

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних робіт з дисципліни
«Системи паливоподачі і управління ДВЗ»
для студентів спеціальності
8.05050304 “Двигуни внутрішнього згоряння”
усіх форм навчання

2016

Методичні вказівки до практичних робіт з дисципліни «Системи паливоподачі й управління ДВЗ» для студентів спеціальності 8.05050304 «Двигуни внутрішнього згоряння» усіх форм навчання /В.О. Мазін, О.М. Складєвський. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 32 с.

Укладачі к.т.н. В.О. Мазін, доцент,
д.т.н. О.М. Складєвський, проф.

Рецензент д.т.н. Я.О. Єгоров, проф.

Відповідальний за випуск: д.т.н. Г.І. Слинко, проф.

«Затверджено»
на засіданні кафедри
«Двигуни внутрішнього згоряння»,
протокол № 3 від 26.10.2015

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
1 Расчёт расхода воздуха через диффузор карбюратора	4
1.1 Основные сведения	4
1.2 Содержание индивидуальных заданий	6
1.3 Контрольные вопросы	8
2 Расчёт расхода топлива через главный жиклер карбюратора	9
2.1 Основные сведения	9
2.2 Содержание индивидуальных заданий	12
2.3 Контрольные вопросы	12
3 Расчёт обогатителя (экономайзера)	13
3.1 Основные сведения	13
3.2 Содержание индивидуальных заданий	16
3.3 Контрольные вопросы	18
4 Расчёт размеров плунжерной пары топливного насоса высокого давления (ТНВД)	19
4.1 Основные сведения	19
4.2 Содержание индивидуальных заданий	23
4.3 Контрольные вопросы	25
5 Расчёт периода задержки и впрыска топлива в системе топливоподачи дизеля	25
5.1 Основные сведения	25
5.2 Содержание индивидуальных заданий	30
5.3 Контрольные вопросы	31
Список литературы	32

1 РАСЧЁТ РАСХОДА ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ДИФфуЗОР КАРбЮРАТОРА

1.1 Основные сведения

Характеристикой карбюратора называется зависимость коэффициента избытка воздуха α от расхода воздуха через диффузор карбюратора или разряжения в диффузоре.

Коэффициент избытка воздуха определяется выражением

$$\alpha = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{т}} \cdot \mathbf{I}_0}, \quad (1.1)$$

где $G_{\text{в}}$ – массовый расход воздуха через диффузор карбюратора [кг/с]; $G_{\text{т}}$ – массовый расход топлива [кг/с]; \mathbf{I}_0 – теоретически необходимое количество воздуха [кг/кг топлива].

Горючая смесь поступает в каждый цилиндр двигателя внутреннего сгорания (ДВС) периодически. Поэтому движение воздуха и топлива через карбюратор, питающий только один цилиндр, имеет резко выраженный пульсирующий (нестационарный) характер. С увеличением количества цилиндров, питающихся одним карбюратором, с переходом от четырехтактного цикла работы ДВС на двухтактный, пульсация потока воздуха и топлива уменьшается. Этому также способствует наличие впускной системы между карбюратором и впускными элементами двигателя, объем которой, по сути, является аккумулялирующей полостью. В многоцилиндровых двигателях пульсации параметров потока воздуха становятся несущественными и течение воздуха и топлива можно считать установившимся. Вследствие малого значения вязкости воздуха его скорость во всех точках каждого поперечного сечения потока примерно одинакова.

Канал, по которому воздух поступает из атмосферы в цилиндр ДВС, имеет переменное сечение – рис. 1.1. Вследствие этого (согласно уравнению Д. Бернулли) скорость потока и давление по оси канала переменны. Анализ процессов в воздушном канале карбюратора усложняется наличием переменного местного сопротивления в виде дроссельной заслонки.

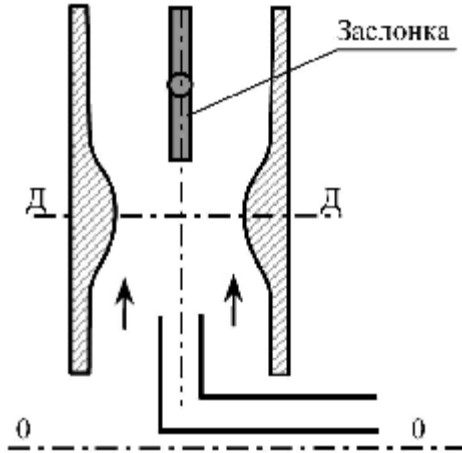


Рисунок 1.1 – Схема воздушного канала

Расход воздуха через воздушный канал может быть определен по размеру самого меньшего его сечения (диффузора) и давлению в нем – рис. 1.1. Практически перепад между давлениями наружной среды p_0 (сечение 0 – 0) и давлением в диффузоре P_d (сечение Д – Д) не превышает 0,02 МПа при работе двигателя с максимальной частотой вращения коленвала при полностью открытой дроссельной заслонке.

При изменении перепада давлений $\Delta P_d = P_0 - P_d$ в указанных пределах можно с достаточной степенью точности пренебречь влиянием сжимаемости воздуха и рассматривать его течение как движение несжимаемой жидкости. Тогда без учёта геометрического напора вследствие незначительного расстояния между 0 – 0 и Д – Д и при скорости воздуха у входа в воздушный канал $V_0 = 0$ уравнение Д. Бернулли для указанных сечений имеет следующий вид:

$$\frac{P_{0 \text{ абс}}}{\rho_v g} = \frac{P_{d \text{ абс}}}{\rho_v g} + \frac{V_d^2}{2g} + \xi \frac{V_d^2}{2g}; \quad (1.2)$$

где ρ_v – плотность воздуха [кг/м³]; V_d – скорость воздуха в сечении Д – Д диффузора; ξ – коэффициент сопротивления, учитывающий потери напора между сечениями 0 – 0 и Д – Д.

Преобразовывая уравнение (1.2), получаем

$$\Delta P_d = P_0 - P_d = \frac{V_d^2 \cdot \rho_B}{2} (1 + \xi).$$

Отсюда скорость воздуха в диффузоре

$$V_d = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_B} \Delta P_d} \quad (1.3)$$

и массовый расход через диффузор

$$G_B = \mu_B f_B \sqrt{2 \rho_B \Delta P_d} \quad (1.4)$$

В приведенных уравнениях μ_B коэффициент расхода диффузора, значение которого определяется экспериментально; $f_B = \frac{\pi d_d^2}{4}$ – площадь поперечного сечения диффузора; d_d – диаметр наименьшего сечения диффузора (сечение Д – Д).

Отметим, что при $P_{0\text{ абс}} = P_{\text{ атм}}$ $\Delta P_d = P_{\text{ вак}}$ – вакуумметрическое давление в сечении Д – Д.

1.2 Содержание индивидуальных заданий

1.2.1 Задача № 1.

Рассчитать массовый расход воздуха G_B через диффузор карбюратора (рис. 1.2) при изменении перепада давления ΔP_d в пределах от 0.001 до 0.014 МПа. Построить график зависимости $G_B = f(\Delta P_d)$.

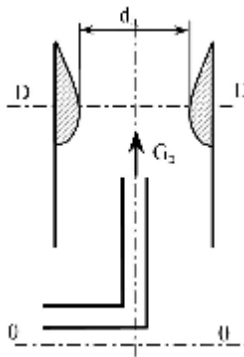


Рисунок 1.2 – Расчётная схема диффузора карбюратора

Исходные данные.

Таблица 1.1 – Плотность воздуха при давлении $P_0 = 101$ кПа

Температура воздуха, t °С	0	2	4	6	8	10	12
Плотность воздуха, ρ_B , кг/м ³	1,288	1,279	1,270	1,26	1,252	1,248	1,234
Температура воздуха, t °С	14	16	18	20	24	30	34
Плотность воздуха, ρ_B , кг/м ³	1,225	1,217	1,209	1,2	1,184	1,161	1,147

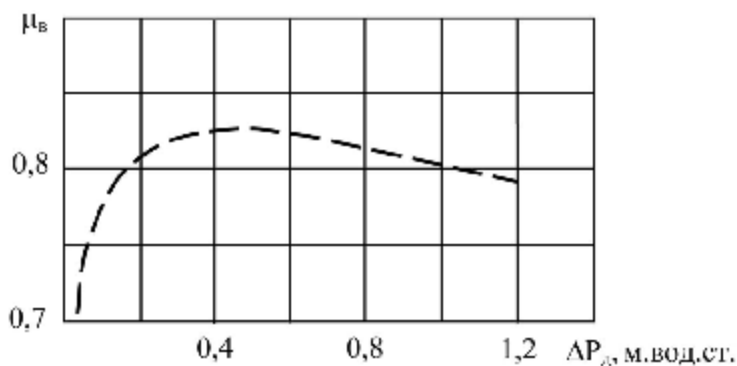


Рисунок 1.3 – Коэффициент расхода диффузора μ_B в зависимости от разряжения в нем ΔP_d ($\Delta P_d = P_0 - P_d$)

Таблица 1.2 – Варианты заданий к задаче № 1

Вариант	Температура воздуха, t °С	Диаметр диффузора, d_d , мм	Вариант	Температура воздуха, t °С	Диаметр диффузора, d_d , мм
1	2	3	1	2	3
1	0	20	11	20	20
2	2	25	12	22	25
3	4	30	13	24	30
4	6	35	14	26	35

продолжение табл. 1.2

1	2	3	1	2	3
5	8	40	15	28	40
6	10	20	16	30	15
7	12	25	17	32	18
8	14	30	18	34	20
9	16	35	19	0	25
10	18	40	20	2	20

1.2.2 Задача № 2

Рассчитать массовый расход воздуха G_v через диффузор при изменении его температуры в пределах от 0 °С до 34 °С. Построить график зависимости $G_v = f(t)$.

Таблица 1.3 – Варианты заданий к задаче № 2

Вариант	Перепад давления ΔP_d , кгс/см ²	Диаметр диффузора, d_d , мм	Вариант	Перепад давления ΔP_d , кгс/см ²	Диаметр диффузора, d_d , мм
1	0,001	15	11	0,008	15
2	0,002	20	12	0,006	20
3	0,004	25	13	0,004	25
4	0,006	30	14	0,006	30
5	0,008	35	15	0,008	35
6	0,010	40	16	0,010	30
7	0,012	35	17	0,020	25
8	0,014	30	18	0,040	20
9	0,012	25	19	0,012	15
10	0,010	20	20	0,010	20

ПРИМЕЧАНИЕ. Построение графических зависимостей производить не менее, чем по шести расчетным значениям.

1.3 Контрольные вопросы

1.3.1 Что такое коэффициент избытка воздуха?

1.3.2 При каких условиях течение воздуха и топлива через диффузор можно считать установившемся?

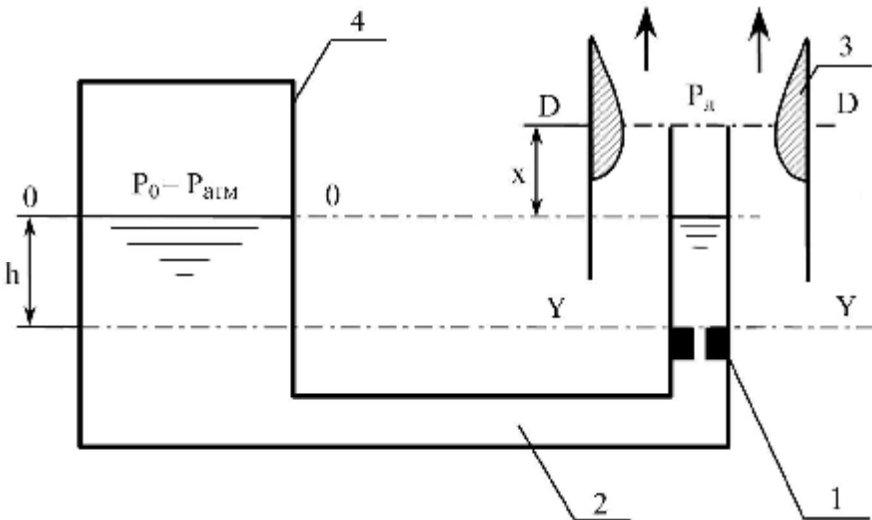
1.3.3 Почему при расчёте карбюратора допускается пренебрегать сжимаемостью воздуха?

2 РАСЧЁТ РАСХОДА ТОПЛИВА ЧЕРЕЗ ГЛАВНЫЙ ЖИКЛЕР КАРБЮРАТОРА

2.1 Основные сведения

Истечение топлива через главный дозирующий жиклер (дросель) карбюратора происходит под действием разности давлений в поплавковой камере и в диффузоре карбюратора, а также вследствие разности уровней рассматриваемых сечений (свободная поверхность топлива в поплавковой камере и плоскость наименьшего сечения диффузора).

Схема топливной системы простейшего карбюратора показана на рис. 2.1.



1 – главный дозирующий жиклер; 2 – гидроканал распылителя;
3 – диффузор; 4 – поплавковая камера

Рисунок 2.1 – Топливная система простейшего карбюратора

Главный дозирующий жиклер на каждом режиме работы карбюратора определяет количество топлива, вытекающего из поплавковой камеры. Жиклер может быть установлен в любом месте гидроканала между поплавковой камерой и выходным сечением распылителя. Выходное сечение распылителя располагается выше уровня топлива в поплавковой камере на величину $X = 2 \dots 5$ мм и обычно совпадает с плоскостью наименьшего сечения диффузора. Обеспечение величины X необходимо для предохранения от вытекания топлива из распылителя при неработающем двигателе и наклонном положении карбюратора, а также вследствие явления капиллярности. Уровень топлива в поплавковой камере поддерживается постоянным.

Уравнение Д. Бернулли для сечений $0 - 0$ и $Y - Y$ без учёта гидравлических потерь в гидроканале между поплавковой камерой и жиклером, имеет вид

$$h + \frac{P_{\text{атм}}}{\rho_{\text{т}}g} = \frac{P_{\text{у абс}}}{\rho_{\text{т}}g} + \alpha \frac{V_{\text{у}}^2}{2g}; \quad (2.1)$$

где $P_{\text{у абс}}$ – абсолютное давление в сечении $Y - Y$; α – коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность скорости топлива по сечению гидроканала; $V_{\text{у}}$ – средняя скорость топлива по сечению потока.

Считая режимы течения топлива в гидроканале и жиклере турбулентными, принимаем $\alpha \approx 1$.

Из уравнения (2.1) имеем теоретическую скорость топлива

$$V_{\text{у т}} = \sqrt{2g \left(h + \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{у абс}}}{\rho_{\text{т}}g} \right)}. \quad (2.2)$$

Пренебрегая гидравлическими потерями в гидроканале после жиклера, получаем давление в сечении $Y - Y$

$$P_{\text{у абс}} = P_{\text{д абс}} + (h + X) \cdot \rho_{\text{т}}g. \quad (2.3)$$

Из (2.2) и (2.3)

$$V_{\text{у т}} = \sqrt{2g \left(\frac{\Delta P_{\text{д}}}{\rho_{\text{т}}g} + X \right)}; \quad (2.4)$$

где $\Delta P_{\text{д}} = P_{\text{атм}} - P_{\text{д абс}}$.

С учётом гидравлических потерь в жиклере и гидроканале давление объемного расхода имеет вид:

$$Q = \mu_{\text{ж}} f_{\text{ж}} \sqrt{2g \left(\frac{\Delta P_{\text{д}}}{\rho_{\text{T}} g} - X \right)}; \quad (2.5)$$

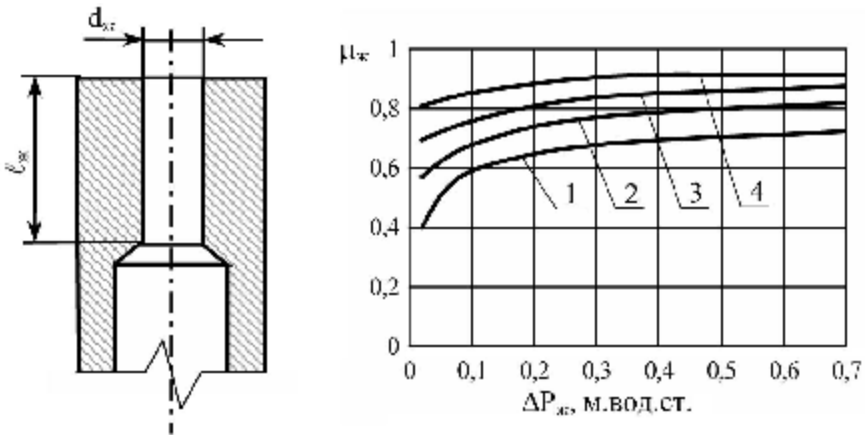
где $\mu_{\text{ж}}$ – коэффициент расхода жиклера; $f_{\text{ж}}$ – площадь проходного сечения жиклера.

Массовый расход через жиклер

$$G_{\text{T}} = \mu_{\text{ж}} f_{\text{ж}} \sqrt{2g \left(\frac{\Delta P_{\text{д}}}{\rho_{\text{T}} g} - X \right)} \cdot \rho_{\text{T}} = \mu_{\text{ж}} f_{\text{ж}} \sqrt{2\rho_{\text{T}} (\Delta P_{\text{д}} - \rho_{\text{T}} g X)}. \quad (2.6)$$

Значение $\mu_{\text{ж}}$ определяется экспериментально и зависит от ряда факторов: сечения жиклера, соотношения его геометрических размеров, формы кромок жиклера, давления, температуры и вязкости вытекающего топлива и т.д.

На рис. 2.2 показано изменение $\mu_{\text{ж}}$ от перепада давлений $\Delta P_{\text{ж}}$ на жиклере при различных соотношениях его длины $l_{\text{ж}}$ и проходного сечения $d_{\text{ж}}$.



1 – $l_{\text{ж}}/d_{\text{ж}} = 0,42$; 2 – $l_{\text{ж}}/d_{\text{ж}} = 2,8$; 3 – $l_{\text{ж}}/d_{\text{ж}} = 5,6$; 4 – $l_{\text{ж}}/d_{\text{ж}} = 11,3$

Рисунок 2.2 – Конструктивная схема жиклера и зависимость $\mu_{\text{ж}}(\Delta P_{\text{ж}})$

Поскольку величина $\Delta P_{\text{ж}}$ изменяется в зависимости от режима работы двигателя в расчётах допускается применение постоянным значение $\mu_{\text{ж}}$, определение по среднему значению $\Delta P_{\text{ж}}$.

2.2 Содержание индивидуальных заданий

Рассчитать массовый расход топлива G_T через главный дозирующий жиклер при изменении перепада давления ΔP_d в пределах от 0,001 до 0,014 МПа и различных соотношениях размеров жиклера. Построить график зависимости $G_T = f(\Delta P_d)$.

Таблица 2.2 – Варианты заданий

Вариант	Диаметр жиклера $d_{ж}$, мм	$I_{ж}/d_{ж}$		X, мм	Плотность топлива, ρ_T , кг/м ³
1	0,5	0,42	11,3	3	700
2	0,55	2,8	11,3	4	700
3	0,6	5,6	11,3	5	750
4	0,65	0,42	5,6	3	750
5	0,7	0,42	11,3	4	750
6	0,5	2,8	11,3	5	700
7	0,55	5,6	11,3	3	700
8	0,6	0,42	5,6	4	700
9	0,65	0,42	11,3	5	750
10	0,7	5,6	11,3	3	700
11	0,5	0,42	5,6	4	750
12	0,55	0,42	11,3	5	700
13	0,6	2,8	11,3	3	700
14	0,65	2,8	5,6	4	750
15	0,7	0,42	5,6	5	700
16	0,75	0,42	11,3	3	750
17	0,8	2,8	11,3	4	750
18	0,7	2,8	11,3	5	700
19	0,6	2,8	5,6	4	700
20	0,5	2,8	5,6	3	700

2.3 Контрольные вопросы

2.3.1 В каком месте гидроканала распылителя может быть установлен главный дозирующий жиклер?

2.3.2 С какой целью выходное сечение распылителя располагают выше уровня топлива в поплавковой камере?

2.3.3 От каких факторов зависит значение коэффициента расхода жиклера?

3 РАСЧЁТ ОБОГАТИТЕЛЯ (ЭКОНОМАЙЗЕРА)

3.1 Основные сведения

Главная дозирующая система карбюратора обеспечивает приготовление смеси необходимого состава только для области средних нагрузок ДВС при его установившемся режиме работы. Карбюратор, имеющий только одно главное дозирующее устройство, отрегулированное на экономичную работу двигателя, не обеспечивает получение максимальной мощности при полном открытии дроссельной заслонки, надежную работу на холостом ходу, хорошую приемистость и нормальный пуск двигателя.

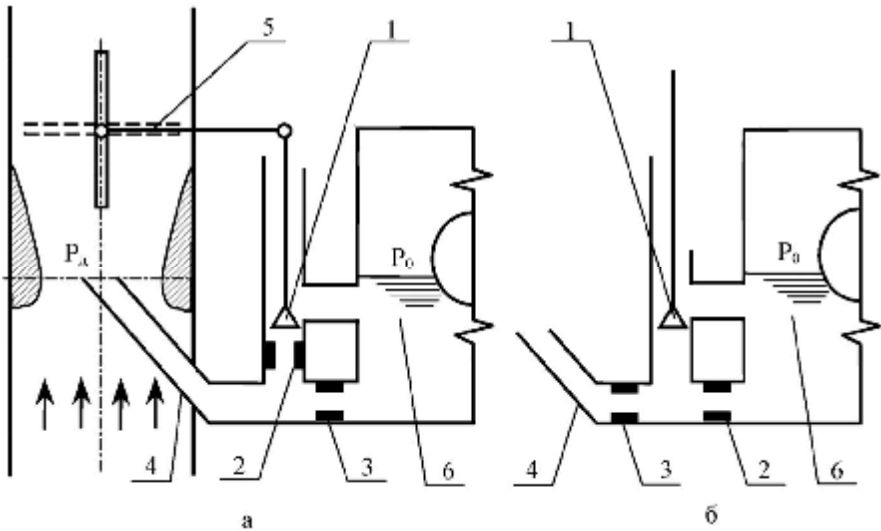
Для устранения указанных недостатков современный карбюратор имеет в своем составе специальные вспомогательные устройства. К ним относятся обогатительные устройства (экономайзеры, эконо-статы, насосы-ускорители), устройства для обеспечения экономичной работы ДВС с приемлемым уровнем токсических компонентов в отработавших газах на режимах холостого хода (системы холостого хода, экономайзеры принудительного холостого хода, регуляторы разрежения и др.).

Для облегчения пуска и прогрева холодного двигателя карбюраторы оснащают различными пусковыми устройствами. Также карбюраторы могут иметь устройства для обеспечения нормального пуска горячего двигателя, ограничения максимальной частоты вращения коленвала и др.

Обогатитель (экономайзер) карбюратора – это устройство, обогащающее горючую смесь до состава, который обеспечивает получение максимальной мощности двигателя при полном или близком к полному открытию дроссельной заслонки. Для этого с помощью обогатителя увеличивается подача топлива на режимах максимальной мощности и уменьшается при переходе двигателя к средним нагруз-

кам. Таким образом, обеспечивается наиболее экономичная работа ДВС на средних нагрузках.

Принцип действия обогатителя основан на изменении сопротивления топливной системы карбюратора, что обуславливает дополнительную подачу топлива в смесительную камеру. Во всех случаях это дополнительное топливо подается или через главную дозирующую систему или через самостоятельный распылитель. Жиклер обогатителя, через который подается дополнительная порция топлива, может быть установлен параллельно или последовательно с главным жиклером. На рис. 3.1 показаны схемы обогатительных устройств с различным расположением жиклера обогатителя.



1 – клапан экономайзера; 2 – жиклер экономайзера; 3 – главный жиклер; 4 – распылитель; 5 – рычаг; 6 – поплавковая камера

Рисунок 3.1 – Схема обогатителя экономайзера с механическим приводом: (а) с параллельной установкой и (б) с последовательной установкой жиклера экономайзера

Для варианта обогатителя по рис. 3.1, а при открытии с помощью рычага 5 клапана 1 топливо подводится в распылитель 4 сразу

через два жиклера: главный 3 и жиклер обогатителя 2. В этом случае проходное сечение жиклера 3 подбирают так, чтобы обеспечить на средних нагрузках при закрытом клапане обогатителя 1 получение горючей смеси экономичного состава. Сечение жиклера 2 должно быть значительно меньше сечения главного жиклера 3, обеспечивая подачу дополнительного количества топлива, необходимого для обогащения смеси (примерно 15 – 20 % от количества топлива, подаваемого через главный жиклер).

Расход (массовый) через главный жиклер 3 без учёта компенсационной системы и величины X (см. рис. 2.1) определяется по (2.6) выражением

$$G_{т\text{гл}} = \mu_{г\text{л.ж}} f_{г\text{л.ж}} \sqrt{2\Delta P_{д} \cdot \rho_{т}}, \quad (3.1)$$

где $\mu_{г\text{л.ж}}$ и $f_{г\text{л.ж}}$ – соответственно коэффициент расхода и площадь сечения главного жиклера.

Величина $G_{т\text{гл}}$ должна быть такой, чтобы обеспечивался экономический состав горючей смеси, т.е. коэффициент избытка воздуха $\alpha \approx 1$.

Расход топлива через жиклер обогатителя

$$G_{ж.о} = \mu_{ж.о} f_{ж.о} \sqrt{2\Delta P_{д} \cdot \rho_{т}}. \quad (3.2)$$

Суммарная подача, подводимая к распылителю

$$G_{т} = G_{т\text{гл}} + G_{ж.о}. \quad (3.3)$$

Для варианта обогатителя по рис. 3.1, б топливо из поплавковой камеры проходит последовательно через жиклеры 2 и 3. В случае полного открытия воздушной заслонки открывается клапан 1 и часть топлива, минуя жиклер обогатителя 2, через главный жиклер 3 попадает в распылитель 4. Соппротивление потоку топлива уменьшается, расход топлива увеличивается и смесь обогащается. Жиклер обогатителя в этом случае должен иметь большее проходное сечение, чем главный жиклер, т.к. его сопротивление должно быть невелико.

При таком включении жиклеров сечение главного жиклера подбирают, исходя из условия получения наибольшей мощности. Сечение жиклера обогатителя подбирают таким образом, чтобы при его включении (клапан 1 – закрыт) расход топлива уменьшался примерно на 20%.

Массовый расход топлива через главный жиклер при включении жиклера обогатителя определяется из выражения

$$G'_{Т ГЛ} = \mu_{ГЛ.Ж} f_{ГЛ.Ж} \sqrt{2(\Delta P_{Д} - \Delta P_{Ж.О}) \rho_{Т}}, \quad (3.4)$$

где $\Delta P_{Ж.О}$ – перепад давлений на жиклере обогатителя.

Расход топлива через жиклер обогатителя

$$G_{Т.О} = \mu_{Ж.О} f_{Ж.О} \sqrt{2\Delta P_{Ж.О} \rho_{Т}}. \quad (3.5)$$

При закрытом клапане 1, соблюдается условие неразрывности потока, т.е. $G'_{Т ГЛ} = G_{Т.О}$. Принимая $\mu_{Ж.О} \approx \mu_{ГЛ.Ж}$ из (3.4) и (3.5), получаем

$$\Delta P_{Ж.О} = \frac{f_{ГЛ.Ж}^2}{f_{ГЛ.Ж}^2 + f_{Ж.О}^2} \Delta P_{Д} \quad (3.6)$$

Обозначая $\frac{f_{Ж.О}}{f_{ГЛ.Ж}} = b$ из (3.4) и (3.6), получаем

$$G'_{Т ГЛ} = \mu_{ГЛ.Ж} f_{ГЛ.Ж} \sqrt{2 \left(\frac{b^2}{1+b^2} \right) \Delta P_{Д} \rho_{Т}}, \quad (3.7)$$

Разделив выражение (3.4) на (3.1), получаем

$$k = \frac{G'_{Т ГЛ}}{G_{Т ГЛ}} = \sqrt{\frac{b^2}{1+b^2}}.$$

Отсюда
$$b = \sqrt{\frac{k^2}{1-k^2}}. \quad (3.8)$$

Если принять, что расход топлива при включении жиклера обогатителя должен уменьшиться на 15 – 20%, (т.е. $k = 0,8 - 0,85$), то площадь проходного сечения жиклера обогатителя будет больше проходного сечения главного жиклера в 1.33 – 1.5 раза.

3.2 Содержание индивидуальных заданий

Исходные данные.

Плотность топлива $\rho_{Т} = 700 \text{ кг/м}^3$; $\mu_{ГЛ.Ж} = \mu_{Ж.О} = 0.72$.

3.2.1 Задача № 1 (Схема по рис. 3.1, а).

Расчитать диаметр жиклера обогатителя $d_{Ж.О}$ и массовый расход топлива $G_{Т}$ при включенном жиклере обогатителя.

Таблица 3.1 – Варианты заданий к задаче № 1

Вариант	$\Delta P_{д}$, МПа	Диаметр главного жиклера $d_{г.ж}$, мм	Увеличение подачи топли- ва при включении жиклера и обогатителя в %
1	0,001	0,6	20
2	0,002	0,8	15
3	0,004	1,0	20
4	0,006	0,8	15
5	0,008	0,6	20
6	0,010	0,5	15
7	0,012	0,6	20
8	0,014	0,8	15
9	0,012	1,0	20
10	0,010	0,8	15
11	0,012	0,8	20
12	0,014	0,6	15
13	0,012	0,5	20
14	0,010	0,55	15
15	0,008	0,6	20
16	0,006	0,65	15
17	0,004	0,7	20
18	0,002	0,8	15
19	0,001	1	20
20	0,006	0,75	15

3.2.2 Задача № 2 (схема по рис. 3.1, б)

Рассчитать диаметр жиклера обогатителя $d_{ж.о}$ в массовый расход топлива G_T при включенном и выключенном жиклере обогатителя.

Таблица 3.2 – Варианты заданий к задаче № 2

Вариант	$\Delta P_{д}$, МПа	Диаметр главного жиклера $d_{г.ж}$, мм	Уменьшение подачи топ- лива при включении жи- клера и обогатителя в %
1	2	3	4
1	0,001	0,5	20
2	0,002	0,55	15

продолжение табл. 3.2

1	2	3	4
3	0,004	0,6	20
4	0,006	0,65	15
5	0,008	0,8	20
6	0,010	1	15
7	0,012	0,8	20
8	0,014	0,6	15
9	0,012	0,8	20
10	0,010	1	15
11	0,008	0,8	20
12	0,006	0,75	15
13	0,004	0,6	20
14	0,002	0,5	15
15	0,001	0,65	20
16	0,002	0,7	15
17	0,004	0,75	20
18	0,006	0,8	15
19	0,008	1	20
20	0,010	0,8	15

3.3 Контрольные вопросы

3.3.1 Объяснить принцип работы обогатителя при параллельном и последовательном включении жиклера обогатителя.

3.3.2 Какой из вариантов обогатителя является более экономичным?

3.3.3 Объяснить назначение обогатителя.

4 РАСЧЁТ РАЗМЕРОВ ПЛУНЖЕРНОЙ ПАРЫ ТОПЛИВНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ (ТНВД)

4.1 Основные сведения

ТНВД предназначены для подачи топлива к форсункам дизельного двигателя.

По способу дозирования цикловой подачи насосы высокого давления классифицируют на насосы: с переменным ходом плунжера; с дросселированием на перепуске; с дросселированием на всасывании; с клапанным регулированием; с золотниковым регулированием.

Исходным параметром для расчёта плунжерной пары ТНВД является цикловая подача топлива. Объем рабочей полости втулки плунжера больше объема $W_{ц \max}$, соответствующего максимально возможной подаче в объемных единицах, т.к. в процессе сжатия топлива в насосе имеют место объемные потери в результате утечек из рабочей полости и деформации топлива. Эти объемные потери учитываются коэффициентом подачи насоса ϵ_n , физический смысл которого определяется выражением

$$\epsilon_n = \frac{Q_n}{Q_{т.н}} = \frac{W_{ц \max}}{W_{п.т}}; \quad (4.1)$$

где $Q_n = Q_{т.н} - Q_{ут} - Q_{сж}$ – действительная объемная подача насоса; $Q_{т.н}$ – теоретическая объемная подача насоса; $Q_{ут}$ – объемные утечки из рабочей полости насоса; $Q_{сж}$ – объемный расход, компенсирующий деформацию топлива в рабочей полости насоса вследствие его сжимаемости; $W_{п.т}$ – теоретический объем рабочей полости насоса.

Необходимо отметить, что топливо сжимается также в нагнетательном трубопроводе, который в свою очередь под воздействием высокого давления расширяется, т.е. увеличивает свой внутренний объем. Учитывая это, запишем выражение для определения объема $W_{п.т}$ рабочей полости ТНВД, соответствующего полному ходу плунжера

$$W_{п.т} = \frac{W_{ц \max}}{\epsilon_n} + \Delta W_1 + \Delta W_2 + \Delta W_3; \quad (4.2)$$

где ΔW_1 – объем, компенсирующий сжимаемость топлива в нагнетательном трубопроводе; ΔW_2 – объем, компенсирующий деформацию

нагнетательного трубопровода; ΔW_3 – объем, соответствующий ходу перепуска.

Объем

$$\Delta W_1 = \frac{W_0 (P_{\max} - P_{\text{ост}})}{E_T}; \quad (4.3)$$

где $W_0 = \frac{\pi d_{\text{тр}}^2}{4} \cdot l_{\text{тр}}$ – начальный объем трубопровода; $d_{\text{тр}}$ и $l_{\text{тр}}$ – соответственно внутренний диаметр и длина трубопровода; P_{\max} и $P_{\text{ост}}$ – соответственно максимальное давление и остаточное давление в трубопроводе; E_T – модуль упругости дизельного топлива.

Объем

$$\Delta W_2 = \frac{\pi}{4} [(d_{\text{тр}} + \Delta d_{\text{тр}})^2 - d_{\text{тр}}^2] l_{\text{тр}}; \quad (4.4)$$

где приращение внутреннего диаметра трубопровода

$$\Delta d_{\text{тр}} = (P_{\max} - P_{\text{ост}}) \cdot \left(\frac{D_{\text{тр}}^2 + d_{\text{тр}}^2}{D_{\text{тр}}^2 - d_{\text{тр}}^2} + \mu_{\text{п}} \right) \cdot \frac{d_{\text{тр}}}{E_{\text{тр}}}. \quad (4.5)$$

Здесь $D_{\text{тр}}$ – наружный диаметр трубопровода; $\mu_{\text{п}}$ – коэффициент Пуассона; $E_{\text{тр}}$ – модуль упругости материала стенки трубопровода.

Объем ΔW_3 приблизительно определяется выражением

$$\Delta W_3 = \varphi_h W_{\text{п max}}, \quad (4.6)$$

где коэффициент перепуска $\varphi_h \approx 0,3 \dots 0,5$.

Полный ход плунжера насоса

$$h_{\text{п}} = \frac{4W_{\text{п}}}{\pi d_{\text{п}}^2}, \quad (4.7)$$

где $d_{\text{п}}$ – диаметр плунжера насоса. Значение $d_{\text{п}}$ принимается изначальное, исходя из габаритных и других условий.

Коэффициент подачи насоса $\varepsilon_{\text{п}}$, зависящий от ряда факторов, изменяется в широких пределах даже для одной и той же системы в зависимости от скорости и нагрузочного режимов её работы и от регулировочных параметров. Ориентировочные значения данного коэффициента приведены в таблице 4.1.

Объем $W_{ц\max}$

$$W_{ц\max} = \frac{g_{ц}}{\rho_{т}}, \quad (4.8)$$

где $g_{ц} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot \tau}{60 n \cdot i}$ – цикловая подача.

Здесь g_e – удельный эффективный расход топлива [г/(кВт·час)]; N_e – эффективная мощность двигателя (кВт); τ – коэффициент тактности ($\tau = 1$ – для двухтактных двигателей; $\tau = 2$ – четырехтактных двигателей); n – частота вращения коленвала двигателя; i – число цилиндров.

При проектировании очень часто используют упрощенное выражение для определения $W_{п}$

$$W_{п} = \varphi_{п} \frac{W_{ц\max}}{\epsilon_{н}}, \quad (4.9)$$

где значения коэффициента $\varphi_{п}$ приведены в табл. 4.1.

Обозначая отношение полного хода плунжера к его диаметру через

$$m = \frac{h_{п}}{d_{п}},$$

можно определить $d_{п}$ и $h_{п}$ по выражению

$$d_{п} = \sqrt[3]{\frac{4W_{ц\max} \cdot \varphi_{п}}{\pi \cdot m \cdot k_{н} \cdot \epsilon_{н}}}; \quad (4.10)$$

где $k_{н}$ – количество насосов на один цилиндр; значения m приведены в табл. 4.1.

Если исходить не из полного хода плунжера, а из его активного хода h_a , и обозначая

$$m_1 = \frac{h_a}{d_{п}},$$

то

$$d_{п} = \sqrt[3]{\frac{4W_{ц\max} \cdot \varphi_{п}}{\pi \cdot m_1 \cdot k_{н} \cdot \epsilon_{н}}}; \quad (4.11)$$

Значения m_1 приведены в табл. 4.1.

При определении диаметра плунжера $d_{\text{п}}$ по его активному ходу $h_{\text{а}}$ полный его ход вычисляют по соотношению

$$h_{\text{п}} = m_2 h_{\text{а}}, \quad (4.12)$$

где m_2 – коэффициент, характеризующий часть хода плунжера на перепуск топлива после отсечки. Его значение устанавливают на основе анализа хорошо зарекомендовавших себя насосов.

Для ТНВД с клапанным распределением $m_2 = 1,35 \dots 2,15$, а с золотниковым – $m_2 = 2,3 \dots 6,15$.

Окончательно рассчитанные значения $d_{\text{п}}$ и $h_{\text{п}}$ округляют до ближайшего размера согласно ГОСТ 10578 – 74.

По выбранному диаметру плунжера определяют наружный диаметр втулки D и длину притертой поверхности плунжера

$$D = (1,8 - 3,1)d_{\text{п}} \quad (4.13)$$

$$l_{\text{п}} = (4,5 - 6,5)d_{\text{п}} \quad (4.14)$$

Правильность выбора диаметра втулки D проверяют на жесткость по формуле Ляме, сравнивая $\Delta d_{\text{п}}$ с $\Delta_{\text{п}}$

$$\Delta d_{\text{п}} = \frac{P_{\text{max}} d_{\text{п}}}{E_{\text{в}}} \left(\frac{D^2 + d_{\text{п}}^2}{D^2 - d_{\text{п}}^2} + \mu_{\text{п}} \right) < \Delta_{\text{п}}, \quad (4.15)$$

где $\Delta_{\text{п}}$ – диаметральный зазор между плунжером и втулкой.

Диаметр круглого наполнительного окна втулки

$$d_0 = d_{\text{п}} \sqrt{\frac{V_{\text{ср}}}{V_{\text{к}} \cdot i_0}}, \quad (4.16)$$

где i – количество окон; $V_{\text{к}}$ – средняя скорость топлива в окне, обычно $V_{\text{к}} = (0,5 - 2)$ м/с; $V_{\text{ср}}$ – средняя скорость плунжера на участке геометрической подачи.

$$V_{\text{ср}} = \frac{h_{\text{п}} \cdot n}{30 \cdot \tau} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}} \right],$$

где $n - \left[\frac{\text{об}}{\text{мин}} \right]$.

4.2 Содержание индивидуальных заданий

Рассчитать параметры плунжерной пары:

- диаметр плунжера $d_{п}$;
- полный ход плунжера $h_{п}$;
- наружный диаметр втулки D ;
- длину притертой поверхности плунжера $l_{п}$;
- диаметр впускного окна втулки $d_{н}$

Определение параметров выполнить тремя вариантами методики расчёта:

- используя выражения (4.2) – (4.7);
- используя выражения (4.9), (4.10);
- используя выражения (4.11), (4.12).

Исходные данные:

- модуль упругости материала втулки $E_{в} = 20 \cdot 10^6$ МПа;
- модуль упругости материала стенки трубопровода $E_{тр} = 20 \cdot 10^6$ МПа;
- коэффициент Пуассона материала стенки трубопровода $\mu_{п} = 0,28$;
- плотность топлива $\rho_{т} = 920$ кг/м³ – const;
- модуль упругости топлива $E_{т} = 1600$ МПа;
- коэффициент перепуска $\phi_{п} = 0,3 \dots 0,5$;
- число насосов на один цилиндр $k = 1$;
- остаточное давление в трубопроводе $P_{ост} = 0,2$ МПа;
- диаметральный зазор между плунжером и втулкой $\Delta_{п} = 0,008$ мм.

Таблица 4.1 – Значения исходных коэффициентов

Насосы	$j_{п}$	$e_{п}$	m	m_1
Клапанные	1,4 ... 2,0	0,85 ... 0,95	0,4 ... 1,2	0,30 ... 0,60
Золотниковые	2,0 ... 2,5	0,66 ... 0,95	0,7 ... 1,8	0,15 ... 0,80
Насос-форсунки	2,0 ... 2,5	0,8 ... 1,0	1,2 ... 1,8	0,40 ... 0,75

Значение коэффициента $m_2 = h_{п}/h_{а}$, учитывающего часть хода плунжера на перепуск топлива после отсечки:

- для насосов с клапанным распределением $m_2 = 1,35 \dots 2,15$;
- для золотниковых насосов $m_2 = 2,3 \dots 6,15$.

Таблица 4.2 – Варианты заданий

Варианты	Тип насоса (по способу дозирования цикловой подачи)	Удельный эффективный расход топлива, g_e , г/(кВт·час)	Эффективная мощность, N_e , кВт	Частота вращения коленвала, n , об/мин	Количество цилиндров, i	Коэффициент тактности двигателя τ	Длина трубопровода между насосом и форсункой $l_{тр}$, м	Внутренний диаметр трубопровода $d_{тр}$, мм	Наружный диаметр трубопровода $D_{тр}$, мм	Максимальное давление в трубопроводе P_{max} , МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Клапанный	236	62	4200	3	4	0,5	4	6	60
2	—	284	81	4300	4	4	1	4	6	60
3	—	222	88	4250	5	4	0,8	5	8	80
4	—	242	169	2600	6	4	0,8	5	8	80
5	—	290	224	2100	6	4	1	4	6	60
6	—	273	234	2200	6	4	1	4	6	60
7	—	238	235	2000	6	4	0,8	5	8	80
8	—	300	346	1900	8	4	0,8	5	8	80
9	—	292	40	1850	4	4	0,6	4	6	50
10	—	286	77	2200	4	4	0,6	4	6	50
11	Золотниковый	280	115	2100	4	4	1	4	6	60
12	—	284	130	2100	4	4	1	4	6	60
13	—	241	136	2800	8	4	0,8	5	8	80
14	—	242	155	2600	8	4	0,8	5	8	80
15	—	245	175	2100	8	4	1	4	6	60
16	—	285	180	2100	6	4	1	4	6	60
17	—	236	62	4200	3	4	0,5	4	6	60
18	—	284	81	4300	4	4	0,8	5	8	80
19	—	222	88	4250	5	4	0,8	5	8	80
20	—	286	77	2200	4	4	0,6	4	6	50

4.3 Контрольные вопросы

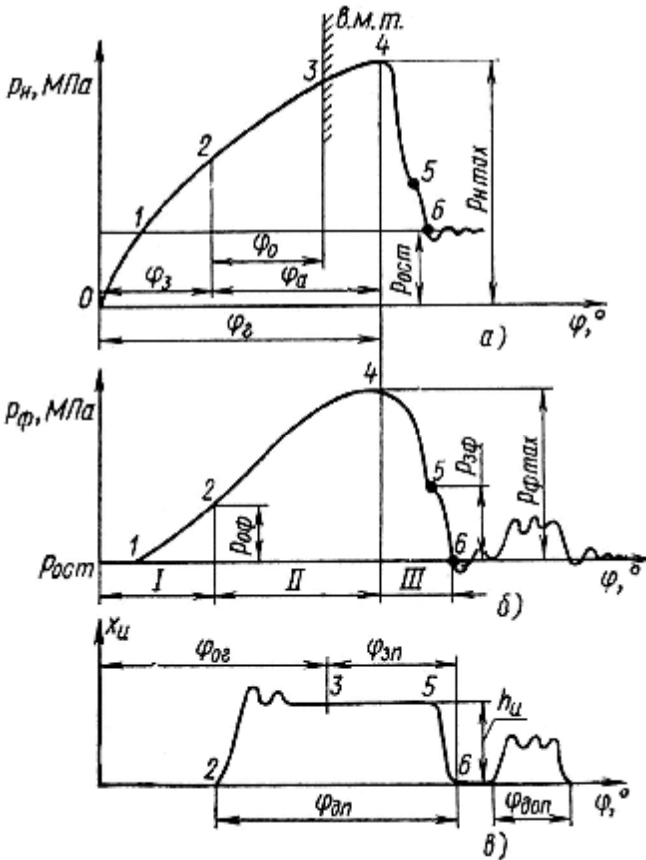
- 4.3.1 Что называется коэффициентом подачи насоса?
- 4.3.2 Классификация ТНВД по способу дозирования цикловой подачи.
- 4.3.3 Каким образом влияют на параметры плунжерной пары такие конструктивные элементы как: внутренний диаметр и длина трубопровода; толщина его стенки; максимальное давление в трубопроводе; материал трубопровода?
- 4.3.4 Каким образом влияет на параметры плунжерной пары количество нерастворенного газа в топливе?

5 РАСЧЁТ ПЕРИОДА ЗАДЕРЖКИ И ВПРЫСКА ТОПЛИВА В СИСТЕМЕ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ

5.1 Основные сведения

Протекание процесса подачи топлива в дизельных двигателях зависит от многих конструктивных, эксплуатационных факторов и физических свойств топлива. В общем случае топливная система дизеля содержит три основных элемента: топливный насос высокого давления (ТНВД), трубопровод и форсунку. Каждый из этих элементов оказывает определенное влияние на формирование закона подачи топлива. Совершенство конструкций этих элементов оценивают при сопоставлении наиболее характерных параметров подачи топлива. К этим параметрам относят угол опережения подачи топлива; продолжительность подачи; характеристику впрыска (закон подачи); давление подачи; цикловую подачу.

Процессы, происходящие в системе топливоподачи дизеля, характеризуются изменением давлений после ТНВД P_n и перед форсункой P_f , открытием форсунки в функции от угла поворота кулачкового вала ТНВД φ – рис. 5.1. Данная диаграмма позволяет установить характер протекания процесса подачи топлива и определить все основные параметры подачи: опережение и продолжительность подачи топлива у насоса и форсунки, текущие и максимальные давления в характерных точках, продолжительность открытия форсунки, дополнительного впрыска и перепуска.



P_n и P_f – давления соответственно на входе из ТНВД и у форсунки; $X_{и}$ – перемещение иглы форсунки; $P_{ост}$ – остаточное давление в системе; $P_{оф}$ – давление открытия иглы форсунки; $P_{зф}$ – давление закрытия иглы форсунки; φ_z – период задержки и впрыска топлива; φ_o и $\varphi_{ог}$ – действительный и геометрический углы опережения подачи топлива; φ_a – период активного впрыска; φ_r – геометрическая продолжительность подачи; $\varphi_{дп}$ – действительная продолжительность подачи; $\varphi_{доп}$ – период довпрыскивания; I – III – фазы процесса подачи

Рисунок 5.1 – Изменения давления топлива в системе питания дизеля от угла поворота кулачкового валика за один цикл работы

Продолжительность процесса от начала геометрической подачи (точка «О») до начала движения иглы форсунки (точка «2») называется периодом задержки и впрыска топлива, выраженным в углах поворота φ_3 . Этот период составляет I фазу процесса подачи топливной системы дизеля. Его продолжительность зависит от таких основных факторов как: длина и внутренний диаметр трубопровода; объем рабочей полости (кармана) форсунки; рабочий объем ТНВД; количество нерастворенного воздуха в топливе; физические свойства топлива; величины перемещаемых масс (топливо, иглы, пружина) и другие.

Точное определение продолжительности I фазы процесса подачи возможно только экспериментальным путем на реальном двигателе. Расчёт с достаточной точностью возможен с привлечением математического моделирования протекающих в системе процессов и применением ЭВМ. На начальном этапе проектирования системы топливоподачи возможно применение упрощенных расчётов по определению приблизительного значения I фазы процесса, принимая ряд допущений. К данным допущениям относятся:

- пренебрежение трением и инерционностью топлива в трубопроводе;
- пренебрежение массой иглы форсунки;
- пренебрежение утечками в форсунке;
- плотность топлива постоянна, $\rho_T = \text{const}$.

I фаза подачи состоит из времени прохождения волны давления (возмущения) по трубопроводу и времени нарастания давления в кармане форсунки до значения $P_{\text{оф}}$.

Время распространения волны давления по трубопроводу

$$t_{\text{в}} = \frac{l_{\text{т}}}{C_{\text{ж}}}, \quad (5.1)$$

где $l_{\text{т}}$ – длина трубопровода; $C_{\text{ж}}$ – скорость звука (волны давления) в жидкости, определяемая выражением

$$C_{\text{ж}} = \sqrt{\frac{E_{\text{т}}}{\rho_{\text{т}}}}. \quad (5.2)$$

Здесь $E_{\text{т}}$ – модуль упругости топлива, $\rho_{\text{т}}$ – плотность топлива.

Под воздействием давления трубопровод деформируется (растягивается), что влияет на жесткость системы, «топливо – трубопро-

вод». В этом случае определяют приведенную (эквивалентную) жесткость

$$E_{\text{т пр}} = \frac{E_{\text{т}}}{1 + \frac{d_{\text{т}} E_{\text{т}}}{E_{\text{м}} \cdot \delta}}, \quad (5.3)$$

где $d_{\text{т}}$ – внутренний диаметр трубопровода; δ – толщина стенки трубопровода; $E_{\text{м}}$ – модуль упругости материала трубопровода.

Если отличие в значениях модулей упругости $E_{\text{т}}$ и $E_{\text{т пр}}$ не превышает 3 ... 5 %, то обычно в практике пренебрегают податливостью трубопровода, считая его абсолютно жестким, и в (5.2) используют модуль упругости топлива $E_{\text{т}}$.

На скорость звука влияет также давление и количество газа, содержащегося в топливе в нерастворенном состоянии. Модуль упругости топлива с учётом этих факторов определяется выражением

$$E_{\text{пр}}(P_i) = E_{\text{т}} \frac{1 + \frac{1}{\gamma^*}}{\frac{1}{\gamma^*} + \frac{P_{\text{атм}} E_{\text{т}}}{P_{i \text{ абс}}^2}}; \quad (5.4)$$

где $\gamma^* = W_{\text{г}}/W_{\text{т}}$ – относительное содержание газа, находящегося в топливе в нерастворенном состоянии; $W_{\text{г}}$ и $W_{\text{т}}$ – соответственно объемы газа и топлива; $P_{i \text{ абс}}$ – абсолютное давление; $P_{\text{атм}}$ – атмосферное давление.

Давление в трубопроводе в период рабочего цикла изменяется от минимального значения $P_{\text{ост}}$ до максимального $P_{\text{мах}}$. В дизелях различных типов $P_{\text{мах}} = 30 \dots 200$ МПа. При повышении давления нерастворенный газ переходит в растворимое состояние и перестает влиять на модуль упругости топлива. Поэтому при $P \geq 50$ МПа нерастворенным газом в топливе можно пренебречь, т.е. принять $\gamma^* = 0$.

Для расчёта $E_{\text{пр}}$ по (5.4) и $C_{\text{ж}}$ по (5.2) обычно принимают среднее значение рабочего давления.

Для определения времени нарастания Δt давления в камере форсунки до значения $P_{\text{оф}}$ по (4.3) имеем

$$Q_T = \frac{\Delta W}{\Delta t} = \frac{W_k \cdot (P_{\text{оф}} - P_{\text{ост}})}{\Delta t \cdot E_{\text{пр}}(P_i)}, \quad (5.5)$$

где W_k – первоначальный геометрический объем кармана форсунки; ΔW – объем топлива, поступающий в карман за время Δt для компенсации сжимаемости топлива.

Давление $P_{\text{оф}}$ без учёта трения между иглой и корпусом форсунки

$$P_{\text{оф}} = \frac{G_{\text{пр}} + f_i P_c}{f_{\text{эф}}}, \quad (5.6)$$

где $G_{\text{пр}}$ – сила предварительного поджатия пружины форсунки; f_i – эффективная площадь иглы со стороны пружины; $f_{\text{эф}}$ – эффективная площадь иглы со стороны кармана форсунки; P_c – давление в пружинной полости (давление в сливном трубопроводе).

Объемный расход топлива Q_T приблизительно можно получить из следующих соотношений:

$$Q_T = \frac{g_{\text{ц}}}{\rho_T \Delta t_{\text{п}}}, \quad (5.7)$$

где $g_{\text{ц}}$ – цикловая подача [г/цикл]; $\Delta t_{\text{п}}$ – время подачи, соответствующее геометрическому углу подачи φ_{Γ} (см. рис. 5.1)

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{\tau \cdot \varphi_{\Gamma}}{360 \cdot n} = \frac{\varphi_{\Gamma\kappa}}{360 \cdot n}. \quad (5.8)$$

Здесь n – частота вращения коленвала ДВС [об/мин]; τ – коэффициент тактности ($\tau = 1$ – для двухтактных двигателей; $\tau = 2$ – для четырехтактных двигателей); φ_{Γ} и $\varphi_{\Gamma\kappa}$ – геометрическая продолжительность подачи соответственно по углу поворота кулачкового вала ТНВД и коленвала двигателя.

Таким образом, из (5.5)

$$\Delta t = \frac{W_k (P_{\text{оф}} - P_{\text{ост}})}{Q_T E_{\text{пр}}(P_i)}, \quad (5.9)$$

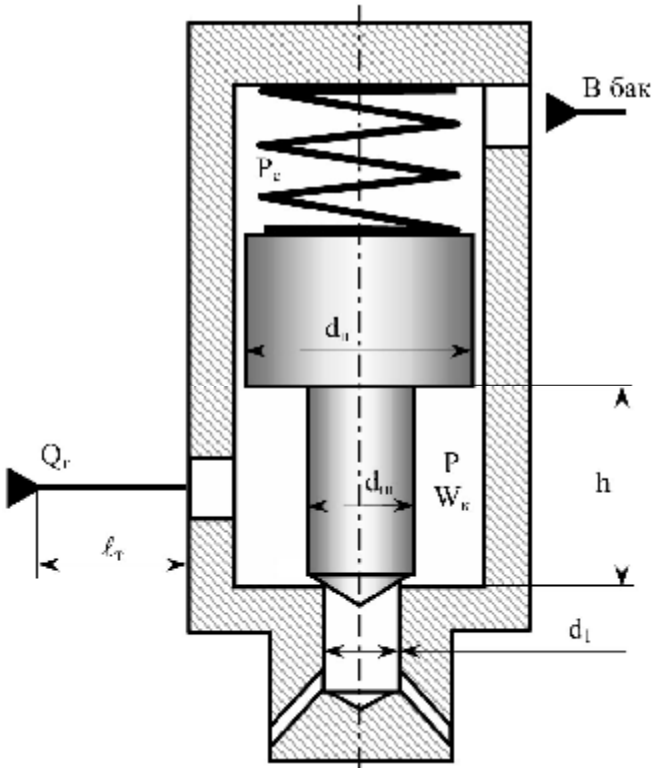
а с учётом (5.1) получаем продолжительность I фазы подачи топлива

$$t_i = t_b + \Delta t. \quad (5.10)$$

5.2 Содержание индивидуальных заданий

Определить продолжительность I фазы подачи топлива, принимая $\rho_T = 1000 \text{ кг/м}^3 - \text{const}$; $P_c = P_{\text{ост}} = 0,2 \text{ МПа}$; $E_M = 20 \cdot 10^{10} \text{ Па}$ (Сталь).

Расчётная схема приведена на рис. 5.2, исходные данные в таблице 5.1.



P – давление в камере форсунки; W_k – объем камеры форсунки; P_c
 – давление в пружинной полости (в сливном трубопроводе)

Рисунок 5.2 – Расчётная схема форсунки с нагнетательным трубопроводом

Таблица 5.1 – Варианты заданий

Вариант	$d_{и}, мм$	$d_{м}, мм$	$d_{I}, мм$	$I, мм$	$d_{r}, мм$	$\delta, мм$	$G_{пр}, Н$	$h, мм$	γ^*	$g_{ш}, г/цикл$	$n, об/мин$	$\Phi_{гк}, град.$
1	8	7	5	1	6	1	400	30	0,05	0,0387	4200	45
2	8	7	5	1	6	0,8	400	30	0,03	0,0341	4300	50
3	8	7	5	1	6	0,8	600	30	0,08	0,0306	4250	60
4	7	6	4	0,8	6	1	400	25	0,02	0,0874	2600	70
5	7	6	4	0,8	6	0,8	300	25	0,05	0,1718	2100	45
6	7	6	4	0,8	4	1	500	25	0,08	0,1613	2200	50
7	7	6	4	0,8	4	0,8	400	30	0,05	0,1553	2000	55
8	7	6	4	0,5	4	0,8	500	30	0,08	0,2277	1900	20
9	8	6	5	0,5	4	1	600	35	0,03	0,0526	1850	30
10	8	6	5	1	4	1	500	30	0,02	0,0834	2200	40
11	8	6	5	1	4	0,8	400	30	0,08	0,1277	2100	45
12	8	7	6	1	4	0,8	500	35	0,05	0,1465	2100	65
13	8	7	6	0,5	6	1	600	32	0,03	0,0488	2800	20
14	8	7	6	0,5	6	1	400	32	0,02	0,0601	2600	35
15	7	6	4	0,5	6	0,8	300	20	0,05	0,0850	2100	30
16	7	6	4	0,8	4	0,8	400	32	0,08	0,1357	2100	40
17	7	6	4	0,8	4	0,8	300	25	0,10	0,0387	4200	45
18	7	6	4	0,8	4	1	500	30	0,05	0,0341	4300	50
19	8	7	5	1	4	1	400	35	0,10	0,0306	4250	70
20	8	7	5	1	6	0,8	500	30	0,03	0,0834	2200	60

5.3 Контрольные вопросы

5.3.1 Какие показатели относятся к параметрам подачи топлива?

5.3.2 Что называется периодом задержки и впрыска топлива?

5.3.3 Что называется действительным и геометрическим углами опережения подачи топлива?

5.3.4 Что такое действительная продолжительность подачи топлива?

- 5.3.5 Как влияют параметры нагнетательного трубопровода (длина и внутренний диаметр) на период задержки и впрыска топлива?
- 5.3.6 Как влияет объем карманной форсунки на период задержки и впрыска топлива?
- 5.3.7 Какое влияние на период задержки и впрыска топлива оказывает количества нерастворенного газа в топливе?
- 5.3.8 Какое влияние на процесс подачи топлива оказывает величина предварительного поджатия пружины форсунки?
- 5.3.9 Какое влияние на период задержки и впрыска топлива оказывает толщина стенки трубопровода?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лышевский А.С. Системы питания дизелей. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» // С.И. Ефимов, Н.А. Ивашенко, В.А. Ивин и др. /Под. общей ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Рабочие процессы в двигателях и их агрегатах. // А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, Г.Г. Калиш и др. /Под ред. А.С. Орлина – 2-е изд., перераб и доп. – М.: Машгиз, 1957. – 396 с.
4. Скляревський О.М. Об'ємний гідропривод (основи проектування і розрахунку): Навчальний посібник. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212 с.