

Министерство высшего и среднего специального  
образования СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
имени ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

БУНОВ ВЛАСЛАВ МИХАЙЛОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ТРАКТОРНОГО  
ДИЗЕЛЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ПОВЫШЕНИЯ  
ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

(05.04.02 - "Тепловые двигатели")

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

Челябинский  
политехнический институт  
БИБЛИОТЕКА

Челябинск

1973

Работа выполнена на кафедре "Двигатели внутреннего сгорания"  
Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола.

Научные руководители:

доктор технических наук, профессор **И.И. ВИБЕ**;  
кандидат технических наук, доцент С.М. ШУБАЕВ.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Н.Н. ИВАНЧЕНКО;  
кандидат технических наук, доцент Г.М. СМОЖИН.

Ведущее предприятие - Челябинский тракторный завод  
им. В.И.Ленина.

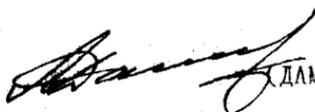
Защита диссертации состоится на заседании Совета по присуждению ученых степеней машиностроительных факультетов Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола 21 марта 1973 года в 15 часов, в ауд.244.

Ваши отзывы на автореферат (два экземпляра, заверенные печатью) просим направить по адресу: 454044, г.Челябинск, проспект им.В.И.Ленина, 76, ЧПИ, главный корпус.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан " \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 1973 года.

УЧЕННЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА  
КАНДИДАТ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК,  
ДОЦЕНТ

 ДАММИР А.З.)

## ВВЕДЕНИЕ

Энерговооруженность народного хозяйства - один из основных показателей уровня технического развития страны. Наиболее экономичными энергоустановками среди двигателей внутреннего сгорания являются дизели, нашедшие широкое применение в промышленности, транспорте и сельском хозяйстве. Организовать производство дизелей, имеющих пониженный расход топлива, повышенную удельную и литровую мощность, повышенную надежность и долговечность - такая задача, поставленная в Директивах по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1971-1975 г.г.

Совершенствование дизелей невозможно без исследования рабочего цикла, так как эксплуатационные показатели (экономичность, удельная мощность, надежность и долговечность) во многом определяются степенью совершенства рабочего цикла и, в первую очередь, процесса сгорания.

Основными требованиями, предъявляемыми к процессу сгорания в дизеле, являются обеспечение максимальной эффективности сгорания топлива и достижение умеренных нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма. Первое требование предусматривает полное сгорание топлива и минимальные потери теплоты в стенки; оно диктуется необходимостью повышения экономичности работы дизеля и уменьшения токсичности отработавших газов.

При исследовании эффективности процесса сгорания следует определять не только суммарные потери теплоты, но и отдельно - потери теплоты вследствие неполноты сгорания и теплообмена со стенками. Необходимость определения неполноты сгорания топлива обуславливается потребностью оценки качества процесса смесеобразования и сгорания, токсичности отработавших газов и количества образования сажи. Определение потерь теплоты в стенки необходимо для оценки внутреннего баланса теплоты в отдельные периоды рабочего цикла дизеля и косвенной оценки тепловой напряженности деталей. Кроме того, знание потерь теплоты вследствие неполноты сго-

рания и теплообмена даёт возможность судить о том, за счёт каких потерь в большей степени происходит ухудшение эффективности сгорания топлива, а, следовательно, позволяет более целенаправленно проводить мероприятия по их снижению.

Цель настоящей работы - исследование возможности уменьшения потерь теплоты при различных способах повышения эффективности процесса сгорания в дизелях типа Д-108 и Д-130 Челябинского тракторного завода. Задачи работы подчинены этой цели и состоят в следующем:

1. Оценка влияния суммарных потерь теплоты за процесс сгорания на экономичность работы дизеля и определение расчётной зависимости между индикаторным к.п.д. рабочего цикла и коэффициентом эффективности процесса сгорания.

2. Разработка методики по разделению суммарных потерь теплоты за процесс сгорания на потери вследствие неполноты сгорания и потери в стенки.

3. Исследование возможности снижения гидравлических потерь во впускном канале дизелей Д-108, Д-130 и улучшения организации движения воздушного заряда в камере сгорания типа ЦНИДИ.

4. Экспериментальное исследование и анализ влияния опытных впускного канала, камеры сгорания с плёночным способом смесеобразования и распылителя с веерным распылом топлива на потери теплоты за процесс сгорания и основные показатели рабочего цикла дизеля.

Диссертационная работа состоит из пяти глав. В первой главе проанализированы факторы, определяющие эффективность процесса сгорания в дизеле и показаны основные пути её повышения. Во второй главе приводятся: теоретическое исследование по определению влияния суммарных потерь теплоты за процесс сгорания на основные показатели рабочего цикла дизеля; расчётная зависимость между индикаторным к.п.д. рабочего цикла дизеля и параметром кинетики и эффективности процесса сгорания; методика разделения суммарных потерь теплоты за процесс сгорания на потери вследствие неполноты сгорания и теплообмена; методика определения продолжительности процесса сгорания. В третьей главе приведено описание экспериментальных

установок, измерительной аппаратуры и методик исследования и анализа полученных результатов. Четвёртая глава посвящена экспериментальному исследованию серийного впускного канала, а также каналов тангенциального и винтового типов на безмоторной установке. Улучшенный серийный впускной канал предлагается автором как одно из конструктивных средств для снижения потерь теплоты за процесс сгорания и улучшения основных показателей рабочего цикла дизеля. В пятой главе приводятся результаты исследования по определению влияния опытных впускного канала, камеры сгорания с плёночным способом смесеобразования и распылителя с веерным распылом топлива на потери теплоты за процесс сгорания и основные показатели рабочего цикла дизеля.

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОСТАВЛЯЮЩИХ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ ЗА ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

Влияние суммарных потерь теплоты за процесс сгорания на показатели рабочего цикла дизеля. В процессе сгорания имеются потери теплоты вследствие неполноты сгорания и теплообмена, суммарное значение которых может достигать 20 процентов и более в зависимости от способа смесеобразования, нагрузки, числа оборотов дизеля и т.д. Оценка влияния этих потерь на показатели рабочего цикла дизеля производилась теоретически, с использованием метода расчёта проф. И. И. Вибе. В качестве исходных величин были приняты данные по работе одноцилиндрового дизеля типа Д-108 на номинальном режиме. Коэффициент эффективности процесса сгорания  $\eta$ , учитывающий суммарные потери теплоты, изменялся в пределах от 0,8 до 1,0.

Теоретические расчёты показали, что снижение суммарных потерь теплоты даже на 1% приводит к уменьшению значения удельного индикаторного расхода топлива в среднем на 1,2-1,5 г/л.с.час и повышению значений среднего индикаторного давления на 0,1 кг/см<sup>2</sup>, максимального давл. ния на 0,35 кг/см<sup>2</sup>, максимальной быстроты нарастания давления на 0,4 кг/см<sup>2</sup> град п.к.в. и максимальной температуры цикла на 12 град.

Связь между индикаторным к.п.д. и коэффициентом эффективности

процесса сгорания представлена акад. Б.С.Стечкиным как

$$\zeta_i = \xi \left[ 1 - \frac{1}{(\psi \epsilon)^{\kappa-1}} \right], \quad (1)$$

где  $\xi$  - коэффициент выделения активной теплоты;  
 $\epsilon$  - степень сжатия;  
 $\psi = \left( \frac{\partial \rho}{\partial \tau} \right)^{\kappa-1}$  - коэффициент использования активной теплоты;  
 $\tau_{00} \partial \tau$  - удельные объёмы соответственно при положении поршня в в.м.т. и в конце сгорания.

Ценность уравнения (1), как отмечает автор, состоит в том, что индикаторный к.п.д. учитывает не только количество активной теплоты, но и время, в течение которого протекает процесс тепловыделения.

Используя положения акад. Б.С.Стечкина о связи индикаторного к.п.д. с параметрами процесса сгорания, получим расчётную зависимость  $\zeta_i$  от параметров кинетики и эффективности процесса сгорания в соответствии с моделью, предложенной проф. И.И.Вибе.

Индикаторный к.п.д. представляет отношение количества теплоты, превращённой в индикаторную работу, к затраченному количеству теплоты, то есть:

$$\zeta_i = \frac{A L_i}{H_u} \quad (2)$$

или

$$\zeta_i = \frac{\xi A L_i}{Q_E} \quad (3)$$

где  $\xi$  - коэффициент эффективности процесса сгорания, учитывающий потери теплоты от неполноты сгорания и теплообмена за процесс сгорания;

$A$  - тепловой эквивалент единицы работы, ккал/кГм;

$L_i$  - индикаторная работа, кГм/кг;

$H_u$  - низшая теплота сгорания, ккал/кг;

$Q_E$  - общая использованная теплота сгорания для повышения внутренней энергии рабочего тела и осуществления внешней работы за период процесса сгорания, ккал/кг.

Коэффициент эффективности процесса сгорания определяется в результате обработки и анализа индикаторной диаграммы:

$$\xi = \frac{Q_2}{H_u} \quad (4)$$

В предельном случае, когда коэффициент эффективности процесса сгорания равен единице, индикаторный к.п.д., в соответствии с уравнением (3), равен к.п.д. цикла при  $\xi = 1$ , то есть:

$$\eta_{ci} = \frac{A_{Lc}}{Q_2} \quad (5)$$

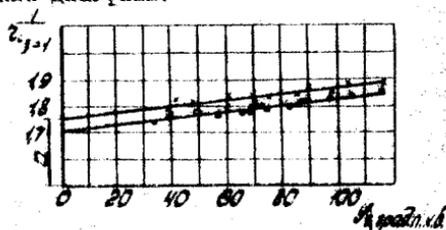
Для действительного цикла двигателя, в котором существуют потери теплоты в процессе сгорания, индикаторный к.п.д. можно выразить как

$$\eta_{ci} = \xi \eta_{ci_{\xi=1}} \quad (6)$$

Индикаторный к.п.д. цикла двигателя при  $\xi = 1$  зависит от способа подвода теплоты, характеризуемого показателем характера сгорания  $m$  и продолжительностью процесса сгорания  $\theta_2$ .

В современных дизелях показатель характера сгорания  $m$  колеблется в пределах от 0 до 0,75. Как показали исследования И. И. Вибе, влияние  $m$  в этих пределах на индикаторный к.п.д. практически мало (до 1%).

С тем, чтобы выявить влияние продолжительности процесса сгорания на  $\eta_{ci_{\xi=1}}$  были проведены теоретические расчёты рабочих циклов при  $\xi = 1$  на различных режимах работы дизелей типа Д-108 и Д-130, имеющих степень сжатия 14,5 и 16 - при постановке на них опытной камеры сгорания. Для каждого расчёта исходные данные выбирались по результатам испытания дизеля и обработки индикаторных диаграмм.



Фиг. 1. Изменение обратной величины  $\eta_{ci_{\xi=1}}$  в зависимости от продолжительности процесса сгорания  $\theta_2$ :

- $\epsilon = 14,5$ ;
- $\epsilon = 16$ .

Связь между обратной величиной  $\eta_{ci_{\xi=1}}$  и продолжительностью процесса сгорания при одной и той же степени сжатия для данных случаев (фиг. 1) может быть описана прямолинейной зависимостью (коэффициент корреляции 0,95):

$$\frac{1}{\eta_{ci_{\xi=1}}} = a + 0,0012 \theta_2 \quad (7)$$

где  $a$  - постоянная величина, равная отрезку, отсекаемому прямой на оси ординат

Характер изменения обратной величины  $\xi_{i_{3-1}}$  от продолжительности процесса сгорания для дизелей с разной степенью сжатия оказался один и тот же, а изменилась величина  $\alpha$ , которая представляет собой при  $\xi_i = 0$  обратную величину  $\xi_{i_{1-1}}$  цикла с подводом теплоты при  $V = const$ . Следовательно, величину  $\alpha$  в первом приближении можно определить как

$$\alpha = \frac{1}{\xi_{i_{3-1}}} \approx \frac{1}{1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}}}, \quad (8)$$

где  $\kappa$  - опытный коэффициент, зависящий от среднего значения политроп сжатия, сгорания и расширения.

Подставив в выражение (6) вместо  $\xi_{i_{3-1}}$  уравнение (7), получим зависимость индикаторного к.п.д. действительного цикла:

$$\xi_i = \frac{\xi}{\frac{\epsilon^{\kappa-1}}{\epsilon^{\kappa-1}} + 0,0012 \xi}, \quad (9)$$

где  $\kappa = 1,317$  - получен по формуле (8), при условии  $\alpha = 1,75$  и  $\epsilon = 14,5$

В таблице приведены результаты определения индикаторного к.п.д. по известному (2) и предлагаемому (9) уравнениям, применительно к исследуемым дизелям и опытному дизелю типа ЯМЗ.

Таблица

Среднее индикаторное давл., кг/см <sup>2</sup>	Дизель типа Д-108 $n = 1070 \frac{об}{мин}$ $\epsilon = 14,5$		Дизель типа Д-130 $n = 1070 \frac{об}{мин}$ $\epsilon = 14,5$		Дизель типа Д-108 с пленочным смес. $n = 1070 \frac{об}{мин}$ $\epsilon = 16$		Дизель типа ЯМЗ с опытной камерой сгорания $n = 2400 \frac{об}{мин}$ $\epsilon = 16$		Дизель типа ЯМЗ с опытной камерой сгорания $n = 1000 \frac{об}{мин}$ $\epsilon = 16$	
	$\xi_{i(1)}$	$\xi_{i(2)}$	$\xi_{i(1)}$	$\xi_{i(2)}$	$\xi_{i(1)}$	$\xi_{i(2)}$	$\xi_{i(1)}$	$\xi_{i(2)}$	$\xi_{i(1)}$	$\xi_{i(2)}$
4	0,496	0,492	0,49	0,488	0,512	0,518	0,50	0,498	0,47	0,475
5	0,481	0,478	0,484	0,486	0,496	0,49	0,49	0,495	0,458	0,462
6	0,462	0,459	0,475	0,470	0,478	0,483	0,485	0,488	0,442	0,445
7	0,439	0,437	0,464	0,460	0,453	0,455	0,48	0,482	0,428	0,432
8	0,412	0,409	0,445	0,443	0,430	0,435	0,45	0,455	0,410	0,413

Как следует из таблицы, сходимость определения индикаторного к.п.д. по указанным формулам удовлетворительна.

Разделение суммарных потерь теплоты за процесс сгорания на потери вследствие неполноты сгорания и потери в стенке. В основу методики разделения суммарных потерь теплоты за процесс сгорания положено выражение И.И. Виле, в котором коэффициент эффективности процесса сгорания представлен в виде произведения двух коэффициентов

$$\xi = \delta \cdot \psi, \quad (10)$$

где  $\delta$  - коэффициент выделения теплоты, учитывающий потерю части нижней теплоты сгорания вследствие неполноты сгорания;  
 $\psi$  - коэффициент использования теплоты, учитывающий потери теплоты в стенку и на диссоциацию за процесс сгорания.

Коэффициент эффективности процесса сгорания можно определить по формуле (4).

Коэффициент выделения теплоты можно вычислить как отношение теплоты, которая выделилась в процессе сгорания, к теплоте, которая вводится с топливом в цилиндр двигателя, то есть:

$$\delta = \frac{Q - Q_{\text{н.с.}}}{Q}, \quad (11)$$

где  $Q$  - количество теплоты, вводимое с топливом, ккал/цикл;  
 $Q_{\text{н.с.}}$  - количество теплоты, потерянное вследствие неполноты сгорания, ккал/цикл.

Значение  $Q$  определяется как

$$Q = G_{\text{т.ч.}} \cdot H_u, \quad (12)$$

где  $G_{\text{т.ч.}}$  - количество топлива, подаваемое в цилиндр двигателя за цикл, кг/цикл.

Количество теплоты  $Q_{\text{н.с.}}$ , потерянное вследствие неполноты сгорания, можно определить на основе результатов газового анализа отработавших газов:

$$Q_{\text{н.с.}} = G_{\text{т.ч.}} \cdot C (8140a + 5670b), \quad (13)$$

8140 - выделяемая теплота при сгорании 1 кг углерода в  $\text{CO}_2$ , ккал/кг;

5670 - недополученная теплота при сгорании 1 кг углерода в  $\text{CO}$ , ккал/кг;

$C$  - весовая доля углерода в топливе;

$a$  - несгоревшая доля углерода;

$b$  - доля углерода, сгораемого в  $\text{CO}$ .

Подставив в уравнение (II) вместо  $Q$  и  $Q_{нс}$  их выражения, получим:

$$\delta = 1 - \frac{C(8140a + 5670b)}{H_u} \quad (14)$$

Значения  $a$  и  $b$  определяются по формулам:

$$a = 1 - \frac{B(CO_2 + CO)}{20,9 - CO_2 - O_2 - 0,6045 CO} \quad (15)$$

$$b = \frac{BCO}{N_2 - 79,1 + 0,3955 CO} \quad (16)$$

В формулах (15), (16),  $B = 2373 \frac{H_c}{C}$  - характеристика топлива, а  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $O_2$  и  $N_2 = 100 - (CO_2 + O_2 + CO)$  представляют процентное содержание в сухих продуктах сгорания соответственно углекислоты, окиси углерода, кислорода и азота.

После того, как найдены значения двух коэффициентов  $\xi$  и  $\delta$ , можно определить коэффициент использования теплоты  $\psi$  из выражения (10). Учитывая, что потери теплоты на диссоциацию газов в дизеле, максимальная температура рабочего цикла в котором редко превышает  $2000^\circ K$ , незначительны по сравнению с потерями вследствие теплообмена, коэффициент  $\psi$  в основном выражает долю теплоты, потерянной в стенке.

Определение продолжительности процесса сгорания в дизеле при анализе индикаторных диаграмм. Точность результатов исследований процесса сгорания в дизеле, проведенных с целью определения потерь теплоты и эффективности ее использования, во многом зависит от правильного определения продолжительности процесса сгорания.

Для определения продолжительности процесса сгорания И.И.Вибе использовал логарифмическую анаморфозу процесса сгорания, полученную путем двойного логарифмирования уравнения выгорания топлива:

$$x = 1 - e^{-c\left(\frac{\varphi}{\xi}\right)^m} \quad (17)$$

где  $x$  - доля топлива, прореагировавшего к моменту  $\varphi$  ;  
 $\varphi$  - текущий угол поворота коленчатого вала, град;  
 $\xi$  - продолжительность процесса сгорания, град н.к.в.;  
 $m$  - показатель характера сгорания;  
 $C = 6,908$  - постоянная при  $X_{\frac{\xi}{2}} = 0,999$ .

В логарифмических координатах уравнение (17) представляется в виде прямой линии, с помощью которой можно по опытным данным опре -

делить продолжительность процесса сгорания  $\varphi_z$ , так как  $\varphi_z$  есть отрезок, отсекаемый прямой на оси ординат.

При анализе логарифмических анаморфоз характеристик выгорания топлива в дизелях типа Д-108 и Д-130 на различных режимах работы было замечено, что на них можно выделить минимум два характерных прямых участка, не составляющих одну прямую линию. При этом на кривых действительной скорости сгорания топлива видно два ясно выраженных максимума. В этом случае определение условной продолжительности процесса сгорания по осредненной прямой является не всегда достаточно точным.

Анализ процесса сгорания по характерным участкам логарифмической анаморфозы позволил уточнить определение условной продолжительности процесса сгорания. Полагая, что условный конец процесса сгорания определяется характером развития конечной фазы, условную продолжительность всего процесса предлагается определять, исходя из конечного участка логарифмической анаморфозы. С этой целью последний период процесса сгорания на логарифмической анаморфозе аппроксимируется уравнением (17) и экстраполируется на конец сгорания.

Разница в значениях  $\varphi_z$ , определяемых по конечному второму участку и по всей анаморфозе, может достигать 20-25 град п.к.в.

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА, МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЙ И АНАЛИЗА РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Экспериментальные исследования впускных каналов проводились на безмоторной установке, а рабочего цикла - на одноцилиндровом дизеле.

Безмоторная установка для исследования впускных каналов. Исследования впускных каналов, проведенные с целью снижения гидравлических потерь в них и улучшения организации движения воздушного заряда в камере сгорания, выполнены способом статической продувки. Для измерения расхода воздуха применялся объемный газовый счетчик РС-600 ротационного типа. Интенсивность движения воздушного потока вокруг оси цилиндра определялась с помощью интегральной решетки.

Исследования впускных каналов проводились при разных подде -

мах клапана и постоянном перепаде давления на нем  $\Delta p = 350$  мм вод. ст. Оценка впускных каналов производилась по эффективному проходному сечению, коэффициенту расхода, условной тангенциальной составляющей скорости воздушного потока и интегральному моменту количества движения. Обработка экспериментальных данных по определению всех оценочных показателей каналов велась на ЭЦМ "Минск-22".

Способ отработки проточной части газообменных каналов. В настоящей работе разработан и использован способ ускоренной отработки проточной части впускных каналов, который состоит в следующем:

1. Изготавливается упрощенная модель головки цилиндра, в которой размещается впускной разъемный канал, заведомо завышенных габаритных размеров.

2. В этой модели формируют из пластического материала вручную, с помощью картонных шаблонов, предполагаемые варианты каналов.

3. Внутренняя поверхность каналов покрывается тонким слоем нитрокраски, которая образует прочную и гладкую корку.

4. После статической продувки на безмоторной установке в исследуемую модель канала, используя ее как литейную форму, заливается расплавленный парафин.

5. После застывания парафина полученный стержень вынимается из разъемной модели и, путем его обмеров, осуществляется контроль формы и размеров канала.

Экспериментальная установка для исследования рабочего цикла дизеля. Исследования проводились на двигателе, представляющем собой одноцилиндровый отсек дизеля Д-108. На экспериментальном двигателе при введении наддува, замене плунжерной пары топливного насоса и создании противодавления на выпуске моделировался также рабочий цикл дизеля Д-130. Специальная измерительная аппаратура включала индикатор МАИ-2 и двухлучевой осциллограф "Орион". Степень дымности отработавших газов оценивалась фотозлектрическим способом. Газовый анализ отработавших газов проводился на приборе ВТИ-2 и с помощью индикаторных трубок. В процессе испытаний снимались регулировочные характеристики, скоростные и нагрузочные на режимах номи-нальной мощности и максимального крутящего момента.

Обработка индикаторных диаграмм производилась на ЭЦМ "Минск-22" по методике, разработанной И.И. Виле, М.Ф. Фарафоновым и усовершенствованной Е.В. Маминим. По этой методике расчет характерис-

тики теплоиспользования и выгорания ведётся методом последовательных приближений, что позволяет более точно определять коэффициент эффективности процесса сгорания и условную продолжительность его.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ВПУСКНЫХ КАНАЛОВ НА БЕЗМОТОРНОЙ УСТАНОВКЕ

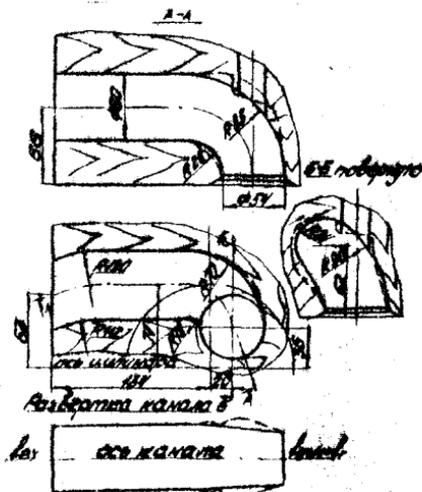
Полное и своевременное сгорание топлива в дизеле в значительной мере зависит от наполнения и организации движения воздушного заряда в камере сгорания, которые, в свою очередь, во многом определяются совершенством конструкции впускных каналов.

Совершенствование впускного канала дизелей Д-108 и Д-130 с камерой сгорания типа ЧНИИД. Впускной канал дизелей Д-108 и Д-130 имеет перед входом в горловину поворот на  $90^\circ$ . Основными источниками гидравлических потерь в таких каналах являются вихревые зоны, образующиеся в начале и в конце поворота потока, а также отрыв потока от направляющих поверхностей клапана и седла.

На основании предварительных исследований по определению оптимальных значений радиусов поворота потока в канале был спроектирован и изготовлен опытный канал

улучшенной формы (фиг. 2). Основное отличие опытного канала от серийного заключается в отсутствии выступов и впадин перед входом воздушного потока в горловину, а также величиной радиусов в сечении А-А (28 мм вместо 45 и вместо 50 - 85 мм).

Результаты статической продувки показали, что опытный впускной канал с клапаном имеет эффективное время-сечение на 9,5-10% выше, чем серийный. Снижение гидравлических потерь произошло за счёт сглаженной формы канала и уменьшения зон завихрения, а также в результате улучшения условий



Фиг. 2. Впускной канал:

— опытный;  
- - - серийный

входа воздушного потока в клапанную щель. Средняя условная тангенциальная составляющая скорости воздушного потока в цилиндре с применением опытного впускного канала снизилась на 40%.

На безмоторной установке было выполнено также исследование впускных каналов тангенциального и винтового типов для опытных дизелей Д-108 и Д-130 с пленочным смесеобразованием.

По всем исследуемым впускным каналам даны конкретные рекомендации по улучшению их характеристик.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕК- ТИВНОСТИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

При исследовании были использованы следующие способы повышения эффективности процесса сгорания:

1. Опытный впускной канал, позволяющий увеличить эффективное время-сечение на 9,5-10% по сравнению с серийным и значительно снизить (на 40%) тангенциальную составляющую скорости воздушного потока в цилиндре дизеля с камерой сгорания типа ШИДИ.

2. Пленочное смесеобразование, полученное в результате впрыска топлива форсункой с односторонним распылителем на стенку опытной камеры сгорания при наличии интенсивного движения воздушного потока вокруг оси цилиндра.

3. Опытный распылитель, позволяющий путем впрыска топлива в виде веерообразных факелов более равномерно распределить топливо в камере сгорания ШИДИ.

Исследование рабочего цикла дизеля типа Д-108 с опытным впускным каналом и, отдельно, с опытной камерой сгорания. Оптимальный угол опережения подачи топлива по "мениску" у дизеля с опытным каналом, как и с серийным, составляет 25 град п.к.в. Однако оптимальный угол опережения самовоспламенения уменьшился с 5,5 до 4 град п.к.в. Оптимальный угол опережения подачи топлива по "мениску" у дизеля с опытной камерой сгорания составляет 30 град п.к.в.

При отклонениях от оптимальных углов подачи топлива наблюдается ухудшение эффективности процесса сгорания (коэффициент  $\xi$  снижается). Разделение потерь теплоты за процесс сгорания на поте-

ри вследствие неполноты сгорания и теплообмена позволило выявить причину изменения коэффициента  $\xi$  в зависимости от  $\alpha_{\text{н.г}}$ . При поздних углах подачи топлива увеличивается неполнота сгорания (коэффициент  $\xi$  уменьшается, а степень дымности возрастает). Это связано с тем, что при позднем впрыске уменьшается период задержки самовоспламенения и большая часть топлива подается в пламя, в связи с чем уменьшается дальность факела и ухудшается смесеобразование. Кроме того, при позднем впрыске топлива большая его часть подается в цилиндр после в.м.т., в результате чего процесс сгорания переносится на линию расширения и протекает в условиях увеличивающегося объема, при которых ухудшается перемешивание топлива с воздухом и увеличивается поверхность охлаждения пламени. При ранних углах подачи топлива снижение коэффициента  $\xi$  происходит, главным образом, в результате увеличения потерь теплоты в стенки (коэффициент  $\psi$  уменьшается), что вызвано, в свою очередь, увеличением давления и температуры рабочего тела в процессе сгорания.

Применение опытного впускного канала и, отдельно, опытной камеры сгорания на дизеле типа Д-108 привело к повышению эффективности процесса сгорания и, как следствие, к снижению расхода топлива. На режиме номинальной мощности ( $\rho_e = 6,7 \text{ кг/см}^2$ ) удельный эффективный и индикаторный расходы топлива у дизеля с опытным впускным каналом соответственно на 5,5 и 3,5 г/л.с.час меньше, чем с серийным. Большая разница в удельном эффективном расходе топлива объясняется уменьшением мощности механических потерь в результате снижения работы насосных ходов. У дизеля с опытной камерой сгорания удельный эффективный и индикаторный расходы топлива уменьшились на 3,0 г/л.с.час.

Повышение эффективности процесса сгорания в дизеле с опытным впускным каналом и, отдельно, с опытной камерой сгорания объясняется улучшением смесеобразования и более качественным протеканием процесса сгорания. В первом случае это достигается за счет увеличения коэффициента наполнения на 2,3% и доли топлива, впрыскиваемого в пристеночное пространство камеры сгорания ЦНИДИ, а во втором — за счет пленочного способа смесеобразования.

Увеличение доли топлива, впрыскиваемого в пристеночное пространство камеры сгорания ЦНИДИ, при применении опытного впускного канала объясняется следующим образом. При движении поршня к в.м.т.

втягиваемый из надпоршневого пространства воздух втекает в камеру сгорания, захватывая в объем рыхлую оболочку топливного факела при впрыске. Доля объемного распределения топлива в камере сгорания намного увеличивается тангенциальным вихрем, создаваемым серийным впускным каналом. Поэтому снижение скорости тангенциальной составляющей, как это имеет место с опытным впускным каналом, уменьшает долю объемного смесеобразования и увеличивает долю топлива, впрыскиваемого в пристеночное пространство камеры сгорания.

Коэффициент эффективности процесса сгорания  $\xi$  в обоих случаях увеличился на номинальном режиме на 2,5%. Следует отметить, что теоретические расчеты по влиянию коэффициента эффективности процесса сгорания  $\xi$  на удельный индикаторный расход топлива удовлетворительно согласуются с экспериментальными. Большие значения коэффициента  $\xi$  достигнуты, главным образом, за счет уменьшения потерь теплоты в стенки на 2% от всей располагаемой теплоты. Последнее стало возможным за счет уменьшения температуры и давления в процессе сгорания, а также поверхности соприкосновения рабочих газов со стенками цилиндра из-за меньшей продолжительности процесса сгорания  $\alpha_2$ . У дизеля с опытным впускным каналом величина  $\alpha_2$  уменьшилась на 20 град п.к.в., а у дизеля с опытной камерой сгорания - на 10 град п.к.в. Коэффициент  $\xi$  в обоих случаях практически мало изменился, но количество углерода, ушедшего в сажу, заметно уменьшилось, о чем свидетельствует снижение степени дымности  $R_d$  на 10%. Пониженное дымление связано с интенсификацией горения основной части заряда и с работой дизеля при больших значениях коэффициента избытка воздуха.

Динамические показатели рабочего цикла дизеля на номинальном режиме с опытным впускным каналом и, отдельно, с опытной камерой сгорания снизились значительно. Так, в первом случае максимальная быстрота нарастания давления  $\frac{dp_{max}}{dt}$  и ускорение переходного процесса от сжатия к сгоранию  $\dot{p}_0$  уменьшились соответственно в 1,55 и 2 раза, а во втором - в 1,8 и 2,5 раза. "Облагораживание" процесса сгорания с применением опытного впускного канала и, отдельно, опытной камеры сгорания особенно заметно при сравнении индикаторных диаграмм, а также характеристик и скоростей выгорания топлива. Относительная скорость сгорания в дизеле с серийным процессом характеризуется сравнительно резким подъемом в начальной фазе и сравни-

тельно затянуты последующим периодом горения. Применение опытного впускного канала и, отдельно, опытной камеры сгорания в дизеле уменьшает долю тепловыделения в начальном периоде процесса сгорания и интенсифицирует горение топлива в основном периоде. Максимальная относительная скорость сгорания при этом снижается в 1,5-2 раза, что и привело к снижению величины  $\delta_{\text{max}}$ .

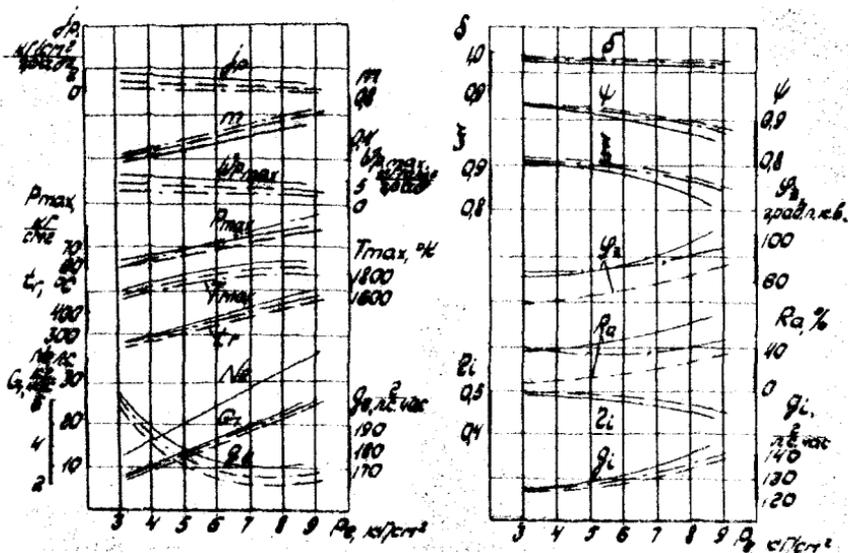
Максимальное давление, максимальная температура цикла и температура отработавших газов у дизеля с опытным впускным каналом на номинальном режиме снизились соответственно на  $4 \text{ кг/см}^2$ ,  $80$  и  $15^\circ\text{C}$ . У дизеля с опытной камерой давление  $p_{\text{max}}$  изменилось незначительно, а температура  $T_{\text{max}}$  и температура отработавших газов уменьшились соответственно на  $90$  и  $10^\circ\text{C}$ .

Анализ изменения коэффициентов  $\delta$  и  $\psi$  по нагрузке для всех исследованных процессов показывает, что относительные потери теплоты вследствие неполноты сгорания и теплообмена со стенками за процесс сгорания увеличиваются по мере повышения нагрузки. Следует отметить, что характер изменения коэффициента эффективности процесса сгорания по нагрузке в основном определяется кривой изменения коэффициента  $\psi$ , учитывающей относительные потери теплоты в стенки за процесс сгорания.

Относительные потери теплоты вследствие неполноты сгорания, независимо от способа повышения эффективности процесса сгорания в дизеле, минимальны на скоростном режиме  $900-950$  об/мин. С отклонением числа оборотов от указанного режима наблюдается увеличение неполноты сгорания, что связано с уменьшением коэффициентов наполнения и избытка воздуха. Кроме того, работа дизеля при малых коэффициентах избытка воздуха усугубляется еще и тем, что при больших числах оборотов уменьшается время, отводимое на процесс смесеобразования и сгорания, а продолжительность процесса сгорания увеличивается по углу. При пониженных оборотах снижение интенсивности вихревого движения воздушного заряда в дизеле при малых коэффициентах избытка воздуха является главной причиной ухудшения смесеобразования и, как следствие, повышенного дымления. По мере увеличения числа оборотов дизеля относительные потери теплоты в стенки уменьшаются, независимо от способа повышения эффективности процесса сгорания. Это объясняется тем, что, несмотря на увеличение температуры, продолжительности процесса сгора-

ния и скорости движения воздушного заряда, уменьшается время, отводимое на процесс сгорания, которое, видимо, является доминирующим фактором в процессе теплоотдачи.

Исследование рабочего цикла дизеля типа Д-130 с опытным впускным каналом и, отдельно, с опытной камерой сгорания. На режиме номинальной мощности ( $A = 8,7 \text{ кг/см}^2$ ) удельный эффективный и индикаторный расходы топлива у дизеля с опытным впускным каналом меньше, чем с серийным, соответственно на 8,0 и 5,5 г/л.с.час, а у дизеля с опытной камерой сгорания - на 4 г/л.с.час (фиг.3). Коэффициент эффективности процесса сгорания увеличился соответственно на 4 и 3%. Большее значение коэффициента достигнуто за счет снижения относительных потерь теплоты вследствие неполноты сгорания и теплообмена со стенками. О более полном сгорании топлива в дизеле с опытным впускным каналом можно судить по снижению степени дымности отработавших газов с 65 до 30%. Процентное содержание CO в отработавших газах при этом снизилось на 20%.



Фиг.3. Нагрузочные характеристики дизеля типа Д-130 ( $n = 1070$  об/мин):

- серийный процесс;
- - - опытный впускной канал;
- · - · - опытная камера сгорания

У дизеля с опытной камерой сгорания степень дымности уменьшилась на 20%, а содержание CO — на 8%.

Снижение относительных потерь теплоты в стенку за процесс сгорания в дизеле с опытным впускным каналом и, отдельно, с опытной камерой сгорания произошло за счет уменьшения температуры, поверхности соприкосновения газов со стенками цилиндра (меньшие значения  $\xi$ ), а также, видимо, вследствие снижения интенсивности лучистого теплообмена, так как в пламени количество сажистых частиц и CO<sub>2</sub> резко сократилось. Продолжительность процесса сгорания у дизеля с опытным впускным каналом сократилась на 30 град п.к.в., а у дизеля с опытной камерой сгорания — на 20 град п.к.в.

Динамические показатели рабочего цикла дизеля с опытным впускным каналом, такие как  $\lambda_{p_{max}}$  и  $j_p$ , уменьшились соответственно в 1,4 и 1,6 раза, а у дизеля с опытной камерой сгорания — в 1,7 и 2,6 раза. Максимальная температура цикла и температура отработавших газов снизились у дизеля с опытным впускным каналом соответственно на 55 и 40°C, а у дизеля с опытной камерой сгорания — на 90 и 30°C. Максимальное давление сгорания в дизеле с опытным впускным каналом уменьшилось на 2,5 кг/см<sup>2</sup>, а с опытной камерой сгорания увеличилось на эту же величину.

По скоростной характеристике преимущества дизеля с опытным впускным каналом и, отдельно, с опытной камерой сгорания сохраняются во всем диапазоне изменения числа оборотов. Следует отметить, что применение опытного впускного канала в дизеле типа Д-130 на режиме  $n = 1250$  об/мин, то есть близком к номинальному режиму нового дизеля типа Д-160 ЧТЗ, также повысило эффективность процесса сгорания и, как следствие, снизило удельный эффективный и индикаторный расходы топлива соответственно на 8 и 5,5 г/л.с.час.

Исследование рабочего цикла дизеля типа Д-130 с опытным распылителем. При впрыске топлива в камеру сгорания ЦНИДИ наиболее плотная часть топливного факела попадает на ее наклонную стенку. Место встречи топливного факела, вытекающего из цилиндрического отверстия серийного распылителя, с поверхностью камеры сгорания имеет ограниченно локализованный характер. Увеличить дозу топлива, впрыскиваемого в пристеночное пространство, и более равномерно распределить его в камере сгорания можно с помощью опытного распылителя, позволяющего получить веерообразные топливные факелы. В

корпусе такого распылителя сопловые отверстия располагаются в два яруса попарно. Оси парных сопловых отверстий пересекаются непосредственно на выходе. Вход в верхнее сопловое отверстие осуществляется с посадочного конуса ниже уплотняющего пояса, а в нижнее — из колодца носика корпуса распылителя. Безмоторные исследования показали, что отпечаток топливного факела, образовавшегося на выходе из парных сопловых отверстий распылителя, имеет на сетчатом стакане вид овала. На расстоянии 25 мм от распылителя размер наибольшей оси овала составляет 15-18 мм, а размер наименьшей — 5-6 мм. У серийного распылителя топливный факел на этом расстоянии имеет форму круга диаметром 5-6 мм.

Применение опытного распылителя, позволяющего получить четыре веерообразных факела в дизеле типа Д-130, привело к повышению эффективности процесса сгорания и, как следствие, к снижению расхода топлива. На режиме номинальной мощности ( $\rho_e = 8,7 \text{ кг/см}^2$ ) удельный эффективный и индикаторный расход топлива у дизеля с опытным распылителем соответственно меньше на 5,5 и 4,5 г/л.с.час, чем с серийным. Коэффициент эффективности процесса сгорания увеличился на 3,%. Степень дымности и содержание CO в отработавших газах снизились соответственно на 20 и 8%, а потери теплоты в стенках — примерно на 2,5% от всей располагаемой теплоты. Снижение не полноты сгорания объясняется работой дизеля при больших значениях коэффициента избытка воздуха (на 3,8%), интенсификацией горения основной части заряда и увеличением средней скорости сгорания. Кроме того, сокращение продолжительности процесса сгорания на 40 град п.к.в. привело к уменьшению поверхности соприкосновения газов со стенками цилиндра и охлаждению пламени. Сокращению продолжительности процесса сгорания, помимо улучшения способа смесеобразования и сгорания, способствовало сокращение продолжительности впрыска топлива на 5 град п.к.в., что связано с уменьшением гидравлического сопротивления опытного распылителя. Снижение потерь теплоты в стенку стало возможным за счет уменьшения поверхности соприкосновения газов со стенками цилиндра, а также за счет снижения интенсивности лучистого теплообмена из-за меньшего содержания в пламени свободного углерода и CO<sub>2</sub>.

Динамические показатели рабочего цикла дизеля, такие как  $\eta_{\text{рмк}}$  и  $J_{\text{р}}$  уменьшились на номинальном режиме примерно в 1,3

и 2 раза. Максимальное давление сгорания изменилось незначительно. Максимальная температура цикла осталась на том же уровне, но зато температура отработавших газов снизилась на  $40^{\circ}\text{C}$ .

Преимущество дизеля с опытным распылителем по указанным параметрам имеет место во всем диапазоне изменения нагрузок и числа оборотов.

Таким образом, анализ рабочего цикла дизелей типа Д-108 и Д-130 с указанными способами повышения эффективности процесса сгорания показал, что на данном этапе их применения экономически целесообразно использовать опытный впускной канал, позволяющий значительно снизить расход топлива, степень дымности, содержание  $\text{CO}$  в отработавших газах, механическую и тепловую нагрузки на детали, а, следовательно, и увеличить срок службы исследуемых дизелей.

## В В В О Д И

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработана методика по разделению суммарных потерь теплоты за процесс сгорания, позволяющая определять потери вследствие неполноты сгорания и теплообмена.

2. Определены потери теплоты вследствие неполноты сгорания и теплообмена в дизелях типа Д-108 и Д-130, что дает возможность судить об эффективности, полноте сгорания и внутреннем балансе теплоты.

3. Выявлено, за счет каких потерь в большей степени происходит ухудшение эффективности процесса сгорания в зависимости от регулировочных параметров, нагрузки и числа оборотов дизеля.

4. Предложено уравнение индикаторного к.п.д., позволяющее оценить связь его с параметром кинетики и эффективности процесса сгорания.

5. Предложен метод оценки продолжительности процесса сгорания по характерным участкам логарифмической анаморфозы, позволяющий более точно определять ее величину.

6. Разработан способ ускоренной отработки проточной части га-

заобменных каналов, который не требует больших затрат времени и средств и позволяет проводить исследования на безмоторном стенде. На способ обработки проточной части каналов получено положительное решение Комитета по делам изобретений и открытий при СМ СССР от 20 января 1972 года.

7. На основе безмоторных исследований серийного впускного канала дизелей Д-106 и Д-130 предложен опытный канал улучшенной формы, который имеет эффективное время-сечение на 9,5-10% больше, при снижении тангенциальной составляющей скорости воздушного потока в цилиндре на 40%.

8. В результате экспериментальных исследований рабочего цикла дизелей типа Д-106 и Д-130 при различных способах повышения эффективности процесса сгорания (опытные впускной канал, камера сгорания и распылитель) наилучшие экономические показатели получены с опытным впускным каналом, что позволило рекомендовать его для дизелей Челябинского тракторного завода.

9. На дизеле типа Д-106 применение опытного впускного канала позволило на номинальном режиме ( $n = 1070$  об/мин,  $A_p = 6,7$  кг/см<sup>2</sup>) уменьшить:

а) удельный эффективный и индикаторный расходы топлива соответственно на 5,0 и 3,5 г/л.с.час, степень дымности отработавших газов на 10%, а потери теплоты в стенки за процесс сгорания на 2% от всей располагаемой теплоты;

б) максимальное давление на 4 кг/см<sup>2</sup>, максимальную температуру цикла на 80°C и температуру отработавших газов на 150°C;

в) максимальную быстроту нарастания давления с 6,4 до 4 кг/см<sup>2</sup> град п.к.в.;

г) продолжительность процесса сгорания на 20 град п.к.в.

Применение опытного впускного канала позволяет форсировать по мощности дизель с камерой сгорания ЦНИДИ до  $A_p = 7,8$  кг/см<sup>2</sup> (на 16,3%) при сохранении серийного удельного эффективного расхода топлива. На режиме максимального крутящего момента преимущества дизеля с опытным впускным каналом сохраняются.

10. На дизеле типа Д-130 применение опытного впускного канала позволило на номинальном режиме ( $n = 1070$  об/мин и  $A_p = 8,7$  кг/см<sup>2</sup>) уменьшить:

а) удельный эффективный и индикаторный расходы топлива

соответственно на 8,0 и 5,5 г/л.с.час, степень дымности отработавших газов на 3%, а потери теплоты в стенки за процесс сгорания на 3% от всей располагаемой теплоты;

б) максимальное давление, максимальную температуру цикла и температуру отработавших газов соответственно на 2,5 кг/см<sup>2</sup>, 55 и 40°С;

в) максимальную быстроту нарастания давления в 1,4 раза;

г) продолжительность процесса сгорания на 30 град п.к.в.

Применение опытного впускного канала позволяет форсировать по мощности дизель с камерой сгорания ЦНИДИ до  $A_p = 10,5$  кг/см<sup>2</sup> (на 20%) при сохранении серийного удельного эффективного расхода топлива. На режиме максимального крутящего момента преимущества дизеля с опытным впускным каналом сохраняются.

II. На основе безмоторных исследований тангенциального и винтового впускных каналов показано влияние их конструктивных элементов на пропускную способность и величину тангенциальной составляющей скорости воздушного потока в цилиндре двигателя. Эти результаты могут быть использованы конструкторами и исследователями при доводке впускных систем двигателей внутреннего сгорания.

#### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО В РАБОТАХ АВТОРА

1. Исследование опытного распылителя для дизеля с камерой сгорания ЦНИДИ. Труды ЦНИТА, вып.45, Л., 1970 (соавторы Вибе И.И., Ставров А.П., Токмачёв М.А.).

2. Влияние на рабочий цикл дизеля суммарных потерь теплоты за процесс сгорания. Труды ЧПИ, вып.87, Челябинск, 1971 (соавтор Вибе И.И.).

3. Потери теплоты за процесс сгорания. Труды ЧПИ, вып.87, Челябинск, 1971 (соавтор Вибе И.И.).

4. Влияние конструкций впускного канала на показатели тракторного дизеля типа Д-108. Труды ЧПИ, вып.103, Челябинск, 1972.

5. Исследование влияния геометрических параметров тангенциального впускного канала на его характеристику. Труды ЧПИ, вып.103, Челябинск, 1972 (соавтор Шумаев С.М.).

6. Способ ускоренной отработки конструктивных параметров впускных и выпускных каналов на безмоторной установке. Труды ЧПИ, вып. II9, Челябинск, 1972 (соавтор Шуваев С.М.).

7. Влияние улучшения характеристики впускного канала на показатели рабочего цикла дизеля типа Д-108. Труды ЧПИ, вып. II9, Челябинск, 1972 (соавторы Шуваев С.М., Лазарев Е.А.).

8. Способ моделирования проточной части канала. Изобретение №359425. "Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки", №35, М., 1972 (соавтор Шуваев С.М.).

#### МАТЕРИАЛЫ ДИССЕРТАЦИИ ДОКЛАДЫВАЛИСЬ

1. На XXII, XXIII, XXIV и XXV научно-технических конференциях ЧПИ, Челябинск, 1969-1972 (с публикацией тезисов двух докладов).
2. На научно-технической конференции ЧИМОСХ, Челябинск, 1971.
3. На XXXI научно-технической конференции, посвященной 40-летию СибАДИ, Омск, 1971 (с публикацией тезисов).
4. На XXVII научно-технической конференции ГПИ, Минск, 1971.
5. На XXXI научно-технической конференции МАДИ, Москва, 1973 (с публикацией тезисов).