

**Висновки.** Модернізовано чотиритактний опозитний двигун 2Ч 7,8/6,8 з іскровим запалюванням виробництва Київського мотоциклетного заводу системою БВП під новий робочий процес. Дороблена конструкція двигуна: змінена форма камери згоряння в головці циліндра; свічка запалювання встановлена по осі циліндра в центрі камери згоряння; змінено нахил впускного й випускного клапанів; у стінці циліндра встановлена форсунка.

Для розрахунку процесів масо – і теплообміну в паливному струмені уточнена математична модель, яка заснована на теорії аеродинамічного сліду. Базова модель дозволяє розраховувати процеси сумішоутворення з розподілом часток палива по всьому об'єму паливного струменя, а в наведеній уточненій моделі – з урахуванням периферійного розподілу палива в струмені й з повітряною порожниною усередині. Модель урахує зміну зовнішнього й внутрішнього кутів розкриття струменя, що сприяє уточненню протікання процесів сумішоутворення в конкретній конструкції двигуна.

З урахуванням розрахунку робочого процесу двигуна, динаміки руху паливного струменя й розрахунків полів руху заряду в циліндрі на базі тривимірного моделювання процесів, визначена маса палива, яка випарувалася у фронті струменя. При цьому, в об'ємі струменя з урахуванням маси парів палива, й маси повітря, яке потрапило до нього, визначений коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha'$ . По даним розрахунків процесів масо – і теплообміну в паливному струмені визначено, що найбільш раціональна відстань між розпилювачем форсунки й

поверхнею камери згоряння – 55–85 мм. При цьому у парову фазу перетвориться близько 5% вприснутого палива. Решта палива досягне стінок камери згоряння.

#### Список літератури:

1. Петриченко Р.М. *Физические основы Внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания / Роман Михайлович Петриченко // Учеб. Пособие. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та., 1983. – 244 с.*
2. Корогодський В.А. *Дослідження процесів плівкового сумішоутворення у двигуні з іскровим запалюванням при безпосередньому вприскуванні палива / В.А. Корогодський, О.В. Василенко, О.П. Савельєв // Зб. наук. пр. Українська державна академія залізничного транспорту. – Харків: УкрДАЗТ. – 2009. – Вип. 103. – С. 249-256.*
3. Пат. 87733 С2, Україна, МПК<sup>7</sup> F02B 17/00. *Спосіб сумішоутворення в камері згоряння двигуна внутрішнього згоряння і двигун внутрішнього згоряння з розшаруванням паливовітряного заряду та із примусовим запалюванням при безпосередньому вприскуванні палива / Корогодський В.А., Кирилюк І.О., Ломов С.Г.; заявник і власник – Корогодський В.А., Кулигін В.І., Кирилюк І.О., Ломов С.Г. - №а200710939; заявл. 03.10.2007; опубл. 10.08.2009, Бюл. № 15.*
4. Петриченко Р.М., Русинов Р.В. *Теплообмен в топливном факеле / Р.М. Петриченко, Р.В. Русинов // Двигателестроение. – 1983. – №1. – С. 9-12.*
5. Астахов В.А. *Разработка рабочих процессов бензинового двигателя с расслоением заряда в дополнительной камере сгорания: дис... канд. техн. наук: 05.04.02 / Владимир Алексеевич Астахов. – Харьков, 1987. – 230 с.*
6. Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В. *Научно-прикладной программный комплекс MTFSS® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. Сертификат гос. регистрации авт. прав, УГААСП, №5921, 16.07.2002.*
7. Хандримайлов А.А. *Численное моделирование сжимаемых вязких турбулентных течений во впускных каналах и цилиндрах поршневых двигателей / А.А. Хандримайлов, В.Г. Солодов // Аэрогидродинамика: проблемы и перспективы: Сб. науч. тр. – Харьков: Нац. аэрокосмич. ун-т “ХАИ”. – 2006. – Вып. 2. – С. 212 – 233.*

УДК 621.43

**А.И. Крайнюк, д-р техн. наук, С.А. Алёхин, канд. техн. наук, С.В. Алексеев, инж., А.А. Крайнюк, канд. техн. наук**

## ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ НАДДУВА ГЛУБОКОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

### **Введение**

Возможность улучшения эксплуатационных показателей дизелей применением газотурбинного наддува в значительной мере ограничивается проблемами, связанными с повышением температуры воздушного заряда в цилиндрах и неудовлетворительным качеством воздухообмена на нерасчетных режимах. Особенно заметно отмеченные недостатки проявляются при эксплуатации двигателя в условиях жаркого климата. Высокая темпе-

ратура окружающей среды обуславливает падение мощности установки ввиду ограничения цикловой подачи топлива из-за снижения плотности воздуха (массового заряда воздуха) и недопустимости превышения максимальной температуры цикла, пределов термонапряженности материалов турбины и цилиндропоршневой группы.

При этом уменьшение отношения граничных температур термодинамического цикла предопределяет снижение к.п.д. установки в среднем на 6.3

% на каждые 10 К повышения температуры воздуха на входе в турбокомпрессор.

К перспективному, с этой точки зрения, направлению развития систем наддува относится применение в качестве основного агрегата воздухообеспечения каскадных обменников давления (КОД) – устройств, основанных на непосредственном обмене энергией между отработавшими газами и сжимаемым воздухом. Принципиальным отличием КОД от известных волновых обменников системы наддува «Comprex» является существенно большая энергоэффективность обменных процессов, невысокая чувствительность показателей работы к отклонению эксплуатационного режима от расчетных условий, относительно невысокая частота вращения его ротора. Высокий к.п.д. КОД проявляется в значительном превышении расхода воздуха относительно сжимающего газа [1].

**Система наддува глубокого охлаждения наддувочного воздуха**

Испытания опытной системы наддува с КОД на базе дизеля 6ЧН12/14 (рис. 1.) подтвердили ее способность обеспечивать неизменность давления наддува во всем диапазоне скоростных режимов двигателя. Причем на номинальном скоростном режиме при давлении наддува 230 кПа и температуре сжимающих газов 700 К избыток наддувочного воздуха относительно расхода через поршневую

часть двигателя составил 82,5 % при незначительном превышении противодавления выпуску газов из цилиндров уровня давления наддува.

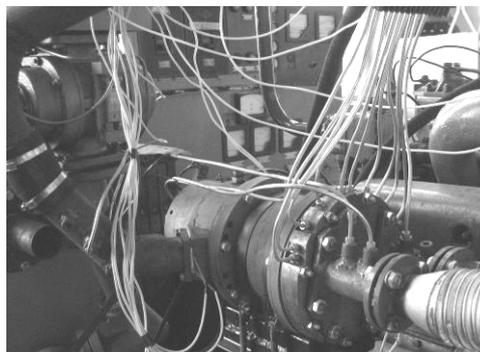


Рис. 1. Стенд моторных испытаний КОД

Отмеченная особенность работы КОД позволяет не только реализовать практически любую требуемую внешнюю характеристику наддува, но также осуществить глубокое охлаждение наддувочного воздуха путем детандерного расширения избытка нагнетаемого в КОД воздуха до температуры ниже окружающей среды с последующим его использованием в качестве хладагента второй ступени охладителя. Схема системы наддува глубокого охлаждения наддувочного воздуха (СНГО) показана на рис. 2.

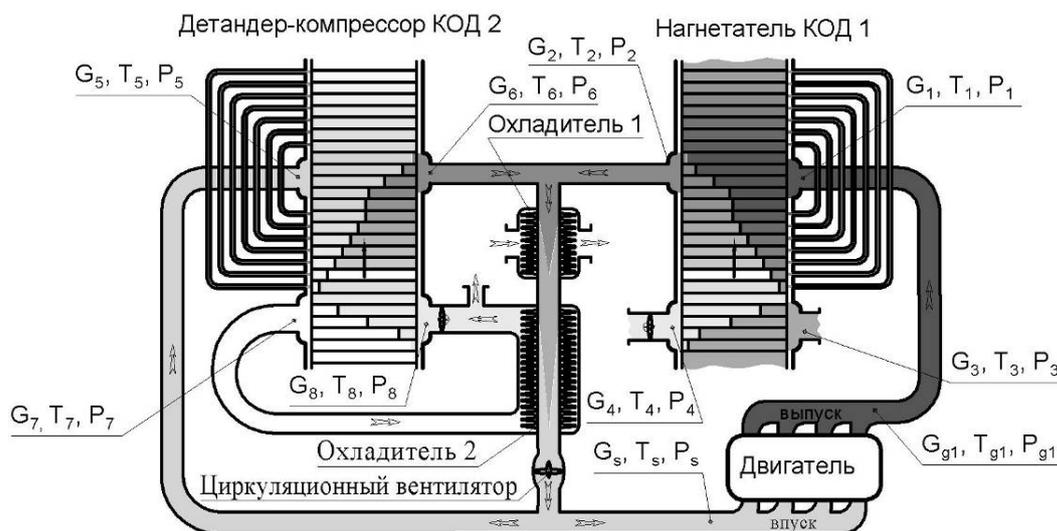


Рис.2. Принципиальная схема СНГО КОД

В данном устройстве один из агрегатов каскадного обмена давлением (КОД 1) выполняет функцию нагнетателя наддувочного воздуха, другой (КОД 2) – детандера-компрессора.

Необходимым условием эффективной работы рассмотренной системы является согласование расходных характеристик ее составных агрегатов. Поиск размерных параметров каскадных обменни-

ков, настроенных на требуемый режим работы комбинированного двигателя, осуществляется методом, изложенным в работе [2].

Соотношения размеров КОД 1 и КОД 2 зависят от степени повышения давления  $\pi_k$ . С увеличением  $\pi_k$  снижается доля нагнетаемого КОД 1 воздуха, отводимая на осуществление холодильного цикла, вместе с тем, как показывают результаты расчета систем различной напорности, снижение расхода хладагента при повышении давления наддува  $P_s$  от 0,18 до 0,3 МПа (рис. 3) оказывает несущественное влияние на охлаждающую способность СНГО, что объясняется компенсационным эффектом снижения температуры хладагента вследствие повышения степени его расширения в детандер-компрессоре КОД 2.

Для оценки показателей работы СНГО КОД с фиксированными размерными параметрами в широком диапазоне эксплуатационных режимов КДВС целесообразно использование математической модели, одновременно имитирующей рабочие процессы составных агрегатов системы.

**Целью работы** является изложение основных положений имитационной модели работы КДВС на нерасчетных режимах, основанной на поиске условий совместной работы агрегатов КОД и поршневой части двигателя.

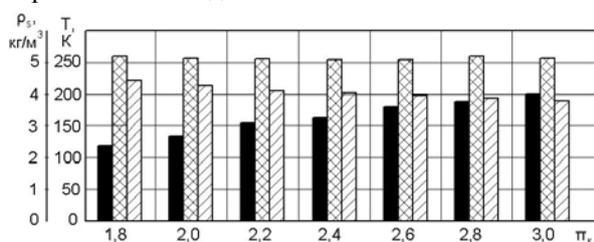


Рис. 3. Термодинамические параметры хладагента и надвучного воздуха в системах наддува с глубоким охлаждением надвучного воздуха при различной степени повышения давления  
 ■ - плотность надвучного воздуха;  
 ▨ - температура хладагента; ▩ - температура надвучного воздуха

### Математическая модель совместной работы составных агрегатов СНГО КОД

Основными допущениями расчета являются: одномерность течения рабочих сред в проточных элементах системы, отсутствие тепловых и механических потерь в соединительных магистралях, утечек в подвижных сопряжениях ротора КОД. Дополнительно полагается неизменной напорность циркуляционного вентилятора  $\Delta P_e$  в предлагаемом

диапазоне поиска расчетных значений расходов сред в напорных линиях системы наддува КОД.

Условием совместной работы агрегатов комбинированного двигателя на установившемся режиме является баланс расходов рабочих сред в напорных элементах воздушной и газовой сред:

$$G_s = G_2 + G_6 - G_5, \quad (1)$$

$$G_{g1} = G_1. \quad (2)$$

В общем случае отношения расходов в напорных магистралях системы наддува зависят от термодинамических параметров потоков и перепада давлений между окнами высокого давления (ВД) каждого КОД.

Задача поиска режима совместной работы агрегатов сводится к определению давления наддува  $P_s$  и перепада давлений между окнами ВД обоих КОД, при которых реализуются условия (1) и (2).

Согласно принятым допущениям перепад  $\Delta P_{5-6}$  между окнами ВД КОД 2 зависит от напорности циркуляционного вентилятора  $\Delta P_e$  и гидравлического сопротивления охладителей: 1 и 2, соответственно  $\Delta P_{x1}$  и  $\Delta P_{x2}$ .

$$\Delta P_{5-6} = \Delta P_e - \Delta P_{x1} - \Delta P_{x2}. \quad (3)$$

Гидравлическое сопротивление охладителей выражается упрощенной зависимостью:

$$\Delta P_{xi} = \zeta_{cymi} \cdot \frac{\rho_i}{2} \cdot \left( \frac{V_i}{F_i} \right)^2. \quad (4)$$

где  $\zeta_{cymi}$  – суммарный коэффициент гидравлического сопротивления,  $V_i, \rho_i$  – средний объемный расход и плотность потока соответственно,  $F_i$  – условная площадь проходного сечения теплообменника.

Перепад давлений  $\Delta P_{1-2}$  между окнами ВД КОД1 зависит от расхода воздуха  $G_s$  через поршневую часть двигателя. В тоже время расход  $G_s$  в свою очередь зависит от давления наддува  $P_s$  и перепада давлений  $\Delta P_{s-g1}$  между впускными и выпускными клапанами ДВС. Причем:

$$\Delta P_{s-g1} = \Delta P_e - \Delta P_{1-2} - \Delta P_{x1} - \Delta P_{x2} \quad (5)$$

На основании предполагаемых значений  $P_s$ ,  $\Delta P_{x1}$  и  $\Delta P_{x2}$  моделируется рабочий цикл ДВС [3, 4, 5], КОД 1, и КОД 2.

По результатам расчета значений  $G_s$ ,  $G_{g1}$ ,  $G_1$ ,  $G_2$ ,  $G_5$ ,  $G_6$  уточняются гидравлические сопротивления охладителей воздуха  $\Delta P_{x1}$ ,  $\Delta P_{x2}$  первой и второй ступеней и корректируются значения перепадов давлений  $\Delta P_{1-2}$  и  $\Delta P_{5-6}$  в окнах ВД обменников.

Баланс расходов по условию (2) достигается соответствующим изменением  $\Delta P_{1-2}$  (например, при  $G_1 > G_{g1}$  необходимо уменьшить  $\Delta P_{1-2}$ ). В случае невыполнения баланса по уравнению (1) поиск режимов совместной работы осуществляется при других значениях  $P_2$ . Давления в окнах ВД каскадных обменников и сечениях газораспределительных каналов ДВС определяются выражениями:

$$P_1 = P_2 + \Delta P_{1-2}, \quad (6)$$

$$P_s = P_2 - \Delta P_{x1} - \Delta P_{x2}, \quad (7)$$

$$P_{g1} = P_1, \quad (8)$$

$$P_6 = P_2, \quad (9)$$

$$P_5 = P_6 + \Delta P_{5-6}. \quad (10)$$

Температура наддувочного воздуха перед впускным коллектором двигателя а также воздуха в окне 5 КОД 2 определяется на основании расчета тепловых потоков в охладителе 1 одновременно с расчетом температуры низкотемпературного хладагента в охладителе 2.

Алгоритм поиска режима совместной работы агрегатов КДВС иллюстрируется блок-схемой, показанной на рис.4.

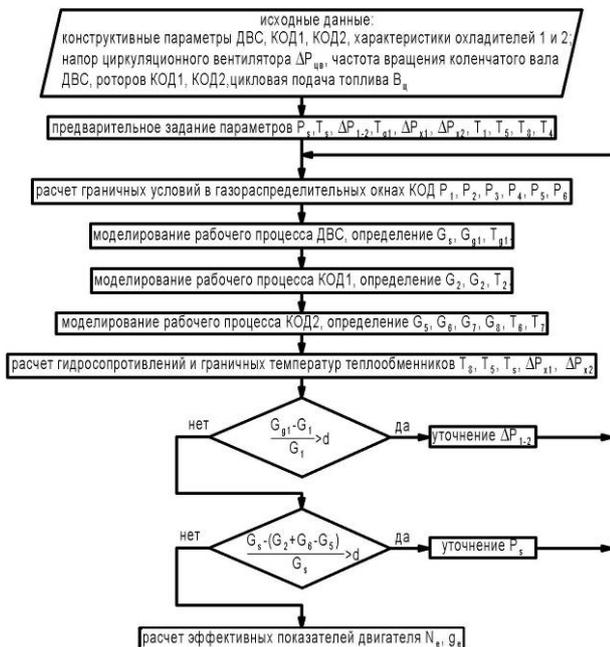


Рис. 4. Блок-схема алгоритма поиска режима совместной работы агрегатов КДВС

В приведенном алгоритме часто повторяющейся вычислительной операцией является расчет рабочих параметров агрегатов КОД. Наиболее полно газодинамические процессы в проточных элементах обменников могут быть описаны числен-

ным методом «Распад произвольного разрыва», и подробно изложены авторами в работе [6] применительно к рабочему циклу волнового обменника давления. На этапе предварительного определения расходных характеристик каскадных обменников достаточную точность обеспечивает предложенный метод «Послойных диффузий» [7].

В соответствии с данным методом объем напоробменных ячеек и массообменных каналов КОД условно разбивается неподвижной сеткой на равные элементарные расчетные слои, величина которых выбирается из условия полного растворения в них рабочего тела, поступившего за период временного расчетного шага из смежных слоев (рис. 5.), причем каждый слой имеет однородные термодинамические параметры.

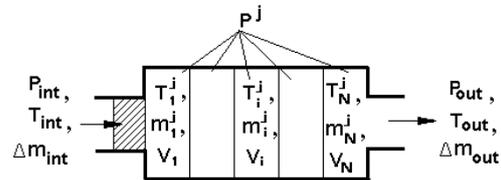


Рис. 5. Расчетная схема объема ячейки к началу расчетного шага

На первом этапе расчета все элементарные расчетные слои рассматриваются как закрытые термодинамические системы (слои фиксированных масс), кроме первого и последнего, которые являются открытыми термодинамическими системами.

Изменение термодинамических параметров в элементарном расчетном слое в общем случае рассматривается как результат одновременного воздействия на рабочее тело, первоначально содержащееся в этом слое, трех факторов: подведенной извне теплоты, работы проталкивания условных границ между смежными слоями, разбавления рабочим телом, поступающим со стороны смежных слоев.

Следует иметь в виду, что работа деформации элементарного слоя эквивалентна сумме работ проталкивания условных границ раздела со стороны смежных слоев:

$$\Delta L_{ДЕФ_i} = \Delta L_{ПР_{i-1}} + \Delta L_{ПР_{i+1}}. \quad (11)$$

При допущении о несущественном отличии показателя политропы сжатия для различных слоев, работа деформации отдельного слоя представляет собой часть общей работы проталкивания рабочего тела всего объема ячейки, соответствующую относительной объемной доле расчетного элемента (слоя). Действительно, суммарная работа

проталкивания рабочего тела всего объема ячейки затрачивается на сжатие рабочих тел, содержащихся в расчетных слоях.

$$\Delta L_{\text{пр}\Sigma} = \sum_{i=1}^N \frac{n_i \cdot R_r}{n_i - 1} \cdot T_i \cdot m_i \cdot \left( \pi_k^{n_i} - 1 \right), \quad (12)$$

где  $T_i$  – температура воздуха в  $i$ -м слое;  $m_i$  – масса воздуха в  $i$ -м слое;  $n_i$  – показатель политропы сжатия в  $i$ -м слое;  $R_r$  – газовая постоянная;  $N$  – число расчетных слоев.

Принимая во внимание, что для равных элементарных слоев с одинаковым давлением  $T_i \cdot m_i = \text{const}$ , получим

$$\Delta L_{\text{ДЕФ}i} = \frac{V_i}{V_{\Sigma}} \cdot dL_{\text{пр}\Sigma}. \quad (13)$$

В соответствии с первым законом термодинамики для открытой системы изменение параметров в крайнем, со стороны поступления рабочего тела, расчетном слое описывается уравнением:

$$\Delta U_1 = (C_v T_{\text{int}} + \frac{W^2}{2}) \Delta m_{\text{int}} + \Delta L_{\text{ДЕФ}1} + \Delta Q_1, \quad (14)$$

где  $\Delta U_1$  – приращение внутренней энергии рабочего тела;  $C_v$  – удельная массовая изохорная теплоемкость газа;  $\frac{W^2}{2}$  – кинетическая энергия потока в минимальном поперечном сечении впускного (выпускного) окна;  $\Delta m_{\text{int}}$  – масса рабочего тела, поступившая в ячейку за период временного расчетного шага,

$$\Delta m_{\text{int}} = \mu f_{\text{int}} \cdot P_{\text{int}} \sqrt{\frac{2 \cdot k_r}{k_r - 1} \cdot \frac{1}{R_r \cdot T_{\text{int}}}} \cdot \left[ \left( \frac{P}{P_{\text{int}}} \right)^{\frac{2}{k_r}} - \left( \frac{P}{P_{\text{int}}} \right)^{\frac{k_r + 1}{k_r}} \right] \cdot \Delta \tau; \quad (15)$$

$\Delta Q_1$  – тепловой поток при теплообмене между рабочим телом и стенками объема ячейки;  $T_{\text{int}}$  – температура вошедшего газа.

Для случая  $C_v = \text{const}$  имеем:

$$\Delta T_1 = \frac{(C_v T_{\text{int}} + \frac{W^2}{2}) \Delta m_{\text{int}} + \Delta Q_1 + \Delta L_{\text{ДЕФ}1} - C_v T_1 \Delta m_{\text{int}}}{C_v m_1}, \quad (16)$$

где  $m_1$  – первоначальная масса газа в слое;  $T_1$  – первоначальная температура газа в элементарном расчетном слое;  $\Delta T_1$  – изменение температуры в первом элементарном расчетном слое.

Для внутренних расчетных элементов расчет термодинамических параметров на каждом расчетном шаге осуществляется в два этапа. На первом этапе параметры во внутренних слоях изменяются

под воздействием подведенной теплоты и работы деформации. Тогда изменение температуры во внутренних слоях определяется из уравнения:

$$\Delta T_i = \frac{\Delta Q_i + \Delta L_{\text{ДЕФ}i}}{C_v \cdot m_i}. \quad (17)$$

Изменение термодинамических параметров рабочего тела, первоначально содержащегося в расчетных слоях, приводит к деформации этих слоев и смещению их границ относительно узлов неподвижной сетки (см. рис. 5):

$$\Delta x_1^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_1^{j+\frac{1}{2}} = \frac{x_1^j f_1^j \left[ (N-1)a_1 - \sum_{k=2}^N a_k \right]}{\sum_{k=1}^N a_k}, \quad (18)$$

$$\Delta x_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_i^{j+\frac{1}{2}} = \frac{x_i^j f_i^j \left[ (N-1)a_i - \sum_{k=1}^{i-1} a_k - \sum_{k=i+1}^N a_k \right]}{\sum_{k=1}^N a_k}, \quad (19)$$

где  $a_i = m_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot R_r \cdot T_i^{j+\frac{1}{2}}$ .

Суммарная деформация каждого внутреннего слоя, обусловленная перемещением правой и левой условных границ, вызывает изменение давления в объеме ячейки в конце первого этапа расчетного шага:

$$p^{j+\frac{1}{2}} = \frac{m_i^{j+\frac{1}{2}} R_r T_i^{j+\frac{1}{2}}}{x_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_i^{j+\frac{1}{2}}}. \quad (20)$$

Таким образом, в конце первого этапа расчетного шага в каждом расчетном элементе, ограниченном узлами сетки в общем случае может содержаться два различных температурных слоя (зоны I и II, рис.6).

К началу второго расчетного шага распределение термодинамических параметров в объеме ячейки определяется путем усреднения в пределах каждого слоя:

$$m_1^{j+1} = m_1^{j+\frac{1}{2}} - \Delta m_1^{j+\frac{1}{2}}; \quad (21)$$

$$T_1^{j+1} = T_1^{j+\frac{1}{2}}, \quad (22)$$

$$m_i^{j+1} = \Delta m_{i-1}^{j+\frac{1}{2}} + m_i^{j+\frac{1}{2}}; \quad (23)$$

$$T_i^{j+1} = \frac{\Delta m_{i-1}^{j+\frac{1}{2}} \cdot T_{i-1}^{j+\frac{1}{2}} + m_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot T_i^{j+\frac{1}{2}}}{m_i^{j+1}}, \quad (24)$$

$$m_N^{j+1} = \Delta m_{N-1}^{j+1/2} + m_N^{j+1/2}; \quad (25)$$

$$T_N^{j+1} = \frac{\Delta m_{N-1}^{j+1/2} \cdot T_{N-1}^{j+1/2} + m_N^{j+1/2} \cdot T_N^{j+1/2}}{m_N^{j+1}}, \quad (26)$$

где  $\Delta m_i^{j+1/2}$  - масса газа, находящаяся в объеме  $\Delta x_i^{j+1/2} \cdot f_i$ ;  $m_i^{j+1/2}$  - масса газа, оставшаяся в объеме  $x_i^{j+1/2} \cdot f_i$ .

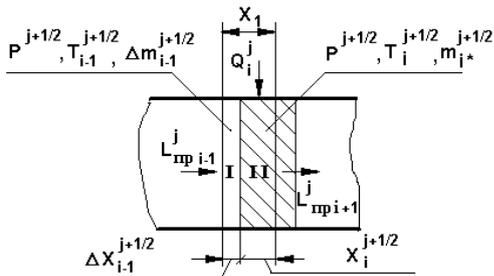


Рис. 6. Расчетная схема *i*-го слоя в конце первого этапа расчетного шага

Моделирование рабочего цикла КОД сводится к последовательному расчету параметров состояния одновременно в двух смежных ячейках, соединенных соответствующим передаточным каналом статора, при этом расчет проводится в направлении от линии вытеснения к линии продувки. Расчет выполняется до совпадения термодинамических параметров текущего расчетного цикла с соответствующими значениями параметров на предшествующем рабочем цикле.

Расход рабочего тела в газораспределительных окнах КОД на установившемся режиме работы определяется по формулам:

$$G_{ПВД} = Z \cdot \frac{n}{60} \sum_0^{\varphi_{ПВД}/\Delta\varphi} \Delta m_{inti}, \quad (27)$$

$$G_{ОВД} = Z \cdot \frac{n}{60} \sum_0^{\varphi_{ОВД}/\Delta\varphi} \Delta m_{outi}, \quad (28)$$

$$G_{ПНД} = Z \cdot \frac{n}{60} \sum_0^{\varphi_{ПНД}/\Delta\varphi} \Delta m_{inti}, \quad (29)$$

$$G_{ОНД} = Z \cdot \frac{n}{60} \sum_0^{\varphi_{ОНД}/\Delta\varphi} \Delta m_{outi}, \quad (30)$$

где  $\Delta m_{inti}$  и  $\Delta m_{outi}$  – масса, поступившая в ячейку и масса, вышедшая из нее за расчетный шаг,  $Z$  – количество ячеек ротора КОД,  $n$  – частота вращения ротора КОД,  $\varphi_{ПВД}$ ,  $\varphi_{ОВД}$ ,  $\varphi_{ПНД}$  и  $\varphi_{ОНД}$  – углы поворота ротора, соответствующие сообщению

одной ячейки соответственно с окном ПВД, ОВД, ПНД и окном ОНД.

Температура рабочего тела в окнах ОВД и ОНД определяется по формулам:

$$T_{ОВД} = \frac{\sum_0^{\varphi_{ОВД}/\Delta\varphi} (\Delta m_{outi} \cdot T_i^j)}{\sum_0^{\varphi_{ОВД}/\Delta\varphi} \Delta m_{outi}}, \quad (31)$$

$$T_{ОНД} = \frac{\sum_0^{\varphi_{ОНД}/\Delta\varphi} (\Delta m_{outi} \cdot T_i^j)}{\sum_0^{\varphi_{ОНД}/\Delta\varphi} \Delta m_{outi}}. \quad (32)$$

Использование предложенного метода позволяет определить параметры рабочих тел в газораспределительных окнах агрегатов КОД 1 и КОД 2. Расчет согласно блок-схеме (см. рис. 4) повторяется до выполнения условий (1) и (2).

#### Показатели работы комбинированного двигателя с СНГО КОД

Результаты моделирования режимов совместной работы агрегатов наддува и охлаждения с поршневой частью двигателя по скоростной и нагрузочной характеристикам КДВС представлены на рис. 7.

Как видно из рис. 7 расход воздуха  $G_5$  в контуре высокого давления КОД 2 заметно превышает расход нагнетаемого КОД 1 воздуха  $G_2$ , несмотря на то, что на осуществление холодильного цикла расходуется лишь часть воздуха, нагнетаемого КОД 1. «Самоумножение» расхода в контуре холодильного цикла объясняется одновременной работой КОД 2 в режиме компрессора, возвращающего в контур детандера значительный поток  $G_6$  сжатого воздуха.

При снижении частоты вращения коленчатого вала двигателя, оснащенного СНГО с нерегулируемой настройкой, имеет место определенное падение наддува  $P_s$  и повышение  $T_s$ . Механизм такого изменения параметров обусловлен излишним перепуском нагнетаемого КОД 1 воздуха в контур КОД 2 ввиду переразмерности последнего на режимах низких частот вращения коленчатого вала. При этом снижение общего давления в СНГО, в свою очередь, обуславливает падение степени расширения воздуха в детандере и повышение температуры хладагента. Коррекция расходной характеристики КОД 2, как было показано выше, легко достигается регулированием перепада давления между окнами высокого давления путем соответствующего изме-

нения частоты вращения вентилятора. Потенциал

такого регулирования демонстрирует рисунок 7 б.

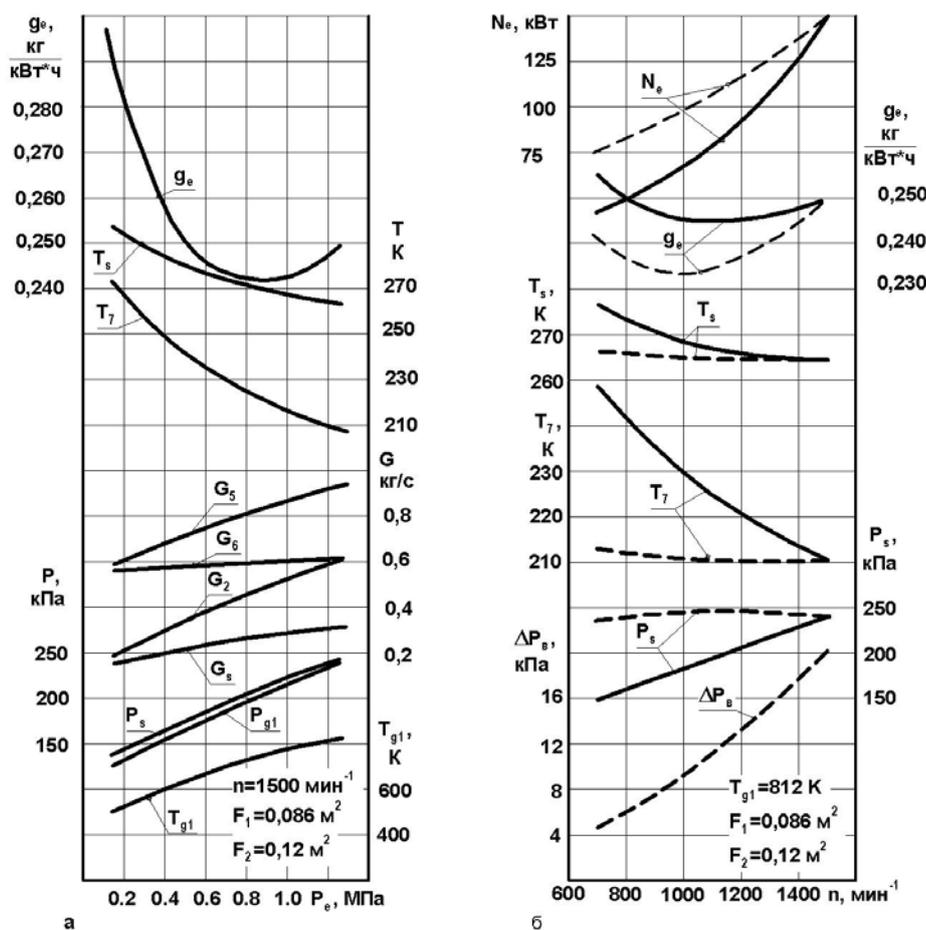


Рис. 7. Нагрузочная (а) и скоростная (б) характеристики двигателя 6ЧН 12/14 с СНГО КОД, при температуре окружающей среды 30°C

— — — с регулированием напорности циркуляционного вентилятора КОД 2 ΔPв;  
 ————— без регулирования

Адаптивность системы наддува с глубоким охлаждением наддувочного воздуха при работе комбинированного двигателя по нагрузочной характеристике проявляется в усилении напорности и охлаждающей способности системы на режимах максимальных нагрузок (рис. 13 а), где повышение плотности воздушного заряда и снижение его температуры наиболее целесообразно. При температуре окружающей среды 30 °С и охлаждении наддувочного воздуха в холодильнике первой ступени до 50 °С на режиме  $P_e = 1,5$  МПа снижение температуры наддувочного воздуха в холодильнике глубокого охлаждения составляет 58 °С, а на режиме  $P_e = 0,2$  МПа - температура наддувочного воздуха снижается на 33 °С.

Способность системы наддува КОД обеспечить высокоэффективный наддув и охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры окружаю-

щей среды без привлечения дополнительной механической энергии на осуществление холодильного цикла, обуславливает возможность значительного повышения тяговых и экономических характеристик двигателей, особенно при их эксплуатации в условиях жаркого климата. По сравнению с базовым двигателем использование СНГО КОД позволяет снизить удельный эффективный расход топлива, на номинальном режиме работы на 10 % и повысить эффективную мощность на 36 %. Кроме того, благодаря высокому уровню наддува и низкой температуре наддувочного воздуха даже при низких частотах вращения коленчатого вала рассматриваемый двигатель имеет более высокие мощностные показатели на частичных скоростных режимах работы. Например при  $n = 800$  мин<sup>-1</sup> мощность рассматриваемого двигателя превышает мощность базового на 65 %.

Впечатляющие показатели холодильного цикла системы наддува с глубоким охлаждением наддувочного воздуха допускают возможность параллельного использования агрегатов наддува двигателя в качестве холодильной установки автомобильного или железнодорожного рефрижератора для перевозки скоропортящихся грузов.

#### Заключение

1. Применение систем наддува каскадного обмена давлением с глубоким охлаждением раскрывает перспективу значительного улучшения тяговых и экономических показателей дизельного двигателей, работающих в сложных климатических и эксплуатационных условиях.

2. Представленная имитационная модель с достаточной, для практических целей, точностью позволяет определить параметры составных агрегатов КДВС с СНГО КОД на нерасчетных режимах.

#### Список литературы:

1. Крайнюк А. И. Принципы организации рабочего процесса агрегатов каскадного сжатия и некоторые направления их применения / А. И. Крайнюк, О. Ключ, С.В. Алексеев // *Scientific journals, Maritime University of Szczecin, Wydawnictwo naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie. Zeszyt №14(86)*. – Szczecin 2008. – P. 25-29.
2. Крайнюк А. И. Система наддува ДВС с глубоким охлаждением наддувочного воздуха / С.В.Алексеев, А.А. Крайнюк // *Двигатели внутреннего сгорания*. – №2. – 2009. – с.-59-65.
3. Вибе И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания / И.И. Вибе. – Челябинск, 1974. – 252с.
4. Толстов А.И. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика цикла быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия // В кн.: *Исследование рабочих процессов в быстроходных дизелях*. Вып. 1. - М.: Машиз, 1955. – С.5 – 55.
5. Глаголев Н.М. Расчет рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания / Н.М.Глаголев. – Х.: Изд-во Харьк. ун-та, 1958. – 188 с.
6. Крайнюк А.И. Системы газодинамического наддува: монография / А.И. Крайнюк, Ю.В. Сторчевс. – Луганск.: Изд-во ВУГУ, 2000. – 224 с.
7. Крайнюк А. И. Моделирование неустановившегося течения рабочего тела в напоробменных каналах силовой установки каскадно-теплового сжатия / А.И. Крайнюк, А.М. Гоголя, А.А. Крайнюк // *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету*. – 2003. – Вип.2(19) – с.257–261.

UDK 621.435

*A.V. Goncharenko, Cand. Tech. Sci.*

## FUEL OIL ATOMIZATION CHARACTERISTICS SMOOTHED BY A LOGARITHM NORMAL DISTRIBUTION FOR MARINE DIESEL ENGINES

### Introduction

The quality of fuel oil atomization is characterized by many indexes, the most important of which are *dispersion* (fineness) and *uniformity of the atomization*, length, operating action range, and flame cone angle. For objective estimation of the atomization quality by the dispersion and uniformity of the atomization at the final adjustment of the engine fuel oil equipment, it is used atomization characteristics [1, p. 100].

In the view of the coming energy crisis due to crude oil depletion the one of the possible alternatives is to introduce coal-water slurries as a fuel for internal combustion engines [2, p. 74]. That kind of fuel has its own reologic and atomization peculiarities. Thus researches of the atomization characteristics of different alternative fuels are urgent. The urgency of the researches is also dictated by a periodically partially incorrect representation of the characteristics.

Naturally, accepting one or another sort of a fuel for burning in the internal combustion engines of one or another type is the matter of time and cost of the

fuel. Undoubtedly, subjective preferences of a decision making person will also play some specific role [3, 4].

The innovation of the given article is in trying to use a logarithm normal distribution for smoothing the atomization characteristics of the fuel oil or coal-water slurries for a certain example of the assumed experimental data. It is also important to test a hypothesis on a certain theoretical distribution by a statistical criterion.

The problem setting in the general view relates to some important science and practical problems of the fuel oil or coal-water slurries atomization optimization.

### Analysis of the latest researches and publications

In the study book [1, p. 100-104] it is shown atomization characteristics of some fuel oil dependently on the number and diameter of the nozzles on condition of equal summarized cross-section for fuel oil flow fig. 1, [1, p. 101, fig. 39].

On the fig. 1: the characteristic 1 is for 4 nozzles with the diameters of 0.4 mm (4x0.4), 2 – 2x0.57 mm,