

1324306

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамя

высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

БЕЛОТЦОВ Владимир Иванович

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ВПУСКНОЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЯ
НА ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА ПЕРЕД ВПУСКНЫМИ ОРГАНАМИ

Специальность 05.04.С2 - тепловые двигатели

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1978

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена
Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени
Баумана, экспериментальная часть - во Владимирском поли-
техническом институте и на Владимирском тракторном заводе
имени А.А.Жданова.

Научный руководитель: Заслуженный деятель науки и техники
РСФСР, доктор технических наук,
профессор М.Г.Круглов.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Г.П.Покровский,
кандидат технических наук, доцент
К.А.Морозов.

Ведущее предприятие: Научно-исследовательский конструкторско-технологический институт
двигателей /НИКТИД/.

Защита диссертации состоится " 15 " мая 1978 г.
на заседании Специализированного Совета К-33/5 "Тепловые
машины и теоретические основы теплотехники" Московского
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего
технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу: Москва,
ул. Бауманская, д. 15 корпус "Энергомашинно-

вах, заверенный
решением Совета: Москва,
им. Н.Э.Баумана,
Библиотеке МВТУ

_____ 1978 г.

М 324306

Манушин

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1324306

Белотелов В.И. Эксперимент

Актуальность проблемы. В "Основных направлениях развития народного хозяйства СССР на 1976-1980 годы" поставлена задача перед моторостроительными заводами отрасли тракторного и сельскохозяйственного машиностроения - обеспечить дальнейшее повышение литровой мощности и экономичности дизелей, а также уменьшение загрязнения окружающей среды.

Одним из путей улучшения показателей дизелей является совершенствование рабочего процесса с помощью выбора рациональной конструкции впускного тракта и отдельных его элементов с целью эффективного использования газодинамических явлений, сопровождающих процесс газообмена.

В настоящее время для определения параметров воздуха перед впускными органами применяют расчетные методы, базирующиеся, как правило, на системе дифференциальных уравнений в частных производных гиперболического типа. Решение этих уравнений в общем случае невозможно. Поэтому используют допущения, которые упрощают решение задачи, но искажают физическую сущность рассматриваемых явлений.

Особые трудности представляет задача, связанная с исследованием параметров воздуха при резонансном режиме колебаний давления во впускном тракте. Общие методы решения этой задачи отсутствуют. По указанной причине исследование влияния конструкции впускного тракта на характер газодинамических явлений перед впускными органами дизелей актуально.

Цель работы. Целью настоящей работы является создание методики расчета для определения: амплитуды колебаний давления воздуха перед впускными органами при известных размерах, схеме впускного трубопровода и частоте вращения коленчатого вала; рациональных размеров /длины и площади поперечного сечения/ впускного трубопровода дизеля, обеспечивающих в результате резонансного или инерционного наддува наибольшее повышение давления газа перед впускными органами в конце впуска на заданном скоростном режиме при выбранной схеме трубопровода.

Научная новизна. Разработаны методики:

- теоретического исследования газодинамических явлений во впускном тракте при инерционном и резонансном наддуве на базе теории параметрических колебаний;

11324306

- определения коэффициента наполнения работающего дизеля по результатам исследования на режиме прокрутки;
- экспериментального определения подогрева свежего заряда в дизеле с воздушным охлаждением;
- исследования зависимости логарифмического декремента затухания при резонансном наддуве от размеров трубопровода и интенсивности колебаний, а также среднего давления перед выпускными органами в период выпуска при инерционном наддуве от размеров трубопровода и интенсивности внешнего воздействия.

В ходе исследования установлена зависимость для определения максимальной амплитуды колебаний давления идеального газа в открытой с одного конца трубе при резонансном режиме колебаний.

Практическая ценность. Получены зависимости для определения рациональных диаметра и длины впускного трубопровода, настроенного на резонансный или инерционный наддув цилиндров дизеля, а также для определения минимального объема резонатора, включенного во впускной тракт с воздухоочистителем.

Разработана методика упрощенного расчета на ЭВМ процесса наполнения дизеля с учетом газодинамических явлений с использованием результатов экспериментального определения подогрева свежего заряда и осциллограмм изменения колебаний давления воздуха перед впускными органами.

Внедрение и реализация в промышленности. Разработанная в работе методика расчета конструктивных параметров элементов впускного тракта при настройке его на резонансный или инерционный наддув внедрена на Владимирском тракторном заводе.

Апробация работы. Основное содержание работы было изложено и одобрено на ежегодных научно-технических конференциях Владимирского политехнического института в 1970...1977 гг. и на заседании кафедры Э-2 МВТУ им. Баумана. По результатам работы опубликовано пять статей.

Съем работы. Работа изложена на 139 с., содержит 43 рисунка, состоит из введения, четырех глав, выводов и списка использованной литературы из 133 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Первая глава содержит обзор выполненных теоретических и экспериментальных исследований, посвященных изучению физической сущности газодинамических явлений, сопровождающих процесс

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ
БИБЛИОТЕКА

газообмена. Анализируются существующие методы расчета параметров газа во впускном тракте перед впускными органами.

Исследование газообмена с учетом газодинамических явлений во впускном тракте связано с поисками методов решения системы дифференциальных уравнений, описывающей неустановившееся движение газа. Исследование процесса наполнения в общем случае связано с решением трех краевых задач: о цилиндре, о трубопроводе и о воздухоочистителе. Движение газа во впускном трубопроводе можно рассматривать как одномерное. В трудах ученых нашей страны и работах зарубежных ученых /А.С.Орлина, М.Г.Круглова, Я.А.Егорова, R. Benson, W. Brandstetter и др./ показано, что для решения уравнений неустановившегося движения газа во впускном трубопроводе могут применяться квазистационарный и численные методы, к числу которых относятся метод характеристик, или метод бегущих волн, метод сеток, или метод конечных разностей. Все указанные методы отличаются большой трудоемкостью вычислительных работ. Однако основные трудности при их использовании предопределяются сложностью выбора граничных условий у входа во впускной трубопровод и у впускных органов. Граничные условия выбирают, как правило, на основе результатов теоретических и экспериментальных исследований. Параметры газа в цилиндре рассчитывают квазистационарным методом. Потери во впускных органах учитывают с помощью коэффициента расхода. Давление у открытого конца трубопровода обычно считают постоянным. Потери в указанном сечении учитывают с помощью коэффициента местного сопротивления. Коэффициенты сопротивления и расхода определяют методом статической продувки элементов впускного тракта.

Однако общий недостаток всех указанных методов расчета процесса наполнения в том, что исследование параметров газа во впускном трубопроводе в условиях резонансного режима колебаний давления связано с большими трудностями, которые в основном объясняются сложностью физической сущности рассматриваемых явлений и недостаточной их изученностью.

В трудах М.А.Хайлова, Г.Ламба разработан метод расчета переменной составляющей давления газа перед впускными органами, основанный на разложении функции возмущающего воздействия в ряд Фурье с последующим суммированием гармоник и их отражений от обоих концов трубопровода.

Достоинство метода заключается в отсутствии необходимости решения дифференциальных уравнений движения газа и, следовательно, выбора граничных условий, что достигается с помощью использования в расчете декремента затухания колебаний давления. Значения декремента затухания принимают на основании обработки экспериментальных диаграмм колебаний давления перед впускными органами.

Следует отметить, что указанный метод исследования газодинамических эффектов недостаточно четко объясняет физическую сущность рассматриваемых явлений.

Отмеченный недостаток может быть устранен при использовании для исследования колебаний газа метода фазовой плоскости и теории параметрических колебаний, существенно упрощающих решение задачи без какого-либо искажения физической картины рассматриваемого процесса.

На основании изложенного анализа в диссертации поставлены следующие задачи:

1. Исследовать влияние конструктивных особенностей дизеля, размеров и схемы впускного трубопровода на амплитудную и частотную характеристики колебаний давления воздуха перед впускными органами с помощью:

а/ теоретического исследования физической сущности динамики процесса в тракте на основе метода фазовой плоскости и теории параметрических колебаний;

б/ экспериментального исследования газодинамических явлений в условиях широкого диапазона изменения конструктивных параметров тракта и частоты вращения коленчатого вала.

2. Исследовать условия, обеспечивающие возникновение резонанса колебаний давления воздуха во впускном трубопроводе.

3. Исследовать расчетным способом влияние изменения параметров воздуха перед впускными органами на наполнение дизеля.

Вторая глава посвящена теоретическому исследованию колебаний газа во впускном тракте дизеля в резонансном режиме.

Для уточнения физической сущности газодинамических явлений во впускном тракте рассмотрено:

- истечение ранее покоящегося газа в трубе в пустоту;
- свободные колебания газа в трубе с обоими закрытыми концами;

На основании выполненного анализа показано, что

- колебания газа с конечной амплитудой колебаний давления сопровождаются перемещением массы газа в пределах волны;

- амплитуда колебаний давления газа зависит от величины полной производной плотности газа по времени, а формирование волны в основном зависит от конвективного члена $w_x \frac{\partial \rho}{\partial x}$;

- газ в трубе с одним закрытым и вторым открытым концами представляет собой колебательную систему только в сочетании с окружающей средой, так как его свободные колебания могут совершаться лишь при условии возможности массообмена с окружающей средой;

- амплитуда свободных колебаний зависит от интенсивности массообмена между полостью трубы и окружающей средой;

- свободные колебания газа в трубе представляют собой параметрические колебания, так как перемещение массы газа в пределах волны приводит к периодическому изменению параметров колеблющейся среды, например плотности.

Для анализа колебаний давления на максимум амплитуды рассмотрены свободные колебания идеального газа в трубе с обоими закрытыми концами. Тогда, используя газодинамическую функцию давления и учитывая, что колебания по определению всегда происходят относительно состояния равновесия, т.е. $\rho = \rho_0$ и принимая $\rho^* = \rho_0 + A\rho$, $\bar{A}\rho = \frac{A\rho}{\rho_0}$, получим

$$\bar{A}\rho = \left[\left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right]^{-1} - 1. \quad (I)$$

Колебания давления с максимальной амплитудой возможны лишь при условии перемещения массы газа в пределах волны с максимальной скоростью $w_x = w_{xmax} = a$, т.е. при $\lambda = 1$. Учитывая, что для воздуха $\kappa = 1,4$, получим

$$\bar{A}\rho_{max} = 0,893. \quad (2)$$

Из (I) и (2) следует, что значение амплитуды колебаний давления конечно, в том числе в случае резонансных колебаний идеального газа.

Для анализа колебаний газа в индивидуальном впускном трубопроводе принята физическая модель в виде короткой трубы с одним закрытым и другим открытым концами. Под короткой подразумевают трубу, длина которой меньше длины волны вынужденных колебаний газа в ней.

Очевидно, что интенсивность массообмена между полостью впускного трубопровода и окружающей средой при свободных

колебаниях, а следовательно, и амплитуда этих колебаний, зависят от интенсивности внешнего воздействия на колебательную систему при вынужденных колебаниях.

При анализе интенсивности внешнего воздействия на колеблющуюся среду считаем, что полость впускного трубопровода сообщается через органы газообмена с полостью цилиндра, а второй конец трубы закрыт. Это следует из допущения, что в период проявления внешнего воздействия массообмен между полостью трубопровода и окружающей средой отсутствует. Очевидно, что под продолжительностью внешнего воздействия следует считать интервал времени от момента начала поступления свежего заряда из трубопровода в цилиндр до момента, соответствующего приходу волны возмущения к противоположному концу трубопровода. За указанный интервал времени коленчатый вал повернется на угол $\varphi_{\text{в}} = \varphi_{\text{квв}} - \varphi_{\text{нвв}}$, которому соответствует перемещение поршня $S_{\text{фвв}} = S_{\text{фк}} - S_{\text{фн}}$ и изменение объема цилиндра $V_{\text{фвв}} = V_{\text{фк}} - V_{\text{фн}}$. Таким образом, внешнее воздействие проявляется в изменении объема трубопровода на величину $V_{\text{фвв}}$, вызывая изменение параметров колеблющейся среды, например плотности ρ . Иными словами, внешнее воздействие в данном случае представляет собой параметрическое воздействие. Это служит основанием для рассмотрения газодинамических явлений во впускном тракте на базе теории параметрических колебаний.

Из анализа фазовых портретов процесса во впускном тракте следует, что наибольший интерес представляют два случая:

1. Амплитуда свободных колебаний к концу цикла пренебрежимо мала, а максимальная амплитуда колебаний давления перед впускными органами в основном зависит от интенсивности внешнего воздействия на колеблющуюся среду в данном цикле, что соответствует настройке тракта на инерционный наддув

$$\bar{A}_{p \max} = \Delta \bar{A}_{p \text{ вв}}. \quad (3)$$

2. Амплитуда свободных колебаний в конце цикла сопоставима с максимальной амплитудой колебаний давления перед впускными органами, складывающейся из амплитуды колебаний давления в конце цикла $\bar{A}_{p \text{ ост}}$ и приращения амплитуды $\Delta \bar{A}_{p \text{ вв}}$, вызванного внешним воздействием на колеблющуюся среду в данном цикле

$$\bar{A}_{p \max} = \bar{A}_{p \text{ ост}} + \Delta \bar{A}_{p \text{ вв}}, \quad (4)$$

что соответствует настройке тракта на резонансный наддув.

Таким образом, равенство (3) представляет собой условие

настройки впускного тракта на инерционный наддув. Условие настройки впускного тракта на резонансный наддув имеет вид

$$\Delta \bar{A}_{pвв} \cong \Delta \bar{A}_{pз}, \quad (F)$$

где $\Delta \bar{A}_{pз}$ - уменьшение амплитуды колебаний давления в результате затухания свободных колебаний за интервал времени между двумя последовательными внешними воздействиями.

Зависимости для определения рациональных размеров впускного трубопровода и амплитуды колебаний давления перед впускными органами при настройке тракта на инерционный наддув имеют вид

$$\frac{F_n}{f_{mp}} = \frac{K_e}{M_{кл} K K_f} \frac{\rho_{mp}}{S_{фвв}} \left(\frac{1}{\bar{A}_{pmax}} - 1 \right)^{-1}. \quad (6)$$

Для трубопровода круглого поперечного сечения

$$\bar{d}_{mp} = \frac{d_{mp}}{D} = \left[M_{кл} \frac{K K_f}{K_e} \left(\frac{1}{\bar{A}_{pmax}} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (7)$$

$$\bar{A}_{pmax} = \left[\frac{1}{M_{кл} K \frac{K_f}{K_v} \frac{F_n}{f_{mp}} \frac{S_{фвв}}{\rho_{mp}}} + 1 \right]^{-1}. \quad (8)$$

Соответствующие зависимости при настройке впускного тракта на резонансный наддув имеют вид

$$\frac{F_n}{f_{mp}} = \frac{K_e}{M_{кл} K K_f} \frac{\rho_{mp}}{S_{фвв}} \left[\frac{1}{\bar{A}_{pmax} (1 - e^{-n\theta})} - 1 \right]^{-1}, \quad (9)$$

$$\bar{d}_{mp} = \frac{d_{mp}}{D} = \left\{ M_{кл} \frac{K K_f}{K_e} \frac{S_{фвв}}{\rho_{mp}} \left[\frac{1}{\bar{A}_{pmax} (1 - e^{-n\theta})} - 1 \right] \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (10)$$

$$\bar{A}_{pmax} = \left[\left(\frac{1}{M_{кл} \frac{K K_f}{K_v} \frac{F_n}{f_{mp}} \frac{S_{фвв}}{\rho_{mp}}} + 1 \right) (1 - e^{-n\theta}) \right]^{-1}. \quad (11)$$

В этих зависимостях D, F_n - диаметр и площадь поршня; $\rho_{mp}, d_{mp}, f_{mp}$ - длина, диаметр и площадь поперечного сечения впускного трубопровода; $M_{кл}$ - коэффициент расхода клапана; K - показатель изоэнтропы; K_f - коэффициент, учитывающий уменьшение интенсивности внешнего воздействия в зависимости от отношения f_{mp}/F_n ; $K_v, K_e = K_v^{\frac{1}{2}}$ - объемный и линейный коэффициенты, учитывающие неравномерность распространения внешнего воздействия

со стороны цилиндра по трубопроводу; n - число периодов свободных колебаний между двумя последовательными внешними воздействиями; δ - логарифмический декремент затухания.

Из сопоставления (6)...(8) и (9)...(11) следует, что инерционные явления во впускном трубопроводе представляют собой частный случай резонансных явлений, а именно тот случай, когда к началу цикла колебания от предшествующих циклов затухают полностью.

В работе показано, что рациональная схема резонансного впускного тракта с воздухоочистителем должна включать в себя объемный резонатор, так как свободный объем воздухоочистителя не может выполнять роль резонатора. При массообмене в процессе свободных колебаний воздуха во впускном трубопроводе объемный резонатор заменяет собой окружающую среду. Определение рационального объема резонатора выполнено по методике И.А.Чарного.

Зависимость для определения рационального объема резонатора, включенного во впускной тракт с воздухоочистителем, имеет вид

$$V_p = \frac{f_{mp} \alpha}{\omega} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{4} \quad \text{или} \quad V_p = \frac{30 \alpha}{\pi} \frac{f_{mp}}{n_g} \quad (12)$$

После подстановки значений частоты вращения n_g , выраженной через резонансную длину $\ell_{mp p}$ трубопровода и скорости звука α , зависимость (12) принимает вид

$$\text{или} \quad V_p = \frac{4}{\pi} f_{mp} \ell_{mp p} = \frac{4}{\pi} V_{mp p}, \quad (13)$$

$$\bar{V}_{p \min} = \frac{V_{p \min}}{V_{mp p}} \geq \frac{4}{\pi}, \quad (14)$$

где $V_{mp p}$ - объем впускного трубопровода резонансной длины.

Обращено внимание на то, что увеличение объема резонатора выше значений, вычисленных с помощью зависимостей (12)...(14), не оказывает влияния на амплитудную и частотную характеристики колебательной системы, представленной колеблющейся средой во впускном трубопроводе.

В этой же главе рассмотрена методика расчета на ЭЦВМ процесса наполнения дизеля с учетом газодинамических явлений во впускном тракте и подогрева свежего заряда. При этом использованы осциллограммы изменения давления перед впускными орга-

нами и экспериментальные данные, полученные при исследовании подогрева свежего заряда в дизеле с воздушным охлаждением.

В третьей главе рассмотрена методика экспериментального исследования влияния конструкции впускного тракта и конструктивных особенностей дизеля на параметры воздуха перед впускными органами. Исследование выполнено на безмоторной установке статической продувки, а также на моторной установке, созданной на базе двигателя ДЗ7Б. В ход исследования был создан оригинальный тензодатчик перемещений клапанов, отличающийся простотой, удобством монтажа и надежностью.

Рассмотрены методики определения подогрева свежего заряда и коэффициента наполнения работающего дизеля по результатам его испытаний на режиме прокрутки, а также точность проведения экспериментальных исследований.

В четвертой главе приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований. Результаты расчета диаметра впускного трубопровода по зависимости (7) при настройке тракта на инерционный наддув и по зависимости (10) при настройке тракта на резонансный наддув представлены в табл. I.

Расчеты выполнены при $\mu_{ка} \kappa_{\phi} = 1$; $K_v = 0,55$; $K_e = 0,821$; $i = 3$. В таблице $\bar{A}_p$ представляет собой относительную амплитуду разрежения, соответствующую относительной амплитуде давления $\bar{A}_p$.

Коэффициент местного сопротивления ζ открытого конца трубопровода принят 1,0 и 0,5, что соответствует входу в тр. бопровод при острой и скругленной кромке среза трубы. Значения логарифмического декремента затухания колебаний вычислены для скоростей движения воздуха, соответствующих амплитудам колебаний давления.

Рациональный диаметр впускного трубопровода при настройке тракта на инерционный наддув выбран с учетом изменения статического давления перед впускными органами в зависимости от относительного диаметра экспериментального трубопровода $d_{трэ} = d_{трэ}/d_{шт}$, где $d_{шт}$ - диаметр штатного впускного трубопровода дизеля.

Расчет потерь давления в трубопроводе в зависимости от диаметра выполнен по формуле

$$\Delta \bar{p}_э / \Delta p_{шт} = \bar{d}_{трэ}^{-4} \quad (15)$$

где $\Delta \bar{p}_э = \Delta p / p_0$; $\Delta \bar{p}_{шт} = \Delta p_{шт} / p_0$.

Статическое давление перед впускными органами вычислено по зависимости

$$\bar{p}_{ст} = 1 - \Delta \bar{p} \quad (16)$$

Результаты расчета представлены в табл. 2.

Т а б л и ц а 1

$\bar{A}_{pmax}$			0,893	0,7	0,5	0,3	0,2
$\bar{A}'_{pmax}$			0,699	0,579	0,436	0,276	0,189
Инерционный наддув	1600	$\bar{d}_{mp}$	0,130	0,169	0,226	0,322	0,412
	об/мин	d_{mp} мм	13,66	17,80	23,76	38,84	43,28
	2400	$\bar{d}_{mp}$	0,159	0,208	0,277	0,395	0,505
	об/мин	d_{mp} мм	16,79	21,82	29,11	41,46	53,02
Резонансный наддув	$\xi = 0,5 \quad \bar{V}$		0,287	0,261	0,226	0,179	0,148
	1600	$\bar{d}_{mp}$	0,242	0,294	0,380	0,552	0,737
	об/мин	d_{mp} мм	25,40	30,84	39,94	57,90	77,39
	2400	$\bar{d}_{mp}$	0,296	0,359	0,466	0,76	0,903
	об/мин	d_{mp} мм	31,12	37,79	48,93	70,97	94,82
	$\xi = 1,0 \quad \bar{V}$		0,693	0,615	0,519	0,399	0,322
	1600	$\bar{d}_{mp}$	0,158	0,204	0,275	0,407	0,546
	об/мин	d_{mp} мм	16,64	21,42	28,84	42,76	57,37
	2400	$\bar{d}_{mp}$	0,194	0,249	0,336	0,499	0,669
	об/мин	d_{mp} мм	20,40	26,24	35,33	52,40	70,28

Т а б л и ц а 2

d_{mp} мм		60	51,5	40	30	20
$\bar{d}_{mp}$		1,165	1,0	0,777	0,582	0,388
$\Delta p_2 / \Delta p_{шт}$		0,543	1,0	2,748	8,684	43,96
1600	$\Delta \bar{p}_2$	0,0039	0,0072	0,0197	0,0625	0,316
об/мин	$\bar{p}_{ст}$	0,996	0,9928	0,9800	0,9375	0,684
2400	$\Delta \bar{p}_2$	0,0059	0,011	0,0302	0,0955	0,483
об/мин	$\bar{p}_{ст}$	0,9941	0,989	0,9698	0,9045	0,517

Из анализа данных табл. I и 2 следует, что повышение давления перед впускными органами в конце выпуска при настройке тракта на инерционный наддув связано с уменьшением диаметра впускного трубопровода и одновременным снижением статического давления перед впускными органами. Таким образом, уменьшение диаметра впускного трубопровода рационально до тех пор, пока переменная составляющая давления превышает уменьшение статического давления относительно давления окружающей среды. Так, для дизелей типа ДЗ7Е уменьшение диаметра следует считать целесообразным примерно до 40 мм, что соответствует повышению давления в конце выпуска примерно на 30% и снижению статического давления примерно на 2-3%. Дальнейшее уменьшение диаметра приводит к резкому снижению статического давления.

Увеличение амплитуды колебаний давления при настройке впускного тракта на резонансный наддув, как правило, не связано с уменьшением диаметра впускного трубопровода и, следовательно, с уменьшением статического давления перед впускными органами. В этом заключается принципиальное отличие резонансного наддува от инерционного. Так, у дизелей типа ДЗ7Е давление перед впускными органами в конце выпуска можно повысить на 30% при диаметре впускного трубопровода /в зависимости от частоты вращения/ примерно 55 - 65 мм, т.е. практически без изменения статического давления, по сравнению с давлением в штатном впускном трубопроводе.

Следует подчеркнуть, что настройка впускного тракта на резонансный наддув предполагает снижение до минимума гидравлического сопротивления открытого конца впускного трубопровода / $\xi = 0,5$ и менее/ за счет скругления кромок и обеспечение беспрепятственного массообмена при свободных колебаниях воздуха в трубопроводе с помощью включения в схему впускного тракта с воздухоочистителем объемного резонатора.

Настройка на резонансный наддув при $n_g = 2400$ об/мин и $\bar{A}_{rmax} = 0,3$ способствует увеличению ζ_v примерно на 15% по сравнению с коэффициентом наполнения при штатном впускном тракте, обеспечивая стабильность наполнения в диапазоне изменения частоты вращения от 1600 до 2400 об/мин. Повышение интенсивности колебаний давления до $\bar{A}_{rmax} = 0,5$ при неизменных длине трубопровода и фазах газораспределения не приводит к дальнейшему увеличению ζ_v . Это является следствием резкого

уменьшения плотности воздуха перед впускными органами в интервале $70...130^{\circ}$ п.к.в., т.е. при наибольших значениях проходного сечения впускных органов и скорости поршня. Повышение перед впускными органами давления и, следовательно, плотности воздуха в интервале $150...220^{\circ}$ п.к.в. приводит к некоторому увеличению поступления в цилиндр свежего заряда на указанном участке процесса впуска. Однако увеличение расхода воздуха через впускные органы на втором участке процесса впуска не компенсирует уменьшения расхода на первом участке и не обеспечивает увеличения массы свежего заряда, поступившего в цилиндр в течение всего впуска, т.е. увеличения η_v .

Результаты теоретических исследований хорошо согласуются с экспериментальными данными как автора, так и других исследователей. Так, по данным М.А.Хайлова, коэффициент наполнения имеет максимум при определенном значении диаметра. Как уменьшение, так и увеличение диаметра приводят к уменьшению η_v .

В Ы В О Д И

1. Математическое моделирование газодинамических явлений во впускном тракте дизеля связано, как правило, с использованием системы дифференциальных уравнений в частных производных гиперболического типа. Сложность математического аппарата приводит к использованию допущений, облегчающих решение задачи, но существенно искажающих физическую сущность исследуемого процесса, особенно в условиях резонанса. Газодинамические явления в резонансном режиме исследуют, как правило, без анализа условий ограниченности амплитуды колебаний давления, т.е. с недоопределением задачи при её постановке. А следствие недоопределения задачи – ошибочный вывод о возможности стремления амплитуды колебаний давления к бесконечности, противоречащий физической сущности процесса колебаний газа в открытой системе.

2. Метод фазовой плоскости и теория параметрических колебаний – надежные средства исследования колебаний давления воздуха во впускном тракте дизеля, упрощающие методику исследования без искажения физической сущности рассматриваемого процесса. Совместное их использование обеспечивает возможность получения как качественной, так и количественной характеристик явления.

3. Свободные колебания воздуха в открытой с одного конца трубе сопровождаются газообменом между полостью трубы и окружающей средой, от интенсивности которого зависит амплитуда колебаний давления у закрытого конца трубы. Максимальная амплитуда колебаний давления в случае резонансных колебаний идеального газа составляет примерно 0,893 среднего давления среды в колебательной системе.

4. Газ во впускном трубопроводе представляет собой колебательную систему только лишь в сочетании с окружающей средой или объемным резонатором. По указанной причине резонансный впускной тракт с воздухоочистителем должен обязательно включать в себя объемный резонатор. Объем резонатора должен быть не менее $\frac{4}{\pi}$ объема настроенного на резонанс впускного трубопровода. Увеличение объема резонатора не отражается ни на частотной, ни на амплитудной характеристиках колебаний давления перед впускными органами.

5. Настройка впускного тракта на инерционный наддув принципиально отличается от настройки тракта на резонансный наддув. Для дизелей типа Д37Е при инерционном наддуве следует считать целесообразным уменьшение диаметра до 40 мм, что обеспечивает повышение давления в конце впуска примерно на 30% при уменьшении статического давления на 2 - 3%. Указанное повышение давления при резонансном наддуве возможно при диаметре впускного трубопровода 55...65 мм практически без изменения статического давления перед впускными органами.

6. Настройка впускного тракта на резонансный наддув предполагает снижение до минимума гидравлического сопротивления открытого конца трубопровода $\zeta = 0,5$ и менее/ и обеспечение беспрепятственного массообмена при свободных колебаниях воздуха в трубопроводе с помощью включения в схему впускного тракта с воздухоочистителем объемного резонатора.

7. Настройка на резонансный наддув при $n_d = 2400$ об/мин и $\beta_{pmax} = 0,3$ способствует увеличению β_v примерно на 15% по сравнению с коэффициентом наполнения при штатном впускном тракте, обеспечивая стабильность наполнения в диапазоне изменения частоты вращения от 1600 до 2400 об/мин.

8. Разработанная расчетная методика определения конструктивных параметров впускного тракта при настройке на инерцион-

ный или резонансный наддув с целью увеличения коэффициента наполнения может применяться в практике конструкторских бюро для сокращения сроков разработки и доводки систем впуска как дизелей, так и карбюраторных двигателей.

По материалам диссертации опубликовано:

1. Белотелов В.И. К вопросу определения суммарного подогрева воздуха, поступающего в цилиндры дизеля ДЗ7. В сб. Вопросы моторостроения. Владимир, 1971, с. 131 - 134 /ВПИ/.

2. Белотелов В.И. Датчик перемещений клапана. В сб. Вопросы моторостроения. Владимир, 1971, с. 160 - 163 /ВПИ/.

3. Белотелов В.И. К вопросу улучшения наполнения дизеля Д-37Е путем использования газодинамических явлений во впускном тракте. В сб. Совершенствование тракторных двигателей и их агрегатов. Владимир, 1971, с. 65 - 68 /Обл. совет НТО/.

4. Белотелов В.И. О некоторых результатах расчета процесса наполнения четырехтактного дизеля воздушного охлаждения. Сб. научных трудов, вып. 24. Ивановский энергетический ин - т. Иваново - Владимир, 1972, с. 44 - 47.

5. Белотелов В.И. Расчет впускного тракта дизеля. Информ. листок № 377 - 77. Владимир, 1977, 4 с. /ЦНТИ/.

Корректор О.А.Буланова Технический редактор О.А.Сироткина

Ж 02562 Подписано в печать 14.03.78. Формат 60x84 1/16. Бумага
для множит. техники. Объем 0,93 усл.печ.л., 0,86 уч.-изд.л.

Тираж 100 экз. Заказ № 33 Бесплатно.

Отпечатано на ротапринтере Владимирского политехнического института
Владимир, Горького, 87