование работы малолитражного автомобильного дизеля на внешней скоростной характеристике

2.1.1 Определение граничных условий нагружения дизеля при формировании внешней скоростной характеристики

На этапе проектирования и отработки корректоров цикловой подачи топлива и УОВТ в условиях моторного стенда ГП "ХКБД" в качестве критериев формирования ВСХ на участке от номинальной частоты вращения до режима максимального крутящего момента при выборе УОВТ ($\Theta_{ВПР}$) приняты значения максимального давления сгорания (p_z), температуры отработавших газов ($T_{ог}$) и минимального удельного расхода топлива (g_e).

При этом значение максимального давления сгорания, принятое из соображений обеспечения надежной работы дизеля 4ДТНА1 и согласно расчетам на прочность и долговечность, должно составлять не более 14 МПа, а температура отработавших газов не более 853 К. Удельный расход топлива должен удовлетворять условиям минимизации при соответствии УОВТ первым двум критериям. Для режимов холостого хода ($p_s = 0,1$ МПа) дополнительно ставилось условие минимизации шума, излучаемого двигателем. При этом условиями снижения шума являлись уменьшение $\Theta_{ВПР}$ и организация ступенчатого впрыскивания с помощью форсунки с дифференциальным поршнем.

При адаптивном задании ВСХ автомобильного дизеля на участке от минимальной частоты вращения КВ до частоты вращения режима максимального крутящего момента дополнительно к выбранным критериям потребовалось определение предела дымления для каждого из скоростных режимов работы в исследуемом диапазоне. Границы дымности определялись экспериментально с

использованием дымомера ИДП-2. Предельно допустимая норма дымности на исследуемом участке принята как допустимая дымность режимов свободного ускорения (разгона) КВ дизеля по ДСТУ 4276:2004 [40], а именно 71%, поскольку ни одним другим отечественным нормативным документом дымность ОГ при работе дизеля на участке от минимальной частоты вращения КВ до частоты вращения режима максимального крутящего момента сегодня не регламентируется.

2.1.2 Физическое моделирование работы малолитражного дизеля в составе транспортного средства

Наиболее массовыми ТС в Украине в рассматриваемом классе являются автомобили и автобусы на базе шасси ГАЗель [34]. ОАО «Укравтобуспром» в настоящее время продолжает работы над созданием отечественных малотоннажных автомобилей и автобусов [53]. В частности, ПАО «Завод «Часовоярские автобусы» на базе шасси ГАЗель diesel изготавливает микроавтобусы РУТА 25d. Согласно разработанной программе и методике силами ГП «ХКБД» и кафедры ДВС ХНАДУ на данный автобус был установлен опытный дизель 4ДТНА1 (рабочий объем 2 л, масса 190 кг) с сохранением штатных систем обслуживания работы новейшего серийного зарубежного дизеля Cummins ISF 2.8s (рабочий объём 2,8 л, масса 290 кг). Опытный дизель был оборудован исследуемой ТПА.

Во время дорожных испытаний с использованием оригинальных методик [54] определены индикаторные показатели, расходы топлива и воздуха. Данные, полученные с помощью созданного измерительного комплекса, далее описанного в пункте 2.1.3, дополнены информацией о скорости перемещения автомобиля, профиле пути.

До настоящего времени производители автобусов в Украине в силу субъективных и объективных причин не замечали отечественных разработчиков и изготовителей автомобильных двигателей. В такой обстановке условия для создания моторного отделения, трансмиссии автобусов задавались зару-

бежным производителем двигателей. Для реализации стратегии дизелизации производитель автобусов, как правило, применял и применяет методики адаптации отработанных конструкций с бензиновыми двигателями. Так, с сентября 2012 года в производство запущен новый автомобиль ГАЗель diesel на базе шасси ГАЗель Бизнес, оснащённого двигателем с принудительным воспламенением. Автомобиль ГАЗель diesel оснащен дизелем фирмы Cummins модели ISF 2.8s (мощность 88 кВт. при 3200 мин⁻¹), удовлетворяющим европейским стандартам EURO 3. Новейшая модель, продолжающая дизельный ряд, а именно ГАЗель Next, запущенная в производство в 2013 году, оснащена двигателем Cummins ISF 2.8, выполняющим требования EURO 4. Микроавтобус на базе современного шасси с дизельным двигателем имеет следующие весовые характеристики: снаряженная масса автобуса, кг - 2170; полная масса автобуса, кг - 3920.

Для проведения испытаний первого опытного образца дизеля 4ДТНА1 (мощность 73,5 кВт при номинальной частоте вращения коленчатого вала 4200 мин⁻¹) потребовалось шасси с современной комплектацией систем обслуживания работы дизельного двигателя и возможность изменения массы в процессе испытаний от 2-х до 4-х тонн. Последнее обеспечило физическое моделирование такого нагружения дизеля 4ДТНА1, которое характерно для перспективных военных автомобилей грузоподъемностью до 1,5 т. Под такие характеристики и выбрано современное шасси автобуса РУТА 25d (далее – шасси), в котором серийно используется двигатель Cummins ISF 2.8s. Согласно современной концепции уменьшения размеров силовой установки [38] для транспортного средства массой до 4000 кг, эксплуатируемого в условиях городского и смешанного циклов движения, дизель Cummins ISF 2.8s по весовым характеристикам является переразмеренным. В связи с этим актуальным является применение дизеля меньшей размерности, что обеспечит снижение расхода горюче-смазочных материалов.

При установке такого двигателя целесообразно максимально использовать штатные системы, обслуживающие дизель, а также необходимо обеспечить функционирование агрегатов автомобиля, приводимых от двигателя.

Эффективность проведенных работ по адаптации дизеля к транспортному средству возможно оценить только во время дорожных испытаний. В Украине наиболее успешными работами в направлении разработки методологии дорожных испытаний колесных транспортных средств, следует признать наработки Института ОАО «Укравтобуспром», г. Львов [53, 55]. Апробированные данной организацией методики определения расхода топлива, пройденного пути и скорости автомобиля показали свою эффективность при организации в Украине производства современного поколения автобусов. К сожалению, все без исключения автобусы, выпускаемые в Украине, оснащены двигателями зарубежного производства. Поэтому при внедрении отечественного двигателя единого параметрического ряда «Слобожанский дизель» для оценки технико-эксплуатационных параметров на этапе дорожных испытаний применялись оригинальные методики [54], не регламентированные государственными и отраслевыми стандартами и другими нормативными актами. Эти методики и были заимствованы автором данной работы, как одним из участников вышеобозначенных испытаний.

Таким образом, физическая модель представляла собой автобус РУТА 25d на базе шасси ГАЗель с установленным двигателем 4ДТНА1 (4ЧН8,8/8,2) на место дизеля Cummins ISF 2.8s с сохранением штатных элементов топливной системы автобуса, системы охлаждения двигателя и отопления салона, воздухоочистителя и системы выпуска отработавших газов, гидроусилителя рулевого привода и вакуумного усилителя тормозной системы (рис. 2.1).

При этом на двигателе 4ДТНА1 перед монтажом в объект: ТПА доработана предлагаемым механизмом изменения угла опережения впрыскивания топлива; установлены муфта сцепления фирмы Sachs, вентилятор фирмы Borg Warner с вязкостной муфтой, новый турбокомпрессор ТКР 50.03.07 взамен ТКР 5,5С-4 и установлен электрический стартер номинальной мощностью 2,1

кВт при электропитании от аккумуляторной батареи 66 Ач и генератор номинальной мощностью 1,12 кВт.



Рисунок 2.1 – Двигатель 4ДТНА1 в подкапотном пространстве автобуса

Также была установлена пятиступенчатая серийная коробка передач модели ГАЗ, которая используется на всех моделях автомобилей ГАЗель с двигателями с принудительным воспламенением. Передаточные числа приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1 – Передаточные числа используемой коробки

Модель коробки	Главная передача	I	II	III	IV	V	ЗХ
ГАЗ	4,556	4,050	2,340	1,395	1,000	0,849	3,510

Кроме того, предложена смешанная схема электрооборудования с подключением установленных на дизеле 4ДТНА1 датчиков частоты оборотов коленчатого вала, температуры охлаждающей жидкости и давления масла к щитку приборов с помощью технологического блока согласования, который

разработан и изготовлен ГП "ХКБД". Данный блок позволяет задавать время разогрева свечей накаливания, энергопотребление которых осуществляется согласно штатной схеме подключения нагревателя впускного воздуха дизеля Cummins. С помощью блока согласования обеспечена работа в штатном режиме тахометра, индикаторов подогревателя и давления масла. Стартер и генератор дизеля 4ДТНА1 также интегрированы в штатную схему автомобиля. Это позволило реализовать алгоритм блокировки стартера после пуска двигателя.

Первые дорожные испытания колесного транспортного средства, оснащенного отечественным дизелем 4ДТНА1 единого параметрического ряда «Слобожанский дизель» успешно проведены на военном аэродроме ВСВС Украины в г. Краматорск и в условиях городского и междугороднего циклов движения в Донецкой области в 2013 году.

С участием автора данной работы разработан мобильный измерительный комплекс для исследования технико-экономических показателей двигателя и колесного транспортного средства в целом. Комплекс включает каналы измерения давления в цилиндре дизеля, давления и температуры наддувочного воздуха, давления топлива в трубопроводе, соединяющем насос и форсунку. Комплекс также включает систему GPS навигации, информация с которой синхронизировалась с данными других замеров и вносилась в общую базу данных.

Результаты измерения с помощью созданного комплекса использованы для определения индикаторных показателей дизеля. Данные показатели позволяют в условиях моторного стенда воспроизвести режимы работы двигателя в эксплуатации и уточнить характеристики дизеля, позволяющие с наибольшей эффективностью использовать его в качестве силовой установки на колесном транспортном средстве.

2.1.3 Регистрация, обработка и анализ экспериментальных данных

Экспериментальные исследования топливной аппаратуры в условиях безмоторного стенда КИ-22205-02 (ТУ 70.0001.842-80) проводились с применением современного измерительного комплекса, представленного на рис.2.2 Этот комплекс используется в ГП ХКБД при обработке параметров ВМД серии ДТА [56].

Электрические сигналы непосредственно с датчиков давления топлива перед форсункой (пьезодатчик AVL T6000) или через усилители сигналов Briel&Kjaer 2626 подаются на АЦП L-783 фирмы L-Card, характеристики которого приведены в таблице 2.2 [57].



Рисунок 2.2 – Бокс лаборатории топливной аппаратуры ГП «ХКБД» с опытной ТПА на безмоторном стенде и подключенным к ней измерительным комплексом

Таблица 2.2 – Характеристика АЦП

Тип платы	L-783
Количество каналов	16 дифференциальных или 32 с общей землей
Разрядность АЦП	12 бит
Время преобразования	0,3 мкс
Входное сопротивление при одноканальном вводе	Не менее 1МОм
Диапазон входного сигнала	$\pm 5\text{В}$; $\pm 2,5\text{В}$; $\pm 1,5\text{В}$; $\pm 0,625\text{В}$
Максимальная частота пре- образования	2857кГц (3300кГц)
Защита входов	Входной ток не более 20мА на вход и 80мА на сумму входов
Отсутствие пропуска входов	Гарантировано 12 бит
Время установления анало- гового тракта при максимальном перепаде напряжения (временные параметры приведены для точности установленного аналогового тракта 0,01%)	0,25мкс (точность 0,1%)
Межканальное прохождение на частоте сигнала 10кГц при коэф- фициенте усиления «1» и макси- мальной частоте запуска АЦП	62дБ
Смещение нуля без калиб- ровки	Макс. $\pm 3\text{МЗР}$

Плата L-783 устанавливается в системный блок персонального компьютера. Сбор и обработка поступающих данных производились при помощи лицензионной программы PowerGraf 3.1.

Безмоторные испытания опытной топливоподающей аппаратуры с использованием описанного выше измерительного комплекса проводились на лабораторном стенде (рис. 2.3), модернизированном устройствами, которые позволяют задавать параметры воздухообеспечения и топливоподачи развернутого дизеля.

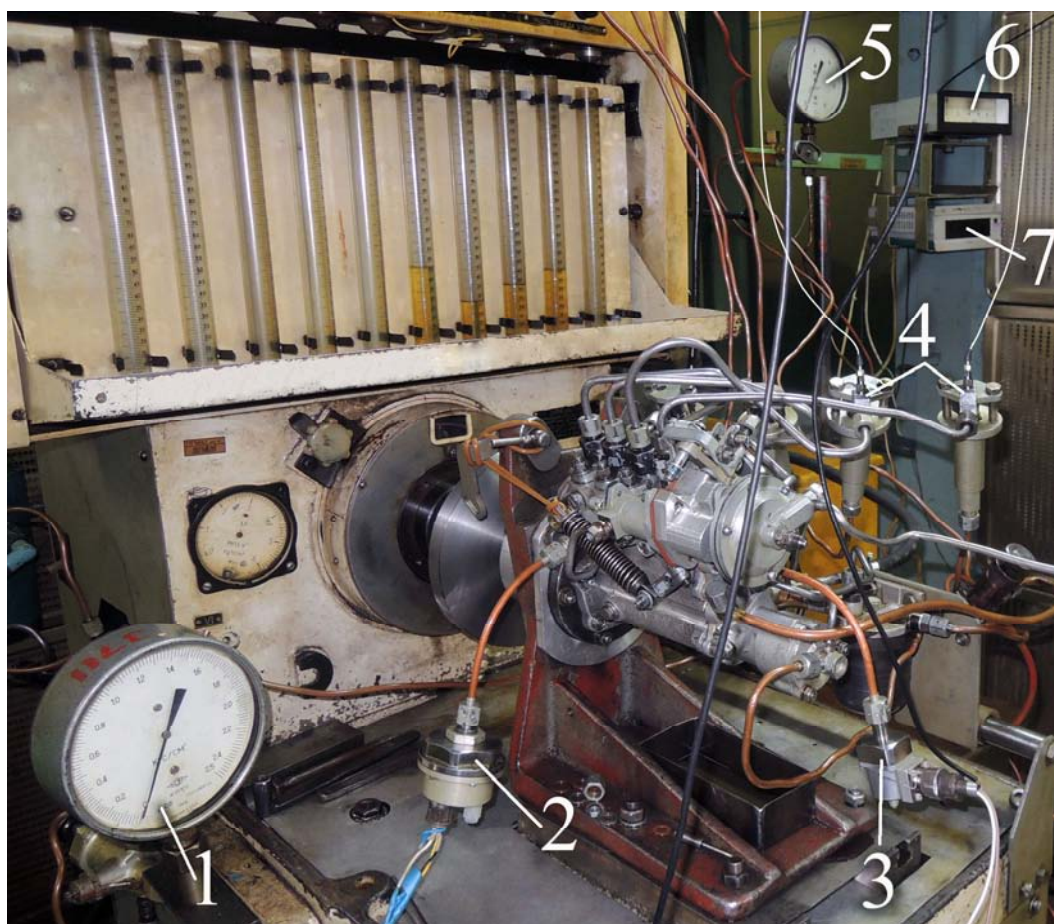


Рисунок 2.3 – Опытная топливная аппаратура на безмоторном стенде:

1 – давление наддува; 2 – датчик давления в полости всасывания перед шиберным насосом; 3 – датчик давления в регуляторной полости; 4 – датчики давления перед форсунками; 5 – давление за шиберным насосом; 6 - температура топлива; 7 – частота вращения кулачкового вала

При проведении моторных испытаний опытной топливной аппаратуры в составе дизеля 4ДТНА1 [58, 59] также использовался описанный выше измерительный комплекс, при этом добавлялись следующие измеряемые параметры: давление в одном из цилиндров дизеля, измеряемое с помощью охлаждаемого пьезодатчика AVL 8Q, давление топлива перед форсункой индицируемого цилиндра – пьезодатчик AVL T6000, отметка ВМТ первого цилиндра – индуктивный датчик. Помимо этих параметров в условиях моторного стенда Ст.656.00Сб (ГП "ХКБД") с балансирной машиной САК №670 (рис. 2.4, 2.5) штатными средствами измерялись основные параметры дизеля:

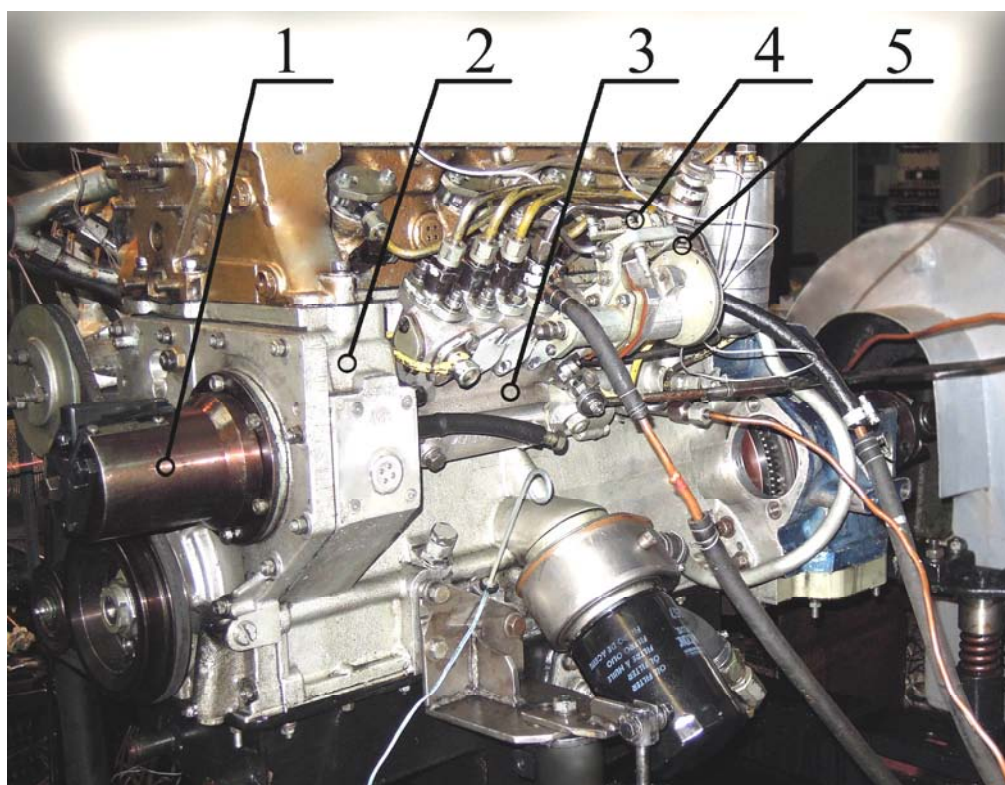


Рисунок 2.4 – Опытная топливная аппаратура в составе дизеля 4ДТНА1 на моторном стенде:

- 1 – технологический угломен; 2 – дизель 4ДТНА1;
 3 – опытная топливная аппаратура; 4 - датчик давления в цилиндре;
 5 - датчик давления топлива перед форсункой

- частота вращения коленчатого вала (индуктивный датчик);
- температура перед турбиной (ТХА-002);
- температура за турбиной (ТХА-002);
- температура охлаждающей жидкости (термопара ХА);
- температура масла в поддоне (термопара ХА);
- давление масла в системе (манометр пружинный образцовый с пределом измерений $0 \dots 6 \text{ кг/см}^2$ и классом точности 0,6);
- температура воздуха на входе в компрессор (термопара ХА);
- температура наддувочного воздуха (термопара ХА);
- давление во впускном коллекторе (манометр пружинный образцовый с пределом измерений $0 \dots 2,5 \text{ кг/см}^2$ и классом точности 0,6);

- давление перед турбиной (манометр пружинный образцовый с пределом измерений $0 \dots 2,5 \text{ кг/см}^2$ и классом точности 0,6);
- частота вращения вала турбокомпрессора (тахометр электрический ТЭТ-02 с индуктивным датчиком);
- температура топлива (термопара ХА);
- время выработки навески топлива (объемный метод определения расхода топлива);
- момент на нагружающем устройстве (электрический динамометр постоянного тока и система измерений испытательного стенда);
- разрежение в картере (U-образный водяной манометр);
- барометрическое давление;
- плотность используемого топлива (в лаборатории перед началом испытаний).

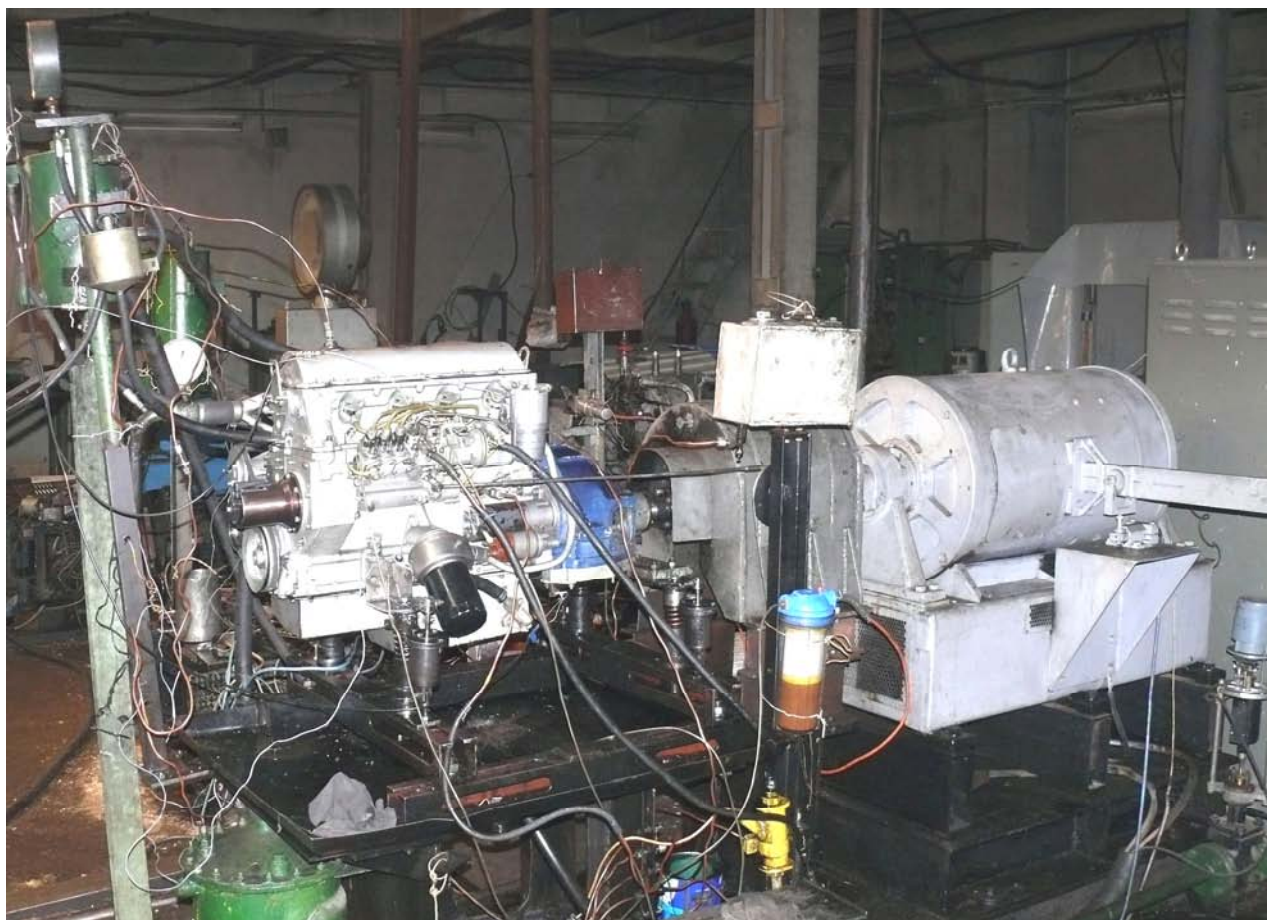


Рисунок 2.5 – ТПА в составе дизеля 4ДТНА1 на моторном стенде
Ст.656.00С6 ГП "ХКБД"

При проведении дорожных испытаний [54] измерение исследуемых параметров проводилось следующим образом.

Для определения пройденного во время дорожных испытаний пути и скорости автомобиля использовалась система GPS с частотой опроса 1 с. При обработке результатов испытаний зарегистрированные системой GPS данные синхронизировались и совмещались с измерениями датчиков, установленных на двигателе. Дополнительно двигатель оснащался датчиком давления наддувочного воздуха и термопарой, установленной во впускном коллекторе. Пьезодатчик давления фирмы Lucas выполнен в одном корпусе с усилителем. Сигналы с датчиков подавались непосредственно на АЦП. Показания указанных датчиков позволяют оценить работы системы газотурбинного наддува с промежуточным охладителем, а также определить мгновенный расход воздуха, поступающего в цилиндры двигателя.

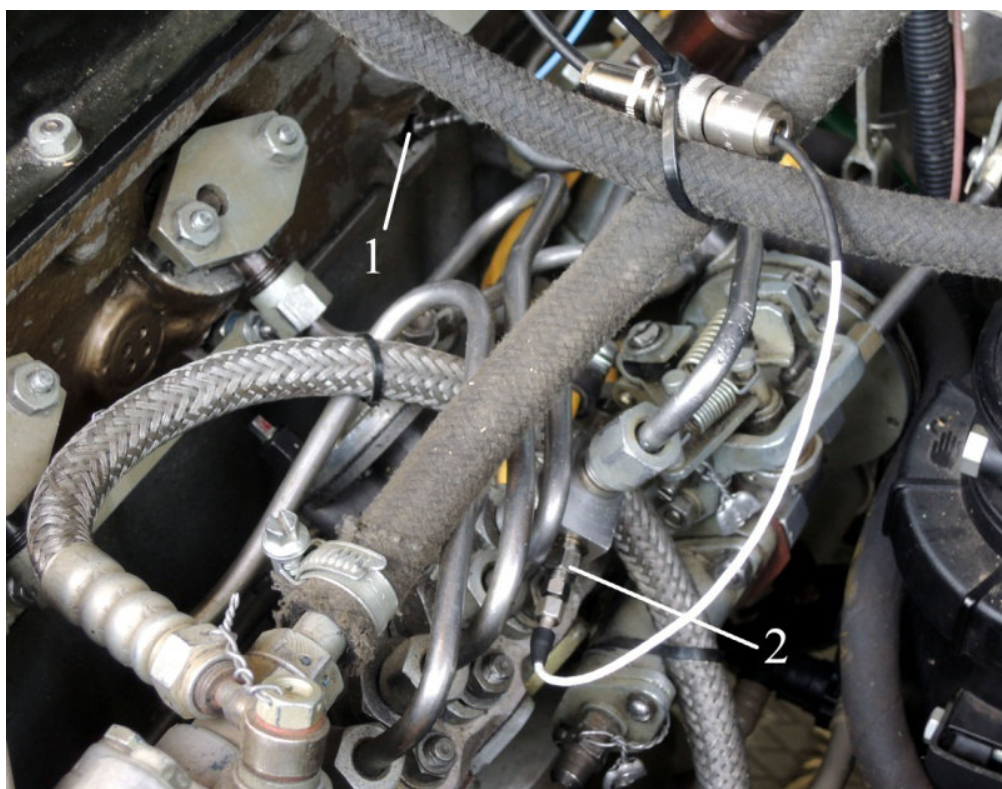


Рисунок 2.6 – Дизель 4ДТНА1 в составе автобуса Рута 25d:

1 - датчик давления в цилиндре;

2 - датчик давления топлива перед форсункой

Индикаторные показатели двигателя определялись с помощью датчика, регистрирующего давление в цилиндре дизеля. Поскольку для измерения данной величины при дорожных испытаниях наиболее удобно использование специальных неохлаждаемых датчиков, в предлагаемом измерительном комплексе применен такой пьезодатчик, который устанавливался в адаптер на место свечи накаливания.

Параметры процесса топливоподачи контролировались по сигналу, поступающему с пьезодатчика давления топлива, установленного в линии высокого давления между насосом и форсункой [54]. Регистрируемый сигнал позволяет определить действительный момент начала подачи топлива, реализуемый системой *НРМ*, давление впрыскивания. Располагая кривой давления и опираясь на результаты безмоторных и моторных испытаний [58, 60], проведенных в ГП «ХКБД», определялся мгновенный расход топлива [54].

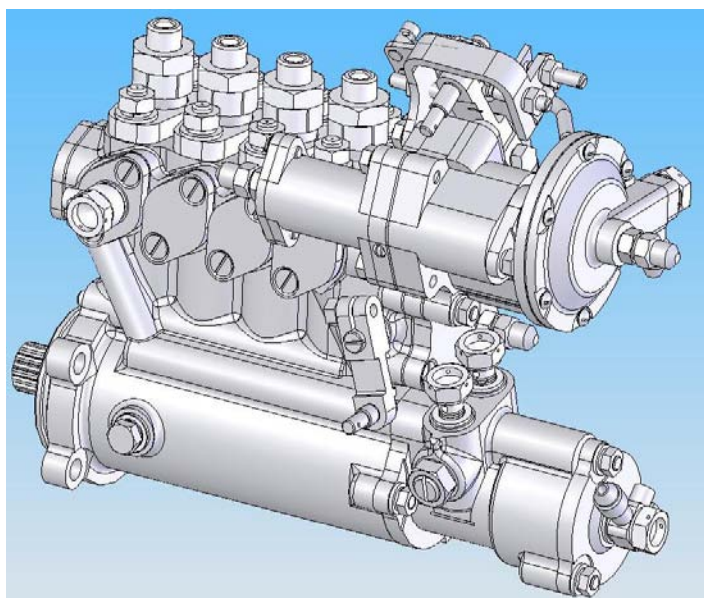
Текущее положение коленчатого вала определялось по сигналу, сформированному оригинальным модулем согласования, обеспечивающего работу бортового тахометра.

Все перечисленные каналы измерения составили измерительный комплекс, включающий датчики, усилители, аналогово-цифровой преобразователь Е-14-140 и портативный компьютер. Наличие портативного компьютера позволило проводить регистрацию полученной информации, ее обработку и отображение результатов в реальном времени в графическом виде на всех режимах работы двигателя во время дорожных испытаний. Для питания компонентов комплекса использовался аккумулятор.

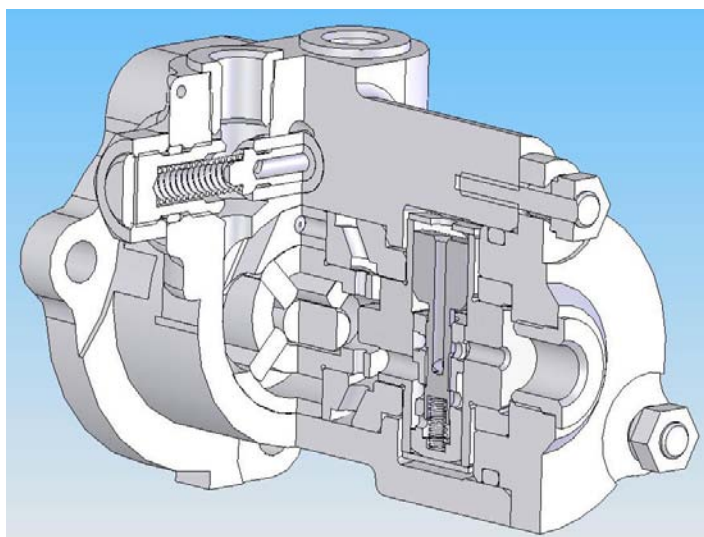
2.2 Доработка комплексной схемы ТНВД и регулятора для целевого формирования внешней скоростной характеристики дизеля

Перед механическими и гидромеханическими регуляторами отечественных дизелей до недавнего времени задачи связанного регулирования даже не ставились, т.к. отсутствовали не только конструктивные, но и схемные решения, имеющие перспективу быть доведенными до промышленных образцов. Но ужесточение требований к топливно-экономическим и экологическим показателям побудило исследователей активизировать работы, направленные на целевое формирование и дальнейшую реализацию рациональной внешней скоростной характеристики дизеля конкретного назначения, а не довольствоваться приспособлением к фактической характеристике регулятора [61-64]. Внешняя скоростная характеристика выделяется своей значимостью среди множества характеристик всережимного регулятора по тем простым причинам, что именно она включает точки, отвечающие режимам номинальной мощности и максимального крутящего момента [65], и именно через ее участки осуществляется любой переходный процесс пуска и разгона КВ дизеля до достижения заданной устройством регулирования частоты вращения.

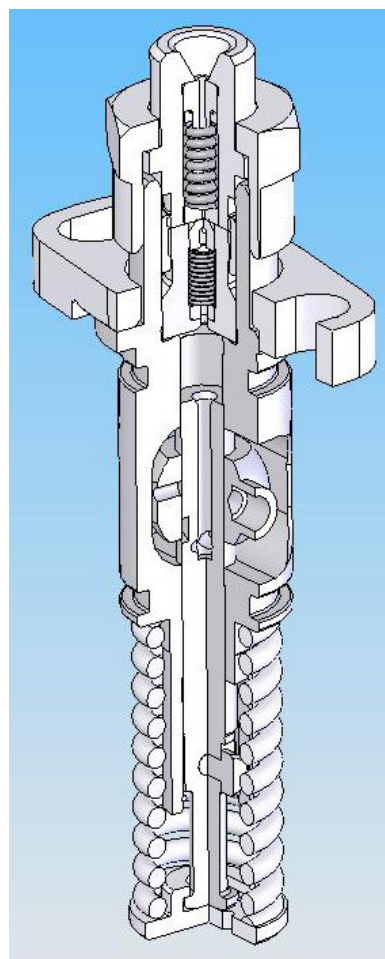
Решение обозначенной проблемы продемонстрируем на примере автомобильной и тракторной модификаций отечественных ВМД с газотурбинным наддувом (ГТН) серии ДТА разработки ГП "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению". Сформированные для этих дизелей ВСХ [61] представлены на рис. 2.8, общий вид ТНВД, регулятора и насосной секции на рис. 2.7, а комплексная схема объединённых в один узел топливного насоса высокого давления и регулятора на рис. 2.9. При этом зависимости $g_e=f(n)$ $G_T=f(n)$ сформированы на основании вероятных значений показателей современного технического уровня, а в качестве базовой конструкции принят ТНВД безнаддувного серийного тракторного дизеля 2ДТАВ,



а



б



в

Рисунок 2.7 – Топливный насос и регулятор дизеля 4ДТНА1:

а – общий вид; б – подкачивающий насос и груз-золотник;

в – насосная секция высокого давления

состоящий из непосредственно топливного насоса и расположенных в нем элементов гидромеханического регулятора, обеспечивающего устойчивую работу ВМД во всем диапазоне частот вращения КВ и нагрузок, а также хорошее качество переходных процессов. Оригинальный элемент ТПА - рейка 8 (рис. 2.9), которая одновременно является чувствительным элементом измери-

теля частоты вращения регулятора, элементом механизма угломена и исполнительным органом ТНВД.

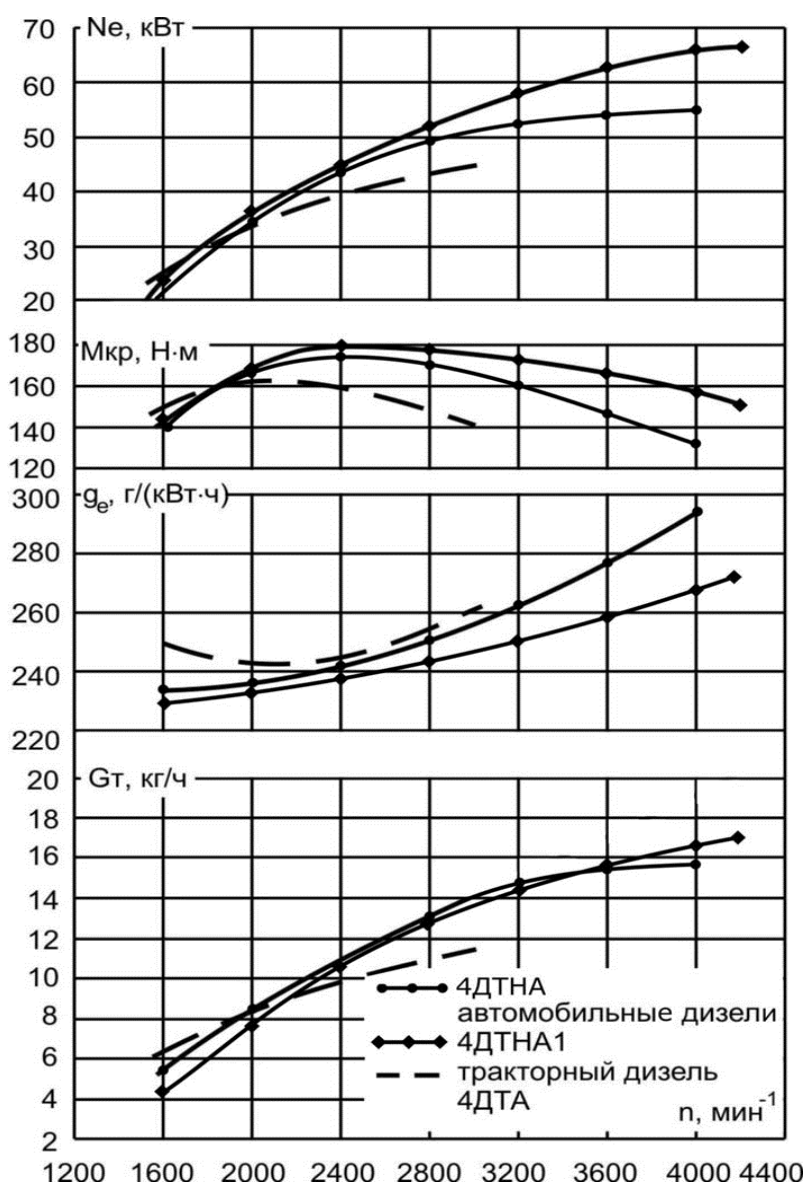


Рисунок 2.8 – Внешние скоростные характеристики ВМД

Такая схема удобна для одновременного управления цикловой подачей и углом опережения впрыскивания топлива; следует отметить, что для двигателя с номинальной частотой 4200 мин⁻¹ изменение угла начала подачи в насосе достигает 6-8 град. п. кул. в. и является обязательным. Подобные схемы регулирования патентовались проф. К.Е. Долгановым ещё в 70-ые годы [66], но применяются на

практике впервые: гидравлический регулятор сложнее механического, и его доводка потребовала много времени и сил.

Таким образом для расширения функциональных возможностей ТПА и обеспечения возможности формирования перспективных ВСХ автомобильной и тракторной модификаций ВМД с ГТН доработана система регулирования в части управления цикловой подачей топлива по внешней скоростной характеристике гидравлическим 5 и пневматическим 6 корректорами. Внедрение такого регулятора в ТПА дизеля 4ДТНА позволило реализовать ВСХ автомобильного ВМД (см. рис. 2.8), имеющего номинальную мощность $N_e = 55$ кВт при $n = 4000$ мин⁻¹.

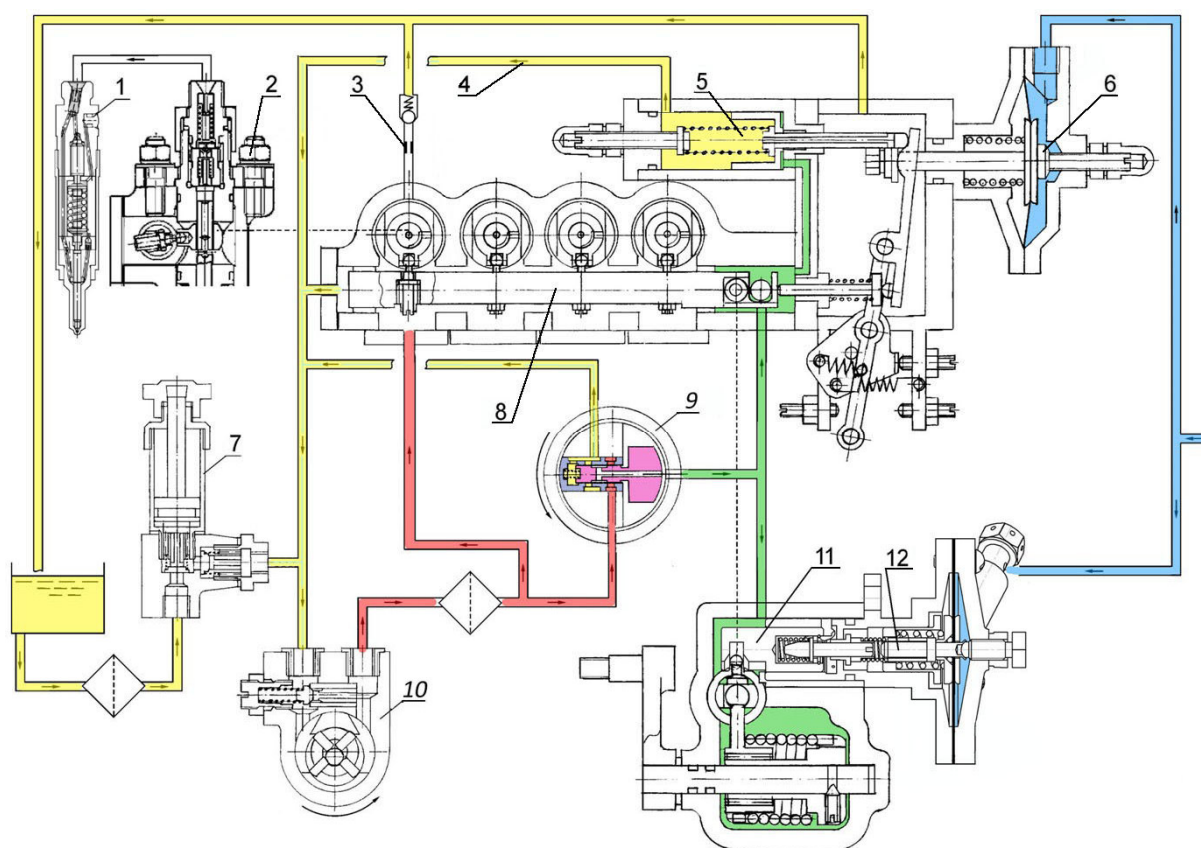


Рисунок 2.9 – Комплексная схема ТНВД и регулятора:

- 1 - форсунка; 2 - секция ТНВД; 3 - жиклер; 4 - слив топлива из-под поршня топливного корректора; 5 - топливный корректор цикловой подачи топлива; 6 - пневматический корректор цикловой подачи топлива; 7 - ручной топливоподкачивающий насос (ТПН); 8 - рейка; 9 - груз-золотник; 10 - механический ТПН; 11 - топливный корректор УОВТ; 12 - пневматический корректор УОВТ

Кроме того в систему традиционного типа, но с рекордно малыми диаметром иглы форсунки 1 (3.5 мм) и объёмом линии высокого давления, был установлен модулятор импульсов давления, снабжённый дифференциальным поршнем [67]. Благодаря чему давления впрыскивания возросли на 60-80% [68] и приблизились к уровню, обеспечиваемому аккумуляторными системами типа COMMON RAIL. Используемая здесь «механическая альтернатива» системам с электрогидравлической форсункой разрабатывалась ещё в 80-ые годы [69], но её внедрение откладывалось до прихода на предприятия отрасли новых технологий.

Развитием предложенной ТПА в данной работе стала доработка ее регулятора автоматическим корректором УОВТ, состоящим из последовательно подключающихся гидравлической 11 и пневматической 12 его частей, и обеспечивающим управление УОВТ. Описание конструкции доработанной топливоподающей аппаратуры приведено в приложении Ж.

Гидравлическая схема регулятора показана на рис. 2.9. Ротор шибера насоса 10 вращается вместе с кулачковым валом и нагнетает топливо в систему. С той же частотой $n_{кул.в.}$ вращается груз-золотник 9, который регулирует величину давления p_p в регуляторной полости. Это давление воздействует на плунжер 5 корректора цикловой подачи и плунжер 11 корректора УОВТ, а также непосредственно на рейку 8. На эти же плунжеры действуют силы давления наддува p_s (через эластичные мембраны пневмокорректоров 6,12) и усилия пружин. На рейку воздействует всережимная пружина кручения, усилие которой направлено в сторону увеличения цикловой подачи; ей противодействует сила давления топлива (либо реакция упора рейки).

Корректор 5, 6 перемещает упор рейки, разворачивает дозирующие золотники вокруг осей плунжеров и изменяет цикловую подачу в зависимости от величины давления наддува и частоты вращения. Корректор 11, 12 под действием этих же факторов поворачивает рейку вокруг её оси, что приводит к перемещению золотников вдоль осей плунжеров и изменяет УОВТ (рис.2.7 в).

Установленный регулятор гидравлического типа имеет сервопривод. Сервопривод снабжён чувствительным элементом в виде груза-золотника и на всех рабочих режимах дизеля обеспечивает выполнение условия

$$\Delta P = A \cdot n_{\text{кул.в.}}^2, \quad (2.1)$$

где $\Delta P = P_p - P_в$ – перепад давления топлива, приложенный к торцам рейки 8; P_p – избыточное давление в регуляторной полости; $P_в$ – отрицательное (по отношению к топливному баку) давление во всасывающей полости топливopодкачивающего насоса 10; $n_{\text{кул.в.}}$ – частота вращения вала топливного насоса; коэффициент пропорциональности A определяется равенствами

$$A = A_1 + A_2 / n_{\text{кул.в.}}^2 \approx M_3 \cdot (\pi/30)^2 \cdot H_3 / f_3,$$

$$A_1 = (M_3 / f_3) \cdot (\pi/30)^2 \cdot (H_3 - h_3), \quad A_2 = Z_3 h_3 / f_3.$$

и не зависит от вязкости топлива; M_3 – избыточная (архимедова) масса груза, которая отличается от его инерционной массы m_3 ,

$$M_3 = m_3 \cdot (1 - \rho / \rho_c),$$

где ρ – плотность топлива; ρ_c – плотность стали; Z_3 – коэффициент жёсткости пружины груза; f_3 – площадь поперечного сечения груза, на которую действует перепад давления; H_3 , h_3 – начальное отклонение центра масс груза от оси вращения и его рабочее перемещение.

Давление P_p , в отличие от перепада ΔP , зависит не только от вязкости топлива, но и от других факторов, которые трудно контролировать (напр., изношенности топливopодкачивающего насоса, табл. 2.3). Поэтому столь нестабильный параметр нельзя использовать для регулирования цикловой подачи.

Таблица 2.3 – Давления в регуляторной полости для разных экземпляров шиберного насоса

Частота $n_{\text{кул.в.}}$, мин ⁻¹	Давление P_p , кПа				
	№1	№2	№3	№4	сред.
750	45	30	30	45	38
1000	60	50	80	65	61
1500	110	105	130	115	115
2100	200	205	225	210	210

Дифференцируя зависимость (2.1), можно определить коэффициент b наклона регуляторных характеристик:

$$b = (2A_1 f_r / (Z_r i_p \operatorname{tg} \alpha_{om})) \cdot n_{кул.в.}, \quad (2.2)$$

где $D_r, f_r = \pi D_r^2 / 4$ – диаметр и площадь поперечного сечения рейки; Z_r – коэффициент жёсткости всережимной пружины (приведенный к оси рейки); i_p – передаточное отношение между рейкой и дозирующим золотником плунжерной пары; α_{om} – угол наклона отсечной кромки. На режимах минимальной частоты вращения холостого хода ($n_{х.х.} = 400 \dots 600 \text{ мин}^{-1}$) этот коэффициент приблизительно в 5 раз меньше, чем на номинальном режиме ($n_{ном} = 2100 \text{ мин}^{-1}$), что благоприятно для ограничения n_{max} , но может потребовать терморегулируемый упор холостого хода при загрузке дизеля собственным моментом сопротивления в процессе его разогрева.

На рис. 2.10 сплошными линиями показаны регуляторные характеристики, пунктиром – частичные скоростные характеристики, возникающие при ограничении подачи давлением наддува. Символом h_a в безразмерном виде обозначен активный ход плунжера топливного насоса.

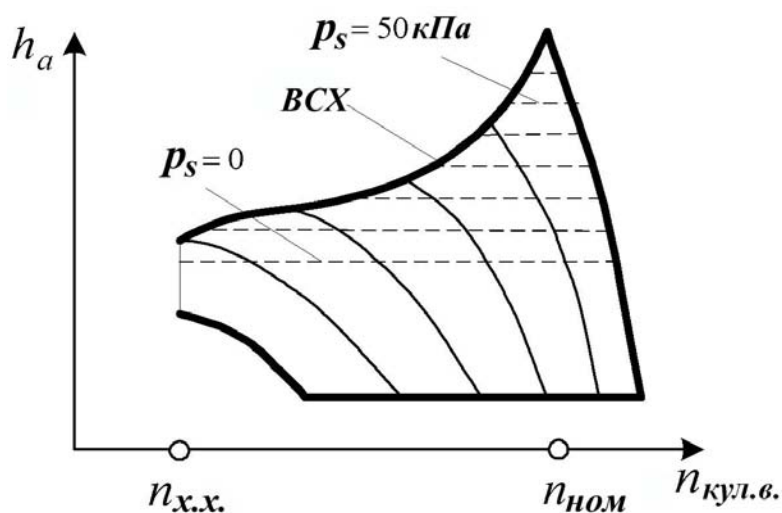


Рисунок 2.10 – Характеристики регулятора

2.3 Методика исследования и доводки гидравлического и пневматического корректоров цикловой подачи топлива

Работы по исследованию и доводке этого узла ранее проводились в основном на безмоторном стенде КИ-22205-02 (ТУ 70.0001.842-80) с использованием измерительно-вычислительного комплекса, описанного в подпункте 2.1.3. Определение начального характера изменения параметров ТА до ее доработки показало, что для дизеля 4ДТНА1 рационально формировать управление цикловой подачей топлива и УОВТ по двум входным параметрам: частоте вращения КВ (n) и давлению наддувочного воздуха (p_s), а зависимости УОВТ $\Theta=f(n, p_s)$ и цикловой подачи топлива $q_u=f(n, p_s)$ в целом отвечают требованиям регулирования топливной аппаратуры ВМД, и разработанная ТА способна выполнять задание формирования адаптивных характеристик управления.

С целью исследования необходимой характеристики изменения q_u гидравлическим и пневматическим корректорами предложенной схемы при работе дизеля на ВСХ и на частичной нагрузочной характеристике при $n_{мин}$ были проведены испытания опытной ТА в составе дизеля 4ДТНА1 на моторном стенде с измерительно-вычислительным комплексом, описанным в главе 2.1.3.

Дальнейшие работы по реализации необходимой характеристики проводились на том же безмоторном лабораторном стенде с применением метода математического планирования эксперимента (МПЭ) [70-74].

Был составлен ортогональный план второго порядка варьирования двух переменных на пяти уровнях (табл. 2.4). В качестве переменных были приняты частота вращения КВ и давление наддува.

Для получения исходных данных, необходимых для уточнения кинематики узлов гидравлического и пневматического корректоров цикловой подачи топлива, снимались последовательно характеристические поля при поочередно отключенных корректорах, различных положениях упора рейки (в том числе и максимальном) и значениях давления наддува.

Таблица 2.4 – Ортогональный план эксперимента

№ экспери- мента	Нормированные факторы		Действительные переменные	
	X1	X2	n , мин ⁻¹	p_s , кгс/см ²
1	1	1	3600	0,19
2	1	-1	3600	0,13
3	-1	1	2400	0,19
4	-1	-1	2400	0,13
5	0	0	3000	0,16
6	2	0	4200	0,16
7	-2	0	1800	0,16
8	0	2	3000	0,22
9	0	-2	3000	0,10
10	2	2	4200	0,22
11	2	-2	4200	0,10
12	-2	2	1800	0,22
13	-2	-2	1800	0,10

При исследовании и доводке каждого из корректоров фиксировались следующие параметры:

- частота вращения кулачкового вала ТНВД;
- цикловая подача топлива одновременно во всех четырех секциях ТНВД;
- давление топлива перед форсункой в одной или двух секциях;
- давление топлива в регуляторной полости ТНВД;
- давление топлива после топливоподкачивающего насоса;
- положение упора рейки и корректоров.

При работе с пневматическим корректором дополнительно фиксировалось значение давления наддува, создаваемое с необходимой точностью искусственно для имитации работы дизеля.

Кроме того, был проведен эксперимент с моделированием частичных скоростных характеристик с измерением перемещения штока пневматиче-

ского корректора при изменении избыточного давления воздуха от 0 до 0,13 МПа через каждые 0,01 МПа. Измерения производились с погрешностью не более 0,1 мм.

Также измерялось перемещение штока гидравлического корректора и давление топлива (избыточное) при следующих частотах вращения кулачкового вала топливного насоса: 600, 700, 800, 900, ..., 1900, 2000 мин⁻¹. Измерения перемещения штока выполнялись с погрешностью не более 0,1 мм, измерение давления топлива - не более 5 кПа.

С целью определения величины цикловой подачи топлива по каждой секции топливного насоса на низких частотах вращения было проведено четыре измерения: при частотах вращения кулачкового вала 100 мин⁻¹ и 400 мин⁻¹ и двух (условных) положениях упора $N_{e_{max}}$: "0°" и "180° против часовой стрелки".

2.4 Методика исследования и доводки пневмогидравлического корректора угла опережения впрыскивания топлива

На первом этапе выполнения работы стояла задача определения возможностей исследуемой ТПА по обеспечению управления УОВТ на всех эксплуатационных режимах работы дизеля. В результате проведенных с применением МПЭ [70-74] и использованием одноцилиндрового дизельного отсека 1ДТА экспериментальных исследований определено, что рационально формировать характеристику управления УОВТ для создаваемой серии ВМД по двум параметрам, а именно частоте вращения КВ и давлению наддувочного воздуха [56].

При дальнейшем исследовании опытная ТА прошла испытания на безмоторном стенде с применением МПЭ и измерительно – вычислительного комплекса, который описан в пункте 2.1.3. Результаты испытаний подтвердили правильность решения по способу формирования характеристики управления УОВТ, а также при съеме характеристической карты показали возможность гибкого изменения УОВТ (от 13 до 25 град. п.к.в.) в зависимости от режима работы ВМД.

В то же время первичные стендовые испытания ТА типа *НРМ* показали наличие колебаний значений УОВТ. Поэтому с целью определения источников пульсаций и дальнейшей доработки конструкции регулятора и ТНВД в целом и была разработана математическая модель регулировки параметров ТА, описанная в подразделе 2.5.

В ходе безмоторных испытаний были получены величины регулировочных параметров ТА, позволившие осуществить переход к следующему этапу исследования – проведению моторных испытаний ТПА в составе высокооборотного малолитражного автомобильного дизеля 4ДТНА1. Полученные результаты в свою очередь позволили уточнить диапазон изменения геометрического УОВТ (20 – 34 град. п.к.в.), который должен быть обеспечен посредством пневмогидравлического корректора. Кроме того, было отмечено, что в области изменения $n_{КВ}$ 1600 – 2000 мин⁻¹ геометрический УОВТ целесообразно устанавливать 22 град. п.к.в. и сформированы технические требования к настройке и работе гидравлического и пневматического корректоров на отдельных режимах работы дизеля (Приложение Б).

Для обеспечения более точного регулирования повторно на дизеле был проведен плановый эксперимент с зафиксированной системой автоматического регулирования УОВТ, а точная подстройка УОВТ для режимов, заданных планом эксперимента, осуществлялась с помощью технологического угломена 1 (рис. 2.4), позволяющего оператору принудительно изменять УОВТ на работающем дизеле. Критериями при выборе УОВТ являлись параметры дизеля, описанные в пункте 2.1.1.

После уточнения технического задания стала очевидной необходимость доработки конструкции системы автоматического регулирования УОВТ для обеспечения заданной характеристики изменения УОВТ в зависимости от частоты вращения КВ и давления наддува.

2.5 Расчетный метод исследования пульсаций давления в сервоприводе регулятора

В рабочем диапазоне частот $n_{кул.в.}=400\dots2200$ мин⁻¹ груз-золотник обеспечивает пропорциональность между перепадом давлений, действующим на рейку, и квадратом частоты вращения вала насоса (2.1) [89-91].

Топливо, нагнетаемое шибберным насосом, имеет 4-ре контура обращения. Направление течения топлива по каналам на рис. 2.9 отмечено стрелками.

Внутренний контур образует утечки топлива через торцевые зазоры пластин шибберного насоса; величина $q_{пер.н}$ этого потока линейно зависит от перепада давления $\Delta P_{под} = P_T - P_B$ между полостями нагнетания и всасывания и определяется формулой источника [75]:

$$q_{пер.н} = (Lpl / Hpl) \cdot \delta pl^3 / (\rho \cdot \nu) \cdot \Delta P_{под} ,$$

где $Lpl, Hpl, \delta pl$ – длина, ширина и зазор пластины; ρ, ν – плотность и вязкость топлива. Для насоса, имеющего малый износ, поток $q_{пер.н}$ составляет доли процента от общего потока $q_{наг}$ нагнетаемого топлива и далее не учитывается.

Ближний контур циркуляции образуется после открытия рециркуляционного клапана (рис.2.9, поз.7), что происходит на режимах, где $n_{кул.в.} > 1050$ мин⁻¹. На номинальной частоте насоса $n_{ном} = 2100$ мин⁻¹ этот поток составляет около 50% потока $q_{наг}$ (рис. 2.11).

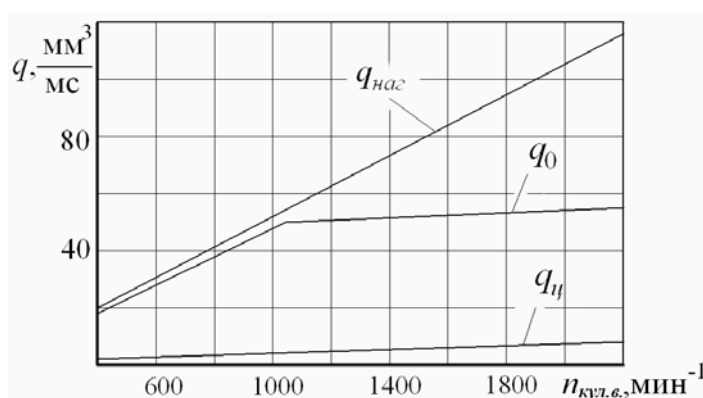


Рисунок 2.11 – Баланс топлива в сервоприводе:

$q_{наг}$ – общий расход нагнетаемого топлива; q_0 – расход через внешний круг;

$q_ц$ – расход через насосные секции

Дальний круг включает фильтр тонкой очистки и груз-золотник, в рабочем диапазоне частот по нему проходит около 10% топлива. Регуляторная полость расположена на ответвлении этого круга, и если плунжера корректоров и рейка не движутся, то через неё проходит менее $0.005 \cdot q_{наг}$. Жиклёр, показанный на рис.2.9 между поз.5 и 6 располагается за плунжерами и отводит топливо, просочившееся через их зазор; его поток оценивается формулой:

$$q_{пер.п} = \sum_{j=1,2} 0.1 \cdot \pi \cdot (D_j / L_j) \cdot \delta_j^3 / (\rho \cdot \nu) \cdot P_p,$$

где D_j, L_j, δ_j – диаметр, длина уплотняющей части и диаметральный зазор соответствующего плунжера.

Внешний круг проходит через фильтр тонкой очистки, линию низкого давления топливного насоса, выходной жиклёр и отводные трубки, топливный бак, фильтр грубой очистки, насос ручного прокачивания топлива и всасывающую полость шиберного насоса.

В диапазоне $n_{кул.в.} > 1050 \text{ мин}^{-1}$ по нему проходит постоянный поток топлива (рис. 2.11)

$$q_0 \approx 50 \text{ мм}^3 / \text{мс},$$

что составляет около 40% номинальной подачи шиберного насоса.

От внешнего круга ответвляется поток q_u топлива, направляемый через насосную секцию высокого давления к форсункам. Величина q_u на режимах внешней скоростной характеристики составляет около 7% от потока $q_{наг}$.

Равновесие груза-золотника и рециркуляционного клапана. Положение груза-золотника зависит от частоты вращения $n_{кул.в.}$ и описывается следующими зависимостями.

При прокручивании вала насоса на предельно малой частоте вращения центр масс груза располагается на расстоянии $h_z = 11 \text{ мм}$ от оси вращения, что определяется начальной длиной пружины груза-золотника. По мере роста частоты $n_{кул.в.}$ это расстояние уменьшается, а перемещение h_z из начального положения увеличивается, как показано на рис. 2.12, участок $n_{кул.в.} < 200 \text{ мин}^{-1}$. Здесь эти величины связаны двумя зависимостями:

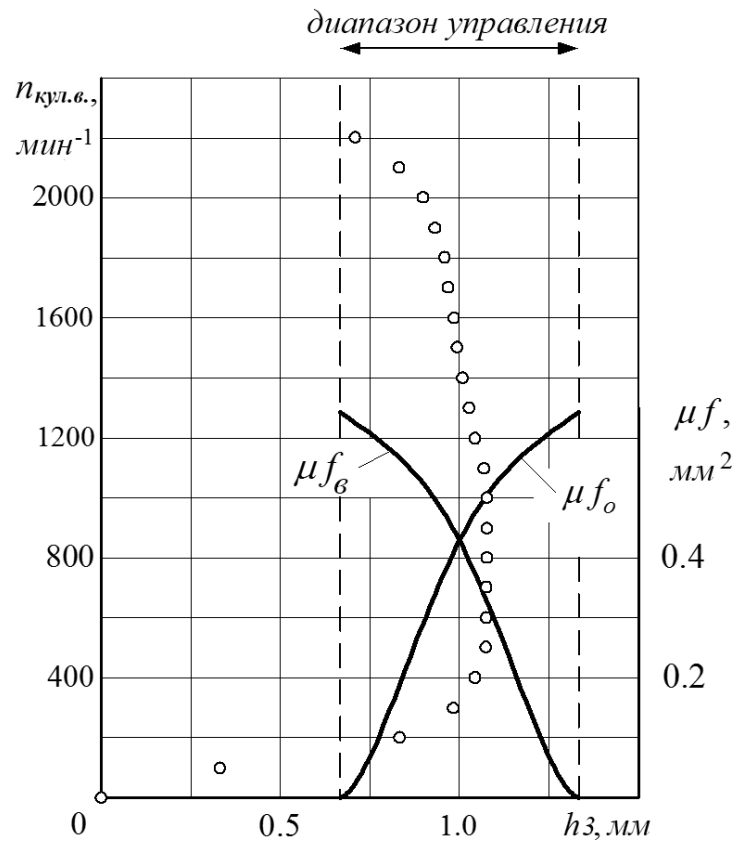


Рисунок 2.12 – Перемещения груза-золотника (отмечены кружками)

– условием равновесия золотника

$$M_z \cdot \omega^2 \cdot (H_z - h_z) + Z_z \cdot h_z = f_z \cdot (P_p - P_B);$$

– уравнением объёмного баланса топлива

$$q_{наг}(n_{кул.в.}) = \mu f_{жс} \sqrt{2 \cdot (P_p - P_B) / \rho},$$

которым удалось придать следующую безразмерную форму:

$$(n_{кул.в.} / n_p)^2 = [(n_{кул.в.} / n_p)^2 - 1] \cdot (h_z / H_z) + (n_{кул.в.} / n_p)^2 \cdot (\mu f_p^2 / \mu f_{жс}^2), \quad (2.3)$$

где M_z – избыточная гравитационная (и центробежная) масса груза; согласно закону Архимеда она отличается от его инерционной массы m_z :

$$M_z = m_z \cdot (1 - \rho / \rho_c),$$

где ρ_c – плотность стали, из которой изготовлен груз; $\omega = \pi \cdot n / 30$ – круговая частота вращения груза; Z_z – коэффициент жёсткости его пружины; f_z – площадь поперечного сечения груза, на которую действует перепад давления; $\mu f_{жс}$ – эффективная площадь жиклёра; $n_p = \sqrt{Z_z / M_z} \cdot (30 / \pi)$ – частота, отвечающая условию

безразличного равновесия груза, для анализируемой конструкции $n_p \approx n_{ном}$; μf_p – площадь эквивалентного сечения сервопривода,

$$\mu f_p = (\rho / 2) \cdot (q_{наг.н} - q_{ц.н})^2 \cdot f_3 / (M_3 \cdot \omega_{ном}^2 \cdot H),$$

$$q_{наг.ном} = q_{наг}(n_{ном}), \quad q_{ц.ном} = q_{ц}(n_{ном}), \quad \omega_{ном} = \pi \cdot n_{ном} / 30$$

– номинальные значения подачи и круговой частоты шибера насоса.

На рассмотренном участке дальний круг циркуляции закрыт.

При условии $h_3 > 0.65$ мм груз-золотник открывает стравливающее окно (рис. 2.12), и часть топлива начинает сбрасываться через дальний контур циркуляции. В результате условие объёмного баланса изменяется и приобретает вид:

$$q_{наг}(n_{кул.в.}) = \mu f_{жс} \cdot \sqrt{1 + (\mu f_o / \mu f_с)^2} \cdot \sqrt{2 \cdot (P_p - P_B) / \rho} + \mu f_o \sqrt{2 \cdot (P_p - P_B) / \rho},$$

где $\mu f_o(h_3), \mu f_с(h_3)$ – эффективные площади стравливающего и впускного окна во втулке золотника. Соответственно изменяется соотношение (2.3):

$$(n_{кул.в.} / n_p)^2 = [(n_{кул.в.} / n_p)^2 - 1] \cdot (h_3 / H_3) + \frac{(n_{кул.в.} / n_p)^2 \cdot \mu f_p^2}{\left[\mu f_{жс} \cdot \sqrt{1 + (\mu f_o / \mu f_с)^2} + \mu f_o \right]^2}. \quad (2.4)$$

Перемещение h_3 продолжает возрастать, чему отвечает дополнительное увеличение давления $P_{тр}$ в тройнике:

$$P_{тр} = (1 + (\mu f_o / \mu f_с)^2) \cdot P_p - (\mu f_o / \mu f_с)^2 \cdot P_B, \quad (2.5)$$

и давления P_T в нагнетающей полости шибера насоса, $P_T = P_{тр} + \Delta P_{фил}$.

Перепад давления $\Delta P_{фил}$ между шибера насосом и тройником определяется потерями напора в трубопроводах и в фильтре тонкой очистки. Как это следует из экспериментальных данных, при частоте $n_{кул.в.} = 1500$ мин⁻¹ величина $\Delta P_{фил} = 70$ кПа, а согласно ГОСТ Р53640 [76] начальный перепад давлений (для нового фильтра) не превышает 2,5 кПа. Следовательно, первый фактор потерь здесь является основным, что нашло дополнительное подтверждение.

Течение по указанным трубкам в рабочем диапазоне частот является турбулентным, и потери напора описываются формулой Блазиуса [75]:

$$\Delta P_{фил} = 0.5 \rho \cdot \frac{0.3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}} \cdot \frac{L_{тр}}{D_{тр}} \cdot U_{тр}^2, \quad (2.6)$$

где Re – число Рейнольдса, $Re = U_{mp} \cdot D_{mp} / \nu$; L_{mp} , D_{mp} – длина и внутренний диаметр трубок, связывающих узлы дальнего круга циркуляции; U_{mp} – скорость топлива в этих трубках.

Использование формулы (2.6) для режима с частотой $n_{кул.в.} = 1500 \text{ мин}^{-1}$ даёт значение $\Delta P_{фил} = 70 \text{ кПа}$, и эта величина остаётся постоянной при частотах $n_{кул.в.} \geq 1050 \text{ мин}^{-1}$, а в диапазоне $n_{кул.в.} < 1050 \text{ мин}^{-1}$ (для незагрязнённого фильтра) заменяется условием

$$\Delta P_{фил} = 70 \cdot (n_{кул.в.} / 1050)^{1.75} \text{ [кПа]}.$$

Известно, что после длительной работы фильтра тонкой очистки на дизеле его сопротивление возрастает, но, как требует ГОСТ Р53640 [76], не превышает 50 кПа. Течение внутри фильтра является ламинарным, поэтому для предельно загрязнённого фильтра последняя формула принимает вид:

$$\Delta P_{фил} = 60 \cdot (n_{кул.в.} / 950)^{1.75} + 50 \cdot (n_{кул.в.} / 950) \text{ [кПа]},$$

где также учтено, что частота, при которой открывается рециркуляционный клапан, уменьшится до значения 950 мин^{-1} .

Когда давление P_T превысит величину $P_k \approx 300 \text{ кПа}$, рециркуляционный клапан открывается и пропускает поток топлива, превышающий величину $q_0 \approx 50 \text{ мм}^3/\text{мс}$, по ближнему кругу. Давление в тройнике стабилизируется на уровне $P_{mp} \approx 250 \text{ кПа}$, но связь (3) между давлениями сохраняется. В результате условие (3) равновесия груза-золотника приобретает другой вид:

$$(n_{кул.в.} / n_p)^2 = [(n_{кул.в.} / n_p)^2 - 1] \cdot (h_3 / H_3) + \frac{P_{mp} - P_B}{\Delta P_p} \cdot \frac{1}{1 + (\mu f_o / \mu f_e)^2}, \quad (2.7)$$

где ΔP_p – перепад давлений, действующий на груз-золотник в положении его безразличного равновесия, $\Delta P_p = Z_3 \cdot H_3 / f_3$.

Заметим, что в отличие от (2.3) и (2.4), равенство (2.7) использует величину давления P_B во впускной полости шибера насоса. Сопротивление подводящих трубок мало, поэтому до открытия рециркуляционного клапана это давление может считаться постоянным; оно определяется высотой насоса относительно топливного бака, $P_B = P_B$, $P_B = \text{const}$. После открытия клапана во впускном трубопроводе

проявляется эффект слияния потоков, и, как показано в [75, стр. 47], давление уменьшается в соответствии с зависимостью

$$P_B = P_B - 0.5 \cdot \rho \cdot (q_{наз}^2 - (q_0 + q_u)^2) / f_{mp}^2, \quad (2.8)$$

где f_{mp} – площадь трубопровода.

Давление P_B используется также и в уравнениях, определяющих условие равновесия рециркуляционного клапана:

$$fk(hk) \cdot (P_T - P_B - P_k) = Zk \cdot hk, \quad \mu f_k(hk) \cdot \sqrt{2 \cdot (P_T - P_B) / \rho} = q_{наз} - q_0, \quad (2.9)$$

где $fk, \mu f_k$ – эффективные площади поперечного сечения клапана и его проходного сечения; Zk – коэффициент жёсткости пружины клапана.

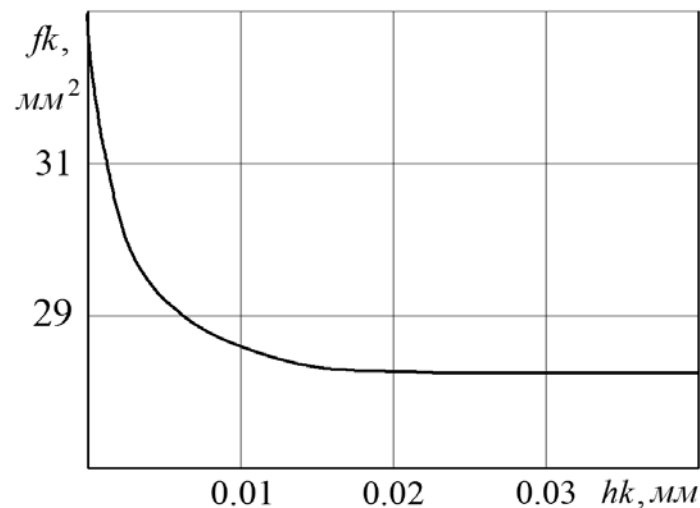


Рисунок 2.13 – Зависимость эффективной площади рециркуляционного клапана от его перемещения

В анализируемом узле использован клапан трубчатой конструкции, запирающие конуса имели углы 89^0 и 90^0 . При малых подъёмах такого клапана проходящий поток топлива дросселируется в зазоре между конусами.

Для определения силы ΔF , действующей на дифференциальной площадке клапана со стороны топлива, было проинтегрировано поле давления в зазоре между запирающими конусами:

$$\Delta F = (P_T - P_B) \int_{Rc}^{Rz} 2\pi \cdot r \cdot (1 - S^2(Rz) / S^2(r)) dr, \quad S(r) = hk / \sqrt{2} + (Rz - r) \cdot \Delta\varphi_k,$$

и получена формула

$$fk = \pi Rz^2 \left[1 + \frac{2}{1 + Rz/\delta} \left[\frac{1}{\delta/(Rz - Rc) + 1} + \frac{\ln(Rz/Rc) + \ln(1 + (Rz - Rc)/\delta)}{1 + Rz/\delta} \right] \right], \quad (2.10)$$

где $\delta = hk \cdot \sqrt{2} / (\Delta\varphi_k)$, $\Delta\varphi_k = \pi/360$ – разность углов между конусами, рад; Rz, Rc – запорный радиус и радиус цилиндрического гнезда клапана.

Как следует из этой формулы и рис.2.13, при малых подъёмах эффективная площадь клапана $fk = \pi Rz^2$, но далее эта величина уменьшается, и уже при подъёмах $hk > 0.02$ мм стабилизируется на уровне $0.85 \pi Rz^2$.

В результате перепад давлений, отвечающий равновесию клапана, в диапазоне $hk > 0.02$ мм повышается с 300 до 345 кПа.

После открытия рециркуляционного клапана перемещение золотника $hз$ начинает уменьшаться (рис.2.12, $n_{кул.в.} > 1050$ мин⁻¹), но в диапазоне частот $n_{кул.в.} < n_{ном}$ это изменение остаётся малым. Груз-золотник продолжает управлять сбросом топлива и, за счёт этого, сохраняет стабильное положение. В результате выполняется приближённое равенство (2.1), причём константа пропорциональности A определяется геометрическими параметрами узла, а её зависимость от вязкости мала (напомним, что формула Блазиуса использует значение $\sqrt[4]{\nu}$).

Приближённое равенство (2.1) имеет минимальную погрешность при частоте $n_0 \approx n_{ном}$, когда на него перестают влиять возможные отклонения положений груза-золотника; здесь отвечающее этому отклонению суммарное изменение силы пружины и центробежной силы равняется 0.

В результате получаем следующую формулу для константы пропорциональности:

$$A = Mз (\pi / 30)^2 Hz / Fз. \quad (2.11)$$

Как видим, величина константы не зависит от вязкости топлива ν .

При возрастании частоты в зоне $n_{кул.в.} > n_0$ перемещение груза ускоряется, причём здесь с изменением $hз$ центробежные силы изменяются быстрее, чем усилие пружины, что ухудшает управляемость. При условии $n_{кул.в.} > 2200$ мин⁻¹ перемещение $hз$ становится меньшим 0,65 мм, груз-золотник прекращает сброс топлива и быстро покидает диапазон управления (рис. 2.12).

При частотах $n_{кул.в.} \geq 2250 \text{ мин}^{-1}$ промежуточные положения золотника неустойчивы (рис. 2.14, пунктирная кривая), и он перемещается к упору.

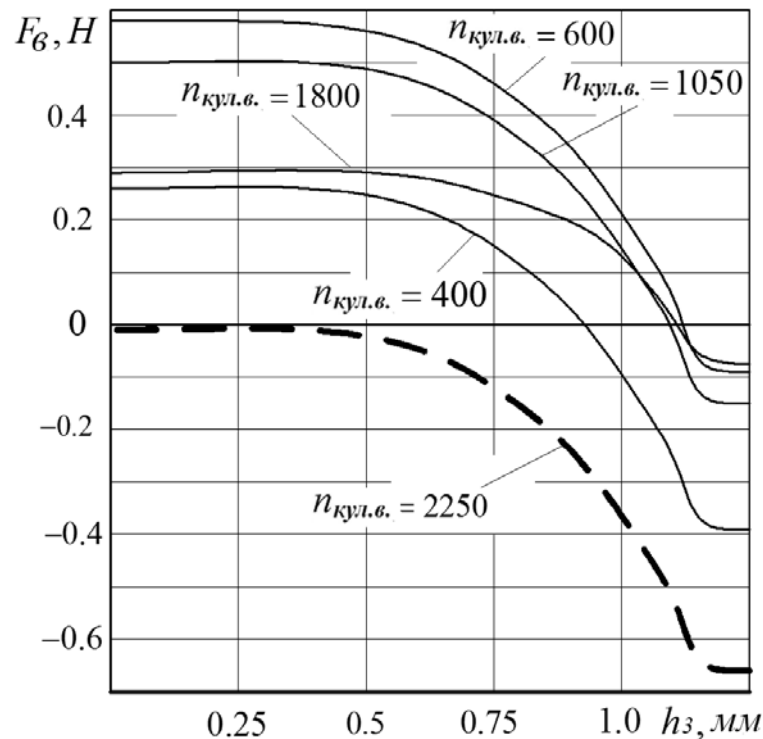


Рисунок 2.14 – Графики силы F_G , восстанавливающей равновесие золотника, при разных частотах вращения $n_{кул.в.}, \text{мин}^{-1}$

Сопротивление жиклёров, клапанов и каналов при пульсациях давления. Схема работы, описанная в предыдущем пункте, привела к удовлетворительному совпадению расчётных и экспериментальных данных, но на отдельных участках рабочего диапазона баланс топлива имеет заметную погрешность. Покажем, что эту погрешность можно объяснить, если учесть установившиеся колебания давления и элементов регулятора.

Пусть перепад давления на жиклере, имеющем эффективную проходную площадь $\mu f_{жс}$, изменяется по закону $\Delta P = \Delta P_0 \cdot (1 + \delta P \sin \omega t)$. Найдём расход q через жиклёр, для чего используем разложение в степенной ряд

$$(1 + \delta P \sin \omega t)^{1/2} = 1 + 0.5 \cdot \delta P \sin \omega t - 0.125 \cdot \delta P^2 \sin^2 \omega t + \dots$$

и усреднение по периоду колебаний. В результате получим:

$$q \approx \mu f_{\kappa} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_o / \rho} \cdot (1 - \delta P^2 / 16),$$

то есть гидравлическое сопротивление жиклёра зависит от амплитуды δP .

Пусть по такому же закону изменяется перепад давлений на клапане, а проходное сечение клапана μf_{κ} зависит от его подъёма и, как следствие, тоже пульсирует: $\mu f_{\kappa} = \mu f_{\kappa.o} \cdot (1 + \delta \mu f_{\kappa} \sin(\omega t + \varphi_o))$, где φ_o – фаза. Тогда расход q определяется приближённым равенством

$$q \approx \mu f_{\kappa.o} \cdot \sqrt{2 \Delta P_o / \rho} \cdot (1 + \cos \varphi_o \delta \mu f_{\kappa} \delta P / 4),$$

а направление его изменения зависит от соотношения между действующей ω и собственной ω_{κ} частотами клапана. Если $\omega < \omega_{\kappa}$, то гидравлическое сопротивление клапана уменьшается, если $\omega > \omega_{\kappa}$ – увеличивается.

Пусть скорость течения топлива по трубопроводу, имеющему диаметр D и длину L , изменяется по закону $U = U_o \cdot (1 + \delta U \cdot \sin \omega t)$, а перепад давления на его концах – по закону $\Delta P = \Delta P_o \cdot (1 + \delta P \sin(\omega t + \varphi_o))$. Запишем для этого трубопровода уравнение нестационарного турбулентного течения [77]

$$\rho \partial U / \partial t + \partial (P + \rho U^2 / 2) / \partial x + (\lambda / D) \cdot \rho U^2 / 2 = 0, \quad (2.12)$$

где $\lambda = 0.3164 / \sqrt[4]{\text{Re}}$, и проинтегрируем (2.12) по длине трубопровода, считая скорость течения одинаковой для всех сечений:

$$\rho \cdot L dU / dt - \Delta P + (\xi + \lambda \cdot L / D) \cdot \rho U^2 / 2 = 0, \quad (2.13)$$

где ΔP – перепад давления; ξ – суммарный коэффициент местных сопротивлений (на входе, выходе и при поворотах течения). Подставим в это уравнение формулы для величин U , ΔP и усредним по периоду колебаний:

$$\Delta P_o \approx (\xi + \lambda \cdot L / D) \cdot \rho U_o^2 / 2 \cdot (1 + \delta U^2 / 2).$$

Если течение в трубопроводе является ламинарным, то $\lambda = 64 / \text{Re}$ [75], и уравнение (2.13) принимает вид

$$\rho \cdot L dU / dt - \Delta P + \xi \cdot \rho U^2 / 2 + 32 \cdot \rho \cdot \nu \cdot (L / D^2) \cdot U = 0; \quad (2.14)$$

здесь $\Delta P_o \approx \xi \cdot \rho U_o^2 / 2 \cdot (1 + \delta U^2 / 2)$.

Следовательно, колебания скорости увеличивают сопротивление трубопроводов, а колебания перепада давления и силы инерции на усреднённую ве-

личину расхода не влияют.

Далее мы покажем, что при использовании уравнений (2.13), (2.14) удаётся найти связь между колебаниями перепада давлений ΔP и скорости течения U . Но сейчас важно подчеркнуть другое: чем ниже амплитуда колебаний, тем точнее модель сервопривода, рассмотренная в предыдущих пунктах. И если мы стремимся минимизировать указанные колебания, то при описании статической модели узла допустимо использовать соотношения (2.1)-(2.10).

Рассмотрим источники пульсации колебаний и методы их демпфирования.

При работе дизеля транспортного средства на его агрегаты воздействуют разнообразные динамические и кинематические возмущения, приводящие к возникновению колебаний. В данном исследовании нас интересуют возмущения, которые носят детерминированный характер; известно [75], что это необходимо для возникновения установившихся колебаний и резонансов.

Как это следует из описания работы устройства, у исследуемого сервопривода имеется 3-и источника, которые, если кулачковый вал вращается с частотой $n_{кул.в.}$, пульсируют с кратной частотой $4 \cdot n_{кул.в.}$:

- неравномерность подачи топлива шиберным насосом;
- процесс обмена топливом между полостями высокого и низкого давления многосекционного топливного насоса;
- вязкое трение между дозирующими золотниками и плунжерами.

Кроме того, в используемой схеме регулятора груз-золотник оказывается динамически неуравновешенным и при своём вращении создаёт источник установившихся колебаний, имеющий частоту $n_{кул.в.}$.

Заметим, что такую же частоту $n_{кул.в.}$ имеют источники, возникающие по причине не идентичности работы секций топливного насоса. Но при отработанной технологии сборки и регулировки топливной аппаратуры указанные отклонения не велики, и поэтому в этой работе они не рассматриваются.

Проанализируем каждый из рассмотренных факторов и те методы, которые используются в данной конструкции для демпфирования колебаний.

Виброактивность подкачивающего насоса. В анализируемой конструкции шиберный насос имеет всего - лишь 4-ре рабочие камеры и большой фазовый угол перекрытия камер при впуске и нагнетании (он превышает 50°), что приводит к высокой неравномерности подачи. Для получения конкретных результатов была составлена математическая модель пластинчатого насоса, описывающая изменения объёмов рабочих камер, и получена зависимость объёмной скорости нагнетания $Q_{наг}$ от угла φ поворота ротора насоса (рис. 2.15, $\delta Q = Q_{наг}(\varphi) / q_{наг}$), после чего её разложили в ряд Фурье:

$$Q_{наг}(\varphi) \approx \sum_{j=0}^N Q_{наг.j} \cdot \cos(j \cdot \varphi), \quad N \in \overline{5,10}$$

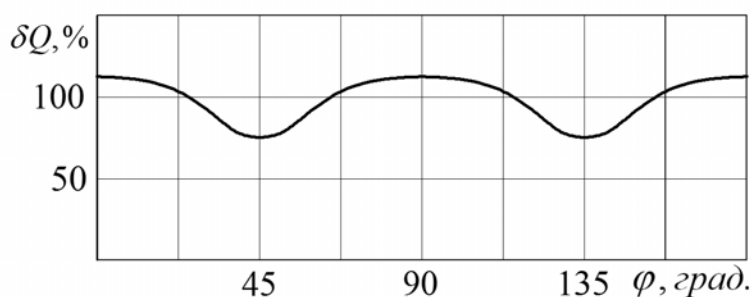


Рисунок 2.15 – Зависимость объёмной скорости подачи от угла поворота ротора

Оказалось, что амплитуды первых 3-х гармоник составляют 14,3%, 3,4% и 1,5% от величины средней скорости нагнетания $q_{наг}$.

Колебаниям с частотой $4 \cdot n_{кул.в.}$ отвечает первая из упомянутых гармоник, и, априори, амплитуда соответствующих колебаний давления в регуляторной полости может быть высокой. Но когда в системе открыт дальний круг циркуляции, то неравномерность подачи для полости нагнетания в значительной степени компенсируется противофазной неравномерностью всасывания топлива во впускной полости. Кроме того, здесь могут быть использованы и другие активные методы защиты от вибраций, о чём речь пойдёт далее.

Виброактивность секций топливного насоса. Для исследования процессов обмена между полостями высокого и низкого давления топливного насоса применили методику гидродинамического расчёта, описанную в [79] и использованную

в [68]. Расчёты проводились для режимов внешней скоростной характеристики; величина активного хода плунжера корректировалась с учётом оптимального изменения УОВТ (рис. 4.7). Для каждого расчёта были получены и приближены начальным отрезком ряда Фурье зависимости объёмной скорости обмена $Q_{обм}(\varphi)$ от угла φ поворота кулачкового вала:

$$Q_{обм}(\varphi) \approx q_{наг} \cdot \sum_{j=0}^N \delta Q_j \cdot \cos(j \cdot (\varphi - \varphi_j)), \quad N \in \overline{5, 10}.$$

При выполнении расчётов сравнивались два варианта профиля кулачка топливного насоса – несимметричный и симметричный (рис.2.16). Для высокооборотного дизеля переход к несимметричному профилю позволяет увеличить скорость плунжера [80, 81], снизить вибрации в пружине толкателя [82] и считается прогрессивным. Но для многосекционного насоса, имеющего общую полость низкого давления, форма профиля при опускании толкателя и угол верхнего выстоя плунжера $\Phi_{в.в.}$ (рис. 2.16) влияют также и на степень гидродинамической уравновешенности секций; неуравновешенность секций создаёт исследуемый источник пульсаций.

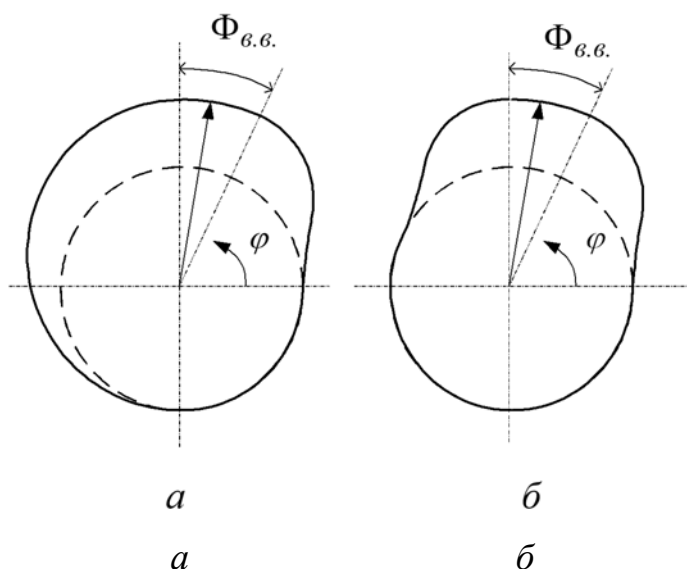


Рис. 2.16. Профиль кулачка:

а – несимметричный; *б* – симметричный

Некоторые результаты (полученные для несимметричного профиля при уг-

ле $\Phi_{\text{в.в}} = 15^\circ$) даны в табл. 2.5; другие были использованы при формулировке следующих выводов:

- указанный источник (особенно в диапазоне малых частот) сильнее предыдущего;
- амплитуды обменных колебаний сильно зависят от угла $\Phi_{\text{в.в}}$;
- симметричный профиль кулачка при соответствующем выборе угла $\Phi_{\text{в.в}}$ обеспечивает лучшую уравновешенность секций по основной гармонике, но величина амплитуд для 2-ой и 3-й гармоник остаётся значительной.

Таблица 2.5 – Амплитуды δQ_j , % и фазы φ_j , град. гармоник функции $Q_{\text{обм}}(\varphi)/q_{\text{наг}}$

$n_{\text{кул.в.}}, \text{мин}^{-1}$	δQ_1	φ_1	δQ_2	φ_2	δQ_3	φ_3
700	36,4	49,9	38,7	12,4	7,5	13,1
800	33,7	47,3	38,6	11,0	4,5	23,6
900	31,4	44,3	37,3	9,3	15,7	24,3
1200	30,0	33,8	37,0	0,7	36,6	10,8
1500	22,3	29,0	34,8	-3,2	36,8	16,7
1800	13,6	21,9	25,0	-6,5	21,4	15,9
2100	6,6	5,9	9,1	-7,2	20,0	20,1

Высокий уровень возмущения приводит к заметным колебаниям в полости низкого давления насоса. Для ослабления влияния колебаний на процессы, происходящие в регуляторе, были реализованы следующие меры пассивного демпфирования: на выходе из полости установлен жиклёр; полость отдалена от регулятора (длина соединяющего канала 30 см).

Виброактивность плунжеров. Мгновенное значение силы $F_{\text{в.тр}}$ вязкого трения между золотником и плунжером описывается формулой

$$F_{\text{в.тр}}(\varphi) = v \cdot \rho \cdot \pi \cdot D_3 \cdot L_3 / (0.5 \cdot \delta_3) \cdot V(\varphi) \cdot \omega, \quad (2.15)$$

где D_3 , δ_3 , L_3 – диаметр, диаметральный зазор и длина уплотняющей части золотника; $V(\varphi)$ – аналог скорости как функция угла φ поворота кулачка.

Зависимость $V(\varphi)$ разложили в ряд Фурье:

$$V(\varphi) \approx \sum_{j=0}^N V_j \cdot \cos(j \cdot (\varphi - \theta_j)),$$

и после учета суммарного воздействия 4-х секций получили амплитуды колебаний силы для источников, имеющих частоты $4 \cdot n_{кул.в.}$; $8 \cdot n_{кул.в.}$ и $12 \cdot n_{кул.в.}$ (табл. 2.6). Как и в предыдущем случае, амплитуды гармоник сильно зависят от формы профиля и значения угла $\Phi_{в.в.}$, причём у симметричного профиля уменьшить эти амплитуды за счёт выбора угла оказалось проще, чем у несимметричного.

Таблица 2.6 – Результаты анализа несимметричного профиля кулачка

Номер гармоники	$V_j, \text{мм}$	$\theta_j, \text{град}$
4	0,365	16,46
8	0,157	-6,87
12	0,013	11,83

Особенностью 3-го источника является то, что он воздействует на корректор УОВТ не через каналы сервопривода, а непосредственно.

Для противодействия используются методы пассивного демпфирования колебаний плунжеров топливных корректоров и рейки. К уменьшению амплитуд приводят гидравлические силы трения, возникающие в уплотнениях и описываемые формулами вида (2.15). Но диаметральный зазор для этих элементов на порядок выше, чем прецизионный зазор между плунжером и золотником, поэтому указанного эффекта для демпфирования недостаточно.

Более эффективным техническим решением для ограничения колебаний является расположение жиклёров за плунжерами топливных корректоров.

Кроме того, поскольку первые 3-и источника имеют одинаковую частоту, возникает возможность применить активный метод демпфирования, складывая соответствующие колебания в противофазе. Для решения этой задачи в распоряжении конструктора находятся (по крайней мере) два параметра – угол $\Phi_{в.в.}$ и угол $\Phi_{ш.н}$ установки ротора шибера насоса относительно кулачкового вала топливного насоса.

Резонансные колебания груза-золотника. Четвёртым источником установленных колебаний является неуравновешенная сила тяжести груза-золотника, которая при его вращении изменяет своё направление действия относительно центра масс. Эта сила при частоте $n_{\text{квл.в.}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, попадающей в диапазон рабочих режимов, создаёт резонанс. Колебания груза описываются уравнением

$$mz(d^2hz/dt^2 + 2k_d\omega_c dz/dt) + [Zz - Mz\omega^2]hz = f_3(P_P - P_B) - MzHz\omega^2 + Mzg \cos \omega t,$$

где k_d – коэффициент демпфирования; ω_c – круговая частота собственных (резонансных) колебаний,

$$\omega_c = \sqrt{Zz/(Mz + mz)} \approx 50 \cdot \pi \text{ [рад/с]},$$

g – ускорение свободного падения; другие обозначения уже использовались.

В регуляторе действуют 3 фактора, демпфирующие колебания груза.

1. Вязкое трение в зазоре между грузом-золотником и его втулкой. Коэффициент демпфирования для этого фактора определяется формулой:

$$k_{\text{в.мп}} = \nu \cdot \rho \cdot \pi \cdot D_3 \cdot (L_3 / \delta_3) / (mz \cdot \omega_c), \quad (2.16)$$

где D_3 , L_3 , δ_3 – диаметр, длина и диаметральный зазор уплотняющей части золотника.

Использование формулы (2.16) привело к значению $k_{\text{в.мп}} \approx 0.01$, то есть данный фактор демпфирования является очень слабым.

2. Трение в направляющей золотника, вызванное кориолисовым ускорением груза. Величина кориолисова ускорения \vec{a}_κ (рис. 2.17) равняется векторному произведению $2\vec{\omega} \times \vec{v}$ относительной скорости груза \vec{v} и угловой скорости его вращения $\vec{\omega}$ [84].

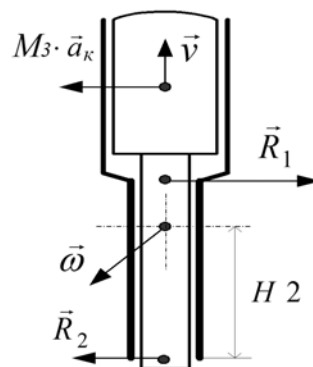


Рисунок 2.17 – Реакции в направляющей золотника

Коэффициент демпфирования зависит от частоты и определяется формулой

$$k_{к.мп} = v_{мп} \cdot \frac{H3 - h3 + H2}{H1 + H2} \cdot \frac{M3}{m3} \cdot \frac{\omega}{\omega_c}, \quad (2.17)$$

где $v_{мп} \approx 0.1$ – коэффициент трения; $H1, H2$ – расстояния от ближнего и дальнего концов направляющей до оси вращения.

При резонансе получили величину $k_{к.мп} \approx 0.14$, и этот эффект также оказался слабым. Но формула (2.17) не использует значение вязкости; следовательно, данный фактор действует независимо от рабочей температуры топлива в сервоприводе. Кроме того, на частоте $4 \cdot n_{кул.в.}$, где действуют первые три источника пульсаций, логарифмический декремент $k_{к.мп}$ возрастает в 4-ре раза и эффективно демпфирует колебания груза-золотника.

3. Вязкое трение в зазоре между наконечником груза и его каналом; это трение препятствует перетеканию топлива, вызванному движением груза. Коэффициент демпфирования определяется формулой

$$k_{gr.мп} = \rho \cdot v \cdot (f_{gr} - f_3) \cdot (H_{gr} / P_{gr}) / (2m3 \cdot \omega_c \cdot \delta_{gr}^3),$$

где f_{gr}, P_{gr} – площадь и периметр поперечного сечения наконечника груза; H_{gr} – высота наконечника; δ_{gr} – зазор между его боковой поверхностью и стенкой канала.

Указанный зазор имеет низкую плотность ($\delta_{gr} \approx 0.15$ мм), что необходимо для правильной работы узла. Тем не менее, третий фактор оказался значительно сильнее предыдущих и привёл к значению $k_{gr.мп} \approx 0.5 \dots 0.7$, что эффективно ограничивает амплитуду колебаний при резонансе. Недостатком является то, что эффект существенно зависит от вязкости и очень сильно зависит от величины зазора δ_{gr} , имеющей широкое поле допуска.

Чтобы уменьшить негативные последствия колебаний груза-золотника рассматриваемая система настраивается (за счёт изменения давления P_k нача-

ла открытия рециркуляционного клапана) так, чтобы резонансному режиму отвечал максимум суммарной проходной площади золотника (рис. 2.18)

$$\mu f_3 = \mu f_o \cdot \mu f_e / \sqrt{\mu f_o^2 + \mu f_e^2},$$

то есть здесь выполнялось условие $\mu f_o = \mu f_a$. Тогда колебания груза не влияют на величину потока, проходящего через золотник.

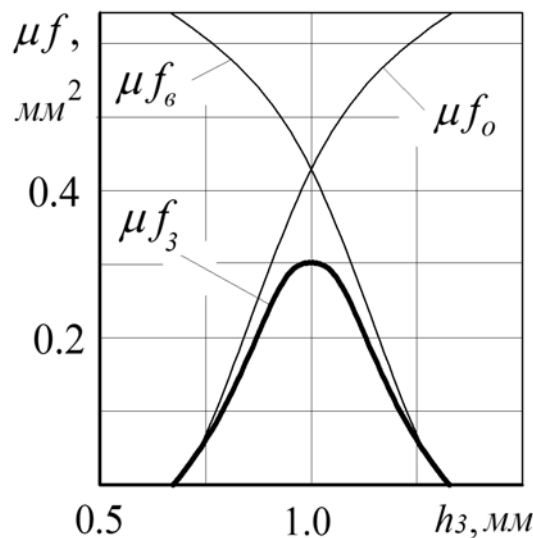


Рисунок 2.18 – Характер изменения проходной площади золотника

Свой вклад в демпфирование колебаний груза-золотника вносит рециркуляционный клапан. При резонансной частоте $n_{кул.в.} = 1500 \text{ мин}^{-1}$ среднее (по циклу колебаний) расстояние от клапана до запорного конуса составляет менее 0,07 мм, что ограничивает амплитуду колебаний. Данные табл. 2.7 свидетельствуют о повышенной амплитуде колебаний рециркуляционного клапана на резонансном режиме.

Зафиксированное в эксперименте снижение давления P_T в полости нагнетания означает уменьшение давления P_B в полости всасывания. Причиной чего является сужение эффективной площади сечения прямого потока колеблющимся клапаном.

Таблица 2.7 – Результаты предварительных испытаний

n , мин ⁻¹	P_p , кПа	P_T , кПа	p_s , кПа	$\Delta\psi$, град
500	20	135	0	0
700	37	220	0	0
800	46	250	0	0
900	55	285	0	0,67
900	56	285	150	1,15
1200	85	340	0	2,66
1200	85	340	50	2,52
1200	85	340	80	2,30
1200	85	340	120	1,94
1500	120	320	30	6,16
1800	165	345	50	9,79
1800	165	345	80	8,28
1800	165	345	120	7,85
1955	190	320	0	9,79
1950	190	320	50	9,28
1950	190	320	80	8,34
1950	190	320	120	7,29

Динамическая модель сервопривода регулятора. В [85] описывается общий порядок составления динамических моделей для систем, подобных исследуемой. Выделяются отдельные гидромеханические узлы, связанные трубопроводами. Узлы описываются дискретными моделями и обыкновенными дифференциальными уравнениями, а трубопроводы и пружины – континуальными моделями и уравнениями в частных производных. Так, например, в [86] моделируется процесс топливоподачи в дизелях.

Задача, решаемая в данном исследовании, имеет особенности, которые требуют изменения указанных подходов. Во-первых, мы исследуем не переходной режим, для которого по причине высокой скважности начальные условия известны, а установившиеся периодические колебания, где такие условия неизвестны. Во-вторых, выявленные источники пульсаций располагаются в диапазоне частот $\nu < 140$ Гц, и здесь, как мы это сейчас покажем, применять для пружин и каналов сложные континуальные модели нецелесообразно.

Основная частота собственных колебаний пружины вычисляется по формуле [87]

$$\nu_{np} = 0.5(z_{np} / m_{np})^{1/2},$$

где z_{np} – коэффициент жёсткости пружины; m_{np} – масса движущихся витков.

Для всех пружин, установленных в сервоприводе, эти частоты превышают 500 Гц, поэтому колебания их витков можно учесть за счёт принятых в механике методов приведения масс пружины к её движущимся опорам.

Продолжительность распространения волны давления по самому длинному каналу сервопривода не превышает 0,3 мс, что составляет менее 5% периода колебаний. Поэтому, неоднородностью поля скоростей топлива в канале можно пренебречь, а запаздывание учесть за счёт введения комплексного фазового множителя, как будет показано далее. Но сжимаемостью и инерционностью топлива в каналах, а также их гидравлическим сопротивлением пренебрегать нельзя, что было учтено в уравнении (2.13).

Была составлена следующая динамическая модель сервопривода регулятора:

$$\begin{cases} \alpha \cdot W \cdot P' = Q(t) - d_0 \cdot P - f_n \cdot y_1' \\ m_1 \cdot y_1'' + z_1 \cdot (y_1 - y_2) = f_n \cdot P \\ m_2 \cdot y_2'' - z_1 \cdot (y_1 - y_2) + z_2 \cdot y_2 = 0 \end{cases}$$

Уравнениям отвечает расчетная схема, представленная на рис. 2.19.

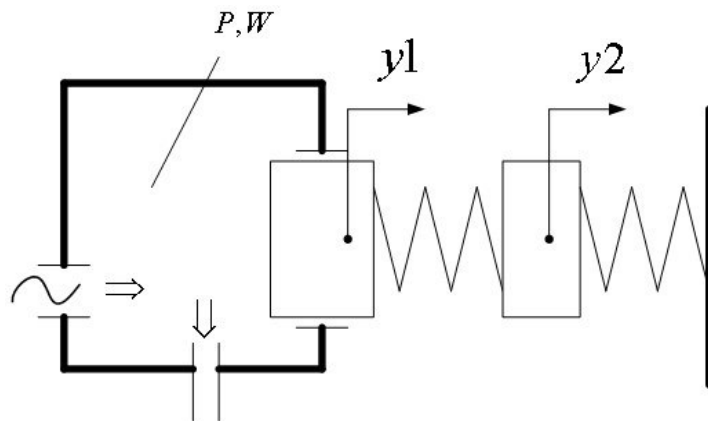


Рисунок 2.19 – Упрощенная схема динамической расчетной модели сервопривода регулятора

В системе уравнений обозначены:

α, ρ – коэффициент сжимаемости и плотность топлива; p_0 – перепад давления

на дросселе при установившемся потоке; $q_0 = \mu f / \sqrt{2\rho p_0}$ – константа линеаризации; μf – эффективная площадь дросселя; f_n – площадь поршня; $\Delta Q(t)$ – переменная часть расходной характеристики $Q(t) = Q_0(1 + \delta \cdot \sin \omega t)$ топливного насоса низкого давления; δ, ω – степень неравномерности и круговая частота колебаний; t – время; $\Delta p, w$ – колебания давления и объём топлива в полости регулятора; y_1, y_2 – смещения поршня и толкателя от положения равновесия; m_1, m_2 – массы поршня и частей, перемещающихся с ним, и толкателя; z_1, z_2 – коэффициенты жесткости пружин топливного корректора.

В системе первое уравнение описывает сжимаемость топлива в полости регулятора, второе и третье – движение элементов корректора.

Эта же модель позволяет рассчитывать колебания корректора для случаев контакта толкателя с мембраной и толкателя с мембраной, прижатой к упору.

На основании анализа работы сервопривода, его схемы (рис. 2.9) и предварительного расчета были сделаны выводы, что динамическая модель обязана включать следующие структурные элементы:

7-мь полостей – всасывающая и нагнетательная полости шиберного насоса, фильтр тонкой очистки, тройник, полость низкого давления в топливном насосе, полость груза-золотника, регуляторная полость;

5-ть каналов с топливом – между шиберным насосом и фильтром тонкой очистки, фильтром и тройником, тройником и золотником, тройником и полостью низкого давления, золотником и регуляторной полостью;

7-мь движущихся масс – рециркуляционный клапан, груз-золотник, рейка, плунжер корректора цикловой подачи, плунжер, толкатель и шток корректора УОВТ.

Модель описывает изменение 19-ти параметров; общий порядок системы обыкновенных дифференциальных уравнений достигает 26-ти.

Столь большое количество динамических параметров вынуждает объединять их в блоки и использовать векторные обозначения.

Так, в этой модели состояние топлива в j -той полости характеризует давление p_j ; объём полости w_j и коэффициент сжимаемости α считаются постоянными величинами. Причём для учёта эффекта сжимаемости в объём полости включено 50% объёмов тех каналов, с которыми она контактирует.

Состояние топлива в l -том канале характеризует его скорость U_l , а динамическое состояние s -той массы – её перемещение h_s (и скорость \dot{h}_s).

Течение топлива по каналам, соединяющим тройник с золотником и золотник с регуляторной полостью, является ламинарным; в остальных трёх каналах течение турбулентное.

Колебания давлений в полостях описывают линеаризованные уравнения объёмного баланса

$$\alpha w_j \dot{p}_j = \sum \left[\frac{\mu f_{i,j}}{\sqrt{2\rho \Delta p_{i,j}^0}} \cdot (p_i - p_j) + \frac{d\mu f_{i,j}(h_s)}{dh_s} \sqrt{2\Delta p_{i,j}^0 / \rho} \cdot h_s \right] + \sum f_{tr_n} \hat{u}_n + \sum f_{kl_s} \dot{h}_s + Q_j(t), \quad (2.18)$$

где суммирование производится по элементам, контактирующим с полостью.

В уравнении (2.18) объёмная скорость $Q_j(t)$ описывает известное внешнее воздействие, например, подачу шиберного насоса или процессы обмена в топливном насосе. Знак тильды над скоростью u_n означает, что здесь использовано запаздывание по времени на величину $0.5 \cdot L_n / a$, где a – скорость распространения волны давления. Первая сумма описывает поток топлива через жиклёры или клапана; $\Delta p_{i,j}^0$ – статическое значение перепада давлений.

Для всасывающей полости и полости низкого давления уравнения (2.18) используют также и величину $p_0 = 0$, что обозначает отсутствие колебаний давления в топливном баке.

Порядок линеаризации проиллюстрируем на примере всасывающей полости шиберного насоса. Исходное (нелинейное) уравнение объёмного баланса для этой полости имело следующий вид:

$$\alpha w_B dP_B / dt = \mu f_B \cdot \sqrt{2 \cdot (P_B - P_B) / \rho} + \mu f_k(hk) \cdot \sqrt{2 \cdot (P_T - P_B) / \rho} + \\ + \mu f_o(hz) \cdot \sqrt{2 \cdot (P_{301} - P_B) / \rho} - fk \cdot d hk / dt - fgr \cdot d hz / dt ,$$

где $\mu f_B = f_{mp} / \sqrt{\zeta}$, $\zeta = 1 - (1 - q_k / q_{наз})^2$, $q_k = \mu f_k(hk) \sqrt{2(P_T - P_B) / \rho}$.

После линеаризации и перехода к векторным обозначениям получаем:

$$\alpha w_1 \dot{p}_1 = \left[\frac{\mu f_B}{\sqrt{2\Delta P_{BB}\rho}} \right] (p_0 - p_1) + \left[\frac{\mu f_k}{\sqrt{2\Delta P_{TB}\rho}} \right] (p_2 - p_1) + \left[\frac{\mu f_o}{\sqrt{2\Delta P_{PB}\rho}} \right] (p_6 - p_1) + \\ + \left[\frac{d\mu f_B}{d\zeta} \frac{d\zeta}{dq_k} \frac{\mu f_k \sqrt{\Delta P_{BB}}}{\rho \sqrt{\Delta P_{TB}}} \right] (p_2 - p_1) + \left[\frac{d\mu f_B}{d\zeta} \frac{d\zeta}{dq_k} \frac{d\mu f_k}{dhk} 2\sqrt{\Delta P_{TB} \cdot \Delta P_{BB}} \right] h_1 + \\ + \left[\frac{\mu f_k}{dhk} \sqrt{2\Delta P_{TB} / \rho} \right] h_1 + \left[\frac{d\mu f_o}{dhz} \sqrt{2\Delta P_{PB} / \rho} \right] h_2 - fk \cdot \dot{h}_1 - fgr \cdot \dot{h}_2 .$$

Выражения, помещенные в квадратные скобки, вычисляются при использовании статической модели (2.3) – (2.10); для неё $P_{301} = P_p$.

Изменения скоростей топлива в каналах описывают уравнения движения вида (2.13), имеющие первый порядок относительно скорости:

$$m_n \dot{u}_n + ftr_n(\xi_n + \lambda_n \cdot L_n / D_n) \cdot \rho u_n^2 / 2 = ftr_n(\bar{p}_j - \bar{p}_i), \quad (2.19)$$

где m_n – масса топлива в канале; \bar{p}_j, \bar{p}_i – давления на его концах, действующие в момент времени $t - 0.5 \cdot L_n / a$. Уравнение (2.19) можно линеаризовать:

$$m_n \dot{u}_n + K_n \cdot u_n = ftr_n(\bar{p}_j - \bar{p}_i), \quad (2.20)$$

где $K_n = \rho \cdot (\xi_n + \lambda_n \cdot L_n / D_n) \cdot q_{n.0}$ или $K_n = \rho \cdot \xi_n \cdot q_{n.0} + 32 \cdot \rho \cdot v \cdot (L_n / D_n)^2$

для турбулентного или ламинарного течения, соответственно; $q_{n.0}$ – среднее значение потока, идущего по данному каналу.

Равенство (19) описывает малые колебания столба топлива в канале.

Уравнения движения второго порядка описывают колебания масс:

$$m_s \cdot \ddot{h}_s + K_{d.s} \cdot \dot{h}_s = -\sum Z_{j,s}(h_s - h_j) - fkl_s(p_j - p_i) + F_{\delta e} \quad (2.21)$$

где $Z_{j,s}$ – коэффициент жёсткости пружины, установленной между массами с номерами s и j , $p_j - p_i$ – перепад давления, действующий на клапан; $F_{\delta e}$ – силы другой природы (например, силы вязкого трения между дозирующими золотниками и плунжерами или сила тяжести груза-золотника).

В уравнениях (2.21) используется также и величина $h_0 = 0$ – это корпус, кото-

рый считается неподвижным. Центробежные силы груза-золотника подобны пружине растяжения с коэффициентом жёсткости $(-M_3 \cdot \omega^2)$, и эта величина суммируется с коэффициентом жёсткости Z_3 пружины груза.

Для примера покажем, как будут выглядеть линеаризованные уравнения движения рециркуляционного клапана и рейки:

$$m_1 \ddot{h}_1 + Zk \cdot h_e = fk(h_e) \cdot (p_2 - p_1); \quad m_6 \ddot{h}_6 + Kdr \cdot \dot{h}_6 + Zr \cdot h_6 = fr \cdot (p_6 - p_1),$$

где Kdr – коэффициент демпфирования колебаний рейки,

$$Kdr = 2 \pi \nu \rho Dr \cdot (Lr / \delta r);$$

$Dr, fr = \pi Dr^2 / 4$ – диаметр и площадь поперечного сечения рейки; $Lr, \delta r$ – длина её уплотняющей части и диаметральный зазор; Zr – приведенный к оси рейки коэффициент жёсткости всережимной пружины.

Матричная форма уравнений для установившихся колебаний сервопривода. Систему уравнений (2.18), (2.20), (2.21) можно записать в матричной форме:

$$\alpha [W] \cdot \dot{\bar{P}} + [\mu F] \cdot \bar{P} = [FT] \cdot \hat{U} + [FK] \cdot \dot{\bar{H}} + [\mu H] \cdot \bar{H} + \bar{Q}(t); \quad (2.22)$$

$$[MT] \cdot \dot{\bar{U}} + [KT] \cdot \bar{U} = -[FT]^T \cdot \hat{\bar{P}}; \quad (2.23)$$

$$[MK] \cdot \dot{\bar{H}} + [KD] \cdot \bar{H} + [Z] \cdot \bar{H} = -[FK]^T \cdot \bar{P} + \bar{F}(t), \quad (2.24)$$

где вектор \bar{P} составлен из 7-ми давлений p_j , вектор \bar{U} – из 5-ти скоростей топлива u_j , вектор \bar{H} – из 7-ми перемещений h_j подвижных масс.

Диагональные матрицы $[W]$ составлены из объёмов полостей, $[MT]$ – из масс топлива в каналах, $[MK]$ – из масс запорных элементов, а $[KT]$ – из коэффициентов гидравлического сопротивления каналов.

Матрица $[Z]$ составлена из коэффициентов жёсткостей пружин и является симметричной и положительной; такие же алгебраические свойства имеет матрица $[KD]$, составленная из коэффициентов демпфирования, и матрица $[\mu F]$ коэффициентов расхода для клапанов и жиклёров.

Неквдратные матрицы $[FK]$ и $[FT]$ составлены из площадей поперечных сечений клапанов и каналов. Матрица $[\mu H]$ имеет только два ненулевых столбца, соответствующих грузу-золотнику и рециркуляционному клапану.

Для исследования установившихся колебаний применим для решения системы (2.22)-(2.24) метод комплексных амплитуд, который с равным успехом используют не только в электротехнике, но и в вибромеханике [88].

Зафиксируем круговую частоту $\omega = \pi \cdot n / 30$ вращения вала и представим известные и искомые переменные этой системы (например, некоторую вещественную векторную функцию $\bar{x}(t)$, имеющую период $T = 2\pi / \omega$) в виде комплексных рядов Фурье,

$$\bar{x}(t) = \sum_{j=-\infty}^{\infty} \bar{x}_j \cdot \exp(i\omega j \cdot t) = 2 \operatorname{Re} \sum_{j=1}^{\infty} \bar{x}_j \cdot \exp(i\omega j \cdot t),$$

где векторы \bar{x}_j составлены из комплексных чисел;

$$\bar{x}_0 = 0; \quad \bar{x}_j = 0.5 \cdot (\bar{a}_j - i \cdot \bar{b}_j); \quad \bar{x}_{-j} = 0.5 \cdot (\bar{a}_j + i \cdot \bar{b}_j); \quad \bar{x}_{-j} = \bar{x}_j; \quad i = \sqrt{-1},$$

\bar{a}_j, \bar{b}_j – коэффициенты вещественного ряда Фурье вектор - функции $\bar{x}(t)$.

В результате для j -той гармоники получаем следующую систему алгебраических уравнений:

$$(i j \omega \alpha [W] + [\mu F]) \cdot \bar{P}_j - [\Psi]^T [FT] \cdot \bar{U}_j - (i j \omega [FK] + [\mu H]) \cdot \bar{H}_j = \bar{Q}_j;$$

$$[FT]^T [\Psi] \cdot \bar{P}_j + (i j \omega [MT] + [KT]) \cdot \bar{U}_j = 0;$$

$$[FK]^T \cdot \bar{P}_j + ([Z] - j^2 \omega^2 [MK] + i j \omega [KD]) \cdot \bar{H}_j = \bar{F}_j,$$

где $\Psi = \operatorname{diag}(\exp(-i 0.5 L_1 / a), \exp(-i 0.5 L_2 / a), \dots, \exp(-i 0.5 L_5 / a))$

– диагональная матрица, отвечающая запаздыванию волны давления; \bar{Q}_j и \bar{F}_j – коэффициенты комплексного ряда Фурье для функций $\bar{Q}(t)$ и $\bar{F}(t)$.

Вектор \bar{U}_j из дальнейшего рассмотрения целесообразно исключить:

$$\bar{U}_j = -(i j \omega [MT] + [KT])^{-1} [FT]^T [\Psi] \cdot \bar{P}_j.$$

Объединяя уравнения, получаем:

$$B(n, j) \cdot [\bar{P}_j, \bar{H}_j]^T = [\bar{Q}_j, \bar{F}_j]^T,$$

$$\text{откуда} \quad \begin{bmatrix} \bar{P}_j \\ \bar{H}_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11}(n, j) & B_{12}(n, j) \\ B_{21}(n, j) & B_{22}(n, j) \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \bar{Q}_j \\ \bar{F}_j \end{bmatrix}, \quad (2.25)$$

где $B_{11} = i j \omega \alpha [W] + [\mu F] + [\Psi]^T [FT] (i j \omega [MT] + [KT])^{-1} [FT]^T [\Psi];$

$$B_{12} = -i j \omega [FK] - [\mu H]; \quad B_{21} = [FK]^T; \quad B_{22} = [Z] - j^2 \omega^2 [MK] + i j \omega [KD].$$

Суммируя первые N гармоник, приходим к искомому результату:

$$\begin{bmatrix} \bar{P}(\varphi) \\ \bar{H}(\varphi) \end{bmatrix} = 2 \operatorname{Re} \left\{ \sum_{j=1}^N \begin{bmatrix} B_{11}(n, j) & B_{12}(n, j) \\ B_{21}(n, j) & B_{22}(n, j) \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \bar{Q}_j \\ \bar{F}_j \end{bmatrix} \cdot \exp(i j \varphi) \right\}, \quad (2.26)$$

где $\varphi = \omega t$ – угол поворота кулачкового вала.

На практике для получения требуемой точности расчёта в этой сумме необходимо и достаточно использовать 3-5 гармоник. Более высокие частоты имеют малую амплитуду возмущений и сильное демпфирование.

Блоки матрицы $B(n_{\text{кул.в.}}, j)$ зависят от частоты $n_{\text{кул.в.}}$ явно (через величину круговой частоты $\omega = \pi \cdot n / 30$) и не явно (через изменение эффективных сечений клапанов, коэффициентов демпфирования и некоторых другие факторы).

В частности, в зависимости от величины $n_{\text{кул.в.}}$ та или иная масса теряет свою подвижность (плунжеры и клапаны контактируют с упором, зазор между толкателем и штоком становится нулевым (рис. 4.7), и так далее). Чтобы не изменять расчётную схему, используется следующий приём: жёсткость соответствующей пружины искусственно увеличивается на 3 порядка.

Результаты моделирования колебаний. Разработанный метод был опробован на примере гидравлического регулятора упрощённой конструкции. В исходный вариант были внесены следующие изменения:

- груз-золотник и рециркуляционный клапан из схемы исключены, а за счёт освободившегося места номинальная производительность шиберного насоса увеличена до $200 \text{ мм}^3 / \text{мс}$ (на 80 %);
- фазы перекрытия рабочих камер в шиберном насосе уменьшены до 10° , что снизило неравномерность подачи в 2 раза;
- фильтр тонкой очистки установлен сразу же после фильтра грубой очистки, то есть до шиберного насоса;
- тройник перенесен к нагнетательной полости шиберного насоса;
- в регуляторной полости установлен стравливающий жиклёр, имеющий те же параметры, что и для полости низкого давления.

Упрощённый вариант гидропривода, как показал его статический расчёт, обеспечивает практически такие же давления в регуляторной полости, что были приведены в табл.2.7, и условие

$$P_p - P_B \approx A_* \cdot n_{кул.в.}^2,$$

где константа пропорциональности определяется формулой

$$A_* = 0.5 \cdot \rho \cdot (q_{наг.ном} / (\mu f_* \cdot n_{ном}))^2, \quad (2.27)$$

$$\mu f_* = \mu f_{жс} \left(1 + \sqrt{\left(1 + (\mu f_{жс} / f)^2 (\xi_2 + \lambda_2 L_2 / D) \right) / \left(1 + (\mu f_{жс} / f)^2 (\xi_1 + \lambda_1 L_1 / D) \right)} \right);$$

$\mu f_{жс}$ – эффективная площадь проходного сечения жиклёра; D – диаметр каналов; $f = \pi \cdot D^2 / 4$, L_1, L_2 – площадь их сечения и длины; $\xi_{1,2}$ – коэффициенты местных сопротивлений;

$$\lambda_j = 0.3164 / \sqrt[4]{Re_j}; \quad Re_j = u_j D / \nu, \quad j=1,2.$$

Поэтому выполненное исследование колебаний представляло не только теоретический интерес. Но, если сравнить формулы (2.11) и (2.27) с точки зрения обеспечения требуемой точности и стабильности характеристик регулятора, то преимущества базового варианта очевидны.

В результате указанных изменений схема для расчёта установившихся колебаний узла упростилась и стала включать следующие элементы:

три полости – нагнетающую, низкого давления и регуляторную;

два канала – от нагнетающей полости к полости низкого давления и к регуляторной полости;

четыре подвижные массы – плунжер, толкатель и шток корректора УОВТ, а также рейка или плунжер корректора цикловой подачи, подключенные к регуляторной полости аналогичным образом.

Порядок системы дифференциальных уравнений равен 13-ти.

Матрицы расчётной модели в этой задаче имели следующий вид:

$$[W] = \text{diag}(W_1, W_2, W_3); \quad [MK] = \text{diag}(M_1, M_2, M_3, M_4);$$

$$[FK] = \text{diag}(Fp_1, 0, 0, Fp_4); \quad [\mu H] = \Theta;$$

$$[\mu F] = \mu f_{ae} / \sqrt{2\rho \cdot P_p} \cdot \text{diag}(0,1,1); [\Psi] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; [FT] = \begin{bmatrix} -f & -f \\ f & 0 \\ 0 & f \end{bmatrix};$$

$$[MT] = \rho f \cdot \text{diag}(L_1, L_2); [KT] = 0.5\rho \cdot q_{наз} \text{diag}(1.5 + \lambda L_1 / D, 1.5 + \lambda L_2 / D);$$

$$[Z] = \begin{bmatrix} Z_1 & -Z_1 & 0 & 0 \\ -Z_1 & Z_1 + Z_2 & -Z_2 & 0 \\ 0 & -Z_2 & Z_2 + Z_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Z_4 \end{bmatrix}; [KD] = \begin{bmatrix} kd_1^2 & -kd_1kd_2 & 0 & 0 \\ -kd_1kd_2 & kd_2^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & kd_4^2 \end{bmatrix},$$

где $Z_j, j=1, \dots, 4$ – коэффициенты жёсткости пружин; $kd_j, j=1, 2, 4$ – коэффициенты демпфирования колебаний, пропорциональные отношению площадей плунжера Fp_j и сечения Sp_j трубки для отвода просочившегося топлива.

Как это следует из вида матрицы Ψ , запаздыванием распространения волны давления по каналам (в силу их малой длины для анализируемой конструкции регулятора) мы пренебрегаем.

После всех подстановок и замен диагональные блоки оказались симметричными, например, первый блок выглядит так:

$$B_{11} = \begin{bmatrix} d_{13} + d_{12} & -d_{12} & -d_{13} \\ -d_{12} & d_{12} & 0 \\ -d_{13} & 0 & d_{13} \end{bmatrix},$$

а структура блока B_{22} такая же, как у матрицы $[Z]$.

Анализировалось отдельное и совместное влияние трёх источников пульсаций, указанных выше (напомним, что динамически неуравновешенного грузозолотника в этой схеме нет). Профиль кулачка выбран несимметричным, его динамические характеристики приведены в табл. 2.5 и 2.6.

Поскольку все источники имеют одинаковую частоту, изучалась возможность активной защиты узла от вибрации за счёт выбора угла $\Phi_{ш.н}$, обозначающего сдвиг ротора шибера насоса относительно кулачкового вала топливного насоса. Амплитуды возмущений на частотах j -той гармоники имели следующий векторный вид:

$$\vec{Q}_j = [Q_{наз,j}(n_{кул.в.}) \cdot \exp(-i j \Phi_{ш.н}), Q_{обм,j}(n_{кул.в.}), 0]^T, \vec{F}_j = [F_{в.тр,j}(n_{кул.в.}), 0, 0, 0]^T.$$

В результате расчётного исследования установлено следующее.

1. Если угол $\varphi_{ш.н}$ выбрать таким, чтобы на режиме максимального крутящего момента у объёмных скоростей $Q_{нас}(\varphi)$, $Q_{обм}(\varphi)$ подачи и обмена основные гармоники имели противоположные фазы, то во всём рабочем диапазоне дизеля амплитуда колебаний УОВТ будет меньше 0.1 град. поворота кулачкового вала (рис.14). Амплитуда колебаний давления в регуляторе не превысит 20 кПа, и такие малые пульсации не повлияют на его работу.

2. Отметим, что эффект взаимного гашения колебаний получен для источников, интенсивности которых различаются почти в 3 раза. Инерционность столба топлива, соединяющего насос и регулятор, блокирует влияние более сильного источника и локализует его внутри полости низкого давления насоса, а вибрационная энергия сбрасывается через жиклёр.

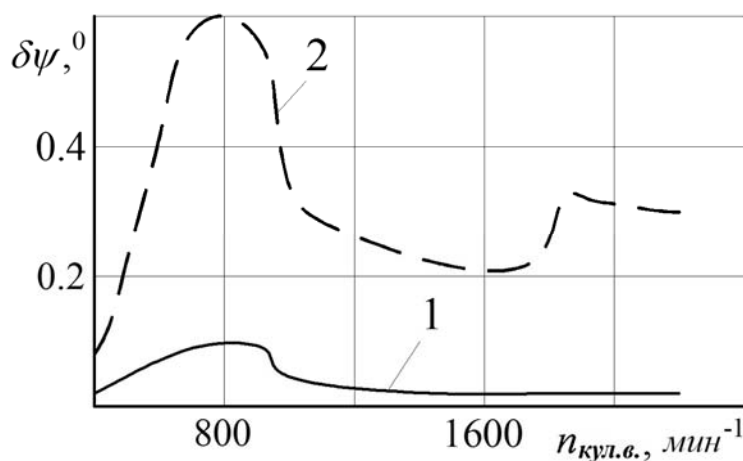


Рисунок 2.20 – Амплитуды $\delta\psi$ колебаний УОВТ:

1 – источники в противофазе; 2 – в фазе

3. Если угол $\varphi_{ш.н}$ выбрать так, чтобы фазы совпали, то картина колебаний изменяется и становится более сложной (рис. 2.20). Отклонения УОВТ достигают в расчёте величины 0.7 град. поворота кулачкового вала, а амплитуда колебаний давления увеличивается (на номинальном режиме) до 80 кПа, что составляет 20% среднего значения; такие интенсивные пульсации могут привести к нарушениям работы регулятора при отключении подачи топлива.

4. При этом размах установившихся колебаний плунжера УОВТ достигнет 0,4 мм (или соответственно 80% и 25% от величин максимальных зазоров между штоком, толкателем и плунжером). Поэтому предсказанные моделью высокоамплитудные установившиеся колебания УОВТ с частотой $4 \cdot n_{кул.в.}$ на практике будут реализованы только лишь для части режимов дизеля (здесь стабильность характеристик сохраняется). В остальных случаях они становятся источником новых колебаний, которые происходят с частотой, меньшей $n_{кул.в.}$. Соударения деталей приводят к неустойчивости характеристик корректора, что и проявилось в эксперименте.

В гидравлике соударения контактирующих поверхностей сопровождаются нелинейными эффектами вытеснения жидкости из зазора и приводят к несимметричным циклам установившихся колебаний. Учесть их в математической модели сложно, да и не следует к этому стремиться. Если удастся уменьшить амплитуду колебаний, то соударениями можно пренебречь.

Перспективы дальнейших исследований. Очевидным преимуществом активной защиты регулятора от вибраций является то, что она не влияет на устойчивость и степень колебательности системы регулирования, а также на длительность переходных процессов в дизеле.

В итоге составлены уравнения, описывающие параметры сервопривода гидравлического регулятора дизеля на установившихся режимах его работы; получено хорошее соответствие расчётных данных результатам эксперимента. Вскрыты источники пульсаций давления в сервоприводе, выполнен их гармонический анализ и изучены частотные характеристики. Составлена математическая модель для описания установившихся колебаний основных элементов гидравлического регулятора. Установлено, что динамическая неуравновешенность груза-золотника приводит к резонансу, попадающему в диапазон рабочих режимов дизеля. Изучены методы пассивного демпфирования колебаний груза-золотника. На конкретном примере изучена возможность активной защиты регулятора от колебаний одинаковой частоты, вызванных неравномерностью нагнетания топлива в шиберном насосе и заполнения полостей в топливном насосе.

Выводы по разделу

1. Определены граничные условия нагружения дизеля в условиях модернизированного моторного стенда для адаптивного задания ВСХ во всем диапазоне частот вращения КВ дизеля от минимальной для холостого хода до номинальной. При этом критериями формирования ВСХ на участке от номинальной частоты вращения до режима максимального крутящего момента приняты значения максимального давления сгорания, температуры отработавших газов и минимального удельного расхода топлива, а на участке от минимальной частоты вращения до режима максимального крутящего момента дополнительно принята допустимая норма дымности.

2. Предложен метод физического моделирования работы малолитражного дизеля в составе транспортного средства, позволивший выбрать современное шасси, имеющее весовую возможность изменения нагрузки дизеля и перемещения по цементобетонному покрытию с постоянной частотой вращения КВ на различных передачах трансмиссии.

3. Унифицированы, опробованы и внедрены в практику проведенного исследования единые типы датчиков для регистрации параметров исследуемого объекта при безмоторных испытаниях элементной базы дизеля, моторных стендовых и моторных в составе транспортного средства. Электрические сигналы с первичных датчиков преобразуются, усиливаются, обрабатываются современным мобильным измерительным комплексом, созданным ХНАДУ и ГП «ХКБД» для исследования параметров ВМД серии ДТА.

4. Для обеспечения возможностей целевого формирования ВСХ автомобильного дизеля предложена и обоснована доработка конструкций гидравлического корректора подачи топлива и гидропневматического механизма изменения УОВТ путем доработки схемы подключения корректора и установки дополнительной пружины между мембраной и толкателем угломена.

5. Разработаны математические модели как основных элементов механизмов изменения цикловой подачи топлива и УОВТ, так и гидродинамического расчета в полости регулятора с учетом колебаний давления топлива в его сервоприводе, что позволяет определить источники пульсаций давления и существенно ограничить амплитуды колебаний путем внедрения конструктивных решений.

РАЗДЕЛ 3

РАЗРАБОТКА УЗЛОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО И ПНЕВМАТИЧЕСКОГО КОРРЕКТОРОВ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ДЛЯ РЕГУЛЯТОРА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

3.1 Экспериментальное исследование требуемой характеристики изменения цикловой подачи топлива при работе дизеля на внешней скоростной характеристике

На первом этапе работ [56] с целью исследования необходимой характеристики изменения $q_{ц}$ гидравлическим и пневматическим корректорами при работе дизеля на ВСХ в диапазоне частот вращения от $n_{мин}$ были до $n_{ном}$ были проведены испытания опытной ТА (рис. 3.1) на безмоторном стенде с измерительно-вычислительным комплексом, описанным в пункте 2.1.3.

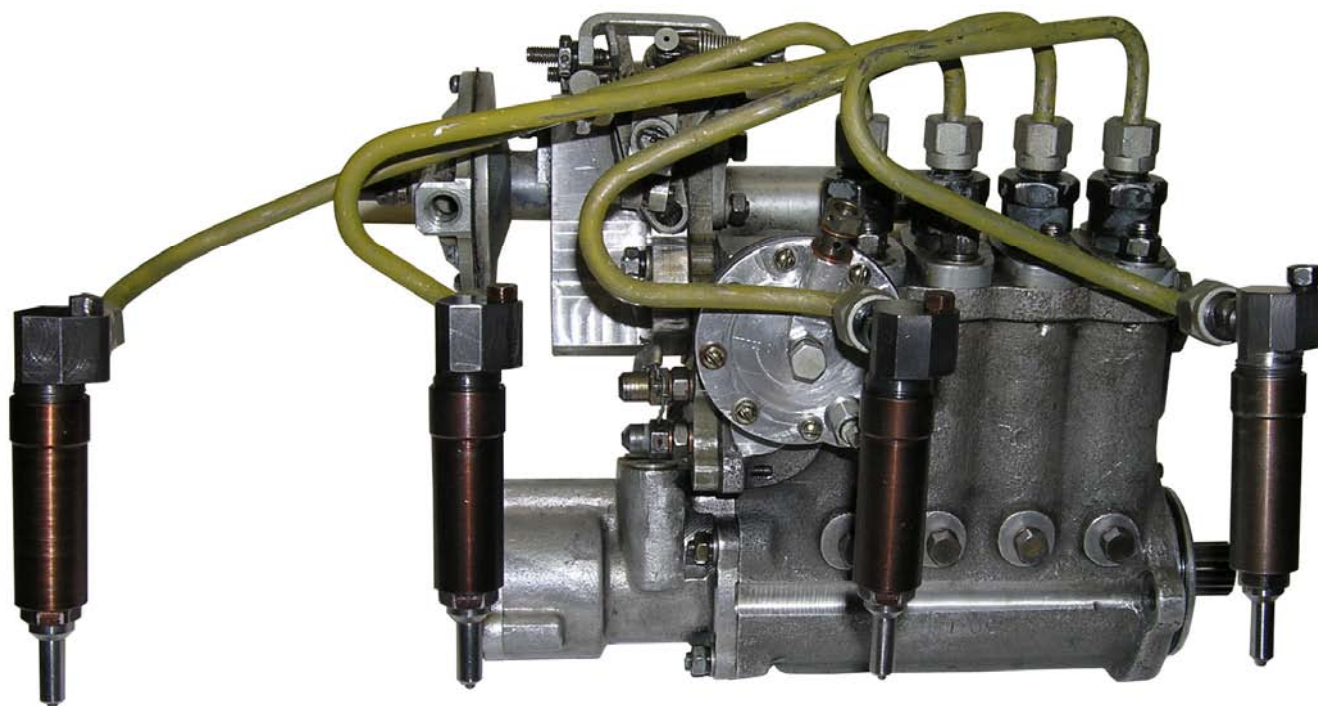


Рисунок 3.1 – Экспериментальная ТПА, дооборудованная топливными и пневматическими корректорами

Для подготовки к испытаниям выбран традиционный подход, применяемый при планировании эксперимента – метод математического планирования эксперимента (см. табл. 2.4). При составлении ортогонального плана второго

порядка варьирования двух переменных на пяти уровнях в качестве переменных приняты частота вращения КВ и давление наддува [70-74].

Применение современного измерительного комплекса (рис. 2.2) при проведении безмоторных испытаний опытной ТПА на лабораторном стенде (рис. 2.3), модернизированном устройствами, которые позволяют задавать параметры воздухообеспечения и топливоподачи развернутого дизеля, дало возможность осуществлять точную подстройку варьируемых параметров с одновременной фиксацией исследуемых показателей на каждом из режимов ортогонального плана эксперимента.

В результате исследований был определен начальный характер изменения параметров ТА до ее доработки. А полученные результаты, представленные в таблице 3.1, показали, что для дизеля 4ДТНА1 рационально формировать управление цикловой подачей топлива и УОВТ по двум входным параметрам: частоте вращения КВ (n) и давлению наддувочного воздуха (p_s).

Таблица 3.1 – Результаты первичного экспериментального исследования

Точка	n , мин ⁻¹	p_s , МПа	$q_{ц}$, мм ³					$q_{ц}^{ср}$	$p_{ф}$, Мпа	$\Theta_{ВПР}$, град. п.к.в. до ВМТ
			Форсунки							
			1	2	3	4				
1	3600	0,19	63	61	59	63	61,5	64,5	18	
2	3600	0,13	46	51,5	45	47,5	47,5	65,1	25	
3	2400	0,19	53,5	63,5	57	55,5	57,3	66,6	18	
4	2400	0,13	51	54	48,5	51,5	51,2	49	19	
5	3000	0,16	57	64	55,5	59,5	59	52	17	
6	4200	0,16	51	48	51	51	50,2	68,8	23	
7	1800	0,16	58	61	54	41	53,5	51	16	
8	3000	0,22	60	65	56	60	60,2	59,5	16	
9	3000	0,1	38	49	46	46,5	44,8	52	24	
10	4200	0,22	56,5	56	54	57,5	56	72,6	17	
11	4200	0,1	44,5	43	41,5	44	43,2	60	25	
12	1800	0,22	47	63	54	44	52	57,7	13	
13	1800	0,1	43	56	44	34	44,2	53,7	18	

Анализ экспериментально-расчетной зависимости, полиномиальный вид которой представлен уравнением (3.1) и графический на рис. 3.2, показал, что зависимость цикловой подачи топлива $q_{ц} = f(n, p_s)$ в целом отвечает требованиям регулирования топливной аппаратуры ВМД, а разработанная ТА способна выполнять задание формирования адаптивных характеристик управления.

Зависимость цикловой подачи от частоты вращения коленчатого вала и давления наддува:

$$q_{ц} = -7,7728 + 0,0177 \cdot n + 378,8662 \cdot p_s - 3,776 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 1090,0444 \cdot p_s^2 + 0,027 \cdot n \cdot p_s \quad (3.1)$$

Как видно из рис. 3.1 эта зависимость в целом удовлетворяет требованиям работы ВМД [14].

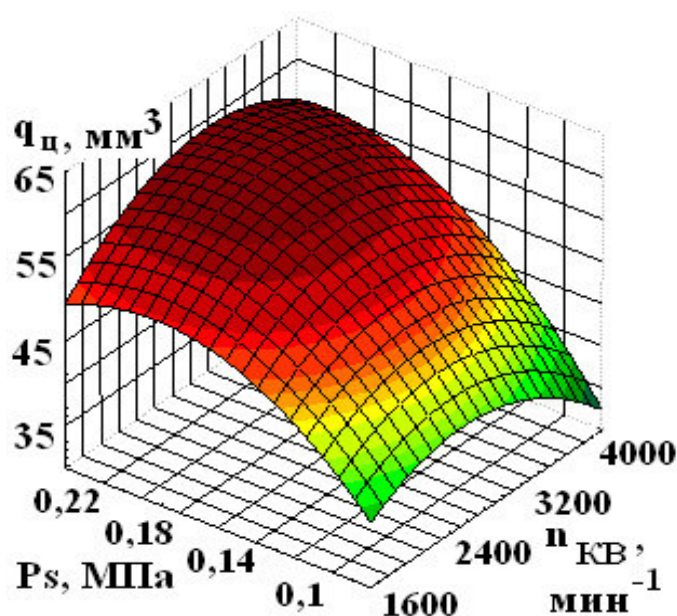


Рисунок 3.2 – Зависимость цикловой подачи при фиксированном положении рейки ТНВД от частоты вращения коленчатого вала n и давления наддува p_s

Таким образом, первичные исследования показали возможности разделенной ТПА непосредственного действия в реализации связанного управления цикловой подачей топлива по всем характеристикам всережимного регулятора, кроме того, они позволили получить величины регулировочных параметров ТПА, давших возможность осуществить переход к следующему этапу исследования – проведению моторных испытаний ТПА в составе дизеля 4ДТНА1.

На втором этапе работ [58] с целью получения характеристики требуемого изменения цикловой подачи для режимов внешней скоростной характеристики дизеля 4ДТНА1 были проведены испытания опытной ТПА в составе дизеля 4ДТНА1 (рис. 2.4, 2.5) на моторном стенда Ст.656.00Сб (ГП "ХКБД") с балансирной машиной постоянного тока САК №670. Измеряемые параметры и использованный измерительный комплекс также описаны в п. 2.1.3.

Кроме внешней скоростной были сняты и нагрузочные характеристики дизеля во всем диапазоне эксплуатационных частот его работы, начиная с 1000 мин^{-1} и до режима номинальной мощности 4200 мин^{-1} с шагом в 200 оборотов. При этом в процессе испытаний при положении рычага подачи топлива на упоре соблюдались условия нагружения дизеля согласно п. 2.1.1, а также выдерживались:

- температура масла и охлаждающей жидкости на уровне $(70...90)^\circ\text{C}$;
- значение разрежения в картере на любом режиме $50...100 \text{ мм. вод. ст.}$;
- давления масла в системе не ниже $2,5 \text{ кгс/см}^2$;
- значения p_z не более 140 МПа ;
- температура отработавших газов на установившемся режиме не выше $600 \text{ }^\circ\text{C}$.

Точная подстройка подачи топлива на каждом из режимов под условия максимального давления сгорания, температуры отработавших газов и минимального удельного расхода топлива осуществлялась упором «*Ne max*» 19 (рис. 3.3).

В процессе испытаний за нулевое положение упора было принято его положение при работе дизеля на режиме 3000 мин^{-1} . На остальных режимах в журнале испытаний делались пометки с отклонением от условного «0».

Важным условием регулировки дизеля под его рациональные параметры являлось соблюдение предела дымления для каждого из скоростных режимов работы в диапазоне от минимальной частоты вращения КВ до частоты вращения режима максимального крутящего момента. Границы дымности

определялись экспериментально с использованием дымомера ИДП-2 (п. 2.1.1) (рис.3.4, 3.5).

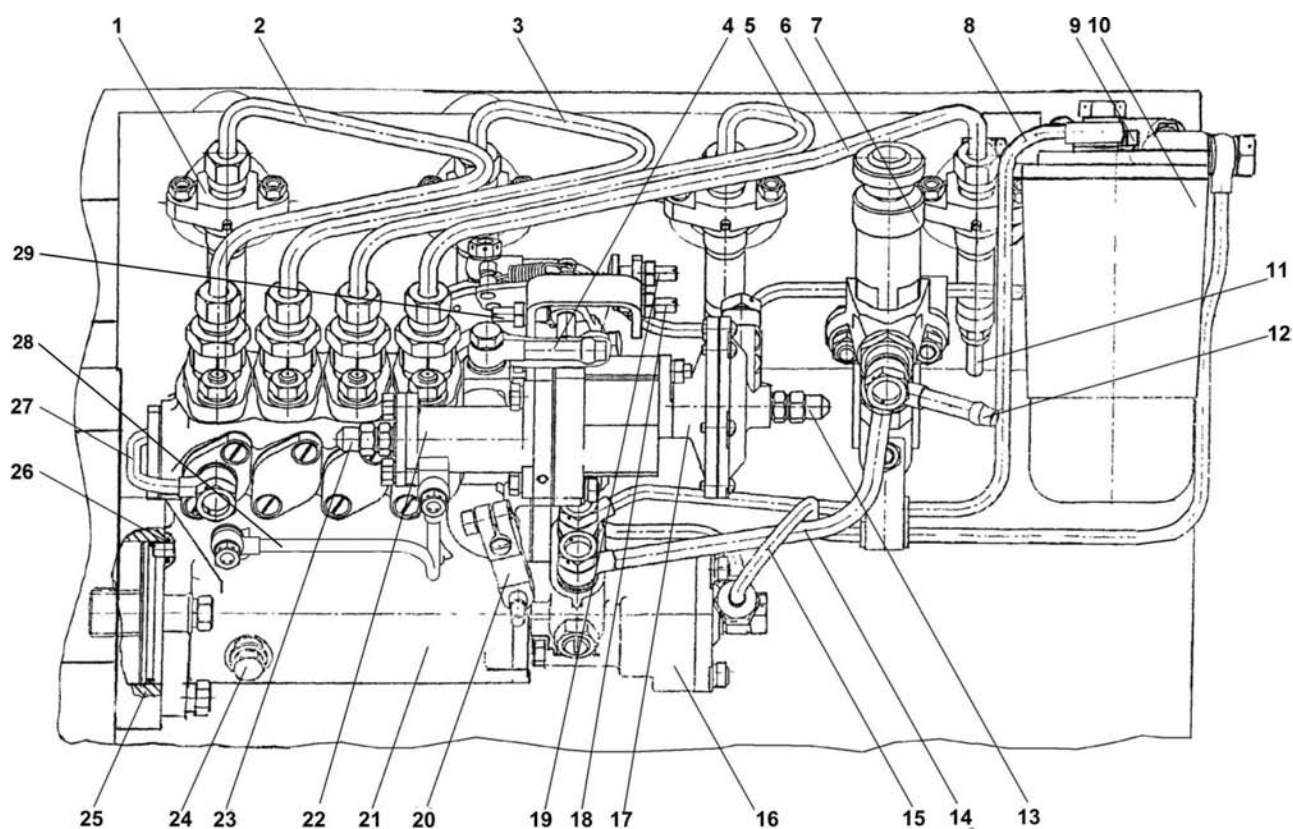


Рисунок 3.3 – Топливная система *НРМ* в составе дизеля 4ДТНА1:

- 1 - фланец установки форсунки; 2, 3, 5, 6 - трубопроводы высокого давления;
 4 - трубка отвода топлива; 7 - насос ручной подкачки топлива;
 8 - трубопровод - подвод топлива к ФТОТ; 9 - пробка; 10 - ФТОТ;
 11 - форсунка; 12 - трубка - вход топлива НРПТ; 13 - упор пневмокорректора;
 14 - трубопровод; 15 - трубопровод - подача топлива к грузу - золотнику;
 16 - топливоподкачивающий насос; 17 - пневмокорректор; 18 - упор «СТОП»;
 19 - упор «Ne max»; 20 - рычаг управления; 21 - насос топливный;
 22 - топливный корректор; 23 - упор топливного корректора; 24 - пробка;
 25, 26 - кольцо уплотнительное; 27 - трубопровод- вход топлива в насос топливный;
 28 - трубопровод - сброс топлива из-под поршня топливного корректора; 29 - упор «ПУСК».

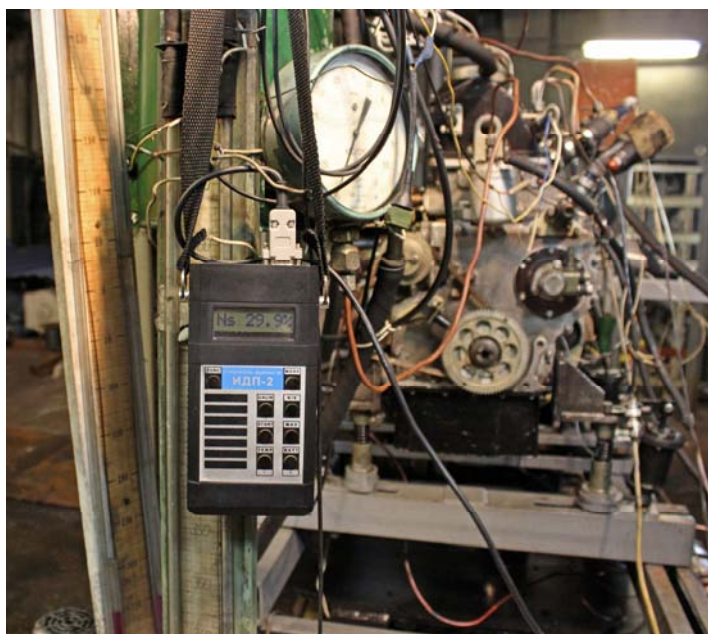


Рисунок 3.4 – Электронный блок дымомера со средним арифметическим значением дымности установленного режима работы дизеля на дисплее



Рисунок 3.5 – Первичный измерительный преобразователь дымомера с газоотборным зондом в выпускном коллекторе дизеля

Таким образом, результатом второго этапа работ по определению требуемой характеристики изменения цикловой подачи стали характеристические карты параметров дизеля 4ДТНА1 с отметками о регулировке на каждом режиме (табл. 3.2), которые дали возможность дальнейшей работы по реализации ВСХ опытной ТПА проводить уже на безмоторном стенде.

Таблица 3.2 – Характеристическая карта по результатам работы на моторном стенде

№ п/п	$n_{кул.в.}$, мин ⁻¹	Угловое положение упора $N_e \max$	p_s (избыт.), МПа	p_m (избыт.), МПа
1	2	3	4	5
1	600	90° влево	0,012	0,11
2	700	90° влево	0,024	0,14
3	800	105° влево	0,040	0,16
4	900	135° влево	0,060	0,17
5	1000	75° влево	0,085	0,195
6	1100	180° влево	0,105	0,215
7	1200	180° влево	0,115	0,24

Продолжение таблицы 3.2

1	2	3	4	5
8	1300	120° влево	0,120	0,25
9	1400	60° влево	0,121	0,285
10	1500	0°	0,118	0,305
11	1600	45° вправо	0,116	0,31
12	1700	105° вправо	0,113	0,315
13	1800	150° вправо	0,11	0,32
14	2100	240° вправо	0,112	0,34

Следующим этапом работ [92] стало получение исходных экспериментальных данных, необходимых для уточнения кинематики узла гидравлического корректора цикловой подачи топлива. Для этого в условиях безмоторного стенда проведены работы с замером хода штока гидравлического корректора при отключенном пневматическом корректоре с фиксацией давления топлива (избыточного) при следующих частотах вращения кулачкового вала топливного насоса: 600, 700, 800, 900, ..., 1900, 2000 мин⁻¹. Измерения перемещения штока выполнялись с погрешностью не более 0,1 мм, измерение давления топлива - не более 0,005 Мпа. А с целью определения величины цикловой подачи топлива по каждой секции топливного насоса на низких частотах вращения было проведено четыре измерения: при частотах вращения кулачкового вала 100 мин⁻¹ и 400 мин⁻¹ и двух (условных) положениях упора $N_e \max$: "0°" и "180° влево".

Для выполнения разработанного технического задания (Приложение А), проделан следующий объем работ:

1. Измерена величина цикловой подачи топлива по каждой секции топливного насоса на режимах, указанных в таблице 3.2 с подстройкой параметров, имитирующих работу ТПА в составе дизеля на тех же режимах.

2. Измерена величина цикловой подачи топлива по каждой секции топливного насоса на режимах указанных в таблице 3.3 при угловом положении упора $N_e \max$ "0°", также моделируя условия работы ТПА в составе дизеля.

Таблица 3.3 – Режимы определения величины цикловой подачи топлива

№ п/п	$n_{кул.в.}, \text{мин}^{-1}$	p_s (избыт.), МПа	p_T (избыт.), МПа
1	600	0,012	0,11
2	700	0,024	0,14
3	800	0,040	0,16
4	900	0,060	0,17
5	1000	0,085	0,195
6	1100	0,105	0,215
7	1200	0,115	0,24
8	1300	0,120	0,25
9	1400	0,121	0,285
10	1500	0,118	0,305
11	1600	0,116	0,31
12	1700	0,113	0,315
13	1800	0,11	0,32
14	2100	0,112	0,34

3. Измерено перемещение штока при изменении избыточного давления воздуха от 0 до 0,13 МПа с шагом 0,01 МПа при моделировании условий работы пневматического корректора во всем диапазоне изменения давления наддува. Измерения проведены с погрешностью не более 0,1 мм.

В эксперименте моделировали частичные скоростные характеристики (рис.3.6) путём подачи сжатого воздуха на мембрану корректора 6 (рис. 2.9).

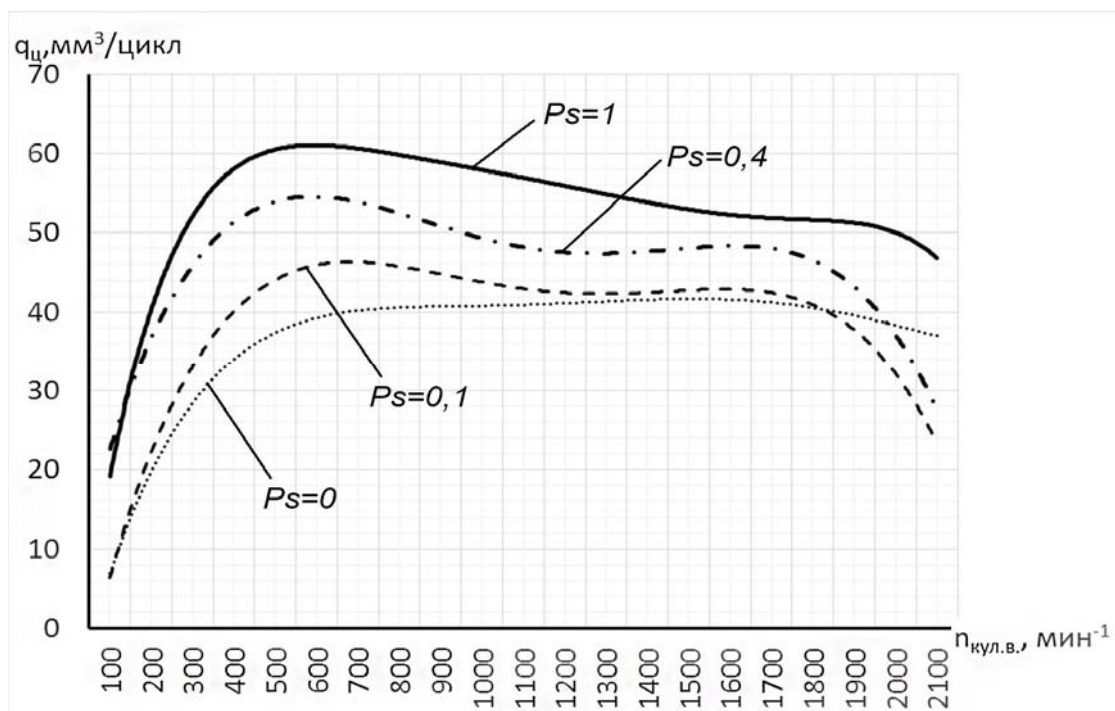


Рисунок 3.6 – Графики зависимости цикловой подачи топлива при имитации давления наддува

По окончании этого этапа исследований была получена таблица параметров ТПА, соответствующая требуемой характеристике дизеля 4ДТНА1 (табл. 3.4), и для обеспечения которой затем была выполнена доработка конструкции гидравлического и пневматического корректоров цикловой подачи.

Таблица 3.4 – Параметры ВСХ

$n_{\text{кул.в.}}, \text{мин}^{-1}$	$Q_{\text{ц}}, \text{мм}^3$	ps (избыт.), МПа	$n_{\text{кул.в.}}, \text{мин}^{-1}$	$Q_{\text{ц}}, \text{мм}^3$	ps (избыт.), МПа
400	33,8	0,008	1300	46,5	0,120
500	40,8	0,010	1400	47,5	0,121
600	44,0	0,012	1500	48,5	0,118
700	45,2	0,024	1600	49,3	0,116
800	45,5	0,040	1700	50,0	0,113
900	45,2	0,060	1800	50,2	0,110
1000	45,1	0,085	1900	50,4	0,111
1100	45,3	0,105	2000	50,6	0,112
1200	45,8	0,115			

Для перехода к расчетному определению кинематики узлов цикловые подачи топлива пересчитаны в активный ход плунжера h_a (табл. 3.5).

Таблица 3.5 – Изменение цикловой подачи в зависимости от величины активного хода плунжера $h_a, \text{мм}$ и частоты $n_{\text{кул.в.}}, \text{мин}^{-1}$

$h_a / n_{\text{кул.в.}}$	400	600	800	1000	1200	1500	1800	2100
1.2	14.4	22.6	29.3	28.2	26.1	25.1	23.5	23.1
1.3	17.7	28.3	33.3	30.9	29.6	27.0	25.9	24.9
1.4	21.0	31.2	35.9	33.9	32.4	29.6	28.1	26.9
1.5	25.5	33.5	38.6	36.8	35.0	33.2	30.5	28.7
1.6	29.5	36.7	43.0	39.4	37.1	34.9	33.6	31.7
1.7	34.5	41.6	46.2	42.0	40.1	37.0	35.2	34.7
1.8	36.5	48.0	49.9	46.3	42.2	39.3	37.1	36.4
1.9	39.8	51.1	53.3	49.3	44.5	42.0	39.5	38.0
2.0	43.0	54.9	55.8	51.4	48.8	44.8	41.8	39.8
2.1	48.0	59.7	59.3	55.3	52.6	47.8	45.3	42.8
2.2	50.3	62.2	65.7	59.9	56.2	52.4	49.0	47.5

В результате описанных выше работ была получена зависимость цикловой подачи топлива от частоты вращения кулачкового вала насоса, соответствующая данным таблицы 3.4, то есть была получена требуемая зависимость, обеспечивающая необходимую ВСХ (рис. 3.7).

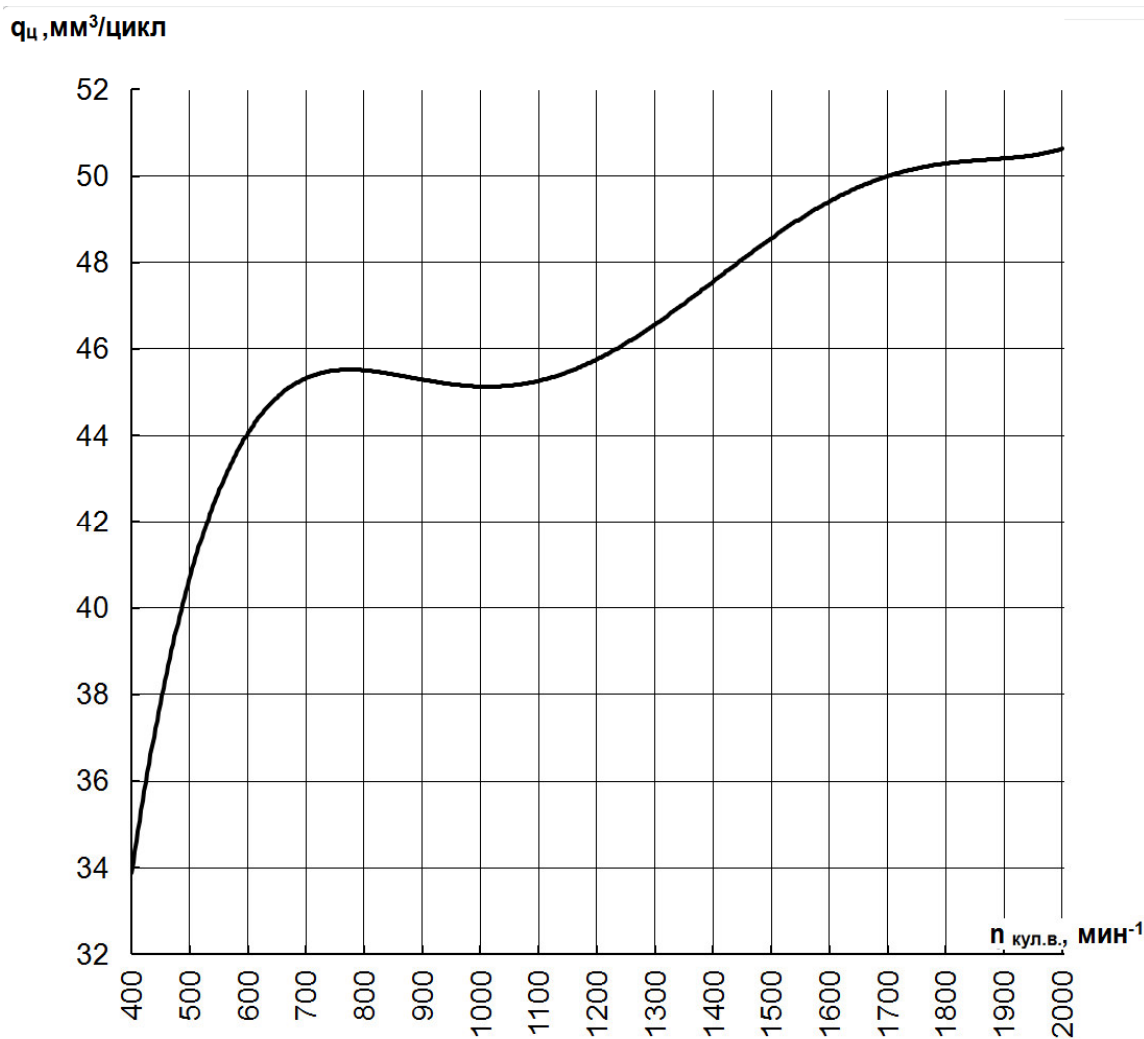


Рисунок 3.7 – Приведенная к стендовым условиям требуемая цикловая подача топлива для необходимой ВСХ

3.2 Экспериментально-расчетное определение необходимой кинематики узлов гидравлического и пневматического корректоров цикловой подачи топлива

Поскольку задачи выбора основных параметров как для корректоров цикловой подачи, так и для механизма изменения угла начала подачи являются связанными между собой, то решались методом последовательных приближений [92]. Причём каждый очередной этап решения проходил обязательную экспериментальную проверку на опытном образце, по результатам которой, в случае необходимости, инициировалось проведение дополнительных расчётных и экспериментальных исследований.

Рассмотрим устройство и особенности работы корректоров подачи топлива (рис. 3.8).

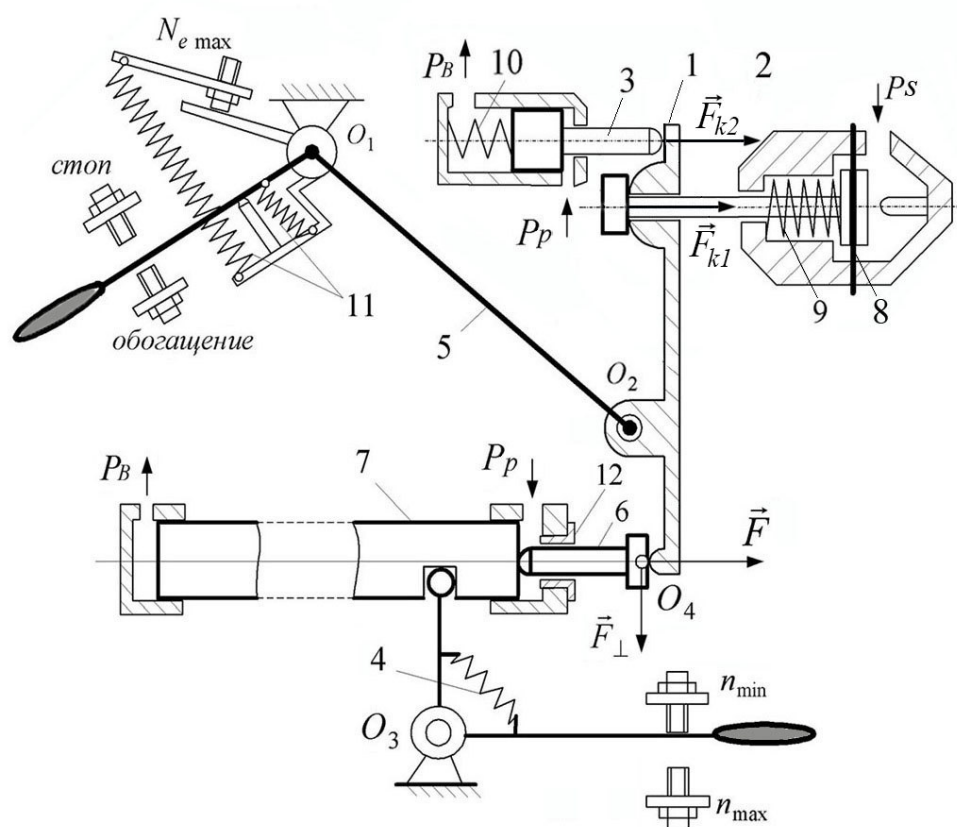


Рисунок 3.8 – Принципиальная кинематическая схема узла регулирования цикловой подачи топлива:

- 1 – рычаг-упор; 2 – шток пневмокорректора; 3 – шток гидрокорректора; 4 – всережимная пружина; 5 – двуплечий рычаг; 6 – упор рейки; 7 – рейка; 8 – мембрана; 9,10,11 – пружины корректоров и двуплечего рычага; 12 – втулка упора рейки

Для правильного моделирования условия равновесия рычага-упора 1, соединяющего штоки 2, 3 корректоров с упором 6 рейки 7, необходимо учесть следующие особенности схемы. Двуплечий рычаг 5 имеет два цилиндрических шарнира – неподвижный O_1 и подвижный O_2 . Линии действия сил \vec{F}_{k1} и \vec{F}_{k2} , прикладываемых со стороны корректоров, проходят вблизи оси неподвижного шарнира, и их вращательными моментами можно пренебречь.

Сила \vec{F} , действующая со стороны рейки, создаёт вращательный момент относительно оси O_1 , который уравнивается усилием пружин 11, имеющих большую жёсткость. В результате действия этого усилия в шарнире O_2 возникает реакция, направленная вдоль рычага 1, и через точку контакта O_4 она передаётся толкателю рейки как сила \vec{F}_1 . Эта сила уравнивается в опоре 12 реакциями \vec{F}_1 и \vec{F}_2 , имеющими значительную величину (на рис. 3.8 не показаны). Как следствие, в опорах возникают силы \vec{F}_{mp} трения покоя, уравнивающие \vec{F} . Поэтому сила \vec{F} не создаёт вращательного момента относительно шарнира O_2 и не влияет на положение упора рейки.

Для анализируемого механизма это утверждение получило не только теоретическое обоснование, но и экспериментальное подтверждение в опытном образце регулятора. Все попытки сдвинуть толкатель 6 за счёт усилия пружины 4 оказались безуспешными, а значительное дополнительное увеличение сдвигающего усилия \vec{F} привело к тому, что втулка 12, запрессованная в опору толкателя рейки, начала двигаться вместе с упором рейки.

Но если сдвигающее усилие не увеличивать искусственно, то оно окажется небольшим; рабочие значения силы \vec{F} (а, значит, и силы \vec{F}_{mp}) в этом механизме не превышают 10 Н, что с учётом принятого передаточного отношения отвечает деформации пружины 9 или 10 на 5...7% от её максимального значения. Силы \vec{F}_{k1} и \vec{F}_{k2} , действующие на рычаг 1 со стороны корректоров, не создают перекоса толкателя, и здесь трением в опорах звеньев регулятора допустимо пренебречь. После чего условие равновесия рычага вырождается, а

его силовой расчёт заменяется геометрическими соотношениями, использующими передаточные отношения i_1 и i_2 между осями рейки и соответствующего (работающего) корректора: $\Delta h_p = hk_1 / i_1$ или $\Delta h_p = hk_2 / i_2$,

где $\Delta h_p, hk_{1,2}$ – перемещения упоров рейки и корректоров.

Подключение корректоров к рычагу 1 имеет свои особенности. Штоки 2 и 3 передают усилие только лишь в сторону уменьшения подачи топлива, и перемещения штоков происходит не независимо друг от друга (они не обмениваются усилиями через рычаг). Поэтому на каждом режиме двигателя отвечающее ему перемещение упора рейки подчиняется следующему правилу:

$$\Delta h_p = \min \{ hk_1 / i_1, hk_2 / i_2 \}. \quad (3.2)$$

Зависимость (3.2) приводит к пропорциональному изменению активного хода плунжера:

$$\Delta h_a = \min \{ hk_1 / \hat{i}_1, hk_2 / \hat{i}_2 \}, \quad (3.3)$$

где $\hat{i}_1 = i_1 i_p \operatorname{tg} \alpha_{om}$, $\hat{i}_2 = i_2 i_p \operatorname{tg} \alpha_{om}$ – общие передаточные отношения между перемещениями штока соответствующего корректора и величиной активного хода плунжера; в анализируемом механизме эти величины составляют $\hat{i}_1 = 7,19$ для пневматического и $\hat{i}_2 = 6,71$ для гидравлического корректора.

Нелинейная жёсткость мембраны.

Чтобы правильно моделировать работу пневматического корректора нужно иметь формулу, описывающую силу давления газа в зависимости от величины давления и перемещения твёрдого центра мембраны. В корректоре цикловой подачи использовалась плоская мембрана, изготовленная из прорезиненного материала; радиус R мембраны в свету составлял 30 мм, радиус r твёрдого центра – 15 мм. Максимальное перемещение $hk_{1,max}$ твёрдого центра составляло 5,25 мм. В первоначальном варианте корректора мембрана устанавливалась так, что в рабочем диапазоне центр отклонялся от нейтрального положения в сторону полости с газом.

Искомую формулу для величины силы F_s давления газа на мембрану принято представлять в следующем виде [79]:

$$F_s = f_{\text{эф}} P_s, \quad (3.4)$$

где $f_{\text{эф}}$ – эффективная площадь мембраны, которую определяют так:

$$f_{\text{эф}} \approx f_{\text{эф.м}} = (\pi/3) \cdot [R^2 + Rr + r^2]. \quad (3.5)$$

Для анализируемой мембраны формула (3.5) дала значение $f_{\text{эф}} \approx 16,5 \text{ см}^2$.

Мембрана была подвергнута экспериментальному исследованию, результаты которого даны в табл. 3.6. Величина $f_{\text{эф}}$ вычислялась из соотношения (3.4):

$$f_{\text{эф}} = z_9 hk_1 / P_s. \quad (3.6)$$

Коэффициент жёсткости z_9 пружины 9 пневматического корректора в этом эксперименте составлял 23 Н/мм.

Таблица 3.6 – Результаты экспериментального исследования мембраны

$P_s, \text{кПа}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$hk_1, \text{мм}$	0	1,1	1,9	2,3	2,9	3,4	3,8	4,1	4,3	4,7
$f_{\text{эф}}, \text{см}^2$	-	30,2	26,0	22,0	20,9	19,6	18,3	16,8	15,5	15,1

Анализ полученных результатов свидетельствует о значительной нелинейности упругих свойств мембраны, что хорошо согласуется с результатами работы [79]. По рекомендациям этой работы, чтобы сохранить линейность в отношении действующих давлений и перемещений, отклонения x твёрдого центра от нейтрального положения не должны превышать $x_{\text{max}} = 0,16R - 0,1r$, что для данного случая составляет $0,11R$ или 3,3 мм, причём для плоских мембран отклонения могут быть двухсторонними. Характер изменения эффективной площади мембраны показан на рис. 3.9.

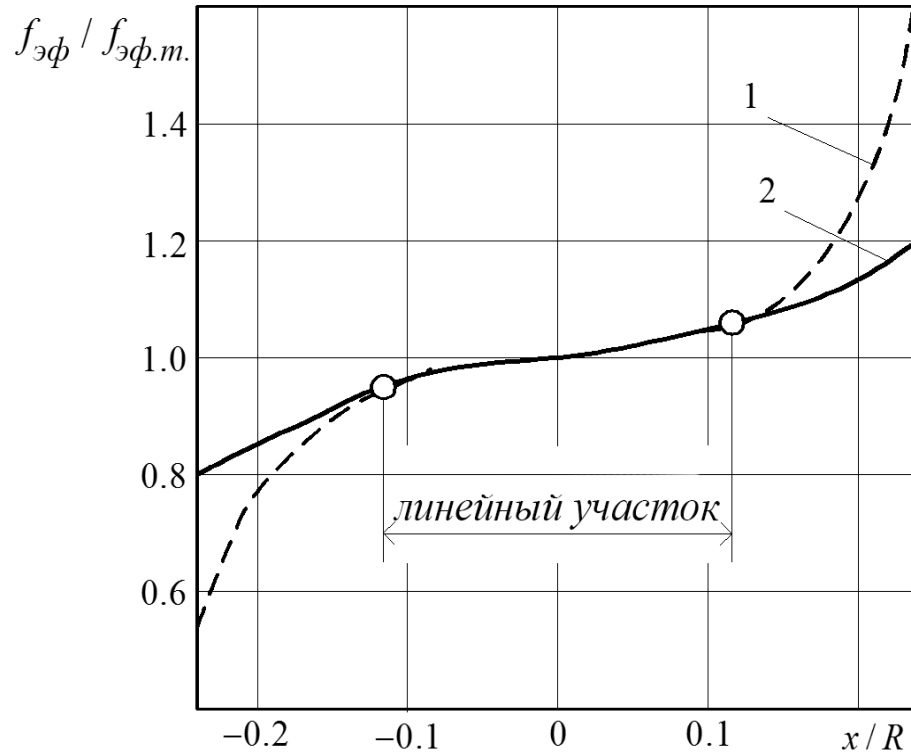


Рисунок 3.9 – Значения эффективной площади мембраны:
 кривая 1 – $P_s \approx 0$; кривая 2 – $P_s \approx 70 \text{ кПа}$

За пределами участка $-0,11R < x < 0,11R$ погрешность формулы (3.5) уже недопустимо высока и дополнительно увеличивается для давлений $P_s < 20 \text{ кПа}$. Что и проявилось в результатах экспериментального исследования.

Чтобы исправить выявленные недостатки, в доработанном варианте корректора начальное положение твёрдого центра $x_0 = 2,6 \text{ мм}$. В результате рабочий диапазон стал удовлетворять условию $|x| < 0,09R$, а расчёт мембраны может проводиться по формулам (3.4), (3.5).

Для подтверждения тезиса по формуле вида (3.6)

$$f_{эф} = z_9 \delta(hk_1) / \delta(P_s),$$

где $\delta(y)$ обозначает изменение величины y , была обработана часть табл. 3.6, которая отвечала линейному участку. Для диапазонов изменения давлений 30...40 кПа, 30...90 кПа, 10...40 кПа величина $f_{эф}$ составила $16,3 \text{ см}^2$.

Определение основных параметров корректоров подачи топлива.

Для решения этой задачи величины цикловой подачи из табл. 3.4 были пересчитаны в величины $\Delta h_a^* = h_a - h_{a,0}$ изменения соответствующих активных ходов плунжера.

Начальный уровень $h_{a,0}$ активного хода был принят равным 1,6 мм, что при частоте $n=400$ мин⁻¹ отвечает заданной подаче 30 мм³/цикл (это предел дымления для данной частоты при отсутствии наддува, когда $p_s=0$).

Результаты расчётов помещены в табл.3.7. Перепад давления ΔP для данной частоты вычислялся по формуле (2.1), а давление p_p в регуляторной полости определялось экспериментально (при решении рассматриваемой здесь задачи оно не использовалось и помещено в табл. 3.7 для сравнения). Диаметр поршня гидрокорректора, как и для первоначального образца, равен 20 мм. По этим данным были выбраны параметры пружин 9 и 10 (коэффициенты жёсткости и усилия предварительной затяжки), положения упоров, ограничивающих перемещение штоков 2, 3, а также начальный зазор между штоком 3 и рычагом 1; остальные параметры механизма не изменялись.

Целью выбора уточняемых параметров служило получение таблицы значений $\Delta h_a(n_{кул.в.})$, максимально приближающей заданную зависимость.

Результат выбора – зависимость $\Delta h_a^{**}(n_{кул.в.})$ – также дана в табл. 3.7. Как видно, достигнуто хорошее совпадение характеристик (максимальная погрешность аппроксимации 10 % при частотах $n_{кул.в.} < n_m$ и 5 % при частотах $n_{кул.в.} > n_m$ здесь считается допустимой).

В табл. 3.7 указаны перемещения $hk1$, $hk2$ штоков пневматического и гидравлического корректора. Шток 2 начинает перемещаться при значении $p_s=3,5$ кПа и заканчивает при величине $p_s=54$ кПа, после достижения твёрдым центром мембраны верхнего упора.

Давление наддува $p_s=54$ кПа считается достаточным для обеспечения полного сгорания топлива на всех режимах разрабатываемого дизеля, поэтому использовать шкалу $p_s=60\dots 120$ кПа для ограничения подачи на частичных скоростных характеристиках (показаны на рис.2) не целесообразно.

Таблица 3.7 – Характеристики корректоров цикловой подачи на режимах ВСХ

$n_{\text{кулв.}}$, МИН ⁻¹	P_s , кПа	ΔP , кПа	P_p , кПа	Q_u , мм ³	Δh_a^* , мм	Δh_a^{**} , мм	hk_1 , мм	hk_2 , мм
400	8	32,9	20	33,8	0,08	0,08	0,57	0
500	10	37,6	24	40,8	0,11	0,11	0,78	0
600	12	43,4	28	44,0	0,14	0,14	0,98	0
700	24	50,3	37	45,2	0,14	0,14	2,21	0
800	40	58,2	45	45,5	0,15	0,15	3,85	0,07
900	60	67,2	55	45,2	0,18	0,20	5,25	0,40
1000	85	77,2	60	45,1	0,22	0,22	5,25	0,54
1100	105	88,3	65	45,3	0,28	0,25	5,25	0,74
1200	115	100,4	80	45,8	0,34	0,33	5,25	1,28
1300	120	113,6	87	46,5	0,38	0,36	5,25	1,48
1400	121	127,9	98	47,5	0,42	0,42	5,25	1,88
1500	118	143,2	110	48,5	0,46	0,48	5,25	2,28
1600	116	159,6	123	49,3	0,51	0,54	5,25	2,68
1700	113	177,0	135	50,0	0,58	0,60	5,25	3,09
1800	110	195,5	150	50,2	0,66	0,66	5,25	3,49
1900	111	215,0	165	50,4	0,73	0,73	5,25	3,96
2000	112	235,6	179	50,6	0,73	0,73	5,25	3,96

Пневматический корректор участвует в формировании внешней скоростной характеристики при частотах $n_{\text{кулв.}} < 600$ мин⁻¹, а далее действует гидравлический корректор. Но на переходных режимах дизеля, где давление наддува может оказаться меньше тех значений, которые указаны в табл. 3.7, частотный диапазон работы пневматического корректора расширяется.

В диапазоне частот $n_{\text{кулв.}} = 600 \dots 775$ мин⁻¹ усилие от перепада ΔP давлений топлива не превышает усилия предварительной затяжки пружины 10, и упор рейки остаётся неподвижным. Шток 2 при значениях $hk_1 > 1$ мм отходит от рычага 1 и далее не влияет на его движение. Изменение максимального активного хода в диапазоне частот $n_{\text{кулв.}} = 775 \dots 1900$ мин⁻¹ происходит пропорционально перемещению штока 3. При $n_{\text{кулв.}} > 1900$ мин⁻¹ поршень гидравлического корректора упирается в днище втулки, и корректирование ВСХ завершается.

Перемещения штоков (на тех участках, где они не ограничиваются упорами) вычисляются по следующим формулам:

$$hk_1 = f_{\text{эф}} P_s / z_9 - hk_{1,0}, \quad hk_2 = f_n \Delta P / z_{10} - hk_{2,0},$$

где z_9, z_{10} – коэффициенты жёсткости пружин 9 и 10 (рис. 3.9); $hk_{1.0}, hk_{2.0}$ – предварительные деформации этих пружин; f_{Π} – площадь поршня.

По сравнению с первоначальным вариантом механизма коэффициенты жёсткости пружин 9 и 10 были уменьшены на 30 % и 10 % соответственно.

В первоначальном варианте гидравлического корректора 5 в качестве определителя частоты использовалось давление P_p , а полость, расположенная за поршнем корректора, была подсоединена через систему сбора утечек к топливному баку. Но с учётом данных табл.1 этот вариант был доработан, полость за поршнем соединена с всасывающей полостью шибера насоса каналом 4, и в отработанном корректоре по частоте используется перепад давления ΔP . На рис.3.10 приведен график коэффициента

$$K_{ув} = \Delta P / P_p,$$

где давление и перепад давлений определялись по формуле (2.1) [91].

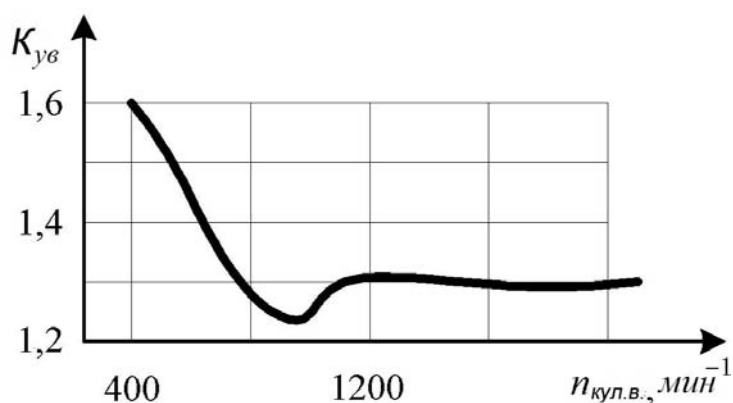


Рисунок 3.10 – Коэффициент увеличения усилия после изменения схемы

В результате сила давления топлива на поршень возросла в 1,3 раза и более, что увеличило усилия, действующие при перестановке упора, и повысило чёткость работы корректора. Кроме того, (и это главное) изменение конструкции позволило нивелировать высокую нестабильность давлений в регуляторной полости при частоте $n_{кул.в.}=750 \text{ мин}^{-1}$, что соответствует началу рабочего диапазона для данного корректора.

3.3 Отработка узлов гидравлического и пневматического корректоров цикловой подачи топлива в процессе безмоторных и моторных испытаний ТПА малолитражного автомобильного дизеля

Результаты исследований и доводки конструкции корректоров (рис. 3.11) наглядно показали возможности управляемой и неуправляемой ТПА при фиксированном упоре рейки.

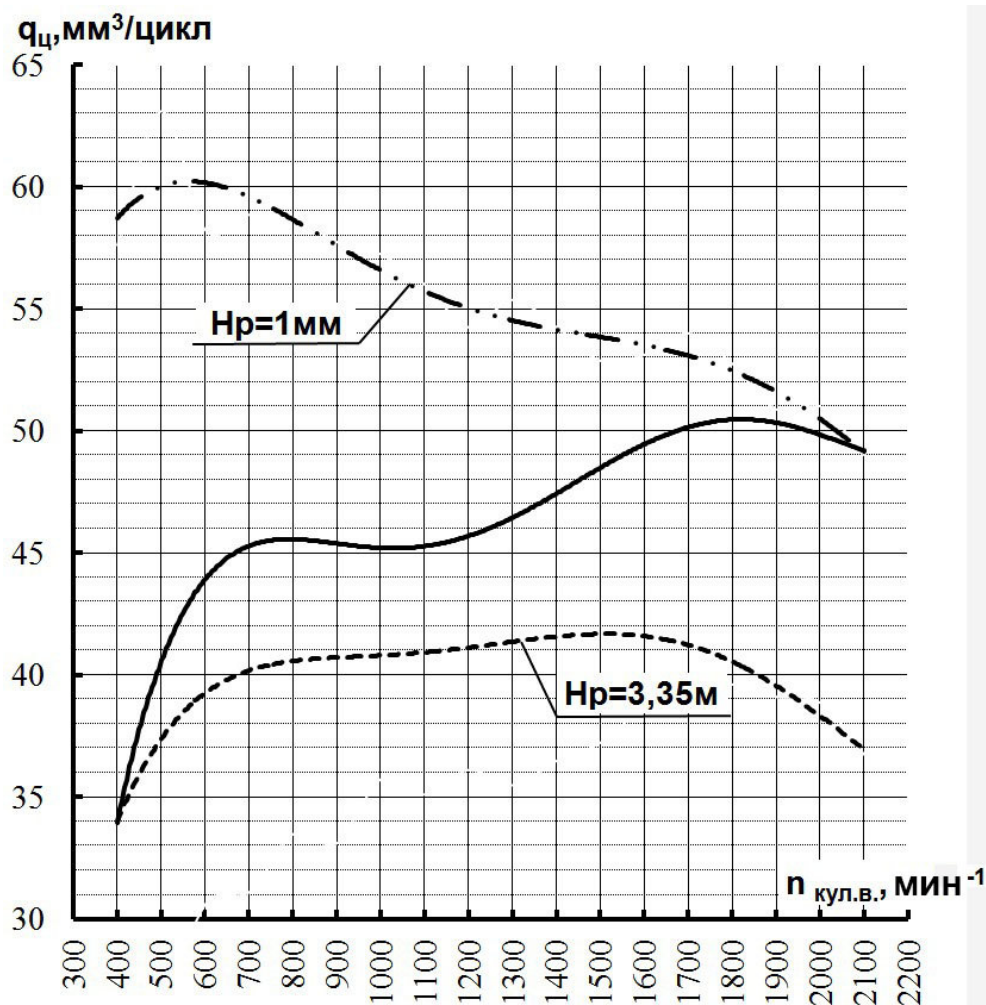


Рисунок 3.11 – Зависимости цикловой подачи топлива от частоты вращения кулачкового вала топливного насоса при разных фиксированных положениях упора рейки в сравнении с полученной необходимой характеристикой (сплошная кривая) для реализации требуемой ВСХ

На завершающем этапе работ доводки узлов гидравлического и пневматического корректоров цикловой подачи топлива по итогам испытаний опыт-

ной ТПА на безмоторном стенде, а также на моторном стенде в составе дизеля 4ДТНА1 [56], были сформированы технические требования на регулировку этих устройств, которые внедрены в конструкторский документ «Технические требования на обкатку, регулировку и сдачу топливного насоса высокого давления дизеля 4ДТНА1» (4ДТНА1.ДТ2) Выборка графических материалов этого документа представлена в Приложении И. В окончательной редакции выше обозначенные технические требования на регулировку следующие:

1. Регулировка давления топливоподкачивающего насоса.

Установить частоту вращения кулачкового вала насоса (2100 ± 10) мин⁻¹.

Установить винтом 15 давление топлива в полости насоса $(0,3^{+0,02})$ МПа, учитывая, что поворот винта приводит к увеличению давления. Температура топлива при регулировке (35 ± 5) °С. Винт законтрить.

2. Регулировка подачи.

При регулировке использовать дизельное топливо марки Л по ГОСТ 305-82 с температурой (35 ± 5) °С на входе в насос.

Перед началом регулирования секции насоса должны находиться примерно в среднем положении. Упор «е» (упор максимальной мощности «*Ne max*») выкручен на $(15 \pm 0,5)$ мм. В гидравлическом корректоре 30 пружина 31 и штатный упор 28 заменены на технологический резьбовой упор большой длины (М6; L=55 мм). Упор выкручен на $(10 \pm 0,5)$ мм от положения касания с поршнем гидравлического корректора.

Установить рычаг 4 в положение «*Nmax*», т.е. до касания втулки 18 с упором «б». Упор «б» выступает над плоскостью плиты в полость регулятора на $(4 \pm 0,5)$ мм.

Подвести упор 23 мембраны пневмокоректора для обеспечения выступания мембраны на 2,6 мм от плоскости «Ж» в сторону упора при отсутствии давления сжатого воздуха ($p_s=0$ МПа).

Подвести сжатый воздух под давлением $p_s=(0,1+0,01)$ МПа на вход пневмокоректора.

Установить номинальную частоту вращения кулачкового вала насоса (2100 ± 10) мин⁻¹. Измерить производительность всех секций насоса и упором «е» отрегулировать по одной из секций производительность (55 ± 1) см³ за 1000 циклов. Закручивание упора увеличивает производительность.

По остальным секциям поворотом их установить производительность (55 ± 2) см³ за 1000 циклов. Поворот секции против часовой стрелки уменьшает производительность. Разница производительности между секциями не более 4 см³.

Измерить расход через дренаж на режиме (2100 ± 10) мин⁻¹. Расход должен быть не менее 320 см³ за минуту

3. Регулировка положения упора максимальной частоты вращения «б».

Установить частоту вращения кулачкового вала насоса (2150 ± 20) мин⁻¹, давление сжатого воздуха $p_s = (1 \pm 0,1)$ кгс/см². Прижимая рычаг 4 к упору «б», закручивать упор «б» так, чтобы количество подаваемого топлива одной из секций насоса уменьшилось на 2 см³ за 1000 циклов, не более.

Установить частоту вращения кулачкового вала насоса (2250 ± 20) мин⁻¹, при этом количество топлива, подаваемого каждой секцией за 1000 циклов не должно превышать 7 см³. Упор законтрить.

4. Регулировка пневмокорректора.

Пневмокорректор участвует в формировании внешней скоростной характеристики при частотах вращения вала насоса до 600 мин⁻¹. Положение рычага 4 - на упоре « n_{max} ». Установить частоту вращения кулачкового вала насоса $n = (400 \pm 10)$ мин⁻¹. Давление сжатого воздуха отсутствует. С помощью упора 23 мембраны пневмокорректора выставить производительность (32 ± 2) см³ за 1000 циклов по каждой секции. Закручивание упора увеличивает производительность.

Проверить производительность насоса на режимах:

- $n_{кул.в.} = (400 \pm 10)$ мин⁻¹ и $p_s = (0,008 \pm 0,001)$ МПа, производительность должна быть (35 ± 2) см³ за 1000 циклов.

- $n_{\text{кул.в.}}=(500+10)$ мин-1 и $p_S=(0,010\pm 0,001)$ МПа, производительность должна быть (41 ± 2) см³ за 1000 циклов;

- $n_{\text{кул.в.}}=(600+10)$ мин-1 и $p_S=(0,012\pm 0,001)$ МПа, производительность должна быть (44 ± 2) см³ за 1000 циклов.

Разница производительности между секциями не более 4 см³. Неравномерность обеспечить подбором форсунок (или распылителей) с различным гидросопротивлением.

5. Регулировка гидравлического корректора.

Гидравлический корректор участвует в формировании внешней скоростной характеристики при частотах вращения вала насоса от 770 мин⁻¹ до 1900 мин⁻¹.

Рычаг управления 4 - в положении « n_{max} ». С гидравлического корректора снять торцевой фланец 25 и заменить технологический резьбовой упор на штатный. Подать на вход пневмокорректора давление газа $p_S=(0,015\pm 0,001)$ МПа. Подвести поршень со штоком гидравлического корректора до касания штоком основного внутреннего рычага - упора регулятора насоса. Для этого положения замерить зазор между поршнем и дном колодца гидравлического корректора, в котором этот поршень перемещается. Зазор требуется заполнить при помощи регулировочных шайб 26, одеваемых на шток.

Поставить на место пружину 31 гидравлического корректора и затем торцевой фланец 25. Исходное положение штатного упора 28 во фланце выставить так, чтобы пружина корректора имела незначительный натяг.

Установить режим $n_{\text{кул.в.}}=(600+10)$ мин⁻¹; $p_S=(0,012\pm 0,001)$ МПа; рычаг 4 – на упоре « n_{max} ». Производительность должна быть (44 ± 2) см³ за 1000 циклов.

Установить режим $n_{\text{кул.в.}}=(1000\pm 10)$ мин⁻¹, давление сжатого воздуха $p_S=(0,085\pm 0,001)$ МПа. Закручивая упор 28 гидравлического корректора, добиться производительности (45 ± 2) см³ за 1000 циклов.

Установить $n_{\text{кул.в.}}=(1200\pm 10)$ мин⁻¹; $p_S=(0,115\pm 0,002)$ МПа. Производительность должна быть (46 ± 2) см³ за 1000 циклов.

Установить $n_{\text{кул.в.}}=(1500\pm 10)$ мин⁻¹; $p_s=(0,118\pm 0,002)$ МПа. Производительность должна быть (48 ± 2) см³ за 1000 циклов.

Установить $n_{\text{кул.в.}}=(1900\pm 10)$ мин⁻¹; $p_s=(0,111\pm 0,002)$ МПа. Производительность должна быть (51 ± 2) см³ за 1000 циклов.

Допускается корректировка положения упора 28 гидравлического корректора для наилучшего приближения к требуемым величинам производительности. Упор законтрить.

6. Регулировка упора «Стоп».

Установить режим $n_{\text{кул.в.}}=(400\pm 20)$ мин⁻¹, давление воздуха $p_s=0$ МПа. Рычаг 4 - в положении « n_{max} ».

Не изменяя положение рычага 4, подвести упор "в" так, чтобы при повороте рычага «д» до касания с упором «в», производительность за 1000 циклов по каждой секции не превышала 5 см³.

7. Регулировка упора «обогащение».

Рычаг управления 4 - в положении « n_{max} ». Установить режим $n_{\text{кул.в.}}=(100\pm 10)$ мин⁻¹; $p_s=0$ МПа. Выворачивать упор «г» так, чтобы при повороте рычага «д» до касания с этим упором производительность по каждой секции насоса составила (15 ± 3) см³ за 250 циклов.

8. Регулировка упора минимальных холостых оборотов.

Установить частоту вращения $n_{\text{кул.в.}}=(400\pm 10)$ мин⁻¹ и $p_s=0$ МПа. Перевести рычаг 4 в положение « n_{min} ». Вращая упор «л» обеспечить подачу топлива по каждой насосной секции (10 ± 2) см³ за 1000 циклов. Неравномерность подачи по секциям не должна превышать 4 см³.

На основании этих требований в лаборатории топливной аппаратуры ГП «ХКБД» неоднократно проходила настройку и подрегулировку топливная система НРМ.

Выводы по разделу

1. В результате проведенных экспериментальных исследований на моторном и безмоторном стендах ГП «ХКБД» с применением современного измерительного комплекса определена зависимость требуемой цикловой подачи топлива от частоты вращения КВ дизеля при работе последнего на ВСХ. Зависимость определена в диапазоне частот вращения КВ от 800 мин^{-1} до 4000 мин^{-1} и приведена к условиям стенда топливной аппаратуры.

2. Приведенная к стендовым условиям цикловая подача топлива на скоростных режимах ВСХ высокооборотного малолитражного дизеля не может быть обеспечена естественной скоростной характеристикой ТНВД, работающего при одном фиксированном положении упора его рейки. Реализация необходимой ВСХ дизеля 4ДТНА1 требует непрерывной корректировки положения упора рейки во всем интервале частот вращения КВ (от минимальной частоты холостого хода до номинальной.)

3. Экспериментально-расчетным путем выявлена возможность системы *НРМ* в части непрерывной корректировки положения упора рейки при изменении скоростных режимов ВСХ путем последовательно-параллельной работы пневматического и гидравлического корректоров. При этом, для доводки корректоров отработан способ моделирования как ВСХ, так и частичных скоростных характеристик дизеля в части цикловой подачи топлива на агрегатном стенде топливной аппаратуры.

4. Предложена и обоснована доводка конструкции гидравлического корректора цикловой подачи топлива путем доработки топливной схемы его подключения, а пневматического корректора – путем введения упора предварительной установки нейтрального положения твердого центра мембраны и изменения жесткости штатной пружины.

5. Сформулированы технические требования на стендовую регулировку устройств корректировки цикловой подачи топлива, которые внедрены в конструкторский документ «Технические требования на обкатку, регулировку и сдачу топливного насоса высокого давления дизеля 4ДТНА1» (4ДТНА1.ДТ2).

РАЗДЕЛ 4

РАЗРАБОТКА УЗЛА ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО КОРРЕКТОРА УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА ДЛЯ РЕГУЛЯТОРА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

4.1 Экспериментальное исследование требуемой характеристики изменения угла опережения впрыскивания топлива при работе дизеля на внешней скоростной характеристике

Аналогично отработке корректоров цикловой подачи топлива исследования по обеспечению необходимой характеристики изменения УОВТ пневмогидравлическим корректором проведены в 4 этапа. На первом этапе работ [56] были проведены испытания опытной ТА (рис. 3.1) на безмоторном стенде с измерительно-вычислительным комплексом, как было описано ранее в подразделе 3.1.

Первичный эксперимент был единым с исследованием работы корректоров цикловой подачи топлива и его результаты приведены в той же таблице 3.1. Для оценки влияния выбранных факторов по изменению УОВТ ($\Theta_{\text{ВПР}}$), задаваемого исследуемым вариантом ТПА, получена графическая (рис. 4.1) и полиномиальная (4.1) зависимости. Эти (первичные) зависимости показывают возможность обеспечения управления УОВТ на всех эксплуатационных режимах работы дизеля. При этом достигнутый диапазон изменения $\Theta_{\text{ВПР}}$ составляет 13-25 град. п.к.в.

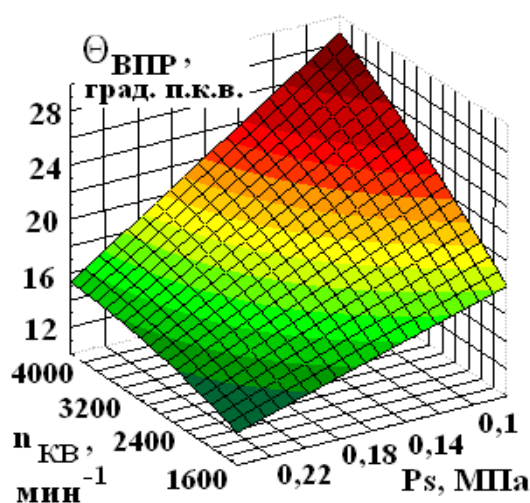


Рисунок 4.1 – Зависимость действительного угла начала подачи топлива $\Theta_{\text{ВПР}}$ от частоты вращения коленчатого вала n и давления наддува p_s

$$\Theta_{\text{ВВР}} = 9,7729 + 0,0075 \cdot n + 4,1291 \cdot p_s - 3,2377 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 - 6,0437 \cdot p_s^2 - 0,0186 \cdot n \cdot p_s \quad (4.1)$$

В итоге, на первом этапе работы была показана возможность связанного управления цикловой подачей топлива и УОВТ по всем характеристикам всережимного регулятора в традиционной разделенной ТПА непосредственного действия.

Целью второго этапа исследования [58] – было уточнение параметров адаптивного задания топливоподачи автомобильного дизеля 4ДТНА1, разработка технических требований к характеристике механизма изменения УОВТ, апробация новых возможностей ТПА при формировании ВСХ автомобильного дизеля и формирование ВСХ дизеля 4ДТНА1 с корректировкой проекта технических условий (4ДТНА1.ТУ) и внесением поверочных точек в программу и методику обкаточных, регулировочных и сдаточных испытаний (4ДТНА1.ПМ1). С этой целью опытная ТПА была установлена на дизель 4ДТНА1 (рис. 2.4, 2.5) и прошла испытания на моторном стенда Ст.656.00Сб (ГП "ХКБД").

На время проведения моторных испытаний дизель оснащался пьезодатчиками, регистрирующими давление газа в цилиндре и топлива у форсунки. Варьируемые при испытаниях параметры и их значения заданы табл. 4.1.

Таблица 4.1 – План-матрица и результаты экспериментального исследования

Точка	n , мин ⁻¹	p_s , МПа	$\Theta_{\text{ВВР}}$, град. до. ВМГ	$q_{ц}$, мм ³	p_{ϕ} , МПа
1	3600	0,19	26	15,1	50,5
2	3600	0,13	28	12,3	52,3
3	2400	0,19	21	23,2	40,0
4	2400	0,13	26	10,8	37,8
5	3000	0,16	23	9,1	36,9
6	4200	0,16	30	36,7	60,9
7	1800	0,16	22	32,8	50,1
8	3000	0,22	22	42,0	54,4
9	3000	0,1	28	10,3	35,6
10	4200	0,22	28	43,2	64,2
11	4200	0,1	32	18,6	53,1
12	1800	0,22	22	44,8	52,3
13	1800	0,1	20	8,4	39,0

Выбор УОВТ для режимов задания планом эксперимента осуществлялся при зафиксированном углемене насоса с помощью технологического углемена (рис. 2.4, 4.2, 4.3), позволяющего корректировать задаваемый топливной аппаратурой УОВТ непосредственно на работающем дизеле.



Рисунок 4.2 – Технологический углемен в разобранном виде

Принцип работы углемена состоит в следующем. При поворачивании болта 1 по часовой стрелке происходит продольное перемещение корпуса 7 исполнительного механизма в стакане 8 на встречу оператору. От проворачивания корпус удерживается шпонкой 2. Рессора 9, свободно вращающаяся в подшипнике 3 корпуса, закреплена в нем от продольного перемещения стопорной шайбой. Таким образом, происходит продольное перемещение корпуса вместе с рессорой, косообразная насечка которой при этом перемещении обеспечивает проворачивание валика 4 относительно рессоры. Другой конец валика жестко соединен со звездочкой 5 цепного привода кулачкового вала 10 ТПА. А другой конец рессоры имеет прямозубую насечку, входящую в зацепление со шлице-

вой втулкой 6, вкручивающейся по резьбе в валик со стороны соединения со звездочкой.

То есть, при вращении болта 1 (только при работающем двигателе) по часовой стрелке происходит проворачивание звездочки 5 привода кулачкового вала 10 ТПА относительно шлицевой втулки 6, а значит и относительно самого кулачкового вала. УОВТ увеличивается, впрыскивание топлива смещается в сторону более раннего.

Кинематическая схема исполнительного механизма рассчитана таким образом, что при проворачивании болта на один оборот УОВТ изменяется на 2 градуса поворота коленчатого вала и это соответствует одному делению лимба угломена. Полный ход исполнительного механизма угломена обеспечивает изменение УОВТ на 35 градусов поворота коленчатого вала. Угломен при монтаже на двигатель выставляется в среднее положение для возможности регулирования УОВТ как в сторону более раннего, так и в сторону более позднего.

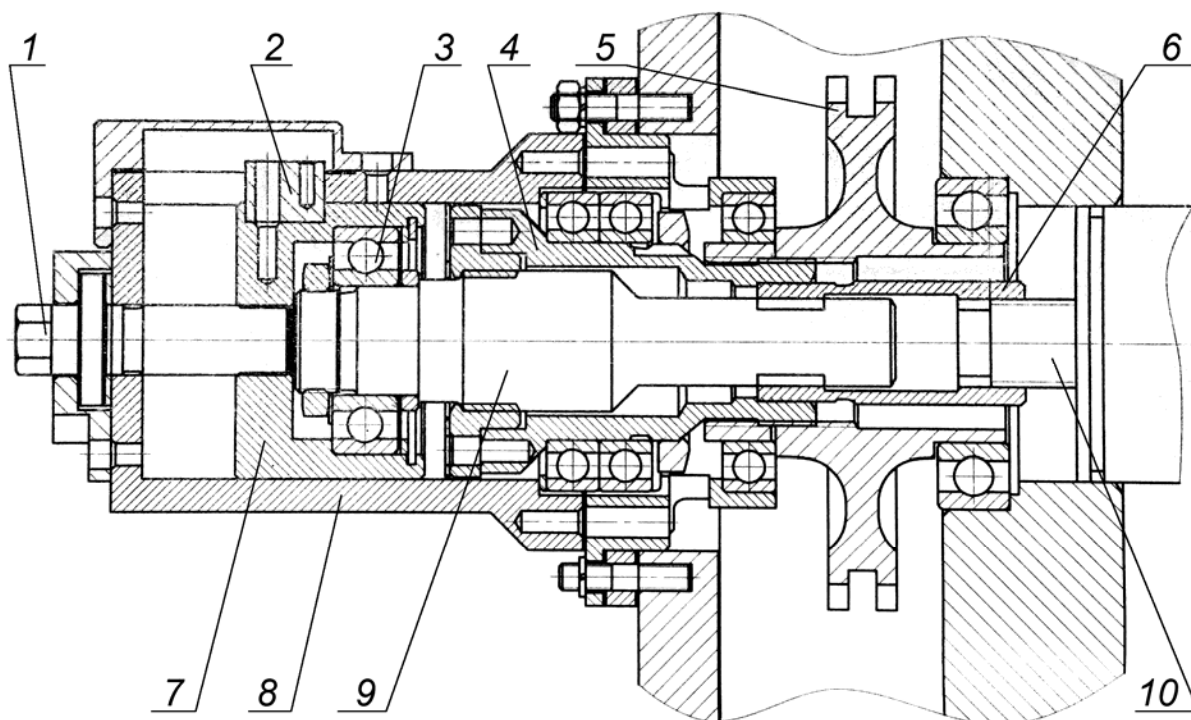


Рисунок 4.3 – Технологический угломен:

- 1 - болт; 2 – шпонка; 3 – подшипник рессоры; 4 – валик; 5 – звездочка привода; 6 – шлицевая втулка; 7 – корпус; 8 – стакан; 9 – рессора; 10 – кулачковый вал ТПА

Критерием при выборе рационального УОВТ являлись: минимальный удельный эффективный расход топлива, значения максимального давления сгорания, которые для получения рациональных параметров дизеля 4ДТНА1 согласно источнику [37] должны находиться в пределах 12,5-14 МПа, а также температура отработавших газов. Для режимов холостого хода ($p_s = 0,1$ МПа) дополнительно ставилось условие минимизации шума, излучаемого двигателем. При этом мероприятиями по снижению шума являлись минимизация рационального УОВТ и организация ступенчатого впрыскивания с помощью форсунки с дифференциальным поршнем. Предел дымления соблюдался для каждого из скоростных режимов работы дизеля в диапазоне от минимальной частоты вращения КВ до частоты вращения режима максимального крутящего момента. Уровень дымности определялся экспериментально с использованием дымомера ИДП-2 (п. 2.1.1). Рациональные значения УОВТ приведены в той же табл. 4.1. На основании данных этой таблицы получены графическая (рис. 4.4) и полиномиальная (4.2) зависимости.

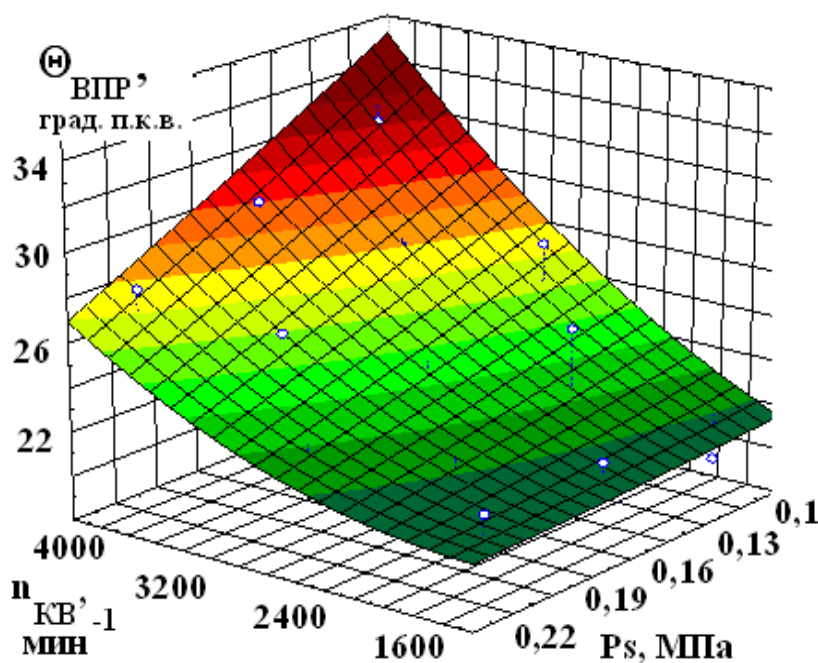


Рисунок 4.4 – Зависимость действительного угла опережения впрыскивания топлива θ_{VIP} от частоты вращения коленчатого вала n и давления наддува p_s при испытаниях топливной аппаратуры в составе дизеля

Полиномиальная зависимость необходимого действительного угла опережения впрыскивания топлива ($\Theta_{\text{ВПР}}$) от частоты вращения коленчатого вала и давления наддува:

$$\Theta_{\text{ВПР}} = 17,19 + 0,0019 \cdot n + 19,472 \cdot p_s + 7,3 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 + 14,43 \cdot p_s^2 - 0,0172 \cdot n \cdot p_s \quad (4.2)$$

Определение действительного $\Theta_{\text{ВПР}}$ и продолжительности впрыскивания топлива в цилиндр дизеля во время испытаний производится, как правило, путем регистрации перемещения иглы форсунки [93, 94]. Организация измерения перемещения иглы в малогабаритной форсунке с дифференциальным поршнем задача трудно выполнимая. Момент начала подачи топлива, а также продолжительность впрыскивания, в процессе испытаний определялись по кривой изменения давления топлива у штуцера форсунки (p_ϕ). Сопоставление величин геометрического и действительного УОВТ (рис. 3) показывает положительную корреляционную связь с коэффициентом корреляции 0,85. Такой характер зависимости объясняется особенностями формирования характеристики топливоподачи с помощью форсунки с дифференциальным поршнем.

Полученные на основании данных табл. 4.3 графическая (рис. 4.5) и полиномиальная (4.2) зависимости $\Theta_{\text{ВПР}} = f(n, p_s)$ показывают необходимый диапазон изменения геометрического УОВТ (20 – 34 град. п.к.в.), который должен быть обеспечен посредством пневмогидравлического корректора. Данный диапазон оказался по длительности идентичен, приведенному в [56], но смещенным в сторону большего угла. Особо следует выделить область изменения $n = 1600 - 2000 \text{ мин}^{-1}$, где геометрический УОВТ целесообразно устанавливать 22 град. п.к.в.

Отсутствие полной идентичности зависимостей (4.1) и (4.2) (рис. 4.1 и 4.4) потребовало продолжить отработку пневмогидравлического корректора УОВТ в условиях безмоторного стенда, но после уточнения параметров адаптивного задания топливоподачи при моторных испытаниях. Требуемая коррекция работы исследуемого угламена получена исследованиями дизеля на внеш-

ней скоростной характеристике и приведена в табл. 4.2, отражающей отклонения рациональных значений УОВТ от фактически реализуемых промежуточным вариантом разрабатываемого механизма.

Таблица 4.2 – Отклонения УОВТ при работе дизеля на ВСХ

№ режима	n , мин ⁻¹	p_s , МПа	p_z , МПа	$T_{ог}$, °С	$M_{кр}$, Н·м	g_e , г/(кВт·час)	Δφ техн. угломен, град.
1	2400	0,190	12,0	580	155,4	263,4	0
	2400	0,193	12,5	560	161,7	256,9	+2
	2400	0,189	13,0	520	154,4	261,3	+4
2	3000	0,20	13,0	505	140,7	256,2	0
	3000	0,205	12,7	520	142,8	246,4	-1
3	3600	0,21	13,5	570	132,3	268,6	0
4	4200	0,210	13,2	590	120,7	305,2	0
	4200	0,212	14,0	570	125,5	294,4	+2

На основании результатов поисковых испытаний первого опытного образца автомобильного дизеля 4ДТНА1 в условиях моторного стенда были разработаны следующие технические требования к механизму автоматического регулирования УОВТ этого дизеля (Приложение Б):

1. Общий ход топливного корректора УОВТ должен составлять величину перемещения, эквивалентную изменению $\Theta_{ВПР}$ на 16 град. п.к.в. или 8 град. по кулачковому валу ТНВД.

2. Общий ход пневматического корректора УОВТ должен также составлять величину перемещения, эквивалентную изменению $\Theta_{ВПР}$ на 16 град. п.к.в. или 8 град. по кулачковому валу ТНВД.

3. Перекрытие ходов двух корректоров УОВТ должно составлять величину перемещения, эквивалентную изменению $\Theta_{ВПР}$ на 14 град. п.к.в. или 7 град. по кулачковому валу ТНВД.

4. Расстояние между сопрягающимися поверхностями двух корректоров УОВТ при $p_T=0$ и $p_s=0$ должно составлять линейную величину, эквивалентную изменению $\Theta_{ВПР}$ на 18 град. п.к.в. или 9 град. по кулачковому валу ТНВД.

5. Бывшая точка наиболее рационального момента впрыскивания (3,0 - 3,5 мм хода плунжера), к которой привязывались калибр и топливный корректор УОВТ, должна быть отстроена на среднее положение рабочего хода поршня угломена. Среднее положение этого поршня (далее 0 град по стенду и отметка датчика положения кулачкового вала по ПК) должно быть обеспечено подбором жёсткостей пружин при p_T , соответствующем $n_{\text{кул.в.}} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ и $p_s = 0,15 \text{ МПа}$.

6. До давления топлива, соответствующего $n_{\text{кул.в.}} = 750 \text{ мин}^{-1}$, поршень топливного корректора неподвижен и находится в положении, задающем $\Delta\Theta_{\text{ВПР}} = -4$ град. по валу безмоторного стенда для ТНВД. При росте частоты вращения до $n_{\text{кул.в.}} = 900 \text{ мин}^{-1}$ поршень перемещается в положение $\Delta\Theta_{\text{ВПР}} = -3$ град. по стендовому валу. Это крайнее положение его перемещения, при котором давление наддувочного воздуха не влияет на УОВТ.

7. Контрольные положения поршня топливного корректора при ограничении его хода пневматическим корректором УОВТ заданы в табл. 4.3.

Таблица 4.3 – Контрольные положения поршня топливного корректора

№ п/п	$n_{\text{кул.в.}}$ мин ⁻¹	p_s , МПа	$\Delta\varphi$, град. по кул. в.
1	900	0	-3
2	900	0,25	-3
3	1200	0,22	-2
4	1200	0,18	-1
5	1200	0,15	0
6	1500	0,13	+1
7	1800	0,13	+2
8	2100	0,16	+3
9	2100	0,13	+4
10	2100	0	+4
11	2100	0,22	+2

4.2 Расчетное определение кинематики узла пневмогидравлического корректора угла опережения впрыскивания топлива

В соответствии с указанными требованиями необходимо было определить кинематику узла пневмогидравлического корректора угла опережения впрыскивания топлива, чтобы получить характеристику работы корректора, имеющую разную выпуклость. Такую характеристику имело бы устройство, в котором число работающих пружин было бы переменным [92]. Разработанная конструкция такого устройства представлена на рис. 4.5.

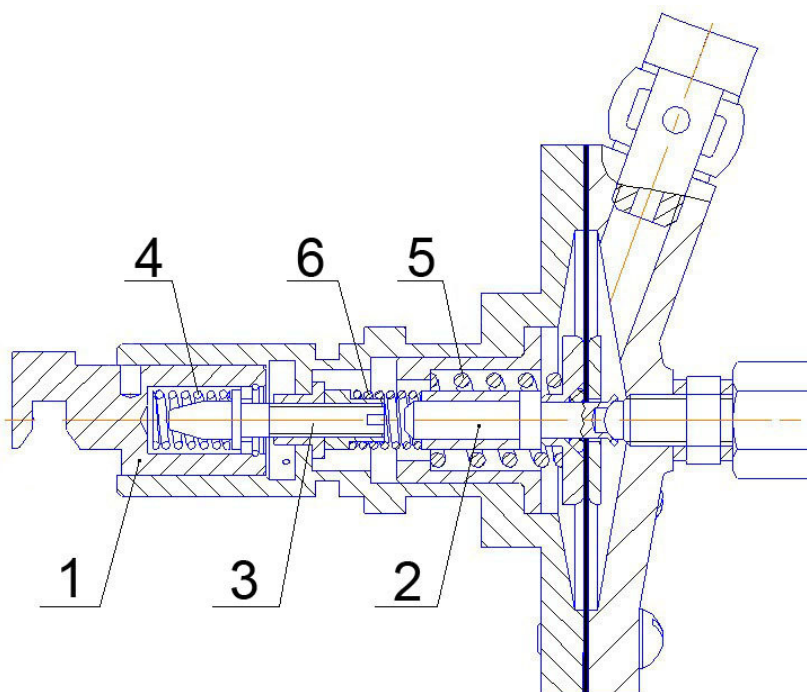


Рисунок 4.5 – Пневмогидравлический корректор УОВТ:

- 1 – поршень топливного корректора; 2 – шток пневматического корректора;
3 – толкатель; 4,5,6 – пружины поршня, мембраны и толкателя

Еще одной особенностью схемы, представленной на рис. 2.9, является использование вращательного движения рейки для установки угла опережения впрыскивания топлива. Узел, осуществляющий указанное вращение – пневмогидравлический корректор (угломен) (рис. 4.5).

В схеме угломена применяются два корректора – гидравлический и пневматический, но они имеют общий шток (что упрощает конструкцию) и на большей части режимов дизеля действуют совместно. Полость между поршнем корректора и мембраной соединена с системой сбора утечек и топливным баком, поскольку использовать за мембраной пониженное давление из всасывающей полости шибберного насоса недопустимо по условию прочности мембраны; кроме того, это усложнит регулирование.

Поэтому на плунжер угломена воздействует давление p_p , а не Δp , и эта регулировка зависит от вязкости топлива и износа шибберного насоса. Но при установке угла опережения можно допустить большую погрешность, чем для цикловой подачи, поэтому использованное упрощение конструкции является оправданным.

Требуемое изменение $\Delta\psi$ угла начала подачи дано на рис. 4.6. Анализ зависимостей показал, что для реализации такого управления в корректоре необходимо установить дополнительную пружину (рис.4.5) и разработать новую методику выбора параметров узла.

Диаграмма работы (рис. 4.6) угломена показывает, что на участке 1 вторая пружина не работает, потому что ее предварительная затяжка превышает силу давления топлива. Диаграмма имеет крутой подъем. Далее включается вторая пружина и мы имеем наклонный участок диаграммы. На этом участке в основном работает вторая пружина, которая в 3,5 раза мягче. По достижению необходимой точки она отключается и далее опять работает только лишь первая пружина. Пневмокорректор работает следующим образом: если давление газа превышает 0,5 кгс/см², то мембрана отодвигается от упора и синхронно этому перемещается плунжер угломена.

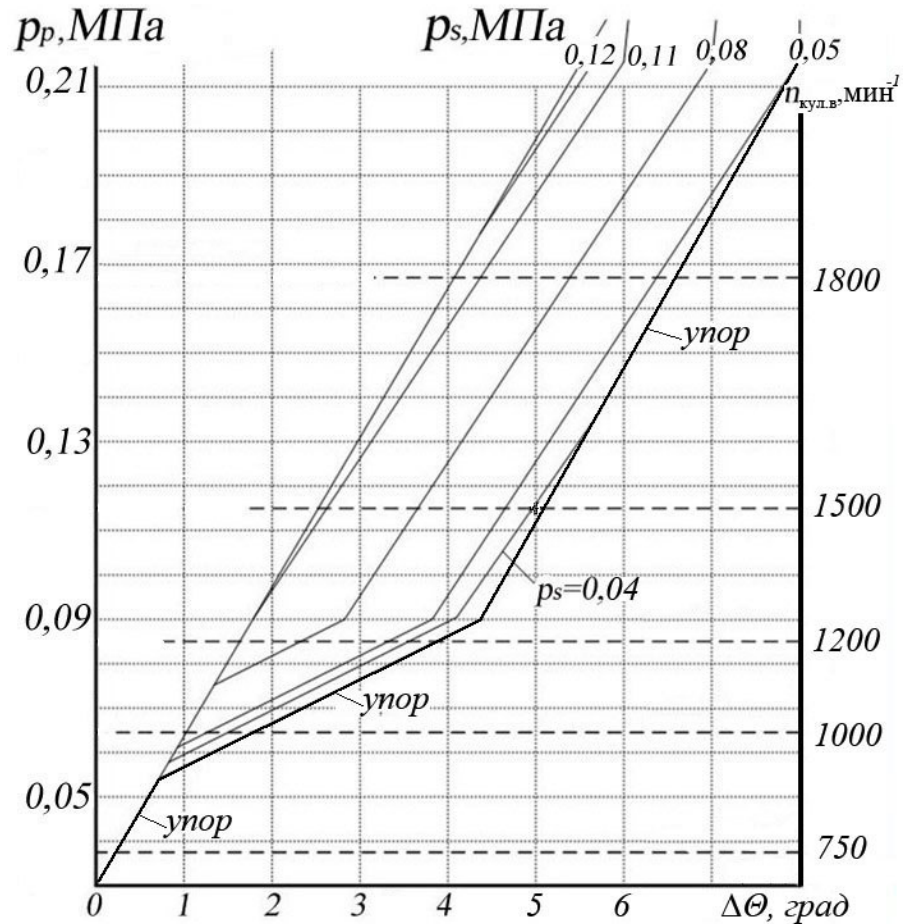


Рисунок 4.6 – Изменение УОВТ в зависимости от давления (p_p) в регуляторе (или частоты вращения $n_{\text{кул.в.}}$ вала насоса) и давления наддува (p_s).

Принцип работы угломена и порядок выбора его параметров.

Перемещение $h_{\text{уэл}}$ плунжера угломена приводит к развороту рейки и перемещению $h_{\text{зол}}$ дозирующих золотников топливного насоса высокого давления. Передаточное отношение между плунжером и золотником является постоянной величиной (оно выбрано равным $i_{\text{уэл}}=0.8$), но аналог v скорости плунжера зависит от угла φ поворота кулачкового вала (рис.4.7). Поэтому зависимость

$$h_{\text{уэл}} = f(\Delta\psi), \quad (7)$$

оказывается нелинейной, а её график по форме повторяет выделенный участок на графике $h_{\text{пл}}(\varphi)$ подъёма плунжера топливного насоса (рис. 4.7).

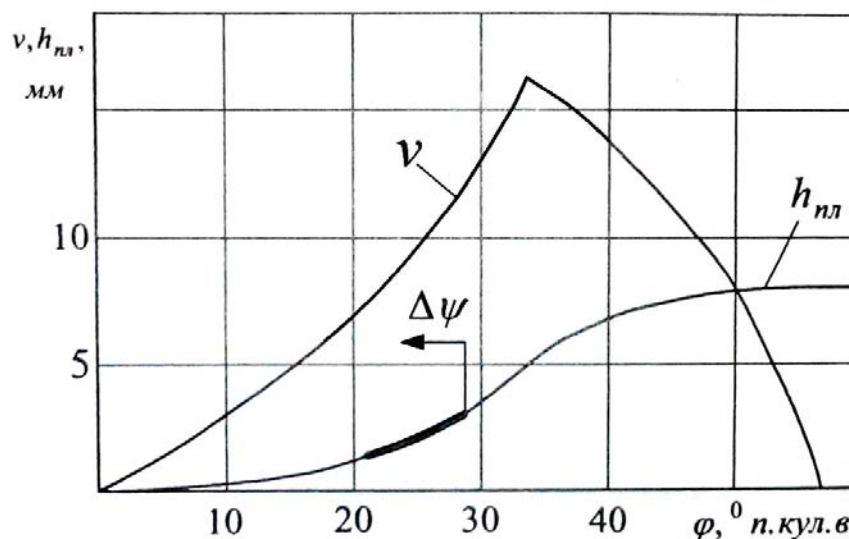


Рисунок 4.7 – Аналог скорости $v(\varphi)$ и участок регулирования начала подачи $h_{пл}$

Для упрощения расчётов зависимость (7) была линеаризована и заменена формулой

$$h_{угл} = K_{угл} \cdot \Delta\psi, \quad (8)$$

где коэффициент $K_{угл}$ составил приблизительно 0.28 мм/град .

В результате диапазон изменения углов $\Delta\psi = 0 \dots 8$ град. п.кул.в. соответствует диапазонам перемещений плунжера $h_{угл} = 0 \dots 2.25 \text{ мм}$ и золотника $h_{зол} = 0 \dots 1.8 \text{ мм}$.

В новой конструкции угломена (рис. 4.5) величина $h_{угл.макс} = 2.25 \text{ мм}$ отвечает суммарной начальной длине двух зазоров: между толкателем 3 и плунжером 1 ($h_{1,3} = 1.5 \text{ мм}$), между толкателем 3 и штоком мембраны 2 ($h_{2,3} = 0.75 \text{ мм}$).

Как видно, перемещения твёрдого центра этой мембраны не столь велики, как в корректоре цикловой подачи; кроме того, диапазон регулирования отвечает давлениям газа $P_2 > 30 \text{ кПа}$. Поэтому условие линейности упругих свойств мембраны угломена выполняется с большим запасом, а её эффективную площадь $f_{эф.мем}$ можно с высокой точностью определять по формуле (5). Для значений $R = 45 \text{ мм}$, $r = 20 \text{ мм}$ получаем $f_{эф.мем} = 8.7 \text{ см}^2$.

Работу механизма удобно анализировать по схеме рис. 4.8, где пружина сжатия 5 мембраны заменена пружиной растяжения.

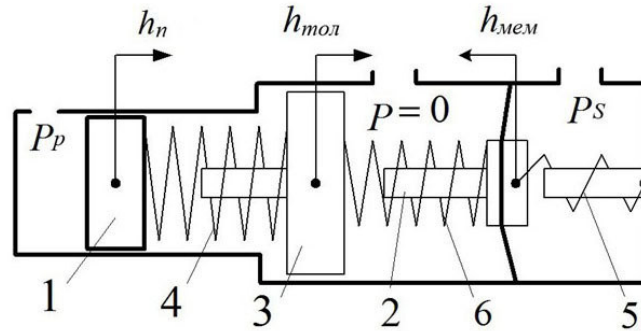


Рисунок 4.8 – Эквивалентная кинематическая схема системы автоматического регулирования УОВТ

Регулирование угла начала подачи в этом механизме осуществляется следующим образом.

При частоте $n < 700 \text{ мин}^{-1}$ сила давления P_p на плунжер 1 не превосходит усилия $F_{4.0}$ предварительной затяжки пружины 4, и угол $\Delta\psi = 0$.

В диапазоне $n = 700 \dots 900 \text{ мин}^{-1}$ выполняется неравенство

$$F_{4.0} < f_{\text{угл}} P_p < F_{6.0},$$

где $f_{\text{угл}}$ – площадь плунжера угломена; $F_{6.0}$ – усилие предварительной затяжки пружины 6. В результате толкатель остаётся неподвижным ($h_{\text{тол}} = 0$), а текущее перемещение плунжера 1 определяется из условия

$$F_{4.0} + z_4 h_{\text{угл}} = f_{\text{угл}} P_p,$$

где z_4 – коэффициент жёсткости пружины 4.

При $n > 900 \text{ мин}^{-1}$ положение плунжера угломена зависит не только от частоты, но и от давления наддува. Точка перехода диаграммы (рис. 4.7) на пологий участок определяется из системы условий

$$\begin{cases} F_{6.0} + z_5 h_{\text{мем}} = f_{\text{угл}} P_p, \\ F_{5.0} + z_5 h_{\text{мем}} = f_{\text{эф.мем}} P_s, \end{cases}$$

где $F_{5,0}, z_5$ – усилие предварительной затяжки и коэффициент жёсткости пружины 5; $h_{\text{мем}}$ – перемещение твёрдого центра мембраны.

На пологом участке диаграммы происходит одновременная деформация пружин 4 и 6, а при выполнении условия

$$F_{5,0} + F_{4,0} + z_4 h_{\text{угл}} < f_{\text{эф.мем}} P_z$$

– одновременная деформация всех трёх пружин угломена, причём эти пружины образуют *тандем* (последовательное соединение). Коэффициент суммарной жёсткости *тандема* пружин 4 и 6 вычисляется по формуле

$$z_{4,6} = z_4 z_6 / (z_4 + z_6),$$

а тандема из трёх пружин – из соотношения $z_{4,5,6}^{-1} = z_{4,6}^{-1} + z_5^{-1}$.

В анализируемой конструкции коэффициент жёсткости z_5 на порядок превышает коэффициенты z_6 и z_4 , поэтому различие величин $z_{4,5,6}, z_{4,6}$ мало и на рис. 4.7 оно практически не заметно.

Точка завершения пологого участка диаграммы отвечает условию, когда зазор между толкателем и штоком мембраны становится равным 0. После этого наклон нижней диаграммы снова определяется коэффициентом жёсткости z_4 , а остальных диаграмм – суммарным коэффициентом

$$z_{4,5} = z_4 z_5 / (z_4 + z_5) \approx z_4.$$

При достижении условия $h_{\text{угл}} = h_{\text{угл.макс}}$ нижняя диаграмма (отвечающая условию $P_z < 30 \text{ кПа}$) выводит плунжер угломена на жёсткий упор, а верхние диаграммы при условии $h_{\text{угл}} = h_{\text{угл.макс}} - h_{\text{мем}}$ в очередной раз преломляются, и их наклон определяется далее коэффициентом жёсткости пружины 5.

Для выбора параметров пружин такого механизма разработан следующий метод, опирающийся на графики рис.6.

Коэффициент жёсткости z_4 определяется наклоном верхней диаграммы:

$$z_4 = f_{\text{угл}} (P_{p.\text{макс}} - P_{p.\text{мин}}) / [K_{\text{угл}} (\Delta\psi_{\text{макс}} - \Delta\psi_{\text{мин}})], \quad (9)$$

а усилие предварительной затяжки – равенством $F_{4,0} = f_{\text{угл}} P_{p.\text{мин}}$.

Суммарный коэффициент жёсткости $z_{4,6}$ определяется по наклону пологого участка нижней диаграммы при помощи формулы, аналогичной (9). Далее вычисляем коэффициент жёсткости

$$z_6 = z_4 z_{4,6} / (z_4 - z_{4,6})$$

и усилие предварительной затяжки пружины 6 – $F_{6,0} = f_{y2l} P_{p,пер}$,

где давление $P_{p,пер}$ отвечает точке перехода на пологий участок.

Коэффициент жёсткости и усилие предварительной затяжки пружины 5 определяем при использовании данных верхней шкалы рис.6:

$$z_5 = f_{эф.мем} (P_{г.макс} - P_{г.мин}) / [K_{y2l} (\Delta\psi_{макс} - \Delta\psi_{мин})], F_{5,0} = f_{эф.мем} P_{г.пер},$$

где $P_{г.макс} = 110 \text{ кПа}$; $P_{г.мин} = 50 \text{ кПа}$; $P_{г.пер} = 50 \text{ кПа}$.

В результате расчёта получены следующие значения коэффициентов жёсткости пружин: $z_4 = 16 \text{ Н / мм}$; $z_5 = 91 \text{ Н / мм}$; $z_6 = 6.4 \text{ Н / мм}$.

В ходе экспериментального исследования нового образца угломена для расширения диапазона регулирования УОВТ по давлению наддува жёсткость пружины мембраны была уменьшена на 30 %.

В итоге были проведены испытания экспериментального образца пневмогидравлического корректора на безмоторном стенде. По результатам испытаний сделаны следующие выводы:

-топливный корректор работает правильно в соответствии с требованиями, предъявляемыми к нему;

-пневмокорректор изменяет УОВТ только на 60% от необходимого.

В результате были проведены дополнительные исследования и доработка экспериментального образца пневмогидравлического корректора УОВТ (рис. 4.5). Для устранения недостатков газового корректора в новом образце был реализован более простой путь: жёсткость газовой пружины уменьшена в 1,5 раза. Кроме того, были уточнены зазоры между поршнем 1 и толкателем 3, а также между толкателем 3 и мембраной.

4.3 Отработка узла пневмогидравлического корректора угла опережения впрыскивания топлива в процессе безмоторных и моторных испытаний ТПА малолитражного автомобильного дизеля

Таблица 4.4 – Контрольные положения поршня топливного корректора

№ п/п	$n_{\text{кул.в.}}$ мин ⁻¹	p_s , МПа	$\Delta\varphi$, град. п.кул.в.
1	900	0	0
2	900	0,25	
3	1200	0,22	
4	1200	0,18	
5	1200	0,15	
6	1500	0,13	
7	1800	0,13	
8	2100	0,16	
9	2100	0,13	
10	2100	0	
11	2100	0,22	

По результатам всех испытаний были разработаны технические требования к характеристике механизма изменения УОВТ при обкатке, регулировке и сдаче ТПА типа *НРМ* [56, 58, 59].

Порядок регулировки начала подачи топлива включает в себя следующие необходимые действия:

1. Поскольку в состав топливного насоса входит угломен 11 (Приложение И, рис. И.7), он должен собираться и регулироваться согласно требований чертежа 4ДТНА1.81.100Сб-1:

Размер и затяжка пружины поз.8 (предварительный натяг (0,25...0,02) мм) обеспечивается подбором шайб поз.13-20.

Размеры и предварительный натяг пружины поз.6 (предварительный натяг (0,23...0,02) мм) обеспечивается упором поз.21 и подшлифовкой торца упора 4ДТНА1.81.108-1 (см. сборочный чертеж 4ДТНА1.81.120Сб-1, поз. 1.).

Предварительный натяг пружины поз.9 (1,1 0,02) мм, обеспечивается подшлифовкой торца втулки поз.7.

Полости *Д* и *Е* опрессовать воздухом под давлением 0,12 МПа при погружении в дизельное топливо в течение 30 мин. пузырьки воздуха не допускаются.

2. Угломен реагирует на давление топлива полости регулятора насоса и давление наддувочного воздуха, подводимого к мембране угломена. Диапазон изменения угла начала подачи топлива составляет от 0 до 8 град. п. кул. в. насоса.

3. Установить насос на стенд для испытаний топливной аппаратуры и обеспечить подвод и отвод топлива и масла к насосу.

4. Установить калибр в отверстие "К" кулачкового вала насоса, для чего вывернуть пробку 10.

5. Определить показание стендового лимба при упоре калибра в верхнюю кромку резьбового отверстия "М". Люфт между приводным валом стенда и кулачковым валом насоса выбрать проворотом вала стенда в направлении вращения (против часовой стрелки, если смотреть на лимб). Положение кулачкового вала насоса должно соответствовать высоте подъема плунжера по профилю кулачка на $(3 \pm 0,3)$ мм.

6. Удалить калибр из отверстия "К" в кулачковом валу насоса и завернуть пробку 10.

7. Установить на штуцер 7 1-й секции приспособление для контроля по мениску. Рычаг 4 насоса - в среднем положении.

8. Создать давление топлива $(0,21^{+0,01})$ МПа стендовым топливоподкачивающим насосом. К мембране угломена подвести давление сжатого воздуха $(0,05 \pm 0,01)$ МПа.

9. Определить угол начала подачи топлива по страгиванию мениска при повороте стендового маховика по ходу вращения кулачкового вала насоса (производить 3 раза).

10. Проверить угол начала подачи топлива при давлении топлива $(0,02^{+0,01})$ МПа и без подвода сжатого воздуха.

11. Разность в показаниях по лимбу стенда между измерениями по п.п. 9 и 10 должна составлять $(7,5^{+0,5})$ град. п. кул. в. Допускается подрегулировка диапазона работы угломена с помощью упора 12. Для этого отвернуть колпачок 14 и закручивать упор 12 для уменьшения диапазона работы угломена, либо выкручивать упор для увеличения диапазона. Установить колпачок 14.

12. Определить угол начала подачи топлива при давлении топлива $(0,15^{+0,02})$ МПа и давлении сжатого воздуха $(0,1^{+0,01})$ МПа. Определить разность между этим углом и величиной, зафиксированной по п. 5. Разность между измерениями должна быть не более 0,5 град. п. кул. в.

13. Для корректирования угла начала подачи топлива, определенного в п. 12, требуется вытащить секцию из корпуса топливного насоса и заменить регулировочную шайбу 19 между тарелкой плунжера 20 и толкателем 21. Увеличение толщины шайбы на 0,25 мм дает изменение угла начала подачи примерно на 1 град. п. кул. в. в сторону более ранней подачи, а уменьшение толщины - в сторону более поздней подачи соответственно. Секцию вытаскивать с помощью технологического приспособления, контролируя целостность уплотнительных резинок 22. Предварительно требуется выкрутить упор золотника 9. При подборе регулировочных шайб 19 контролировать величину надплунжерного пространства при максимальном подъеме плунжера; она должна быть не менее 0,25 мм.

14. Повторить работу по п.п. 12 и 13 для остальных секций насоса. При этом определить разность между измерениями угла по каждой секции. Разность между измерениями должна быть $(90\pm 0,5)$ град. п. кул. в., не более. Порядок работы секций 1-3-4-2.

Выводы по разделу

1. Определены параметры адаптивного задания зависимости УОВТ, реализуемого пневмогидравлическим корректором исследуемого ТНВД, от частоты вращения КВ и давления наддува во всем диапазоне частот вращения КВ от 800 мин^{-1} до 4000 мин^{-1} . Зависимость приведена к условиям стенда для регулировки и сдачи ТНВД.

2. Реализация необходимой зависимости УОВТ от режимов работы высокооборотного автомобильного дизеля требует конструктивного обеспечения хода поршня пневмогидравлического корректора, эквивалентного диапазону изменения УОВТ на 16 град. п. к. в. или 8 град. п. кул. в. ТНВД.

3. Применительно к безмоторному регулировочному стенду ТНВД до давления топлива, соответствующего $n_{\text{кул.в.}}=750 \text{ мин}^{-1}$, поршень пневмогидравлического корректора должен быть недвижим и находиться в положении, задающем $\Delta\theta_{\text{ВПП}}=-4$ град. по валу безмоторного стенда для ТНВД. При росте частоты вращения кулачкового вала до $n_{\text{кул.в.}}=900 \text{ мин}^{-1}$ поршень переместится в положение $\Delta\theta_{\text{ВПП}}=-3$ град. по стендовому валу. Это крайнее положение его перемещения, при котором давление наддувочного воздуха не должно влиять на УОВТ.

4. Предложена и обоснована доработка конструкции механизма изменения УОВТ путем установки дополнительной пружины и использования новой методики (порядка) выбора параметров этого узла.

5. Разработаны технические требования к характеристике механизма изменения УОВТ при его стендовой регулировке, которые внедрены в конструкторский документ «Технические требования на обкатку, регулировку и сдачу топливного насоса высокого давления дизеля 4ДТНА1» (4ДТНА1.ДТ2).

РАЗДЕЛ 5

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НОВЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ТПА ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЫСОКООБОРОТНОГО МАЛОЛИТРАЖНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

5.1 Комплексное экспериментальное исследование по оценке эффективности предложенных конструктивных решений

В работах К.Е. Долганова, В.И. Крутова, В.А. Маркова, В.И. Шатрова, А.Ф. Головчука, Ю.Ф. Гутаревича, А.В. Грицюка, А.А. Лисовала, В.И. Пелепейченко и других ученых, которые сделали значительный вклад в теорию и практику управления процессом топливоподачи и формирования внешней скоростной характеристики показано, что при всережимном регулировании внешние скоростные характеристики автомобильных дизелей формируются путем выбора положения упора максимальной подачи топлива [41, 44-47, 64, 65, 95, 96]. Преимущественно это делается на участке от частоты вращения КВ режима максимального крутящего момента до частоты режима номинальной мощности. Вместе с тем, поскольку даже ГОСТ 14846-81 [39] требует определения внешней скоростной характеристики на более широком участке, а именно от минимальной рабочей частоты вращения КВ до частоты номинальной мощности, к формированию ВСХ привлекаются положительные и отрицательные корректоры топливоподачи, наличие которых приближает мощность и крутящий момент двигателя в области пониженной частоты вращения КВ к нужным эксплуатационным значениям, но специально на каждом из режимов работы не формируются. Топливный насос регулируют по началу дымления дизеля лишь на номинальном скоростном режиме ($n_{\text{ном}}$) и при максимальном крутящем моменте ($n_{\text{Мкр}}$), а минимальную рабочую частоту вращения КВ ограничивают наименьшим значением ($n_{\text{мин}}$), при которой нагруженный двигатель работает стабильно не менее 10 минут [39]. Совершенствование подхода к моделированию работы именно ВМД на внешней скоростной характеристике в данной работе заключается в том, что кривые зависимости

цикловой подачи топлива и КВУП от избранных входных параметров определяются путем физического моделирования ЗШХ дизеля как объекта адаптивного задания топливоподачи, а потом реализуются системой НРМ во всем диапазоне вышеупомянутой характеристики от минимальной частоты холостого хода ($n_{\text{мин}}$) до номинального режима работы дизеля. При этом топливной аппаратуре задается такая характеристика изменения параметров топливоподачи, чтобы при каждом значении частоты вращения КВ, и что принципиально, и на участке от $n_{\text{мин}}$ к $n_{\text{Мкр}}$, мощность дизеля отвечала рациональной, а такой экологический показатель, как дымность (N) - требованиям ДСТУ 4276: 2004 [40]. В качестве рациональной принята такая мощность дизеля, при выходе на которую в одинаковых условиях измерения удельный эффективный расход топлива и температура отработавших газов уменьшаются, а среднее эффективное давление, которое при рациональном рабочем процессе контролируется максимальным давлением сгорания, увеличивается. Минимальная частота вращения КВ впервые для дизеля с ТА непосредственного действия ограничена минимальной частотой холостого хода.

Таким образом, ТА была подготовлена к дальнейшим испытаниям на моторном стенде в составе дизеля 4ДТНА1, а затем и для определительных испытаний автобуса РУТА 25d с этим дизелем.

Отработка пневмогидравлического корректора УОВТ позволила повторить параметрические испытания первого опытного образца дизеля 4ДТНА1 в условиях моторного стенда КП "ХКБД". Новые возможности ТПА, а именно регулирование УОВТ по n и p_s во всем диапазоне эксплуатационных частот вращения коленчатого вала дизеля, дали возможность сформировать и подтвердить экспериментально новую уточненную внешнюю скоростную характеристику автомобильного дизеля 4ДТНА1 (рис. 5.1).

Первой проблемой стендовых исследований работы дизеля на минимальных скоростных режимах ($n < 1600 \text{ мин}^{-1}$) стала проблема загрузки дизеля штатной системой нагружения.

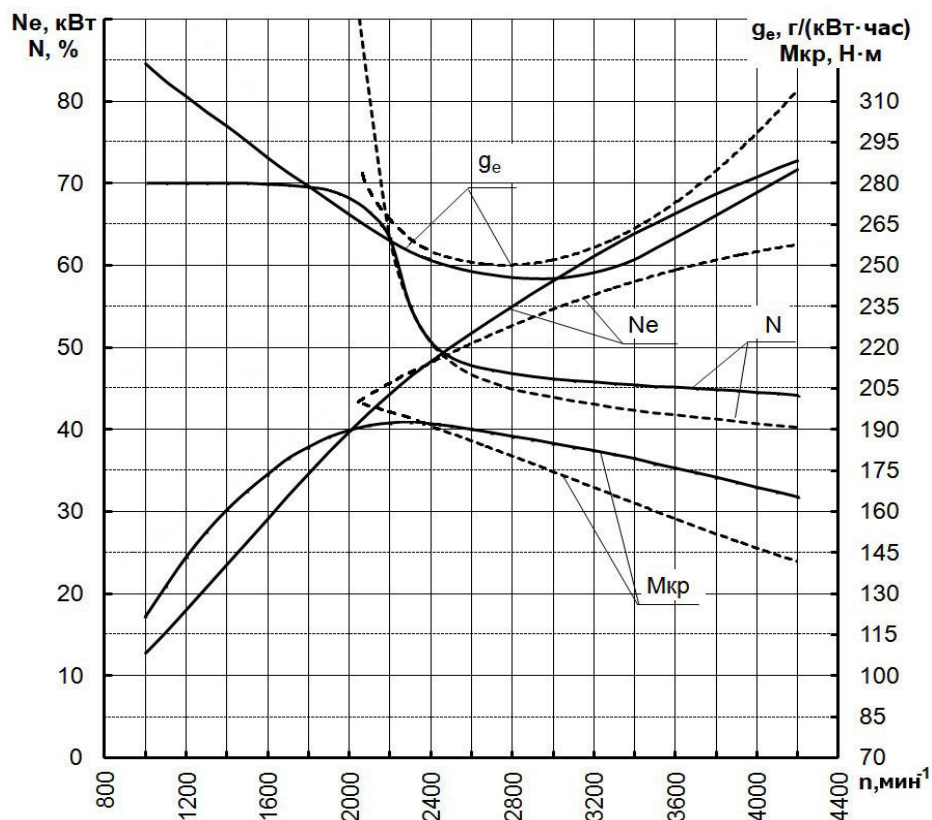


Рисунок 5.1 – Новая уточненная внешняя скоростная характеристика автомобильного дизеля 4ДТНА1

Суть этой проблемы в том, что используемое на стенде Ст.656.00Сб (ГП "ХКБД") штатное нагружающее устройство, включающее в себя балансирующую машину САК №670 постоянного тока, не позволило на минимальных скоростных режимах (800-1400 мин⁻¹) выйти ни на абсолютную ВСХ, реализуемую системой НРМ дизеля 4ДТНА1, ни на реализованный при дорожных испытаниях режим полной загрузки дизеля при $n=1000$ мин⁻¹ (рис. 5.2) из-за низкой мощности генератора в этом диапазоне частот вращения. Этот факт еще раз подтвердил актуальность формирования ВСХ малолитражного автомобильного дизеля на исследуемом участке и косвенно указал на еще одну из причин недостатка на сегодняшний день отечественного, а может и мирового опыта для выработки искомым критериев решения этой проблемы.

Описываемый этап исследования был продолжен после модернизации системы регулирования стендового оборудования для реализации его максимально возможной загрузки при минимальной частоте вращения КВ, что дало возможность работать по ВСХ до минимальной частоты вращения $n=1000$ мин⁻¹.

Для анализа результатов исследовательских работ приведены сравнительные графики параметров дизеля 4ДТНА1 при его работе на смоделированной ВСХ и на ВСХ при официальных предварительных испытаниях этого дизеля со штатной ТПА.

В процессе сравнения установлено, что на скоростных режимах 3000, 3600 и 4200 мин⁻¹ полученный прирост мощности и крутящего момента соответственно составил: 5,6%; 12,4% и 15,8 % при снижении удельного эффективного расхода топлива на 2,7%; 4,8% и 9,3%.

Таким образом, были уточнены параметры адаптивного задания топливopодачи автомобильного дизеля 4ДТНА1 и по результатам его испытаний скорректирован проект технических условий (4ДТНА1.ТУ); внесены поверочные точки в программу и методику обкаточных, регулировочных и сдаточных испытаний (4ДТНА1.ПМ1).

5.2 Определительные испытания малолитражного автомобильного дизеля в составе транспортного средства

Целью данного этапа исследования являлся поиск критериев формирования ВСХ автомобильного дизеля на участке от минимальной частоты вращения КВ дизеля до частоты вращения режима максимального крутящего момента путем дискретного целенаправленного изменения указанного участка характеристики дизеля 4ДТНА1 (4ЧНА-1 8,8/8,2) при его определительных испытаниях в составе автобуса РУТА 25d и последующая корректировка адаптивного задания полной ВСХ [109, 110].

В этой связи наибольший интерес для исследования представляет работа автомобильного дизеля в составе ТС на минимальном скоростном режиме [111, 112].

Отсутствие нормативных документов, определяющих формирование ВСХ автомобильного дизеля на участке от минимальной частоты вращения КВ до частоты вращения режима максимального крутящего момента делает весьма проблематичным создание не только математических, но и физических моделей адаптации такого дизеля к ТС. Это обусловило проведение на первом этапе исследований прямых определительных испытаний дизеля 4ДТНА1 в составе автобуса РУТА 25d. Такие испытания, как минимум для отечественного автомобильного дизеля, стали возможными исключительно благодаря созданию дизеля 4ДТНА1 с новой топливной системой *НРМ*

[92] и оригинального измерительного комплекса [54], позволяющего в процессе движения ТС фиксировать индикаторные показатели, расходы топлива и воздуха.

Новая топливная система *НРМ* при ее последовательных перерегулировках за счет изменения толщины шайб, подкладываемых между головкой штока пневмокорректора 2 (рис. 3.8) и опорной поверхностью рычага упора 1 регулятора, позволила получить набор ВСХ, интересующий участок которых обеспечил воспроизведение вариантов эксплуатации автобуса от заглохания дизеля при трогании без нажатия педали управления подачей топлива на 1-ой передаче до уверенного движения по цементобетонной дороге аэродрома на 5-ой (ускоренной) передаче с устойчивой работой дизеля при низкой частоте вращения КВ $n=1000$ мин⁻¹. Окно сбора данных программы PowerGraph, с зафиксированным в нем участком испытаний, на котором загруженный автобус перемещался на 5-ой передаче со скоростью 36,7 км/ч при частоте вращения КВ $n=1000$ мин⁻¹, приведено на рис. 5.2.

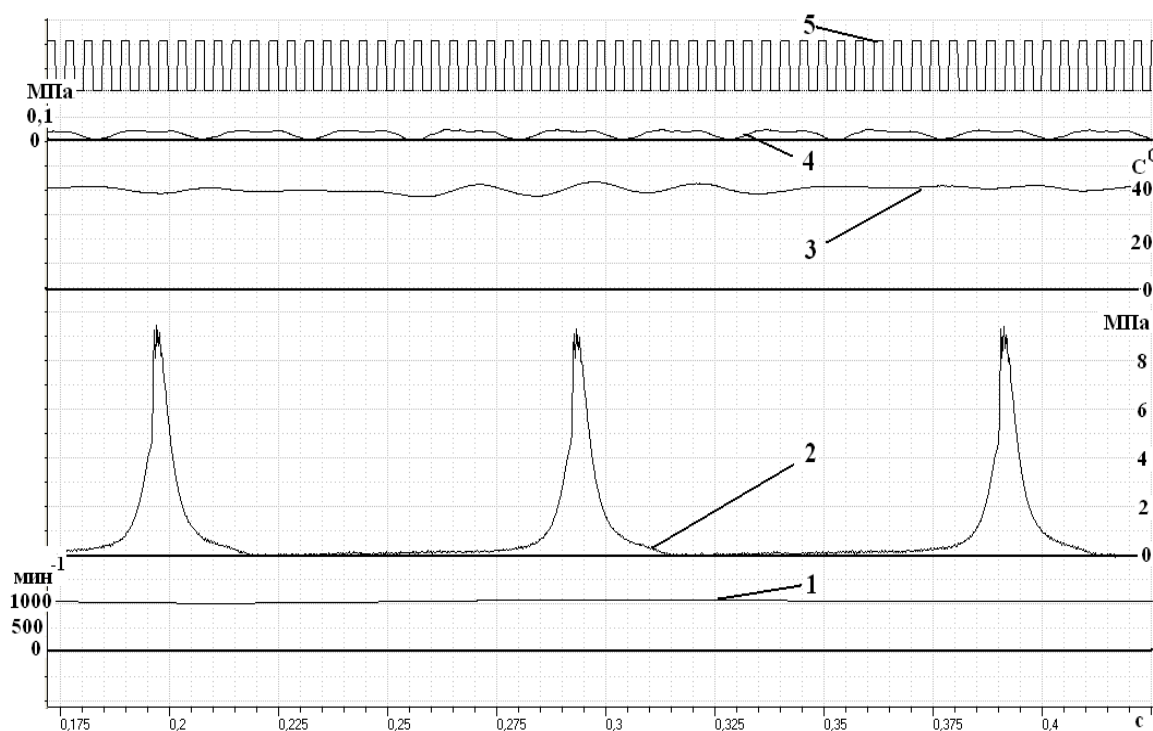


Рисунок 5.2 – Движение на пятой передаче при частоте вращения КВ $n=1000$ мин⁻¹:

- 1 – частота вращения КВ; 2 – давление в цилиндре; 3 – температура во впускном коллекторе; 4 – давление во впускном коллекторе;
5 – показания тахометра

Как видно из представленных данных, в частности кривых 1 и 2, показывающих изменение частоты вращения КВ дизеля и давления в цилиндре, дизель на минимальном скоростном режиме работает устойчиво, что дает полное основание на рассмотрение соответствия данного режима статическому [47] и введения его в теорию поршневых и комбинированных двигателей как важного равноправного режима формирования ВСХ.

Огромный опыт, накопленный в экспериментальных исследованиях рабочих процессов дизелей, позволяет начать анализ их работы на исследуемом режиме с оценки вида индикаторной диаграммы. Представленный режим работы дизеля 4ДТНА1 (рис. 5.2) характеризуется экспериментальной индикаторной диаграммой, соответствующей рациональному рабочему процессу и наименьшему расходу топлива при имеющем место составе смеси в цилиндрах, что, несомненно, является следствием применения автоматически адаптивной системы управления *НРМ*. Вместе с тем, другим не менее конкретным фактом проведенного эксперимента является и полученный отрицательный результат, а именно наличие на выхлопе дизеля продуктов неполного сгорания в форме сажи, то есть повышенная дымность ОГ. Выявленный недостаток свидетельствует о том, что сформированная системой *НРМ* при заданной регулировке корректора подачи топлива абсолютная ВСХ позволяет максимально реализовать динамические качества двигателя 4ДТНА1, ограничивая при этом максимально возможную подачу топлива на малых частотах вращения КВ не до предела дымления. Чтобы исправить выявленный недостаток необходимо либо ещё больше ограничить максимально возможную подачу топлива на режиме малых частот вращения, сознательно ухудшив динамические качества дизеля, либо по вышеописанной рекомендации [50] повысить плотность воздушного заряда цилиндров, установив в моторный отсек автобуса дополнительный компрессор с регулируемым электроприводом. Для принятия одного из этих решений на следующем этапе исследований были определены показатели разгона дизеля 4ДТНА1 в составе микроавтобуса.

Разгоны КВ дизеля выполнялись при той же нагрузке автобуса (среднестатистическая дозагрузка до массы 3400-3500 кг) и на той же дороге с цементобетонным покрытием. При этом за базовую была принята методика ведущего института

ОАО «Укравтобуспром», г. Львов [53], выделившая диапазоны скоростей автобуса, для которых определены его типовые ускорения при движении по городским и пригородным маршрутам.

Результаты разгонов приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1 – Характеристики разгона автобуса РУТА 25d с дизелем 4ДТНА1

№п/п	Наименование показателя и параметра	Числовое значение		
		0-20	20-40	40-60
1	Диапазон скорости, км/ч	0-20	20-40	40-60
2	Типовое ускорение автобуса, м/с ²	0,7	0,5	0,25
3	Максимальное ускорение исследуемого автобуса, м/с ²	1,3	1,15	1,1
4	Номер включенной передачи исследуемого автобуса	1	2	3
5	Интервал скоростных режимов исследуемого дизеля, мин ⁻¹	750-2500	1450-2900	1750-2630

Согласно данным этой таблицы потенциальные динамические качества отечественного дизеля 4ДТНА1 на участке ВСХ от минимальной частоты вращения КВ (750-800 мин⁻¹) до частоты вращения режима максимального крутящего момента (2100-2500 мин⁻¹) в 1,8...2,2 раза превышают типовые требования к силовым установкам автобусов. Традиционный для исследований участок ВСХ от режима максимального крутящего момента до номинального характеризуется более чем 4-х кратным превышением типовых требований и убедительной для автобуса максимальной скоростью движения на пятой передаче, а именно 120 км/ч. Такие результаты позволили сузить границы исследований до анализа осциллограмм разгонов автобуса на первой передаче в диапазоне скоростей от 0 до 20 км/ч (рис. 5.3).

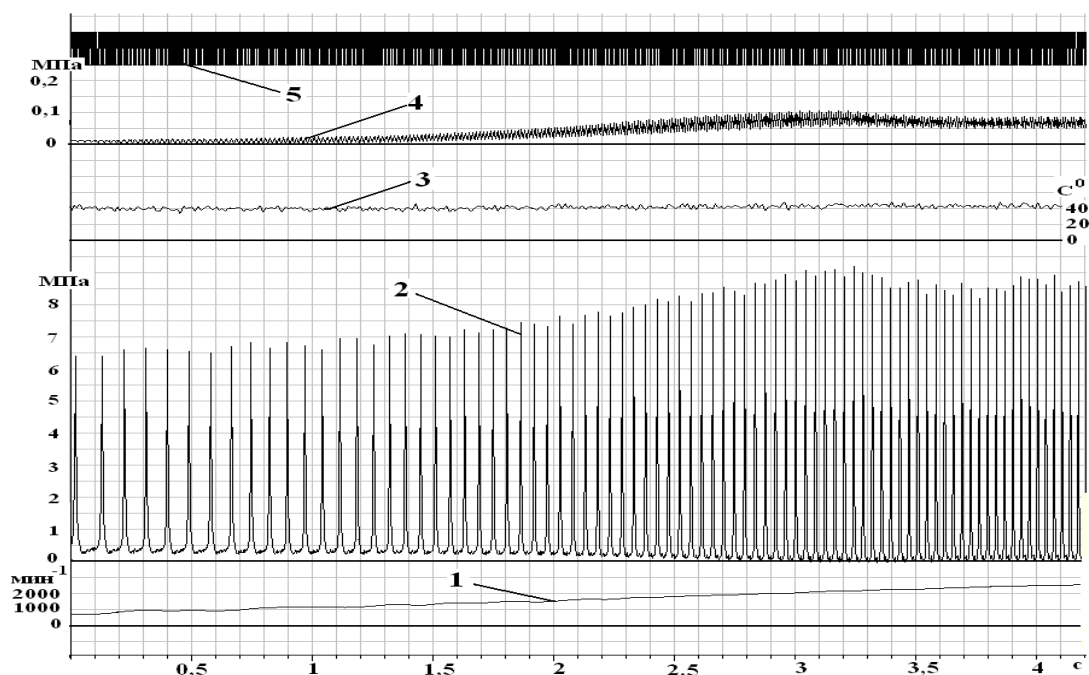


Рисунок 5.3 – Разгон автобуса РУТА 25d от 0 до 20 км/час:
 1 – частота вращения КВ; 2 – давление в цилиндре; 3 – температура во впускном коллекторе; 4 – давление во впускном коллекторе;
 5 – показания тахометра

Соотношение эффективного крутящего момента дизеля и момента сопротивления движению автобуса в процессе его разгона описывается хорошо известным уравнением [113]:

$$M_e = \frac{\pi}{30} \cdot \left(I_d + \frac{1}{\eta_m} \cdot I_{np} \right) \cdot \frac{dn}{dt} + M_{сопр}, \quad (5.1)$$

где M_e – эффективный крутящий момент дизеля, Н·м;

I_d – приведенный к оси КВ момент инерции дизеля, кг·м²;

η_m – коэффициент полезного действия трансмиссии;

I_{np} – приведенный к оси КВ дизеля момент инерции движущихся масс автобуса, кг·м²;

$\frac{dn}{dt}$ – угловое ускорение КВ дизеля, с⁻²;

$M_{сопр}$ – момент сопротивления движению автобуса, приведенный к оси КВ дизеля, Н·м.

При этом близкий к прямой линии (рис. 5.3) характер изменения частоты вращения КВ на исследуемом участке разгона автобуса на первой передаче поз-

волил упростить решаемую задачу до равнопеременного вращения КВ $\varepsilon = const$, а уравнение (5.1) до вида:

$$M_e = J \cdot \varepsilon + M_{сопр.}, \quad (5.2)$$

где J – суммарный момент инерции дизеля с присоединенными к нему элементами трансмиссии и ходовой части автобуса, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ε – ускорение КВ, с^{-2} .

Для определения постоянной величины J зафиксирована та регулировка системы *НРМ*, при которой происходит стабильное задавливание дизеля нагрузкой при плавном снижении частоты вращения КВ до $n=1200 \text{ мин}^{-1}$ в процессе движения автобуса на первой передаче. Наличие результатов этого эксперимента позволило перейти на следующий этап, уже стендовых, испытаний дизеля 4ДТНА1 для решения искомой задачи корректировки адаптивного задания ВСХ на исследуемом участке.

Для воспроизведения участков различных ВСХ, которые задавались ТПА в процессе проведенных определительных испытаний, был инициирован возврат к этапу исследований дизеля в условиях моторного стенда. Для его выполнения опытный образец дизеля 4ДТНА1 был демонтирован из моторного отделения автобуса и установлен на моторный стенд, где перед дорожными испытаниями была произведена его регулировка и снята ВСХ (рис 5.1) [59].

Окна сбора данных PowerGraph при работе дизеля на устойчивых режимах абсолютной и сформированных системой *НРМ* ВСХ при $n=1200 \text{ мин}^{-1}$ представлены на рис. 5.4. Сравнение кривых 2, показывающих изменение давления в цилиндре на рис. 5.2 и кривых на рис. 5.4 показывает близкую к предельной загрузку дизеля при $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ в процессе движения автобуса на 5-ой (ускоренной) передаче. Фактическая загрузка дизеля ($p_z=9,5 \text{ Мпа}$) соответствует $M_e=130 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $T_{ог}=430^\circ\text{C}$, что при $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ находится за пределом дымления, чем и объясняется отмеченный дымный выхлоп. Вместе с тем сами численные значения величин p_z и $T_{ог}$ далеки от максимально допустимых для дизеля 4ДТНА1, что открывает широкую перспективу его дальнейшего форсирования на этом участке ВСХ.

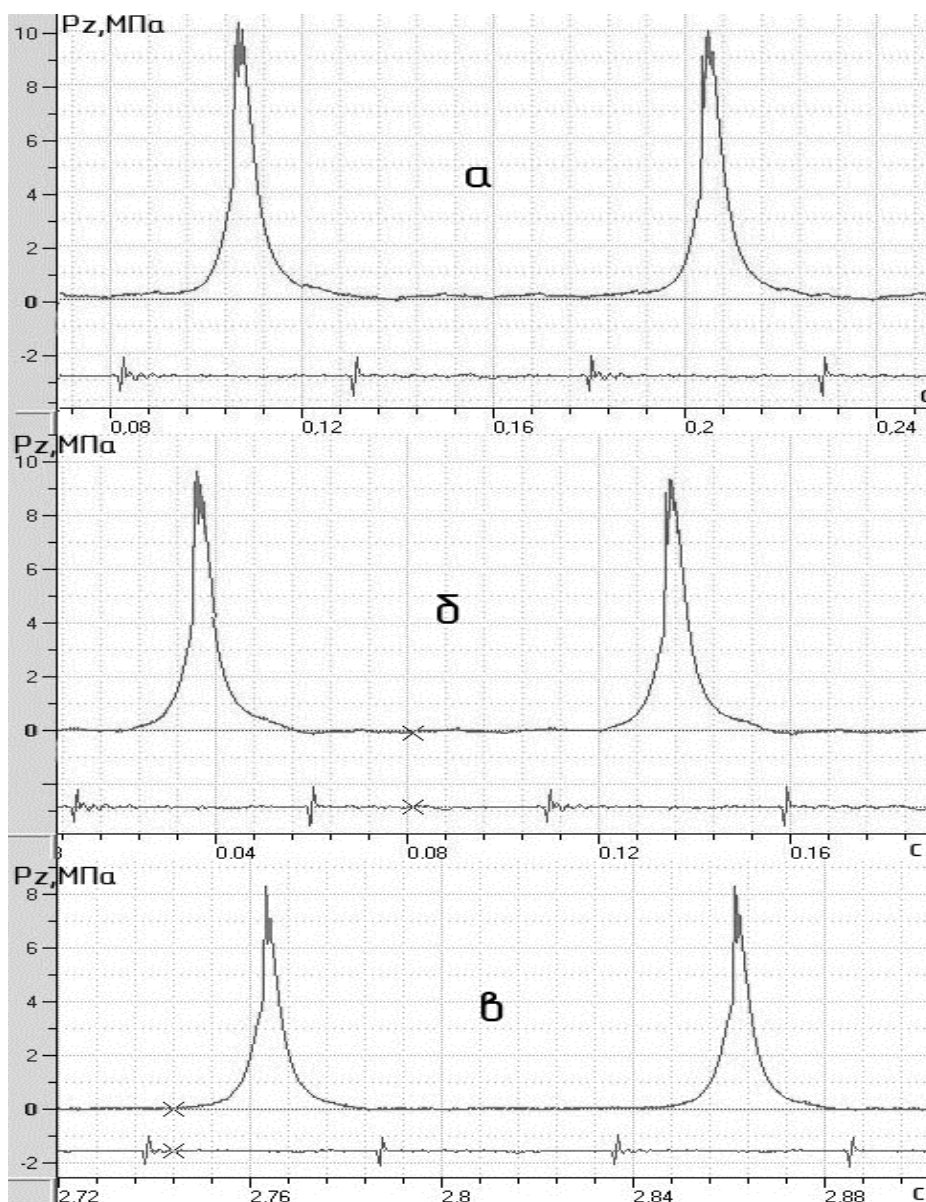


Рисунок 5.4 – Окна сбора данных стендовых испытаний
при частоте вращения КВ $n=1200 \text{ мин}^{-1}$:

а- абсолютная ВСХ; б- бездымная ВСХ; в- нагрузка эквивалентная моменту сопротивления движению автобуса

Определение численного значения $M_{\text{сопр}}$ (5.2) через эффективный крутящий момент при частоте вращения $n=1200 \text{ мин}^{-1}$ и зафиксированной при задавливании дизеля нагрузкой в процессе дорожных испытаний регулировке HPM дало численные значения суммарного момента инерции $J=5,6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и количественную возможность ограничения максимальной подачи топлива на обозначенном участке ВСХ до величины, обеспечивающей типовое ускорение автобуса $\geq 0,7 \text{ м/с}^2$ (табл. 5.1). Поскольку общепри-

нятые в отечественном дизелестроении, в том числе и в ГП "ХКБД", критерии формирования ВСХ, а именно p_z , максимальная T_{OG} и g_e - позволили достигнуть хорошей динамики дизеля на исследуемом участке разгона автобуса, не обеспечив компромисс с уровнем дымности ОГ, можно констатировать их приемлемость для формирования только абсолютной ВСХ, что вполне приемлемо для дизелей НТМ, а именно внедорожников. Корректировка же адаптивного задания ВСХ автомобильного дизеля на исследуемом участке потребовала определения предела дымления для каждого из скоростных режимов работы.

Итогом изучения работы дизеля 4ДТНА1 на режимах ВСХ при различных вариациях формы ее протекания на участке от минимальной частоты вращения КВ до частоты вращения режима максимального крутящего момента, стало три варианта характеристики для следующих транспортных средств:

- 1) внедорожник (джип); 2) микроавтобус; 3) малотоннажный грузовик.

Именно эти ТС являются потенциальной сферой применения дизеля 4ДТНА1. На рис. 5.5 изображены четыре ВСХ эффективного крутящего момента.

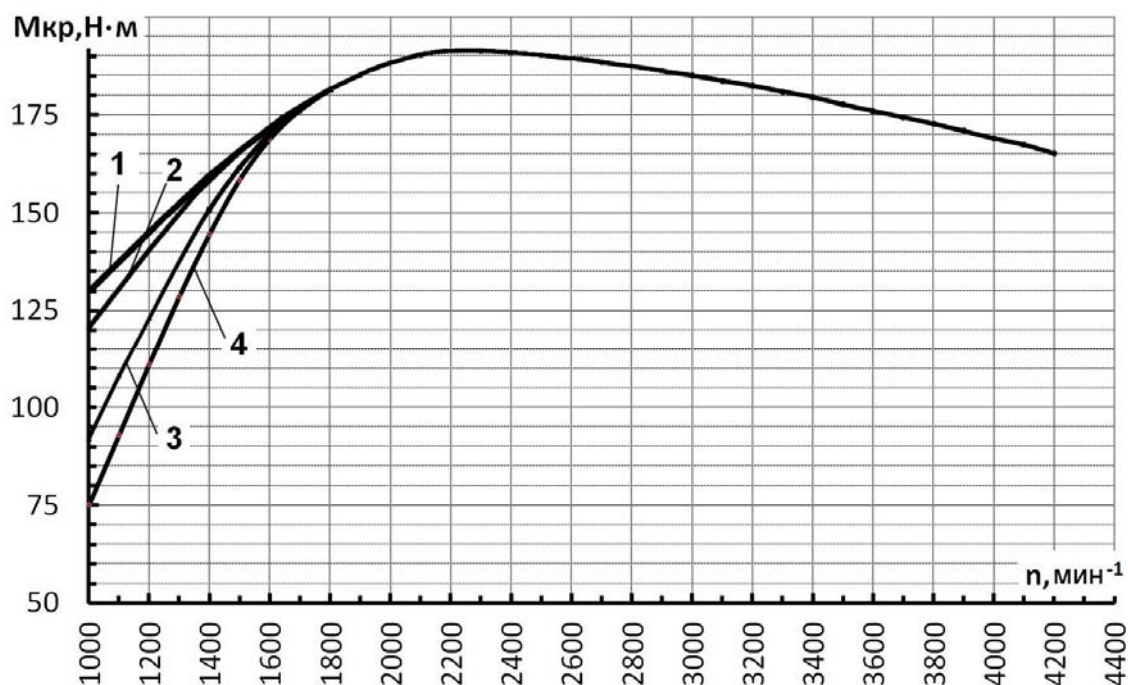


Рисунок 5.5 – ВСХ эффективного крутящего момента дизеля 4ДТНА1, соответствующие следующим регулировкам системы НРМ:

- 1 - абсолютная; 2 - по началу дымления; 3 – эксплуатационная, адаптированная к ТС; 4 - не приспособленная к ТС

Кривой 2 на этом рисунке показаны границы предельной (допустимой) дымности, которая определена экспериментально при проведении исследований, описанных в подразделе 5.1, с использованием дымомера ИДП-2. Предельно допустимая норма дымности на исследуемом участке определена как допустимая дымность режимов свободного ускорения (разгона) КВ дизеля по ДСТУ 4276:2004, а именно 71%, поскольку ни одним другим нормативным документом дымность ОГ при работе дизеля на исследуемых режимах ВСХ сегодня не регламентируется. Из приведенных на рис. 5.5 характеристик только кривая 3 является расчетной. Для расчета по формуле (5.2) использованы типовые ускорения автобуса (табл. 5.1). Практической реализации кривой 2 при участии автора этой работы посвящена статья [92].

Анализ всей гаммы приведенных на рис. 5.5 характеристик показывает, что участок ВСХ от минимальной частоты вращения КВ до частоты вращения режима максимального крутящего момента является определяющим при выборе тяговых характеристик дизеля. Желание получить тягу на "низах" при приемлемых экологических показателях вынуждает рядовых автомобилестроителей наращивать литраж, а значит и массогабаритные показатели, дизелей, не принимая концепцию минимизации силового агрегата лишь по причине полного отсутствия выбора гаммы малолитражных дизелей одного типоразмерного и мощностного ряда с различными ВСХ в исследуемом диапазоне скоростных режимов. Поскольку осознать сегодня желаемое для транспортного, а значит и для автомобильного, дизеля повышение (или даже сохранение) крутящего момента при снижении частоты вращения КВ до минимальной (двигатель постоянной мощности) [11, 17] несоизмеримо проще, чем его реализовать [51], авторами данной статьи делается второй шаг [50] для уже конкретного начала работ в этом направлении путем внесения в программу и методику приемо-сдаточных испытаний (4ДТНА1.ПМ1) режима минимальной частоты нагружения дизеля ($n_{\min}=1000 \text{ мин}^{-1}$) и введения коэффициентов разгона и адаптации:

$$K_p = M \cdot n_{\text{мин}} / M_{Ne}, \quad K_A = K_M \cdot K_p - \text{соответственно,}$$

где K_M – коэффициент приспособляемости.

В результате проведенного исследования для дизеля микроавтобусов требуемый коэффициент K_p должен находиться в интервале 0,6-0,85, а K_A – 0,7-1,25 при среднем значении 1,0.

Эти коэффициенты и предлагается использовать в качестве критериев формирования искомой ВСХ автомобильного дизеля при безусловном выполнении экологических требований.

5.3 Перспектива рыночного использования созданного продукта

Топливная система непосредственного действия с гидropневмомеханическим регулятором (система *HPM*) разработана для использования на первом отечественном высокооборотном автомобильном малолитражном дизеле 4ДТНА1 параметрического ряда «Слобожанский дизель». Несмотря на классику ее составных частей, по совокупности функций, которые возлагаются на разделенную топливную систему непосредственного действия, система *HPM* не имеет ни одного мирового аналога. Ее неоспоримым преимуществом является тот факт, что она позволяет формировать рациональные внешнюю скоростную характеристику работы дизеля и частичные характеристики его работы, что в свою очередь является гарантией снижения путевого расхода топлива в составе транспортного средства. Благодаря такому новому качеству отечественный дизель 4ДТНА1 будет иметь значительно меньшую стоимость эксплуатации, чем двигатели с искровым воспламенением топлива. Это делает экономически выгодным не только изготовление новых авто, а и переоборудование уже существующего парка автомобилей при их ремонтах с одновременной модернизацией.

Справка по анализу внутреннего рынка Украины за 2008-2014 года, составленная ОАО «Укравтобуспром» приведена в приложении Д. Существующие на отечественном рынке автомобили, которые могут быть оснащены дизелем 4ДТНА1, показаны на рис. 5.6, 5.7, 5.8.



Рисунок 5.6 – Существующие автомобили, которые могут быть оснащены дизелем 4ДТНА1



Рисунок 5.7 – Отечественная модель малолитражного грузовика категории N1 разработки ОАО «Укравтобуспром»



Рисунок 5.8 – Отечественный микроавтобус РУТА 25d с дизелем 4ДТНА1

Сравнение расхода топлива на примере автобуса РУТА, оснащенного различными двигателями, работавшими на различных топливах, приведены в источнике [114]. Используя эти данные и усреднив до 17,3 грн./л стоимость на расчетный момент дизельного топлива и до 20,0 грн./л стоимость бензина, определим экономический эффект первоочередной замены изношенных бензиновых двигателей существующего парка автомобилей категории М1, N1 российского производства (рис. 5.6). Данные расчета приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2 – Сравнительная характеристика затрат на заправку топливом при эксплуатации автомобиля ГАЗель с разным типом двигателей

Показатель	Бензиновый двигатель УМЗ-4216	Дизель 4ДТНА1
Максимальная мощность, кВт	77,9	73,5
Путевой расход топлива в городском цикле, л/100 км	18,5	12,1
Стоимость топлива, грн./л	20,0	17,3
Количество эксплуатируемых автомобилей класса ГАЗель, шт	2000	2000
Среднегодовой пробег одного автомобиля, км	25000	25000
Стоимость годового потребления топлива, тыс. грн.	185305	104665

Из данных таблицы следует, что даже при минимальном для данных категорий транспортных средств среднегодовом пробеге одного автомобиля 25 тыс. км ежегодный экономический эффект перевозчика, принявшего решение о переоборудовании 2000 автомобилей, составит до 80640 тыс. грн.

Выводы по разделу

1. Реализация концепции уменьшения размерности дизелей транспортных средств для улучшения их технико-экономических и экологических показателей путем более широкого внедрения малолитражных дизелей требует перехода от общепринятых принципов коррекции ВСХ на отдельном участке дымления к ее целенаправленному формированию в малоизученном диапазоне от минимальной частоты вращения КВ до режима максимального крутящего момента с внесением соответствующего требования в ТЗ на разработку или модернизацию автомобильных ДВС.

2. Критерием формирования ВСХ автомобильного дизеля на участке от минимальной частоты вращения КВ до частоты вращения режима максимального крутящего момента при безусловном выполнении экологических требований должен стать коэффициент разгона $K_P = M \cdot n_{\text{мин}} / M_{Ne}$, а критерием формирования полной ВСХ – коэффициент адаптации $K_A = K_M \cdot K_P$. Для дизелей микроавтобусов предложенные коэффициенты должны находиться в интервалах: $K_P - 0,6-0,85$; $K_A - 0,7-1,25$.

3. Опытный образец отечественного автомобильного дизеля 4ДТНА1 при выполнении современных экологических требований имеет коэффициент разгона $K_P=0,61$ и коэффициент адаптации $K_A=0,7$. Это минимальные значения интервала возможной адаптации дизеля к силовой установке микроавтобуса полной массой до 4000 кг. Вместе с тем такие показатели ВСХ обеспечивают беспроблемное применение дизеля 4ДТНА1 на малотоннажных грузовых автомобилях полной массой до 3500 кг. Для использования дизеля 4ДТНА1 на внедорожнике требуется продолжить совершенствование его конструкции за счет применения мероприятий по повышению плотности воздушного заряда цилиндров на режимах минимальной частоты нагружения дизеля для выхода на абсолютную ВСХ при приемлемых экологических показателях.

4. Определенные во время испытаний показатели разгона и топливной экономичности свидетельствуют, что для всех режимов движения, характер-

ных для автобуса, работающего в городских условиях, работа дизеля 4ДТНА1 обеспечивает двойное и более превышение ускорения и снижение расхода топлива по сравнению с аналогами, применяемыми для грузопассажирских транспортных средств.

5. При выходе уже в 2017 году на уровень проектной мощности изготовления 2000 штук в год отечественных дизелей 4ДТНА1 перевозчик будет иметь ежегодный экономический эффект до 80640 тыс. гривен в год.

ВЫВОДЫ

Диссертационная работа посвящена решению научно-практической задачи улучшения показателей высокооборотного малолитражного автомобильного дизеля при его работе на участке ВСХ от скоростного режима максимального крутящего момента до номинального и обеспечения его работы на участке ВСХ от минимальной частоты вращения КВ, равной частоте x/x , до частоты моментного режима путем максимального расширения возможностей разделенной топливной аппаратуры непосредственного действия. После выполнения задач исследования получены следующие научные и практические результаты:

1. Смоделирована внешняя скоростная характеристика высокооборотного малолитражного автомобильного дизеля, принципиальное отличие формирования которой состоит в том, что ВСХ разделена на два скоростных участка – участок от n_{\min} до $n_{Mкр}$ и участок от $n_{Mкр}$ до $n_{ном}$, на каждом из которых использованы свои критерии формирования при одновременном обосновании общего критерия ВСХ в целом.

2. При предложенном комплексном подходе к моделированию ВСХ критерием формирования характеристики на ее первом участке должен быть коэффициент разгона $K_P = M \cdot n_{\min} / M_{Ne}$; показатели работы дизеля на втором участке должны характеризоваться рациональными значениями общепринятых критериев (p_z , g_e , $T_{ог}$); критерием оценки ВСХ в целом – коэффициент адаптации $K_A = K_M \cdot K_P$. ВМД может считаться адаптированным к грузопассажирским автомобилям, минивенам и микроавтобусам при $K_P = 0,6-0,85$; $K_A = 0,7-1,25$.

3. Предложена и практически реализована схема топливной аппаратуры, в которой упор продольного движения рейки, определяющий ВСХ, и поршень механизма изменения УОВТ, определяющий вращательное движение рейки, меняют свое положение, как при каждом значении частоты вращения КВ, так и при разных нагрузках дизеля, путем взаимодействия с пневматическим и

гидравлическим корректорами цикловой подачи топлива и полностью оригинальным гидропневматическим корректором УОВТ.

4. Разработаны математические модели как отдельных исполнительных элементов механизма изменения УОВТ и цикловой подачи, так и гидродинамического расчета в полости регулятора с учетом колебаний давления топлива в его сервоприводе, что позволило определить источники пульсаций давления и существенно ограничить амплитуды колебаний путем внедрения конструктивных решений.

5. Предложена и обоснована доработка конструкций гидравлического корректора подачи топлива и гидропневматического механизма изменения УОВТ путем доработки схемы подключения корректора и установки дополнительной пружины между мембраной и толкателем указанного механизма.

6. Разработан и практически реализован новый порядок выбора параметров упругих элементов схемы регулирования (пружин и мембран), обеспечивающих заданную форму ВСХ дизеля и необходимую зависимость УОВТ от частоты вращения КВ и давления наддува.

7. Определена невозможность длительной установившейся работы и измерения параметров дизеля 4ДТНА1 со штатной ТА в диапазоне частот вращения КВ 1500-2300 мин⁻¹ в виду повышенной дымности отработавших газов, а в диапазоне 800-1400 мин⁻¹ – по причине недостаточной мощности нагружающего устройства, показавших недостаточность опыта в формировании и контроле ВСХ малолитражного автомобильного дизеля в условиях низких частот вращения КВ. Внедрение системы *НРМ* с реализованными конструктивными решениями дает возможность эффективного использования дизеля в указанном скоростном диапазоне.

8. Стендовыми испытаниями опытного дизеля 4ДТНА1 с топливной системой *НРМ* определено, что на скоростных режимах 3000, 3600 та 4200

мин⁻¹ полученный прирост мощности и крутящего момента соответственно составляет: 5,6%; 12,4% и 15,8 % при снижении удельного эффективного расхода топлива на 2,7%; 4,8% и 9,3%.

9. Результаты определительных испытаний дизеля в составе автобуса РУТА 25d показали лучший путевой расход топлива, чем в варианте со штатным современным зарубежным дизелем Cummins ISF 2,8s с электронным управлением ТА, на 3,5%.

10. Результаты исследований внедрены в производство ГП "ХКБД" (г. Харьков) и ГП "Завод им. В.А. Малышева" и в учебный процесс кафедры ДВС ХНАДУ.

11. Применение результатов работы позволило значительно повысить конкурентоспособность дизеля 4ДТНА1 на отечественном рынке, а после организации промышленного производства этих дизелей будет получен экономический эффект до 80640 тыс. грн. в год.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Эфрос В.В. Актуальные проблемы совершенствования быстроходных поршневых двигателей / В.В. Эфрос // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX Междунар. науч.-практ. конф., 27-29 мая 2003 г. – Владимир: Влад. гос. ун-т, 2003. – С. 19 – 25.
2. Направления развития дизельных двигателей для легковых автомобилей / Доклад фирмы AVL LIST GmbH, докладчик Raine Cichocki // Конференция фирмы AVL LIST GmbH, 29 мая 2001г. – Ярославль, ОАО "ЯЗТА", 2001. – 12 с.
3. Драгомиров С.Г. Основные тенденции развития двигателей легковых автомобилей за последнее десятилетие (1996-2005г.г.) / С.Г. Драгомиров, М.С. Драгомиров // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы X Междунар. науч.-практ. конф., 27-29 июня 2005 г. – Владимир: Влад. гос. ун-т, 2005. – С. 80 – 81.
4. Анализ технического уровня и тенденции развития двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Р.И. Давтяна. – М.: Информцентр НИИД, 1998. – Вып. 26. – 92 с.
5. Анализ технического уровня и тенденций развития двигателей внутреннего сгорания / Научно-информационный отчет под ред. Р.И. Давтяна. Вып. №29 – 31. – М.: Инф - центр НИИД, 1999. – 345 с.
6. Драгомиров С.Г. Основные тенденции развития двигателей легковых автомобилей за период 1996-2003 годов / С.Г. Драгомиров, М.С. Драгомиров // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX Междунар. науч.-практ. конф., 27-29 мая 2003 г. – Владимир: Влад. гос. ун-т, 2003. – С. 48 – 52.
7. Драгомиров С.Г. Некоторые тенденции развития двигателей легковых автомобилей за период 1996-2008 г.г. / С.Г. Драгомиров, М.С.

Драгомиров // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX Междунар. науч.-практ. конф., 27-29 мая 2008 г. – Владимир: Влад. гос. ун-т, 2008. – С. 84 – 88.

8. Мозер Франц К. Дизель в 2015г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей / Франц К. Мозер // АВЛ Лист ГмбХ. – М.: 000 "АВЛ", 2009. – 9 с.

9. Корнилов Г.С. Перспективы отечественного дизелестроения с позиций отраслевой науки / Г.С. Корнилов, А.Н. Терехин // Автомобильная промышленность. – 2003. – №11. – С. 18 – 19.

10. Системы управления дизельными двигателями / Перевод с немецкого. Первое русское издание – М.: ЗАО "КЖИ "За рулем"", 2004. – 480 с.

11. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драган и др. Под ред. В.С. Папонова, А.М. Минеева. – М.: НИЦ "Инженер", 2000. – 332 с.

12. Каніло П.М. Автомобіль та навколишнє середовище / П.М. Каніло, І.С. Бей, О.Ш. Ровенський. – Х.: Прапор, 2000. – 304 с.

13. Быков В.И. Технический уровень перспективных дизелей семейства СМД /В.И. Быков // Двигуни внутрішнього згорання: Вісник ХДПУ. – Харків: ХДПУ, 1999. – Вип. 60. – С. 9 – 17.

14. Лящев В.Т. Достижения и перспективы развития автотракторных дизелей СМД / В.Т. Лящев, А.П. Строков // Двигуни внутрішнього згорання: Вісник ХДПУ. – Харків: ХДПУ, 1999. – Вип. 60. – С. 5 – 8.

15. Глаголев Н.М. Современное состояние и перспективы развития двигателестроения / Н.М. Глаголев // Труды ХПИ. – Харьков: ХГУ, 1959. Т. XXVIII. – Вып. 1. – С. 3 – 18.

16. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и

др., под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова // 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.

17. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Том 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; за ред. А.П. Марченко та А.Ф. Шеховцова. – Х.: «Прапор», 2004. – 384 с.

18. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Том 2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; за ред. А.П. Марченка та А.Ф. Шеховцова. – Х.: "Прапор", 2004. – 286 с.

19. Мазин В.М, Грицюк А.В., Парсаданов И.В, Мотора А.А. Новое направление в дизелестроении Украины. // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 2011. - №1. – С. 48-53.

20. История двигателестроения на ХПЗ- заводе имени Малышева 1911-2001 г.г. / Историко-технические очерки о двигателях и их создателях. Под ред. М.М. Буденного. – Х.:Митець; ГП "Завод им. Малышева", 2001. – 480 с.

21. Быстроходное дизелестроение на государственном предприятии "Завод имени Малышева" / Н.К. Рязанцев, Ю.С. Бородин, А.В. Грицюк и др. // Вестник Национального технического университета "ХПИ". – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2001. – №26. – С. 11 – 16

22. Рязанцев Н.К. Конверсионные и малолитражные двигатели для народного хозяйства / Н.К. Рязанцев, И.А. Краюшкин, А.В. Грицюк // Двигателестроение. – Санкт-Петербург. – 2001. – №3. – С. 3 – 4.

23. Современные дизельные двигатели разработки КП "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" / С.А. Алехин, А.В. Грицюк, И.А. Краюшкин, Е.Н. Овчаров // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2006. – №1. – С. 4 – 8.

24. Тодоров П.П. Вітчизняні малолітражні дизельні двигуни / П.П. Тодоров, О.В. Грицюк, І.Т. Сляднєв / Вісті Академії інженерних наук України. – Київ: НТУУ "КПІ". – 2008. – №1 (35). – С. 13–16.

25. Харьковские дизели СМД для автобусов / А.П. Строков, И.В. Парсаданов, К.Е. Долганов и др. // Двигателестроение. – 2002. – №1. – С. 17 – 20.

26. Разработка мощностного ряда дизелей для малогабаритной техники на базе дизеля Т-450Д / В.В. Эфрос, В.В. Панов, В.В. Белов и др. // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Материалы VI Междунар. науч.-практ. семинара, 26-30 мая 1997г. – Владимир: Влад. гос. ун-т, – 1997. – С. 54 – 55.

27. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: Учебник для вузов / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; под. ред. Н.Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2008. – 496 с.

28. Савченко А.С. Дизели для легковых автомобилей / А.С. Савченко // Автомобильная промышленность. – 2002. – №4. – С. 38 – 39. ДИЗЕЛИ. Справочник / Б.П. Байков, В.А. Ванштейдт, Н.Н. Иванченко и др. // Изд. 3-е, перераб. и доп.; под общей ред. В.А. Ванштейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Колерова. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480с.

29. Двигатели внутреннего сгорания / А.С.Орлин, Г.Г. Калиш, М.Г. Круглов и др. // 2-е изд. – М.: Машгиз, 1957. – Т.1. – 396 с.

30. Дьяченко В.Г. Исследование и выбор основных параметров четырехтактных быстроходных дизелей: Автореф. дис. на соиск. уч. степени доктора техн. наук: спец. 05.14.04 "Промышленная теплоэнергетика" / В.Г. Дьяченко. – Харьков: ХИИТ, 1974. – 40 с.

31. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов высших учебных заведений / В.Г. Дьяченко. – Харьков: ХНАДУ. 2009. – 499с.

32. Конструкции зарубежных автомобильных двигателей выпуска 1989 года / В.Н. Гордиенко, Б.Н. Лучинин, М.Н. Сильнищная, Е.И. Харыбина. – М.: ЦНИИТЭИ автопром, 1989. – 75 с.
33. Материалы Государственного комитета статистики Украины. [Электронный ресурс] / Режим доступа к мат.: <http://www.ukrstat.gov.ua>.
34. Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту «Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100-175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель)»: монографія; за ред. Ф.І. Абрамчука, О.В. Грицюка та І.А. Дмитрієва. – Харків: ХНАДУ, 2012. – 164 с.
35. Potenziale hybridisierter Nutzfahrzeuge / Christian Beidl, Magnus Schmitt, Matthias Kluin, Bernd Lenzen. – MTZ, №6. – 2011. P. 432-437.
36. Агейкин Я.С. Теория автомобиля: [Учебное пособие] / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. - М.: МГИУ, 2008 – 318 с.
37. Грицюк А.В, Теоретические основы и практические методы создания высокооборотного малолитражного дизеля многоцелевого назначения: дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигатели и энергетические установки» / А.В. Грицюк. – Харьков. 2010. – 430 с.
38. Традиционные и гибридные приводы / Под ред. Конрада Райфа. Перевод с нем. ЧМП РИА «GMM-пресс». – М.:ООО «Издательство «За рулем»», 2014. – 224 с.
39. ГОСТ 14846-81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. Взамен ГОСТ 14846-69; введ 24.06.1981. Межгосударственный стандарт, Москва, 1981. – 41 с.
40. ДСТУ 4276:2004. Атмосфера. Норми і методи вимірювань димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями. Взамін ГОСТ 21393-75; введ 01.07.2004. Національний стандарт України, Київ, 2004.

41. Головчук А.Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторных дизелей путем совершенствования системы автоматического регулирования: монография / А.Ф. Головчук. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 472 с.

42. Электропитание устройств и систем телекоммуникаций: Учебное пособие для вузов / В.М. Бушуев, В.А. Деминский, Л.Ф. Захаров и др. – М.: Горячая линия – Телеком, 2009. – 384 с.

43. Драгомиров С.Г. Информационно-поисковая система по характеристикам современных автомобильных двигателей / С.Г. Драгомиров, М.С. Драгомиров // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX Междунар. науч.- практ. конф., 27-29 мая 2003г. – Владимир: Влад. гос. ун-т, 2003. – С. 45 – 48.

44. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згоряння: навч. посібник, 2-ге вид., перероб. і доп. / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К.: НТУ, 2013. – 252 с.

45. Гутаревич Ю.Ф. Токсичность и дымность дизеля ЯМЗ-236 в неустановившихся режимах при различных ти-пах регулятора / Ю.Ф. Гутаревич, А.С. Жерновой, А.М. Редзюк // Двигателестроение. - Ленинград, 1984. - №9. – С. 33-35.

46. Крутов В.И. Формирование внешней скоростной характеристики дизелей автотранспортного и тракторного назначения с помощью корректоров / В.И. Крутов, И.В. Леонов, В.И. Шатров // Двигателестроение. – Ленинград, 1989. - №4 – С. 27-30.

47. Марков В.А. Выбор формы внешней скоростной характеристики транспортного дизеля / Марков В.А., Шатров В.И. // Электронное научно-техническое издание «Наука и образование». – МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. №2.

48. Брякотин М.Е. Расширение скоростного диапазона внешней скоростной характеристики дизеля постоянной мощности использованием

комбинированного наддува / М.Е. Брякотин, Л.В. Нечаев // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Материалы VI Междунар. науч.-практ. конф. – Владимир: Влад. гос. ун-т. – 1997. – С. 25 – 27.

49. Хрящев Ю.Е. Об управлении внешней скоростной характеристикой дизеля / Ю.Е. Хрящев, Е.П. Слабов, Л.П. Матросов // Автомобильная промышленность. – 1999. – №11. – С. 7 – 10.

50. Грицюк А.В. Механизм воздействия пускового воздуха на крутящий момент двухтактного высокооборотного транспортного дизеля при его пуске / А.В. Грицюк, В.З. Дубровский // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: издат-во «ВЫЩА ШКОЛА». 1988. – Вып. 47. – С. 23-28.

51. Дизельный UAZ Patriot и три известных буквы [электронный ресурс] / Под ред. А. Кованова. - Электронные дан. - Тестдрайвы автомобилей, 2013. – Режим доступа: http://auto.mail.ru/article/39813-dizelnyi_uaz_patriot_i_tri_izvestnyh_bukvy/, свободный. – Загл. с экрана.

52. Грицюк А.В. Математический анализ перспективности отечественных малолитражных автомобильных дизелей серии 4ДТНА на этапе их проектирования / А.В. Грицюк, А.С. Куценко, О.А. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – №1. – С. 3 – 10.

53. Крайник Л.В. Комплексна розробка і організація нових виробництв сучасного покоління автобусів та тролейбусів / Л.В.Крайник, О.В.Свинарчук, В.І.Бутко та інш. // Монографія – Львів: «Тріада плюс», 2011. – 245 с.

54. Грицюк А.В. Методика определения показателей дизеля 4ДТНА1 при дорожных испытаниях / А.В.Грицюк, Ф.И. Абрамчук, А.Н. Врублевский // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ, 2013. - №33. – С. 58 – 64.

55. Крайник Л.В. Автоматизований вимірювальний комплекс для дослідження паливно швидкісних характеристик АТЗ на різних типах

доріг / Л.В.Крайник, Ю.І.Бударецький, Я.Ф.Митник та інш. // Вісник ХНАДУ вип. 38 – Харків, 2007. – С.318 – 320.

56. Отработка топливной аппаратуры автомобильного малолитражного дизеля со связанной системой управления / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, Г.А. Щербаков, А.А. Овчинников // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – №2. – С. 69-74.

57. Платы L-761, L-780 и L-783. Техническое описание и руководство программиста. ЗАО «Л-Кард», 2003. – 113 с.

58. Выбор параметров адаптивного задания топливоподачи автомобильного дизеля 4ЧН8,8/8,2 в условиях моторного стенда / А.В.Грицюк, А.Н.Врублевский, Г.А.Щербаков, А.А.Овчинников // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. - №1. – С.10 – 13.

59. Грицюк А.В. Апробация новых возможностей топливной системы непосредственного действия при формировании внешней скоростной характеристики автомобильного дизеля / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, А.А. Овчинников // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2013. - №2. – С. 61-66.

60. Врублевский А.Н. Результаты безмоторных испытаний форсунки для двухфазного впрыскивания топлива / А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, А.В. Денисов и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – №2. – С. 43 – 47.

61. Грицюк А.В. Основы создания отечественного малолитражного дизеля / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2007. – №2. – С. 3 – 9.

62. Лисовал А.А. Выбор параметров регулирования газовой турбины автомобильного дизеля / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2009. – №2. – С. 65 – 69.

63. Грицюк А.В. Результаты разработок топливоподающей аппаратуры для высокооборотного дизеля / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский,

А.В. Денисов // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы XI Междунар. науч.-практ. конф. – Владимир: Владим. гос. ун-т. – 2008. – С. 112 – 116.

64. Грицюк А.В. Новые возможности разделенной топливной системы непосредственного действия для улучшения показателей малолитражного дизеля / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2009. – №2. – С. 32 – 35.

65. Гоц А.Н. Моделирование внешних скоростных характеристик дизелей/ А.Н. Гоц, В.В. Эфрос // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы X Междунар. науч.-практ. конф., 27-29 июня 2005 г. – Владимир: ВлГУ, 2005. – С. 48 – 49.

66. Шукшин Н.П., Долганов К.Е., Говорун А.Г., и др. Всережимный гидравлический регулятор числа оборотов./ А.с.СССР 2767740, А1 F02 D 31/00.–Опубл.01.01.70.

67. Грицюк О.В., Щербаков Г.О., Сафонов С.Б., та інш. Форсунка для двофазного впорскування палива./ Патент України на винахід №88352, МПК(2009) F02M45/00.–Опубл.12.10.09.– Бюл.№19.

68. Врублевский А.Н., Денисов А.В., Григорьев А.Л., Грицюк А.В., Щербаков Г.А. Повышение давления впрыскивания в топливной системе высокооборотного автомобильного дизеля при помощи МИД.// Вестник ХНАДУ.– Харьков, 2006.– Вып.32.– С.50-54.

69. Грунауер А.А., Корнилов Г.С., Григорьев А.Л., и др. Устройство для впрыскивания топлива в дизель./А.с. СССР 1290801, МКИЗ F02M 63/06.–Заявл.18.10.84; Зарег.15.10.86(ДСП).

70. Барабашук В.И. Планирование эксперимента в технике / В.И. Барабашук, Б.П. Креденцер, В.И. Мирошниченко; под ред. Б.П. Креденцера. – Киев: Техника, 1984. – 200 с.

71. Гусаков С.В. Опыт применения метода планируемого эксперимента в исследованиях ДВС / С.В. Гусаков, А.С. Макаревский // Фун-

даментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы X Междунар. науч.-практическая конф. – Владимир: Владим. гос. ун-т.– 2005. – С. 38 – 39.

72. Мороз В.И. Математическое планирование исследования при оптимизации показателей турбопоршневого дизеля / В.И. Мороз // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Вища школа. – 1976. – Вып. 24. – С. 96 – 101.

73. Винарский М.С. Планирование эксперимента в технологических исследованиях / М.С. Винарский, М.В. Лурье. – Киев: Техника, 1975. – 168 с.

74. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 276 с.

75. Справочник по гидравлике. / Под ред. В.А. Большакова. – К.: Вища школа, 1984. – 344 с.

76. ГОСТ Р 53640-2009. Автомобильные транспортные средства. Фильтры очистки дизельного топлива. Общие технические требования. Введен впервые. Ввод 15.12.2009. - М.: Стандартинформ, 2010. – 18 с.

77. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газов.– М.: Наука, 1978. – 736 с.

78. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.

79. Григор'єв О.Л., Врублевський О.М. Математична модель для гідродинамічного розрахунку паливної системи з модулятором імпульсів тиску впорскування палива. // Теплоенергетичні установки та екологія на залізничному транспорті.– Харків: ХарДАЗТ, 1998.– Вип.32.– С.87-92.

80. Григорьев А.Л., Грунауэр А.А., Тартаковский И.И. Выбор критерия и обоснование метода оптимизации в задаче профилирования кулачков топливного насоса дизеля // Теория механизмов и машин.– К.:НМК ВО,1993.–С.72-87.

81. Григорьев А.Л. Оптимальное профилирование участка подъёма толкателя на несимметричном кулачке топливного насоса дизеля. // Високі технології в машинобудуванні. – Харків: ХДПУ, 1999. – С. 88-92.

82. Григорьев А.Л., Вештак И.А., Иванова В.Н. Оптимальное профилирование участка опускания толкателя на кулачке топливного насоса дизеля. // Вестник ХГПУ. – Харьков, 2000. – Вып. 95. – С. 3-11.

83. Фомин Ю.Я. Гидродинамический расчет топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ. / Ю.Я. Фомин. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.

84. Киттель Ч., Найт В., Рудерман В. Механика. Берклевский курс физики. – М.: Наука, 1983.

85. Григорьев А.Л., Геворкян Ю.Л. Линейные и линеаризованные матричные модели для анализа динамики и устойчивости клапанных гидромеханических узлов. // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків, 2012. – № 2. – С. 74-87.

86. Григорьев А.Л., Геворкян Ю.Л. Алгоритмы интегрирования жёстких уравнений клапанных гидромеханических узлов. // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків, 2012. – № 54(960). – С. 39-55.

87. Грунауэр А.А., Тартаковский И.И., Григорьев А.Л. О связи силы пружины с законом её деформирования. // Теория механизмов и машин. – Харьков: Вища школа, 1985. – Вып. 39. – С. 7-22.

88. Андренко П.Н., Григорьев А.Л., Лурье З.Я., Скляревский А.Н. Интерференция волн давления в элементах объёмных гидроагрегатов. // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Харьков, 2008. – № 6/5 (36). – С. 35-47.

89. Григор'єв О.Л., Розробка універсальних методів гідродинамічного розрахунку, динамічного аналізу та оптимізаційного синтезу основних елементів паливної апаратури дизелів. Автореферат докт. дис. – Харків, 2004. – 36 с.

90. Григорьев А.Л. Разработка методов интенсификации процесса топливоподачи в топливной аппаратуре высокооборотных дизелей: Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.02 "Тепловые двигатели" / А.Л. Григорьев. – Харьков. – 1988. – 16 с.

91. Грицюк А.В., Григорьев А.Л., Врублевский А.Н., Овчинников А.А. Расчётный метод исследования пульсаций давления в сервоприводе регулятора дизеля. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – Харків:НТУ «ХПІ», 2013.– №5 (979). – С. 26-52.

92. Выбор параметров гидropневмомеханического регулятора автомобильного дизеля для реализации принципа адаптивного управления топливоподачей / А.В Грицюк, А.Л. Григорьев, А.Н. Врублевский и др. // Вісник національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. -№54.- С. 87-101.

93. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион – Автодата. 2004. – 344 с.

94. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. – 2-е издание, перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1990. – 352 с.

95. Головчук А.Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторных дизелей путём совершенствования системы автоматического регулирования: дис. на соискание научной степени доктора техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигатели и энергетические установки» / А.Ф.Головчук. – К. –1992. –654 с.

96. Лісовал А.А., Теоретичні основи управління подачею палива і повітря в дизелях з газотурбінним наддувом: дис. на здобуття наукового ступеня доктора техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / А.А. Лісовал. – Київ. 2010. – 395 с.

97. Строганов А.П. Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС / А.П. Строганов, И.В. Парсаданов // Сб. науч. тр. – Владимир: Влад. гос. ун-т. – 1999. – С. 106 – 108.

98. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов. – Харьков: ИЦ НТУ "ХПИ", 2003. – 244 с.

99. Гальговский В.Р. Развитие нормативов ЕЭК ООН по экологии и формирование высокоэффективного транспортного дизеля. Ч.1 / В.Р. Гальговский, В.А. Долецкий, Б.М. Малков. – Ярославль: ЯГТУ, 1996. – 172 с.

100. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для высшей школы / А.Р. Кульчицкий. – Академический проект. – 2004. – 400 с.

101. Марченко А.П. Расчетно-экспериментальное исследование экономических и экологических характеристик автомобильного двигателя СМД-31.15 / А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, А.А. Прохоренко // Инф. технологии: наука, техника, технология, образование здоровье: Сб. науч. тр. – ХГПУ. – 1997. – С. 331 – 335.

102. Парсаданов И.В. Улучшение экологических показателей дизеля СМД-31 воздействием на рабочий процесс / И.В. Парсаданов // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: VII Междунар. науч.-практ. сем. 25-27 мая 1999 г. – Владимир: Влад. гос. ун-т. – 1999. – С. 108 – 110.

103. Парсаданов І.В. Наукові основи комплексного поліпшення показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів дизелів винтажних автомобілів і сільськогосподарських машин: Автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.03 "Теплові двигуни" / І.В. Парсаданов. – Харків. – 2003. – 36 с.

104. Прохоренко А.А. Математическое описание САР дизеля с электронным регулятором в пространстве состояний // Двигатели внутреннего сгорания. . – Харьков: НТУ «ХПИ», 2015, №1. - С. 14-19.

105. Прохоренко А.А. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания: учеб. Пособие // Харків: „Підручник НТУ "ХПІ"”, 2014. – 102 с.

106. Пожидаєв І.Г., Прохоренко А.О. Проектування ПНВТ для акумуляторної паливної системи малолітражного дизеля на базі паливного насоса двигуна 2ДТ // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – № 14 (1057). – С. 89–95. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

107. Абрамчук Ф.И. Улучшение технико-экономических и экологических показателей высокооборотных дизелей малой мощности путем изменения условий смесеобразования / Ф.И. Абрамчук, Д.И. Тимченко // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2006. – №1. – С. 86 – 88.

108. Файнлейб Б.Н. Оптимизация угла опережения впрыска в дизелях / Б.Н. Файнлейб, А.М. Гинзбург, В.И. Воинов // Двигателестроение. – 1981. – №2. – С. 16 – 19.

109. Выбор и обоснование дополнительных критериев формирования внешней скоростной характеристики автомобильного дизеля / А.В. Грицюк, А.А. Овчинников // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: НТУ "ХПИ", 2014. - №1. – С. 109-116.

110. Оптимизация системы регулирования транспортной моторной установки / С.Р. Зоробян, П.Д. Лукачев, А.В. Кирилюк и др. // Тракторы и сельхозмашины. – 1989. – №7. – С. 14 – 16.

111. Теоретическое определение среднестатистических эксплуатационных режимов работы дизеля ЗМЗ-514.10 грузового автомобиля "ГАЗель" / А.Д. Блинов, С.В. Демкин, Г.В. Клоков, М.А. Миронычев // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показате-

телей ДВС: VII Междунар. науч.-практ. сем. 25-27 мая 1999 г. – Владимир: Влад. гос. ун-т. – 1999. – С. 195 – 197.

112. Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник (А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев; под общ. ред. А.К. Костина. – Л.: Машиностроение, 1989. – 284 с.


113. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. Изд. второе, перераб. и дополненное. – М.: "Высшая школа", 1970. – 328с.

114. Адаптация отечественного автомобильного дизеля 4ДТНА1 к моторному отделению современного грузопассажирского автомобиля / С.А. Алехин, А.В. Грицюк, Ф.И. Абрамчук и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: НАУ «ХАИ», 2014. - №7/114. – С. 70-76.

Приложение А

Технические требования к устройствам гидравлического и пневматического регулирования цикловой подачи топлива

УТВЕРЖДАЮ

Зам. генерального конструктора
по НИР - главный конструктор
А.В. Грицюк
22.08.2013г.

Техническое задание № 2622

На испытания опытного топливного насоса 4ДТНА1.81С6 №11 в ЛТА на безмоторном стенде для получения исходных данных, необходимых для уточнения кинематики узлов гидравлического и пневматического корректоров ТПА дизеля 4ДТНА1 с целью обеспечения бездымной внешней скоростной характеристики.

1. Установить топливный насос на безмоторный стенд.
2. Измерить величины цикловой подачи топлива по каждой секции топливного насоса на режимах, указанных в табл. 1.
3. Измерить величины цикловой подачи топлива по каждой секции топливного насоса на режимах указанных в табл. 2 при угловом положении упора $N_e \max$ "0°".
4. Измерить перемещения штока пневматического корректора при изменении избыточного давления воздуха от 0 до 1,3 кг/см² с шагом 0,1 кг/см². Измерения производить с погрешностью не более 0,1 мм.
5. Измерить перемещение штока гидравлического корректора и давление топлива (избыточное) при следующих частотах вращения коленчатого вала топливного насоса:

Таблица 1

Режимы работы топливного насоса по п.1 ТЗ №2622

№ п/п	$n_{кул.в}$ мин ⁻¹	Угловое положение упора N_e тах	P_s (избыт.) кг/см ²	P_T (избыт.) кг/см ²	$Q_{ц}$ см ³			
					1	2	3	4
1	600	90° влево	0,12	1,1				
2	700	90° влево	0,24	1,4				
3	800	105° влево	0,40	1,6				
4	900	135° влево	0,60	1,7				
5	1000	75° влево	0,85	1,95				
6	1100	180° влево	1,05	2,15				
7	1200	180° влево	1,15	2,4				
8	1300	120° влево	1,20	2,5				
9	1400	60° влево	1,21	2,85				
10	1500	0°	1,18	3,05				
11	1600	45° вправо	1,16	3,1				
12	1700	105° вправо	1,13	3,15				
13	1800	150° вправо	1,1	3,2				
14	2100	240° вправо	1,12	3,4				

600, 700, 800, 900, ..., 1900, 2000 мин⁻¹. Измерения перемещения штока выполнять с погрешностью не более 0,1 мм, измерение давления топлива - не более 0,05 кг/см².

Таблица 2


Режимы работы топливного насоса по п.2 ТЗ №2622

№ п/п	$n_{\text{кул.в}}$ мин ⁻¹	Ps (избыт.) кг/см ²	Pт (избыт.) кг/см ²	Q _и см ³			
				1	2	3	4
1	600	0,12	1,1				
2	700	0,24	1,4				
3	800	0,40	1,6				
4	900	0,60	1,7				
5	1000	0,85	1,95				
6	1100	1,05	2,15				
7	1200	1,15	2,4				
8	1300	1,20	2,5				
9	1400	1,21	2,85				
10	1500	1,18	3,05				
11	1600	1,16	3,1				
12	1700	1,13	3,15				
13	1800	1,1	3,2				
14	2100	1,12	3,4				

6. Измерить величины цикловой подачи топлива по каждой секции топливного насоса при частотах вращения кулачкового вала 100 мин⁻¹ и 400 мин⁻¹ и двух положениях упора Ne max: "0°" и "180° влево".

Срок: 30.08.2013г.

Нач. отд.8


22.08.13г.

С.З.Ягудин

Нач. отд. 26



А.А. Овчинников

Приложение Б

УТВЕРЖДАЮ

Зам. генерального конструктора
по НИР - главный конструктор

А.В. Грицюк

СЛУЖЕБНАЯ ЗАПИСКА

Отделу 8

ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

**к устройству автоматического регулирования угла опережения
впрыскивания топлива дизеля 4ДТНА1 №11**

1. Общий ход топливного корректора УОВТ должен составлять величину перемещения, эквивалентную изменению $\Theta_{\text{впр}}$ на 16 град. п.к.в. или 8 град. по кулачковому валу ТНВД.
2. Общий ход пневматического корректора УОВТ должен также составлять величину перемещения, эквивалентную изменению $\Theta_{\text{впр}}$ на 16 град. п.к.в. или 8 град. по кулачковому валу ТНВД.
3. Перекрытие ходов двух корректоров УОВТ должно составлять величину перемещения, эквивалентную изменению $\Theta_{\text{впр}}$ на 14 град. п.к.в. или 7 град. по кулачковому валу ТНВД.
4. Расстояние между сопрягающимися поверхностями двух корректоров УОВТ при $P_t=0$ и $P_s=0$ должно составлять линейную величину, эквивалентную изменению $\Theta_{\text{впр}}$ на 18 град. п.к.в. или 9 град. по кулачковому валу ТНВД.
5. Бывшая точка наиболее рационального впрыска (3,0 - 3,5 мм хода плунжера), к которой привязывались калибр и топливный корректор УОВТ, должна быть отстроена на среднее положение рабочего хода поршня угломена. Среднее положение этого поршня (далее 0 град по стенду и отметка датчика положения кулачкового вала по ПК) должно быть обеспечено подбором жёсткостей (K_1 и K_2) обеих пружин при P_t , соответствующем $n_{\text{кул.в.}} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ и $P_{s_{\text{изб.}}}=0,5 \text{ кгс/см}^2$.

6. До давления топлива, соответствующего $n_{\text{кул.в.}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ поршень топливного корректора неподвижен и находится в положении, задающем $\Delta\Theta_{\text{впр}} = -4$ град, по кул. валу ТНВД. При росте частоты вращения до $n_{\text{кул.в.}} = 900 \text{ мин}^{-1}$ поршень перемещается в положение $\Delta\Theta_{\text{впр}} = -3$ град. по кул. валу. Это крайнее положение его перемещения, при котором давление наддувочного воздуха не влияет на УОВТ.

7. Контрольные положения поршня топливного корректора при ограничении его хода пневматическим корректором УОВТ согласно табл. 1.

Таблица 1

№ п/п	$n_{\text{кул.в.}}$ МИН^{-1}	$P_{\text{избыт}}$, кгс/см	$\Delta\Theta_{\text{впр}}$, град. по кул. валу
1	900	0	-3
2	900	1,5	-3
3	1200	1,2	-2
4	1200	0,8	-1
5	1200	0,5	0
6	1500	0,3	+1
7	1800	0,3	+2
8	2100	0,6	+3
9	2100	0,3	+4
10	2100	0	+4
11	2100	1,2	+2

Нач. отд. 8

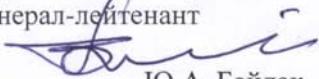
Нач. отд. 26

С.З. Ягудин

А.А. Овчинников

Приложение В

Программа и методика определительных испытаний автомобильного
дизеля

ПОГОДЖЕНО
Командувач Повітряних Сил
Збройних Сил України,
генерал-лейтенант

Ю.А. Байдак
"15" "05" 2013 р.


ПОГОДЖЕНО
ТВО директора Департаменту
розробок і закупівлі ОВТ МО
України

І.В. Одноралов
"10" "4" 2013 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Генеральний директор
ДК "Укроборонпром"

С.В. Громов
" " " 2013 р.

ПОГОДЖЕНО
Голова Державної інспекції з
безпеки на наземному
транспорті


С.А. Пронченко
" " " 2013 р.

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА № 4586
випробувань першого дослідного зразка автомобільного
дизеля 4ДТНА1 подвійного призначення
з визначення його експлуатаційних характеристик

Підставою для проведення випробувань є затверджені Генеральним директором ДК "Укроборонпром" *Протокол спільної наради, щодо створення сімейства вітчизняних малолітражних дизелів потужністю 100 - 175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель) та План заходів щодо проведення демонстраційних експлуатаційних випробувань дослідного зразка дизеля 4ДТНА1, а також Рішення Міністра оборони України від 26.09.12 №5891/3, яким погоджено План заходів з розробки дизельних двигунів 4ДТНА та 6ДТНА.*

1. ОБ'ЄКТ ВИПРОБУВАНЬ

1.1. Дослідний зразок автомобільного дизеля 4ДТНА1 подвійного призначення (№ 11), який доопрацьовано та зібрано згідно відкоригованого креслення 4ДТНА1С6-2. Коригування КД проведено за результатами попередніх випробувань дослідного зразка та з урахуванням намірів його установки при ремонтах з модернізацією військових автомобілів типу УАЗ та ГАЗ різних марок, виготовленні перспективних військових автомобілів різних типів та призначення вантажопідйомністю до 1,5т і нових автомобілів та автобусів цивільного призначення з дизельним двигуном.

При відновленні з модернізацією дослідного зразка дизеля виконано:

1.1.1. Доопрацювання камери згоряння у поршні з одночасним збільшенням її об'єму до $23^{+0,5}$ см³ та деякою зміною конфігурації виїмок у бічній стінці.

1.1.2. Складання колінчастого вала з муфтою зчеплення фірми Sachs та оригінальним шківом 4ДТНА1.04.009-1 під привід вентилятора та водяного насоса і генератора.

1.1.3. Доопрацювання передньої кришки з одночасною установкою вентилятора 020004676 фірми Borg Warner з в'язкісною муфтою згідно креслення 4ДТНА1.12.С6-1.

1.1.4. Установка нового турбокомпресора ТКР 50.03.07 за кресленням 4ДТНА1.50.МС6-1 замість ТКР 5,5С-4.

1.1.5. Установка вакуум-насоса за кресленням 4ДТНА.08С6-1.

1.1.6. Установка на передній кришці за допомогою кронштейна 4ДТНА1.00.200С6 насоса системи гідропідсилювача кермового управління.

1.1.7. Виготовлення піддону за кресленням 4ДТНА1.00.010С6-1 та установка його на дизель замість піддону 4ДТА.00.010С6.

1.1.8. Виготовлення нового механізму зміни кута випередження упоркування палива за кресленням 4ДТНА1.81.100С6-1 та установка його на дизель замість механізму 4ДТНА1.81.100С6.

1.1.9. Установка на дизель електричного стартера 515.3708 номінальною потужністю 2,1 кВт при електроживленні від АБ 66 Аг та генератора 9412.3701 номінальною потужністю 1,12 кВт.

1.2. Для проведення випробувань першого дослідного зразка дизеля 4ДТНА1 потрібне шасі, яке має сучасну комплектацію систем обслуговування роботи дизельного двигуна та можливість зміни маси у процесі випробувань від 2-х до 4-х тон. Останнє забезпечить фізичне моделювання того навантаження дизеля 4ДТНА1, що є характерним для перспективних військових автомобілів вантажопідйомністю до 1,5т.

Під такі характеристики запропоновано використати на безоплатній основі сучасне шасі автобуса РУТА 25d (далі-шасі), в якому серійно використовується двигун Cummins ISF 2.8s. Це шасі має наступні масові характеристики:

- споряджена маса автобуса, кг	- 2170;
- повна маса автобуса, кг	- 3920.

Двигун 4ДТНА1 подвійного призначення (потужністю 100 к.с. при номінальній частоті обертання колінчастого вала 4200 хв^{-1}) встановлено замість імпортного дизеля Cummins ISF 2.8s (потужністю 120 к.с. при 3200 хв^{-1}) зі збереженням штатних елементів паливної системи, системи охолодження двигуна та опалювання салону, повітроочисника і системи випуску відпрацьованих газів, гідропідсилювача кермового привода та вакуумного підсилювача гальмівних систем.

1.3. Для забезпечення установки дизеля 4ДТНА1 подвійного призначення у моторний відсік шасі, його з'єднання з трансмісією та системами, агрегатами і вузлами шасі, які забезпечують функціонування і контроль роботи

як двигуна, так і транспортного засобу в цілому, було виконано наступний обсяг робіт:

1.3.1. Зроблено чотири (2x2) нових отвори у передніх частинах поздовжніх лонжеронів силового агрегату шасі та перенесено ближче до радіатора амортизовану поперечину під кріплення передніх опор силового блоку.

1.3.2. Встановлено п'ятиступінчасту серійну коробку передач моделі ГАЗ, яка штатно використовується на всіх моделях автомобілів ГАЗель з бензиновими двигунами. Передаточні числа передач наведені у табл. 1.

Таблиця 1

Передаточні числа передач застосованої коробки

Модель коробки	Головна передача	I	II	III	IV	V	3X
ГАЗ	4,556	4,050	2,340	1,395	1,000	0,849	3,510

1.3.3. Проведено доробку трубопроводів та виготовлення і установку деяких перехідних елементів для з'єднання вузлів дизеля 4ДТНА1 з вузлами паливної системи шасі, системи охолодження двигуна та опалювання салону, з повітроочисником і системою випуску відпрацьованих газів.

1.3.4. Спроектовано, виготовлено та встановлено новий механізм дистанційного управління паливно-регулюючою апаратурою дизеля з робочого місця водія шасі.

1.3.5. Застосовано змішану схему електрообладнання з підключенням встановлених на дизелі 4ДТНА1 датчиків частоти обертання колінчастого вала (191.3847), температури охолоджуючої рідини (3828.23) та сигналізації аварійного тиску масла (ММ120-Д) до щитка приладів за допомогою технологічного блоку погодження, який розроблено та виготовлено КП "ХКБД". На цей блок покладено і функцію керування часом розігріву свічок розжарювання, електроживлення яких здійснено згідно зі штатною схемою підключення нагрівача впускного повітря дизеля Cummins. Стартер та генератор дизеля 4ДТНА1 також інтегровані до штатної схеми шасі.

1.4. Для проведення випробувань підготовлено наступні канали вимірювань: тиску у циліндрі дизеля; тиску наддувного повітря; тиску палива перед форсункою; температури наддувного повітря.

1.5. Монтаж дослідного зразка дизеля 4ДТНА1 у моторне відділення шасі виконано на ПАТ "Завод "Часівоярські автобуси"".

2. МЕТА ВИПРОБУВАНЬ

2.1. Попереднє визначення техніко-експлуатаційних характеристик дослідного зразка дизеля 4ДТНА1 подвійного призначення у складі об'єкту застосування граничної (максимальної) для цього дизеля ваги.

2.2. Оцінка працездатності дизеля 4ДТНА1 та його систем, вузлів і агрегатів, які забезпечують роботу об'єкту, в умовах дорожніх випробувань.

2.3. Визначення відповідності зовнішньої та навантажувальних характеристик дослідного зразка дизеля 4ДТНА1 типовим вимогам до тягово-швидкісних властивостей зразків техніки військового та цивільного призначення.

3. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

3.1. Спеціальні дорожні випробування, які забезпечують достовірність та об'єктивність отриманих результатів, гарантують можливість порівнювати результати випробувань, проведених в різні часи, забезпечують безпеку випробувань і відсутність перешкод з боку транспорту, який не має відношення до даних випробувань, а також гарантують дотримання вимог конфіденційності щодо їх проведення, проводяться на території військового аеродрому у м. Краматорськ, Донецької області, на безоплатній основі.

3.2. Випробування за умов циклічного характеру міського руху проводяться у м. Артемівськ, Донецької області.

3.3. Дорожні випробування в умовах дорог загального користування проводяться на реальній дорозі міжміського сполучення між містами Часів Яр та Краматорськ.

3.4. Випробування проводяться у світлий час доби.

3.5. До управління об'єктом допускаються тільки професійні водії з досвідом керування технікою військового та цивільного призначення.

3.6. У випробуваннях беруть участь фахівці ДРiЗ ОВТ МО України, ЦНДi ОВТ ЗС України, ПАТ "Завод "Часівоярські автобуси"", КП "ХКБД", ХНАДУ, НТУ та ДП "ДержавтотрансНДiпроект".

4. ОБСЯГ ВИПРОБУВАНЬ

4.1. Випробування проводяться у обсязі 400 км пробігу шасі.

4.2. До початку випробувань визначаються об'єм масла та охолоджуючої рідини, які потрібні для заправки систем дизеля 4ДТНА1 та об'єднаних з ним вузлів об'єкту, проводяться тарування мірного технологічного щупу паливного баку і гальмові випробування на спеціалізованому стенді (IW2 Profi) підприємства "Завод "Часівоярські автобуси"".

4.3. У процесі дорожніх випробувань визначаються наступні характеристики:

4.3.1. Параметри тягово-швидкісних властивостей, а саме:
середня швидкість при русі по кільцевій дорозі території Краматорського аеродрому;

мінімальна швидкість руху на кожній передачі переднього ходу на прямій горизонтальній дорозі Краматорського аеродрому;

максимальна швидкість руху на 4-ій та 5-ій передачах на прямій горизонтальній дорозі Краматорського аеродрому;

швидкісні характеристики за діючими нормативними документами на прямій горизонтальній дорозі Краматорського аеродрому з цементобетонним покриттям;

інтенсивність розгону та сповільнення у типовому діапазоні швидкостей ((0 – 20)км/год.; (20 – 40)км/год.; (40 – 60)км/год.) на прямій горизонтальній дорозі Краматорського аеродрому;

оцінювання здатності долати підйом заданої величини на міжміському маршруті "Часів Яр - Краматорськ".

4.3.2. Характеристики паливної економічності, а саме:

шляхова та часова витрати палива при русі по кільцевій дорозі Краматорського аеродрому при швидкостях 60км/год. та 80км/год. (магістральний цикл);

шляхова та часова витрати палива при змішаному циклі руху на маршруті "Часів Яр - Краматорськ";

шляхова та часова витрати палива за умов циклічного характеру міського руху у районному центрі України (м. Артемівськ, Донецької області).

4.3.3. Зовнішній та внутрішній шум об'єкту.

4.3.4. Показники димності відпрацьованих газів дизеля.

4.3.5. Рівень загальної та локальної вібрації.

4.3.6. Показники теплового стану дизеля.

4.3.7. Кількісна оцінка витрати масла на угар за увесь цикл дорожніх випробувань.

4.4. Плановий розподіл пробігу шасі у залежності від його завантаження наведено у табл.2

Таблиця 2

Розподіл пробігу шасі у залежності від завантаження

№п/п	Дорожнє покриття та маршрути пробігових випробувань	Завантаження автобуса, кг	Обсяг пробігу, км
1	Асфальт. Визначені міські маршрути у м. Артемівськ	Споряджена маса шасі (2170кг) + середньостатистичне завантаження (1200кг)	130
2	Асфальт. Маршрут "Часів Яр - Краматорськ"	Споряджена маса шасі (2170кг) + середньостатистичне завантаження (1200кг)	140
3	Цементобетон. Військовий аеродром у м. Краматорськ	Споряджена маса шасі (2170кг) + 150кг	15
		Споряджена маса шасі (2170кг) + середньостатистичне завантаження (1200кг)	100
		Повна маса шасі (3920кг)	15

4.5. Марки палива, масла та охолоджуючої рідини повинні відповідати вимогам керівництва з експлуатації 4ДТНА1.КЕ. Самі паливо, масло та охолоджуюча рідина повинні відповідати вимогам стандартів або технічних умов. Їх фізико-хімічні показники повинні бути підтвердженні технічними актами відділу хімотології КП "ХКБД".

5. ПОРЯДОК ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ВИПРОБУВАНЬ

5.1. Випробування проводяться у наступній послідовності:

5.1.1. Стаціонарні та заводські пробігові випробування на території ПАТ "Завод "Часівоярські автобуси"" та на території міста Часів Яр після складання шасі.

5.1.2. Пробіг "Часів Яр - Краматорськ".

5.1.3. Спеціальні випробування на території військового аеродрому у м. Краматорськ.

5.1.4. Пробіг "Краматорськ - Часів Яр".

5.1.5. Випробування на визначених міських маршрутах у м. Артемівськ.

5.2. Перелік показників експлуатаційних властивостей шасі з дизелем 4ДТНА1 та назви нормативних документів на методи випробувань наведено у табл. 3.

Таблиця 3

Нормативні документи, які визначають методи запланованих випробувань

№ з/п	Назва випробувань та характеристик (параметрів), що визначаються	Позначення і назва нормативних документів на методи випробувань
1	Визначення швидкісних характеристик	ГОСТ 22576-90 ГОСТ 23772-79
2	Визначення характеристик паливної економічності	ГОСТ 20306-90
3	Визначення рівня зовнішнього та внутрішнього шуму	ДСТУ UN/ECE R 51-02:2004 ГОСТ 27435-87
4	Визначення димності відпрацьованих газів дизеля	ДСТУ 4276:2004
5	Визначення рівнів загальної та локальної вібрації	ОСТ 37.001.275 ГОСТ 23772-79
6	Визначення температурних режимів агрегатів та систем дизеля	МВ 4.07.01:2005
7	Оцінювання здатності об'єкта долати підйом заданої величини	РД 37.001.109-89 МВ 4.08.01:2005

5.3. У процесі випробувань

Постійно фіксуються:

тривалість роботи дизеля, година (система GPS);

шлях, який пройдено шасі, км (система GPS);
 температура у системі охолодження дизеля, °С (штатний прилад шасі);
 умови, кількість та тривалість пусків дизеля;
 температура навколишнього повітря, °С;
 витрата палива, л (технологічний мірний щуп);
 витрата моторного масла, л (штатний щуп дизеля).

Додатково фіксуються:

(при визначенні швидкісних характеристик та інтенсивності розгону шасі (спеціальні випробування по п. 4.3 на території військового аеродрому))

тиск у циліндрі дизеля;

тиск наддування повітря;

тиск палива перед форсункою;

температура наддувного повітря.

5.4. Визначення витрати палива проводиться на кожному етапі випробувань при проходженні мірних ділянок пробігу автобуса, витрати масла через кожні 100 км шляху незалежно від етапу випробувань.

6. РЕГЛАМЕНТНІ РОБОТИ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ВИПРОБУВАНЬ

6.1. Регламентні роботи при випробуваннях виконувати згідно 4ДТНА1.КЕ. При цьому кожного дня перевіряти:

6.1.1. Рівень палива у паливному баці, масла у піддоні дизеля та охолоджуючої рідини у розширювальному бачку.

6.1.2. Натяг ременів приводу агрегатів.

6.1.3. Кріплення дизеля та коробки передач до поперечин поздовжніх лонжеронів шасі.

6.2. На початку та в кінці випробувань відібрати проби дизельного масла для аналізу в кількості 100...150 г.

7. ЗАХОДИ БЕЗПЕКИ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ВИПРОБУВАНЬ

7.1. Перед початком випробувань учасники робіт повинні ознайомитися правилами безпеки, які викладено у керівництвах з експлуатації шасі і дизеля 4ДТНА1 та виконувати їх впродовж випробувань.

7.2. Відповідальність та контроль за виконанням вимог безпеки покладаються на керівника випробувань. Останній призначається розпорядженням головного інженера ПАТ "Завод "Часівоярські автобуси"".

7.3. На лобовому склі шасі (у правому нижньому куті з боку салону) закріпити табличку з написом "ВИПРОБУВАННЯ".

8. ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ВИПРОБУВАНЬ

8.1. По закінченню випробувань дослідний зразок дизеля 4ДТНА1 демонтувати із шасі та повернути в КП "ХКБД" для перевірки його зовнішньої характеристики в умовах випробувального стенда.

8.2. За результатами випробувань оформляється технічний звіт з висновками щодо відповідності дизеля 4ДТНА1 вимогам транспортних засобів потенційної сфери його застосування.

Від ДП «Державтотранс НДІ проект»

Директор



А.М. Редзюк


Начальник відділу



О.С. Гладченко

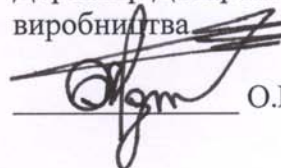
Від ДК «Укроборонпром»

Заступник Генерального
директора



В.С. Майстренко

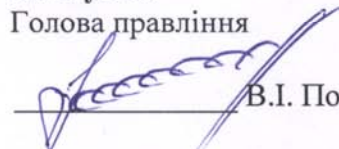
Директор Департаменту
виробництва



О.П. Мазуренко

Від ПАТ «Завод «Часівоярські автобуси»»

Голова правління



В.І. Полосухін

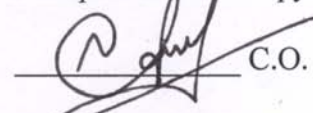
Головний інженер



О.В. Полосухін

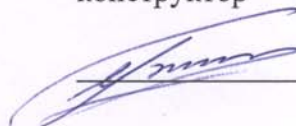
Від КП ХКБД

Генеральний конструктор



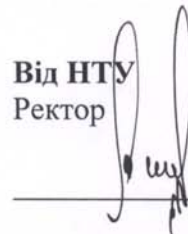
С.О. Альохін

Заступник генерального
конструктора з НДР – головний
конструктор



О.В. Грицок

Від НТУ
Ректор



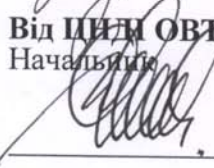
М.Ф. Дмитриченко

Зав. кафедри двигунів і
теплотехніки



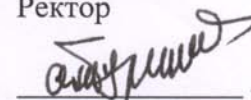
Ю.Ф. Гутаревич

Від ЦНД ОБТ ЗС України
Начальник



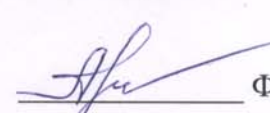
І.Б. Чепков

Від ХНАДУ
Ректор



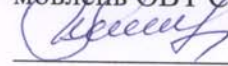
А.М. Туренко

Зав. кафедри двигунів внутрішнього згорання



Ф.І. Абрамчук

Від ДРІЗ ОБТ МО України
Начальник відділу розробок і замовлень ОБТ СВ



В.М. Михайлов

ЛИСТ ПОГОДЖЕННЯ

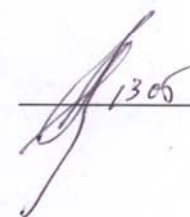
Програми та методики випробувань першого дослідного зразка автомобільного дизеля 4ДТНА1 подвійного призначення з визначення його експлуатаційних характеристик

Заступник Голови
Державної інспекції України
з безпеки на наземному транспорті



Г.Л. Рак

Заступник командувача з
логістики - начальник логістики
Командування Повітряних Сил
Збройних Сил України,
генерал-лейтенант



1305 В.А. Шатов

Приложение Д
Справка по анализу внутреннего рынка Украины



УКРАЇНА

МІНІСТЕРСТВО ПРОМИСЛОВОЇ ПОЛІТИКИ

ВІДКРИТЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО

"УКРАЇНСЬКИЙ ІНСТИТУТ АВТОБУСО-ТРОЛЕЙБУСОБУДУВАННЯ"

ВАТ "УКРАВТОБУСПРОМ"

79026, Львів-26, вул. Персенківка, 10
Тел: (032)264-98-96, факс: (032)263-05-52
E-mail ukrauto@ukrpost.ua

ЗКПО 00234844, р/р 2600401071961 в Другій
Львівській філії ВАТ "КРЕДОБАНК"
МФО 385372

№ 023 від 27.02.2015 р.

ДП "Завод ім. В.О. Малишева"
Головному інженеру
О.І.Шейко

На Ваш № 744/ГІ від 25.02.15 р.

61037, вул.Плеханівська, 126, м. Харків

ДОВІДКА

по аналізу внутрішнього ринку України за 2008-14 р.р.
в секторі колісних транспортних засобів категорій N1,
N2, M2 та M3 (як сектору потенційного використання дизельних двигунів
серії 4ДТНА/6ДТНА)

Використання двигунів типорозміру 4ДТНА є характерним для автомобілів-вантажівок кат.N1 (повною масою до 3,5 т) та мікроавтобусів кат.M2 (повною масою до 5,0 т). Власне виробництво в цих категоріях, окрім M2 – виробництво мікроавтобусів (кузовів на імпортих шасі, понад 90% з яких є російські ГАЗ 3302 "Газель"), в Україні практично відсутнє. Однак даний сектор є найбільш масовим у сфері комерційної автотехніки і щорічний імпорт в Україну нових КТЗ кат.N1 в об'ємах від 11 тис.шт. (2008 р.) до 3,2 тис.шт. (2014 р.) поряд з співставимим ринком/імпортом вживаних машин цієї категорії, в основному з ЄС – від 12 тис.шт. (2008 р.) до 5 тис.шт.(2014 р.) обумовлює очевидну економічну доцільність організації власного виробництва вантажівок та шасі кат.N1 (з локалізацією понад 50%), насамперед з умов імпортозаміщення з РФ (ГАЗ), який домінує на ринку нових автомобілів в Україні.

Наявність власного виробництва дизеля 4ДТНА (в зборі з зчепленням), як визначального, найскладнішого і найдорожчого агрегата КТЗ, при наявних – відомих виробничих потужностях і існуючого технологічного обладнання, що дозволяють організувати виробництво решти визначальних агрегатів і

вузлів (коробка передач, осі, карданні вали і т.д.) дозволяють константувати реальність такого виробництва під обсяги, що відповідають понад 60% ринку нових (імпортних) машин цього та біля 30% ринку вживаних (імпорту).

Окрім цього слід очікувати реального збуту двигунів 4ДТНА як імпортозамінного агрегата при проведенні капітальних ремонтів/заміни двигунів частини існуючого парку автомобілів кат. Н1 в Україні (орієнтовно 3% річно від парку – біля 260 тис.шт.), а також легкових автомобілів кат. М1, насамперед ГАЗ і УАЗ (біля 80 тис.шт.), особливо парку підприємств і установ державної власності (в т.ч. і з умов швидкоокупної заміни існуючих бензинових двигунів ГАЗ, ЗМЗ, УАЗ на більш економічні (і екологічніші) дизельні 4ДТНА).

Таким чином при організації промислового виробництва двигунів 4ДТНА потенційні сфери і об'єми збуту у автомобільному транспорті України складуть:

- заміна зношених, насамперед бензинових двигунів існуючого парку автомобілів категорій М1, N1, (насамперед ГАЗ, УАЗ) – від 2 тис. шт. з потенційним нарощуванням до 4 тис.шт. річно;
- поступове використання у імпортозамінній моделі малотонажної вантажівки категорії N1 (взамін ГАЗ "Газель" – об'єми імпорту у 2008 р. – 6 тис.шт, 2010 р. – 3,6 тис.шт., 2012 р. – 3,1 тис.шт., а автомобілів УАЗ, відповідно 0,6 - -1,1 тис.шт.), тобто у обсягах 3-6 тис.шт.річно при повнокомплектному розгортанні виробництва.

Двигуни 4ДТНА також використовуватимуться і для мікроавтобусів категорії М2 (існуючий парк громадського транспорту в Україні біля 65 тис.шт.), виробництво яких в Україні на 3-х заводах коливається в обсягах від 2,1 тис.шт. у 2008 р. до 0,6 тис.шт. (2013/2014 р.р.). Відповідно слід розраховувати на потенційний збут двигуна 4ДТНА у цьому секторі в обсязі 0,5 – 1,5 тис.шт річно, а також орієнтовно еквівалентні обсяги заміни зношених бензинових двигунів ЗМЗ, УМЗ на вже існуючому парку мікроавтобусів РУТА, БАЗ, ТУР, частково і МВ Sprinter (парк яких нараховує 14 тис. шт.).

Загальна орієнтовна ємкість ринку України в двигунах 4ДТНА для автомобілів категорій N1, М2 складає від 4,0 до 9,0 тис.шт. річно (по мірі виходу економіки з кризи).

Двигуни 6ДТНА будуть використовуватись в автобусах малого класу (до 8 м. повною масою до 7,5-8,1 т.) категорії М3 (що становлять наразі основну частину існуючого парку автобусів в Україні, парк біля 90 тис.шт.) та вантажних автомобілях/шасі категорії N2 (повною масою від 3,5 до 7,5 т). Аналогічно як імпортозамінної техніки (ГАЗ 3307, 3309, 3310) так і заміни зношених двигунів в існуючому парку. Проведений аналіз свідчить про реальність забезпечення збуту двигунів 6ДТНА у народногосподарській сфері в межах від 2-2,5 тис. шт. річно з нарощуванням до 5-6 тис.шт. річно при відновленні економічної активності ринку до рівня 2007/8 р.р.

Для підтвердження орієнтовних обсягів збуту від існуючих виробників автобусів/автотехніки (включно ХК "АвтоКрАЗ", який теж розпочав

дослідно-конструкторські роботи у категоріях N2) необхідно дослідні зразки двигунів та сертифікації/погодження його за будови у автотехніку кат. N2, M3 з протоколами відповідних випробувань акредитованим в УкрСЕПРО випробувальним центром (напр. ВЦ "Укравтотест" у м. Львові).

Голова правління, проф. з.т.н.



Л.В.Крайник

Приложение Е

Акты внедрения результатов диссертационного исследования

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный конструктор -

директор ГП "ХКБД"



Алёхин С.А.

12 ноября 2014 г.

АКТ

12 ноября

г. Харьков

о внедрении в ГП «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению» (ХКБД) результатов диссертационной работы на соискание научной степени кандидата технических наук Овчинникова Алексея Александровича, выполняемой в ГП «ХКБД» и ХНАДУ.

Комиссия в составе

председателя комиссии

Печникова В.В. – главного инженера

членов комиссии:

Моторы А.А. - начальника отдела малолитражных дизелей и силовых установок;

Ягудина С.З. - начальника отдела разработки и испытаний топливной аппаратуры и систем регулирования;

Дедика Б.А. - инженера первой категории научно-исследовательского отдела

в период с 10 по 12 ноября 2014 г. провела работу по определению результатов внедрения практических рекомендаций диссертационной работы Овчинникова А.А. в разработку и конструкторскую документацию высокооборотного малолитражного четырехцилиндрового дизеля 4ДТНА1, представителя единого параметрического ряда "Слобожанский дизель".

В процессе работы комиссия установила следующее:

1 В рамках ежегодных тематических планов работ ГП "ХКБД", во исполнение Решения ГК "Укроборонпром" от 06.01.2012 г. №2-ЗГК/63 "О продолжении работ по созданию высокооборотных автомобильных дизелей мощностью 100-175 л. с. двойного назначения" и на выполнение договора с ГП "Харьковский автомобильный завод" (договор №63153 на тему "Модернизация автомобильной техники дизельными двигателями в интересах Министерства обороны Украины") была разработана конструкторская документация автомобильного высокооборотного малолитражного четырехцилиндрового четырехтактного дизеля 4ДТНА1 (4ДТНА1.Сб-2). Полный комплект калек этой документации с литерой "О" находится в архиве ГП "ХКБД".

2 Личным вкладом соискателя Овчинникова А.А. в создание дизеля 4ДТНА1, который лег в основу конструкторской документации на его изготовление, является:

- предложение адаптивного управления топливоподачей высокооборотного автомобильного дизеля во всем диапазоне эксплуатационных частот вращения коленчатого вала от минимальной частоты холостого хода до частоты номинальной мощности;

- выбор и обоснование дополнительных критериев формирования внешней скоростной характеристики высокооборотного автомобильного дизеля;

- доработка топливного и пневматического корректоров цикловой подачи топлива топливной аппаратуры с одновременной разработкой и внедрением оригинальной конструкции гидropневматического корректора системы изменения угла топливной аппаратуры непосредственного действия для автомобильного дизеля (насос топливный 4ДТНА1.81Сб-2);

- разработка, исследование и внедрение алгоритма выбора параметров упругих элементов (пружин и мембран) схемы управления, который способен обеспечить заданную форму внешней скоростной характеристики дизеля при рациональном угле опережения впрыскивания топлива;

- предложение конструктивных решений по активной защите сервопривода от пульсаций давления;

- проведение стендовых, определительных испытаний топливной аппаратуры с системой регулирования типа НРМ в условиях безмоторного, моторного стендов и транспортного средства;

- разработка и внедрение Технических требований на обкатку и регулирование топливной аппаратуры дизеля 4ДТНА1 (4ДТНА1.ДТ2), а также Программ и методик приемо-сдаточных и периодических испытаний этого дизеля (4ДТНА1.ПМ-1, 4ДТНА1.ПМ-2).

3 Опытный образец дизеля 4ДТНА1 прошел определительные испытания в составе автобуса РУТА 25d и передан ГП "Харьковский автомобильный завод" в качестве базового для разворачивания работ по модернизации образцов автомобильной техники дизельными двигателями в интересах Министерства обороны Украины.

4 Дизель 4ДТНА1 является первым автомобильным малолитражным дизелем, дающим толчок развитию всей двигателестроительной промышленности Украины. Поэтому эффект от внедрения в конструкторскую документацию дизеля 4ДТНА1 результатов диссертационной работы Овчинникова А.А. определяется не прибылью ГП "ХКБД", а топливно-экономическими и экологическими показателями транспортных средств, для которых разработан этот дизель.

Председатель комиссии

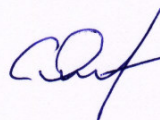


Печников В.В.

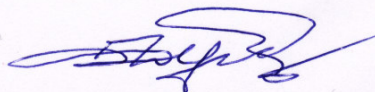
Члены комиссии:



Мотора А.А.



Ягудин С.З.



Дедик Б.А.

УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер

ГП «Завод имени В.А. Малышева»

А.И. Шейко

«22» января 2015 г.

АКТ

22 января

г. Харьков

о внедрении на ГП «Завод имени В.А. Малышева» результатов диссертационной работы на соискание научной степени кандидата технических наук Овчинникова Алексея Александровича, выполняемой в ГП «ХКБД» и ХНАДУ.

Комиссия в составе:

Председателя комиссии

Фрида А.Ю. -заместителя главного инженера по новой технике и техпервооружению;

членов комиссии:

Гожи И.Н. -главного технолога;

Новожиловой В.И. -заместителя главного технолога по моторостроительному производству;

Яцива С.С. -начальника отдела по новой технике и техпервооружению

в период с 19 по 22 января 2015 г. провела работу по определению результатов внедрения практических рекомендаций диссертационной работы Овчинникова А.А. применительно к реализации инвестиционного проекта «Создание производства отечественного автомобильного дизеля мощностью 100-175 л.с. двойного применения (Слобожанский дизель)».

Комиссия установила следующее:

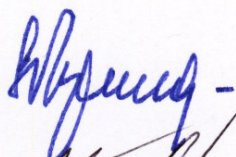
1. На ГП «Завод имени В.А. Малышева» идет подготовка к реализации

инвестиционного проекта «Слобожанский дизель». ХНАДУ и ГП «ХКБД», которые представляет соискатель, являются предприятиями научного и технического обеспечения намеченной реализации этого проекта.

2. В настоящее время завершена корректировка РКД первого дизеля параметрического ряда «Слобожанский дизель», а именно дизеля 4ДТНА1. Полный комплект его документации с литерой «О» передан из ГП «ХКБД» на ГП «Завод имени В.А. Малышева» для проведения технологического контроля и подготовки к разработке проекта технического перевооружения существующего моторостроительного производства. В этот комплект входят уже согласованные и утвержденные инженерными службами завода технические требования на обкатку и регулировку топливной аппаратуры дизеля 4ДТНА1 (4ДТНА1.ДТ2), а также Программы и методики приёмосдаточных (4ДТНА1.ПМ1) и периодических (4ДТНА1.ПМ2) испытаний этого дизеля. Все три вышеобозначенных документа разработаны на основании результатов диссертационной работы Овчинникова А.А.

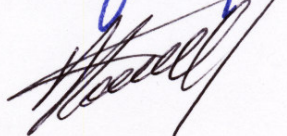
3. В соответствии с материалами инвестиционного проекта «Слобожанский дизель» ожидаемая чистая прибыль предприятия при внедрении в производство дизеля 4ДТНА1 составит около 10 млн. грн. ежегодно.

Председатель комиссии

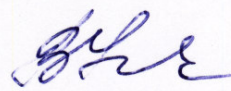


Фрид А.Ю.

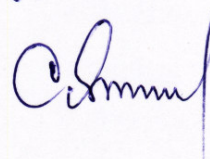
Члены комиссии:



Гожа И.Н.



Новожилова В.И.



Яцив С.С.

“ЗАТВЕРДЖУЮ”

Ректор ХНАДУ

д.т.н., професор



А. М. Туренко

2014 р.

АКТ

Про впровадження в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті (ХНАДУ) результатів дисертаційної роботи «Покращення показників високообертового автомобільного дизеля шляхом раціонального управління паливоподачею» на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук Овчиннікова Олексія Олександровича.

Комісія у складі

Голови комісії

Богомолова В.О. - заступника ректора ХНАДУ з наукової роботи, д.т.н., професора

членів комісії:

Абрамчука Ф.І. - зав. кафедри ДВЗ ХНАДУ, д.т.н.;
Врублевського О.М. - професора кафедри ДВЗ ХНАДУ, д.т.н.;
Воронкова О.І. - доцента кафедри ДВЗ ХНАДУ, к.т.н.

у період з 17 по 20 листопада 2014 р. провела роботу з оцінки впровадження основних результатів дисертаційної роботи Овчиннікова О.О. в навчальний процес ХНАДУ.

Даним актом підтверджується, що основні результати дисертаційної роботи Овчиннікова О.О., а саме:

- алгоритм вибору параметрів пружних елементів схеми керування, який здатний забезпечити задану форму зовнішньої швидкісної характеристики дизеля при раціональному куті випередження упорскування палива;

- математична модель регулятора циклової подачі палива і кута випередження упорскування палива, в якій враховано коливання тиску палива в його сервоприводі, визначені джерела пульсацій тиску та їх вплив на стабільність роботи гідравлічних коректорів циклової подачі та кута випередження упорскування палива;

- методика формування зовнішньої швидкісної характеристики високообертового малолітражного автомобільного дизеля за додатковими критеріями.

використовуються в навчальному процесі для підготовки студентів за напрямком 6.050503 «Машинобудування», професійне спрямування «Двигуни внутрішнього згоряння», а також у практиці науково-дослідних робіт, що проводяться на кафедрі ДВЗ ХНАДУ.

Голова комісії



Богомолів В.О.

Члени комісії



Абрамчук Ф.І.



Врублевський О.М.



Воронков О.І.

Приложение Ж

Описание конструкции доработанной топливоподающей аппаратуры

Топливо-регулирующая аппаратура предназначена для дозированной подачи очищенного и распыленного топлива в цилиндры в определенные моменты времени, а также для обеспечения устойчивой работы дизеля во всем диапазоне частот и нагрузок и поддержания заданной частоты вращения КВ.

Система питания топливом.

Система питания состоит из контуров низкого и высокого давления. К контуру низкого давления относятся: фильтр 10 (рис. Ж.1) тонкой очистки топлива, топливоподкачивающий насос 16, насос ручной подкачки топлива 7 и топливопроводы низкого давления 8,14,15,27.

Для обеспечения надежной работы системы питания в контуре низкого давления циркулирует топлива больше, чем расходуется дизелем. Излишнее топливо, циркулируя по системе, охлаждает детали и узлы, а также ликвидирует воздушные пробки образовавшиеся в топливе и сбрасывается в бак.

Контур высокого давления включает: ТНВД 21, объединенный в одном корпусе с гидropневмомеханическим регулятором, форсунки 11 и трубки высокого давления 2, 3, 5, 6.

Перед пуском система питания прокачивается насосом ручной подкачки топлива 7 для удаления воздуха и заполнения её топливом. Отвод топлива и воздуха из топливного насоса осуществляется по трубопроводу 4.

В процессе работы дизеля топливо из топливного бака через фильтр грубой очистки и клапаны насоса ручной подкачки топлива 7 по трубопроводу 14 поступает во впускную полость топливоподкачивающего насоса 16. Топливоподкачивающий насос подаёт топливо по трубопроводу 8 в фильтр тонкой очистки 10. Очищенное топливо по трубопроводу

27 поступает в полости питания ТНВД 21 и измерителя частоты вращения (груза-золотника) регулятора.

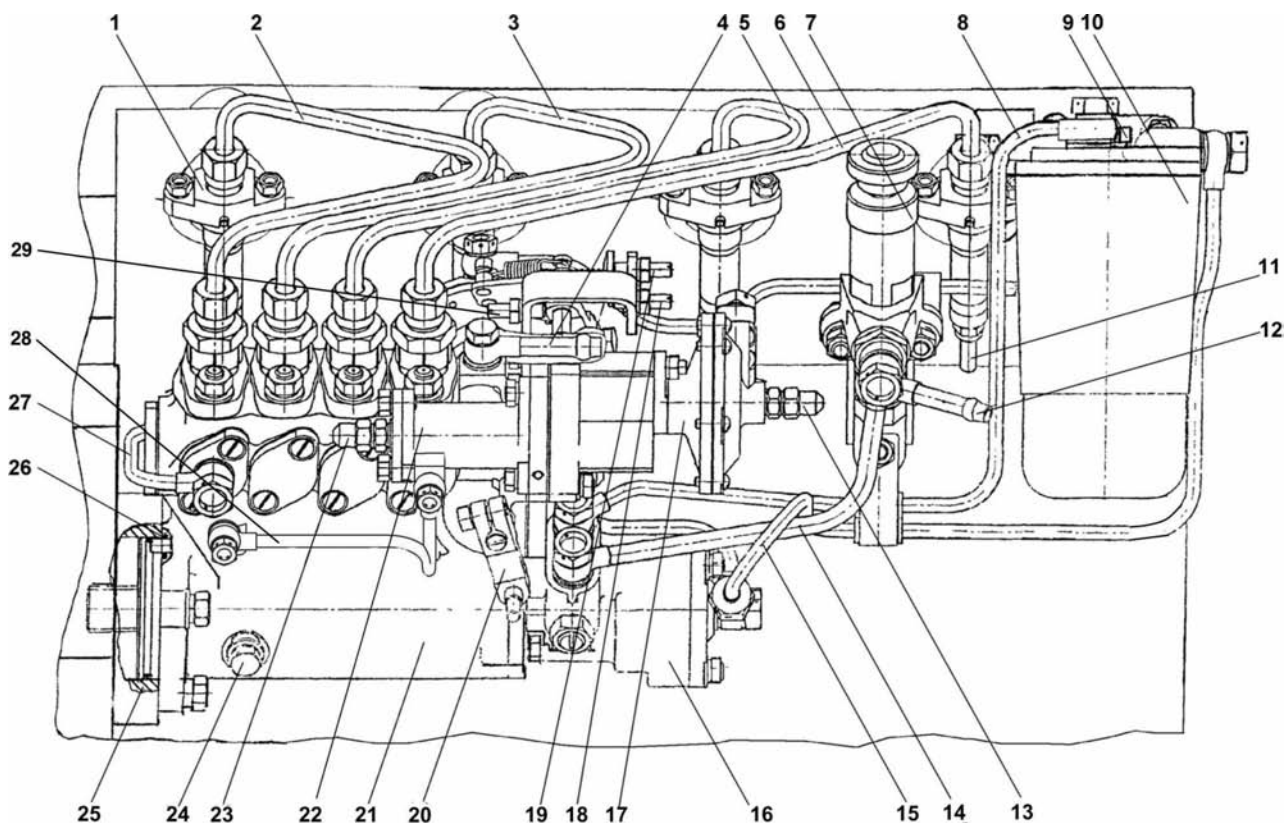


Рисунок Ж.1 - Система топливная:

- 1 - фланец установки форсунки; 2, 3, 5, 6 - трубопроводы высокого давления; 4 - трубка отвода топлива; 7 - насос ручной подкачки топлива; 8 - трубопровод - подвод топлива к ФТОТ; 9 - пробка; 10 - ФТОТ; 11 - форсунка; 12 - трубка - вход топлива НРПТ; 13 - упор пневмокорректора; 14 - трубопровод; 15 - трубопровод - подача топлива к грузу-золотнику; 16 - топливоподкачивающий насос; 17 - пневмокорректор; 18 - упор «СТОП»; 19 - упор «Ne max»; 20 - рычаг управления; 21 - насос топливный; 22 - топливный корректор; 23 - упор топливного корректора; 24 - пробка; 25, 26 - кольцо уплотнительное; 27 - трубопровод- вход топлива в насос топливный; 28 - трубопровод - сброс топлива из-под поршня топливного корректора; 29 - упор «ПУСК»

Из полости питания ТНВД топливо при нагнетающем ходе плунже-ра, через форсунки 11, под высоким давлением впрыскивается в цилиндры дизеля.

Топливоподкачивающий насос коловратного типа крепится фланцем к ТНВД и приводится от кулачкового вала насоса.

Насос состоит из корпуса 1 (рис. Ж.2), коловратного механизма, деталей редукционного клапана, деталей уплотнения коловратного механизма и груза-золотника 5.

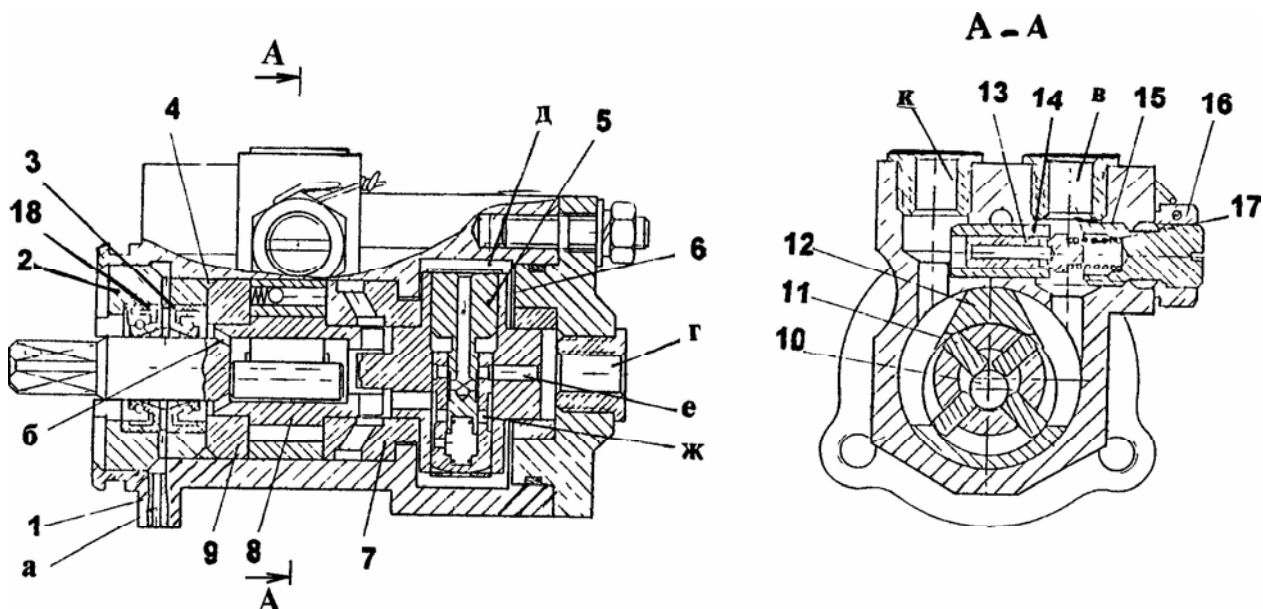


Рисунок Ж.2 - Топливоподкачивающий насос:

1 - корпус; 2, 16 - гайка; 3, 18 - манжеты; 4 - уплотнительное кольцо;
 5 - груз-золотник; 6, 8 - ротор; 7, 9 - подпятник; 10 - палец; 11 - лопатка ротора;
 12 - стакан; 13 - золотник; 14 - втулка; 15 - регулировочный винт; 17 - пружина;
 а - контрольное отверстие; б - отверстие; в - полость всасывания; г - полость пи-
 тания измерителя частоты вращения; д - полость питания регулятора;
 е - впускное отверстие; ж - выпускное отверстие; к - полость нагнетания

В корпусе 1 расточено цилиндрическое гнездо, в которое с одной стороны установлен предварительно собранный коловратный механизм, с другой стороны - груз-золотник 5. Коловратный механизм состоит из стакана 12, запрессованного в корпусе, ротора 8, четырех лопаток 11, пальца 10 и двух бронзовых подпятников (верхний 9, нижний 7). В роторе выполнены отверстия «б» для соединения полости манжет с полостью всасывания, позволяющие разгрузить манжеты от избыточного давления.

Течи топлива из полости коловратного механизма и масла из дизеля предотвращаются двумя манжетами 3 и 18, резиновым кольцом 4, и гайкой 2 установленной на уплотнителе.

Полость между манжетами через отверстие «а» соединена с атмосферой, что позволяет контролировать качество уплотнения манжетами.

При вращении ротора, в результате его эксцентричного расположения относительно стакана, между корпусом и ротором образуются полости всасывания «в» и нагнетания «к», ограниченные с торцев подпятниками 7 и 9, а в радиальном направлении - лопатками, прижимаемыми к стакану центробежной силой. При остановке ротора палец 10 удерживает лопатки в определенном положении.

Груз-золотник 5 совместно с качающим узлом служит для создания в полости регулятора «д» давления топлива, пропорционального квадрату частоты вращения коленчатого вала дизеля. Ротор 6 груза-золотника приводится во вращение от ротора 8 топливоподкачивающего насоса.

Центробежная сила груза-золотника, возникающая при вращении ротора, уравнивается силой от давления топлива в полости регулятора, которое зависит от соотношения между проходными сечениями открытой части впускного и выпускного отверстий «е» и «ж».

Редукционный клапан служит для регулировки и поддержания заданного давления. Он установлен в корпусе между всасывающей и нагнетающей полостями. Клапан состоит из золотника 13, который установлен во втулке 14, запрессованной в корпусе, регулировочного винта 15, пружины 17 и гайки 16.

Давление топлива регулируется затяжкой пружины 17 с помощью регулировочного винта 15, который контрится гайкой 16.

Фильтр тонкой очистки топлива служит для тонкой очистки топлива от механических примесей перед поступлением его в топливный насос высокого давления.

Фильтр состоит из корпуса 2 (рис. Ж.3) и крышки 4, которые стягиваются болтом 8 и уплотняются резиновым кольцом 3, и фильтроэлемента 1.

Фильтроэлемент 1 поверхностного типа выполнен из термообработанной бумаги БТ в виде многолучевой звезды. С торцов элемент приклеен к крышкам, в центральные отверстия элемента установлены втулки уплотнительные 11, исключая попадание неочищенного топлива в полость очищенного.

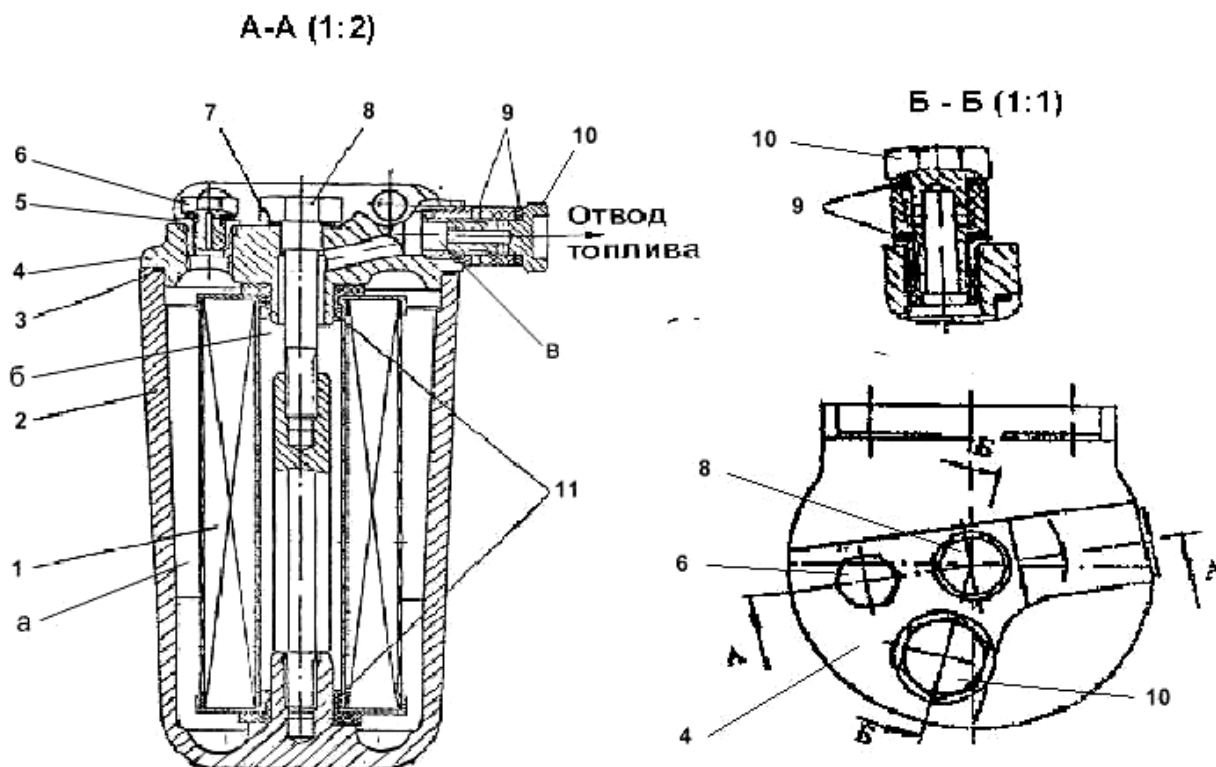


Рисунок Ж.3 - Фильтр тонкой очистки топлива:

1 - элемент фильтровальный; 2 - корпус; 3 - кольцо уплотнительное;
 4 - крышка; 5 - медная прокладка; 6 - пробка; 7 - алюминиевая прокладка;
 8 - болт стяжной; 9 - алюминиевая прокладка; 10 - зажим; 11 - втулки уплотнительные; а - полость очищенного топлива; б - полость неочищенного топлива; в - выход очищенного топлива

Топливо через отверстие в крышке 4 поступает в полость корпуса 2 и пройдя через фильтроэлемент 1 попадает в полость очищенного топлива. Очищенное топливо поступает по трубопроводу 27 (рис. Ж.1) к ТНВД.

В крышке 4 расположена пробка 6 для выпуска воздуха из топливной системы при заполнении её топливом.

Насос ручной подкачки топлива служит для прокачки системы питания перед пуском дизеля с целью заполнения ее топливом и удаления воздуха.

Насос - поршневой; уплотнение по цилиндру 2 (рис. Ж.4) осуществляется резиновым кольцом 7, установленным на поршне 5. Шток 4 зафиксирован в поршне штифтом 6, а рукоятка на штоке - с помощью шарика. Перед прокачкой рукоятку штока необходимо отвернуть с резьбы на крышке 3.

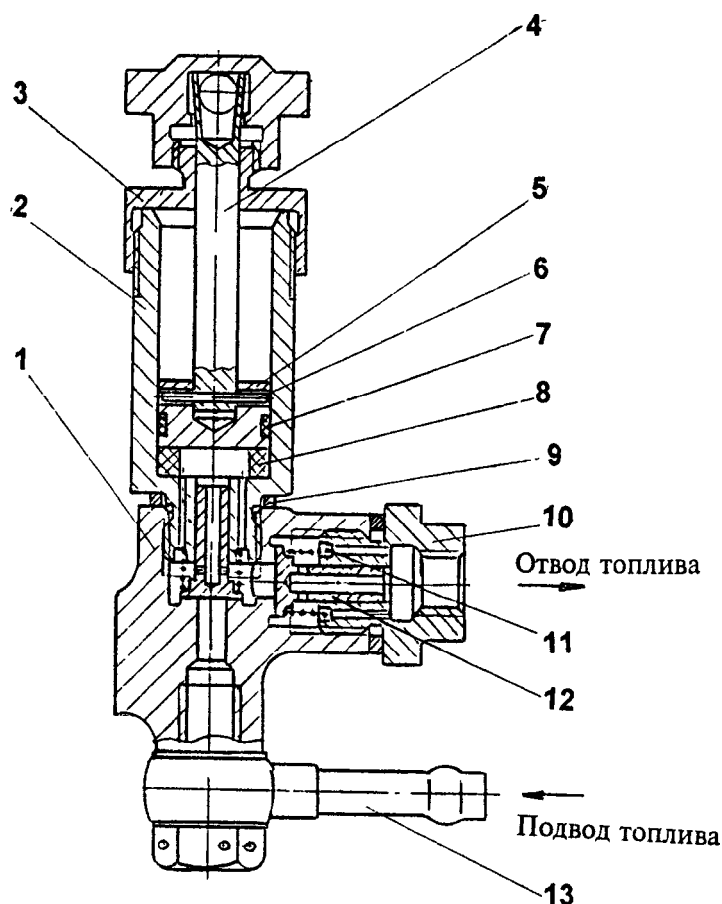


Рисунок Ж.4 - Насос ручной подкачки топлива:

- 1 - корпус; 2 - цилиндр; 3 - крышка; 4 - шток; 5 - поршень; 6 - штифт;
 7 - уплотнительное кольцо; 8 - шайба; 9 - прокладка; 10 - штуцер;
 11 - пружина; 12 - клапан; 13 - поворотный угольник

Прокачка системы питания осуществляется вручную возвратно-поступательным перемещением рукоятки со штоком и поршнем. При движении поршня вверх - впускной клапан открывается, а нагнетательный закрыт; при движении вниз - впускной клапан закрыт, а выпускной открывается и топливо через штуцер 10 поступает в систему питания.

После прокачки рукоятку завернуть на резьбовой хвостовик крышки 3. При этом поршень прижимается к резиновой шайбе 8, уплотняя впускную полость насоса.

ТНВД состоит из непосредственно топливного насоса и расположенных в нем элементов регулятора.

Таблица Ж.1 - Техническая характеристика ТНВД

Тип насоса	золотниковый, блочный, рядный
Число секций	4
Диаметр плунжера, мм	8
Ход плунжера, мм	8
Направление вращения (со стороны привода)	по часовой стрелке
Цикловая подача при частоте вращения дизеля $n=4200 \text{ мин}^{-1}$, $\text{мм}^3/\text{цикл}$	50 ± 2
Диапазон изменения угла начала подачи топлива, град. пов. кул. вала	7...9

Все сборочные единицы ТНВД смонтированы в его корпусе 2 (рис. Ж.5), изготовленном из алюминиевого сплава АК8М. В вертикальные гнезда корпуса установлены насосные секции и толкатели 7 в сборе с роликами. Насосная секция фиксируется фланцем 12 и прижата к корпусу двумя гайками.

Насосная секция состоит из насосного элемента, нагнетательного клапана 1, нажимной гайки 13, пружины 10, тарелки пружины 9 и двух уплотнительных колец 11.

Отличительной особенностью ТНВД является то, что золотник 4 имеет угловое и осевое перемещение, а плунжер 6 зафиксирован от углового перемещения в пазу гильзы 5. Насосный элемент представляет собой комплект, состоящий из плунжера, гильзы плунжера и золотника. Эти де-

тали выполнены из стали 30Х3МФСА, а поверхности их азотированы и закалены. После окончательной обработки детали насосного элемента подогнаны друг к другу. Поэтому замена деталей в комплекте насосного элемента не допускается.

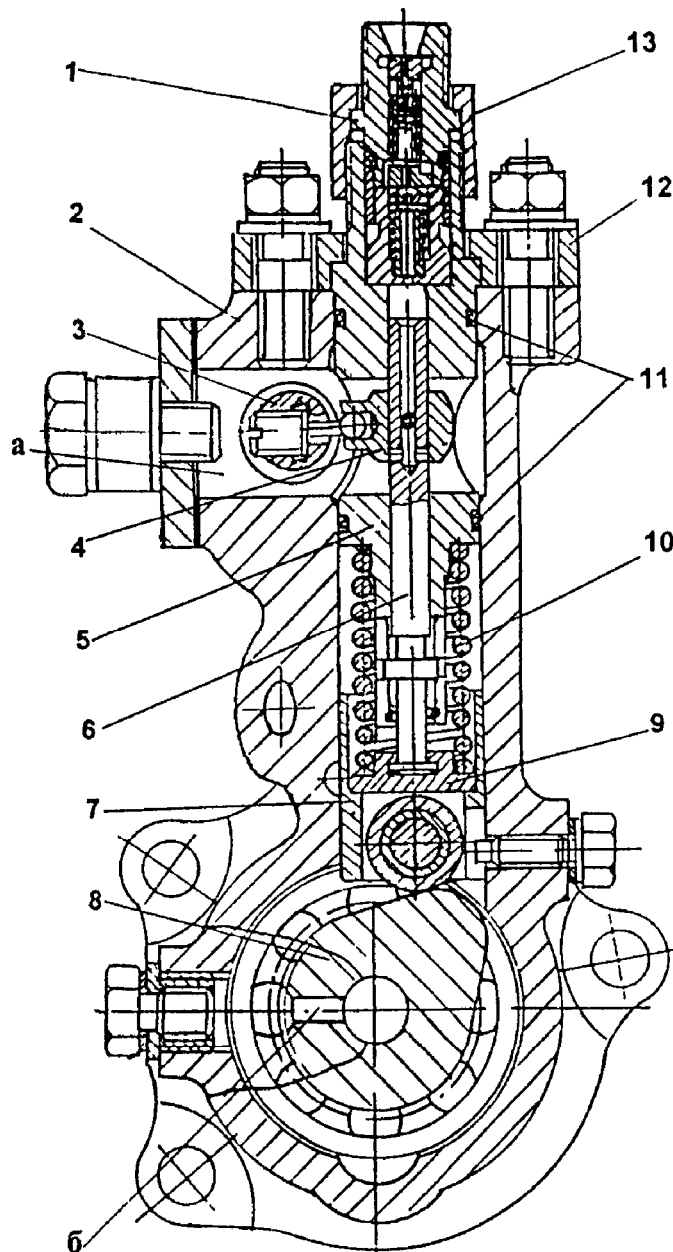


Рисунок Ж.5 - Поперечный разрез ТНВД:

1 - нагнетательный клапан; 2 - корпус; 3 - рейка; 4 - золотник; 5 - гильза плунжера; 6 - плунжер; 7 - толкатель; 8 - кулачковый вал; 9 – тарелка пружины; 10 - пружина; 11 - уплотнительное кольцо; 12 - фланец; 13 - гайка; а - полость; б - отверстие для установки калибра

В полости «а» расположено отверстие под рейку 3. С торцов корпуса в отверстие запрессованы бронзовые втулки - направляющие рейки. Рейка постоянно находится в зацеплении с золотниками 4, с поршнем угломена и рычагом управления регулятора.

Кулачковый вал 8 ТНВД установлен на двух подшипниках качения. Внутренние обоймы подшипников напрессованы на шейки вала. Кулачковый вал изготовлен из стали 18Х2Н4МА, рабочие поверхности кулачков и опорных шеек цементированы и закалены. Один конец вала выполнен со шлицами для соединения с передачей, в другом выполнено квадратное отверстие для привода топливоподкачивающего насоса; отверстие «б» в кулачковом валу предназначено для установки калибра для определения начала подачи топлива.

Нагнетательный клапан 1 двойного действия служит для периодического разобщения трубопровода высокого давления от надплунжерного пространства ТНВД.

Он состоит из плоских нагнетательного 5 (рис. Ж.6) и обратного 7 клапанов, которые изготавливаются из стали ШХ15. Уплотнение клапанов обеспечивается доведенными торцами, обращенными друг к другу. Поджатие клапанов осуществляется пружинами, которые регулируются: прямой - на давление открытия 1...1,2 МПа (10...12 кгс/см²), обратный на 1,7...2,6 МПа (17...26 кгс/см²). Уплотнение стыка высокого давления осуществляется доведенным нижним торцом клапана путем его затяжки гайкой 13 (рис. Ж.5) моментом 140...160 Н·м (14...16 кгс·м).

При вращении кулачкового вала 8 плунжер 6 совершает возвратно-поступательные движения. В положении толкателя 7 на затылке кулачка топливо из полости «а» через радиальный и осевой канал в плунжере 6 заполняет надплунжерное пространство. При набегании кулачка на ролик толкателя 7 плунжер 6 перемещается вверх, начинается активный ход плунжера.

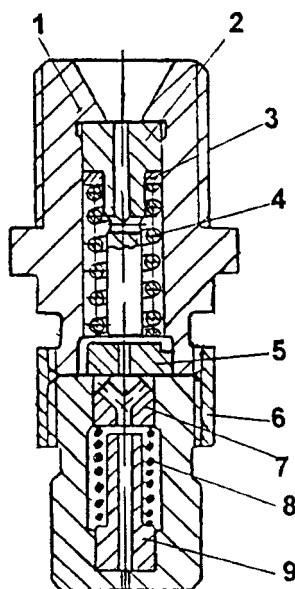


Рисунок Ж.6 - Нагнетательный клапан:

1 - корпус; 2 - упор; 3 - регулировочная шайба; 4 - пружина;
5 - нагнетательный клапан; 6 - гайка; 7 - обратный клапан; 8 - пружина; 9 - упор

При совпадении спиральной канавки на плунжере 6 с отверстием на золотнике 4 происходит отсечка топлива, впрыскивание прекращается, клапан 1 занимает исходное положение и отсоединяет трубопровод высокого давления от полости «а». В дальнейшем цикл повторяется. Силы инерции, возникающие при возвратно-поступательном движении деталей, компенсируются пружиной 10.

Изменение цикловой подачи происходит за счет золотника 4, а изменение угла начала впрыскивания - за счёт его осевого перемещения при помощи рейки 3.

Регулировка ТНВД производится на специальных стендах по величине и неравномерности подачи топлива по секциям, по началу подачи по каждой секции и началу действия угломена. Упоры в отрегулированном насосе контролируются и пломбируются.

Форсунки устанавливаются в адаптеры и прижимаются фланцами 1 (рис. Ж.1) и гайками. Газовый стык уплотняется по конусу.

Форсунка обеспечивает двухстадийное впрыскивание топлива в камеру сгорания в широком диапазоне изменения скоростных и нагрузочных режимов, а также четкую отсечку (прекращение подачи).

На дизеле установлены форсунки закрытого типа с гидромеханическим способом управления иглой, дифференциальным поршнем и модулятором импульсов давления.

Распылитель 10 (рис. Ж.7) с иглой 9 крепится к корпусу 2 гайкой 4. Положение топливоподводящих каналов в корпусе 2, проставке 6 и 13, распылителе 10 и фиксируется штифтом 11. Контактные поверхности иглы и седла распылителя выполнены коническими. Пружина 5 через тарелку пружины 12, опирающуюся на хвостовик иглы, прижимает иглу к седлу распылителя. Регулировка усилия пружины осуществляется на давление начала впрыскивания 18 МПа (180 кгс/см²) с помощью регулировочной шайбы.

В форсунку установлен распылитель с иглой диаметром 3,5 мм.

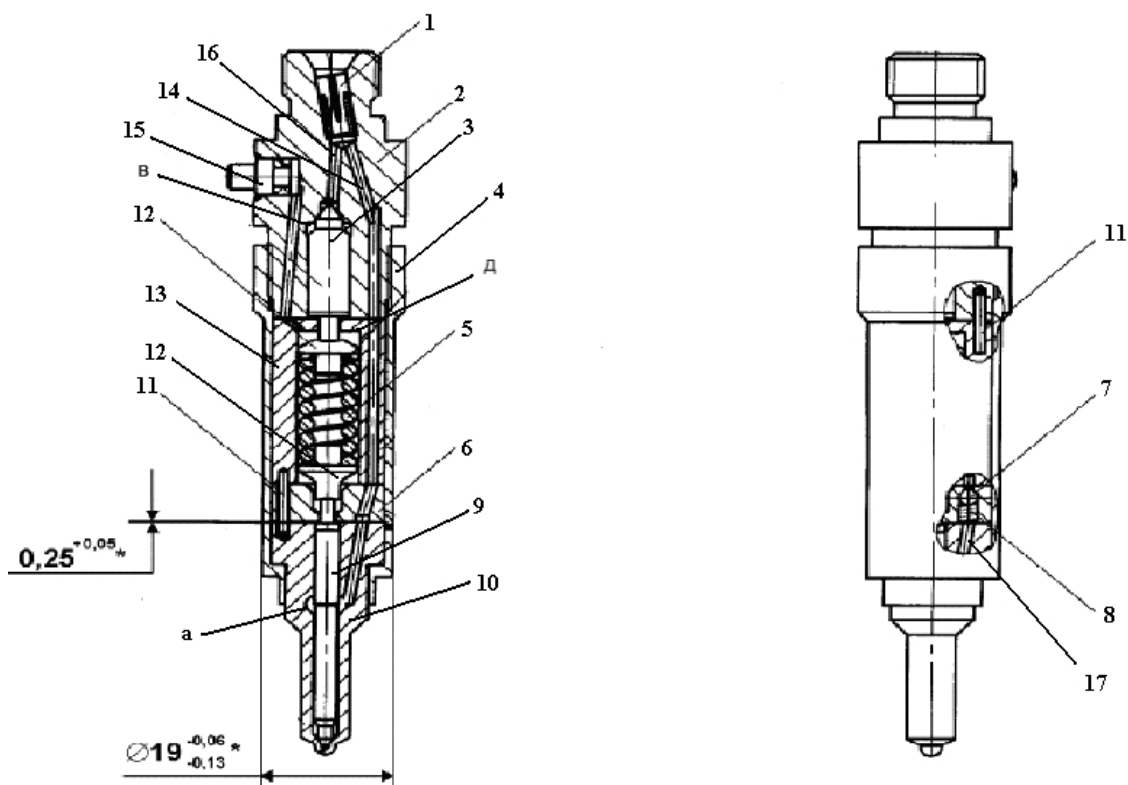


Рисунок Ж.7 - Форсунка:

- 1 - фильтр; 2 - корпус; 3 - поршень; 4 - гайка; 5, 8 - пружина;
 6, 13 - проставка; 7 - клапан; 9 - игла; 10 - распылитель; 11 - штифт;
 12 - тарелки пружины; 15 - заглушка с уплотнительным кольцом;
 14, 16, 17 - канал; а, в, д - полости

В начале активного хода плунжера топливного насоса топливо подаётся к корпусу 2 (рис. Ж.7) форсунки через предохранительный фильтр 1 щелевого типа, задерживающий частицы размером более 40...50 мкм, и по каналам 14 и 16 поступает в полости «а» распылителя и дифференциального поршня 3.

Давление топлива в полости «а» увеличивается и в момент превышения силы затяжки пружины 5 происходит подъём иглы 9 и начало впрыскивания топлива в цилиндр дизеля.

Давление топлива, действуя на дифференциальный поршень 3, перемещает его, что приводит к сжатию пружины 5 и увеличению давления на иглу 9 и отводу топлива в полость «в». Следовательно, давление топлива в полости «а» снижается и сила пружины 9 опускает иглу, закрывая отверстия распылителя. На этом первая стадия впрыскивания заканчивается. Повышение давления топлива приводит к росту давления в полости «а», к повторному подъёму иглы 9 и основному впрыскиванию топлива.

Дифференциальный поршень 3, за счет выбора его конструктивных параметров и места установки, одновременно выполняет функцию модулятора импульсов давления, который в свою очередь обеспечивает увеличение максимального давления впрыскивания на 60-80%.

Снижение давления топлива в полости «а» связано с открытием сливного отверстия в золотнике топливного насоса. После снижения давления в полости распылителя под действием пружины происходит прекращение подачи топлива в цилиндр (отсечка). На этом вторая стадия впрыскивания заканчивается. обратный ход дифференциального поршня 3 происходит после посадки иглы 9 на распылитель.

Топливо из полости «в» движется в сторону топливного насоса и не влияет на окончание процесса впрыскивания топлива. Просочившиеся по зазору «распылитель-игла» топливо из полости «д» между впрыскивани-

ем отводится через обратный клапан 7 по каналу 17 в полость «а» и по каналу 14 в топливопровод.

Система регулирования

Система регулирования обеспечивает:

- поддержание скоростных режимов работы дизеля, задаваемых водителем;
- изменение угла опережения впрыскивания топлива в цилиндры в зависимости от частоты вращения КВ и давления наддува;
- поддержание минимальной частоты вращения холостого хода;
- обеспечение пусковой подачи топлива;
- автоматическую коррекцию подачи топлива по частоте вращения КВ и давлению наддува;
- остановку дизеля.

На дизеле применена система регулирования типа *НРМ*.

Основными элементами регулятора являются: груз-золотник 5 (рис. Ж.2), рейка 20 (рис. Ж.8), валик управления 13, всережимная пружина 16, рычаг 1, упор 30 «Максимальной частоты вращения», упор 31 «Минимальной частоты вращения холостого хода», угломен 7, груз-золотник 5 (рисунок 14), редукционный клапан и топливоподкачивающий насос, механизм остановки с рычагом остановки 28 (рис. Ж.8), суммирующим рычагом 22 и с тремя упорами («Ne max» 26, «Стоп» 27, «Пуск» 29), а также пневмокорректор 25.

Узлы регулятора объединены с ТНВД в едином корпусе.

Груз-золотник 5 (рис. Ж.2) является чувствительным элементом сервопривода регулятора.

Рейка 20 (рис. Ж.8) одновременно является исполнительным органом топливного насоса высокого давления и элементом механизма угломена.

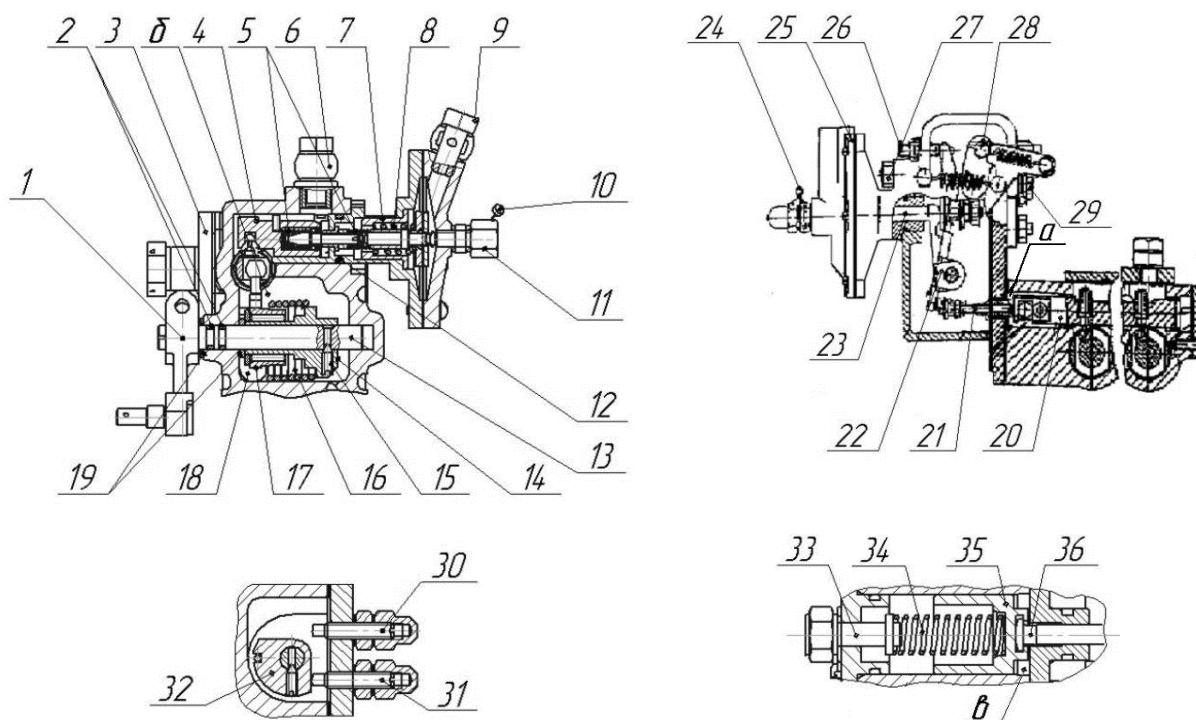


Рисунок Ж.8 - Элементы регулятора:

1 - рычаг управления регулятора; 2 - кольцо уплотнительное;
 3 - крышка; 4 - поршень; 5, 8 - пружины; 6 - поворотный угломен;
 7 - механизм угломена; 9 - подвод воздуха; 10 - отверстие; 11, 15 - винт;
 12 - кольцо уплотнительное; 13 - валик управления; 14, 32 - втулка;
 16 - всережимная пружина; 17 - рычаг; 18 - кольцо; 19 - шайба; 20 - рейка;
 21 - упор рейки; 22 - суммирующий рычаг; 23 - шток пневмокорректора;
 24 - упор; 25 - пневмокорректор; 26 - упор «Ne max»; 27 - упор «Стоп»;
 28 - рычаг остановки; 29 - упор «Пуск»; 30 - упор «Максимальной частоты
 вращения»; 31 - упор «Минимальной частоты вращения»; 32 - болт;
 33 - упор; 34 - пружина; 35 - поршень гидрокорректора; 36 – шток
 гидрокорректора; а, б, в - полости рабочего давления

Топливоподкачивающий насос используется для создания регулируемого грузом-золотником давления топлива, изменяющегося в зависимости от частоты вращения кулачкового вала. Это давление используется как сила, действующая непосредственно на рейку 20 ТНВД в полости «а» и

«б» регулятора, на поршень угломена 4 в полости «б» и на поршень гидрокорректора 35 в полости «в» топливного корректора.

Начало работы угломена определяется предварительной затяжкой его пружины 5. Во всем диапазоне работы угломена, от пуска до номинального, рейка занимает угловое положение, соответствующее равновесному состоянию силы от давления топлива в полости «б» угломена, силы затяжки пружины 5 угломена и силы от давления наддува, создаваемой пневмокорректором 25. Это соответствует определенному углу начала впрыскивания топлива.

Изменение цикловой подачи топлива осуществляется регулятором в зависимости от положения рычага управления, нагрузки на дизель и давления наддува. Режим работы дизеля задается затяжкой всережимной пружины 16 регулятора при помощи рычага управления 1. При этом, усилие пружины действует на рейку 20 в сторону увеличения подачи топлива. Усилие давления топлива действует на рейку в сторону уменьшения подачи топлива. В пределах регуляторных характеристик на каждом равновесном режиме давление топлива уравновешено усилием затяжки пружины регулятора. Увеличение (или уменьшение) нагрузки на дизель (при постоянном положении рычага управления) приводит к соответствующему изменению частоты вращения дизеля.

При этом, давление топлива, создаваемое топливоподкачивающим насосом и грузом-золотником, также изменяется. Так, при уменьшении давления топлива, что соответствует увеличению нагрузки, рейка под действием избыточного усилия пружины перемещается в сторону увеличения подачи топлива, до выхода на новый установившийся режим, определяемый увеличенной нагрузкой на дизель. При уменьшении нагрузки процесс регулирования происходит в обратном направлении.

При работе регулятора на внешней характеристике рычаг 1 управления находится на упоре 30 «Максимальной частоты вращения». При этом реализуется максимальная затяжка пружины 16, которая на номинальном

режиме уравнивается давлением топлива, создаваемым грузом-золотником и рейка находится на подвижном упоре 21.

Подача топлива при уменьшении частоты вращения по внешней характеристике корректируется в зависимости от частоты вращения и давления наддува положением упора 21. Автоматическая коррекция подачи топлива осуществляется топливным гидравлическим корректором и пневмокорректором, основными элементами которого являются: мембрана, пружина и упор 24, регулирующий глубину ограничения подачи топлива по давлению наддува. Штоки 23 пневмокорректора и 36 гидрокорректора воздействуют на суммирующий рычаг 22 механизма останова, который через упор 21 ограничивает перемещение рейки.

Максимальная подача топлива на номинальном режиме работы дизеля регулируется упором 26 «Ne max». Величина подачи топлива при пуске регулируется упором 29 «Пуск». При выходе рычага останова 28 на упор 27 «Стоп» осуществляется останов дизеля.

Механизм угломена обеспечивает заданное конструкцией изменение угла начала впрыскивания топлива в зависимости от частоты вращения дизеля и давления наддува.

Гидравлический корректор участвует в формировании внешней скоростной характеристики при частоте вращения вала топливного насоса 770...1900 мин⁻¹.

Гидропневмомеханический регулятор типа НРМ обеспечивает устойчивую работу дизеля во всем диапазоне частот вращения и нагрузок, а также хорошее качество переходных процессов.

Приложение И

Выборки иллюстраций из технических требований 4ДТНА1.ДТ2

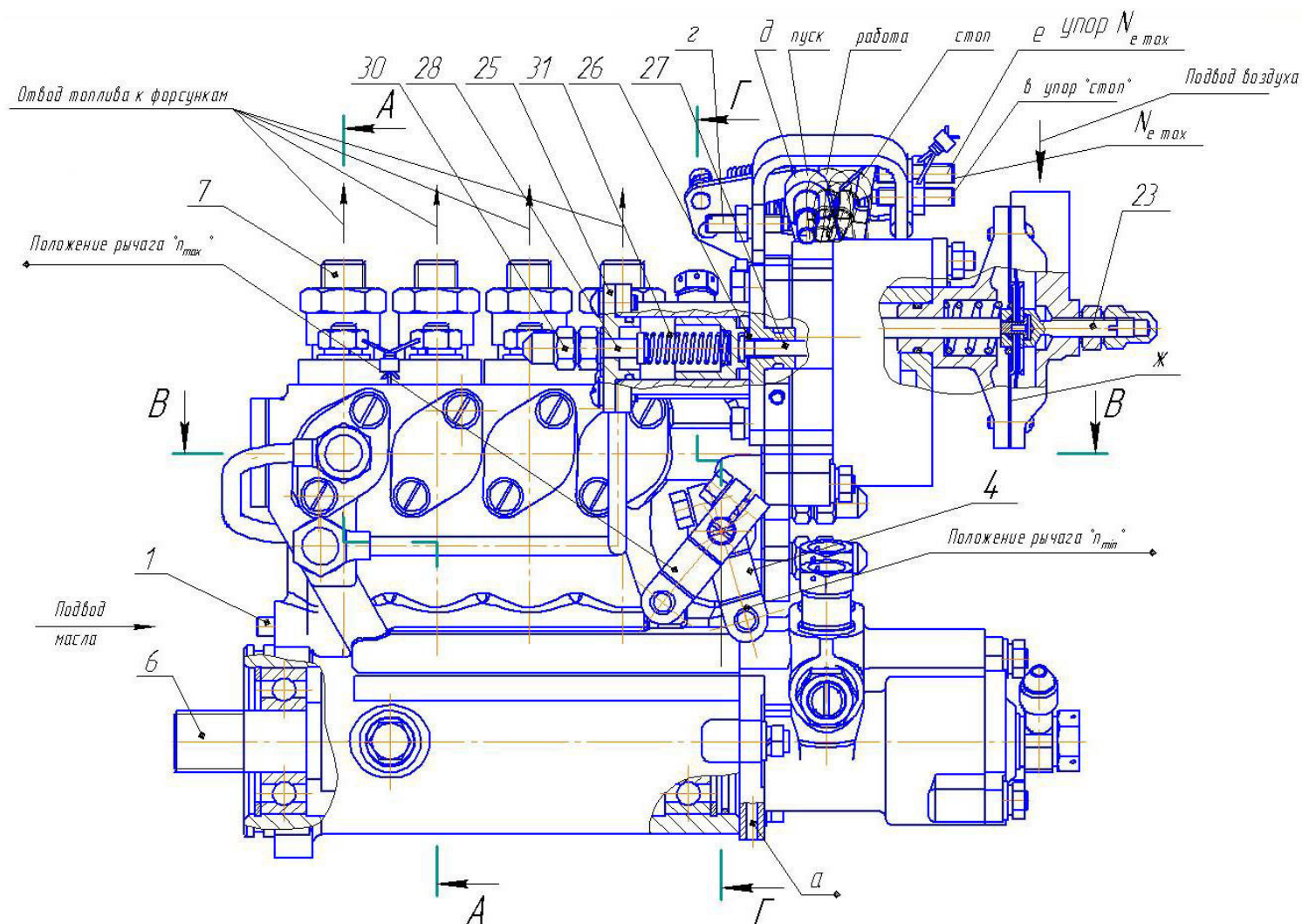


Рисунок И.1 - Топливоподающая аппаратура (вид спереди)

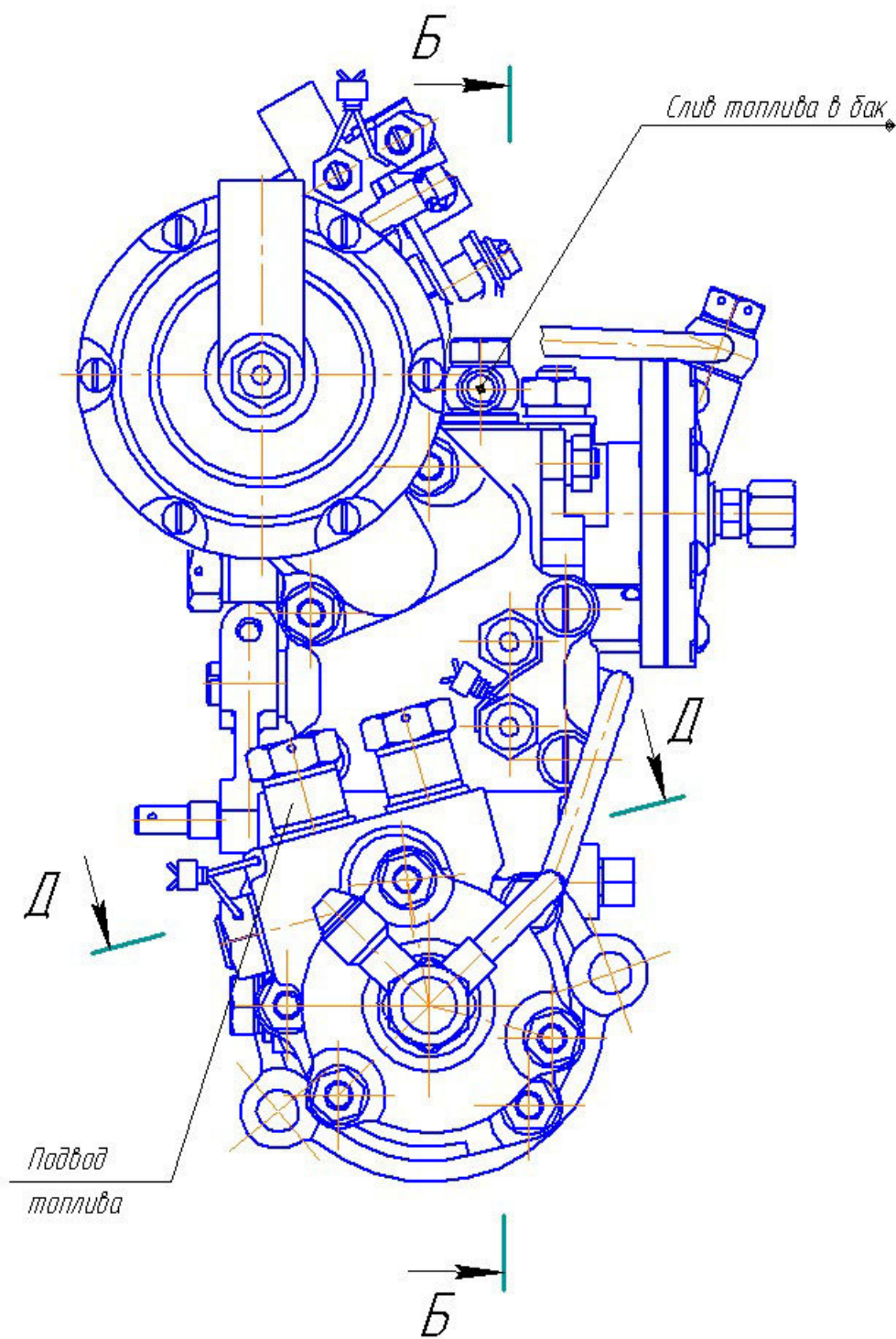


Рисунок И.2 - Топливоподающая аппаратура (вид справа)

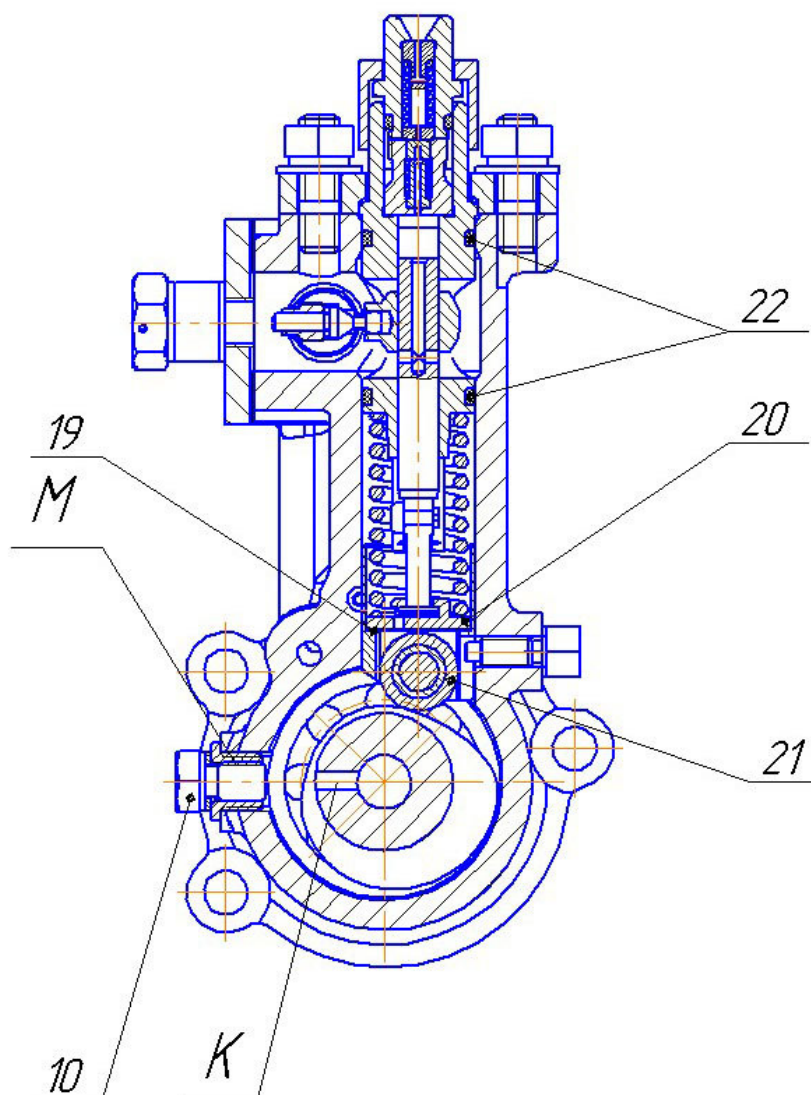


Рисунок И.3 - Насосная секция (сечение А-А)

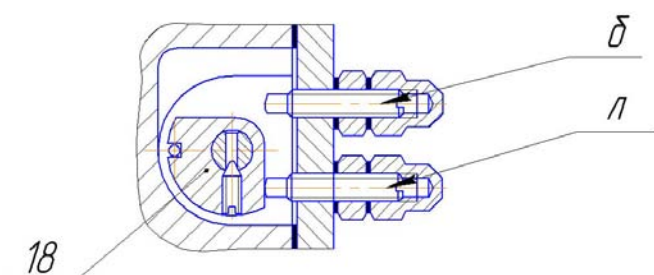


Рисунок И.4 - Упоры максимальной и минимальной частоты вращения (сечение Б-Б)

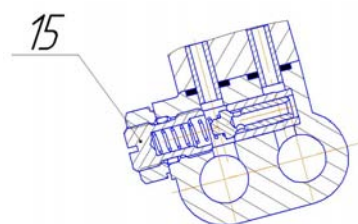


Рисунок И.5 – Редукционный клапан (сечение Д-Д)

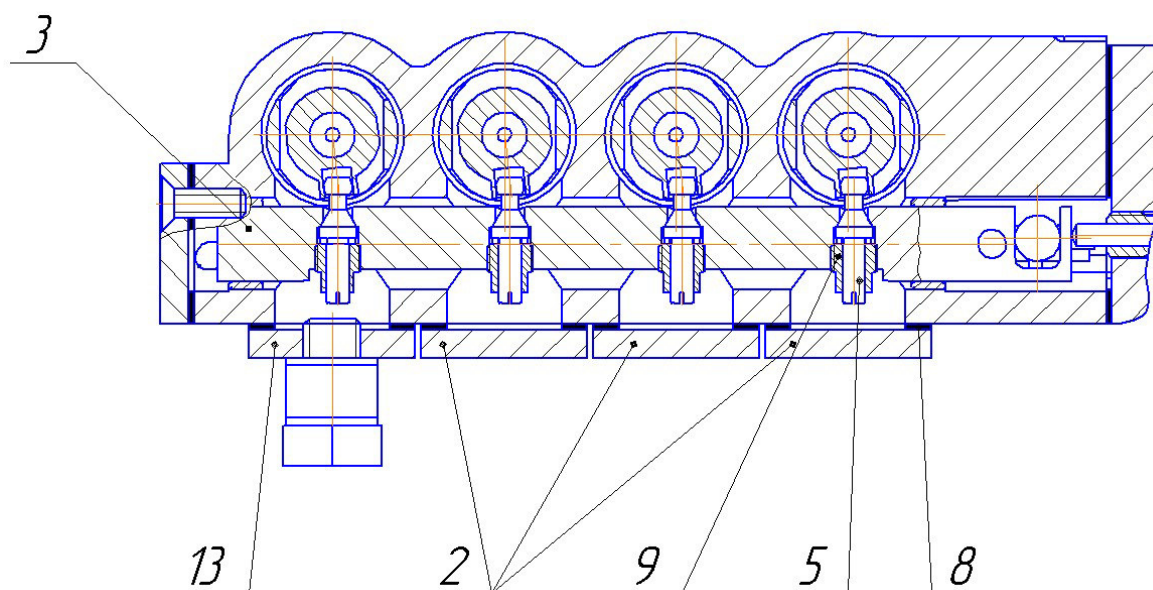


Рисунок И.6 - Привод золотников плунжеров (сечение В-В)

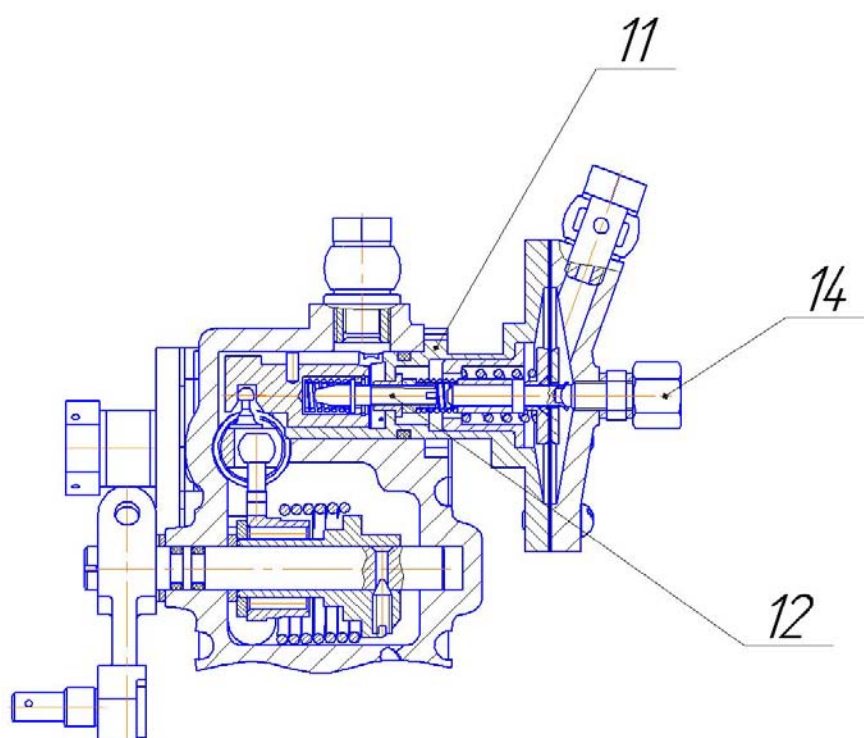


Рисунок И.7 - Пневмогидравлический корректор УОВТ (сечение Г-Г)