1554531

На правах рукописи
УДК 621.436

ФОМИН ПАВЕЛ ВИКТОРОВИЧ

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВКЛЮЧЕННОГО ОБЪЕМА И ОХЛАДИТЕЛЯ ВОЗДУХА В СИСТЕМЕ ГАЗОТУРБИННОГО НАДДУВА ДВУХЦИЛИНДРОВОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Специальность 05.04.02 - Тепловые двигатели

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1997

Работа выполнена в Центральном ордена Трудового Красного Знамени Научно-исследовательском автомобильном и автомоторном институте (НАМИ) - Государственном научном центре Российской Федерации

Научный руководитель:

кандидат технических наук,
доцент — Ивин В.И.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
профессор — Патрахальцев Н.Н.

кандидат технических наук — Пономарев Е.Г.

Ведущее предприятие: Научно-исследовательский конструкторско-технологический институт тракторных и комбайновых двигателей (НИКТИД)

4 часов 00 мин. на
05 "Тепловы машины
. Н.Э. Баумана по
ежная, д.1, корпус

лиотеке МГТУ имени

х, заверенный пе-
107005, г. Москва,
, ученому секрета-

1554531

С.И. Ефимов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы:

Исследования по форсированию двухцилиндрового рядного четырехтактного тракторного дизеля путем газотурбинного наддува выполнены в НАМИ, ВлГТУ, АО "Владимирский тракторный завод" на примере серийного дизеля со свободным впуском 2Ч 10,5/12 (Д-120), где установлено, что обеспечить удовлетворительные показатели эффективности двухцилиндрового дизеля с турбонаддувом возможно лишь при использовании впускного коллектора большого размера, объем которого в 4 - 5 раз превышает рабочий объем цилиндров двигателя. Это определяет относительно низкие массогабаритные характеристики комбинированной двухцилиндровой силовой установки, что препятствует появлению серийной модификации дизеля Д-120 с наддувом.

Очевидно, что дать ответ на вопрос о степени разрешимости обозначенной проблемы возможно лишь на основе результатов изучения влияния объема впускного трубопровода на физические процессы, происходящие во впускной и выпускной системе двухцилиндрового дизеля, на газообмен, эффективность компрессора и турбины.

Именно данному направлению исследований, ввиду его недостаточной изученности, и посвящена настоящая работа.

Целью работы является:

1. Оценить актуальность общей задачи изучения малоцилиндровых четырехтактных ДВС вообще и двухцилиндровых в частности как объектов форсирования путем наддува;

2. Определить особенности термодинамических процессов во впускном трубопроводе двухцилиндрового комбинированного дизеля, оказывающие интенсивное влияние на показатели его эффективности;

3. Определить вариант относительно компактной системы газотурбинного наддува для дизеля 2Ч 10,5/12 (Д-120), обеспечивающей высокие показатели эффективности силовой установки.

Методы исследования: В работе использовались теоретические, расчетные и экспериментальные методы исследования.

Расчеты выполнены на ЭВМ ЕС-1045 и ПЭВМ АТ/486 с использованием программы "Дизель", разработанной в МГТУ им. Н.Э. Баумана под руководством доцента Ивина В.И. Для решения части задач теоретических исследований и для обработки экспериментальных данных разработаны математические модели, алгоритмы и четыре оригиналь-

1554531

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана



1554531

Фомин П.В. Эффективность в

МГТУ им. Н.Э. Баумана Б-ка

ные программы для ПЭВМ.

Достоверность результатов, полученных в расчетных исследованиях оценена посредством сопоставления с итогами эксперимента.

Объект экспериментальных исследований: созданный в рамках настоящей работы на базе серийного дизеля со свободным впуском 2Ч 10,5/12 (Д-120) макетный образец двухцилиндрового комбинированного дизеля с охлаждением наддувочного воздуха, получивший обозначение МОД-120ТП.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- разработана математическая модель, позволяющая на основе предложенных безразмерных параметров и безразмерных функций наглядно иллюстрировать отличие термодинамических процессов во впускных коллекторах рядных комбинированных четырехтактных дизелей равного рабочего объема с числом цилиндров от одного до четырех включительно;

- конкретизированы основные факторы, определяющие активную зависимость показателей эффективности двухцилиндрового комбинированного четырехтактного дизеля от объема впускного трубопровода;

- получены экспериментальные характеристики влияния объема впускного трубопровода двухцилиндрового комбинированного дизеля на значения средневзвешенного за цикл адиабатического КПД компрессора;

- охлаждение наддувочного воздуха охарактеризовано как способ, позволяющий уменьшить объем впускного трубопровода двухцилиндрового комбинированного четырехтактного дизеля при параллельном улучшении показателей эффективности силовой установки.

Практическая ценность работы: Результаты работы могут быть полезны как для специалистов АО "Владимирский тракторный завод" при создании промышленной модификации дизеля Д-120 с газотурбинным наддувом, так и для работников других предприятий, проектирующих малоразмерные автотракторные ДВС.

Апробация работы: Основные материалы диссертационной работы были доложены и обсуждены в 1989 г. на научно-технической конференции Центрального научно-исследовательского института по моторостроению (г.Москва), а также ежегодно в период с 1989 по 1993 г.г. на заседаниях кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МГТУ им.Н.Э.Баумана.

Публикации: По теме диссертации опубликовано 3 печатные работы, а также получено 1 авторское свидетельство на изобретение.

Структура и объем работы: Диссертация состоит из введения, шести глав, описания основных результатов работы и списка использованной литературы. Объем работы составляет 198 страниц и содержит 46 рисунков, 15 таблиц. Список использованной литературы включает 109 наименований.

Работу можно раз делить на четыре части:

1. Обзор опубликованных материалов в спектре тенденции распространения наддува на малолитражные и малоцилиндровые ДВС.

2. Теоретический анализ термодинамических процессов во впускных трубопроводах комбинированных дизелей с числом цилиндров от одного до четырех и конкретизация направлений дальнейших исследований.

3. Проведение расчетных и экспериментальных исследований двухцилиндрового дизеля Д-120 как объекта форсирования путем применения газотурбинного наддува с охлаждением наддувочного воздуха.

4. Обобщение и анализ теоретических, расчетных и экспериментальных результатов исследований.

Автор благодарен сотрудникам отдела турбонаддува НАМИ за помощь при создании макетного образца, преподавателям кафедры ДВС Владимирского Государственного технического университета за содействие при проведении эксперимента и специалистам АО "Владимирский тракторный завод" за практическую поддержку в работе.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение посвящено обоснованию актуальности темы и цели настоящей работы, где также представлена краткая аннотация последней.

Первая глава содержит аналитический обзор тенденции распространения наддува на ДВС с рабочим объемом до 3 дм^3.

Показано, что начало применения наддува на четырехтактных двигателях с числом цилиндров менее четырех представляет собой закономерное явление, обусловленное с одной стороны активным процессом развития и распространения различных систем наддува, а с другой существенной долей малоцилиндровых ДВС в классе малолитражных двигателей. Последнее обусловл но определенными причинами, которые в работе перечислены.

Далее рассмотрены агрегатные системы наддува, применяемые и

исследуемые на малолитражных ДВС. Указаны особенности этих систем применительно к двух- и трехцилиндровым двигателям.

Поскольку термодинамические процессы, происходящие во впускной магистрали комбинированного ДВС, оказывают значительное влияние на газообмен и, соответственно, эффективность двигателя, а также то, что в качестве количественного фактора, определяющего необходимость применения увеличенного объема впускного трубопровода, выступает число цилиндров, поставлены следующие задачи второго этапа исследований:

1. Провести анализ циклов и процессов газообмена рядных дизелей с числом цилиндров от 1 до 4;

2. Методом математического моделирования произвести предварительную оценку основных отличий термодинамических процессов во впускных коллекторах комбинированных дизелей с числом цилиндров от 1 до 4 включительно на основе безразмерных критериев.

3. Путем теоретического анализа выделить факторы, определяющие активную зависимость показателей эффективности двухцилиндрового комбинированного дизеля от объема впускного трубопровода, и поставить задачи расчетных исследований для решения с использованием современных методов математического моделирования.

Анализ фазовых диаграмм тактов и процессов газообмена позволил получить вывод о том, что четырехтактные ДВС с числом цилиндров 1-3 объединяет общее свойство - наличие в течение цикла периодов абсолютного прерывания процессов газообмена. Угол поворота коленчатого вала, в течение которого все впускные клапаны двигателя закрыты, определен как "период отсутствия впуска", а когда все выпускные клапаны закрыты как "период отсутствия выпуска".

Качественный скачок, характеризуемый появлением (исчезновением) указанных периодов, который происходит на стыке числа цилиндров "три - четыре" позволяет среди поршневых четырехтактных ДВС выделить группу малоцилиндровых двигателей, сформулировав следующее определение: малоцилиндровый поршневой четырехтактный ДВС - это двигатель, для которого невозможно организовать непрерывное протекание одноименных процессов газообмена (впуска; выпуска) ни при каком порядке работы цилиндров.

В конце главы выполнен подробный анализ цикла дизеля Д-120.

Вторая глава посвящена разработке математической модели (ММ), соответствующей поставленной задаче и обеспечивающей проведение соизмерительной количественной оценки как текущих, так и

осредненных значений соответственно температуры и давления наддувочного воздуха во впускном трубопроводе четырехтактных дизелей с числом цилиндров 1-4.

Конструкционную основу модели составляют приводной компрессор, поршень и цилиндр, объем которого равен сумме объема впускного трубопровода V_s и рабочего объема всех цилиндров моделируемого двигателя iV_h.

Принадлежность модели к разряду элементарных определила соответствующие допущения и условия построения, среди которых:

- все процессы считаем изоэнтропными и адиабатными;
- рабочее тело - воздух, теплоемкость которого постоянна;
- массовый расход воздуха на входе в модель постоянен;
- гидродинамические и механические потери не учитываем.

Цикл действия модели разделен на две фазы. Первая фаза соответствует периоду отсутствия впуска, в течение которого поршень модели неподвижен, а вторая фаза - остальной части цикла, в течение которой поршень, передвигаясь из положения ВМТ в НМТ, освобождает объем iV_h.

Непрерывность процесса впуска у всех многоцилиндровых ДВС дает основание отождествлять в рамках работы с моделью понятия "четырехцилиндровый двигатель" и "многоцилиндровый двигатель".

Основу математического описания модели составляют уравнение первого закона термодинамики для открытой термодинамической системы и уравнение Менделеева-Клайперона.

Показано качественное отличие энергетических превращений в рассматриваемой термодинамической системе, наблюдаемое при сравнительном моделировании процессов во впускном трубопроводе малоцилиндровых и многоцилиндровых дизелей.

При формировании математического описания модели был введен ряд понятий, определений и обозначений, среди которых:

$\widetilde{Z}_1$ - относительная продолжительность первой фазы цикла, представляющая собой отношение периода отсутствия впуска к общей продолжительности цикла по углу поворота коленчатого вала;

$\widetilde{V}_s$ - относительный объем впускного трубопровода, представляющей собой отношение объема магистрали "выходной патрубок компрессора - впускные клапаны" к рабочему объему цилиндров двигателя;

$б_{p_s}$ - отношение разности максимального и минимального текущего значения абсолютного давления наддува к осредненному значению

последнего за цикл (степень пульсаций давления наддува).

$\xi G_к$ - пропорциональный массовый расход воздуха, представляющий собой произведение коэффициента избытка воздуха α, коэффициента продувки φ, удельного эффективного расхода воздуха g_e и среднего эффективного давления Pe : $\xi G_к = \alpha \cdot \varphi \cdot g_e \cdot Pe$.

Для соответствующего сопоставления зависимостей текущих значений давления P_j и температуры T_j наддувочного воздуха от угла поворота коленчатого вала φ_j, имеющих место в модели при имитации физических процессов во впускных коллекторах малоцилиндровых (признак $\widetilde{Z}_1 > 0$) и многоцилиндровых (признак $\widetilde{Z}_1 = 0$) дизелей с равным рабочим объемом цилиндров, разработаны безразмерные функции $\Phi\lambda(\varphi_j)$ и $W\lambda(\varphi_j)$:

$$\Phi\lambda(\varphi_j) = \frac{P_j\ (\widetilde{Z}_1 > 0;\ \widetilde{V}_S = C_1;\ \xi G_к = C_2;\ \varphi_j = C_3)}{P_j\ (\widetilde{Z}_1 = 0;\ \xi G_к = C_2;\ \varphi_j = C_3)}$$

$$W\lambda(\varphi_j) = \frac{T_j\ (\widetilde{Z}_1 > 0;\ \widetilde{V}_S = C_1;\ \xi G_к = C_2;\ \varphi_j = C_3)}{T_j\ (\widetilde{Z} = 0;\ \xi G_к = C_2;\ \varphi_j = C_3)}$$

Аналогично для сопоставления средних за цикл значений давления и температуры введены безразмерные параметры $f\lambda$ и $\omega\lambda$:

$$f\lambda = \frac{\oint P_j d\varphi\ (\widetilde{Z}_1 > 0)}{\oint P_j d\varphi\ (\widetilde{Z}_1 = 0)}; \qquad \omega\lambda = \frac{\oint T_j d\varphi\ (\widetilde{Z}_1 > 0)}{\oint T_j d\varphi\ (\widetilde{Z}_1 = 0)}.$$

Доказано, что безразмерные параметры $f\lambda$ и $\omega\lambda$ определяются только относительной продолжительностью первой фазы цикла $\widetilde{Z}_1$ и относительным объемом впускного трубопровода $\widetilde{V}_S$:

$$f\lambda = f\lambda\ (\widetilde{Z}_1,\ \widetilde{V}_S) \qquad \omega\lambda = \omega\lambda\ (\widetilde{Z}_1;\ \widetilde{V}_S)$$

Заключительная часть второй главы посвящена определению степени влияния конструкционных критериев $\widetilde{Z}_1$ и $\widetilde{V}_S$ на параметры $f\lambda$ и $\omega\lambda$. Для решения интегральных уравнений использован численный способ Симпсона с применением ПЭВМ.

С использованием безразмерных параметров $f\lambda$ и $\omega\lambda$ получены универсальные уравнения соответственно для определения степени пульсаций давления наддува δ_p и адиабатической работы сжатия в компрессоре модели за цикл $L_{к.м.ад}$:

$$\delta_p = f\lambda^{-1} \cdot \left[(1 + \widetilde{Z}_1 / \widetilde{V}_S)^k - 1 \right]$$

$$L_{к.м.ад} = \frac{k \cdot (\xi G_к \cdot T_0 \cdot C)^k}{(k-1) \cdot P_0^{k-1}} \cdot iV_h \cdot \left[\omega\lambda - (P_0 / (\xi G_к \cdot T_0 \cdot C))^{k-1} \right]$$

где:

k – показатель адиабаты для воздуха;

P_o, T_o – давление и температура окружающей среды;

C – произведение безразмерных и размерных констант.

Третья глава включает в себя результаты сравнительного анализа малолитражных комбинированных дизелей с числом цилиндров 1-4 исходя из условного предположения о том, что предложенные безразмерные функции $\Phi\lambda(\varphi_j)$ и $W\lambda(\varphi_j)$ адекватно отражают соотношение действительных термодинамических параметров во впускных трубопроводах сравниваемых типов ДВС.

Представлены условия сравнения, в частности определяющие равенство масс свежего заряда, равенство рабочих объемов, равенство относительных объемов $\widetilde{V}_s$ для всех случаев сопоставления.

Введены понятия соотносительных коэффициентов $X\omega$ и X_L соответственно представляющих собой отношения:

$$X\omega = \frac{L_{к.ад}\ (\widetilde{Z}_1>0)}{L_{к.ад}\ (\widetilde{Z}_1=0)}\ ;\qquad X_L = \frac{L_к\ (\widetilde{Z}_1>0)}{L_к\ (\widetilde{Z}_1=0)}$$

где $L_{к.ад}$, $L_к$ – величины адиабатической и действительной работы сжатия рабочего тела в компрессоре малоцилиндрового $(\widetilde{Z}_1>0)$ и многоцилиндрового $(\widetilde{Z}_1=0)$ дизеля.

С использованием универсального уравнения адиабатической работы сжатия в компрессоре модели получено развернутое уравнение для определения соотносительного коэффициента $X\omega$, анализ которого показал, что $X\omega$ зависит от следующих управляемых параметров:

$$X\omega = X\omega\ \{\ \xi G_к;\ \widetilde{Z}_1;\ \widetilde{V}_S\ \}\ .$$

Представлены результаты расчетов, отражающие определяющее влияние относительного объема $\widetilde{V}_S$ на коэффициент $X\omega$.

Введено понятие соотноосительного коэффициента адиабатического КПД компрессора $X\eta$, представляющего собой отношение

$$X\eta = \frac{\overline{\eta}_{к.ад.}\ (\widetilde{Z}_1>0)}{\overline{\eta}_{к.ад.}\ (\widetilde{Z}_1=0)}$$

где $\overline{\eta}_{к.ад.}$, $\overline{\eta}_{к.ад.}$ – величины средневзвешенного за цикл адиабатического КПД конкретного компрессора, имеющие место при работе последнего соответственно на малоцилиндровом $(\widetilde{Z}_1>0)$ и многоцилиндровом $(\widetilde{Z}_1=0)$ двигателе.

Это позволило получить наглядную количественную характеристику снижения эффективности компрессорной ступени по мере уменьшения числа цилиндров двигателя и составить уравнение для опреде-

ления соотносительного коэффициента действительных работ сжатия в компрессоре X_L: $X_L = X\omega / X\eta$.

Констатировано, что на соотносительный коэффициент X_L действительной работы сжатия в компрессоре основное влияние оказывает соотносительный коэффициент $X\omega$ адиабатической работы.

Далее показано, что степень пульсаций давления наддува δ_p в разработанной математической модели не зависит от массы свежего заряда, а определяется лишь значениями $\widetilde{V}_s$ и $\widetilde{Z}_1$, характер влияния которых на δ_p аналогичен влиянию на $X\omega$.

С использованием математического описания безразмерной функции $\Phi\lambda(\varphi_j)$ получено выражение, характеризующее неравномерность наполнения цилиндров свежим зарядом двух- и трехцилиндровых комбинированных дизелей:

$$\frac{m_{св.з\ max}}{m_{св.з\ min}} = 1 + \frac{\widetilde{Z}_1 \cdot (i - 1)}{\widetilde{V}_S \cdot i + 1},$$

где: i - число цилиндров;

$m_{св.з\ min}$, $m_{св.з\ max}$ - соответственно наименьшее и наибольшее количество массы свежего заряда, поступающей в отдельные цилиндры двигателя за цикл.

Обобщение результатов сравнения малоцилиндровых и многоцилиндровых комбинированных ДВС с помощью математической модели привело к обозначению трех отрицательных свойств двигателей с числом цилиндров 1-3, прогрессирующих по мере уменьшения относительного объема впускного трубопровода V_S и числа цилиндров:

- относительно большая неравномерность наполнения цилиндров свежим зарядом (двух-, трехцилиндровые ДВС);
- относительно меньшая эффективность компрессора;
- относительно большая адиабатическая работа компрессора за цикл (сравнение при одинаковой массе свежего заряда).

Четвертая глава содержит описание расчетных исследований, анализ их результатов и обоснование актуальности эксперимента на развернутом двигателе.

Первая часть посвящена завершению анализа материалов предыдущей главы, в результате чего выделены три способа по нейтрализации отрицательных свойств малоцилиндровых комбинированных ДВС :

- увеличение объема впускного трубопровода;
- уменьшение продолжительности периода отсутствия впуска;
- применение охлаждения наддувочного воздуха.

Далее обоснована приоритетность первого и третьего способов. Расчетные исследования построены на классическом плане многофакторного эксперимента. Обосновано условие проведения расчетов при фиксации сочетания среднего эффективного давления P_e, действительного коэффициента избытка воздуха α и частоты вращения коленчатого вала n. Аргументированы величины указанных констант и уровни варьирования входных переменных, после чего поставлены следующие расчетные задачи:

1. В диапазоне значений относительного объема впускного трубопровода от 0,8 до 9,5 провести расчет и соответствующее количественное сопоставление основных параметров эффективности системы наддува, газообмена и цикла для дизеля Д-120Т и гипотетического четырехцилиндрового комбинированного дизеля с равным рабочим объемом цилиндров;

2. Определить влияние степени охлаждения наддувочного воздуха δ_x в диапазоне варьирования от 0 до 1 на параметры эффективности дизеля Д-120Т и его системы наддува при фиксированном объеме впускного трубопровода, равном 1,35.

3. Определить влияние относительного объема впускного трубопровода в диапазоне варьирования от 0,8 до 9,5 на адиабатический КПД и адиабатический напор компрессора дизеля Д-120Т при значениях степени охлаждения воздуха δ_x = 0,25; 0,50; 0,75; 1,0.

Далее представлены методика и программа расчетного эксперимента, где, в частности, приведены значения основных параметров, фиксируемых в процессе расчета, и указаны расчетные параметры.

Следующая часть главы посвящена выбору программного средства, обеспечивающего выполнение условий и методики расчетного эксперимента. Показано, что сформулированным требованиям в полной мере соответствует программа "Дизель", разработанная под руководством доцента Ивина В.И. на кафедре Э-2 МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Математическая модель, реализованная в программе "Дизель", основана на методах термодинамики и предназначена для описания термодинамических и газодинамических процессов в составных частях комбинированного двигателя, который рассматривается как сложная термодинамическая система, состоящая из нескольких простых систем, обменивающихся между собой и с окружающей средой в общем случае теплотой, работой и массой.

В перечень основных уравнений входит дифференциальное уравнение сохранения энергии (уравнение первого закона термодинамики)

для открытой термодинамической системы , дифференциальное уравнение сохранения массы и уравнение состояния рабочей газовой смеси:

$$dU = dQ_x - dQ_w + \sum_{к=1}^{n} i^*_{к(вп)} dm_{к(вп)} - \sum_{j=1}^{s} i^*_{j(в)} dm_{j(в)} - PdV$$

$$dm = dm_{(вп)} - dm_{(в)}$$

$$PV = mRT$$

Представлено описание внесенного в программу дополнения, необходимость которого обусловлена спецификой задач расчета.

В разделе, посвященном обобщению результатов расчетного эксперимента, содержатся материалы анализа, констатирующие:

а) существенное отличие интенсивности влияния относительного объема впускного трубопровода на показатели сравниваемых двигателей, что подтверждает положения теоретического моделирования;

б) увеличение степени охлаждения $б_x$ во всем диапазоне варьирования при фиксированном объеме впускного трубопровода дизеля Д-120Т характеризуется двумя главными факторами:

- пропорциональным уменьшением требуемого адиабатического напора компрессора для обеспечения заданной мощности дизеля;
- степень охлаждения не влияет на неравномерность наполнения и работы цилиндров исследуемого дизеля;

в) уменьшение относительного объема $\bar{V}_s$ за счет соответствующего увеличения степени охлаждения $б_x$ может происходить практически без изменения расчетных значений действительной работы сжатия в компрессоре, требуемой для обеспечения заданной эффективной мощности дизеля.

Пятая глава включает материалы экспериментальных исследований макетного образца МОД-120ТП, главные задачи которых:

1. Проверить правильность теоретических и расчетных оценок выявленных факторов как определяющих интенсивную зависимость параметров эффективности двухцилиндрового комбинированного дизеля от объема впускного трубопровода.

2. Проверить возможность снижения относительного объема впускного трубопровода двухцилиндровой силовой установки при параллельном улучшении ее показателей эффективности путем применения охлаждения наддувочного воздуха.

Начало главы посвящено постановке методических задач в соответствии с классическим планом многофакторного эксперимента, оп-

редельющим последовательность однофакторных экспериментов.

Изложена программа эксперимента, где запланировано снятие серии нагрузочных характеристик исследуемого дизеля на четырех скоростных режимах в диапазоне 1200 - 2000 мин$^{-1}$:

а) без охлаждения наддувочного воздуха при трех значениях относительного объема впускного трубопровода $\widetilde{V}_s$ с основным уровнем $\widetilde{V}_s = 4,4$ и интервалом варьирования $\Delta\widetilde{V}_s = 3,6$

б) с водо-воздушным охладителем наддувочного воздуха, обеспечивающим относительный объем впускного трубопровода $\widetilde{V}_s = 4,0$, при трех значениях расхода охлаждающего агента.

В разделе, посвященном описанию объекта исследований, экспериментальной установки и измерительной аппаратуры отмечено, что фактические значения относительного объема впускного трубопровода составляют ряд 0,82; 4,34; 8,14, который обеспечивается установкой различных ресиверов между впускным коллектором и компрессором дизеля МОД-120ТП. С охладителем наддувочного воздуха относительный объем $\widetilde{V}_s$ равен 3,98.

Обоснована и представлена методика оценки неравномерности наполнения цилиндров исследуемого дизеля на основе определения среднего давления насосных ходов и среднего индикаторного давления только в одном цилиндре при фиксации различных сочетаний нагрузочного и скоростного режима.

Индицирование давления во впускном и выпускном коллекторах, высокого и низкого давления в цилиндре исследуемого дизеля МОД-120ТП выполнено с помощью электропневматического индикатора МАИ-2. Частота вращения ротора турбокомпрессора определялась с помощью радиоволнового тахометра.

Методика обработки результатов испытаний специфична формулой определения средневзвешенного за цикл адиабатического КПД компрессора $\overline{\eta}_{к.ад.}$, которая отличается поправочным коэффициентом A_0:

$$\overline{\eta}_{к.ад.} = \frac{A_0 \cdot \oint H_{к.адj} \cdot G_{кj} \cdot dt}{\oint (H_{к.адj} / \eta_{к.адj}) \cdot G_{кj} \cdot dt},$$

где $H_{к.адj}$ - текущее значение адиабатического напора, кДж/кг;

$\eta_{к.адj}$ - текущее значение адиабатического КПД компрессора, определяемое по многопараметровой характеристике;

$G_{кj}$ - текущее значение расхода воздуха, кг/с;

Для обеспечения расчетов по указанной формуле с помощью специализированной безмоторной установки получена экспериментальная

многопараметровая характеристика компрессора используемого ТКР.

Далее проведен анализ влияния относительного объема впускного трубопровода $\tilde{V}_s$ на эффективность компрессора дизеля МОД-120ТП. Представлено сопоставление значений кажущегося (фиктивного) и средневзвешенного за цикл адиабатического КПД компрессора.

Заключительная часть главы содержит результаты экспериментальных исследований дизеля МОД-120ТП с охладителем наддувочного воздуха, эффективность применения которого характеризуют таблица, рисунки 1 и 2.

Режимы максимальной (эксплуатационной) мощности дизеля МОД-120ТП при различных комплектациях впускной магистрали

Параметры двигателя		$\tilde{V}_s$=0,82 δ_x=0	$\tilde{V}_s$=4,34 δ_x=0	$\tilde{V}_s$=8,14 δ_x=0	$\tilde{V}_s$=3,98 δ_x=0,7
n,	мин$^{-1}$	2000	2000	1800	1800
		(0)	(0)	(-10%)	(-10%)
Ne,	кВт	21,8	31,2	31,2	34,0
		(-1,3%)	(+41,2%)	(+41,2%)	(+53,8%)
Pe,	МПа	0,63	0,90	1,00	1,09
		(-1,3%)	(+41,2%)	(+56,8%)	(+71,0%)
g_e,	г/кВт·ч	265	237	226	220
		(+8,1%)	(-3,3%)	(-7,8%)	(-10,2%)
$N_л$,	кВт/дм^3	10,5	15,0	15,0	16,4
$m_{уд}$,	кг/кВт	11,28	8,01	8,17	7,76
		(+3,9%)	(-26,2%)	(-24,8%)	(-31.1%)

Примечание: значения в скобках - это соответствующие изменения относительно параметров номинального режима серийного дизеля Д-120 : $Ne_э$=22.1кВт и $g_{e\,э}$=245 г/кВт·ч при n=2000 мин$^{-1}$.

Шестая глава посвящена подведению итогов настоящей работы. В начале главы представлен вывод о достоверности теоретических и расчетных результатов работы, полученный на основе использования материалов эксперимента. Далее дана общая характеристика особенностей физических процессов во впускном трубопроводе двухцилиндрового комбинированного дизеля и характер их влияния на параметры эффективности системы наддува и силовой установки в целом.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Качественное отличие четырехтактных двигателей с числом цилиндров 1-3 относительно многоцилиндровых ДВС заключается в наличии периодов абсолютного прерывания процесса впуска и процесса выпуска соответственно продолжительностью по углу поворота коленчатого вала 50...500 и 60...490 градусов в зависимости от числа цилиндров и фаз газораспределения.

2. Главная особенность работы двухцилиндровых четырехтактных комбинированных дизелей обусловлена их принадлежностью к разряду малоцилиндровых ДВС и заключается в прерывистом подводе рабочего тела на колесо турбины и периодическом нагнетании воздуха в конечный объем впускного трубопровода, что определяет высокую нестационарность соответствующих потоков массы.

3. Периодичность и прерывистость течения газа через впускные клапаны двигателя 2ЧН 10,5/12 определяет неблагоприятный характер процессов в магистрали воздухоподачи, который особенно сильно проявляется при малом относительном объеме впускного трубопровода ($\tilde{V}_s < 1$) и является причиной нежелательных эффектов, а именно:

- аномально высоки степень пульсаций давления наддува и степень неравномерности наполнения цилиндров, которые превышают соответственно 60% и 20%;
- требуется как минимум в 1,5 раза большая адиабатическая работа сжатия в компрессоре для обеспечения заданной суммарной цикловой подачи свежего заряда в двигатель по сравнению с работой для четырехцилиндрового комбинированного дизеля равного рабочего объема цилиндров.

4. Средневзвешенный адиабатический КПД компрессора макетного образца МОД-120ТП (2ЧН 10,5/12) на 33% ниже расчетного при относительном объеме впускного трубопровода, близком к единице, вследствие большой амплитуды колебания давления наддува.

5. Увеличение относительного объема впускного трубопровода дизеля МОД-120Т.1 в диапазоне варьирования от 0,82 до 8,14 сопровождается улучшением абсолютных показателей эффективности силовой установки, что обусловлено стабилизацией степени повышения давления в компрессоре и соответствующим возрастанием адиабатического КПД последнего, выравниванием наполнения цилиндров свежим зарядом и снижением адиабатической работы сжатия в компрессоре при каждом рассматриваемом массовом наполнении двигателя свежим зарядом.

6. Результаты расчетных и экспериментальных исследований показывают, что увеличение относительного объема впускного трубопровода двухцилиндрового четырехтактного комбинированного дизеля выше 8,5 не может дать значимый положительный эффект.

7. Охлаждение наддувочного воздуха снижает адиабатическую работу сжатия в компрессоре двухцилиндрового дизеля, требуемую для обеспечения заданного массового наполнения свежим зарядом, поэтому играет роль положительного фактора, частично компенсирующего неблагоприятные условия работы компрессора указанного ДВС.

8. Применение охлаждения наддувочного воздуха позволило уменьшить относительный объем впускного трубопровода дизеля МОД-120Т.1 с 8,14 до 3,98 при параллельном увеличении эффективной мощности на 9% и снижении удельного эффективного расхода топлива на 6 г/кВт*ч или 2,7%.

9. Комплексная оптимизация величин относительного объема впускного трубопровода, степени охлаждения наддувочного воздуха и периода отсутствия впуска (фаз газораспределения) представляет собой один из резервов улучшения эффективных показателей двухцилиндрового комбинированного дизеля Д-120Т (2ЧН 10,5/12).

10. Создание высокоэффективных малолитражных ДВС на базе комбинированных двухцилиндровых четырехтактных дизелей представляет собой актуальную задачу, перспективность положительного решения которой подтверждают результаты настоящей работы.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Азбель А.Б., Ивин В.И., Фомин П.В. Применение наддува на двухцилиндровых дизелях // Исследование, конструирование и расчет тепловых двигателей внутреннего сгорания: Сб.научн.тр. НАМИ. - 1991. С. 100-110.

2. Азбель А.Б., Фомин П.В., Перспективы создания высокоэффективных автотракторных поршневых двигателей малого литража на базе комбинированных малоцилиндровых ДВС // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1993. - N 12. - С. 8-13.

3. Азбель А.Б., Фомин П.В. Оценка амплитуды давления наддува малоцилиндровых дизелей // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1994. - N 4. - С. 23-25.

4. А.С. 1701953 СССР, МКИ F 02 B 27/00. Двигатель внутреннего сгорания / А.Б. Азбель, Н.Ю. Зубрилин, П.В. Фомин и др. / СССР/. - N 4659935/06. Опубл. 21.06.91. Бюл.N 27 // Открытия, изобретения.:. 1991.- N27. - С. 45-47.

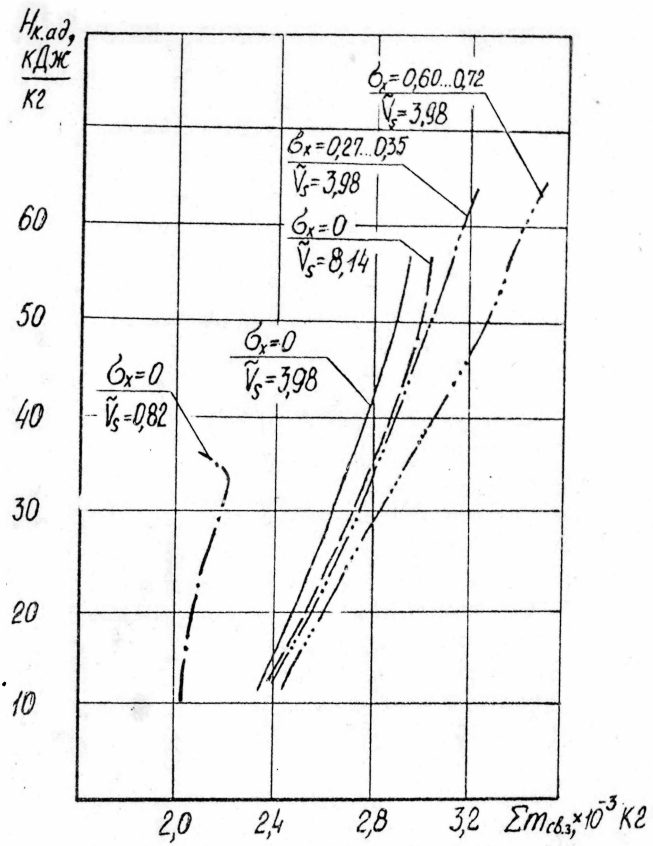


Рис.1. Влияние относительного объема впускного трубопровода и степени охлаждения наддувочного воздуха на взаимосвязь адиабатического напора компрессора и суммарной цикловой подачи свежего заряда при работе дизеля МОД-120ТП по нагрузочной характеристике на режиме n = 2000 мин$^{-1}$

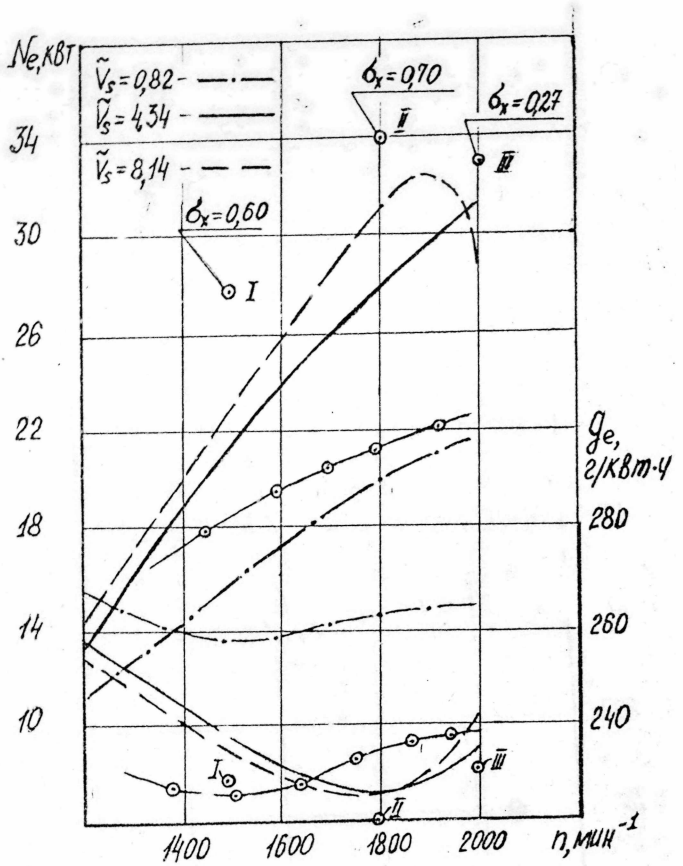


Рис.2. Внешние скоростные характеристики дизеля МОД-120ТП в различных комплектациях магистрали воздухоснабжения

I, II, III – комплектация с охладителем наддувочного воздуха при $\tilde{V}_S$ = 3,98

—o— – дизель Д120У (свободный впуск)

Подписано к печати 12.05.91г. Объем 1 п.л. Тираж 100 экз.
Заказ 128 Типография МГТУим. Н.Э.Баумана

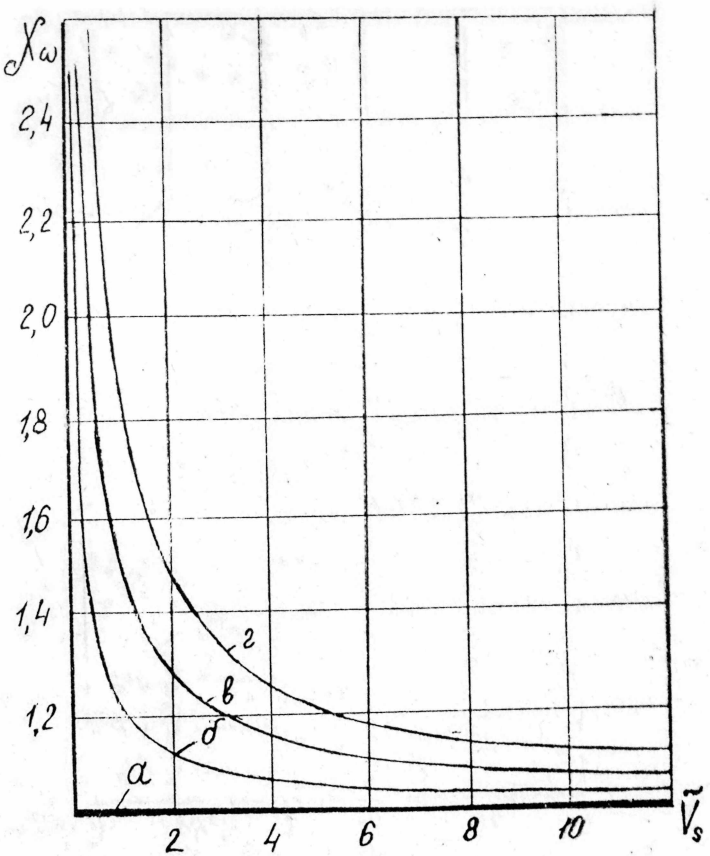


Рис.3. Влияние относительного объема впускного трубопровода на соотносительный коэффициент адиабатической работы сжатия в компрессоре модели χ_ω

$\Sigma G_к = 425,6$ МПа·г/(кВт·ч)

а)- $\tilde{Z}_1 = 0$ $(i \geq 4)$; б)- $\tilde{Z}_1 = 0,172$ $(i = 3)$

в)- $\tilde{Z}_1 = 0,407$ $(i = 2)$; г)- $\tilde{Z}_1 = 0,672$ $(i = 1)$

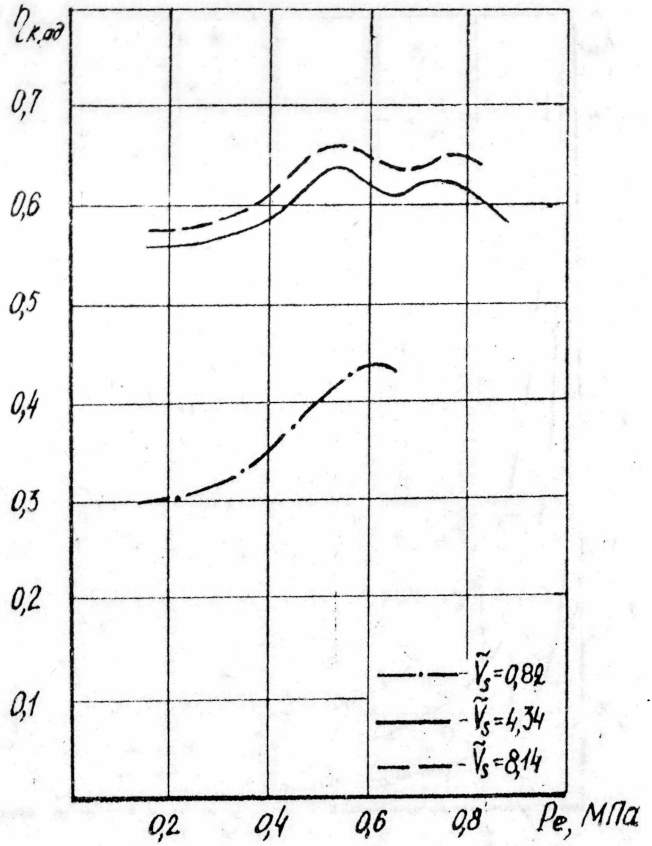


Рис.4. Влияние относительного объема впускного трубопровода на кажущийся адиабатический КПД компрессора, наблюдаемое при работе дизеля МОД-120ТП по нагрузочной характеристике на режиме n = 2000 мин$^{-1}$