

ХАРЬКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
АКАДЕМИЯ

На правах рукописи

КАГРАМАНЯН Артур Александрович

УДК 629.424.3: 621.436 - 61

**СНИЖЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО РАСХОДА ДИЗЕЛЬНОГО
ТОПЛИВА ГАЗОДИЗЕЛЕМ МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗА**

05. 04. 02 - Тепловые двигатели

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Харьков - 1996

СОДЕРЖАНИЕ

стр

| | |
|--|----|
| Введение | 4 |
| 1. Условия эксплуатации двигателей маневровых тепловозов и перспективы применения газообразного топлива на них | 6 |
| 1.1. Особенности эксплуатации дизелей маневровых тепловозов | 6 |
| 1.2. Методы повышения эксплуатационной топливной экономичности дизелей маневровых тепловозов, работающих на жидком и газообразном топливах | 11 |
| 1.3. Системы топливоподачи двигателей внутреннего сгорания, работающих по газодизельному циклу | 18 |
| 2. Математическое моделирование системы топливоподачи газодизеля | 35 |
| 2.1. Математическая модель механизмов отключения подачи жидкого и газообразного топлива | 36 |
| 2.2. Математическая модель гидропривода газопускного клапана | 51 |
| 3. Экспериментальные исследования опытного газодизеля и его систем | 64 |
| 3.1. Экспериментальная установка | 64 |
| 3.2. Топливная система опытного газодизеля | 71 |
| 3.3. Система отключения трех цилиндров опытного газодизеля | 82 |

3.4. Экспериментальный стенд для испытаний гидропривода газовпускных клапанов и методика испытаний 86

3.5. Экспериментальный ^гстенд для продувки системы подачи газа и методика проведения испытаний 90

3.6. Методика оценки погрешности измерений 100

4. Результаты расчетно - экспериментального исследования опытного газодизеля и его систем 106

4.1. Результаты расчетного и экспериментального исследования динамических характеристик гидравлического привода газовпускных клапанов 106

4.2. Расходные характеристики системы питания газом опытного газодизеля 1 109

4.3. Результаты расчетного исследования переходных процессов механизмов отключения подачи жидкого и газообразного топлива 112

4.4. Результаты экспериментальных исследований опытного тепловозного газодизеля 119

4.5. Экономическая эффективность применения природного газа в качестве моторного топлива для дизелей маневровых тепловозов 128

Основные результаты и выводы 132

Список использованных источников 133

Приложения 143

ВВЕДЕНИЕ

Основным потребителем светлых жидких топлив нефтяного происхождения как в Украине, так и во всем мире являются транспортные двигатели внутреннего сгорания (ДВС), к которым относятся в частности и тепловозные. Ввиду ограниченности мировых запасов нефти и высокой стоимости светлых нефтепродуктов в последние годы во многих развитых странах ведутся работы по поиску альтернативных видов топлива для транспортных ДВС (метанол, рапсовое масло, водород, природный газ и другие), из которых наиболее реальным представляется природный газ [1...8].

Украина только на 9% по нефти и на 13% по газу обеспечена собственными ресурсами. Стоимость тепловой единицы (кДж) газа на мировом рынке в 4...6 раз ниже стоимости тепловой единицы светлых нефтепродуктов (бензин, керосин, дизельное топливо). Кроме того при использовании газа в качестве моторного топлива улучшаются экологические показатели ДВС, повышаются моторесурс двигателя и срок службы масла [6...8]. Поэтому исследования по конвертированию карбюраторных и дизельных двигателей на природный газ являются безусловно актуальными [6, 8, 9].

В сложившейся практике создание ДВС, работающих на газообразном топливе осуществляется на базе серийно выпускаемых карбюраторных и дизельных двигателей [1...5, 10]. При этом разработанные и предлагаемые конструктивные решения весьма разнообразны и порой экономически малоэффективны и технически сложны. Последнее относится к дизельным двигателям поскольку при конвертировании карбюраторных ДВС особых технических трудностей, как правило, не возникает. Конвертированные дизельные двигатели работают по газовому или газодизель-

ному циклам [3, 6, 7, 9]. Большой интерес у практиков и потребителей двигателей вызывают газодизели, так как они требуют меньших изменений базовой дизельной модели и оперативно переводятся с одной¹© вида топлива на другой [7... 10].

К недостаткам таких газодизелей относится небольшая доля замещаемого в эксплуатации газом дизельного топлива. Это особенно относится к газодизелям транспортных средств, в частности маневровых тепловозов, работающим большую часть времени в эксплуатации на режимах холостого хода и малых нагрузок [11...12, 17, 19], на которых из-за больших значений коэффициента избытка воздуха а они вынуждены работать по чисто дизельному циклу.

Настоящая Диссертационная работа посвящена созданию и исследованиям опытного газодизеля для маневрового тепловоза ТЭМ2, созданного на базе серийного дизеля 6ЧНЗ 1,8/33 (заводская марка ПДГ1М) и оборудованного системой отключения трех цилиндров, позволяющей существенно снизить долю потребляемого в эксплуатации дизельного топлива.

Все работы выполнялись в соответствии с Постановлениями Совета Министров СССР № 751 от 13. 07. 1984 г. "О проведении подготовительных и экспериментальных работ по организации производства и использовании сжиженного природного газа на железнодорожном, автомобильном и речном транспорте", № 1041 от 28.08.1986 г. "О мерах по увеличению использования в 12 пятилетке природного и сжиженного нефтяного газов в качестве моторного топлива" и Государственной научно-технической программой Украины "Экономия топлива и рациональное использование топливно-смазочных материалов на 1992... 1995 гг.", утвержденной ГКНТ Украины 13.10.1992 г.

1. УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ МАНЕВРОВЫХ ТЕПЛОВОЗОВ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА НА НИХ

1.1 . Особенности эксплуатации дизелей маневровых тепловозов

Неотъемлемой частью перевозочного процесса железнодорожного транспорта является сортировочная работа вагонопотоков на станциях формирования, выполняемая маневровыми тепловозами. В общей сумме расходов на перевозочный процесс затраты на сортировочные работы достигают 25%.

При работе маневрового тепловоза разгон и замедление являются основными элементами, при этом вес состава поезда колеблется в пределах от нуля до максимального значения, равного установленной весовой норме на участках [18].

Указанные особенности эксплуатации маневровых тепловозов сказываются на условиях эксплуатации их силовых установок.

Анализ многочисленных исследований [13, 17, 19, 22] показывает, что для двигателей маневровых тепловозов характерна продолжительная работа на режимах холостого хода и малых нагрузок, частая смена режимов работы и малая доля номинального режима.

Коэффициент использования мощности двигателя составляет всего 0,16...0,2 [13]. На режим холостого хода приходится до 70% общего времени работы [19, 33, 36], а на номинальный - 0,1...0,3%.

По данным исследований [20...24] за один час маневровой работы зафиксировано 80... 120 прямых (в сторону увеличения частоты вращения коленчатого вала) переключений рукоятки контрол-

лера машиниста, что увеличивает долю переходных процессов двигателя. Переходные процессы в силовой установке тепловоза возникают также при боксовании, включении и выключении вспомогательного оборудования тепловоза (компрессор, вентилятор холодильной камеры), поэтому их можно отнести к одним из основных режимов эксплуатации.

Согласно данным, приведенным в [19...25] на переходные процессы приходится 20...45% общего времени работы двигателей маневровых тепловозов.

На рисунке 1.1 приведены статистические данные распределения режимов работы маневровых тепловозов по времени. Гистограмма, приведенная на рис. 1.1, является осредненной по результатам пятнадцатилетних наблюдений за эксплуатацией маневровых тепловозов с учетом различных видов работы (вывозная, горочная), выполненных Уральским отделением ВНИИЖТа [23].

Приведенные данные свидетельствуют, что для разных режимов, разных сортировочных станций и даже разных типов работ распределение режимов работы двигателей маневровых тепловозов оказываются аналогичными и на долю вспомогательных режимов приходится до 95% от общего времени работы двигателя. Поэтому расход топлива при эксплуатации маневрового тепловоза будет определяться расходом топлива на вспомогательных режимах.

В таблице ГЛ приведены часовые расходы топлива на стационарных режимах по всем позициям контроллера машиниста с учетом времени работы двигателя 6ЧН31,8/33 (заводская марка ПДГ1М) тепловоза ТЭМ2 на каждом из них. Исходные данные по расходу топлива и мощности на режимах работы двигателя взяты

Распределение Времени маневрово тепловоза ТЭМ2.
по позициям за сутки работы

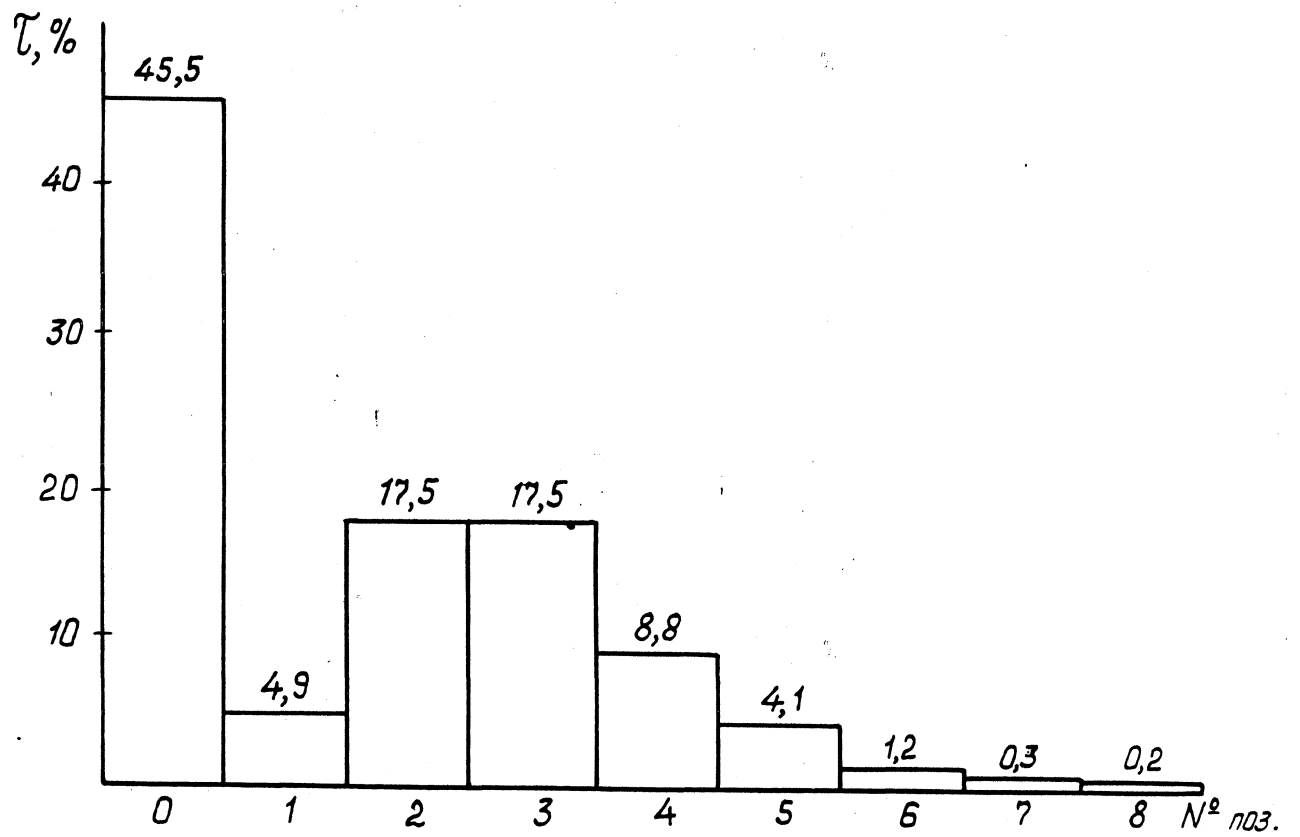


Рис. 1.1

по результатам испытаний реального дизеля на стенде ПО " Пенздизельмаш".

Таблица 1.1. Распределение времени и расхода топлива маневровым тепловозом ТЭМ2 по режимам работы (за 20 ч в сутки).

| № позиции | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|-------|-------|-------|--------|-------|-------|------|------|------|
| Продолжительность работы % | 45,5 | 4,9 | 17,5 | 17,5 | 8,8 | 4,1 | 1,2 | 0,3 | 0,2 |
| Часовой расход топлива по паспорту, кг/ч | 9,42 | 17,9 | 30,7 | 42,3 | 65,4 | 91,3 | 125 | 161 | 200 |
| Продолжительность работы по времени (час) | 9,1 | 0,98 | 3,5 | 3,5 | 1,76 | 0,82 | 0,24 | 0,06 | 0,04 |
| Расход топлива за сутки эксплуатации, кг | 85,72 | 17,54 | 107,4 | 148,05 | 115,1 | 74,87 | 30,0 | 9,66 | 8,0 |
| Расход топлива за сутки в % к общему | 14,37 | 2,94 | 18,0 | 24,8 | 19,3 | 12,55 | 5,03 | 1,62 | 1,34 |
| Эффективная мощность, кВт | 9,4 | 47,8 | 107 | 160 | 279 | 418 | 578 | 735 | 882 |

Из таблицы 1.1 видно, что режимы холостого хода и малых нагрузок являются не только основными по времени работы, но на них приходится до 60% расхода топлива в эксплуатации. Видно, каков удельный вес каждого из режимов работы тепловоза в общей величине расхода топлива, и что режимы холостого хода и

малых нагрузок определяют эксплуатационный расход топлива дизелем маневрового тепловоза.

По отчетности Укрзализниці за 1995 год удельный расход дизельного топлива на измеритель (кг у.т./ЮО лок.км) для маневровых тепловозов колеблется от 325 до 500 кг у.т./ЮО лок.км в зависимости от времени года.

Исходя из таблицы 1.1, на режимы малых нагрузок и холостого хода (0-3 позиции контроллера машиниста) приходится 195...300 кг у.т./ЮО лок.км. В общей структуре эксплуатационных затрат на маневровую работу затраты на топливо составляют 50%, а остальные 50% приходятся на ремонт, обслуживание, содержание локомотивных бригад, смазку и т.д.

Следовательно, основным резервом снижения затрат на содержание маневрового парка является уменьшение расходов на топливо.

Снижение затрат на топливо можно осуществлять либо за счет повышения эксплуатационной топливной экономичности силовых установок (дизелей) маневровых тепловозов, либо за счет использования более дешевых видов топлива.

Методы повышения топливной экономичности подробно изложены в разделе 1.2. Суммарный эффект, который может быть при этом достигнут, составляет 10... 12%. Это позволит снизить на 5...6% общий баланс расходов на содержание маневрового парка тепловозов.

Наиболее вероятным заменителем дизельного топлива является природный газ.

Стоимость тепловой единицы (1 кДж) природного газа на мировом рынке в 4...6 раз ниже стоимости тепловой единицы дизельного топлива. Поэтому применение природного газа в ка-

честве моторного топлива на силовых установках маневровых тепловозов позволит существенно снизить общие затраты на содержание маневрового парка.

Кроме того, замена дизельного топлива сопровождается снижением выбросов загрязняющих веществ с отработавшими газами, увеличением срока службы масла в 2 раза и срока службы двигателя до капитального ремонта в 1,5 раза [7, 16].

Работа дизелей маневровых тепловозов при замене дизельного топлива на газообразное может осуществляться либо по чисто газовому циклу, либо по газодизельному. Учитывая сложность переоборудования дизеля на чисто газовый процесс и требований мобильной конвертации дизеля с одного вида топлива на другое, целесообразно реализовать газодизельный процесс, при этом замещается до 50% жидкого топлива [7].

I

1.2 Методы повышения эксплуатационной топливной экономичности дизелей маневровых тепловозов, работающих на жидком и газообразном топливах

В предыдущем разделе были рассмотрены условия эксплуатации дизелей маневровых тепловозов и определена целесообразность применения в качестве моторного топлива для них природного газа.

Рабочий процесс в газодизелях маневровых тепловозов осуществляется по газодизельному циклу. Воспламенение газозоодушного заряда в цилиндре осуществляется от запальной порции дизельного топлива, подаваемого в цилиндр форсункой.

Как уже отмечалось ранее, основная часть времени работы силовой установки маневрового тепловоза приходится на режимы

холостого хода, малых нагрузок и переходные процессы [19, 21...25], что определяет долю расхода топлива на них.

В газодизеле величина запальной порции дизельного топлива при работе по газодизельному циклу остается неизменной, независимо от режима, определяемого положением контроллера машиниста (КМ).

Как известно, газодизеля создаются на базе серийных дизелей путем установки дополнительной системы питания двигателя природным газом.

Кроме того, следует отметить, что по заданию МПС СССР создаваемый газодизель на базе дизеля 6ЧН31.8/33 должен обладать свойством быстрого конвертирования на вид топлива: природный газ или жидкое дизельное. Поэтому на газодизеле полностью сохраняется серийная система питания жидким топливом. Величина запальной порции жидкого топлива составляет 15...20% от цикловой подачи на номинальной мощности ($B_{ц\text{ ном}}$), что позволяет, согласно [7, 9, 12], сохранить номинальную мощность двигателя.

Учитывая, что на холостой ход и малые нагрузки (1, 2 и 3 позиции КМ) дизеля маневрового тепловоза приходится 60% (см. табл. 1.1) эксплуатационного расхода топлива, доля замещаемая природным газом жидкого топлива будет незначительной [3, 7].

Исходя из сказанного, следует вывод, что при конвертировании дизелей маневровых тепловозов для работы на природном газе необходимо решить вопрос их экономичности на режимах холостого хода и малых нагрузок.

Существует значительное количество методов снижения расхода дизельного топлива на режимах холостого хода и малых на-

грузок, но наиболее перспективные и эффективные из них следующие [26...34]:

- совершенствование конструкции системы и процесса топливоподачи;
- снижение минимальной частоты вращения коленчатого вала;
- отключение части цилиндров.

В работах [26, 27] предложено применение форсунок со ступенчатой подачей топлива: через одно отверстие на холостом ходу и через три и более при работе на других режимах. Применение таких форсунок на дизелях типа Д100 позволило уменьшить расход топлива на режиме холостого хода на 15,..20%.

Представляют интерес исследования, в которых предлагается повышать температуру топлива перед впрыском. При этом улучшается его распыливание за счет более интенсивного испарения, уменьшается поверхностное натяжение и снижается вязкость [28]. Это мероприятие приводит к снижению расхода топлива на холостом ходу и малых нагрузок на 10% [28, 29].

Уменьшение частоты вращения коленчатого вала существенно снижает расход топлива. Так, по данным ряда исследований [30...32] при снижении минимальной частоты вращения коленчатого вала двигателей 2Д100 и 10 Д100 с $n_d=400$ мин⁻¹ до $n_d=300$ мин⁻¹ расход топлива уменьшается на 26...30%. Это же мероприятие на дизеле ПДГ1М с $n_d=300$ мин⁻¹ до $n_d=250$ мин⁻¹ позволило уменьшить расход топлива на холостом ходу на 15...20% [34].

Однако, для осуществления этого мероприятия на газодизелях необходимо провести комплексные исследования теплотехнических, прочностных и динамических качеств двигателей [31, 35].

Одним из методов снижения расхода жидкого топлива на газодизелях является применение вместо серийной топливной аппаратуры специальной, сконструированной для работы на малые подачи [6, 7, 29]. Однако это приведет к изменению конструкции серийной системы топливоподачи дизеля и не позволит конвертировать двигатель с одного вида топлива на другой.

Метод отключения части цилиндров является наиболее эффективным из всех методов повышения топливной экономичности двигателей на режимах холостого хода и малых нагрузок. Речь идет об отключении части цилиндров путем прекращения подачи топлива и газообмена в них. Исследования, выполненные на двигателях разной размерности и быстроходности, различного назначения, с турбонаддувом и без него, показали, что при отключении половины цилиндров расход топлива на холостом ходу снижается на 25...33% [И, 33, 36]. Снижение расхода топлива происходит за счет повышения индикаторного КПД в работающих цилиндрах, отсутствия насосных потерь и уменьшения потерь на трение в отключаемых цилиндрах [33, 36].

Для обоснования необходимости применения отключения части цилиндров и количественной оценки этого мероприятия в доле замещаемого жидкого топлива были проведены предварительные расчеты для дизеля 6ЧНЗ 1,8/33 маневрового тепловоза ТЭМ2. Результаты расчетов сведены в таблицу 1.2.

Расчеты выполнены в предположении, что индикаторный КПД двигателя работающего по дизельному и газодизельному циклу остаются одинаковыми, и что замещение жидкого топлива газообразным возможно без специальных мероприятий на режимах, где цилиндрический коэффициент избытка воздуха (O_c) не превышает 2.2.

Таблица 1.2. Результаты расчетов среднеэксплуатационного расхода жидкого топлива двигателем
БЧН 31,8/33 при работе по дизельному и газодизельному циклам

| № поз | П МИН* 1 | N _e кВт | B, ⁶ B, ³ кг/ч | ^x Дол | B, т | BЦИКЛ г/ц | 0,15B _{цНО} м г/ц | 0,2 B _{цН} г/ц | 0,15B _{вД} ом кг/ч | 3,20B _г НОW кг/ч | 0,15 B, т кг/ч | 0,20 B _ч т кг/ч |
|----------|----------------|-----------------------|--|------------------|-------|--------------|----------------------------------|----------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-------------------|-------------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | И | 12 | 13 |
| 0 | 300 | 9,4 | 9,42 | 0,456 | 4,295 | <u>0,17</u> | 0,17 | <u>0,17</u> | 9,42 | 9,42 | <u>4,295</u> | <u>4,295</u> |
| | | | 7,35 | | | 0,27 | 0,27 | 0,27 | 7,35 | 7,35 | 3,352 | 3,352 |
| 1 | 300 | 47,8 | 17,9 | 0,049 | 0,877 | <u>0,33</u> | 0,33 | <u>0,33</u> | 17,9 | 17,9 | <u>0,877</u> | 0,877 |
| | | | 15,22 | | | 0,564 | 0,564 | 0,564 | 15,22 | 15,22 | 0,746 | 0,746 |
| 2 | 300 | 107 | 30,7 | 0,175 | 5,372 | 0,568 | 0,222 | <u>0,3</u> | 30,7 | 30,7 | 5,372 | 5,372 |
| | | | .29,8 | | | 1,1 | - 0,222 | 0,3 | 5,994 | 8,1- | 1,05 | 1,42 |
| 3 | 330 | 160 | 42,3 | 0,174 | 7,36 | 0,712 | 0,222 | 0,3 | 13,19 | 17,82 | 2,295 | 3,1 |
| 4 | 400 | 279 | 65,4 | 0,088 | 5,755 | 0,9 | 0,222 | 0,3 | 15,98 | 21,6 | 1,406 | 1,9 |
| 5 | 480 | 418 | 91,3 | 0,041 | 3,743 | 1,056 | 0,222 | 0,3 | 19,18 | 25,92 | 0,79 | 1,06 |
| 6 | 570 | 578 | 125 | 0,012 | 1,5 | 1,22 | 0,222 | 0,3 | 22,78 | 30,78 | 0,27 | 0,37 |
| 7 | 650 | 735 | 161 | 0,003 | 0,483 | 1,38 | 0,222 | 0,3 | 25,97 | 35,1 | 0,078 | 0,105 |
| 8 | 750 | 882 | 200 | 0,002 | 0,4 | 1,48 | 0,222 | 0,3 | 29,97 | 40,5 | 0,06 | <u>0,081</u> |

B_{сз.э} = 229,785

B'_{сз.э} = 115,44 217,16

210,43 212,134

В качестве базового двигателя выбран дизель с исходными данными согласно табл. 1.1.

В таблице 1.2 в колонках 4, 7-13 в числителе указаны расходы топлива при работе дизеля на шести цилиндрах, в знаменателе на трех цилиндрах. В таблице 1.2 на 0 и 1 позициях КМ представлены реальные расходы жидкого топлива, на остальных позициях - запальная порция.

Как показал расчет, метод отключения части цилиндров для газодизеля позволит не только уменьшить общий расход топлива, но и долю потребляемого жидкого дизельного топлива.

Из таблицы 1.2 видно, что часовой среднеэксплуатационный расход жидкого топлива при работе по дизельному циклу составляет $V_{\text{чср.э}}=29,785$ кг/ч, а при газодизельном цикле без отключения части цилиндров с запальной порцией $0,15 V_{\text{ц ном.}}$ - 15,44 кг/ч, с $0,2 V_{\text{ц ном.}}$ - 17,16 кг/ч.

Следовательно, в эксплуатации при работе по газодизельному циклу будет замещаться соответственно 48,2% и 42,4% жидкого топлива.

Применение отключения трех цилиндров позволит снизить часовой среднеэксплуатационный расход жидкого топлива до 10,043 кг/ч и 12,134 кг/ч при указанных долях запальной порции. Это позволит повысить проценты замещаемого природным газом жидкого топлива до 66,3% и 59,3% соответственно.

Таким образом, газодизель для маневрового тепловоза должен быть оборудован системой отключения части цилиндров. Только в этом варианте, как показали предварительные расчеты, можно существенно уменьшить потребление жидкого дизельного топлива.

Увеличение цикловой подачи жидкого топлива в работающие цилиндры приводит к улучшению распыла, а следовательно к улучшения условий работы форсунок и увеличению срока их службы.

Многочисленные исследования различных типов двигателей позволили сформулировать требования к системам отключения части цилиндров [И, 33, 36]. Для газодизелей появляются дополнительные.

Система отключения части цилиндров газодизеля должна обеспечить:

1. Отключение подачи запальной порции жидкого топлива в неработающие цилиндры.
2. Отключение подачи природного газа в неработающие цилиндры.
3. Отключение газообмена в этих цилиндрах.
4. Устойчивую работу компрессора турбокомпрессора при отключении цилиндров (отсутствие "помпажа").
5. Автоматическое переключение числа работающих цилиндров в зависимости от режима.
6. Отсутствие резкого изменения частоты вращения коленчатого вала в момент изменения числа работающих цилиндров.

Как показывают исследования [30, 33, 36], для тепловозных двигателей с электрической передачей мощности реализация пунктов 4, 5 и 6 несколько упрощается.

При работе двигателя тепловоза на холостом ходу частота вращения коленчатого вала минимальная. На этой частоте, как показали эксперименты "помпаж" компрессора отсутствует [36].

Как известно, тепловозный двигатель работает по тепловозной характеристике, то есть каждой частоте вращения коленчато-

го вала, задаваемой контроллером машиниста, соответствует определенная мощность. Поэтому граница зоны эффективной работы на части цилиндров представляет собой точку с определенными значениями N_e и P^{\wedge} , соответствующими определенной позиции контроллера машиниста (КМ). Поэтому сигнал на отключение или включение части цилиндров можно взять от КМ. Для двигателя 6ЧНЗ1,8/33 это точка соответствует 2 позиции КМ. Значит на 0, 1, 2 позициях КМ двигатель работает на трех цилиндрах, а на 3 и выше - на шести.

Тепловозные двигатели, как правило, оборудованы регуляторами частоты вращения астатического типа. Поэтому они позволяют удерживать заданную частоту в моменты переключения числа работающих цилиндров.

На кафедре "Теплотехника и тепловые двигатели" ХарГАЖТ разработана система отключения части цилиндров для дизеля 6ЧНЗ 1,8/33 [33, 36]. Она включает в себя механизм отключения подачи топлива и механизм отключения клапанов неработающих цилиндров. На дизеле 6ЧНЗ1,8/33 отключаются I, IV и V цилиндры.

Для газодизеля на базе 6ЧНЗ 1,8/33 целесообразно применять эту же систему отключения цилиндров, внеся в нее некоторые дополнения (см. раздел 3.3).

1.3. Системы топливоподачи двигателей внутреннего сгорания, работающих по газодизельному циклу

Основным назначением системы топливоподачи двигателей, работающих по газодизельному циклу, является обеспечение заданных подач жидкого и газообразного топлива и качественного

распыла запальной порции жидкого топлива, что позволит получить на этой основе установленную мощность двигателя.

Система топливоподачи газодизеля должна обеспечивать:

- подачу необходимого количества природного газа при оптимальном соотношении воздух-газ на всех режимах;
- подачу запальной порции жидкого топлива;
- равномерное распределение газозоудшной смеси по цилиндрам двигателя;
- надежный пуск двигателя;
- малые гидравлические сопротивления при подаче газа;
- минимальные конструктивные изменения базового двигателя;
- надежный перевод двигателя, в условиях эксплуатации с одного вида топлива на другой;
- топливную экономичность на режимах холостого хода и малых нагрузок;
- пожаро - и взрывобезопасность.

При переводе дизеля для работы по газодизельному циклу требуется в основном дополнить его системами, обеспечивающими смесеобразование, дозирование и регулирование газозообразного топлива.

Как правило существующая система регулирования жидкого топлива значительных изменений не претерпевает.

В систему топливоподачи газодизелей всех видов входят системы подачи газа и жидкого топлива.

Система подачи природного газа должна включать в себя:

- газовые трубопроводы с арматурой запорных и отключающих устройств;

- газовые ресиверы и коллекторы с приборами контроля давления и температуры газа;
- газовпускные клапаны с механическим, гидравлическим или электромагнитным приводом;
- дозирующие устройства природного газа;
- регуляторы и редукторы топливного газа.

Система воздухообеспечения в газодизеле остается серийной.

Система подачи жидкого дизельного топлива должна обеспечить впрыск запальной порции в размере 5...20% от цикловой подачи на номинальном режиме Вц ном. При этом серийная топливная аппаратура регулируется на равномерность малых подач (0,05...0,2 Вц ном)*

Конструкция системы топливоподачи зависит в основном от тактности, мощностного диапазона и назначения двигателя. Принципиальные схемы систем топливоподачи определяют тип смесеобразования, способ регулирования топливной смеси, количество и расположение дозирующих устройств для различных двигателей.

По способу смесеобразования системы топливоподачи газодизелей делятся на системы с внешним и системы с внутренним смесеобразованием.

При внешнем смесеобразовании газ и воздух перемешиваются в смесителях, общих на двигатель или индивидуальных по цилиндрам. В цилиндры двигателя подается газоздушная смесь, при этом процесс перемешивания продолжается и в цилиндре двигателя [5, 6, 10, 15, 37, 43].

При внутреннем смесеобразовании топливный газ и воздух подаются в каждый цилиндр двигателя отдельно и перемешиваются в цилиндре на тактах наполнения и сжатия [3, 7, 10].

Сравнительный анализ указанных способов смесеобразования показывает, что для четырехтактных среднеоборотных дизелей целесообразно применять внутреннее смесеобразование, так как оно:

- исключает потери топливного газа при продувке камеры сгорания;
- обеспечивает индивидуальную регулировку подачи газа по цилиндрам и соответственно равномерность мощности по цилиндрам;
- исключает частичное перемешивание топливного газа с воздухом в газоздушных трактах;
- обеспечивает при раздельном регулировании газа и воздуха оптимизацию состава газоздушной смеси в цилиндре - отрегулирование;
- исключает возможность взрыва топливного газа во впускном ресивере и выпускном коллекторе;
- позволяет при разное двигателя отключать оперативно подачу в цилиндры топливного газа;
- обеспечивает возможность отключения на режимах холостого хода и малых нагрузок половины цилиндров.

Как показали специально проведенные расчеты, потери топливного газа при ' продувке дизеля 6ЧНЗ 1,8/33 при внешнем смесеобразовании, составляет не менее 12% от поступающего в цилиндры [40].

Для осуществления внутреннего смесеобразования в крышках цилиндров газодизеля необходимо разместить газопускные клапаны.

Управление газопускными клапанами может осуществляться механическим, электромагнитным и гидравлическим приводом от распределительного вала дизеля [5, 6, 9, 15, 41, 43].

В настоящее время в газодизелях все большее применение находит гидравлический привод газопускных клапанов [15, 41, 43]. В нем для перемещения газопускного клапана используется столб жидкости (дизельное топливо или масло), заключенный в трубке между гидронасосом и приводом газопускного клапана.

Применение гидравлического привода управления, для газодизеля маневрового тепловоза позволит уменьшить инерционные силы, которые действуют в системе механического привода, уменьшить скорость посадки газопускного клапана в седло, повысить степень унификации при конвертировании дизелей, уменьшить до минимума конструктивные изменения базовой модели, отключать газопускные клапаны, легко устанавливать оптимальную фазу открытия газопускных клапанов.

Одним из важных факторов, определяющих эффективность системы топливоподачи газодизеля, является система регулирования рабочей смеси.

В современных газодизелях применяются три системы регулирования: количественная, качественная и комбинированная.

Количественное регулирование рабочей смеси (коэффициент избытка воздуха α -постоянный) применяется в основном в четырехтактных дизелях, где имеется возможность в зависимости от нагрузки изменять одновременно количество поступающего в двигатель газа и воздуха без нарушения газообмена в цилиндре, так как очистка цилиндра происходит в основном за счет выталкивания отработанных газов поршнем при такте выпуска [1, 2, 15, 43].

Качественное регулирование (а-переменный) применяется в двухтактных и четырехтактных двигателях, в которых обеспечивается воспламенение в цилиндре газовой смеси любого состава от факела обогащенной горючей смеси из форкамеры или дозы запального дизельного топлива [7, 8, 14, 15].

Комбинированное регулирование рабочей смеси, то есть использование качественного регулирования на больших нагрузках и подрегулировка количества воздуха на частичных нагрузках применяется как в двухтактных, так и четырехтактных газодизелях.

Выбор системы регулирования газового двигателя зависит в первую очередь от его назначения. Так, в двигателях, работающих в основном на номинальной или близкой к ней мощности (газомотокомпрессоры) применяется качественная система, где регулируется только количество поступающего в двигатель газа [14].

Транспортный двигатель осуществляет работу в широком диапазоне режимов [И, 19, 33, 36], поэтому поддержание коэффициента избытка воздуха в узких пределах достигается применением систем регулирования, связанных с регулятором частоты вращения в сочетании с редуктором-регулятором газа.

Таким образом, поддержание постоянного состава рабочей смеси газодизеля, на базе двигателя 6ЧНЗ 1,8/33, при различных нагрузках и частоте вращения необходимо осуществлять регулированием одновременно количества воздуха и газа, то есть применением комбинированного регулирования.

Прежде чем перейти к разработке принципиальной схемы системы топливоподачи газодизеля 6ЧНЗ 1,8/33 необходимо рассмотреть ряд некоторых конструктивных схем топливоподачи газодизелей:

1. Система топливоподачи газодизеля 12 ГЧН 18/20 (ГД 700) [2]. Четырехтактный газодизель ГД-700 мощностью 515 кВт при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ был создан на базе дизеля М-601 в качестве силового агрегата для бурения, может также применяться для электростанции. Газодизель работает с запальной дозой дизельного топлива 13%. Система топливоподачи газодизеля ГД 700 представлена на рис. 1.2.

Система топливоподачи выполнена по принципу внешнего смесеобразования. Газ из магистрали с давлением 0,3 МПа поступает в двухступенчатый редуктор 1. В первой ступени давления снижается до 0,1-0,12 МПа в зависимости от расхода газа, а во второй ступени - до 40-150 мм вод. ст. ниже атмосферного. Из редуктора 1 газ поступает в газовоздушный смеситель 2, установленный на входе в нагнетатель 3. Полученная в смесителе 2 газоздушная смесь дополнительно перемешивается в нагнетателе 3 и поступает через всасывающие патрубки 4 и 5 в цилиндры газодизеля.

Регулирование газодизеля количественное, состав смеси и доза запального топлива на цикл остаются постоянными.

С целью обеспечения малых подач и их равномерности в топливных насосах газодизеля применены специальные нагнетательные клапаны. Для регулирования количества смеси после нагнетателя 3 установлена газоздушная дроссельная заслонка 6 с приводом от регулятора скорости 7 дизеля. Кроме того в газовом патрубке на входе в смеситель 2 установлена газовая дроссельная заслонка 8, управляемая с пульта 9. Топливный насос дизеля оборудован ограничителями максимальной и минимальной подачи дизельного топлива и кинематически связан с регулятором оборотов и дроссельными заслонками газа и смеси. При уменьшении

Схема
топливоподачи газодизеля і ГЧНів^о

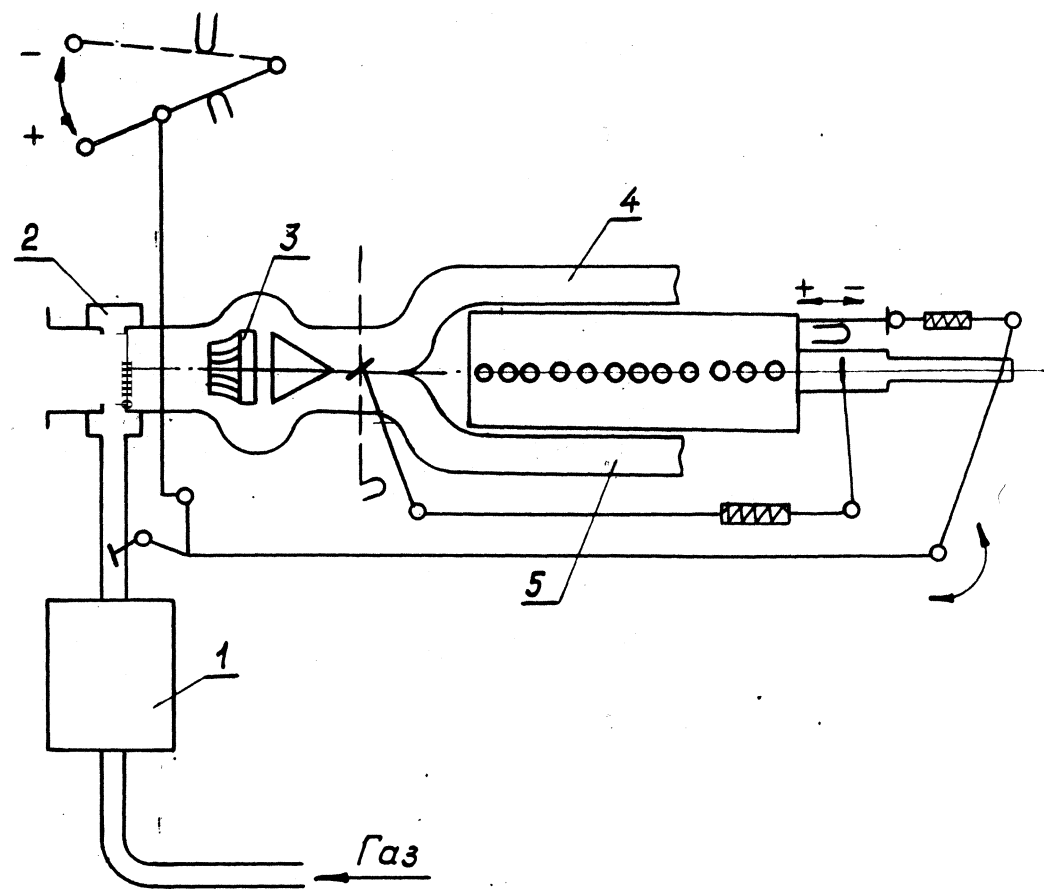


Рис. 1.2.

нагрузки газовая заслонка 8 открывается больше, при этом достигается уменьшение расхода дизельного топлива за счет увеличения газового.

2. Система топливоподачи газодизеля PV-MD-90 [38,43]. Двухтактный газодизель PV-MD-90 мощностью от 15088 кВт при 7 цилиндрах и 25760 кВт при 12 цилиндрах при $n=122$ мин⁻¹ создан фирмой "Зульцер" для метановозов. Принципиальная схема топливоподачи представлена на рис. 1.3.

Природный газ из резервуара 1 по трубопроводу поступает в магистраль 2. Магистраль оборудована устройством 3 для подогрева газа. После подогрева, газ поступает к компрессору 4, где сжимается до 25 МПа, а затем по трубопроводу 5 к регулятору давления 6 и по трубопроводу 16 к газовпускным клапанам И. В зависимости от давления топливного газа регулятор давления 6 перемещает рейку топливного насоса 7 впрыска жидкого топлива, регулируя количество впрыскиваемого в цилиндры 14 через форсунки 15 жидкого топлива. Двухплечий рычаг 8 связывает рейку насоса 7 с рейкой насоса 9. Насос 9 через трубки 10 управляет газовпускными клапанами 11. Насосы 7 и 9 приводятся в действие от коленчатого вала двигателя. Регулятор скорости двигателя 12, в зависимости от нагрузки, осуществляет управление подачей жидкого и газообразного топлива. Соотношение между количеством жидкого и газообразного топлива, подаваемого в цилиндры 14 двигателя, определяется давлением топливного газа в трубопроводе 5. При давлении в трубопроводе 5 ниже определенного двигатель работает на жидком топливе, по мере возрастания давления топливного газа количество жидкого топлива сокращается до определенного минимума.

I
Принципиальная схема топливоподачи газодизеля PV-M&-90

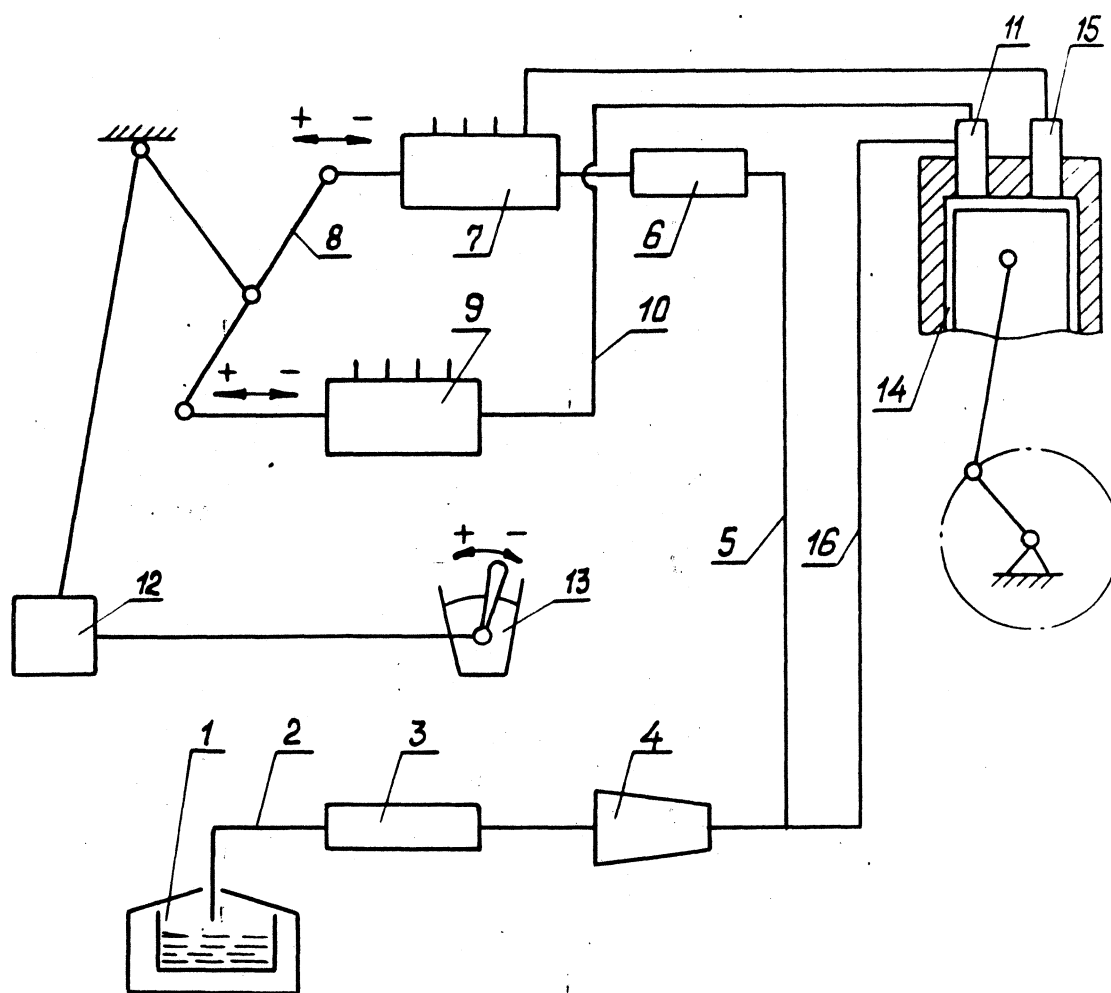


Рис. 1.3

Испытания газодизеля PV-MD-90 номинальной мощности 14941 кВт при n^{s122} мин⁻¹ на газозове "Венатор" показали, что полная мощность достигается при 30% запального жидкого топлива.

Проблема детонации привела к тому, что фирма "Зульцер" установила на газодизель дополнительное оборудование (нагнетатель с автономным приводом) и провела ряд мероприятий по улучшению продувки цилиндров и охлаждения продувочного воздуха и стенок камеры сгорания. Кроме того была уменьшена степень сжатия.

3. Система топливоподачи газодизеля 4R22DF [10]. Газодизель 4R22DF является главным судовым двигателем для перевозки сжиженного природного газа. Для получения мощности аналогичной серийному дизелю фирма "Wattsil Diesel Vasa" провела разработку новой технологии подачи газа с высоким давлением до 25 МПа. Схема системы подачи газа высокого давления двигателя 4R22DF представлена на рис. 1.4.

Газ из системы газоснабжения поступает через клапан 1 к компрессору 2, где сжимается до необходимого давления. Далее газ после охлаждения через главный клапан управления 4 поступает в трубопроводы к форсункам 5 двигателя 8. В трубопроводах к форсункам 5 установлены аккумуляторы 6 и быстродействующие отсечные клапаны 7. Для устранения пульсаций газа после компрессора в схему включен аккумулятор 3. В качестве форсунки 5 использована форсунка двойного топлива (жидкого и газообразного). Подача газа регулировалась изменением продолжительности открытия клапана газовой форсунки от насоса высокого давления с приводом от кулачкового вала и регулированием от регулятора частоты вращения. Дизельное топливо подавалось от

Схема подачи газа двигателя 4R22DF

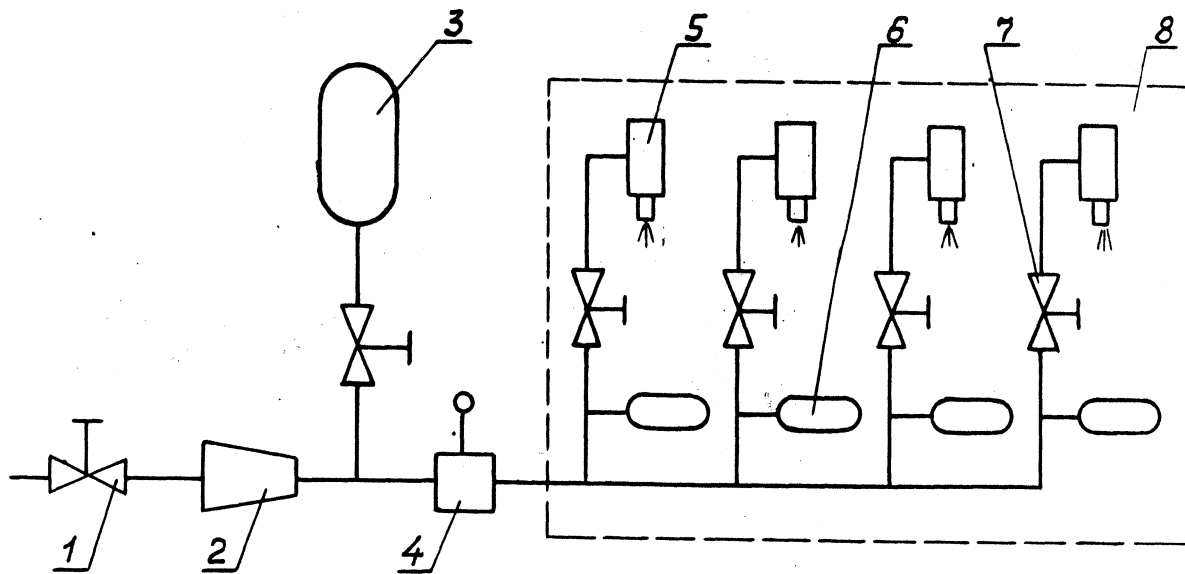


Рис. Z4

штатного ТНВД дизеля как в режиме работы по газодизельному циклу так и при работе по дизельному циклу.

При работе двигателя по газожидкостному циклу в цилиндр через форсунку Двойного топлива сначала впрыскивается жидкое топливо, а после его воспламенений нагнетается газ, который воспламеняется от горящего факела дизельного топлива.

При $n=1000$ мин⁻¹ и подаче запального топлива 5% на номинальном режиме мощность газодизеля 4R22DF превысила мощность серийного дизеля на 10%.

4. Система топливоподачи газодизеля MAN8L52/55 ADG [39]. Газодизеля серии L52/55 ADG выпускаются с числом цилиндров от 6 до 9 для привода электрогенераторов, компрессоров и в устройствах для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. В газодизеле применен наддув с постоянным давлением. Устройство управления процессом сгорания предусматривает при работе по газожидкостному циклу поддержание коэффициента избытка воздуха. Это осуществляется путем перепуска части потока отработавших газов мимо турбины.

Схема топливоподачи газодизеля MAN8L52/55 (8ЧН52/55) представлена на рис. 1.5. Газ из магистрали поступает через регулятор давления газа 1 и золотник регулятор газа 2 к газовпускному клапану 3. Газовпускные клапаны 3 имеют привод от кулачкового вала двигателя при помощи тяг с роликовыми толкателями и коромыслами. Газовпускные клапаны 3 устанавливались во впускном патрубке 4 или в головке цилиндра 5. Воздух к цилиндрам двигателя подавался отдельно по серийной системе впуска. Испытания показали, что у газодизеля 8ЧН52/55 расход теплоты на частичных нагрузках достаточно низкий, поэтому регулирование расхода воздуха практически не применяется. Регулятор давления

Схема питания газодизеля MAN 8L 52/55

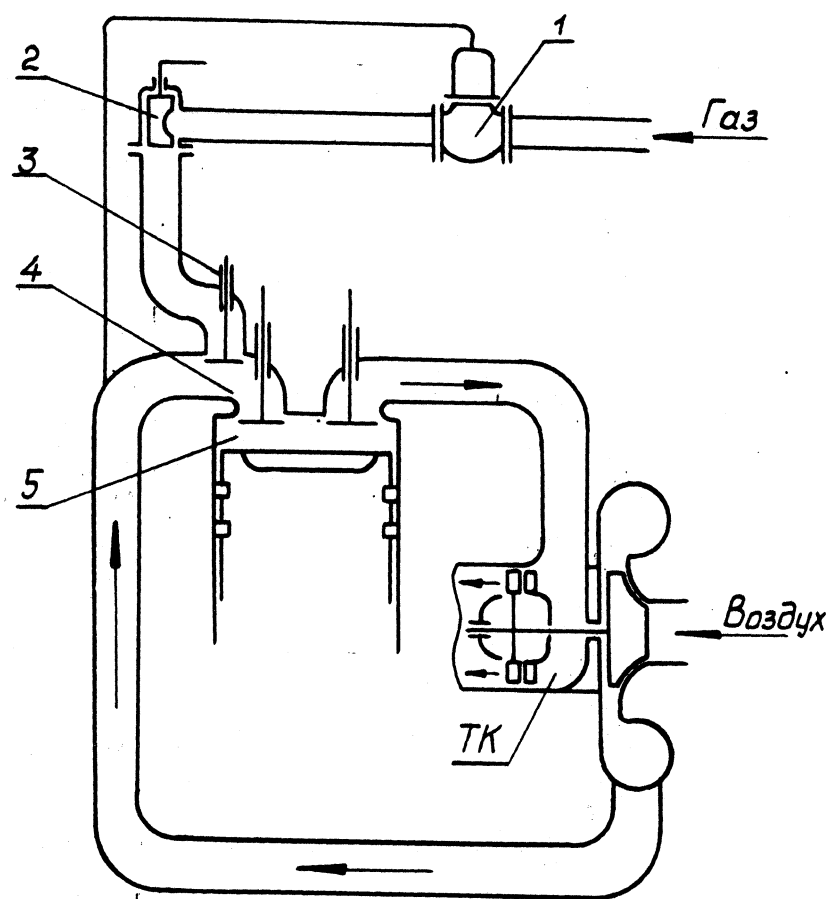


Рис. / 5

газа 1 поддерживает его давление немного выше давления наддува. Так абсолютное давление газа составляет 300 КПа, а давление наддува - 220 КПа.

Трудности обеспечения дозировки малых подач запального жидкого топлива серийными топливными насосами потребовали от разработчиков газодизеля создания форсунок с распыливающими отверстиями, специально оптимизированных для работы по газожидкостному циклу и введения водяного охлаждения форсунки. На двигателе 8ЧН52/55 установлены топливные насосы с одной плунжерной парой, но с соответствующей геометрией отсечных кромок для точной регулировки малых подач и оптимизации начала впрыска топлива при работе по газожидкостному циклу.

Анализ литературных источников свидетельствует, что конструкция системы топливоподачи зависит в основном от назначения газодизеля, его тактности и мощностного диапазона. Исходя из этого определяется тип смесеобразования и система регулирования.

В СССР газодизеля массово промышленностью не выпускались. Разработка новых образцов газодизелей до 1985 года не проводилась.

За рубежом разработка и выпуск газодизелей осуществляется для нужд нефтедобывающей Промышленности и морского транспорта, перевозящего сжиженный газ. На железнодорожном транспорте известны лишь единичные случаи применения экспериментальных газодизелей [8].

Анализ конструкций систем топливоподачи газодизелей показал:

- достижение наилучших значений расхода запального жидкого топлива (5% от $V_{цн}$) обеспечивается посредством значительного изменения конструкции базового дизеля, главным образом за счет применения форсунок малых размеров и дополнительных насосов небольшой производительности;

- применение топливных насосов и форсунок малой производительности приводит к снижению мощности газодизеля на 10...15%;

- обеспечение доли запального топлива в количестве 8... 10% без мощности может быть достигнуто при использовании одних и тех же форсунок и топливных насосов, но за счет тщательной оптимизации диаметра и количества распыляющихся отверстий, диаметра плунжера топливного насоса и геометрии его отсечной кромки, угла начала подачи топлива;

- достижение высоких технико-экономических показателей путем подачи газа в конце такта сжатия под давлением 20...25 МПа обеспечивается за счет значительного усложнения конструкции серийного дизеля;

- наибольшее распространение в выпускаемых газодизелях получил механический, либо гидравлический привод газовпускных клапанов;

- выбор типа и конструкции привода газовпускных клапанов, места их расположения диктуется минимальными конструктивными изменениями конвертируемого базового дизеля, а для каждой конкретной модификации определяется индивидуально.

Анализ технического уровня систем топливоподачи современных газодизелей показывают, что они не отвечают в полной мере требованиям к системам топливоподачи транспортных двигателей, описанных ранее (стр. 20).

В первую очередь они не обеспечивают топливную экономичность на режимах холостого хода и малых нагрузок, кроме того достижение наилучших показателей обеспечивается за счет значительного изменения конструкции базового дизеля.

Целью настоящего исследования является: разработка и создание газодизеля для маневрового тепловоза на базе 6ЧНЗ 1,8/33.

Для этого необходимо решить следующие задачи:

- разработать, изготовить и исследовать систему подачи природного газа;
- разработать, изготовить и исследовать работу ограничителя подачи запальной порции топлива;
- определить расходные характеристики газовых дозаторов и газовпускных клапанов;
- определить динамические Характеристики газовпускных клапанов;
- установить на газодизеле систему отключения трех цилиндров и согласовать ее работу с остальными системами двигателя;
- провести реостатные испытания маневрового тепловоза с газодизелем;
- определить экономическую эффективность применения природного газа в качестве моторного топлива для газодизеля маневрового тепловоза.

2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ГАЗОДИЗЕЛЯ

Система топливоподачи опытного газодизеля состоит из двух подсистем:

- системы подачи запальной порции жидкого топлива;
- системы подачи газообразного топлива (природного газа).

На опытном газодизеле сохранена серийная система подачи жидкого топлива, только дополненная специальным ограничителем, устанавливаемым на каждую секцию ТНВД. Ограничитель подачи выполняет две функции: обеспечивает подачу запальной порции дизельного топлива на уровне $0,15...0,20 V_{ц\text{ ном}}$ при работе по газодизельному циклу и отключает подачу запальной порции топлива в I, IV и V цилиндры при переходе на работу двигателя на трех цилиндрах.

Поэтому отдельное исследование проводилось липп> по ограничителю подачи, в частности, исследовалась динамика движения его, отключающего подачу, поршня с целью определения быстродействия всего узла.

Система подачи природного газа включает газопускной клапан и устанавливаемый на нем дозатор. Кинематическая связь между распредвалом двигателя и газопускным клапаном выполнена в гидравлическом исполнении.,

Определение пропускной способности газопускного клапана в комплекте с дозатором расчетным путем вызывает серьезные трудности, так как, в математическую модель входит большое количество эмпирических и опытных коэффициентов. Поэтому исследование целесообразно выполнить экспериментальным методом.

Исследование характеристик гидропривода газопускных клапанов целесообразно произвести расчетным путем. Он позволит на стадии проектирования определить ряд конструктивных и режимных параметров разрабатываемого привода.

Кроме того, так как, опытный газодизель был оборудован системой отключения трех цилиндров при работе на режимах малых нагрузок и холостого хода, то в отключаемые I, IV и V цилиндры прекращалась подача природного газа.

Поэтому исследование динамики механизма прекращения подачи природного газа целесообразно также провести расчетным методом, чтобы полученные данные использовать, в дальнейшем, при проектировании и доводке самого механизма.

2.1. Математическая модель механизмов отключения подачи жидкого и газообразного топлива

2.1.1. Математическая модель механизма отключения подачи жидкого топлива

Принципиальная схема механизма ограничения и отключения подачи жидкого топлива приведена на рис. 2.1. Как уже отмечалось выше механизм выполняет две функции.

При работе двигателя по газодизельному циклу кнопка 1 на пульте машиниста замыкает цепь катушки 2 электропневматического вентиля ВВ-1А-1. При этом ярмо 3 притягивается к сердечнику катушки 2, перемещая шток 4 связанный с клапаном выпуска воздуха в атмосферу 6 и клапаном впуска сжатого воздуха 7. В результате клапан 6 закрывается, клапан 7 открывается, и сжатый воздух с давлением $P_{пит} = 0,4-0,6$ МПа из тормозной магистрали теплового поступает в пространство 10 ограничителя подачи жидкого

Принципиальная схема механизма ограничения
подачи и отключения подачи жидкого топлива

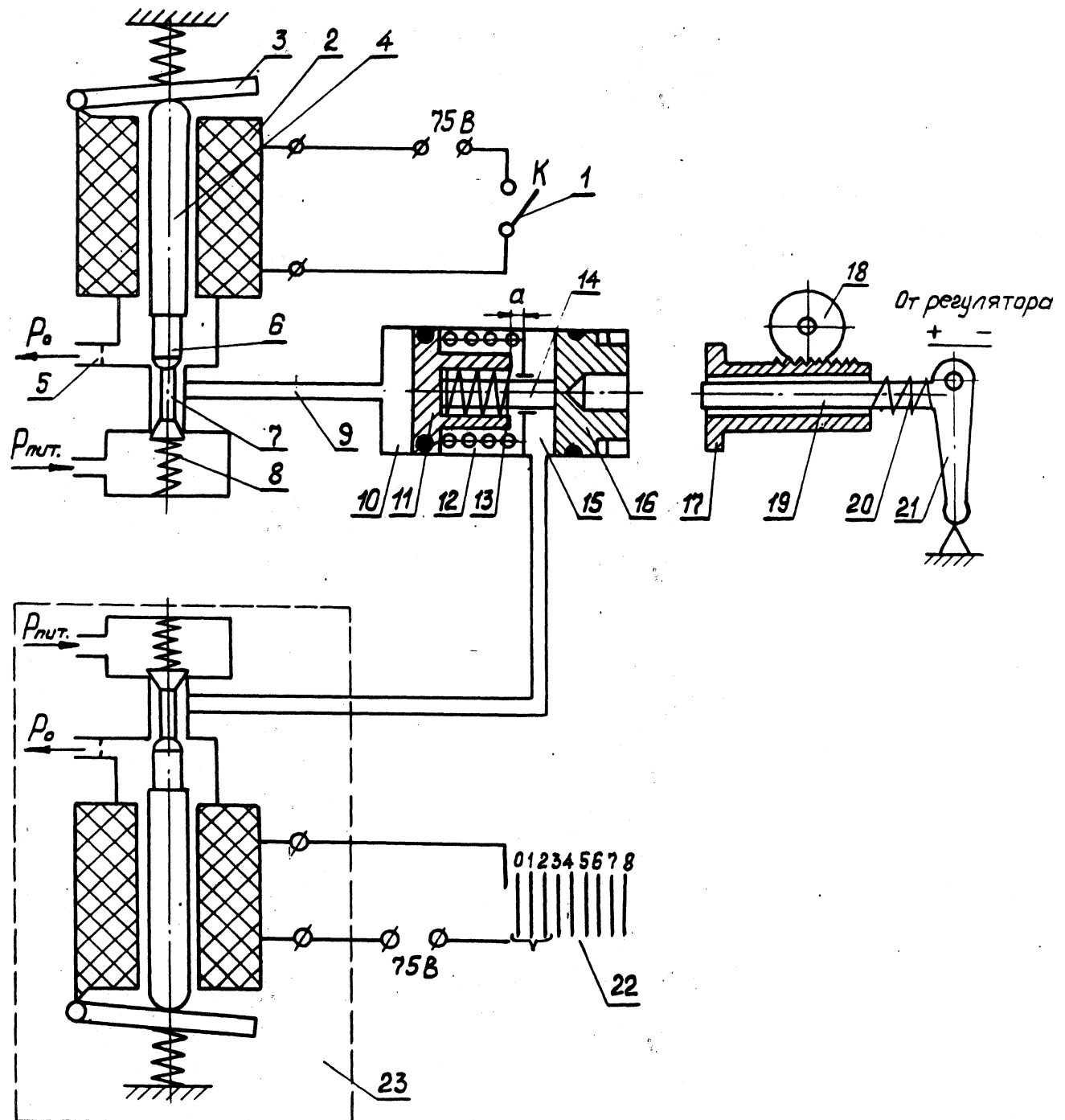


Рис. 2.1

топлива. Поршень 11 перемещается вправо, воздействуя через штангу 14 на поршень 16, который сдвигает полую рейку 17 ТНВД в сторону уменьшения цикловой подачи. Величина, на которую сдвигается рейка¹17, чтобы обеспечить заданную запальную порцию дизельного топлива ($0,15...0,20 V_{цном}$) регулируется путем изменения хода "а" поршня И.

Для прекращения подачи топлива в I, IV, V цилиндры при работе газодизеля на 0, 1 и 2 позициях контроллера машиниста ограничители 1, 4 и 5 секций ТНВД питаются сжатым воздухом от дополнительного электропневматического вентиля ВВ-1А-1-23, которые включаются от контроллера машиниста 22.

Если рукоятка контроллера 22 оказывается на 0, или 1, или 2 позициях, то бортовое напряжение 75 В подается на катушку вентиля 23, и воздух из тормозной магистрали поступает в полость 15. При этом поршень 16 передвигается вправо, сдвигая рейку 17 на нулевую подачу.

При переводе рукоятки контроллера на 3 позицию и выше катушка вентиля 23 обесточивается и воздух из полости 15 вытекает через вентиль 23 в атмосферу. Пружина 13 сдвигает поршень 16 влево, освобождая рейку 17, которая пружиной 20 смещается влево, обеспечивая подачу заданной запальной порции жидкого топлива.

Поскольку задачей моделирования механизма отключения подачи топлива являлось определение его быстродействия, то в настоящем разделе приведена модель только этого механизма. Расчетные уравнения взяты из работы [36], но скорректированы под конкретную прг зальную схему (рис. 2.1) механизма.

Уравнение контроллера машиниста:

$$\begin{aligned} & 75 \text{ В, при } N=0, 1, 2 ; \\ & 0 \text{ В, при } N=3\dots 8. \end{aligned} \quad (2.1)$$

где N - номер позиции контроллера машиниста.

Уравнение изменения тока в катушке электропневматического вентиля ВВ-1А-1 примет вид:

$$U_{\text{вых}} = i + L \frac{di}{d\tau}, \quad (2.2)$$

где R_K - активное сопротивление катушки вентиля ВВ-1А-1;

L - индуктивность соленоида.

Величину L можно определить согласно [44] по формуле:

где μ - относительная магнитная проницаемость;

w — число витков на единицу длины катушки;

V - объем соленоида;

K_e - коэффициент зависящий от отношения длины соленоида к диаметру d его витков.

Зависимость от l/d приведена в таблице 2.1.

Таблица 2.1 Зависимость коэффициента K_e от величины l/d для соленоидов

| | | | | | |
|-------|-----|-----|-----|-----|-----|
| l/d | од | 0,5 | 1 | 5 | 10 |
| | 0,2 | 0,5 | 0,6 | 0,9 | 1,0 |

Тяговое усилие электромагнита определяется по формуле:

$$F_T = H_0 \frac{V_e}{2 \theta^2 R^2} w^2 I^2, \quad (2.4)$$

где θ - угол поворота ярма (в рад);

I_y - средний радиус ярма;

r_c - радиус сердечника катушки;

$\mu_0 = 4 \pi \cdot 10^{-7} \frac{\text{Омс}}{\text{М}}$ - магнитная проницаемость воздуха;

W - число витков катушки.

Уравнение движения подвижных частей электропневматического вентиля запишется в виде:

$$\tau_B = \frac{d^2}{dt^2} - C_{пр. в.} (U - U_1) - F_{тр} \quad (2.5)$$

где m_B - масса всех подвижных деталей вентиля, приведенная к оси движения;

$C_{пр. в.}$ - жесткость пружины вентиля;

U_1 - предварительная затяжка пружины;

$F_{тр}$ - сила сухого трения подвижных деталей вентиля.

Сила сухого трения штока втулки определяется по форму-

$$F_{тр} = K_{тр} \cdot \Delta_j \quad (2.6)$$

где $K_{тр} = 0,07 - 0,15$ - коэффициент трения;

Δ_j - зазор между штоком и втулкой;

11 - длина втулки.

Величина проходного сечения открываемого конусным клапаном для прохода воздуха (см. рис. 2.2) определяется по формуле [47]:

$$f = \pi y \sin \alpha (d_i - y \sin \alpha \cos \alpha), \quad (2.7)$$

где d_i - диаметр канала;

α - угол конуса клапана.

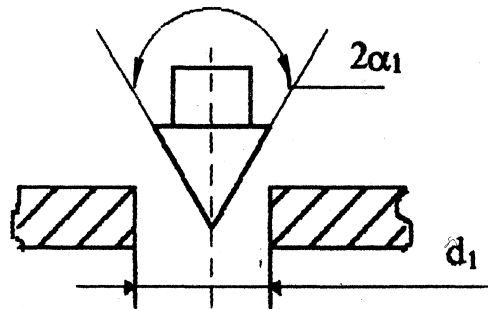


Рис. 2.2

Уравнение движения поршня 16 механизма отключения подачи топлива под действием поступающего через электропневматический вентиль 23 воздуха запишется в виде:

$$(m_n + m_p) \frac{d^2 x_n}{dt^2} = S_n(P - P_0) - F_{TP} \operatorname{sign} \frac{dx_n}{dt}, \quad (2.8)$$

$$F_{TP} = F_{TP.p} - F_{n.p.p} - F_{n.e.p.p} \operatorname{sign} \frac{dx_n}{dt},$$

где m_n - масса подвижных деталей механизма отключения подачи топлива;

S_p - масса подвижных деталей рейки и связанных с ней деталей;

$S_{шт}$ - активная площадь поршня 16;

D_n - диаметр поршня 16;

$d_{шт}$ - диаметр штока 14;

P - давление в полости 15;

$F_{непр.р.}$ - усилие, необходимое для перемещения рейки;

$R_{пр.п.} = C_{пр.п.} (X_{п.} + X_{п1})$ - сила пружины 12 поршня 16;

$c_{пр.п.}$ - жесткость пружины 12 поршня 16;

$X_{п1}$ - предварительная затяжка пружины 12;

$F_{пр.р.} = C_{пр.р.} (X_{р.} + X_{р1})$ - сила пружины 20 рейки 17.

Суммарная сила трения $F_{тр}$ складывается из 2-х составляющих:

$$F_{тр} = P \cdot S_{шт} + F_{тр.п.} + F_{тр.шт.} \quad (2.9)$$

где $F_{тр.п.} = K_{тр.п.} \cdot P_{р.к.} \cdot D_{п.}$ - сила трения поршня 16 о гильзу;

$K_{тр.п.} = 0,1 - 0,2$ - коэффициент трения резины по стали;

$P_{р.к.} \approx 0,7$ МПа - давление резинового кольца;

B - ширина резинового кольца;

$\Pi_{у.п.}$ - число уплотнительных колец на поршне;

D_n - диаметр поршня;

$F_{тр.шт.} = K_{тр.шт.} \cdot P_{р.к.} \cdot \Pi_{у.шт.} \cdot d_{шт}$ - сила трения штока 14;

$d_{шт}$ - диаметр штока;

$\Pi_{у.шт.}$ - число уплотнительных колец штока.

Расчет ведется до $X_{п.} = B$.

Уравнение для определения давления воздуха в полости 10 механизма отключения подачи топлива имеют вид:

$$\frac{dx_{\Pi}}{dT_{KP}} + \frac{S_{\Pi}}{KP} \frac{dx_{\Pi}}{dT_{P}} = \frac{R_{B} T_{B}}{P} \mu f \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k+1}} \quad (2.10)$$

$$\text{при } \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k+1}} \leq \frac{P}{P_{\Pi IT}} \leq 1$$

$$\text{и } \frac{dx_{\Pi}}{dz_{KP}} + \frac{S_{\Pi}}{KP} \frac{dx_{\Pi}}{dx} = \frac{R_{B} T_{\Pi IT}}{P} \mu f \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k+1}} \quad (2.И)$$

$$\text{при } 0 < \frac{P}{P_{\Pi IT}} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

для обратного хода поршня (на включение подачи топлива):

$$\frac{S_{\Pi}}{KP} \frac{dx_{\Pi}}{d\tau} + \frac{S_{\Pi}}{KP} \frac{dx_{\Pi}}{d\tau} = - \frac{R_{B} T_{B}}{P} \mu f \sqrt{\frac{2k}{k+1} P_0 \rho_0 \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad (2.12)$$

$$\text{при } \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \leq \frac{P_0}{P} \leq 1.$$

$$\frac{S_{\Pi}}{KP} \frac{dx_{\Pi}}{dT_{KP}} + \frac{S_{\Pi}}{KP} \frac{dx_{\Pi}}{dT_{P}} = - \frac{R_{B} T_{B}}{P} \mu f V^k P_0 \rho_0 \quad (2.13)$$

К

$$n \cdot P_0 L_2$$

где f - проходное сечение воздушного дросселя, устанавливаемого на ВВ-1А-1 [33].

2.1.2. Математическая модель механизма отключения природного газа

Принципиальная схема механизма отключения подачи природного газа приведена на рис. 2.3.

При переводе рукоятки контроллера машиниста на 0, 1 или 2 позиции контроллера напряжение от аккумуляторной батареи 24 В подается на электрогидравлический вентиль 2, который перекрывает подачу масла из масляной системы двигателя в игольчатый клапан 5. Игольчатый клапан 5 открывается, и топливо впрыскиваемое плунжерной парой 6 гидронасоса 4 стекает в полость топливоподкачивающего насоса 8. При этом газовпускной клапан И остается закрытым, прекращая подачу природного газа в цилиндр газодизеля.

При переводе рукоятки контроллера машиниста на 3 и выше позиции электрогидравлический вентиль 2 обесточивается, и масло из масляной системы двигателя насосом 3 подается через вентиль 2 под поршень игольчатого клапана 5. Клапан 5 закрывается, прекращая сброс топлива из топливопровода высокого давления 10 в полость топливоподкачивающего насоса 8. Газовпускной клапан И приходит в движение, обеспечивая подачу природного газа в цилиндр газодизеля.

Принципиальная схема электрогидравлического вентиля приведена на рис. 2.4.

Принципиальная схема механизма отключения подачи природного
газа S 3 цилиндра

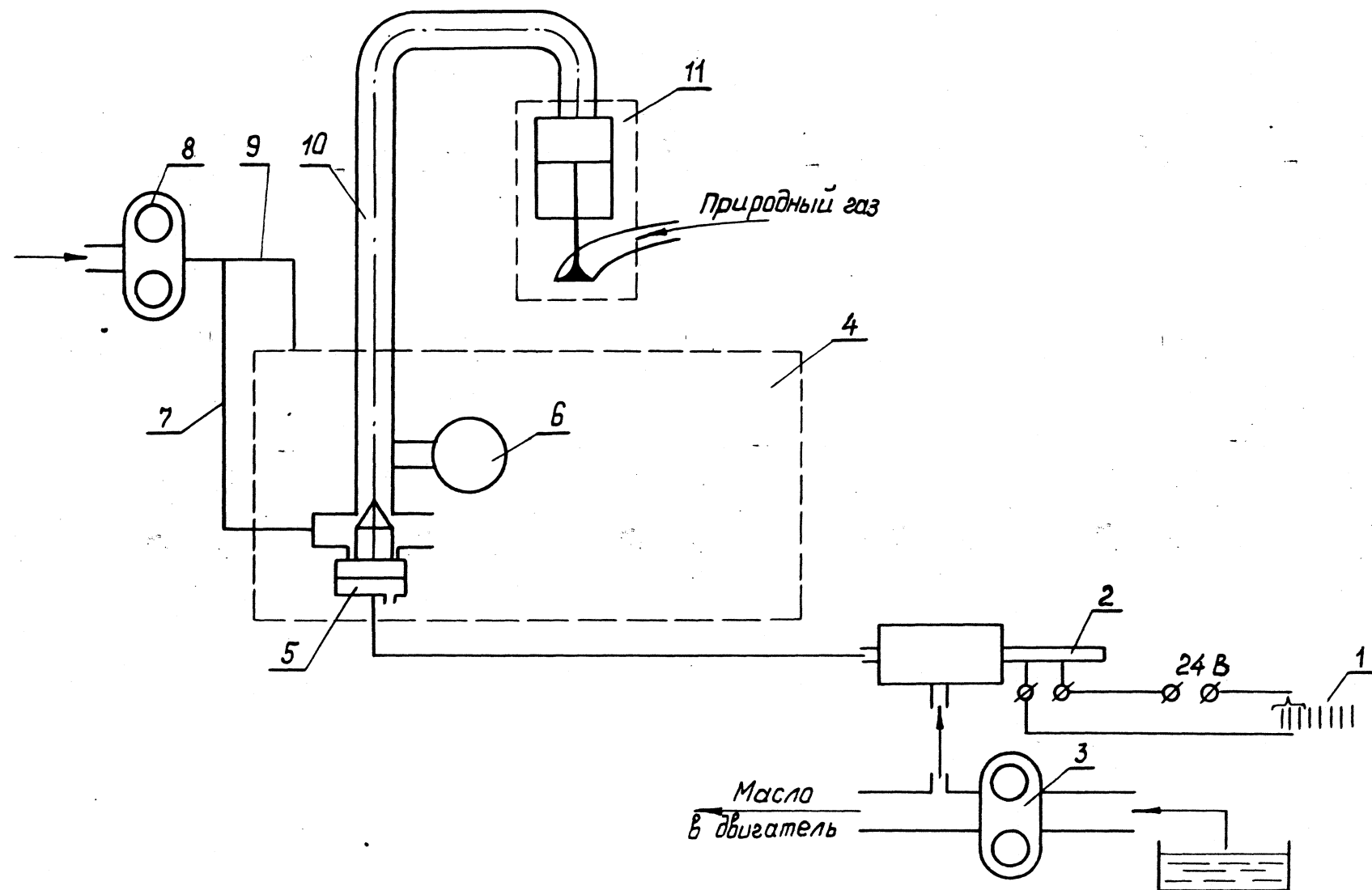


Рис. 23

4B

Г
Принципиальная схема
электрогидравлического Ёнтиля

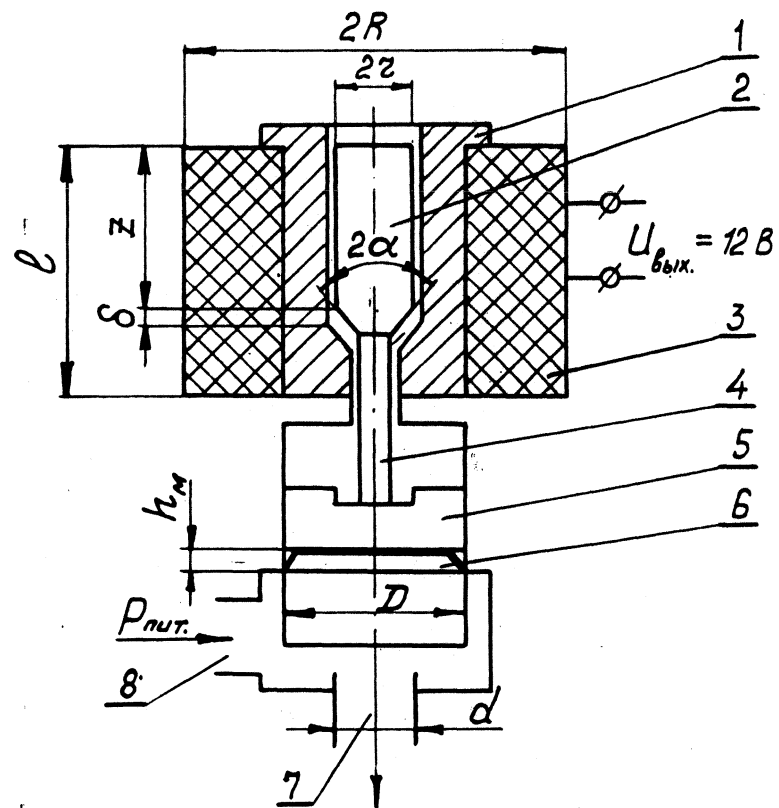


Рис. 2,4

При подаче бортового напряжения на клеммы катушки 3 сердечник 2 втягивается и через толкатель 4 перемещает поршень 5. Поршень 5 перекрывает выходное отверстие 7.

Если катушка 3 отключена от бортовой сети, то масло из масляной системы двигателя с давлением $P_{пит}$ действует на манжету 6 поршня 5, поднимает его вверх, открывая проход маслу в выходное отверстие 7.

Математическая модель данного механизма также взята из работы [36], но ряд расчетных уравнений несколько изменен, так как в игольчатом клапане 5 добавлен дроссель.

Уравнение контроллера машиниста имеет вид:

$$\begin{aligned} & U_{вых} = 24 \text{ В, при } N = \text{ОД } 2; \\ & [0 \text{ В, при } N = 3 \dots 8. \end{aligned} \quad (2.14)$$

где $U_{вых}$ - напряжение подаваемое на катушку 3 (см. рис. 2.4) электрогидравлического вентиля 2 (см. рис. 2.3).

Изменение тока в катушке 3 (см. рис. 2.4) имеет вид уравнения (2.2), но численные значения R_K , L и $U_{ввDC}$ отличаются от значений этих параметров для вентиля типа ВВ.

Тяговое усилие электромагнита зависит от его конструкции [45, 46]:

$$F_T = 6,4 \cdot 10^{-8} \cdot w^2 \cdot i^2 \cdot \frac{2}{\gamma \cdot g_t} \cdot \sqrt{Z} \quad (2.15)$$

где $g_t = \frac{2 \pi}{1 \pi \cdot \Gamma}$ - удельная проводимость рассеяния.

Движение поршня 5 и всех соединенных с ним деталей происходит под действием силы давления масла и тяговой силы электромагнита

$$m \cdot a = \frac{\pi}{4} D^2 P_{м.д.} - F_{тр} \text{Sign } J - F_{вес} - F_T, \quad (2.16)$$

где $F_{тр} = \mu \pi D h_M P_{м.д.}$ - сила трения [45, 46];

μ - коэффициент трения ($\mu = 0,1 \dots 0,2$ для резины, $\mu = 0,06 \dots 0,1$ для кожи);

h_M - высота манжеты;

$P_{вес}$ - вес подвижных деталей вентиля.

В уравнении (2.16) на первом этапе счета при $b > 0$ величина

$$S = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

заменяется на $S = \frac{\pi}{4} D^2$.

Величину открываемого проходного сечения выходного отверстия можно определить как

$$f = \pi r d^2. \quad (2.17)$$

Она увеличивается по мере подъема поршня 5 пока не станет равной $f = \pi d^2$.

После чего f останется постоянной и равной:

$$f = \frac{\pi}{4} d^2 = \text{const.}$$

Тогда количество масла прошедшего через ventиль за время t , равно:

$$dv = \mu \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2(P_{нд} - P)} dt, \quad (2.18)$$

где $\mu \approx 0,7-0,75$ - коэффициент расхода;

ρ - плотность масла;

$P_{нд}$ - давление масла после масляного насоса двигателя;

P - давление масла в маслопроводе и масляной полости игольчатого клапана 5.

Объем, освобождаемый масляным поршнем игольчатого клапана 5, можно определить как

$$V = S_{п} \cdot x_{п} \quad (2.19)$$

где $S_{п} \approx 4 \cdot \pi \cdot r_{п}^2$ - площадь поршня игольчатого клапана 5;

$x_{п}$ - ход поршня игольчатого клапана.

Уравнение движения иглы (или поршня) игольчатого клапана 5 запишется в виде:

$$m_{п} \ddot{x} = \frac{\pi}{4} d^2 (P_{нд} - P) - F_{п} - B_{п} \dot{x} - C_{п} x \quad (2.20)$$

где $F_{п}$ - сила пружины;

$B_{п}$, $C_{п}$ - предварительная затяжка и жесткость пружины игольчатого клапана;

$S'_{н.ка}$ - активная площадь иглы игольчатого клапана 5;

$P_{гопл}$ - давление топлива в топливопроводе гидронасоса;

$$P_{тр.ик} = K_{и} \frac{dh}{at} \text{ и } \text{сила трения};$$

$K_{и}$ - коэффициент жидкостного трения (сталь по стали).

Объем масла вытекающего через дроссель определяется по формуле:

$$ay_d = c_d \Gamma_d D(P-P_0) < h, \quad (2.21)$$

где $c_d f_A$ - активное проходное сечение дросселя;

$P_0 = 0,1$ МПа - атмосферное давление.

Изменение объема масла в маслопроводе и масляной полости игольчатого клапана 5 равно:

$$dV = dV_1 - dV_{к} - dV_{и} - dV_{д} \quad (2.22)$$

Изменение давления в полостях маслопровода и игольчатого клапана определяется по формуле:

$$dp = p_{х'} \quad (2.23)$$

1

где p_c - средний коэффициент сжимаемости масла;

V_0 - объем полостей маслопровода и игольчатого клапана.

Давление масла в полостях маслопровода и игольчатого клапана равно:

$$P = P_0 + dP. \quad (2.24)$$

2.2. Математическая модель гидропривода газопускного клапана

Расчетная схема гидропривода газопускного клапана опытного газодизеля приведена на рисунке 2.5. В ней можно выделить два узла: гидронасос I и гидротолкатель с клапаном II. Связь между ними осуществляется с помощью топливопровода III.

При вращении кулачка 1, имеющего механическую связь с распределительным валом двигателя, плунжер 3 совершает возвратно-поступательное движение. При движении плунжера 3 вверх он перекрывает впускное отверстие в гильзе 4 и нагнетает топливо в топливопровод 5. Оно поступает в надплунжерное пространство гидротолкателя II. Давление $P_{г\ t}$ в полости гидротолкателя $V_{г\ t}$ повышается, и плунжер 6 начинает двигаться вниз, открывая газопускной клапан 8. Возврат клапана 8 на седло производится с помощью пружины 9. При этом топливо из пространства $V_{г\ t}$ через отсечное отверстие в гильзе 6 вытекает в сборник, откуда возвращается к топливоподкачивающему насосу.

Конструктивно гидронасос представляет собой серийно выпускаемый 6 секционный блочный ТНВД дизеля 6ЧН12/14, кулачковый валик которого механически связан с распредвалом двигателя. Гидротолкатель представляет собой плунжерную пару аналогичного насоса, устанавливаемую на корпус газопускного клапана.

Работу такого гидропривода можно описать системой дифференциальных уравнений.

Расчетная схема гидропривода газопускного клапана

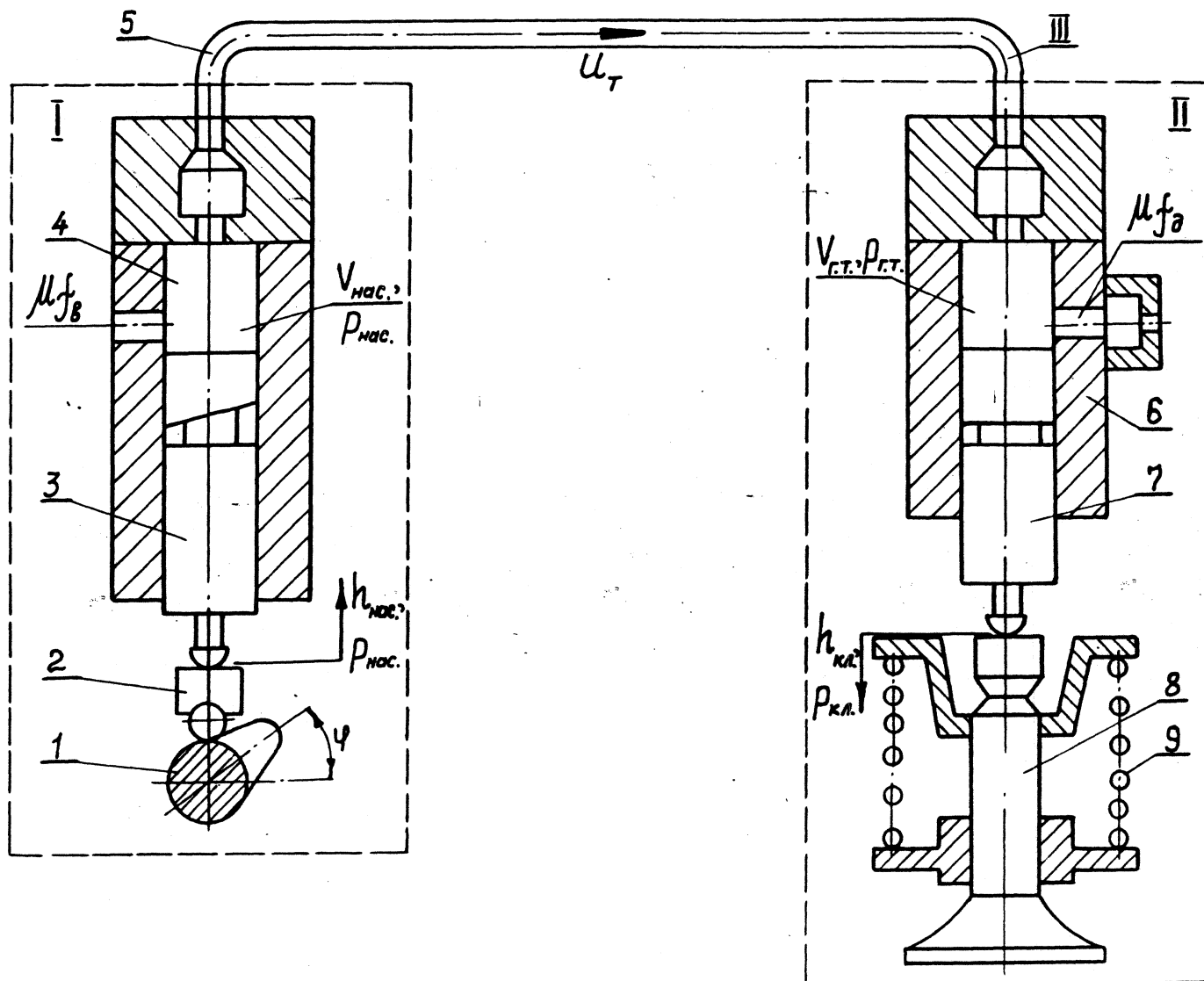


Рис. 2.5

Для полости $V_{\text{нас}}$ дифференциальное уравнение объемного баланса можно записать в виде:

$$\rho \frac{dV_{\text{нас}}}{dt} = f_n v_n - f_T u_T(0) - \zeta f_B A P_{\text{нас}} - P_{\text{атм}}, \quad (2.25)$$

где P - коэффициент сжимаемости топлива;

$V_{\text{нас}}$ - объем полости гидронасоса;

$P_{\text{нас}}$ - давление в полости гидронасоса;

f_n и f_T - площадь плунжера и проходного сечения топливопровода;

$u_T(0)$ - скорость топлива на входе в топливопровод;

P_B - давление топлива перед впускным отверстием гильзы гидронасоса (во всасывающей полости или после топливоподкачивающего насоса);

ρ - плотность топлива;

E - единичная функция, зависящая от соотношения $P_{\text{нас}}/P_B$ »'

ζf_B - эффективная площадь проходного сечения впускного отверстия.

Истинный коэффициент сжимаемости топлива определяется как

$$\frac{1}{V} \frac{dV}{dP} \quad (2.26)$$

Кроме истинного коэффициента сжимаемости можно использовать средний коэффициент сжимаемости, характеризующий изменение объема топлива в интервале давлений от атмосферного до выбранного верхнего предела:

(2.27)

где V_{OH} и P_{OH} - начальный объем топлива, соответствующий давлению P_{OH} . ■

В процессе движения топлива по системе питания происходит его подогрев и, соответственно, расширение с коэффициентом расширения ρ_T , определяемым по формуле:

$$\rho_T = \frac{\Delta U}{U \Delta T} \quad (2.28)$$

Кроме того, элементы топливной системы не являются абсолютно жесткими и деформируются в процессе работы.

При расчете топливных систем эти все факторы учитываются приближенно путем введения эмпирической зависимости ДЛЯ ρ .

Профессор Астахов И.В. предлагает ρ определять по формуле [48]:

$$\beta = -\frac{1 + KP}{2P} + \sqrt{\left(\frac{1 + KP}{2P}\right)^2 + \frac{1}{a^2 \rho P} - \frac{K}{P}} \quad (2.29)$$

где $K = \frac{S}{E \Gamma^2 - \Gamma^2} + \mu$ - коэффициент;

E и μ - модуль упругости материала трубки и коэффициент Пуассона;

Γ_H и Γ_B - наружный и внутренний радиусы топлипровода.

Средний коэффициент сжимаемости топлива с учетом влияния температуры можно определить по формуле [48]:

$$P_c = a_0 + a_1 p + a_2 p^2, \quad (2.30)$$

где a_0 , a_1 и a_2 - коэффициенты, которые являются функциями средней за впрыск температуры топлива.

Они определяются по формулам:

$$\begin{aligned} a_0 &= B_0 + b_1(T - 273) + b_2(T - 273)^2; \\ a_1 &= c_0 + c_1(T - 273); \\ a_2 &= d_0. \end{aligned} \quad (2.31)$$

где $B_0 = 61,1 \cdot 10^6$, $b_1 = 0,258 \cdot 10^6$, $b_2 = 0,921 \cdot 10^6$,
 $c_0 = -29,6 \cdot 10^9$, $c_1 = -0,151 \cdot 10^{12}$, $d_0 = 16,4 \cdot 10^{12}$ - эмпирические коэффициенты для дизельного топлива,

Г

Функция ϵ определяется как:

$$\epsilon \ll 1, \text{ при } P_B < P_{\text{нас}} \dots$$

$$\epsilon = -1, \text{ при } P_B > P_{\text{нас}}.$$

Наибольшие трудности вызывает определение эффективного проходного сечения f_B , являющегося функцией хода плунжера $h_{\text{нас}}$ $P = f(h_{\text{нас}})^*$

В первом приближении можно принять $p = 0,65-0,7 = \text{const}$, а характер изменения $f_B = f_j(h_{\text{нас}})$ зависит от формы окна.

Так как, в гидронасосе отсутствует нагнетательный клапан, то топливо из надплужерной полости $U_{\text{нас}}$ сразу поступает в топливопровод.

Топливопровод в отличие от гидронасоса нельзя рассматривать как объект с сосредоточенными параметрами. Из-за наличия

волновых явлений в нем давление u и скорость топлива являются функциями не только времени t , но и координаты X . что характерно для объектов с распределенными параметрами.

Впервые задача неустановившегося движения невязкой сжимаемой жидкости с учетом волновых явлений была решена Н.Е. Жуковским. Им выведены следующие уравнения в частных производных:

$$\frac{du}{dx} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dx} = 0 \quad (2.32)$$

где $a = \sqrt{\beta + \frac{2}{E} \left(\frac{r_H^2 + r_B^2}{r_H^2 - r_B^2} + \mu_{II} \right)} \rho$ - скорость звука в данной

жидкости, находящейся в топливопроводе;

X - расстояние от рассматриваемого сечения топливопровода до гидронасоса, изменяющееся от 0 до L_p

Если учитывать гидравлическое сопротивление топливопровода, то уравнения (2.32) и (2.33) примут вид:

(2.34)

$$\frac{du_T}{dx} + \frac{1}{a^2} \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (2.35)$$

« Чу ,
 где $\alpha = \frac{\dots}{4d_B}$ фактор гидравлического сопротивления топли-

провода, зависящий от режима течения топлива в нем или декремент затухания;

X - коэффициент гидравлического сопротивления;

u_T - скорость топлива в топливопроводе, зависящая от t и X.

Для ламинарного течения топлива:

$$X = \frac{\dots}{\dots} \quad (2.36)$$

а турбулентного

$$X = \frac{\dots}{\dots} \quad (2.37)$$

$$\frac{1,14 + 21}{\kappa} \frac{g}{87}$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости топлива;

$\delta = 0,01 - 0,02$ мм - параметр шероховатости внутренней поверхности топливопровода.

Уравнения (2.34) и (2.35) можно переписать в виде:

$$\frac{\partial^2 u_T}{\partial x^2} = \frac{22}{\epsilon_T^2} \frac{P}{S X^2} \frac{\partial u_T}{\partial x} \quad (2.38)$$

$$\frac{\partial^2 u_T}{\partial x^2} = \frac{2}{a} \frac{\partial u_T}{\partial x} - \frac{2}{b} u_T \quad (2.39)$$

Такие уравнения называют телеграфными.

При $\left(\frac{b^2}{a} \leq 1\right)$ их решение имеет вид:

$$P - P_{0c\tau} = e^{-b\tau} \left[F\left(\tau - \frac{x}{a}\right) - W_{\Gamma+} \right] \quad (2.40)$$

$$U_{\Gamma} - U_{\Gamma 0} = \frac{1}{\tau_{\Gamma 0}} e^{-b\tau} \left[F\left(\tau - \frac{x}{a}\right) - W_{\Gamma+} \right] \quad (2.41)$$

где $U_{\Gamma 0} = 0$;

$e^{-b\tau}$ - множитель, характеризующий затухание колебаний

P и U_{Γ} за счет наличия гидравлического сопротивления;

$F\left(\tau - \frac{x}{a}\right)$ и $F_{\Gamma+}$ - функции, характеризующие рас-

пространение прямой волны давления и скоростной волны в положительном направлении координаты X со скоростью звука a ;

$W_{\Gamma+}$ и $W_{\Gamma-}$ - функции, характеризующие

распространение отраженной волны давления и отраженной скоростной волны.

Волновые явления в топливопроводе можно не учитывать,

если $D < 0,05$, где $D = \frac{b \cdot \tau_{\Gamma 0}}{a \cdot R_{\Gamma}}$ - безразмерный критерий, характеризующий отношение времени пробега волны в прямом направлении к геометрической продолжительности подачи топлива по трубопроводу.

Уравнение объемного баланса топлива в полости гидротолкателя можно записать в виде:

$$\beta V_{гТ} \frac{dP_{гТ}}{dt} = f_T u_T(L_T) - f_{гТ} \vartheta_{гТ} - \mu f_g \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{гТ} - P_o)} \varepsilon \quad (2.42)$$

где $V_{гТ}$ и $P_{гТ}$ - объем полости гидротолкателя и давление топлива в нем;

$u_T(L_T)$ - скорость топлива на выходе из топливопровода;

$f_{гТ}$ - площадь плунжера гидротолкателя;

$\vartheta_{гТ} = \xi_{кл} \cdot v_{кл}$ - скорость плунжера гидротолкателя равная скорости газовпускного клапана;

P_o - давление в полости топливосборника (за дросселем);

ξ_{fg} - эффективное проходное сечение стравливающего окна гидротолкателя, вместе с дросселем на нем.

ξ_{fg} определяется по формуле;

$$(2.43)$$

где $\xi_{стр}$ - эффективное проходное сечение стравливающего окна гидротолкателя;

$\xi_{др}$ - эффективное проходное сечение дросселя, устанавливаемого на стравливающее окно гидротолкателя.

$\xi_{стр}$ является функцией $h_{гТ}$ и определяется аналогично $\xi_{в}$.

Плунжер 7 гидротолкателя приводит в движение газовпускной клапан 8, нагруженный пружиной 9. Уравнение движения клапана 8 можно записать в виде:

$$m_{кл} \ddot{x}_{кл} = p_{гТ} - p_{гТ} - p_{пр} - p_{гТ} \quad (2.44)$$

где $m_{\text{Кл}}$ - масса клапана с учетом приведенных к нему движущихся деталей;

$F_{\text{пр}}$ - сила пружины;

$F_{\text{тр}}$ - сила трения,

Силу пружины можно определить по формуле:

$$F_{\text{пр}} = C_{\text{пр}} (h_0 + h_{\text{к}} j), \quad (2.45)$$

где $C_{\text{пр}}$ - жесткость пружины;

h_0 - предварительная затяжка пружины.

Формула (2.45) не учитывает вибрацию витков пружины и в принципе применима для нашего случая. Если учитывать вибрацию витков, то расчетная формула запишется в виде:

$$F_{\text{пр}} = C_{\text{пр}} \left[h_0 + T_{\text{пр}} \left(\frac{\vartheta_{\text{к л}}}{\tau} \right) + \sum_{j=1}^{j < \frac{\tau}{T_{\text{пр}}}} \vartheta_{\text{к л}} (\tau - j T_{\text{пр}}) \right], \quad (2.46)$$

где $T_{\text{пр}} = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{EA}{I} - \frac{m_{\text{пр}}}{I}}}$ - период свободных колебаний пружины

при закрепленных концах;

$m_{\text{пр}}$ - масса движущихся витков пружины.

Сила трения $F_{\text{тр}}$ складывается из силы трения плунжера 7 о гильзу 6 и клапана 8 о направляющую. Считая, что в этих парах имеет место жидкостное трение, величина которого пропорциональна скорости движения трущихся поверхностей, уравнение для

$$F_{TP} = P_{TP} \cdot \text{sign} \cdot j^{\wedge} . \quad (2.47)$$

$$r_{Д}^{\circ} F_{ур} x = j E C j p \cdot \&_{K} j ;$$

K-гр - коэффициент трения.

Уравнения (2.25) и (2.42) справедливы при $P_{нас} > 0$ и $P_{Г.Т.} > 0$, то есть условия сохранения сплошности потоков топлива в конечных элементах гидросистемы. Если это условие нарушается, то исходные уравнения необходимо заменить следующими:

$$\frac{d V'}{dt} = -f_n \Delta_{II} + f_T u_T(0) + H f_B - P_B . \quad (2.48)$$

$$\frac{dV}{dt} = -f_T \wedge(1^{\wedge}) + \wedge \&_{Г.Т} + p f_g \wedge - P_o . \quad (2.49)$$

Эти уравнения позволяют рассчитать изменение так называемого "свободного объема" $V'_{нас}$ и $U'_{Г.Т.}$ в полостях гидронасоса и гидротолкателя соответственно.

Интегрирование уравнений объемных балансов топлива в гидронасосе и гидротолкателе (2.48) и (2.49) осуществляется расчетным методом, предложенным в работе [49], а телеграфных уравнений (2.38) и (2.39) методом характеристик [49, 50].

Необходимые для расчета зависимости хода плужера $h_n(t)$ и скорости $\delta_{II}(t)$ определяются либо расчетным методом [10], либо берутся из паспорта используемого ТНВД в виде $h_n(\angle p)$. Связь между аргументами "время" t и "угол поворота" $\angle p$ однозначна:

Блок схема алгоритма расчета динамических характеристик системы гидропривода газовпускных клапанов приведена на рис. 2.6.

Ввод исходных данных производится в блоке 1. К ним относятся конструктивные и регулировочные параметры гидросистемы и данные по профилю кулачка гидронасоса.

В блоке 2 формируются массивы $h_n(\varphi)$ и $S_n(\varphi)$ для углов поворота кулачкового вала φ в интервале $0 < \varphi < \varphi_k$, где угол φ_k соответствует окончанию процесса счета. Эти значения $h_n(\varphi)$ и $Y_n(\varphi)$ используются затем в блоке 6 для получения значений $h_n(\tau)$ и (τ) . В блоках 7, 8, 9 производится расчет промежуточных и искомым параметров по приведенным выше уравнениям.

По данному алгоритму разработана программа расчета на языке Бейсик.

Расчет выполнялся на ПЭВМ IBM 386-DX.

Результаты расчета приведены в разделе 4.1.

Блок-схема алгоритма расчета динамических характеристик системы гидропривода газодпускных клапанов газодизеля

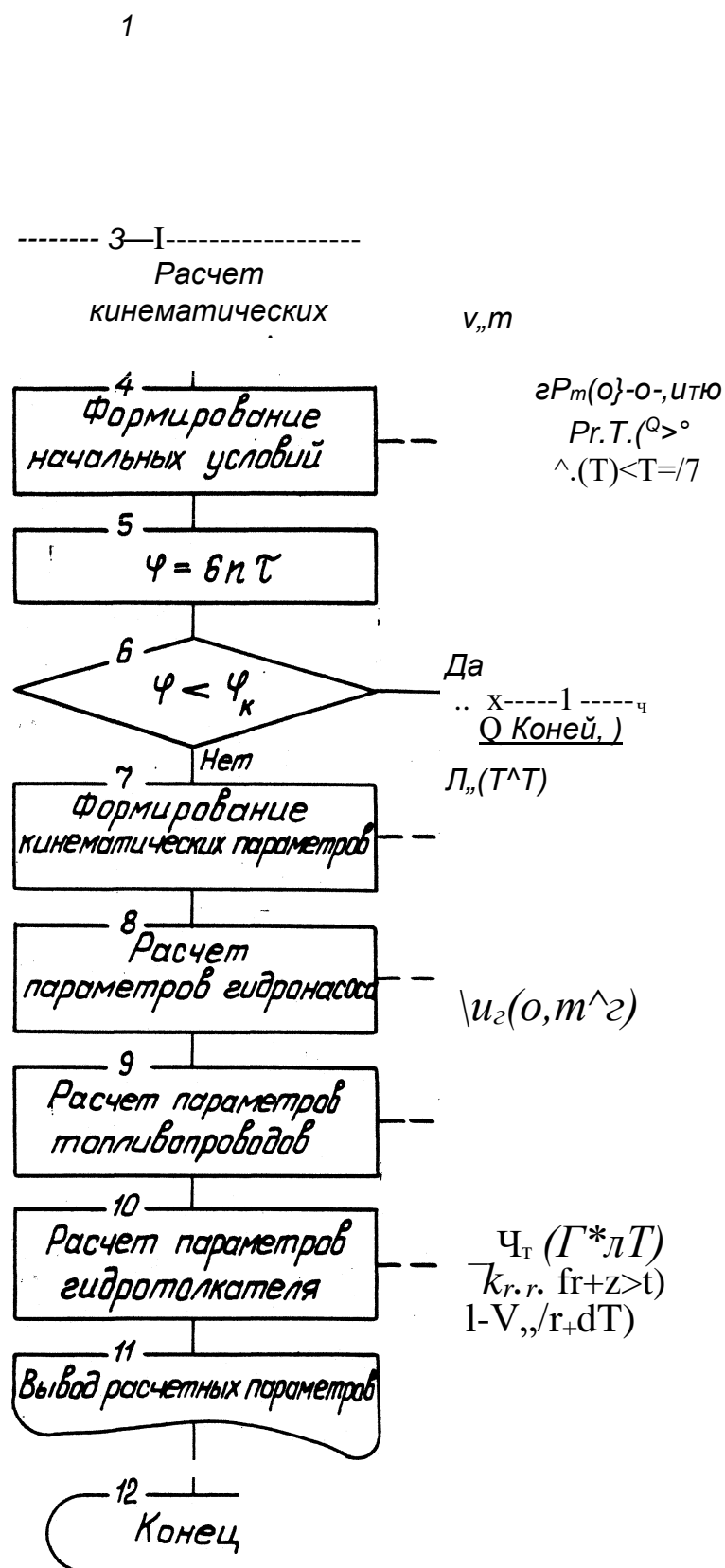


Рис. 2 G

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОПЫТНОГО ГАЗОДИЗЕЛЯ И ЕГО СИСТЕМ

Экспериментальная часть работы выполнялась с целью экспериментального определения расходных характеристик дозаторов и комплекта, состоящего из дозатора с газовпускным клапаном, динамических характеристик гидравлического привода газовпускных клапанов, а также технико-экономических показателей дизель-генератора ПДГ1М при работе по дизельному и газодизельному циклам. Поэтому часть работ выполнялась на стендах в дизельной лаборатории кафедры "Теплотехника и тепловые двигатели", а часть - в локомотивном депо Люботин Южной железной дороги на пункте реостатных испытаний тепловозов.

г

3.1. Экспериментальная установка

В качестве экспериментальной установки использовался маневровый тепловоз ТЭМ2 №670, силовая установка которого могла работать по дизельному и газодизельному циклам. Силовой установкой серийного тепловоза ТЭМ2 является дизель-генератор ПДГ1М, включающий дизель 6ЧНЗ 1,8/33 производства ПО "Пенздизельмаш" г.Пенза и тяговый генератор ГП300Б производства ПО "Электротяжмаш" г.Харьков.

Для работы по газодизельному циклу дизель 6ЧНЗ 1,8/33 был оборудован системой питания природным газом и системой отключения трех цилиндров при работе на режимах холостого хода и малых нагрузок, а тепловоз ТЭМ2 - системой хранения природного газа. Описание системы питания природным газом приведено в разделе 3.2, а системы отключения трех цилиндров - в разделе 3.3.

Поскольку программой испытаний предусматривалась работа дизеля 6 ЧНЗ 1,8/33 по газодизельному циклу на сжатом и сжиженном природном газе (СПГ), то были разработаны два варианта системы хранения природного газа [51], схемы которых приведены на рис. 3.1 и рис. 3.2.

При работе на сжатом газе запас газа находится в баллонах высокого давления, кассета 1 которых монтируется на площадке за кабиной машиниста 2 тепловоза на месте аккумуляторного отсека 3 (рис. 3.1). В качестве газовых емкостей использовались серийно выпускаемые баллоны емкостью 50 л с давлением газа до 20 МПа. Количество баллонов в кассете 1-35 штук, запаса газообразного топлива хватает на 12 часов работы маневрового тепловоза.

И

Для устранения пульсаций на крышке тепловоза были установлены два ресивера 5.

Аккумуляторные батареи 4 помещались по правому проходу тепловоза в специальном ящике.

При работе на сжиженном природном газе запас его находился в двух специальных криогенных емкостях 1 типа РЦВ-0,5/1,6 соединенных между собой по паровой и жидкой фазам, устанавливаемых также как и на рис. 3.1 за кабиной машиниста 2 (рис. 3.2).

Г

Каждая криогенная емкость представляет собой сосуд Дюара, в котором за счет испарения природного газа поддерживается температура $t = -162^{\circ} \text{C}$ и давление 1,6 МПа. Запас газа в них составляет 360 кг при начальном коэффициенте заполнения $\gamma_3 = 0,8$. Данное количество СПГ обеспечивает эксплуатацию маневрового тепловоза в течении 36 часов

Система хранения сжатого газа

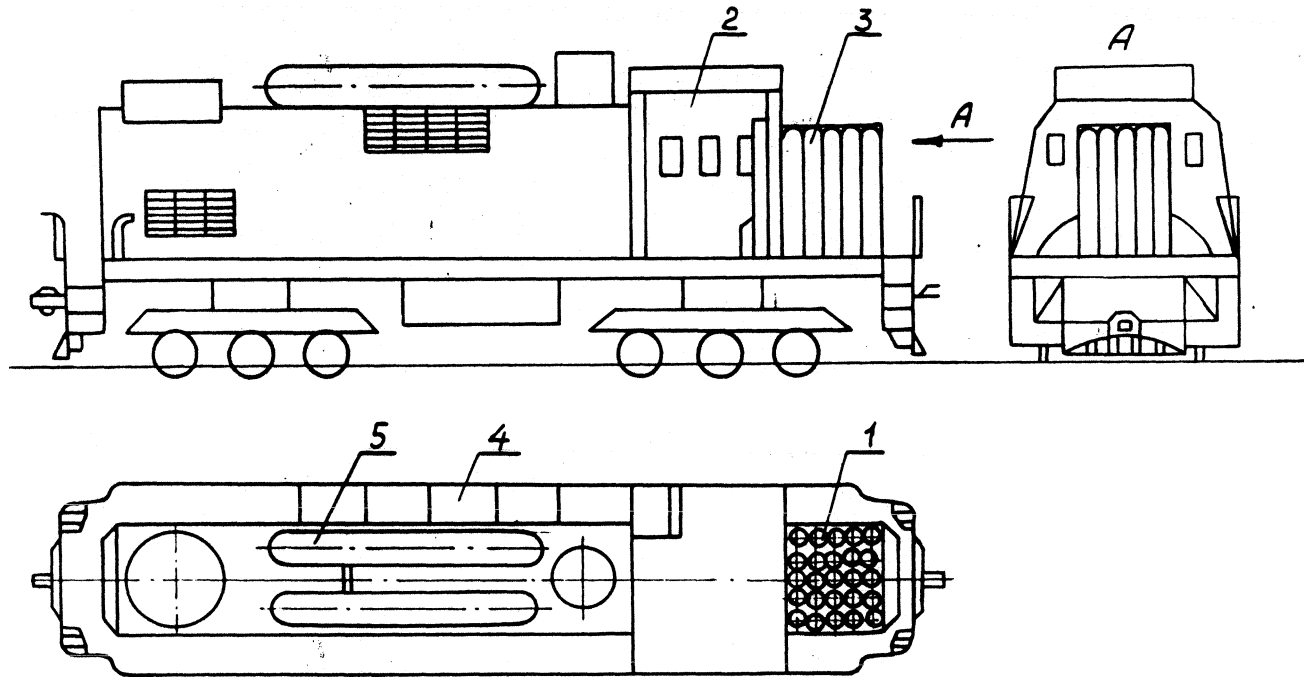


Рис. 3.1

Система хранения сжиженного газа

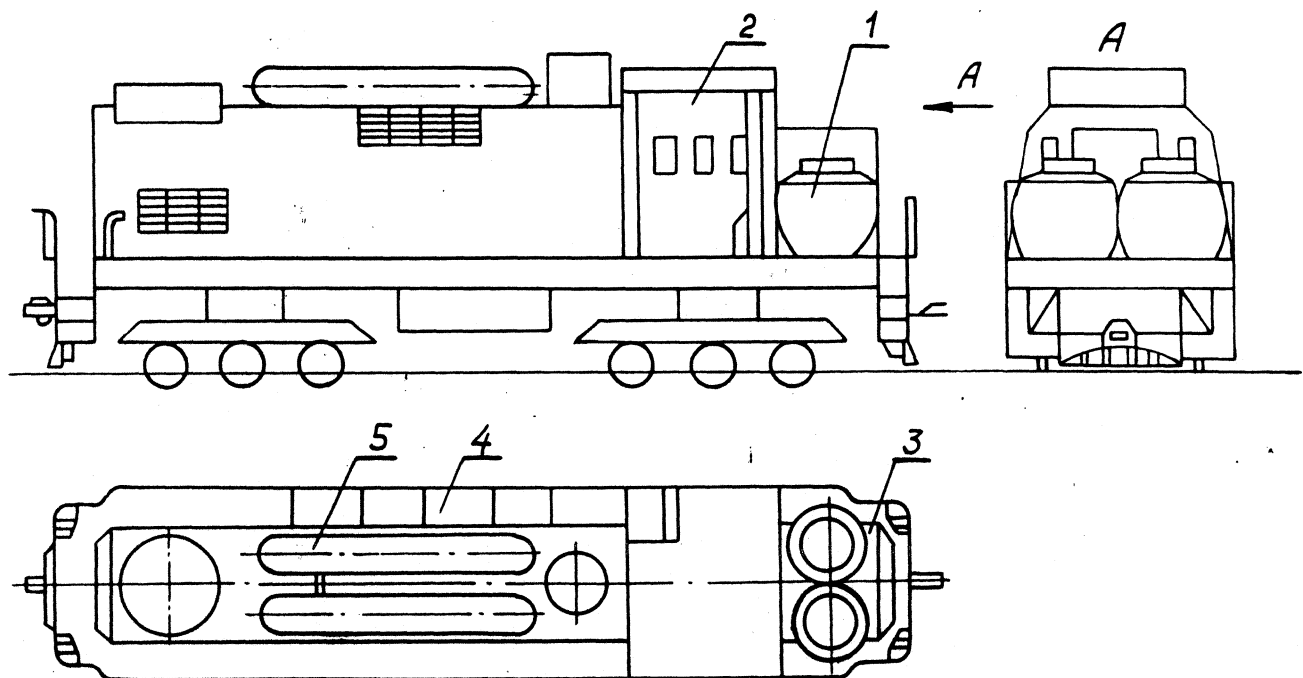


Рис. 3.2

Теплотехнические испытания опытного дизель-генератора ПДГ1М № 3086, смонтированного на тепловозе ТЭМ2 № 670, проводились в локомотивном депо Люботин Южной железной дороги [51, 54]. При этом тепловоз устанавливался на пункт реостатных испытаний, где нагружение генератора тепловоза производилось с помощью водяных реостатов.

Испытания проводились в три этапа. На каждом этапе испытания велись при работе дизель-генератора по тепловозной характеристике на всех шести цилиндрах и на 0, 1 и 2 позициях контроллера машиниста, на трех цилиндрах.

На первом этапе определялась исходная тепловозная характеристика дизель-генератора ПДГ1М № 3086 при работе на дизельном топливе.

На втором этапе испытания велись при работе дизель-генератора на сжатом природном газе по газодизельному циклу, а на третьем этапе при работе на сжиженном природном газе также по газодизельному циклу.

Воспламенение газозвдушного заряда в цилиндре осуществляется от запальной порции дизельного топлива, подаваемого в цилиндр серийной форсункой.

В процессе испытаний, что оговорено программой, контролировались и регистрировались следующие параметры:

- ток в цепи тягового генератора, $I_{Г}$;
- напряжение на клеммах тягового генератора, $U_{Г}$;
- частота вращения коленчатого вала, n ;
- температура воды на входе и выходе из двигателя $t_{в}, t_{в}''$;
- температура масла на входе и выходе из двигателя,
- температура газов на выходе из цилиндров двигателя, $t_{г}$.

- температура газов перед турбокомпрессором (ТК) и после
 $t_{г}^{**3.Т}$ *
 - давление масла на 7 опоре и перед двигателем, $P_m, P_m?$;
 - максимальное давление сгорания в цилиндре двигателя, P_z ;
 - расход топлива, B_q ;
 - расход воздуха, G_B ;
 - давление топливного газа на входе в цилиндры газодизеля, P_r ;
 - давление в системе гидравлического управления газопускными клапанами, $P_{г\text{Тш}}$;
 - температура топливного газа на входе в двигатель t_r ;
 - расход газообразного топлива, G_r ;
 - давление масла в дополнительном масляном коллекторе, P_d ;
 - частота вращения ротора ТК, n_T ;
 - отметка ВМТ первого цилиндра;
 - положение реек ТНВД;
 - подъем впускных и выпускных клапанов газораспределения одного из отключаемых цилиндров, $Б_{кл\text{вп}}, Б_{кл\text{выд}}$;
- а также
- барометрическое давление, P_o ;
 - температура окружающей среды, t_o .

Для измерения перечисленных параметров дизель-генератор и тепловоз были оборудованы измерительными приборами, характеристики которых приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 Перечень контрольно - измерительных приборов

| Измеряемый параметр | Наименование прибора | Пределы измерений | Класс точности |
|---|------------------------------|-------------------|----------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 1. Атмосферное давление, P_0 , мм. рт. СТ. ' | Барометр | 600-800 | 0,5 |
| 2. Температура окружающей среды, t_0 , °С | Термометр | -50-+50 | 1,0 |
| 3. Частота вращения коленчатого вала дизеля, n , мин ¹ | Тахометр типа К-17 | 0-1000 | 2,5 |
| 4. Ток в цепи генератора I_G , А | Амперметр | 0-2000 | L0 |
| 5. Напряжение на клеммах генератора, U_G , В | Вольтметр | 0-3000 | 1,0 |
| 6. Температура воды $t_{в'}$, $t_{в''}$, масла $t_{м'}$, $t_{м''}$, наддувочного воздуха t_s , °С | Термометр i | 0-120 | 1,0 |
| 7. Температура газов за цилиндрами 1ц, до и после ТК t_j , ^з.т.» | Термокомплект ТХА | 0-800 | 0,5 |
| 8. Давление воды, масла $P_в$, $P_м$, кгс/см ² | Манометр ОБМ1-ЮО | 0-10 | 2,5 |
| 9. Максимальное давление сгорания P_z , кгс/см ² | Максиметр | 0-100 | 2,5 |
| 10. Расход топлива, $V_{ц}$, кг/ч | Весы I ВНЦ-10, секундомер | 0-10 | 0,05 |

Продолжение табл.3.1.

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|--|-------|-----|
| 11. Расход воздуха, G_B , кг/с | Мерное сопло правила РД- 50-213-80, РД- 50-411-83 | | |
| 12. Подъем клапанов газо- распределения Бкл.вп., Бкл-нип.» ММ | Реостатный датчик (ХИИТ) | 0-30 | 1.0 |
| 13. Давление топливного га- за перед входом в цилиндры P_r , кг/см ² | Манометр МО | 0-10 | 0,4 |
| 14. Температура топливного газа перед входом в двига- тель t_r , °С ¹ | Термометр | 0-+50 | 1,0 |
| 15. Давление в системе гид- равлического управления $P_{гг_}$, кг/см ² | Манометр | 0-10 | 0,4 |
| 16. Расход газообразного топлива G_r , нм ³ /ч (| Мерная шай- ба РД-50-213- 80, РД-50-411- 83 12 канальный светолучевой осциллограф типа Н-117 Тензометри- ческий при- бор УТП-4 | 0-250 | 0,5 |

Особое внимание уделялось обеспечению пожаро-взрывобезопасности проводимых испытаний. Тепловоз ТЭМ2 № 670 был оборудован сигнализатором утечки природного газа СТМ-6. При повышении концентрации природного газа в кабине машиниста, высоковольтной камере и подкапотном пространстве тепловоза до 4% от взрывоопасной, сигнализатор выдает звуковой сигнал (сирену) и отключает подачу газа в газовый коллектор дизеля.

3.2. Топливная система опытного газодизеля

Топливная система опытного газодизеля (рис. 3.3) включает систему подачи жидкого дизельного топлива и систему подачи природного газа [53, 55].

Система подачи жидкого дизельного топлива должна обеспечивать подачу запальной порции, воспламеняющую газозвдушной заряд цилиндра. Величина этой порции определяется экспериментально. Предварительные расчеты показали, что она составляет 15-20% от цикловой подачи дизельного топлива на номинальном режиме, то есть 0,220-0,293 г/цикл.

На опытном газодизеле использовалась серийная система питания жидким топливом дизеля 6ЧНЗ 1,8/33, на ТНВД которой устанавливались ограничители подачи приведенные на рис. 3.4. Вместо серийной рейки на всех секциях ТНВД газодизеля установлены составные. Конструкция составной рейки ТНВД подробно описана в [33] и поэтому здесь не приводится. Ограничитель подачи топлива (рис. 3.4) содержит корпус, состоящий из двух отсеков 1 и 5 с индивидуальными каналами для подачи в них сжатого воздуха, плунжер 2, регулировочную втулку 4, шток 11, пружины 3 и 10, и плунжер б [53].

Топливная система газодизеля

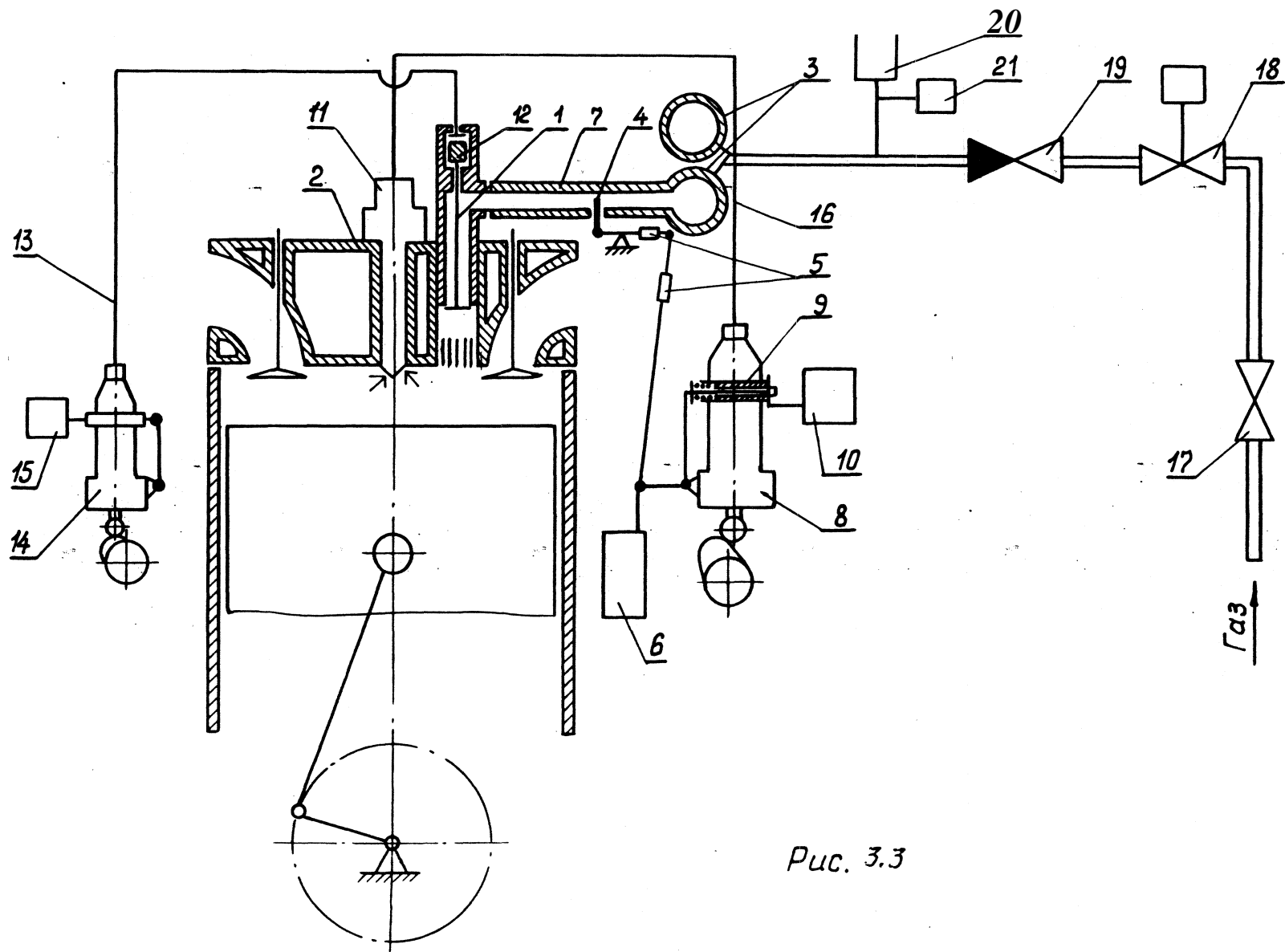


Рис. 3.3

Механизм ограничения подачи жидкого топлива

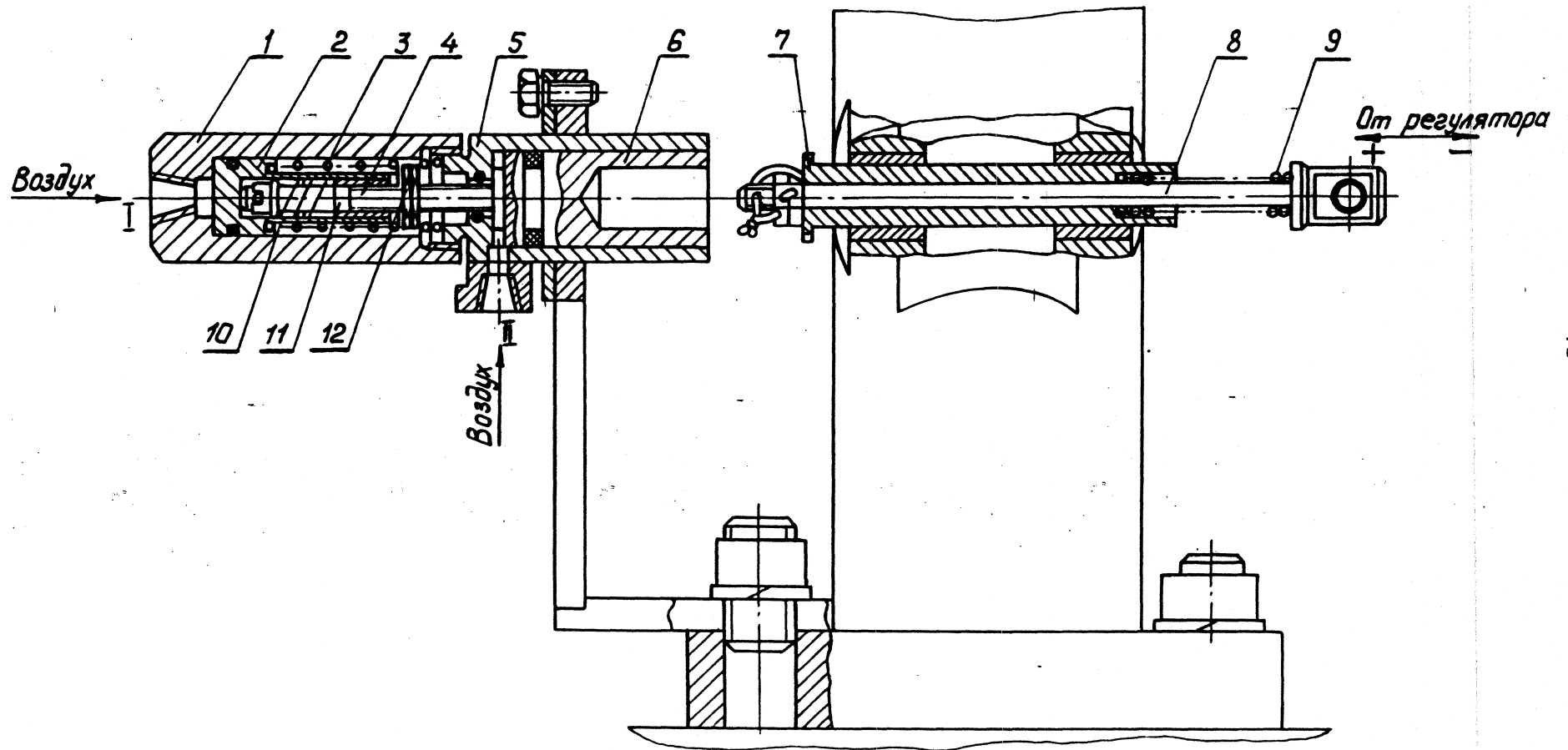


Рис. 3. 4

Плунжеры 2 и 6 имеют возможность перемещаться относительно друг друга. Кроме того, плунжер 6 имеет возможность взаимодействовать с рейкой 7 ТНВД, то есть выполнять роль упорограничителя. Гайки 12 и 13 позволяют устанавливать величину ограничителя подачи. Ограничитель подачи дизельного топлива (рис. 3.4) работает следующим образом [53]: при переходе дизеля I на работу по газодизельному циклу, по сигналу от контроллера машиниста управляющая среда (воздух из тормозной магистрали тепловоза) под давлением через канал I отсека 1 корпуса поступает в надплунжерное пространство, перемещая плунжер 2 до упора регулировочной втулки 4 в стенку отсека 5. Плунжер 2, воздействуя на шток И плунжером 6 перемещает дозирующую рейку 7 ТНВД в положение "запальная порция".

При прекращении подачи сжатого воздуха в канал I отсека 1 пружина 3 возвращает плунжер 2 в исходное положение, а пружина 10 - шток И. Рейка 7 ТНВД освобождается от ограничителя и работает от рычага регулятора частоты вращения каленчатого вала дизеля.

Перед установкой на опытный газодизель блок ТНВД предварительно прошел регулировку на минимальную устойчивую запальную порцию дизельного топлива на стенде топливных насосов ПО "Завод им. Малышева" г. Харьков. В результате этого была достигнута равномерность цикловых подач секций ТНВД на режиме в размере 20% от номинальной, то есть 0,3 г/цикл.

Система подачи природного газа опытного газодизеля разработана с учетом минимальных изменений в конструкции базового двигателя [52, 58, 62]:

Схема системы подачи природного газа приведена на

Основными особенностями этой системы являются [58, 66]:

- внутреннее смесеобразование, то есть подача природного газа осуществляется непосредственно в цилиндры двигателя;
- величина подаваемой в каждый цилиндр порции природного газа регулируется с помощью дозатора, а фаза ее подачи - с помощью газовпускного клапана;
- газовпускной клапан каждого цилиндра имеет гидравлический привод управления от гидронасоса;
- применены два газовых коллектора: один для питания газом I, IV и V цилиндров, а второй - II, III и VI цилиндров.

Достоинствами такой системы являются:

- возможность индивидуальной регулировки мощности каждого цилиндра двигателя;
- исключение возможности взрыва газа во впускном ресивере или выпускном коллекторе;
- простота конструкции привода газовпускных клапанов;
- исключение потерь газа в период продувки цилиндров;
- возможность прекращения подачи газа в отключаемую группу цилиндров при работе газодизеля на режимах малых нагрузок.

Для реализации такой системы питания газом тепловозный дизель-генератор ПДГ1М № 3086 был укомплектован цилиндрическими крышками морской модификации 1Д50.06. Они отличаются от крышек Д 50С-06 сб тепловозной модификации наличием дополнительного канала для подачи в цилиндр пускового сжатого воздуха.

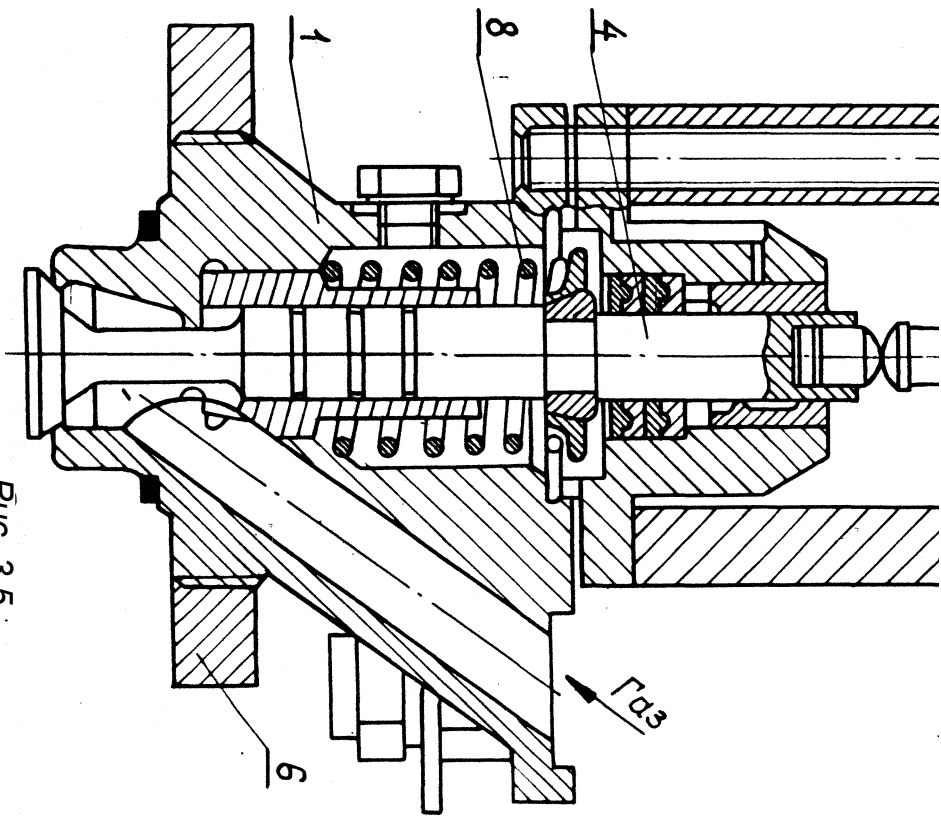
Как уже отмечалось ранее, подача газообразного топлива в цилиндры двигателя осуществляется через газовпускные клапаны, устанавливаемые в каналах крышек цилиндров взамен пусковых

воздушных клапанов. Привод газовпускных клапанов выполнен в гидравлическом исполнении (рис. 3.3). Гидравлический привод является наиболее предпочтительным для данного типа дизеля. Он позволяет конвертировать двигатель на газ с минимальными конструктивными изменениями базовой модели [52, 64]. В качестве основных его узлов (гидронасос, гидролинии, гидротолкатели) I

применены серийные узлы и детали топливной системы малоразмерного дизеля 6ЧН 12/14 производства ПО "Юждизельмаш" г. Токмак [56].

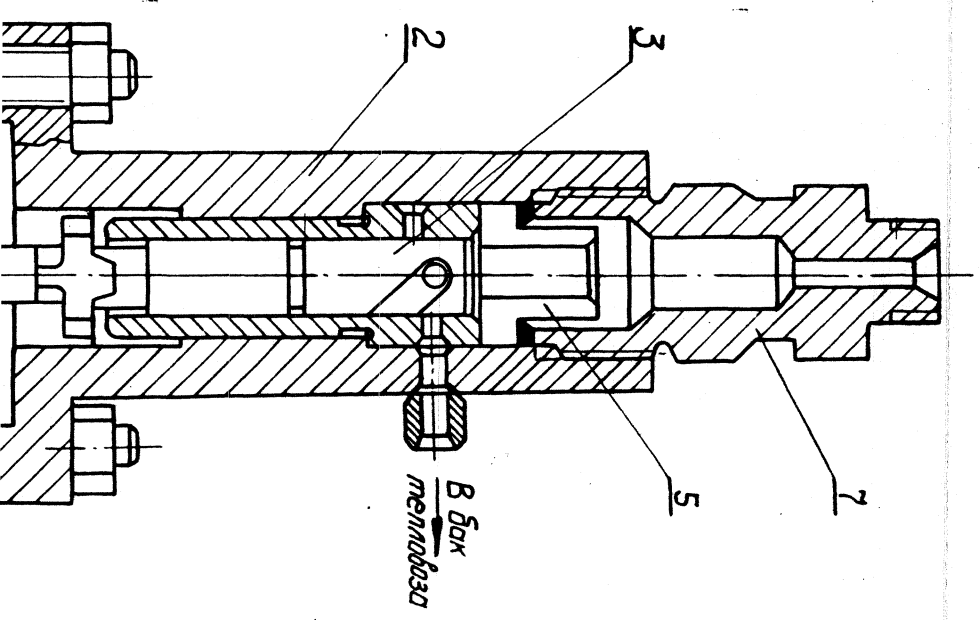
Гидронасос устанавливается на переднем торце блока, вместо распределителя пускового воздуха и приводится во вращение от распределительного вала двигателя. Гидротолкателями гидравлической системы являются серийные плунжерные пары выше-названного насоса дизеля 6ЧН 12/14.

Для реализации на газодизеле гидравлической системы управления газовпускной клапан (рис. 3.5) оборудуется специальной приставкой, которая крепится к корпусу 1 клапана шпильками. В корпусе 2 приставки расположена плунжерная пара, хвостовик плунжера 3 находится в непосредственном контакте с ударником стержня 4 клапана. Плунжерная пара уплотняется седлом 5 нагнетательного клапана, которое прижимается к верхнему торцу гильзы 6 плунжера штуцером 7. Линейное перемещение столба жидкости (дизельного топлива) определяет перемещение плунжера 3, при отсутствии нагнетательных клапанов, который воздействуя на стержень 4 открывает газовпускной клапан (осевое отверстие в плунжере глушится). Возврат стержня 4 газовпускного клапана производится с помощью пружины 8. При этом топливо из приставки через отсечное отверстие в гильзе 6 вытекает в



Puc. 3.5

Гидропривод газоблицкового клапана



возвратный коллектор, откуда возвращается в топливный бак тепловоза.

Гидропривод позволяет обеспечить, во-первых, отключение газовпускных клапанов при переходе на работу двигателя только на жидком топливе, и, во-вторых отключить подачу топливного газа в неработающие цилиндры при переходе двигателя на работу на трех цилиндрах.

Кроме того он позволяет весьма просто и оперативно устанавливать оптимальную фазу подачи природного газа в цилиндр.

Газовпускной клапан является запорным органом, определяющим фазу впуска газа в цилиндр. Фаза открытия газовпускного клапана составляет 74° п.к.в после ВМТ, то есть соответствует моменту закрытия выпускных клапанов, что предотвращает попадание природного газа в выпускную систему дизеля.

Продолжительность открытия газовпускного клапана составляет 154° п.к.в.

Количество газообразного топлива, подаваемого в цилиндры дизеля регулируется дозаторами 1, установленными непосредственно на корпусах 2 газовпускных клапанов (рис. 3.6) [54, 58]:

Количество природного газа, подаваемого за цикл в цилиндр дизеля через газовпускной клапан, определяется проходным сечением отверстия во втулке дозатора, перекрываемого золотником. Управление золотниками дозаторов производится с помощью поводков 3 через систему механической рычажной передачи 4 от вала подачи 5 регулятора частоты вращения коленчатого вала дизеля. Система механической рычажной передачи спроектирована так, что при работе газодизеля на холостом ходу на дизельном топливе дозаторы перекрывают подачу природного газа к газовпускным клапанам.

Схема механизма регулирования дозатором

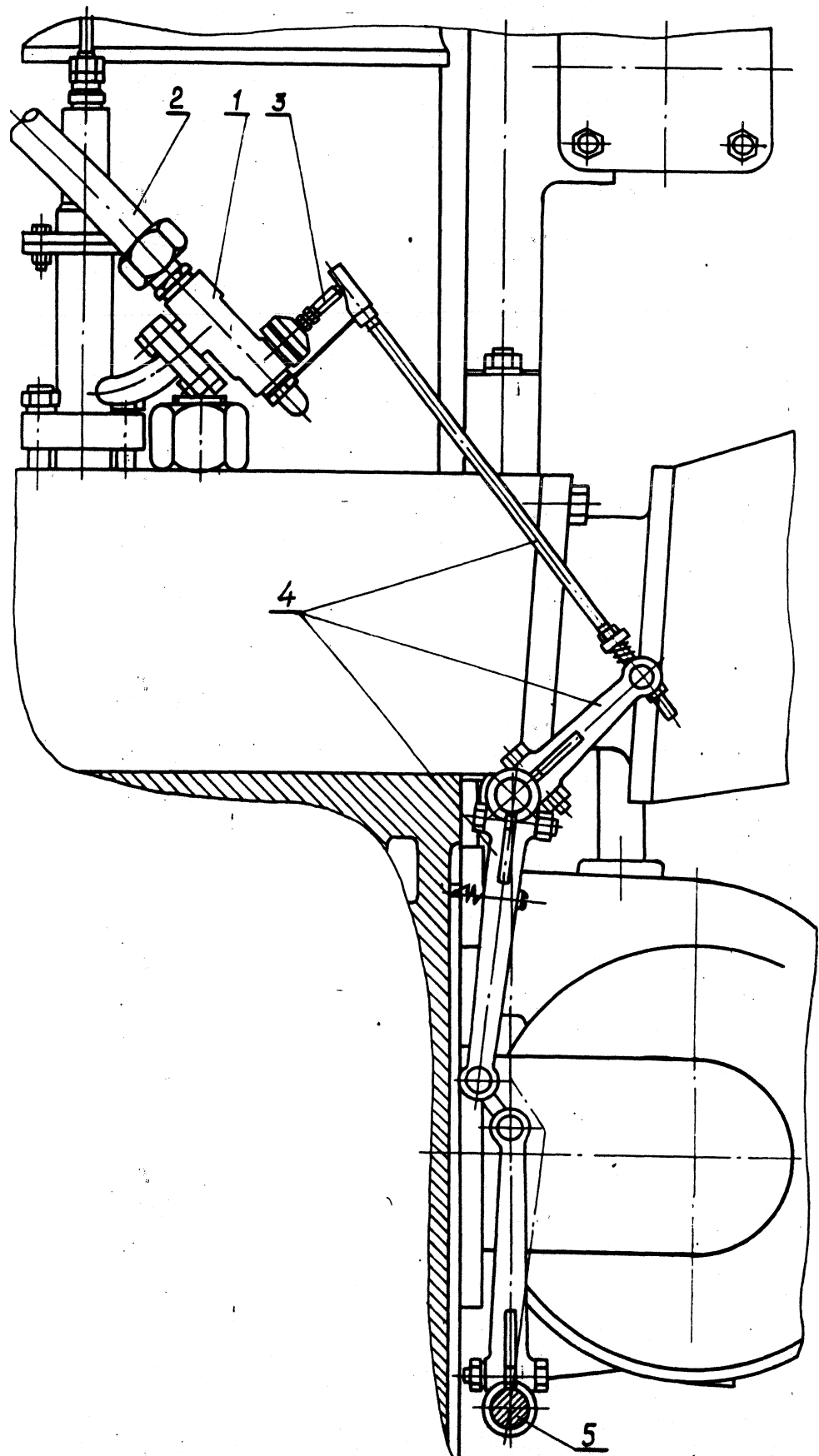


Рис. 3.6

Каждый цилиндр двигателя (рис. 3.3) содержит газопускной клапан 1, установленный в канале крышки 2 и форсунку 11 [53, 61, 63]. На корпусе газопускного клапана установлен дозатор 4, управляемый с помощью механизма рычажной передачи 5 от регулятора, частоты вращения коленчатого вала 6 двигателя. Управление газопускным клапаном 1 осуществляется гидроприводом 12. Связь гидронасоса 14 с гидроприводом 12 осуществляется гидролинией 13. Гидронасос 14 снабжен механизмом 15, позволяющим отключать газопускной клапан 1.

Двигатель оборудован магистралью подвода газа, которая разделена на два газовых коллектора 3. Газовые коллекторы 3 через индивидуальные патрубки 7 соединены с дозаторами 4.

Питание двигателя жидким топливом, как уже отмечалось ранее, осуществляется штатным ТНВД 8. ТНВД снабжен усовершенствованным механизмом подачи дизельного топлива в три цилиндра 10, совмещенным с ограничителем подачи топлива.

Подробное описание усовершенствованного механизма отключения подачи топлива в три цилиндра приведено в разделе 3.3.

Для обеспечения нормальной работы газодизеля в целом, удобства управления и обеспечения безопасных условий эксплуатации топливная система оборудована входным вентилем 17, главным пусковым клапаном 18, обратным клапаном 19, предохранительным клапаном 20 и реле давления газа 21. Входной вентиль 17 выполняет роль запорного устройства для прекращения подачи газа при длительных стоянках тепловоза. Главный пусковой клапан 18 с дистанционным управлением позволяет переключать работу опытного газодизеля с жидкого топлива на газообразное и обратно. Обратный клапан 19 служит для защиты емкостей с газом от возможных "забросов" со стороны газовых коллекторов. Предо-

3.3. Система отключения трех цилиндров опытного газодизеля -----

Как отмечалось в разделе 1.1, одной из особенностей эксплуатации дизелей маневровых тепловозов является их продолжительная работа на режимах холостого хода и малых нагрузок [23, 33, 36]. Поэтому именно на эти режимы приходится значительная доля эксплуатационного расхода топлива. Это необходимо учитывать при конвертировании дизеля на газодизельный цикл с I

запальной порцией топлива 15...20% от $V_{ц\text{ ном}}$. Если не применять каких-то специальных мероприятий, то на режимах малых нагрузок и холостого хода газодизель будет практически работать только на жидком топливе, а, следовательно, реальная доля замещенного дизельного топлива при эксплуатации маневрового тепловоза окажется не столь значительной (см. раздел 1.2). Поэтому опытный газодизель был оборудован системой отключения трех цилиндров, разработанной на кафедре "Теплотехника и тепловые двигатели" ХарГАЖТ. Она включает механизмы отключения по-

дачи жидкого топлива и газообмена в неработающих цилиндрах [33, 36, 67]. Кроме того, для опытного газодизеля разработан новый механизм отключения подачи топлива, совмещенный с ограничителем подачи запальной порции жидкого топлива [53, 62]. В неработающие цилиндры на режимах холостого хода и малых нагрузок (на 1 и 2 позициях КМ) также прекращалась подача природного газа. Механизм отключения подачи природного газа и его работа подробно описаны в разделе 2.

Работа механизма отключения газообмена в неработающих цилиндрах и конструкция составной рейки секций ТНВД изложены в [33, 67], и поэтому здесь не приводятся.

Схема системы отключения трех цилиндров приведена на рис. 3.7. С целью упрощения чтения схемы питание природным газом и управление газовпускными клапанами показано только для I цилиндра.

Система отключения трех цилиндров с ограничителями подачи запальной порции жидкого топлива работает следующим образом [53, 66].

Пуск двигателя 1 осуществляется на жидком топливе на трех цилиндрах. На 0 и 1 позициях КМ 3 по сигналу от пульта управления 4 сжатый воздух из тормозной системы тепловоза подается к электропневматическому вентилю 6, а затем к ограничителям подачи дизельного топлива И, при этом они устанавливают рейки 10 I, IV и V секций ТНВД в положении "нулевая подача" (см. раздел 3.2).

Одновременно с отключением подачи жидкого топлива в этих же цилиндрах прекращается газообмен. Воздух через открытый электропневматический вентиль 7 поступает к шиберному затвору 13, который прекращает подачу масла, из масляной системы дизеля, в дополнительный масляный коллектор 14 и соответственно к гидротолкателям 15. Газораспределительные клапаны 16 указанных цилиндров остаются закрытыми.

Гидронасос 22 отключен, газовпускные клапаны 20 закрыты, подача природного газа в цилиндры двигателя не производится. Двигатель работает на жидком топливе на трех цилиндрах (II, III и VI).

При переходе на 2 позицию КМ 3 открывается электропневматический вентиль 5 и сжатый воздух подается к ограничителям 11 всех шести цилиндров, которые устанавливают рейки 10 II, III и VI секций ТНВД, в положение "запальная порция". Одновременно

Схема системы отключения подачи топлива и газообмена в три цилиндра опытного газодизеля

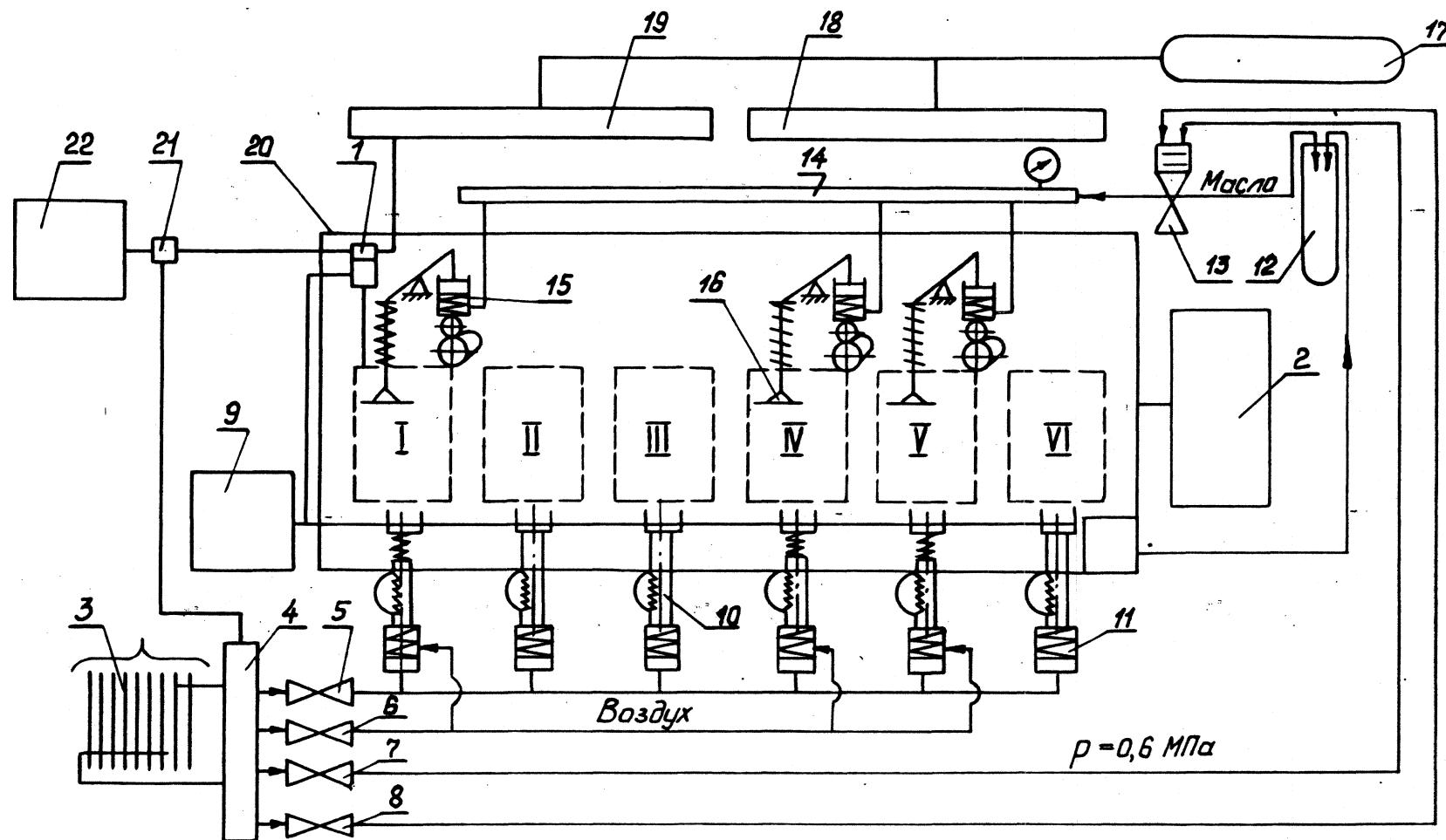


Рис. 3.7

сигнал с пульта управления 4 поступает к приводу рейки гидронасоса 22 и электрогидравлическим вентилям 21, отключающим привод газопускных клапанов 20 I, IV и V цилиндров. Через работающие газопускные клапаны 20 природный газ из емкости 17 и коллектор газа 18 поступает в работающие цилиндры (II, III и VI).

Двигатель работает на трех цилиндрах по газодизельному циклу.

На 3-8 позициях по сигналу от КМ 3 обесточиваются электропневматические вентили 6 и 7, и включается вентиль 8. Электропневматический вентиль 6 прекращает подачу сжатого воздуха в ограничители подачи жидкого топлива 11 I, IV и V цилиндров, и их пружины перемещают рейки 10 секций ТНВД этих цилиндров в положение "запальная порция", а электропневматический вентиль 8 открывает шиберный затвор 13 и осуществляет подачу масла через дополнительный масляный коллектор 14 в гидротолкатели 15 указанных цилиндров в них начинается газообмен.

Одновременно с помощью электрогидравлических вентилях 21 включается привод газопускных клапанов 20 I, IV и V цилиндров. Газ через коллектор 19 из емкости 17 подается в указанные цилиндры. Управление газовыми дозаторами, комплектующиеся с газопускными клапанами 20 осуществляется от регулятора частоты вращения коленчатого вала 9 двигателя. Двигатель работает на всех шести цилиндрах по газодизельному циклу.

При необходимости работы двигателя по чисто дизельному циклу тумблер на пульте управления 4 переводится в положение "дизельное топливо", при этом на 0 и 1 позициях КМ двигатель работает на трех цилиндрах, а на остальных позициях - на всех шести.

Применение механизмов отключения подачи топлива (жидкого и газообразного) и прекращения газообмена в неработающих цилиндрах позволило организовать рабочий процесс опытного газодизеля 6ЧНЗ 1,8/33 следующим образом:

- в режиме холостого хода и 1 позиции КМ - работа на трех цилиндрах на дизельном топливе;
- на 2 позиции КМ - работа на трех цилиндрах по газодизельному циклу; ,
- на 3-8 позициях КМ - работа на всех шести цилиндрах по газодизельному циклу.

3.4. Экспериментальный стенд для испытаний гидропривода газовпускных клапанов и методика испытаний

Как уже отмечалось ранее, основными особенностями разработанной системы подачи природного газа дизеля ПДГ1М являются, во-первых, гидравлический привод газовпускных клапанов и, во-вторых, внутреннее смесеобразование за счет подачи газа непосредственно в цилиндры двигателя. При этом количество подаваемого газа в каждый цилиндр регулируется с помощью дозатора, а время подачи - с помощью газовпускного клапана. Таким образом, на каждый цилиндр устанавливается комплект, включающий дозатор с газовпускным клапаном [52, 58].

Экспериментальные исследования системы гидропривода газовпускных клапанов проводились с целью определения ее динамических характеристик и сравнения их с характеристиками, полученными расчетным методом с помощью разработанной математической модели.

Исследования проводились на экспериментальном стенде, принципиальная схема которого приведена на рис. 3.8.

Принципиальная схема экспериментального стенда для испытания гидравлического привода газопускных клапанов

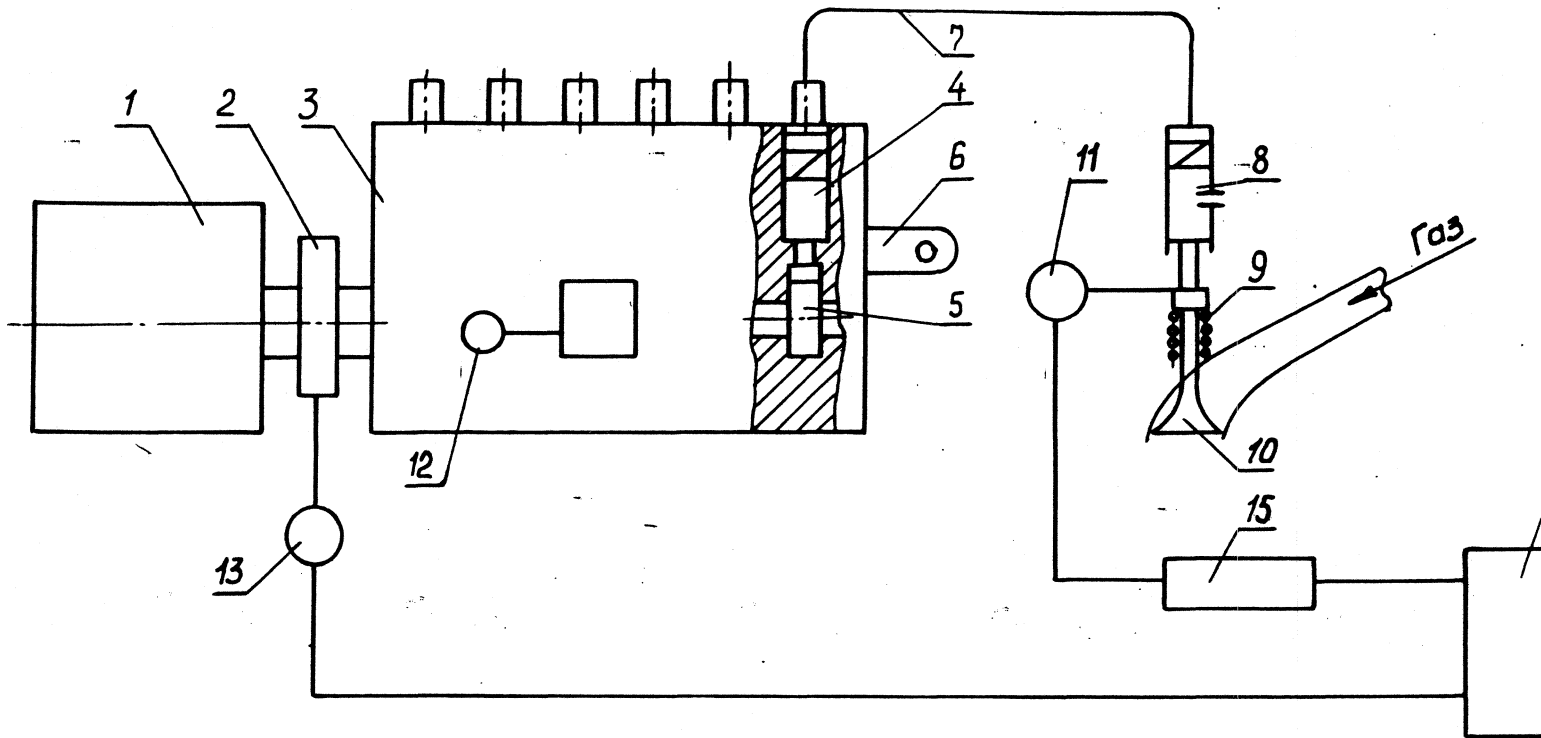


Рис. 38

Электродвигатель постоянного тока 1 через соединительную ного насоса высокого давления (ТНВД) 3. При вращении валика ТНВД 3 плунжер плунжерной пары 4 совершает возвратно-поступательное движение, нагнетая топливо через трубопровод 7 в надплунжерное пространство плунжерной пары 8, жестко соединенной с газовпускным клапаном 10. Плунжерные пары 4 и 8 совершенно одинаковые и отличаются от серийных тем, что у них отсутствуют нагнетательные клапаны. Поэтому подъем клапана 10 происходит в период активного хода плунжерной пары 4, а посадка на седло осуществляется с помощью возвратной пружины 9. Утечки топлива компенсируются топливоподкачивающим насосом.

Для проведения исследований экспериментальный стенд был оснащен измерительной аппаратурой.

Движение клапана 10 определялось с помощью датчика И. При этом использовались специально разработанные и изготовленные индуктивные датчики, в качестве блока питания и усилителя к которым применялась тензостанция УТС-12-В-Т с несущей частотой 35 кГц, а в качестве регистрирующего прибора - шлейфовый осциллограф Н-117. Датчик прошел предварительную тарировку. Тарировочная кривая приведена на рис. 3.9. Давление топлива на входе в ТНВД 3 измерялось манометром 12.

Угол поворота кулачкового валика ТНВД регистрировался с помощью датчика 13. Он представляет собой индуктивный датчик, широко применяемый в исследованиях ДВС и называемый обычно отметчиком ВМТ.

Методика исследований предусматривала снятие осциллограммы движения плунжера пары 4 и клапана 10. Исследования проводились в диапазоне частот вращения кулачкового валика

Тар. мая кридая хода клапана

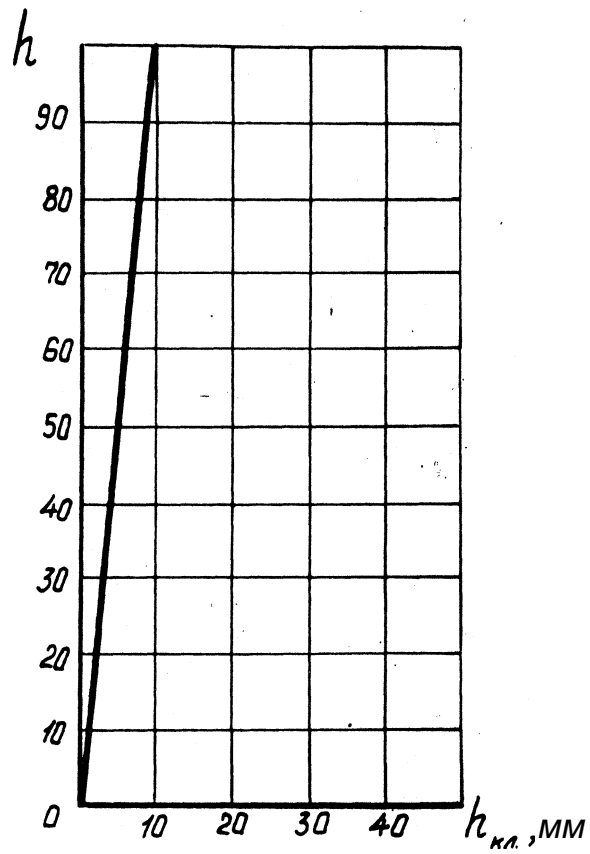


Рис. 3.9

ТНВД $n = 150-375 \text{ мин}^{-1}$, при разных давлениях на входе в ТНВД $P_{\text{топл.}} = 0,05-0,2$ и различных положениях рейки б.

Нижний скоростной режим $n = 150 \text{ мин}^{-1}$ соответствует частоте вращения коленчатого вала двигателя ПДГ1М на режиме холостого хода $n_d = 300 \text{ мин}^{-1}$, а верхний $n = 375 \text{ мин}^{-1}$ - частоте вращения коленчатого вала на номинальном режиме $n_d = 750 \text{ мин}^{-1}$.

Таким образом, методика исследований предусматривала определение динамических характеристик системы гидравлического привода газовпускных клапанов во всем рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала дизель-генератора ПДГ1М.

3.5. Экспериментальный стенд для продувки системы подачи газа и методика проведения испытаний

Экспериментальная продувка системы подачи природного газа дизеля ПДГ1М производилась с целью определения ее расходных характеристик. При этом определялись расходные характеристики как собственно дозатора, так и системы, которая, как уже отмечалось, включает газовпускной клапан с установленным на нем дозатором (рис. 3.6). Первой особенностью испытаний является то, что, хотя режим работы системы питания на дизеле - динамический, то есть газовпускной клапан на каждом рабочем цикле (два оборота коленчатого вала) открывается на заданное время, пропуская в цилиндр порцию природного газа, отмеряемую дозатором, продувка системы велась в стационарном режиме. По расходным характеристикам, полученным таким способом, можно установить обеспечат ли, выбранные дозатор и газовпускной клапан впуск в цилиндр газодизеля порции природного газа, необходимый для получения мощности $N_e = 882 \text{ кВт}$ на дизеле ПДГ1М, и

какие при этом Должны быть давления в газовом коллекторе и в полости цилиндра.

Второй особенностью испытаний является то, что при продувке газовой аппаратуры в качестве рабочего тела использовался воздух.

Принципиальная схема экспериментального стенда представлена на рис. 3.10.

Компрессор 2 с электродвигательным приводом 1 нагнетает сжатый воздух в коллектор 3. Коллектор 3 соединен с дозатором 10 и газовпускным клапаном И, установленными на цилиндрической крышке 12, к которой крепится емкость 13, имитирующая цилиндрическую полость. Параметры воздушного потока в коллекторе 3 измеряются с помощью манометров 6 и 9, термометров 5 и 8, мерной диафрагмы 7, дифференциального манометра 18, а в полости 13 - термометра 15 и манометра 14. С помощью вентилей 4 и 17 регулируются давления и расход воздуха.

Чтобы результаты испытаний макетного образца газовой аппаратуры на воздухе можно было перенести на реальный объект, работающий на природном газе, необходимо при проведении испытаний выдержать требования теоремы подобия. Согласно этой теореме явления, протекающие в модели и реальном объекте подобны, если подобны условия однозначности и критерии, составленные из этих условий, численно равны (теорема Кирпачева-Гухмана).

В нашем случае необходимо было бы обеспечить:

- а) геометрическое подобие реального объекта и модели;
- б) тепловое подобие процессов в реальном объекте и модели;
- в) гидромеханическое и кинематическое подобие процессов течения газа в реальном объекте и воздуха в модели.

Принципиальная схема экспериментального
стенда продувки системы подачи газа

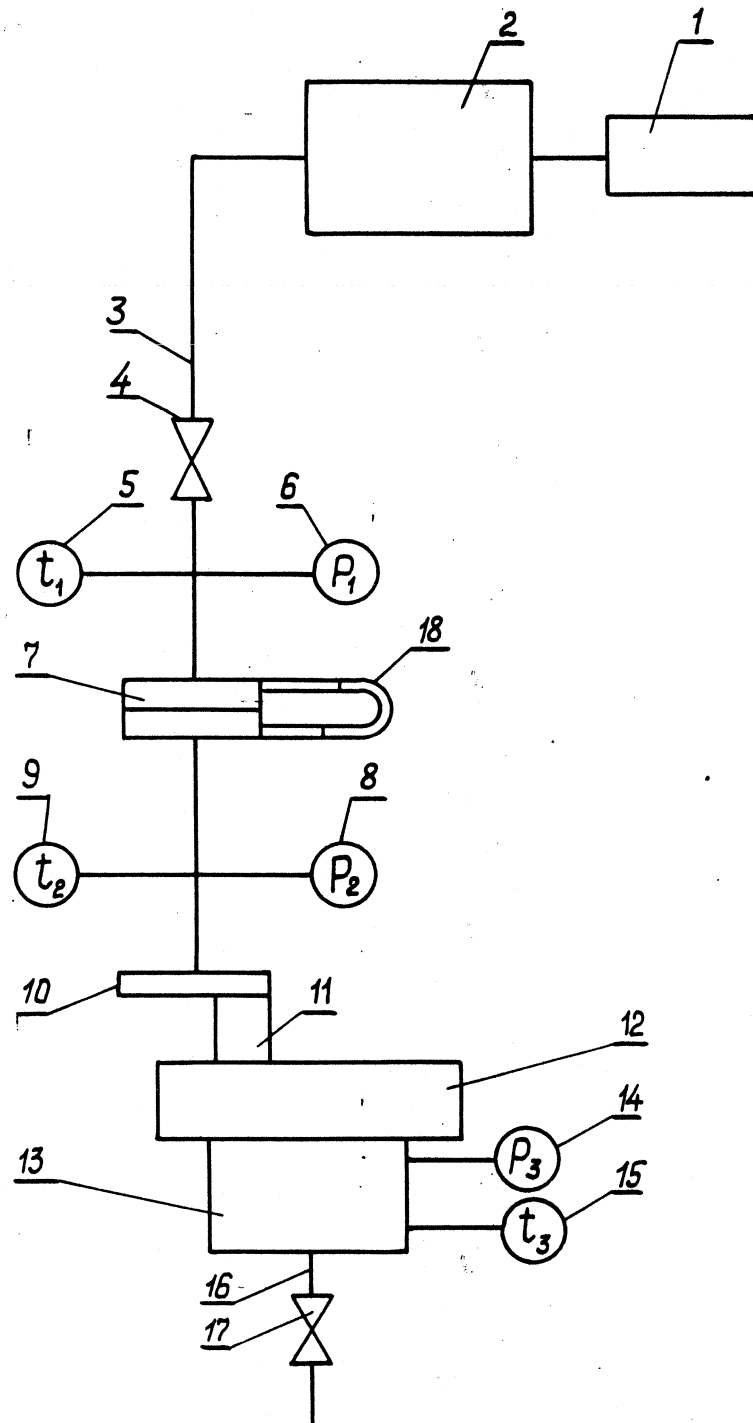


Рис. 3. 10

Для обеспечения геометрического подобия экспериментальный стенд комплектовался деталями и узлами реального объекта. На нем использовались газовый коллектор такого же диаметра, как на двигателе ПДГ1М, комплект серийной цилиндрической крышки с дозатором и гаровпускным клапаном. Цилиндрическая полость переменного объема имитировалась емкостью постоянного объема $V_e = V_h = 26,2 \text{ л}$.

Все это позволило обеспечить равенство единицы коэффициента геометрического подобия.

$$K_e = \frac{1}{L_M} = 1.$$

Для теплового подобия необходимо обеспечить подобие температурных полей и тепловых потоков, а также равенство критериев гидромеханического подобия.

Так как уровень температур деталей и узлов реального объекта и модели, а также протекающих в них рабочих тел природного газа и воздуха - практически одинаков (20-30 °С), то можно считать, что подобие температурных полей и тепловых потоков в объекте и модели обеспечено.

Для гидродинамического и гидромеханического подобия необходимо обеспечить равенство критериев Эйлера E_n , Рейнольдса Re и Прандтля P_r .

Гидромеханическое и кинематическое подобие контролируется по критериям Рейнольдса Re , Маха M , Фруда F_r , Струхала и критерий гамохронности H_o .

Обеспечить одновременное равенство всех перечисленных

используют приближенное или частичное моделирование, при котором выдерживается равенство только одного или двух критериев, определяющих основную физическую сущность процессов, протекающих в объекте и модели.

Прежде чем приступить к обоснованию определяющих критериев, следует остановиться на используемых рабочих телах.

Природный газ, применяемый, в качестве топлива при проведении испытаний дизеля ПДГ1М, представляет собой смесь газообразных углеводородов, состав которых зависит в основном от месторождения.

Главной составляющей природного газа является метан СН₄, объемная доля которого колеблется для газов, добываемых в СНГ, в пределах 0,88-0,98. Поэтому для природного газа все физические параметры и константы брались в литературе по метану СН₄.

Воздух представляет собой тоже смесь газов, но состав его в расчетах принимался постоянным. Поэтому его физические параметры и константы приведены в справочной литературе [68]. Из перечисленных выше критериев следует учитывать при проведении наших испытаний критерии Маха М и Рейнольдса R^λ.

Критерии $N_o = \frac{v \cdot \rho \cdot L}{\mu}$ и $S_h = \frac{v \cdot L}{\alpha}$ определяют условия временного подобия явлений в объекте и модели и характеризуют нестационарность процессов.

В нашем случае речь идет о стационарной продувке объекта и модели, но разными рабочими телами, поэтому их можно не учитывать.

Критерии $E_{in} = \frac{P}{\rho \cdot g \cdot L^3}$ и $F_r = \frac{v}{\sqrt{g \cdot L}}$ характеризуют подобие сил

и сил инерции и силы тяжести и соответственно также

могут быть исключены из рассмотрения, так как диапазоны испытываемых давлений по газу в объекте и воздуху в модели одинаковы, а движение частиц газа происходит в объекте и модели не за счет сил тяжести.

ц с

Критерий $Pr = \frac{\rho c X}{\lambda}$ определяет подобие температурных и скоростных полей потоков жидкостей. Для газов он зависит от числа атомов газа. Для воздуха и метана в диапазонах испытываемых температур (20-30 °С) и давлений (0,05-0,6 МПа) значения критериев Прандтля близки (0,71-0,73) [68, 69].

(3.1)

$$Re_o = \frac{\rho_o l_o v_o}{\mu_o} = Re_m = \frac{\rho_m l_m v_m}{\mu_m} \quad (3.2)$$

где v_o и v_m - скорости потоков газа и воздуха в реальном объекте и модели;

a_o и a_m - скорости звука в газе и воздухе;

μ_o и μ_m - кинематические вязкости газа (метана) и воздуха;

l_o и l_m - характерные размеры в объекте и модели;

"о" и "м" - индексы "объект" и "модель".

Так как выдержано геометрическое подобие, то

$$l_0 / l_M = 1 \text{ или } l_0 = l_M.$$

Из (3.1) и (3.2) можно получить

$$\frac{\rho_0}{\rho_M} = \frac{a_0}{a_M} \quad \text{или} \quad \rho_M = \rho_0 \frac{a_0}{a_M} \quad (3.3)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho_M} = \frac{a_0}{a_M} \quad \text{или} \quad \rho_M = \rho_0 \frac{a_0}{a_M} \quad (3.4)$$

Согласно Справочным данным [70] при температуре $t=20^\circ\text{C}$ (293 К) и давлении $P=0,1$ МПа - $a_0=444,84$ м/с, $a_M = 343,11$ м/с, $\nu_0= 1,67 \cdot 10^{-5}$ м²/с и $\nu_M = 1,506 \cdot 10^{-5}$ м²/с. Тогда из условия равенства чисел Маха скорость воздуха в модели должна составить:

$$\rho_M \frac{a_0}{\rho_0 a_M} = 0,7713 \rho_0 \quad (3.5)$$

а при равенстве чисел Рейнольдса

$$\rho_M \frac{1,506 \cdot 10^{-5}}{\rho_0 \cdot 1,67 \cdot 10^{-5}} = 0,9017 \rho_0 \quad (3.6)$$

Отсюда следует, что выдержать одновременно равенства $M_0=M_M$ и $Re_0=Re_M$ не удастся. Из них необходимо выбрать какое-то одно.

При проведении испытаний газовой аппаратуры на воздухе выдерживалось равенство критериев Рейнольдса $Re_0 = Re_M$ и скорость воздуха в модели поддерживалась в соответствии с уравнением (3.6). Это вызвано тем, что, во-первых, при таком подходе

обеспечивается небольшой запас по расходу природного газа в реальном объекте, и, во-вторых, в реальном двигателе даже при работе на номинальном режиме скорости природного газа в определяющих сечениях газового тракта (коллекторе, дозаторе, газопускном клапане) в 2-2,5 раза меньше, чем скорости звука в них ($M < 0,4-0,5$), а значит явление сжимаемости газа можно не учитывать, тем более на режимах малых и средних мощностей.

Методика проведения испытаний предусматривала, что давления на входе в систему изменяются от $P_j = 0,65$ МПа до $P_1 = 0,35$ МПа с интервалом $\Delta P_i = 0,1$ МПа. Так как предварительные расчеты показали, что полное гидравлическое сопротивление принятой системы подачи газообразного топлива при номинальном его расходе двигателем и полностью открытых органах регулирования составляет 0,334 МПа. Противодействие в полости 13 (см. рис. 3.6) изменяется от $P_3 = 0,16$ МПа до $P_3 = 0,07$ МПа, а величина открытия золотника дозатора 10 изменяется от 5 мм до 17 мм с шагом 2-2,5 мм. В процессе испытаний контролируются давления P_t , P_2 и P_3 , температуры t_z , перепад давлений на диафрагме ΔP_d , а также положение золотника дозатора 10.

Характеристики применяемых измерительных приборов приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2. Измерительные приборы и их характеристики.

| Контролируемый параметр | Тип (марка) прибора | Предел измерений | Класс точности |
|---|----------------------|------------------|----------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 1. Давление в воздушном коллекторе до и после ротаметра P_f и P_2 , кг/см ² | Манометры образцовые | 0-10 | 0,4 |

Продолжение табл.3.2.

| 1' | 2..... | 3 | 4 |
|---|--|-------|-----------|
| 2. Давление в емкости $P_3, \text{кг/см}^2$ | Манометр образцовый | 0-10 | 0,4 |
| 3. Температура в воз- * душном коллекторе до и после мерной диа- фрагмы $t_1, t_2, \text{°C}$ | Термометры ртутные | 0-50 | 0,5 |
| 4. Температура в ем- кости $t_3, \text{°C}$ | Термометр ртутный | 0-50 | 0,5 |
| 5. Расход воздуха $G_B,$ $\text{м}^3/\text{ч}$ | Мерная диафрагма Правила РД-50-213-80 | 0-250 | 0,5 |
| 6. Перепад давлений на диафрагме, мм.в.ст | Манометр дифферен- циальный ДТ-50 | 0-500 | 2 мм.в.ст |

Как отмечалось ранее, одним из обязательных условий, оговоренном в задании Министерства Путей Сообщения СССР, было обеспечение равных величин номинальной мощности $N_e=822 \text{ кВт}$ при работе как по дизельному, так и газодизельному циклам.

Тогда можно определить количество природного газа в пересчете на метан, которое необходимо подавать в цилиндр двигателя, чтобы выполнить указанное условие.

Часовой расход газа (в пересчете на метан) на номинальном режиме определяется по формуле:

$$V_{\text{ч}} = \frac{B_{\text{ч}} \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}} (1 - q')}{Q_{\text{H}}^{\text{Г}}}$$

где $B_{\text{ч}}$ - часовой расход топлива дизеля ПДГ1М на номинальном режиме, кг/ч;

$Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 42697,2$ кДж/кг - низшая теплота сгорания дизельного топлива;

$Q_{\text{H}}^{\text{Г}} = 35581$ кДж/нм³ - низшая теплота сгорания метана;

q' - запальная доза дизельного топлива в газодизельном цикле.

Расчет по формуле (3.7) правомерен, если предположить, что величины механического и индикаторного к.п.д. при работе по дизельному и газодизельному циклам совпадают.

Часовой расход газа (метана) через один дозатор или один комплект дозатора + газовпускной клапан на том же режиме определяется по формуле:

$$V_{\text{Г1}} = \frac{V_{\text{Г}}}{Z} \quad (3.8)$$

где $Z = 6$ - число цилиндров дизеля ПДГ1М, а расход газа в случае статической продувки по формуле:

$$V_{\text{Г}} = \frac{V_{\text{рт}} - 720}{\Phi_{\text{Гп.кл}}}, \quad (3.9)$$

где $720 = 2 \cdot 360$ - количество градусов поворота коленчатого вала двигателя за два оборота, оп.к.в.;

$\Phi_{\text{Гп.кл.}} = 154^{\circ}$ п.к.в. - продолжительность открытия газовпускного клапана за один рабочий цикл двигателя.

Ориентировочно принимая величину запальной порции дизельного топлива $q' = 0,15$, можно определить максимальный расход газа через один комплект газовой аппаратуры при статической продувке газом (метаном):

$$G_{\text{ст}} = \frac{V_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{H}} (1 - q')^{720}}{O_2 \cdot \phi_{\text{гжл}}} = \frac{201,6 \cdot 42697,2 (1 - 0,15)^{720}}{35581 - 6154} \text{ ч}$$

где $V_{\text{ч}} = N_e \cdot g_e$ - часовой расход дизельного топлива на номинальном режиме дизеля, кг/ч;

$N_e = 882$ кВт - номинальная мощность дизеля ПДГ1М;

$g_e = 0,228$ кг/(кВт • ч) - удельный эффективный расход дизельного топлива на номинальном режиме дизелем ПДГ1М, (берется из паспорта на дизель).

Максимальный расход воздуха при статической продувке системы подачи газа на экспериментальном стенде составит:

Г

3

$$V_{\text{ст}} = 0,9017 \text{ м}^3 = 0,9017 \cdot 160,23 = 144,48$$

Результаты статической продувки газоподающей аппаратуры приведены в разделе 4.2.

3.6. Методика оценки погрешностей измерений

В процессе измерений, выполняемых при экспериментальных исследованиях, возникают следующие погрешности: систематические, вызванные ограниченной точностью прибора и несовершенством метода измерений; случайные, вызванные различными факторами, действие которых на результат измерения не

может быть учтено заранее (изменение температуры и влажности, действие различных полей, вибрация и т.д.) и грубые или промахи, явно искажающие результат измерений [74].

Величина систематической погрешности в большинстве случаев известна. Ее можно определить и соответственно исключить из результата измерений.

Случайные погрешности отдельных измерений полностью устранить невозможно, но они подчиняются законам теории вероятностей и их влияние на результат измерения может быть уменьшено путем многократных замеров.

Грубые погрешности исключаются из результата измерений путем их отбрасывания.

Обработка результатов измерений и определение погрешностей производилась по методике представленной в работах [71,72].

При прямых измерениях результаты нескольких замеров записываются в таблицу, а затем вычисляется их среднее арифметическое значение*

$$a = \frac{1}{n_{\text{изм}}} \sum_{j=1}^n d_j \quad (3.10)$$

где a - среднее значение результата измерений;

$n_{\text{изм}}$ - количество измерений;

d_j - текущее значение измеряемой величины.

Абсолютная ошибка результата прямого отдельного измерения определяется по формуле

$$\Delta a_i = a - a_i \quad (3.11)$$

Средняя квадратичная погрешность результата серии измерений определяется по формуле:

$$\sigma_a = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{изм}}} (\Delta a_i)^2}{n_{\text{изм}} (n_{\text{изм}} - 1)}}, \quad (3.1)$$

При малом числе измерений задается значение вероятности, равная 0,95 ($\pm 2\sigma$) и по таблице 2.2 [71] находится коэффициент распределения Стьюдента (t), после чего определяется погрешность результата измерений:

$$\Delta a = t_{(p), n} \sigma_a, \quad (3.13)$$

В случае, если величина погрешности измерений, посчитанная по формуле (3.13) окажется сравнимой с погрешностью прибора, то для определения погрешности результата измерения следует воспользоваться формулой:

$$\Delta a = k_a \sigma_a, \quad (3.14)$$

где $k_a = t_{(p), n}$, при $p = 0,95$;

σ_a - величина погрешности прибора.

Окончательный результат записывается в виде:

$$a = a \pm \Delta a, \quad (3.15)$$

Относительная погрешность результата прямого отдельного измерения определяется как:

$$\epsilon = +\frac{\Delta}{a} 100\%$$

Численные значения погрешностей для параметров, полученных в результате косвенных измерений и выраженных уравнениями вида:

$$y = f(a_1, a_2, \dots, a_n), \quad (3.16)$$

определяют в той же последовательности, что и для прямых измерений. Затем по формуле:

$$\alpha_y = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial a_1}\right)^2 \cdot \sigma_{a_1}^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial a_2}\right)^2 \cdot \sigma_{a_2}^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial a_n}\right)^2 \cdot \sigma_{a_n}^2}, \quad (3.17)$$

рассчитывается абсолютная ошибка результата косвенного измерения.

Относительная ошибка определяется как:

$$\delta_y = \frac{df}{f} \approx \sqrt{\left(\frac{df}{f} \frac{a_i}{a_i}\right)^2 + \dots} < 4 \quad (3.18)$$

где производные $\frac{df}{da_i}$, $\frac{df}{da_j}$ и $\frac{df}{da_n}$

вычисляются при $a_j = a_i$; $a_{\Pi} = a_n$

Результаты расчета погрешностей косвенных измерений основных контролируемых и определяемых параметров двигателя показали, что их значения не превышают допустимые (табл. 3.3)

Таблица 3.3 Результаты расчета погрешностей основных параметров двигателя

| Наименование параметра | Среднее значение измеряемой величины | Относит, погрешность (расчетная) | Относит, погрешность по ГОСТу 10448-80 |
|---|--------------------------------------|----------------------------------|--|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 1.Эффективная мощность двигателя | 882 кВт | 0,45 | 2,5 |
| 2.Давление наддувочного воздуха и выпускных газов | 0,164 МПа 0,157 МПа | 0,82 | 2,5 |
| 3.Атмосферное давление | 755 мм рт ст | 0,26 | 0,5 |
| 4.Температура газов за цилиндрами | 470° | 0,34 | 3,0 |
| б.Температура наддувочного воздуха | 50°С | 0,25 | 4,0 |
| б.Температура масла | 75°С | 0,44 | 3,3 |
| 7.Температура воды на выходе из дизеля | 80°С | 0,44 | 3,3 |
| 8.Часовой расход топлива при $P_d = 300 \text{ мин}^{-1}$ | 9 кг/ч | 0,25 | 1,0 |

Продолжение табл.3.3.

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---------------------------------------|---------------------------|------|-----|
| 9.Часовой расход воздуха | 6800 кг/ч | 0,34 | 5,0 |
| Ю.Эффективный расход топлива | 223 г/кВт ч | 0,47 | 3,5 |
| 11 .Частота вращения коленчатого вала | 750 мин ⁴ > | 0,9 | 1,0 |
| 12.Ход рейки ТНВД | 24 мм | 1,25 | 1,7 |
| 13.Ход клапана газораспределения | 23,7 мм | 0,7 | - |

4. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНО - ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО

В настоящем разделе результаты расчетного и экспериментального исследований приведены в порядке их получения, а не в порядке, изложенном в разделе 3.

4.1. Результаты расчетного и экспериментального исследований динамических характеристик гидравлического привода газопускных клапанов

Из всех динамических характеристик здесь приведены только расчетные и экспериментальные диаграммы перемещения газопускного клапана [62, 64]. По ним можно судить о характере движения клапана, величине его подъема, фазах начала подъема и посадки на седло, сдвигке по фазе движения плунжера задающего гидронасоса и газопускного клапана.

Первые получены с помощью математической модели, приведенной в разделе 2.1, а вторые - на экспериментальном стенде в лаборатории кафедры.

На рис. 4.1 и 4.2 приведены диаграммы движения газопускного клапана, полученные расчетным и экспериментальным методами ДЛЯ двух скоростных режимов $n_{p<v} = 150 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{pв} = 375 \text{ мин}^{-1}$, что соответствует минимальной $n_{дпвп} = 300 \text{ мин}^{-1}$ и номинальной $n_{дноm} = 750 \text{ мин}^{-1}$ частоте вращения коленчатого вала двигателя 6ЧНЗ 1,8/33.

На рисунках видно, что расчетные и экспериментальные кривые удовлетворительно совпадают. Это свидетельствует о достаточной адекватности математической модели реальному объек-

Диаграммы движения газовпускного клапана
при $n_{p.v.} = 150 \text{ мин.}^{-1}$

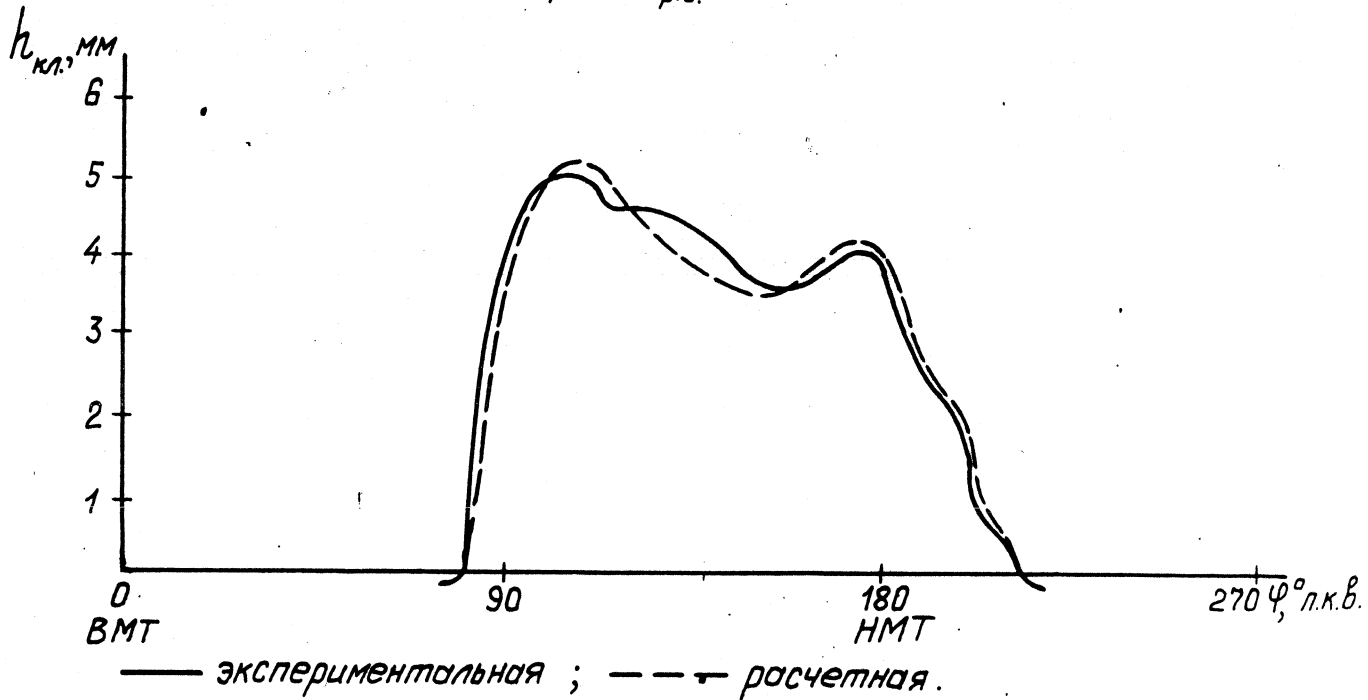


Рис.4.1

Диаграммы движения газовпускного клапана
при $n_{p.v.} = 375 \text{ мин.}^{-1}$

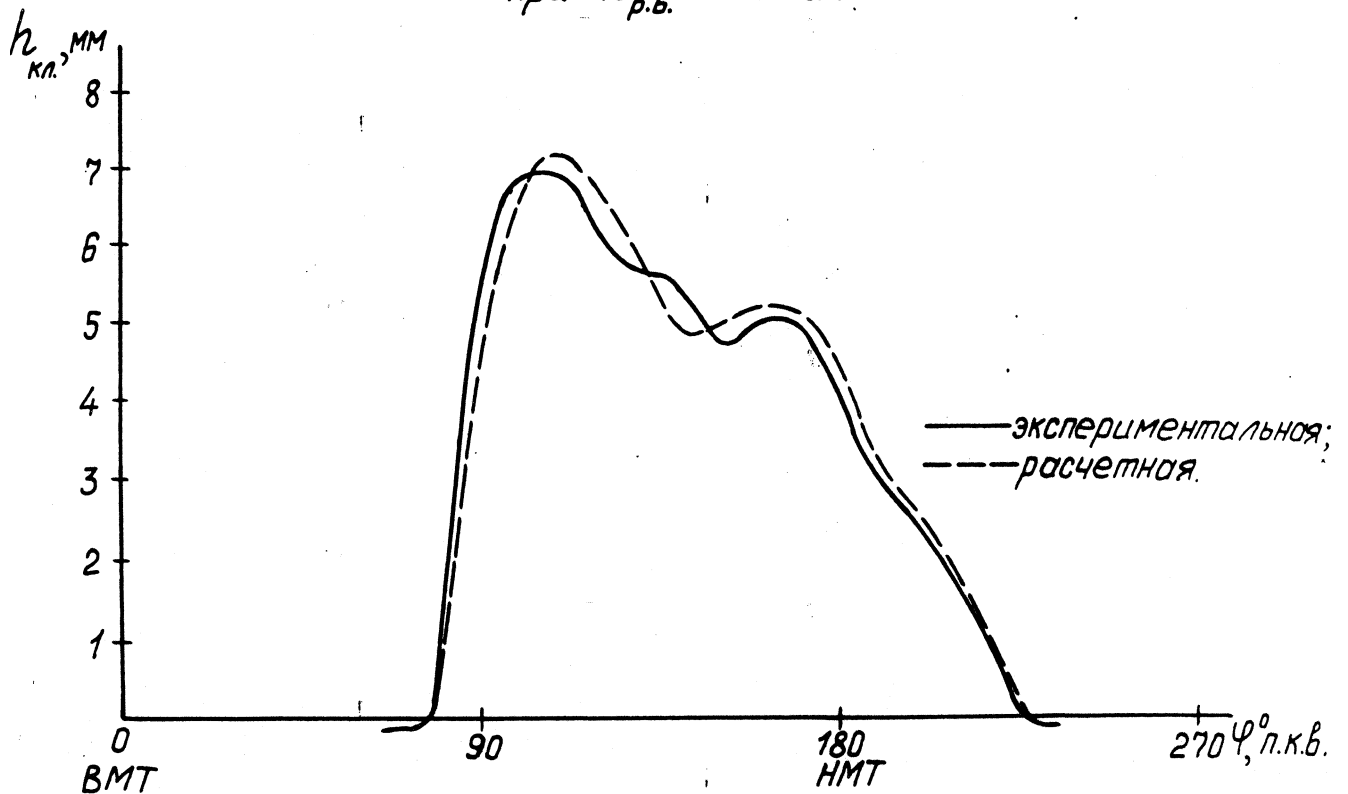


Рис.4.2

Продолжительность открытия газопускного клапана составляет $145^\circ \dots 153^\circ$ п.к.в., а высота подъема $5 \dots 7$ мм. Четкого выстоя клапана не наблюдается ни на расчетной, ни на экспериментальной кривых.

При этом и продолжительность открытия $D_{фкл}$ и максимальная высота подъема h^{max} зависят от частоты вращения распределительного вала Pr_{iVi} , равной частоте вращения кулачкового вала гидронасоса. С увеличением pr_v в h^{max} увеличивается до $h^{кл.тах} \approx 7,2$ мм, а $D_{фкл}$ до $D_{ф}^{\wedge} \ll 153^\circ$ п.к.в.

При этом характеры участков подъема и посадки клапана практически не изменяются. Скоростной режим двигателя оказывает влияние на задержку начала подъема клапана и продолжительность открытия $D_{сркл}$. Если на двигателе $Pr_{.в.} = 150 \text{ мин}^{-1}$ $D_{фзад}$ составляет $7 \dots 7,5^\circ$ п.к.в., то при $Pr_{.в.} = 375 \text{ мин}^{-1}$ ($n_d = 750 \text{ мин}^{-1}$) $D_{<Pзад} = 2 \dots 2,2^\circ$ П.К.В.

$D_{фзад}$ еще называют фазовым сдвигом между началом подачи топлива гидронасоса и началом движения клапана. С ростом $pr_{.в.} = 150 \text{ мин}^{-1}$ до $Pr_v = 375 \text{ мин}^{-1}$ $D_{фкл}$ увеличивается в основном за счет более пологой задней посадочной ветви.

Расчет и эксперимент показали также, что на $D_{фкл}$ и h^{max} оказывает влияние давление топливоподкачивающего насоса $P_{подк}$ с увеличением $P_{подк}$ - возрастают $D_{ф}^{\wedge}$ и h^{n^x} -

Проведенные исследования Позволяют сделать следующие выводы и рекомендации:

а) Применение гидропривода газопускных клапанов оправдано технически и конструктивно. Он позволяет обеспечить вполне приемлемый для практики закон движения клапанов и конструктивно проще механического привода комплектуется на двигателе ПДГ1М.

б) Для гидронасоса необходимо устанавливать топливо-подкачивающий насос, позволяющий обеспечить как повышенное давление $P_{\text{подк}} \text{ До МПа}$, так и производительность, достаточную для стабилизации возврата отсечного топлива из толкателя газовпускного клапана в топливный бак тепловоза.

в) Требуемые закон движения клапана, величина его подъема $B_{\text{кл.тпнт}}$ и продолжительность $A_{\text{фкл}}$ зависят от производительности гидронасоса и продолжительности подъема плунжера гидронасоса $A_{\text{фц}}$. Производительность плунжерного гидронасоса при заданной частоте вращения кулачкового валика $n_{\text{кв}}$ определяется его размерностью (т.е. диаметром плунжера $d_{\text{п}}$ и его ходом $h_{\text{п}}$). Для газопускного клапана (см. рис. 3.5) дизеля 6ЧН31.8/33 при не более 10 мм размерность гидронасоса должна быть $b_{\text{п}} = 10\text{мм}$ и $h_{\text{п}} = 10\text{ мм}$.

4.2. Расходные характеристики системы питания газом опытного газодизеля

Результаты статистической продувки газовых дозаторов и комплекта дозатора с газовпускным клапаном приведены в табл. 4.1 и 4.2.

Как указывалось в разделе 3.5 продувка осуществлялась сжатым воздухом на специально созданном стенде [54, 61]. При этом определялся не столько характер протекания расходных характеристик, сколько величина максимально получаемого расхода воздуха (газа). Эта величина регламентирует номинальную мощность, которую можно будет развивать опытному газодизелю. По заданию номинальные мощности опытного газодизеля и исходного дизеля должны быть одинаковыми, то есть $N_e^{882} \text{ кВт}$ при $n_{\text{д}} = 750 \text{ мин}^{-1}$.

Таблица 4.1. Результаты статистической продувки газового дозатора 10ГД100 b = 10 мм

| Давление в емкости, МПа | 0,07 | | | | 0,10 | | | | 0,16 | | | |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Давление перед диафрагмой, МПа Ход золотника, мм | 0,35 | 0,45 | 0,55 | 0,65 | 0,35 | 0,45 | 0,55 | 0,65 | 0,35 | 0,45 | 0,55 | 0,65 |
| Расход воздуха, нм ³ /ч | | | | | | | | | | | | |
| 5 | 29,8 | 40,0 | 53,0 | 69,0 | 29,8 | 40,0 | 32,7 | 67,0 | 28,0 | 40,0 | 50,7 | -61,7 |
| 7,5 | 53,5 | 68,8 | 85,2 | 101,8 | 52,3 | 69,5 | 84,3 | 101,5 | 49,2 | 68,3 | 86,0 | 105,7 |
| 10 | 75,3 | 95,3 | 116,7 | 134,5 | 72,5 | 95,5 | 116,5 | 137,0 | 68,5 | 94,5 | 117,6 | 142,3 |
| 12,5 | 96,8 | 119,6 | 146,5 | 168,0 | 91,5 | 120,5 | 148,5 | 172,7 | 86,5 | 119,0 | 146,3 | 172,0 |
| 15 | 112,0 | 142,0 | 172,5 | 196,5 | 109,5 | 142,8 | 173,5 | 201,5 | 102,5 | 140,5 | 170,0 | 198,2 |
| 17 | 122,3 | 156,8 | 187,2 | 214,0 | 122,5 | 157,5 | 187,6 | 216,3 | 112,3 | 152,8 | 187,0 | 217,3 |

Таблица 4.2.

Результаты статистической продувки комплекта дозатора 10ГД100
 $b = 10$ мм и клапана ГД100

| Давление в емкости, МПа | 0,07 | | | | 0,10 | | | | 0,16 | | | |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Давление перед диафрагмой, МПа Ход золотника, мм | 0,35 | 0,45 | 0,55 | 0,65 | 0,35 | 0,45 | 0,55 | 0,65 | 0,35 | 0,45 | 0,55 | 0,65 |
| Расход воздуха, нм ³ /ч | | | | | | | | | | | | |
| 5 | 26,8 | 36,0 | 47,7 | 62,1 | 26,8 | 36,0 | 47,4 | 60,3 | 25,2 | 36,0 | 45,6 | 55,5 |
| 7,5 | 48,2 | 62,0 | 77,0 | 94,5 | 47,1 | 62,6 | 75,9 | 92,3 | 44,3 | 61,5 | 77,4 | 95,1 |
| 10 | 67,8 | 85,7 | 105,3 | 125,8 | 65,5 | 86,3 | 105,0 | 124,0 | 60,7 | 86,2 | 106,0 | 128,1 |
| 12,5 | 87,1 | 108,0 | 131,8 | 156,3 | 82,3 | 108,4 | 133,7 | 155,4 | 77,2 | 108,3 | 131,7 | 154,8 |
| 15 | 101,0 | 127,8 | 155,3 | 180,0 | 97,6 | 128,5 | 156,2 | 181,4 | 92,0 | 127,5 | 153,0 | 180,0 |
| 17 | 110,1 | 141,1 | 168,5 | 192,6 | 110,3 | 141,8 | 168,8 | 194,7 | 101,1 | 137,5 | 168,3 | 195,6 |

На рис. 4.3, 4.4 и 4.5 приведены расходные характеристики.

На рисунках видно, что как дозатор, так и комплект дозатор и газовпускной клапан обеспечивают пропуск необходимой для опытного газодизеля порции газа при любом противодавлении в цилиндре, но при давлении газа в Газовом коллекторе P_{1f} превышающем 0,05 МПа, золотник дозатора при этом должен быть открытым полностью ($h_{30A} = 17$ мм), а ширина щели в дозаторе равна $B = 10$ мм.

Из рисунков также следует, что основное влияние на величину расхода воздуха (газа) оказывает не газовпускной клапан, а давление во впускном коллекторе P_j . Это указывает на то, что гидравлическое сопротивление газовпускного клапана в комплекте дозатор и газовпускной клапан не является определяющим.

Следовательно, при доводке газоподающей аппаратуры основное внимание необходимо уделять проточной части дозатора.

Резервом повышения пропускной способности газового комплекта является увеличение ширины щели в дозаторе.

4.3. Результаты расчетного исследования переходных процессов механизмов отключения подачи жидкого и газообразного топлива

Согласно требованиям к системам отключения части цилиндров [33, 36], прекращение подачи Топлива должно производиться с некоторым опережением относительно остановки газораспределительных клапанов, а включение после начала их работы.

Опытный газодизель был оборудован механизмом отключения газообмена в I, IV и V цилиндрах, разработанном на кафедре "Теплотехника и тепловые двигатели" ХИИТа в 1987 г. [63, 67]. Испытания таких механизмов, проведенные на испытательном

Расходные характеристики дозатора 10ГД 100 и дозатора 1¹⁰⁰ с клапаном ГД 100 при противодавлении $p \sim 0,07$ МПа

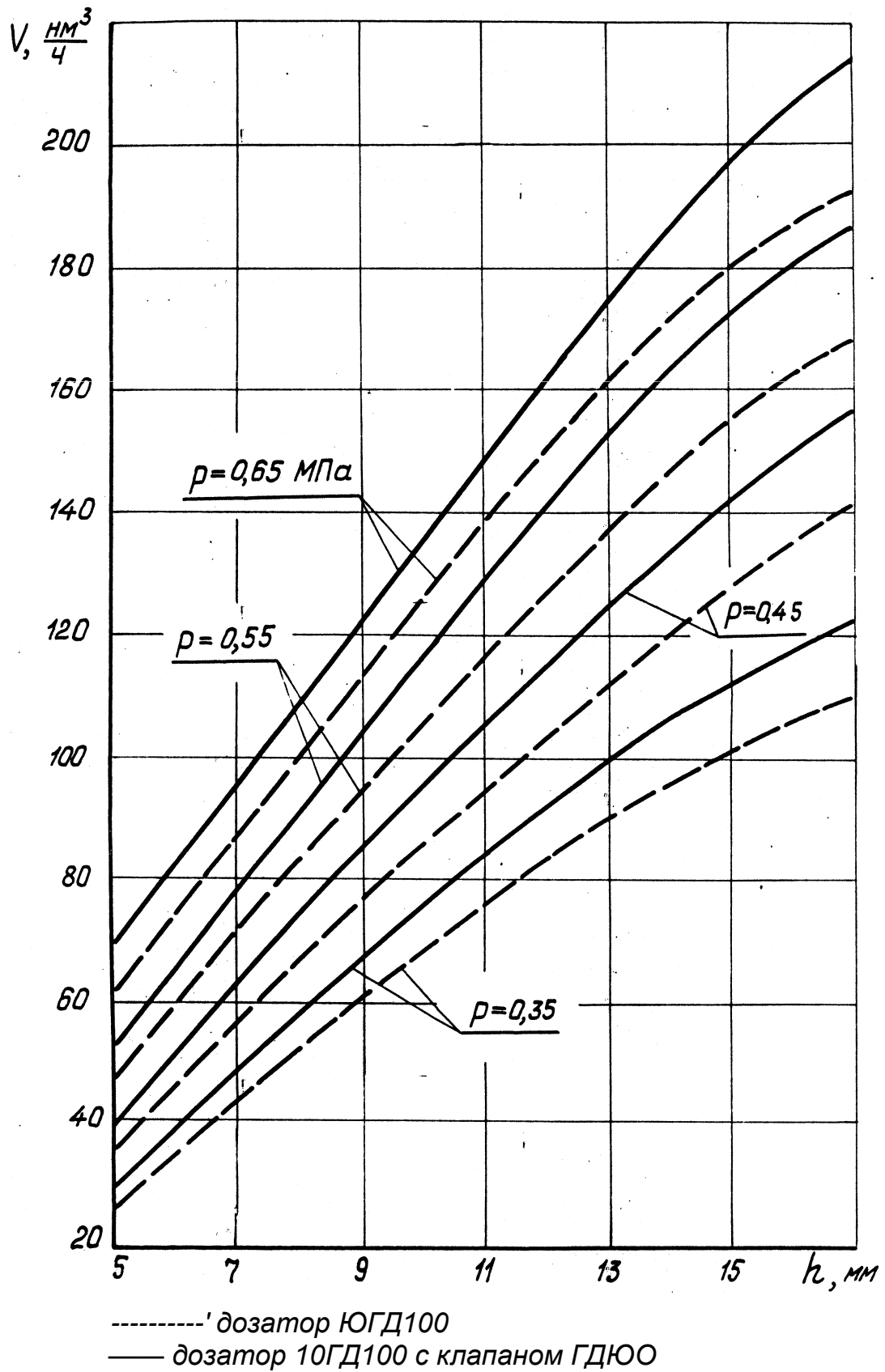


Рис. 4.3

Расходные характеристики дозатора ЮГА 100 и дозатора ЮГДЮО
с клапаном ГД 100 при противодавлении $p^* 0,10$ мпа

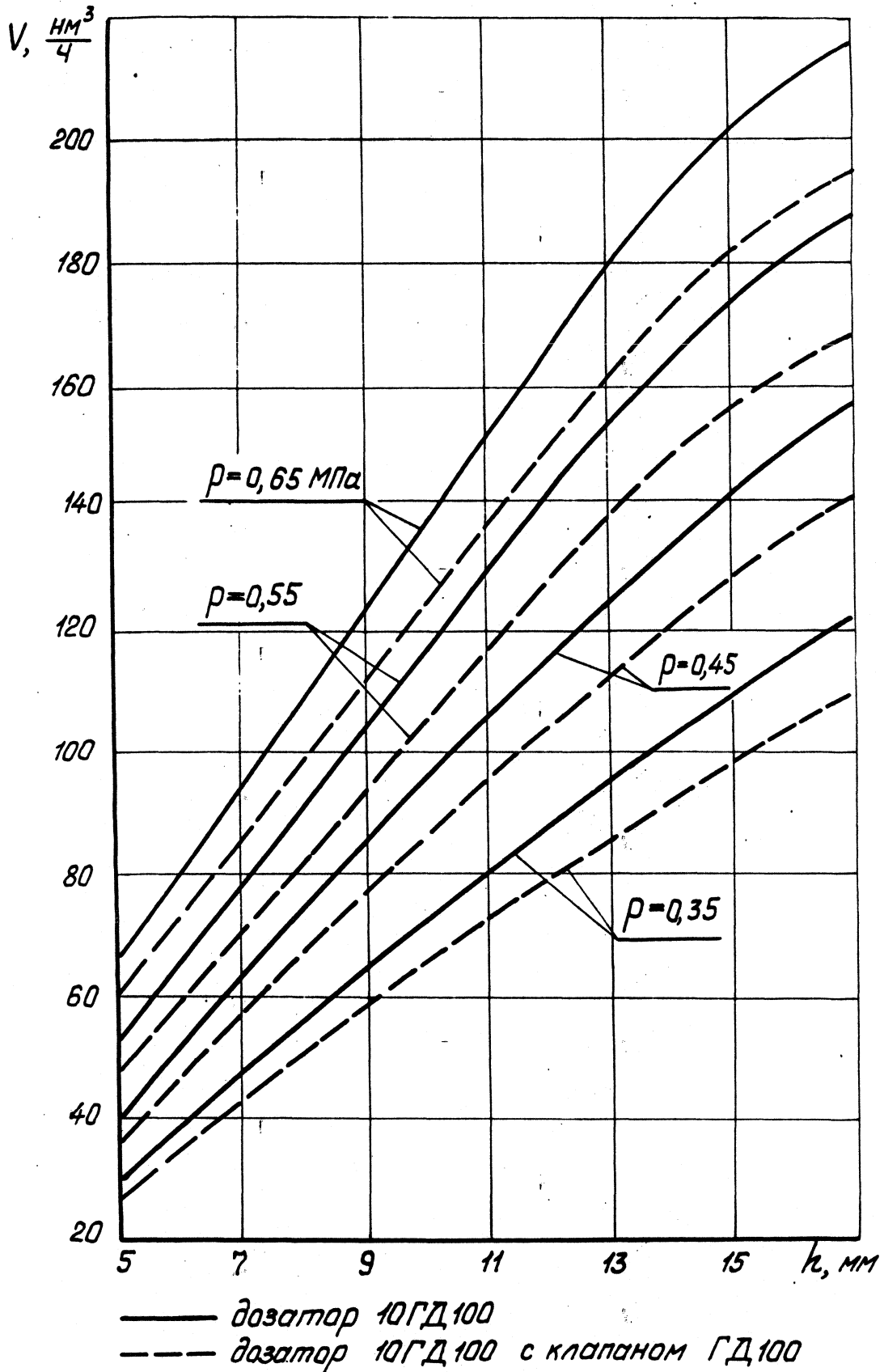


Рис. 44

Расходные характеристики дозатора 10ГД100 и дозатора ЮГДЮО с клапаном ГД, 100 при противодавлении $p \sim 0,16$ МПа

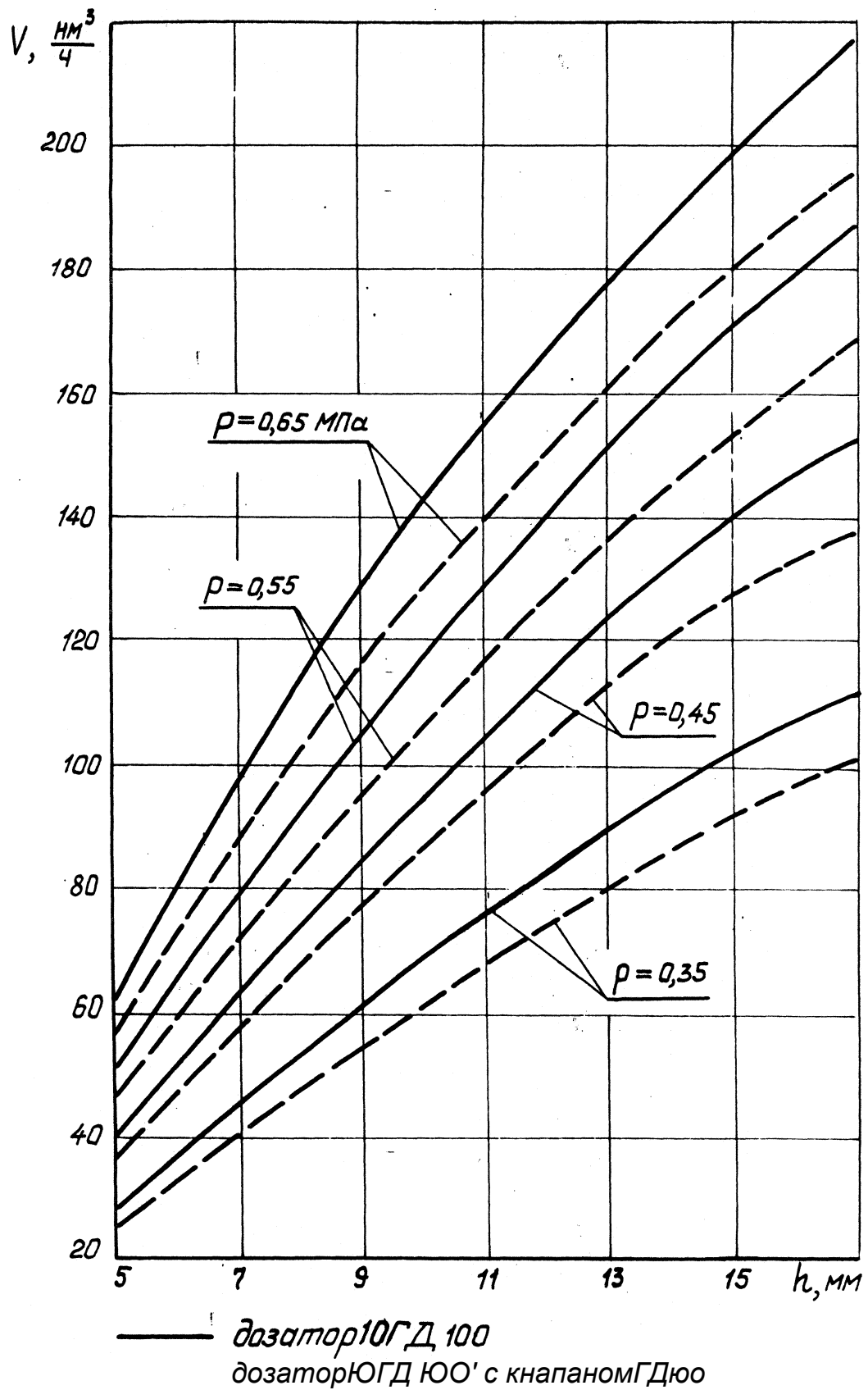


Рис. 4.5

стенде ПО "Пенздизельмаш" показали, что они обеспечивают

делительного вала дизеля 6ЧНЗ 1,8/33, а включение в работу - за четыре оборота распределительного вала. Переключение производилось при частоте вращения коленчатого вала, равной $n_d=300$ мин⁻¹ [33, 36]. Тогда время остановки газораспределительных клапанов составляет 0,4 с, а время включения - 1,6 с. Отсюда следует, что прекращение подачи топлива (как дизельного, так и природного газа) должно осуществляться за промежуток времени меньше 0,4 с от момента поступления сигнала на отключение трех цилиндров, а включение за отрезок времени более 1,6 с.

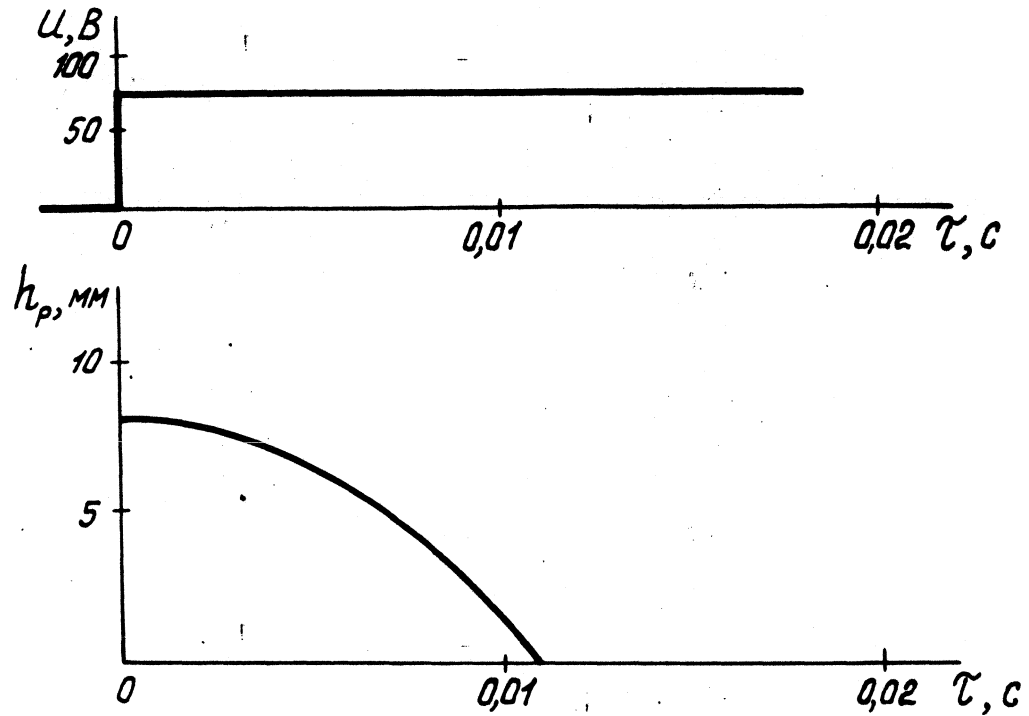
Исследование быстродействия механизмов отключения жидкого и газообразного топлив производилось по расчетным кривым разгона, методика определения которых приведена в разделах 2.1.1 и 2.1.2.

Результаты этого исследования изображены в графическом виде на рис. 4.6 и 4.7.

В процессе расчетного исследования механизма отключения подачи запальной порции дизельного топлива конструктивными параметрами механизма не варьировали, а брали конкретные значения, заложенные в реальную конструкцию: жесткость пружины $C_{пр} = 0,7$ н/мм, масса комплекта поршня $m_n=0,41$ кг, давление управляющего воздуха $P_{пит} \approx 5$ МПа. Это объясняется тем, что исследования аналогичного механизма [33, 36] показали, что изменения конструктивных параметров в реально-допустимых пределах практически не сказывается на быстродействии механизма в целом. Как и на прототипе задержку включения подачи топлива можно осуществлять только за счет установки дополнительного дросселя, регулирующего истечение воздуха из полости

КруSb/e разгона механизма отключения подачи
дизельного топлива

а) При выключении подачи дизельного топлива



б) При включении подачи дизельного топлива

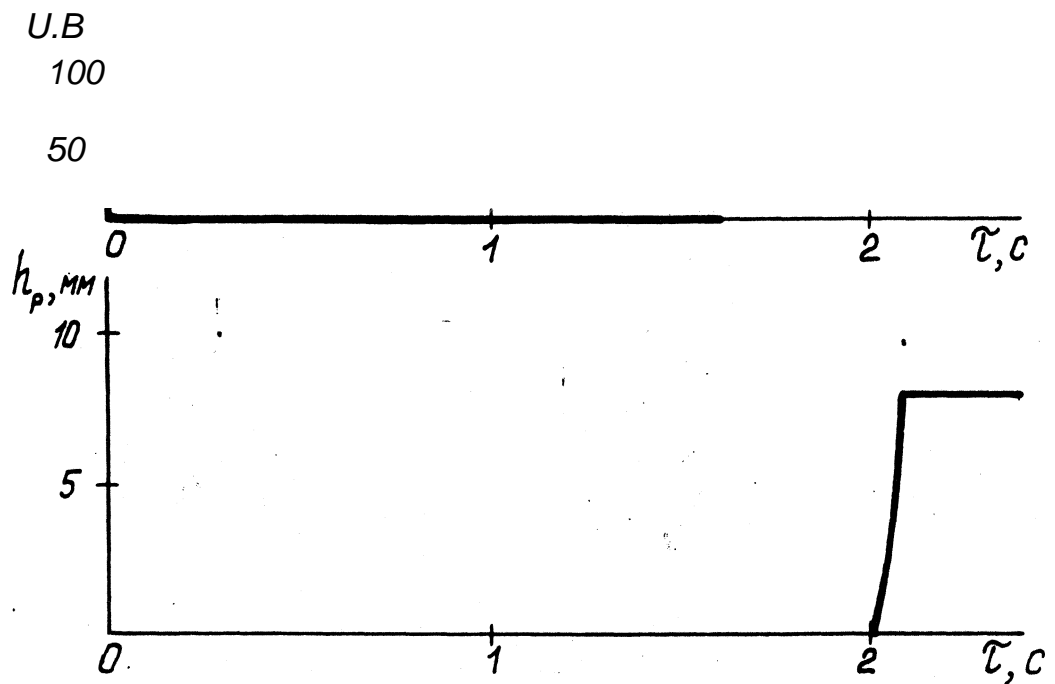
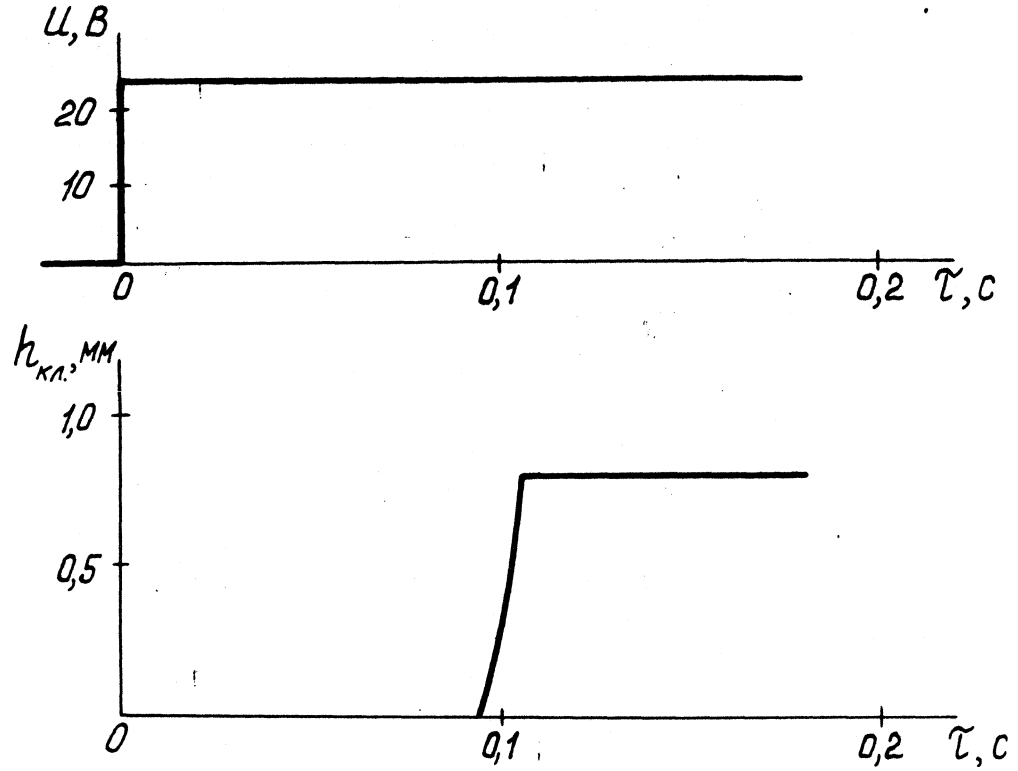


Рис. 48.

Діяння разгона механізма отключення над очі
природного газу

а) При выключении подачи природного газа



б) При включении подачи природного газа

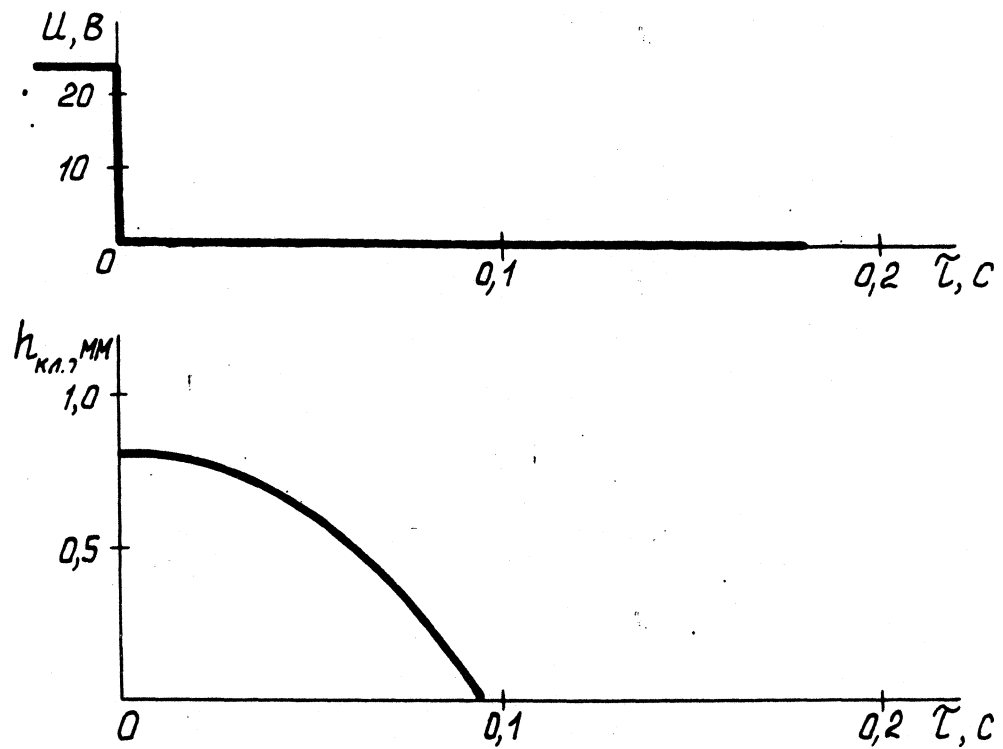


Рис. 7

ограничителя в атмосферу. При диаметре отверстия в дросселе $d_g = 0,5$ мм время включения подачи топлива составило 2,05 с [58, 65].

Механизм отключения подачи природного газа также обладает высоким быстродействием. Время выключения подачи газа составляет 0,01 с, что меньше допустимых 0,4 с.

А вот время¹ включения равно 0,095 с, что значительно меньше 1,6 с. За счет изменения конструктивных параметров механизма его увеличить до 1,62 с невозможно. Поэтому в схему управления механизмов пришлось включать реле времени, срабатывающее только при включении подачи газа. Это должно происходить, как видно из рис. 2.3 при обесточивании катушки электрогидравлического вентиля.

4.4. Результаты экспериментальных исследований опытного тепловозного газодизеля

Как отмечалось в разделе 3, в качестве базового двигателя для создания опытного газодизеля использовался тепловозный дизель 6ЧН31,8/33 (№ 3086), сборка которого производилась на ПО "Пенздизельмаш" г. Пенза. Он отличался от серийных дизелей заводской марки ПДГ1М тем, что на нем были установлены цилиндрические крышки морской модификации, имеющие дополнительный клапан для подачи пускового воздуха [52, 54].

Базовый дизель после заводской обкатки прошел теплотехнические испытания, которые проводились на заводском стенде с целью определения параметров по тепловозной характеристике при работе по дизельному циклу.

Для имитации тепловозных условий в процессе испытаний дизеля на заводском стенде учитывалась мощность, отбираемая от

дизеля на привод вспомогательного, оборудования тепловоза типа ТЭМ2 (тормозной компрессор, вентилятор холодильной камеры, вспомогательный генератор и другое). Поэтому на каждом режиме тепловозной характеристики, задаваемом положением рукоятки контроллера машиниста, мощность была равна:

$$N_{Cj} = N_{e_{ri}} + N_{Cj \text{ всп.обор.}},$$

где $N_{e_{ri}}$ - мощность, затрачиваемая на привод тягового генератора на i -м режиме тепловозной характеристики;

$N_{e_{\text{всп.обор.}}}$ - мощность, затрачиваемая на привод вспомогательного оборудования тепловоза ТЭМ2 на i -м режиме тепловозной характеристики.

Результаты испытаний базового дизеля на заводском стенде приведены на рис. 4.8 и 4.9. На рис. 4.8 видно, что внешние показатели базового двигателя ПДГ1М № 3086 соответствуют паспортным показателям серийных дизелей этого типа. Несколько повышенный удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме ($B_e=232,5$ г/кВтч) объясняется тем, что за счет установки крышек морской модификации максимальное давление сгорания оказалось немного меньше. Это вызвано снижением степени сжатия с $\epsilon = 12,5$ до $\epsilon = 11,56$ на данном двигателе. Хотя отклонение в величине B_e укладывается в допускаемые пределы $B_e=224,4^{+11}$ г/кВтч.

На режиме тепловозного холостого хода $n=300$ мин⁻¹ мощность, затрачиваемая на привод вспомогательного оборудования составляет $N_{C_{\text{хх}}}=9,4$ кВт, а часовой расход топлива $V_{\text{чхх}}= 9,8$ кг/ч.

Тепловозные характеристики двигателя 6ЧИ 31,8/33
по дизельному циклу

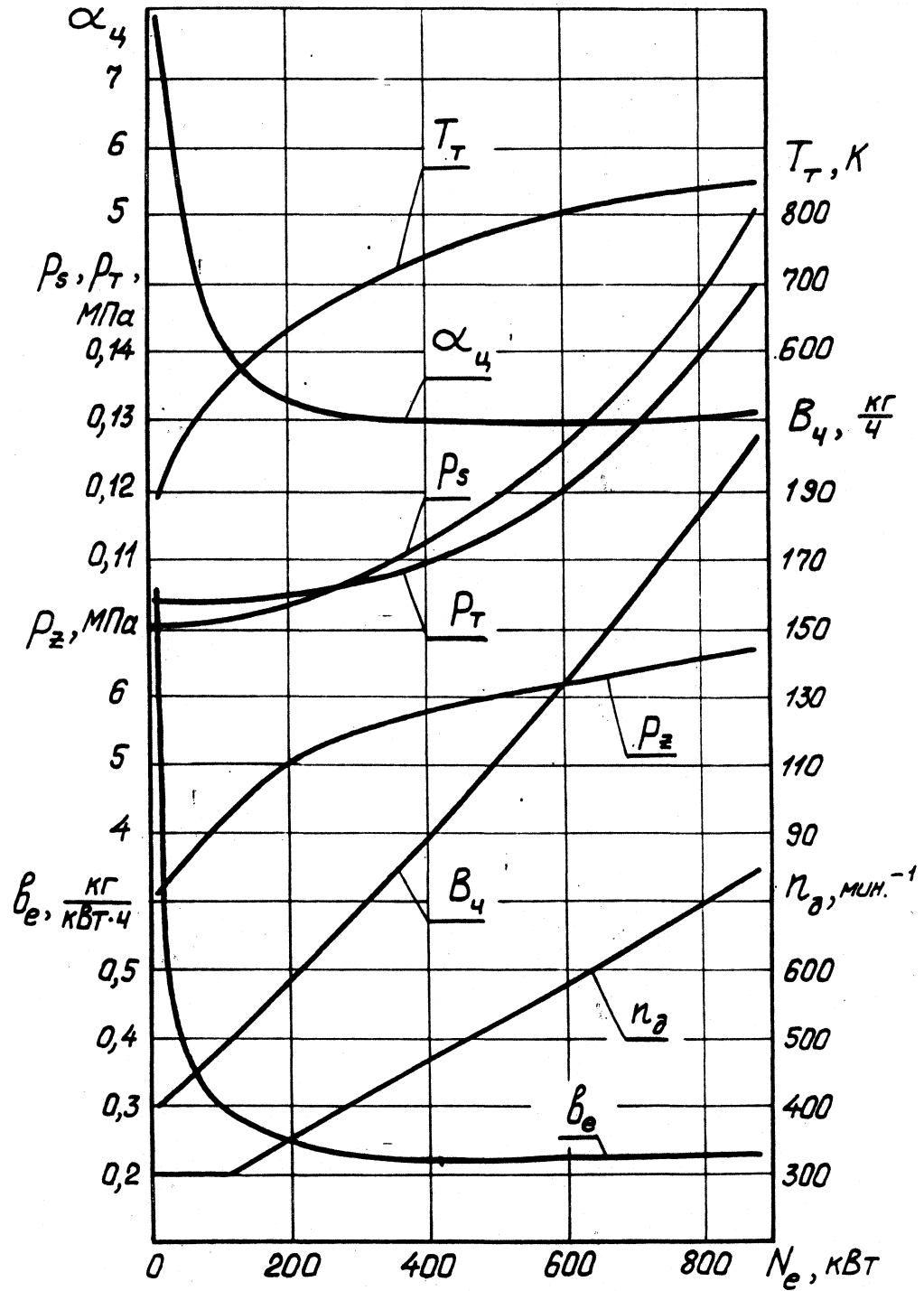


Рис. 4.8

Теплодозные характеристики дбиеотепля 6ЧН 31,8)33
по дизельному циклу

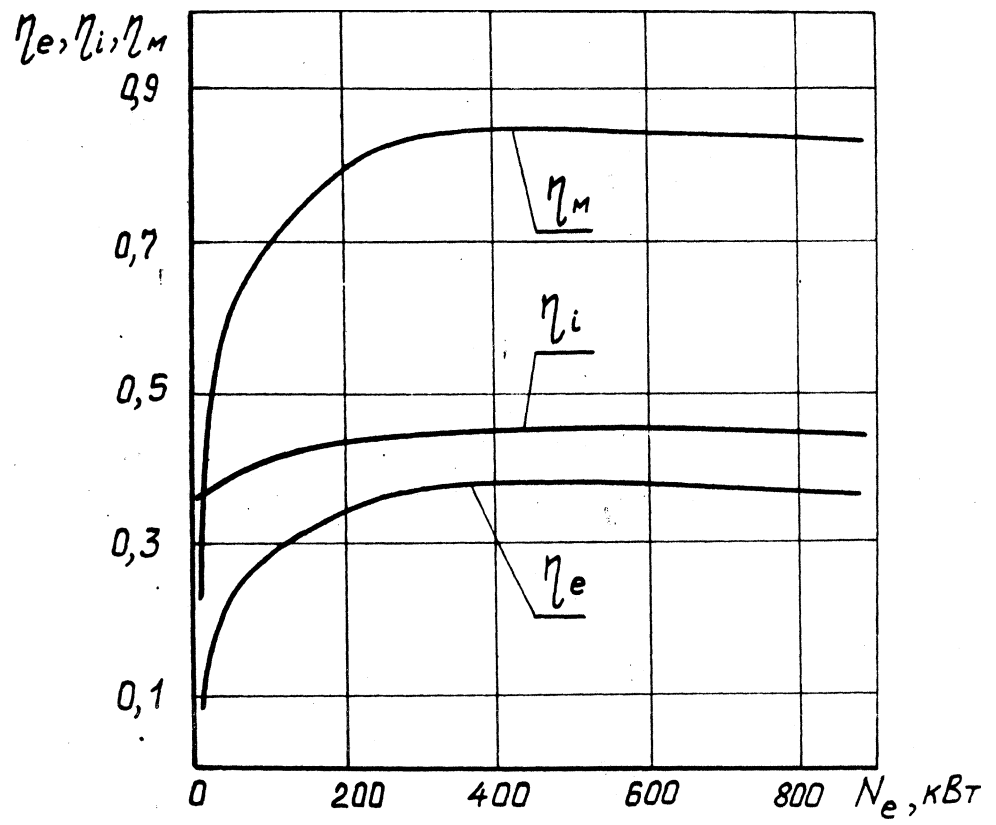


Рис. 4.9

На рис. 4.9 видно, что индикаторные показатели базового двигателя также соответствуют индикаторным показателям серийных двигателей этого типа.

Индикаторный КПД на номинальном режиме составил $\eta_i = 0,438$, а мехгшический = 0,831.

Базовый двигатель ПДГ1М № 3086 после установки в Астраханском ТРЗ на тепловоз ТЭМ2 № 670 был переоборудован в депо Люботин Южной железной дороги для работы по газодизельному циклу [51, 58]. Пробные испытания показали, что при работе по газодизельному циклу с серийным углом опережения подачи запальной порции топлива $\alpha_p = 29^\circ$ п.к.в. до ВМТ, наблюдается увеличение максимального давления сгорания до $P_z = 8,5...8,7$ МПа и "жесткая" работа двигателя. Поэтому угол опережения подачи запальной порции топлива был уменьшен до $\alpha_p = 24^\circ$ п.к.в. до ВМТ. Дальнейшие испытания проводились с этим углом.

Результаты испытаний опытного газодизеля при работе на сжатом природном газе приведены на рис. 4.10 и 4.11. Испытания проводились, как отмечалась в главе 3, на пункте реостатных испытаний в депо Люботин [51, 52, 58, 73].

На "0" и "1" позициях контроллера машиниста опытный газодизель работал по дизельному циклу, но на 6 и 3 цилиндрах. При работе на 6 цилиндрах расход топлива составил на "0" позиции $V_{q_{чх}} = 9,9$ кг/ч и на "1" $V_{ч} = 18$ кг/ч, а на 3 цилиндрах $V_{ч_{хх}} = 7,82$ кг/ч и $V_{ч_{хх}} = 15,3$ кг/ч соответственно.

На второй позиции контроллера машиниста газодизель работал на 6 и 3 цилиндрах по дизельному циклу, и также на трех цилиндрах - по газодизельному. Переход с шести цилиндров на три при работе по дизельному циклу нецелесообразен, так как снижение расхода жидкого топлива составляет всего 3% (с $V_{ч} = 31,2$ кг/ч

Тепловые характеристики двигателя 6ЧН 31,8/33
по газодизельному циклу

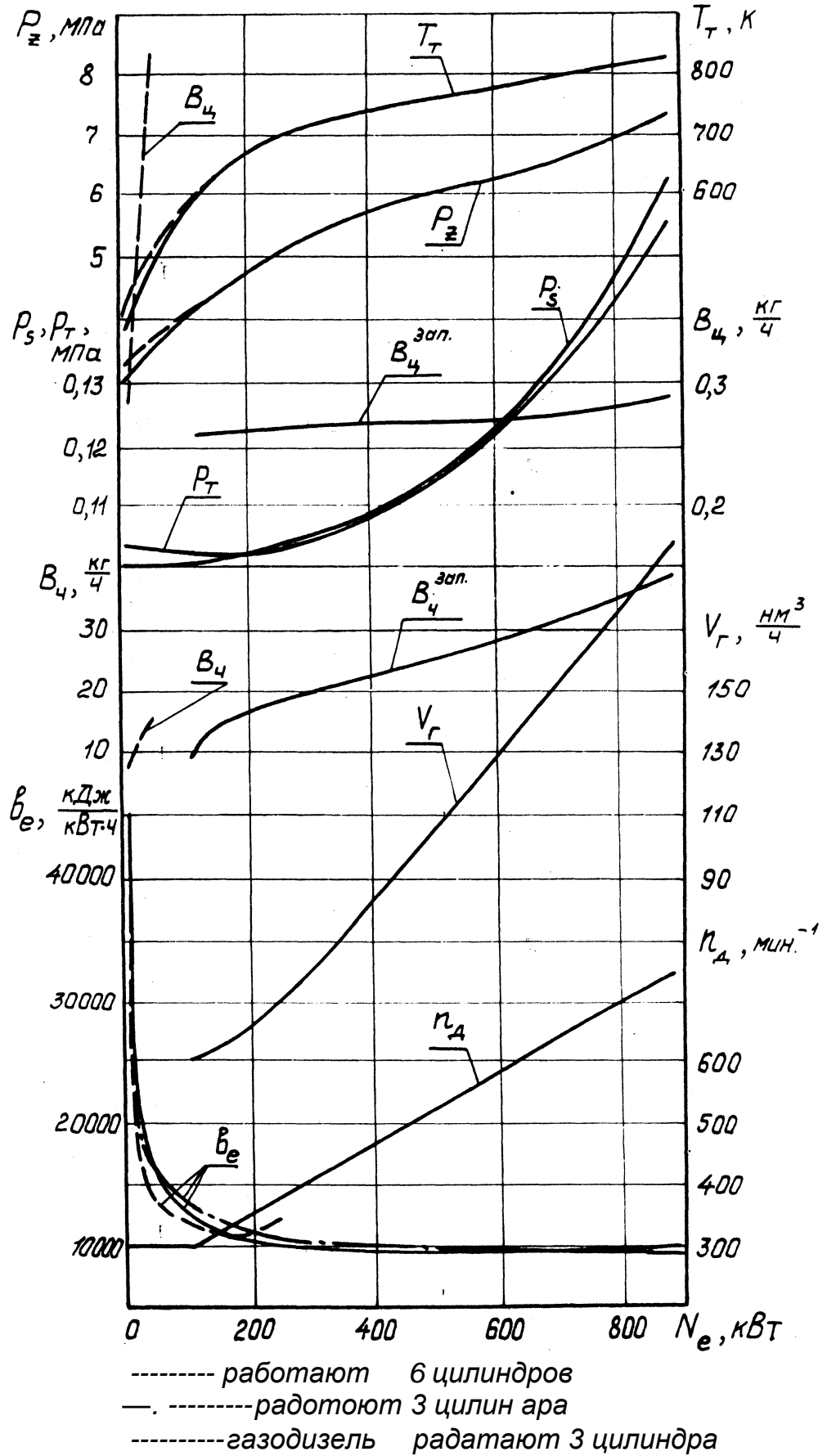


Рис. 4.10

Тепловые характеристики двигателя 6ЧН31,8/33
по газодизельному циклу

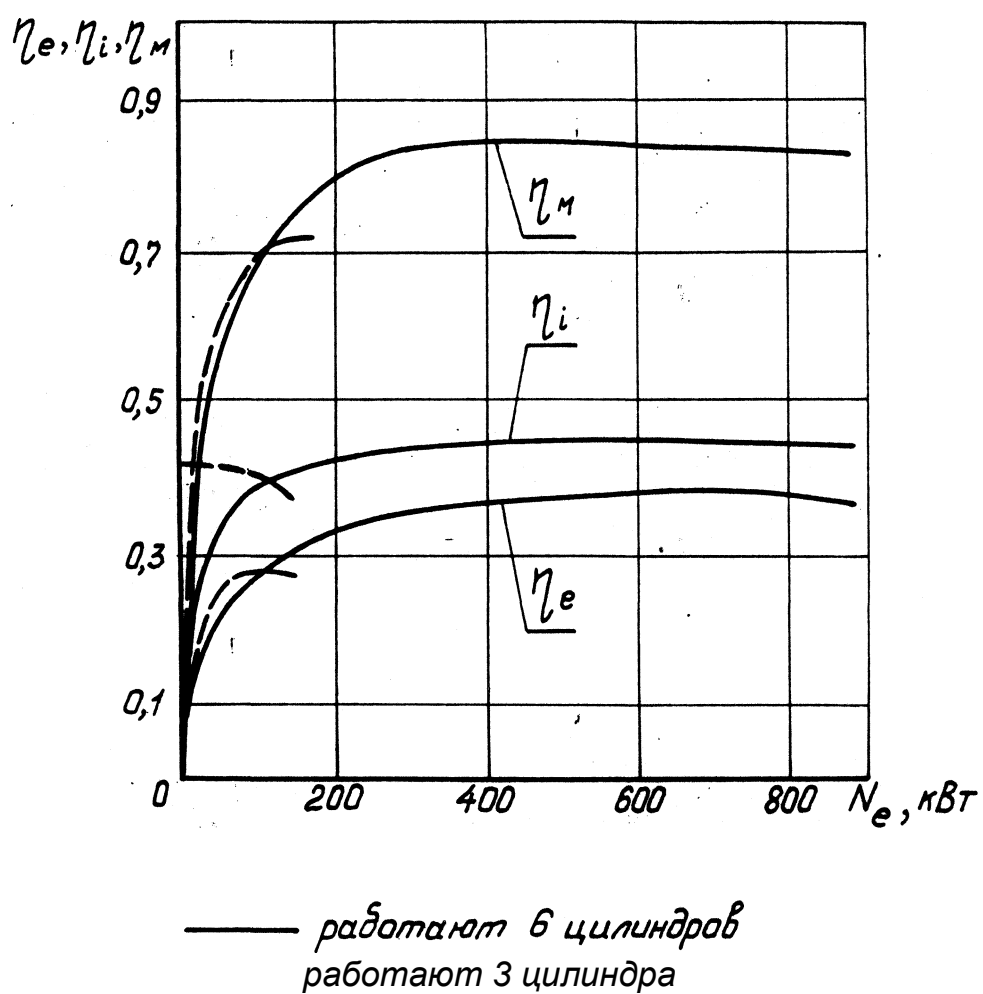


Рис. 4.11

до $V_{\text{ч}} = 30,26$ кг/ч). Работа на 6 цилиндрах на 2 позиции по газодизельному циклу без специальных мероприятий невозможна, так как цилиндрический коэффициент избытка воздуха $O_{\text{ц}}$ значительно больше 2,0. Поэтому на этой позиции был реализован газодизельный цикл, но на 3 цилиндрах. При этом часовой расход топлива составил $V_{\text{г}} = 7,02$ кг/ч при величине запальной порции $V_{\text{зап}} = 0,260$ г/цикл, а часовой расход сжатого природного газа $V = 30$ нм³/ч.

На 3...8 позициях контроллера машиниста опытный газодизель работал на 6 цилиндрах по газодизельному циклу.

Величина запальной порции топлива по тепловозной характеристике изменялась от $V_{\text{зап}} = 0,288$ г/цикл на 8 позиции до $V_{\text{зап}} = 0,260$ г/цикл - на 2 позиции (см. рис. 4.10), что составляет 0,19...0,17 $V_{\text{ц ном}}^*$

Расход природного газа составил на номинальном режиме при $N_e = 882$ кВт_{тип} = 750 мин⁻¹ $V_{\text{г}} = 198$ нм³/ч.

Как видно из рис. 4.8 и 4.10, величины и характер изменения таких параметров, как максимальное давление сгорания в цилиндре P_z , температура $T_{\text{г}}$ и давление $P_{\text{г}}$ выпускных газов в выпускных коллекторах, давление надува P_s на базовом дизеле и опытном газодизеле идентичны.

На всех режимах тепловозной характеристики давления природного газа в обоих газовых ресиверах (см. рис. 3.1) поддерживалось на уровне $P_{\text{г}} \approx 0,55...0,8$ МПа. При этом на всех режимах тепловозной характеристики опытного газодизеля были получены те же значения мощности, что и на базовом двигателе при работе на дизельном топливе [52, 62].

Следовательно, газовые дозаторы в комплекте с газопусковыми клапанами обеспечивают подачу в цилиндры необходимого количества природного газа.

Для сравнения экономических показателей базового двигателя при работе по дизельному циклу и опытного газодизеля выполнен пересчет с общепринятого удельного эффективного расхода топлива B_e г/кВтч на удельный расход теплоты B_{ξ} кДж/кВтч. Величины B_e и B_{ξ} связаны между собой формулой:

$$B_{\xi} = B_e \cdot \eta_e,$$

Как видно из рис. 4.10, по удельной затрате теплоты опытный газодизель на всех режимах кроме режима номинальной мощности уступает базовому двигателю. На номинальном режиме удельный расход теплоты для газодизеля равен $b_g = 9843,8$ кДж/кВтч, а для базового дизеля $b_e = 9887,7$ кДж/кВтч, то есть относительная разница составляет 1% в пользу газодизеля.

По мере снижения частоты вращения коленчатого вала и мощности по тепловозной характеристике b_g газодизеля ухудшается, и на 3 позиции контроллера машиниста относительная разница между b_g газодизеля и базового двигателя составляет 4,9%.

На рис. 4.11 приведены изменения эффективного η_e , индикаторного η_i и механического η_m КПД по тепловозной характеристике газодизеля. При определении η_e для газодизеля предполагалось, что величины механического КПД по тепловозной характеристике двигателя и опытного газодизеля соответственно равны. Такое предположение допустимо, поскольку, как показали испытания обеих двигателей, значения η_m и η_e близки

Пониженная экономичность опытного газодизеля объясняется снижением на 1 % индикаторного' КПД.

Аналогичная картина наблюдается и на других дизелях, конвертированных для работы на природном газе [7].

Результаты расчета среднеэксплуатационного расхода жидкого топлива газодизелем № 3086 тепловоза ТЭМ2 № 670 по данным экспериментальных исследований представлены в таблице 4.3.

Таким образом, проведенные испытания показали, что опытный газодизель может работать по такой же тепловозной характеристике, как базовый дизель (51, 52, 58, 65].

За счет установки на газодизель системы отключения трех цилиндров при работе на 0, 1 и 2 позициях контроллера машиниста удастся заместить 62,4% дизельного топлива в эксплуатации. Если не оборудовать газодизель системой отключения трех цилиндров, то процент замещения дизельного топлива газом в эксплуатации составит только 44,8%.

Испытания опытного газодизеля на сжиженном природным газе показали, что он работает устойчиво, обеспечивая такие же показатели, как и на сжатом. Но в системе питания сжиженным газом необходимо предусмотреть газификатор с довольно сложной системой управления.

4.5. Экономическая эффективность применения природного газа в качестве моторного топлива для дизелей маневровых тепловозов

В главе 1 диссертации был выполнен расчет среднеэксплуатационного расхода топлива двигателем 6ЧНЗ 1,8/33 при работе по дизельному и газодизельному циклам (табл. 1.2). Исходные данные

Таблица 4.3. Результаты расчетов среднеэксплуатационного расхода жидкого топлива двигателем 6ЧН 31,8/33 №3086 при работе по дизельному и газодизельному циклам

| № поз | П мин ¹ | N _e кВт | B, ⁶ | x дол | B,Л кг/ч | г/ц | запальное | | запальное В,-Т кг/ч |
|-------|--------------------|--------------------|----------------------|-------|----------|--------------|--------------|-------------|---------------------|
| | | | B, ³ кг/ч | | | | г/ц | кг/ч | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 - | 8 | 9 | 10 |
| 0 | 300 | 9,4 | <u>9,9</u> | 0,456 | 4,514 | <u>0,183</u> | <u>0,183</u> | <u>9,9</u> | <u>4,514</u> |
| | | | 7,82 | | | 0,289 | 0,289 | 7,82 | 3,566 |
| 1 | 300 | 47,8 | <u>18,0</u> | 0,049 | 0,882 | <u>0,333</u> | <u>0,333</u> | <u>18,0</u> | <u>0,882</u> |
| | | | 15,3 | | | 0,567 | 0,567 | 15,3 | 0,749 |
| 2 | 300 | 107 | <u>31,2</u> | 0,175 | 5,46 | <u>0,578</u> | <u>0,578</u> | <u>31,2</u> | <u>5,46</u> |
| | | | 30,26 | | | 1,12 | 0,260 | 7,02 | 1,23 |
| 3 | 330 | 160 | 42,7 | 0,174 | 7,43 | 0,719 | 0,260 | 15,44 | 2,687 |
| 4 | 400 | 279 | 64,2 | 0,088 | 5,65 | 0,892 | 0,265 | 19,08 | 1,68 |
| 5 | 480 | 418 | 93,2 | 0,041 | 3,82 | 1,078 | 0,270 | 23,33 | 0,957 |
| 6 | 570 | 578 | 129 | 0,012 | 1,55 | 1,257 | 0,270 | 27,7 | 0,33 |
| 7 | 650 | 735 | 167 | 0,003 | 0,5 | 1,43 | 0,277 | 32,4 | 0,097 |
| 8 | 750 | 882 | 205,2 | 0,002 | 0,41 | 1,52 | 0,288 | 38,9 | 0,078 |

$$b_{ср.д} = S B_{ч} T = 30,22$$

$$b' = S B_{ч} T = 16,685$$

$$b_{ср.д} = E B_{ч} T = 11,374$$

для расчета брались по результатам испытания серийного дизеля на стенде ПО "Пенздизельмаш" при работе по дизельному циклу.

Для оценки экономической эффективности применения природного газа в качестве моторного топлива для дизелей маневровых тепловозов по результатам экспериментальных исследований конкретного опытного газодизеля 6ЧН31,8/33 маневрового тепловоза ТЭМ2 № 670 был проведен аналогичный расчет (табл. 4.3).

Расчет показал, что среднеэксплуатационный расход дизельного топлива при работе по дизельному циклу равен $B_{ср.э}=30,22$ кг/ч, а при работе по газодизельному циклу при $V_{зап.}=0,18$ $V_{ц.ном.}$ без отключения трех цилиндров $B^{р.э} = 16,685$ кг/ч, И С отключением ПОЛОВИНЫ цилиндров $B_{ср.э}^в = 11,374$ кг/ч. Доля фактического замещенного жидкого топлива газом в эксплуатации составила 44,8% и 62,4% соответственно. Таким образом, применение регулирования отключением части цилиндров при работе на режимах холостого хода (0 позиция КМ) и малых нагрузок (1 и 2 позиции КМ) позволяет в 1.4 раза уменьшить потребление дизельного топлива.

Экономический эффект от применения разработанной системы конвертирования дизеля на работу по газодизельному процессу и отключения трех цилиндров при работе маневрового тепловоза 7200 ч/год (среднесуточная загрузка 20 ч) составил г 3031 млн. крб. в год на один тепловоз, при стоимости 1 т дизельного топлива в Украине 40,0 млн. крб. и 1000 $нм^3$ природного газа - 14,91 млн. крб., без учета капитальных вложений на модернизацию дизеля и тепловоза.

Расчет экономического эффекта проводился следующим образом.

Затраты на приобретение дизельного топлива для серийного дизеля:

$$Z_{\text{дт}} = B_{\text{дт}} \cdot T \cdot C_{\text{дт}} = 30,22 \times 10^{13} \times 7200 \times 40,0 = \\ = 8,703360 \text{ млрд. крб.}$$

Затраты на приобретение дизельного топлива для газодизеля при запальной порции $V_{\text{зап}} = 0,18 V_{\text{ц ном}}$:

$$Z'_{\text{дт}} = B'_{\text{дт}} \cdot T \cdot C_{\text{дт}} = 11,374 \times 10^{13} \times 7200 \times \\ \times 40,0 = 3,275712 \text{ млрд. крб.}$$

Затраты на приобретение природного газа для газодизеля:

$$Z_{\text{газ}} = b_{\text{газ}} \cdot T \cdot C_{\text{газ}} = 22,325 \times 7200 \times 14,91 = \\ = 2,396634 \text{ млрд. крб.}$$

ГОДОВОЙ экономический эффект:

$$\mathcal{E} = Z_{\text{дт}} - (Z'_{\text{дт}} + Z_{\text{газ}}) = 8,703360 - (3,275712 + 2,396634) -$$

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. Выполнен анализ возможных способов конвертации серийных тепловозных дизелей 6ЧН31,8/33 на работу по газодизельному процессу. Показано, что схема подачи газа в цилиндр на такте впуска через отверстие пневмопуска в сочетании с гидравлической системой управления газовпускными клапанами требует минимальных переделок в конструкции базового дизеля и обеспечивает безопасную эксплуатацию газодизеля.

2. Установлено, что на 0, 1 и 2 позициях контроллера машиниста не удается обеспечить устойчивую работу двигателя по газодизельному процессу при подаче газового топлива во все цилиндры. Это связано с чрезмерным обеднением газозооушной смеси на данных режимах. Предложено полностью отключать подачу топлива (жидкого и газообразного) и газообмена в три цилиндра на режимах холостого хода и малых нагрузок.

3. Разработана, изготовлена и испытана на тепловозе объединенная система управления газодизелем, обеспечивающая, в зависимости от позиции контроллера машиниста, изменение числа работающих цилиндров, дозирование подачи газа в 6 или в 3 цилиндра и дозирование запальной порции жидкого топлива, Установлена необходимость согласования динамических характеристик отдельных механизмов системы.

4. Разработаны математические модели систем изменения числа работающих цилиндров и управления подачи газообразного и жидкого запального топлива. Выполнено исследование динамических характеристик этих систем и подобраны конструктивные

чения и выключения исполнительных механизмов (клапанов основных и газовых).

5. Установлено, что применение системы отключения трех цилиндров позволяет расширить диапазон устойчивой работы по газодизельному процессу на вторую позицию контроллера машиниста.

6. Экспериментальные исследования показали, что на опытном газодизеле для получения параметров и показателей по тепловозной характеристике, аналогичных параметрам базового дизеля 6ЧНЗ 1,8/33 необходимо уменьшить угол опережения подачи за-
Г

пальной порции топлива с $\phi_{оп} = 29^\circ$ п.к.в. до ВМТ до $\phi_{оп} = 24^\circ$ п.к.в..

7. Получены тепловозные характеристики двигателя с изменяемым числом работающих цилиндров При работе по чисто дизельному и по газодизельному процессу. Показано, что на режиме номинальной мощности удельный эффективный расход теплоты у сравниваемых двигателей практически одинаков. При снижении мощности по тепловозной характеристике газодизель имеет повышенный расход теплоты.

8. На основании технико-экономического анализа
Г
показано, что благодаря существующей разнице в стоимости газа и жидкого топлива (в 4...6 раза) экономически выгодно в максимально возможной степени замещать жидкое топливо газообразным даже при условии несколько повышенных удельных эффективных расходов теплоты газодизелей. Разработанная система конвертирования дизеля на работу по газодизельному процессу с изменением числа работающих цилиндров позволяет увеличить долю замещаемого жидкого топлива в 1,4 раза. Это обеспечивает экономический эффект в 3031 млн. руб. в год на один маневровый тепловоз.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ источников

1. Генкин К.И. Газовые двигатели.- М.: Машиностроение, 1977.- 196 с.
2. Коллеров Л.К. Газовые двигатели поршневого типа,- Л.: Машиностроение, 1968.- 247 с.
3. Равкинд А.А. Унифицированные газовые дизельные двигатели.- М.: Недра, 1967.- 195 с.
4. Генкин К.И., Аксенов Д.Т., Струнге Б.Н. Газовые двигатели ГД100 и агрегаты на их базе.-М.: Недра, 1970.- 328 с.
5. Коллеров Л.К., Нижник М.Е., Окунев А.А., Шевцов Г.Е. Энергетические установки с газовыми поршневыми двигателями. - Л.: Машиностроение, 1979.- 274 с.
6. Балакин В.И., Нижник М.Е. Применение газообразных топлив в двигателях внутреннего сгорания,- ЦНИИТЭИтяжмаш, 1983. - 43 с. - сер.4.- Вып.5.
7. Гайнулин Ф.Г., Гриценко А.И., Васильев Ю.И., Золотаревский Л.С. Природный газ как моторное топливо на транспорте.- М.: Недра, 1986.- 255 с.
8. Федотов Г.Б., Кудрявицкий М.В. Применение природного газа в качестве альтернативного моторного топлива на зарубежных тепловозах: ЭИ/ЦНИИТЭИМПС.- М., 1988.- 8 с. Железнодорожный транспорт за рубежом, сер,И.- Вып.1.
9. Нижник М.Е., Букреев Г.А., Окунев А.А. Основные направления развития газовых двигателей и газомотокомпрессоров.- М.: ЦНИИТЭИТяжмаш, 1989.- 39 с. Двигатели внутреннего сгорания. сер.4.- Вып.б.
10. Дизели: Справочник / Под. ред. В.А.Ваншейдта, Н.Н.Иванченко, Л.К.Коллерова.- Л.: Машиностроение, 1977,- 480 с.

11. Симсон А.Э., Хомич А.З., Куриц А.А., Жалкин С.Г. и др. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания.- М.: Транспорт, 1987.- 535 с.
12. Природный газ в двигателях / Кудряш А.П., Пашков В.В., Маринин В.С., Москаленко ДА./- Киев: Наук, думка, 1990.-200 с.
13. Володин А.И., Фофанов Г.А. Топливная экономичность силовых установок тепловозов.- М.: Транспорт, 1979.- 126 с.
14. Фомин В.П. Исследование систем топливоподачи поршневых газоперекачивающих агрегатов и газовых мотор-генераторов. Дисс.... канд техн, наук: Москва, ВЗПИ, 1981.- 202 с.
15. Нижник М.Е., Пшенко Д.У., Росляков В.А., Фомин В.П. Совершенствование систем топливоподачи двигателей.- М.: ИДНИ-Информтяжмаш, 1977.- 50 с. Двигатели внутреннего сгорания, № 35.
16. Гутаревич Ю.Ф. Охрана окружающей среды от загрязнения выбросами двигателей.- К.: Урожай, 1989.- 224 с.
17. Болохвитинов Г.Ф., Белостоцкий А.М. Эксплуатационные режимы работы дизелей маневровых тепловозов / Ж.д. транспорт.- 1966.- № 12.- с.45-48/.
18. Хомич А.З., Тупицин О.И., Симсон А.Э. Экономия топлива и теплотехническая модернизация тепловозов.- М.: Транспорт, 1975.- 264 с.
19. Хомич А.З. Топливная эффективность дизелей.- М.: Транспорт, 1987.- 271 с.
20. Болохвитинов Г.Ф., Белостоцкий А.М. и др. О выборе характеристики нагружения маневрового тепловоза // Тр.МИИТа /Исследование поршневых двигателей и компрессоров.- 1969.- Вып. 290.- с.32-36.

21. Степченков П.С. и др. Исследование энергетических характеристик силовой установки тепловоза ТЭМ5 с учетом специфики маневровой работы // Тр.ВНИТИ.- 1972.- Вып.49.- с.50-54.

22. Вознюк В.Н. Исследование режимов работы тепловозов ТЭП60, ТГМЗ, ТЭМ1 и ТЭМ2.- Транспортное машиностроение.- 1964,- Вып.6.

23. Часовой режим испытания дизеля, соответствующий усредненному среднеэксплуатационному режиму работы маневрового тепловоза. Метод, указания. Уральское отделение ВНИИЖТ,- М.: 1987.-8 с.

24. Гончаров Н.Е., Казанцев В.П. Маневровая работа на железнодорожном транспорте.- М.: Транспорт, 1978.- 153 с.

25. Горбузов Е.В., Ватвинский В.Е., Кудрявцев В.А. Анализ режимов работы дизелей в условиях эксплуатации на промышленных и маневровых тепловозах // Научн. тр. ЦНИДИ.- Л.: 1979. Вып.76.- с.103-106.

26. Зонов В.Г.Д. Разработка и исследование форсунки транспортного дизеля с двухступенчатой зависимостью проходного сечения сопловых отверстий от давления впрыска топлива: Автореф. дисс.... канд. техн, наук.- ХИИТ.- Харьков, 1994.- 16 с.

27. Патрахальцев И.И. Повышение эффективности работы дизеля при неустановившихся режимах воздействием на процессы топливоподачи: Автореф. дисс.... докт. техн, наук.- МВТУ им.Баумана.- М.: 1985.- 28 с.

28. Башлай С.И. Повышение экономичности дизелей СМД путем совершенствования процесса топливоподачи насосами распределительного типа: Автореф. дисс.... канд. техн, наук.- Харьков, ХИИТ.- 1985.- 19 с.

29. Астахов И.В., Гаас В.Я. Улучшение показателей на частичных режимах путем повышения стабильности показателей процесса впрыска / МАДИ.- М., 1986.- 16 с. Рук. деп. в ЦБНТИ Минавтотранс РСФСР, № 415.

30. Кудряш А.П. Исследование работы дизелей типа Д100 в области нагрузок: Дисс.... канд. техн, наук.- ХИИТ, Харьков, 1964.- 178 с.

31. Ероценков С.А. Повышение экономичности тепловозного дизеля 2Д100 на режимах малых нагрузок и холостом ходу: Дисс.... канд. техн, наук.- ХИИТ, Харьков, 1968.- 179 с.

32. Симсон А.Э., Хомич А.З., Ероценков С.А. Повышение экономичности дизеля тепловоза ТЭЗ / Труды ХИИТа.- М., Транспорт. 1972.- Вып.120.- с. 17-21.

33. Сударский В.М. Повышение среднеэксплуатационной топливной экономичности дизеля маневрового тепловоза типа ТЭМ2У путем регулирования числа работающих цилиндров: Дисс.... канд. техн, наук.- ХИИТ, Харьков, 1991.- 160 с.

34. Ежевская П.А., Белобаев ГЛ., Космодамианский А.С. Разработка и внедрение устройств снижающих расход топлива тепловозами ТЭМ2 на холостом ходу. Отчет по НИР № гос..рег. 01840027769.- Свердловск, 1986.- 100 с.

35. Ероценков С.А. Методика выбора оптимальных оборотов дизеля // Электр, и теплов. тяга.- М.: Транспорт, 1968.- № 12. с.39.

36. Ероценков С.А. Улучшение топливной экономичности и эксплуатационных характеристик транспортных двигателей путем выбора рациональных конструктивных параметров и совершенствования систем регулирования: Дисс.... докт. техн, наук.- ХИИТ, Харьков 1989 - 384 с.

37. ГОСТ 22389-77 "Двигатели газовые. Система топливопода-
чи. Общие технические условия." - М.: Изд. стандартов, 1977.- 7 с.

38. Sulzer RTA. Dual-Fuel marine engines. "Schiff und Hafen",
1986, 38, N 3, 35-36, 38, 40-43.

39. Klaunig Wolfgang, Will Kurt, Athenstaedt Gemot Leistungs
und Verbranchsoptunierung am MAN-Diesel-Gasmotor 52/55 ADG.
"MTZ", 1982, 43, № 1, 5-9.

40. Совершенствование конструкций дизелей 6ЧН31,8!/33 и 8
ЧН26/26 с целью улучшения топливной экономичности и мощ-
ности: Отчет НИР / Харьковский институт инженеров жел. дор.
транспорта (ХИИТ). Руководитель Розенблит Г.Б., № г.р.
01860037212.- Харьков: 1989.- 230 с.

41. Pioneering gas-fuelled ship. "Shipbuilding and marine
Engineering International, 1982, № 1259, h.273-276.

42. Федоренко П.П. Зарубежные судовые двухтопливные
ДВС. "Судостроение за рубежом", 1985, № 2, с.66-73.

43. Создание экспериментального образца газодизеля и про-
ведение исследовательских испытаний: Отчет НИР / Центральный
научно-исследовательский дизельный институт (ЦНИДИ); Руково-
дитель Г.А.Букреев; № Г.Р. 0185.0031006.- Л.; 1987, 91 с.

44. Яворский Б.М., Детлаф А.А. Справочник по физике для
инженеров и студентов вузов.- М.: Наука, 1977.- 942 с.

45. Емельянов А.И., Емельянова ВА. Исполнительные уст-
ройства промышленных регуляторов.- М.: Машиностроение, 1975.-
224 с.

46. Емельянов А.И., Емельянова В.А., Калинина С.А. Практи-
ческие расчеты в автоматике.- М.: Машиностроение, 1967.- 316 с.

47. Денисов А.А., Нагорный В.С. Пневматические и гидрав-
лические устройства автоматики.- М.: Высшая школа, 1978.- 214 с.

48. Лышевский А.С. Системы питания дизелей.- М.: Машиностроение, 1981.- 216 с.

49. Астахов И.В. Гидравлический расчет и выбор основных параметров топливных систем двигателей с воспламенением от сжатия.- М.: Труды НИЛД. № 1.- 1955.

50. Фомин Ю.Я. Гидравлический расчет топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ.- М.: Машиностроение. 1973.

51. Газотепловоз ТЭМ2. Особенности конструкции и некоторые результаты испытаний/П.И.Марцун, М.Э.Шаповалов, А.А.Каграманян // Межвуз. сб. трудов молодых ученых и специалистов / РИИЖТ. Повышение эффективности устройств железнодорожного транспорта.- Ростов-на-Дону, 1990.- с.57.

52. Обоснование конструктивных мероприятий при конвертировании тепловоза ТЭМ2 на СПГ и результаты его испытаний / А.А.Каграманян, М.Э.Шаповалов, П.И.Марцун, И.О.Муравлев // Межвуз. сб. трудов молодых ученых и специалистов / РИИЖТ. Повышение эффективности устройств железнодорожного транспорта.- Ростов-на-Дону, 1990.- с.67.

53. А.с. СССР № 1636586, кл. FOM2 21/02, FO2D 19/10, 1990; 4 с. "Двигатель внутреннего сгорания", А.Э.Симсон, ИД.Михайлов, АА.Куриц, А.А.Каграманян, П.И.Марцун, М.Э.Шаповалов.

54. Разработка и монтаж газодизеля Д50 на экспериментальном стенде для маневрового тепловоза типа ТЭМ2, работающего на СПГ: Отчет по НИР / Харьковский институт инженеров ж.д. транспорта (ХИИТ), Руководитель Михайлов И.Д., № г.р. 01860037210.- Харьков, 1986.- 116 с.

55. Тепловоз ТЭМ2. Руководство по эксплуатации и обслуживанию,- М.: Транспорт, 1983,- 238 с.

56. Дизели 6ЧН12/14. Описание и конструкции по эксплуатации.- М. Транспорт, 1965.- 186 с.

57. Дизель-генератор ПДГ1М. Руководство по эксплуатации. - М.: Внешторгиздат, 1984.- 116 с.

58. Маневровый тепловоз типа ТЭМ2, работающий на СПГ, разработка опытной технологии его эксплуатации. Отчет по НИР / Харьковский институт инженеров ж.д. транспорта (ХИИТ), Руководитель Ибрагимов С.А., № г.р.'01870044077.- Харьков, 1989,- 78 с.

59. Правила измерения расхода газа и жидкостей стандартными сужающими устройствами РД 50-213-80. Казань: ВНИИФТРИ, 1983.- 112 с.

60. Расход жидкостей и газов. Методика выполнения измерений с помощью специальных сужающих устройств. РД 50-411-83.- М.: Транспорт, 1975.- 261 с.

61. Разработка и исследование системы питания газодизеля ГД 50 / А.В.Байбииков, А.А.Каграманян, ИД.Михайлов // Тез. докл. Всесоюзной научно-технической конференции "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах/- М.: 1987.- с.30.

62. Исследование системы топливоподачи газодизеля 6ГЧН31,8/33 /С.А.Ерощенко, А.А.Каграманян, П.И.Марцун // Тез. докл. Всесоюзной научно-технической конференции "Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания /- Киров, 1988.-с.71.

63. Система питания четырехтактного тепловозного газодизеля / С.А.Ибрагимов, А.А.Каграманян, П.И.Марцун // Тез. докл. научно-технического семинара "Диагностика, повышение

эффективности экономичности и долговечности двигателей" /- Ленинград-Пушкин, 1990.- с.67.

64. Разработка и исследование гидропривода газовых клапанов газодизеля / А.А.Каграманян, А.А.Куриц, П.И.Марцун // Тез. докл. Всесоюзной научно-технической конференции "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах/- М.: 1987.- с.30.

65. Розробка двопаливної системи живлення дизеля маневрового тепловоза / С.О. Ібрагімов, А.О.Каграманян, Д.Михайлов // Тез. доповідей 55-1 науково-технічної конференції кафедр інституту та спеціалістів залізничного транспорту /- Харків, 1993.- а.21.

66. Система топливоподачи газодизеля ГД50 маневрового тепловоза типа ТЭМ2. / Михайлов И.Д. Ибрагимов С.А., Ерощенко С.А., Каграманян А.А.Марцун П.И., Шаповалов М.Э. / Рук. депон. в ЦНИИТЭИ МПС № 5627 от 20.09.1991.- 8 с.

67. Некоторые результаты стендовых испытаний тепловозного двигателя 6ЧНЗ 1,8/33 с системой отключения трех цилиндров / А.З.Хомич, С.А.Ерощенко, Н.Н.Петров, В.М.Сударский, А.А.Каграманян // Межвуз. сб. научн.тр. / ХИИТ. Повышение топливной экономичности тепловозных дизелей и теплопотребляющих установок ж.д.транспорта.- Харьков, 1986.- с. 19...23.

68. Исаченко В.П., Осипов В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергия, 1969.

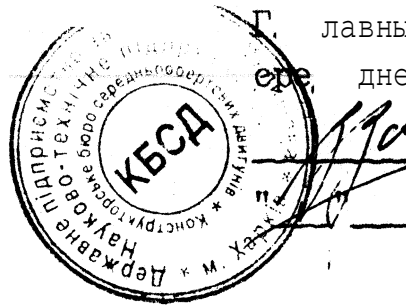
69. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидравлическое сопротивление. Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат. 1990.- 365 с.

70. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия. 1973.-320 с.

71. Иванов Г.М., Кузнецов Н.Д., Чистяков В.С.
Теплотехниче-
ские измерения и приборы.- М.: Энергостандарт, 1984.- 232 с.
72. Касандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений.- М.: Наука, 1970.- 109 с.
73. Испытания маневрового тепловоза типа ТЭМ2, работающего на природном газе / И.Д.Михайлов, С.А.Ибрагимов, А.А.Каграманян, П.И.Марцун, М.Э.Шаповалов // Тез. докл. Ш-Все-союзной научно-технической конференции "Проблемы развития локомотивостроения" /- Луганск, 1990.- с.49.
74. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы.- М.: Энергия, 1978.- 704.

ПРИЛОЖЕНИЯ

''УТВЕРЖДАЮ'':



Г. лавный конструктор НТП КБ
ере, днеоборотных двигателей

_д.т.н.В.Н.Зайончковский

1996г.

АКТ

внедрения результатов научно-исследовательских работ по теме ''Разработка и монтаж газодизеля Д50 на экспериментальном стенде для маневрового тепловоза типа ТЭМ2, работающего на СПГ'', выполненных кафедрой ''Теплотехника и тепловые двигатели'' Харьковской государственной академии железнодорожного транспорта.

Настоящий акт составлен о том, что в практику НИР и ОКР НТП КБ среднеоборотных двигателей ГП ''Завод им.Малышева'' завершено внедрение результатов работ по созданию системы топливоподачи четырехтактных транспортных газодизелей.

Объектом внедрения являются:

1. Методика и программа расчета на ЭВМ динамических характеристик системы топливоподачи газодизеля.

Программа позволяет определить основные конструктивные параметры элементов системы топливоподачи газодизеля.

2. Рекомендации по проектированию систем топливоподачи четырехтактных транспортных газодизелей.

Ответственный исполнитель разработки от ХарГАЗТ - А.А.Каграманян.

Внедрение разработки позволило НТП КБ среднеоборотных двигателей ускорить проведение НИР и ОКР, снизить затраты на разработку и освоение новых типов двигателей.

Зам.Главного конструктора
НТП КБ СВ, к.т.н.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'В.П. ЕРЕСЬКО'.

В.П.ЕРЕСЬКО

АКТ

г. Харьков

"/X^м декабря 1989 г.

О выполнении приказа МПС * 43Ц от 18 ноября 1988 г. РИИХТом и ХИИТом по теме *217 " Маневровый тепловоз типа ТЗМ2, работающий на сжиженном природном газе, разработка опытной технологии его эксплуатации " в локомотивном депо Люботин Южной железной дороги.

Составлен комиссией в составе :

- | | |
|---|-------------------------|
| - зам.начальника топливно-теплотехнического отдела Ю.Ж.Д. | тов. Курников П.Г. |
| - начальника локомотивного депо Люботин | тов. Петтэ В.Б. |
| - зав.отраслевой НИЛ РИИХТв | , к.т.н.Комиссаров К.Б. |
| - зав.отраслевой НИЛ ХИИТа | к.т.н.Ибрагимов С.А. |

Комиссия констатирует :

- создан макетный образец маневрового газотепловоза типа ТЗМ2, оснащенный криогенной топливной системой, газодизелем с внутренним смесеобразованием и системой отключения трех цилиндров •*
- создан опытный испытательный стенд* включающий : газотепловоз, системы заправки сжатым и сжиженным природным газом* птатной реостат, комплекс необходимой контрольно-измерительной аппаратуры и аппаратуры взрыво-пожарозащиты.
- в течение 1989 года проведены в полном объеме реостатные и ходовые испытания.

Опытные работы показали, что параметры газодизеля, газоподающей системы, криогенной топливной системы и аппаратуры взрыво-пожарозащиты соответствуют ТУ и существующим ГОСТам.

Так при номинальной мощности - $A_e \approx 885$ кВт :

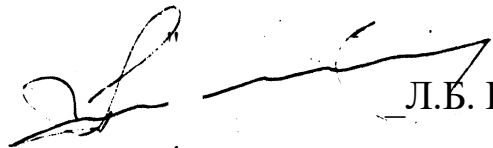
- максимальное давление сгорания $P_{г} \ll 7,5$ МПа, о
- температура ОГ на выходе из цилиндров $T_c \approx 380$ - 400 С ,
- давл е и е : в криогенных емкостях $P_e^* \approx 0,75$ МПа ,
в коллекторе на входе в дизель $P_{к/м} \ll 0,7$ МПа , о
- температура топливного газа: в криогенных емкостях $T_{v<?>} - 162$ С
в коллекторе дизеля $T_{w>} \approx 15...20$ С
- расход газа $G_{г} \approx 200 \dots 210$ М /Ч ,
- доля запального топлива $O_{г-з} \ll I_3^{\wedge}$ ном.

- срабатывание защиты - от нижнего предела взрывоопасной концентрации природного газа

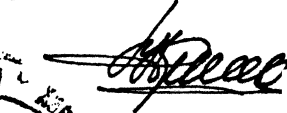
Подробные данные опытных работ представлены в научно-техническом отчете по хоздоговору >217 аа 1939 год.

Комиссия считает необходимым дальнейшее проведение работ по совершенствованию показателей узлов и агрегатов газотепловоза в целом, а также проведение эксплуатационных испытаний •

Г. Гальник, локомотивного
депо Люботин


Л.Б. Петто

Уфу: Зав.отраслевой НИЛ
ИМЖБ К.Т.Н.


К.Б. Комиссаров

Зав.отраслевой
НИЛ

С.А. Ибрагимов

ХИИ Ра К*Г «Ж%&»

лфс: начальника топэ

л Л^И^»ГіД т г отдела


П.Г. Курников

Блоко*0** ЧГ*.
ХОС-t^{TV} f.

