

## ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И ПАРАМЕТРЫ СИСТЕМЫ ЭЖЕКЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА В ДИЗЕЛЕ

*Е.А. Лазарев, А.Ю. Салов, А.Н. Помаз*

Рассмотрены функциональные и конструктивные особенности системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле с газотурбинным наддувом. Определены параметры газовых потоков и их изменение в газовом эжекторе системы.

*Ключевые слова:* компрессор, турбина, охладитель типа «воздух-воздух», эжектор и его элементы, параметры газовых потоков, расходы газа и охлаждающего воздуха, коэффициент эжекции.

### Введение

Форсирование дизеля по среднему эффективному давлению в значительной степени достигается совершенствованием процессов газообмена, впрыскивания, смесеобразования и сгорания топлива. Уровень форсирования дизеля принято оценивать удельными параметрами, важнейшим среди которых является литровая мощность. Современное дизелестроение характеризуется тенденцией повышения литровой мощности транспортных дизелей (в зависимости от назначения) до 38...56 кВт/л и более. В новом семействе дизелей с турбонаддувом и размерностью 13/15 производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак» заложено достижение перспективных технико-экономических и экологических показателей, в том числе и высокой литровой мощности [1]. Эти дизели имеют газотурбинный наддув с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, применением рециркуляции турбины турбокомпрессора и рециркуляции отработавших газов (ОГ).

Промежуточное охлаждение наддувочного воздуха в дизелях осуществляется с использованием различных охладителей, например, типа «воздух – воздух» или «воздух – жидкость». Применение того или иного охладителя наддувочного воздуха (ОНВ) зависит от соотношения температур воздуха после компрессора и охлаждающего агента.

Рассеивание теплоты, отведенной от наддувочного воздуха в ОНВ, в окружающую среду осуществляется чаще всего с использованием вентилятора в качестве источника воздушного потока окружающей среды через матрицу ОНВ. Вентилятор, как правило, приводится во вращение от коленчатого вала дизеля. Такие системы охлаждения называют вентиляторными системами, а применение их характеризуется потреблением заметной мощности на привод. Потребность в снижении этой мощности привела к необходимости изыскания других способов создания воздушного потока, например, с помощью эжектора, утилизирующего теплоту отработавших газов дизеля.

### Особенности системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха

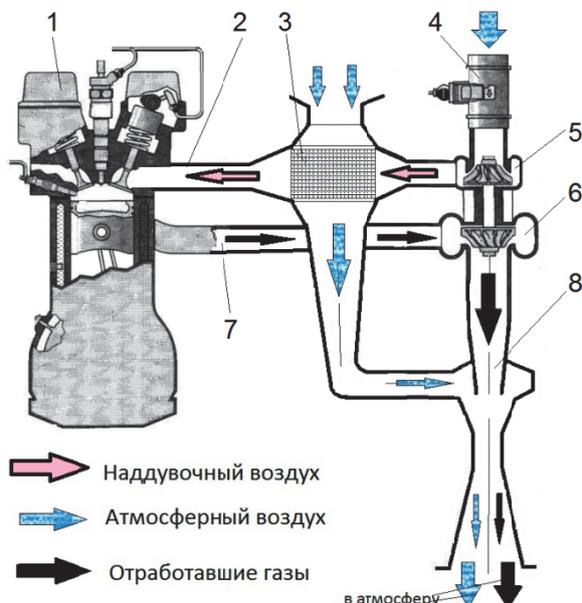
Целесообразность применения эжектора в качестве источника воздушного потока объясняется рядом его особенностей. Он прост по конструкции и может работать в широком диапазоне изменения параметров газовых потоков. Эжектор используется для поддержания непрерывного потока воздуха, исполняя роль вентилятора для рассеивания теплоты, отводимой радиатором в системах жидкостного охлаждения, удаления пыли из пылесборников воздухоочистителей двигателей внутреннего сгорания, вентиляции моторных отделений транспортных и тяговых машин.

Применение эжектора в системе охлаждения наддувочного воздуха дизеля с газотурбинным наддувом изучено недостаточно полно. Параметры газовых потоков в элементах эжектора должны согласовываться с параметрами воздуха окружающей среды и газа за турбиной турбокомпрессора, а сама система – обладать простотой конструкции и отсутствием подвижных деталей. Использование системы эжекционного охлаждения сопровождается смешиванием отработавших

## Расчет и конструирование

газов с охлаждающим воздухом и снижением температуры газовой смеси, в результате чего улучшаются экологические показатели дизеля. Использование эжектора снижает потери мощности дизеля на функционирование системы охлаждения наддувочного воздуха.

В настоящей статье исследуется возможность использования эжектора в системе охлаждения наддувочного воздуха в дизеле с газотурбинным наддувом и определяются его геометрические параметры. Функционирование исследуемой системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле заключается в следующем (рис. 1). Воздух из атмосферы поступает в воздухоочиститель 4, где очищается от загрязнений,



а затем в компрессор 5. В компрессоре воздух сжимается, при этом его давление и температура возрастают. После компрессора воздух направляется в промежуточный охладитель наддувочного воздуха 3, где происходит теплообмен между наддувочным воздухом после компрессора и охлаждающим воздухом, циркулирующим через матрицу охладителя из окружающей среды. Поток охлаждающего воздуха после прохождения через матрицу ОНВ поступает в эжектор 8.

Рис. 1. Схема системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле: 1 – дизель; 2 – впускной трубопровод; 3 – охладитель наддувочного воздуха (ОНВ); 4 – воздушный фильтр; 5 – компрессор; 6 – турбина; 7 – выпускной трубопровод; 8 – эжектор

Циркуляция охлаждающего воздуха осуществляется за счет эжекционного эффекта, создаваемого истечением потока отработавших газов после турбины турбокомпрессора через сопло эжектора. После охлаждения в промежуточном охладителе 3 воздушный поток от компрессора 5 направляется во впускной трубопровод 2 и далее в цилиндры дизеля. Поток отработавших газов из цилиндров дизеля поступает через выпускной трубопровод 7 в корпус турбины 6 турбокомпрессора, где тепловая энергия отработавших газов преобразуется в механическую энергию вращения колеса турбины. Затем поток отработавших газов направляется в эжектор 8.

Для обоснования возможности применения эжектора, утилизирующего энергию отработавших газов, в качестве источника потока охлаждающего воздуха через ОНВ оценим влияние сопротивления, создаваемого эжектором (давления газов за турбиной) на работу дизеля, а также рассмотрим более подробно принцип работы системы эжекционного охлаждения.

### Определение параметров газового потока на выходе из турбины турбокомпрессора

Работа дизеля на установившемся режиме характеризуется определенным расходом воздуха  $G_b$ , обеспечиваемым давлением  $p_k$  и температурой  $T_k$  перед впускными клапанами. Эти параметры используются, в частности, при синтезе рабочего цикла и внешней скоростной характеристики дизеля (рис. 2), а требуемые их значения обеспечиваются компрессором турбокомпрессора и охладителем наддувочного воздуха.

Например, для дизеля 4ЧН13/15 при номинальной частоте вращения коленчатого вала  $n_n = 2100 \text{ мин}^{-1}$  для обеспечения расхода воздуха  $G_b = 0,3 \text{ кг/с}$  требуется давление  $p_k = 0,246 \text{ МПа}$  и температура  $T_k = 334 \text{ К}$ . Чтобы компрессор мог создать требуемые давление  $p_k$ , температуру  $T_k$  и расход  $G_b$  (рис. 3) необходима соответствующая мощность турбины. Мощность турбины, необходимая для привода компрессора на режиме номинальной мощности дизеля, составляет 33 кВт. На рис. 3 это линия, разделяющая светлую и затемненную области. При этом от турбины не требуется большой мощности.

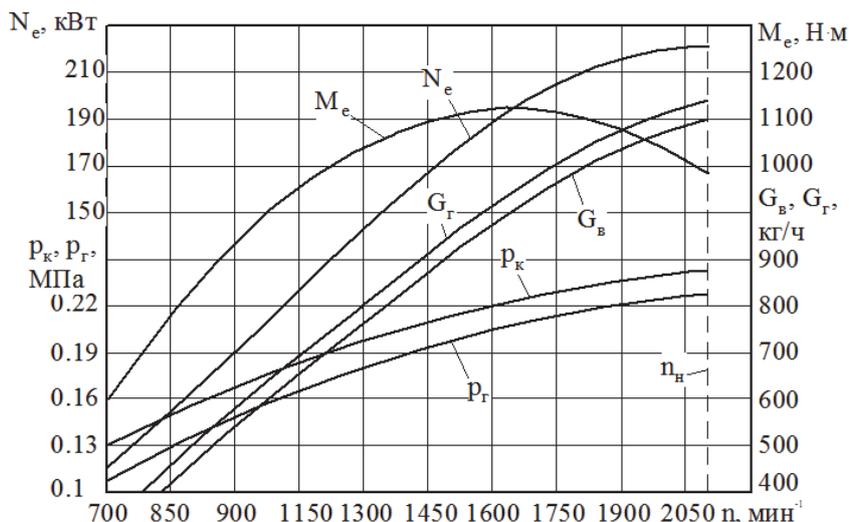


Рис. 2. Зависимость мощности  $N_e$ , вращающего момента  $M_e$ , расходов воздуха  $G_B$  и отработавших газов  $G_r$  от частоты вращения  $n$  коленчатого вала дизеля с газотурбинным наддувом

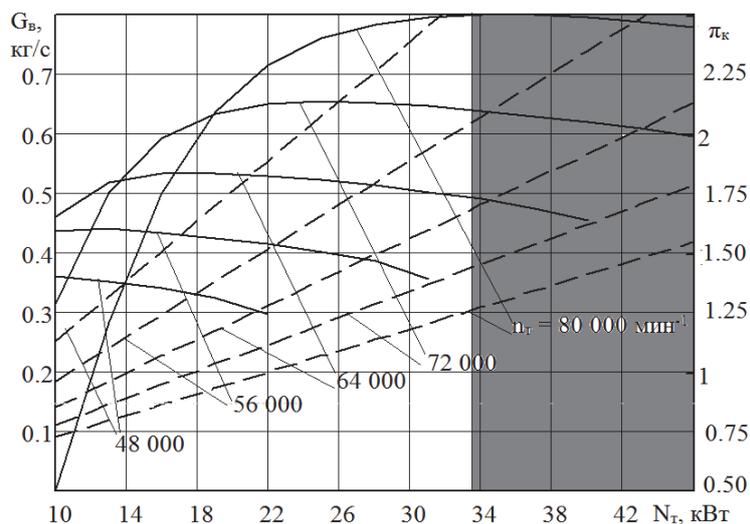


Рис. 3. Зависимость расхода воздуха  $G_B$  через компрессор и степени повышения давления  $\pi_k$  от мощности турбины  $N_T$  и частоты вращения ротора  $n$ , турбокомпрессора: - - - -  $G_B$ , ———  $\pi_k$

Мощность турбины можно определить по зависимости из работы [2]:

$$N_T = \frac{k}{k-1} R_T T_T \left( 1 - \left( \frac{p_r}{p_T} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) G_T \eta_T, \quad (1)$$

где  $N_T$  – мощность турбины, кВт;

$k$  – показатель адиабаты для отработавших газов;

$R_T$  – газовая постоянная для отработавших газов, кДж/(кг · град.);

$T_T$  – температура газа на входе в турбину, К;

$p_r$  – давление газов на входе в турбину, Па;

$p_T$  – давление окружающей среды за турбиной, Па;

$G_T$  – расход газа, кг/с;

$\eta_T$  – КПД турбины.

На установившемся режиме параметры газа перед турбиной практически не меняются и оказать влияние на работу дизеля может только давление  $p_r$  газа за турбиной. Анализ зависимости (1)

## Расчет и конструирование

свидетельствует, что увеличение давления газа за турбиной уменьшает её мощность. На рис. 3 показаны мощность турбины при расширении отработавших газов до атмосферного давления (вся область графика) и при расширении до давления, при котором ее мощности достаточно для обеспечения работы компрессора (светлая область) на номинальном режиме работы дизеля.

В этом случае избыток мощности (затемненная область) можно направить на обеспечение работы эжектора. Такой запас мощности при сохранении расхода воздуха через компрессор можно получить при увеличении частоты вращения ротора турбокомпрессора и температуры отработавших газов на входе в турбину до предельных значений, ограниченных механическими свойствами материала рабочего колеса.

Увеличение температуры газов на входе в турбину наблюдается при снижении коэффициента избытка воздуха и сопровождается снижением эффективного коэффициента полезного действия  $\eta_e$ , увеличением удельного эффективного расхода  $g_e$  топлива и эффективной мощности дизеля (рис. 4 и 5).

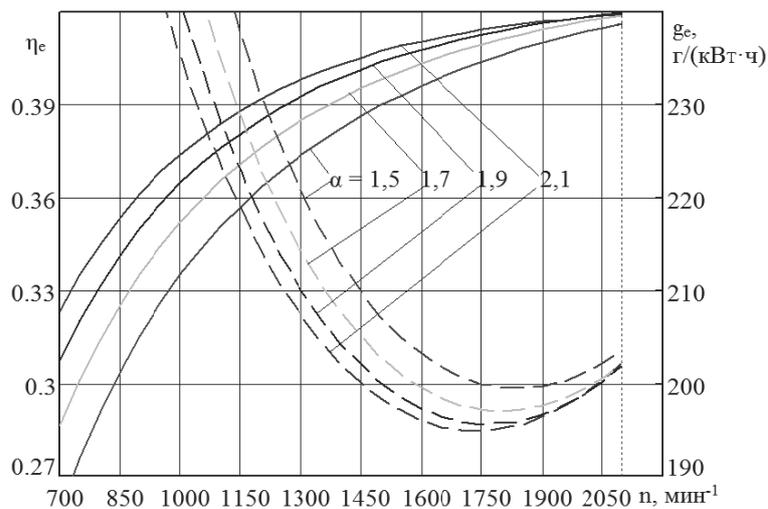


Рис. 4. Зависимость эффективного КПД и удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ : —  $\eta_e$ ; - - -  $g_e$

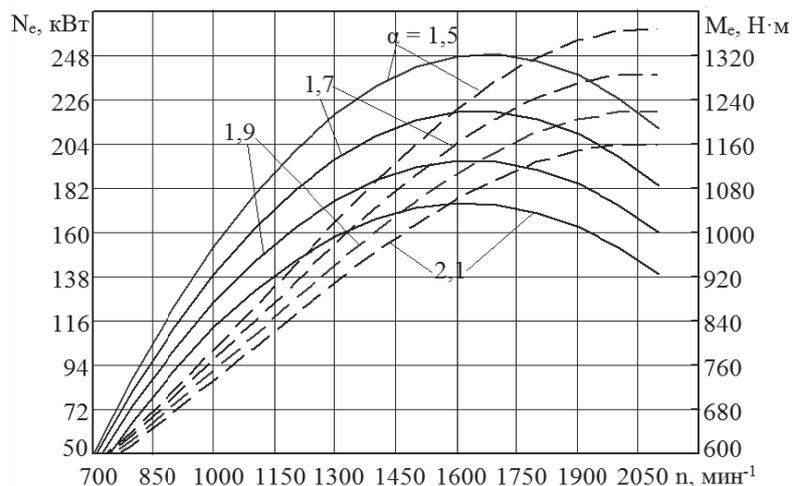


Рис. 5. Зависимость мощности  $N_e$  и вращающего момента  $M_e$  дизеля от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ : - - -  $N_e$ ; —  $M_e$

Так, при уменьшении коэффициента избытка воздуха от значения 1,9 до 1,7 максимальная температура  $T_{\max}$  рабочего цикла увеличивается на  $75^\circ\text{C}$ . При этом пропорционально увеличивается температура отработавших газов на входе в турбину.

Эффективная мощность дизеля на номинальном режиме в этих условиях возрастает на 19 кВт (8,5 %), максимальный вращающий момент увеличивается с 1129 до 1219 Н·м (7,6 %), а удельный эффективный расход топлива увеличивается с 208 до 214 г/(кВт·ч) (3 %). При этом мощность турбины возрастает на 4,5 %.

### Оценка требуемых параметров охлаждающего воздуха в охладителе

При наличии охладителя наддувочного воздуха (ОНВ) температура воздуха  $T_k$  перед впускными клапанами зависит от степени его охлаждения в ОНВ. При этом степень охлаждения в ОНВ типа «воздух – воздух» зависит от интенсивности циркуляции охлаждающего воздуха через матрицу охладителя. Поскольку в исследуемом способе охлаждения наддувочного воздуха использована система, в которой циркуляция охлаждающего атмосферного воздуха через охладитель осуществляется с помощью газового эжектора, определяемое значение расхода охлаждающего (в дальнейшем эжектируемого) воздуха является исходным для последующего расчета параметров эжектора. Поэтому для определения температуры наддувочного воздуха перед клапанами и параметров охлаждающего воздуха перед эжектором был проведен проектный расчет охладителя [3], а затем построена его характеристика (рис. 6).

Анализируя приведенные зависимости можно судить о требуемом расходе охлаждающего воздуха для охлаждения наддувочного воздуха на заданную величину  $\Delta T$ , °С. Например, если на номинальном режиме работы дизеля расход наддувочного воздуха составляет  $G_b = 0,3$  кг/с, то для понижения его температуры на 55 °С требуется расход охлаждающего воздуха  $G = 0,225$  кг/с.

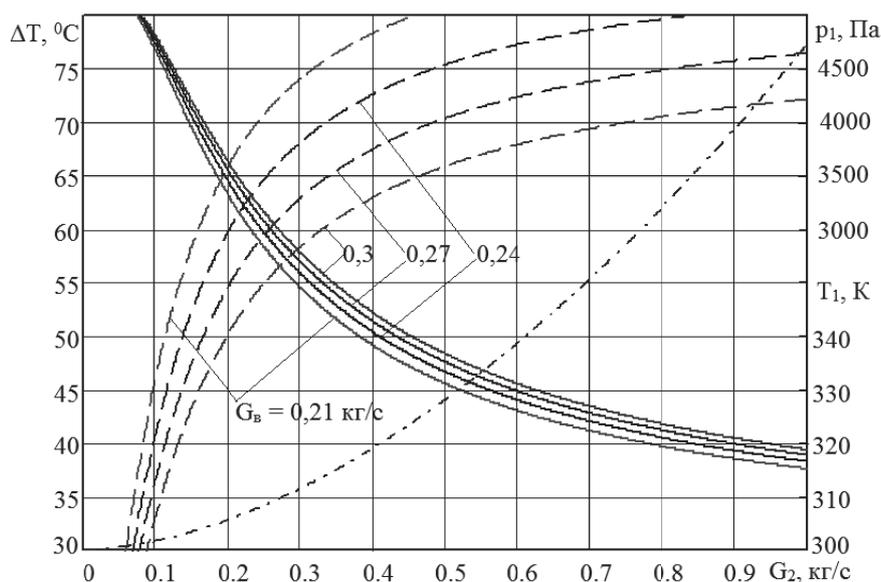


Рис. 6. Зависимость степени охлаждения  $\Delta T$ , давления  $p_1$  и температуры  $T_1$  на выходе из охладителя от потребного расхода охлаждающего воздуха  $G_2$  на различных режимах работы дизеля: - - -  $\Delta T$ ; —  $T_1$ ; - · - ·  $p_1$

### Особенности рабочего процесса эжекционного устройства – газового эжектора

Независимо от назначения в рассматриваемом эжекторе выделяют конструктивные элементы: сопло 1 высоконапорных (эжектирующих) отработавших газов, сопло 2 низконапорного (эжектируемого) охлаждающего воздуха, смесительная камера 3 и диффузор 4.

Через сопло 1 в эжектор поступают отработавшие газы с давлением  $p_1$ , большим, чем давление  $p_2$  охлаждающего воздуха из окружающей среды. При сужении канала скорость отработавших газов увеличивается, а давление  $p_1$  уменьшается и становится меньше давления охлаждающего воздуха из окружающей среды. Охлаждающий воздух из окружающей среды устремляется в камеру смешения, где происходит увеличение его скорости за счет передачи части энергии от эжектирующих отработавших газов и рост кинетической энергии.

К окончанию процесса смешения эжектирующих отработавших газов и эжектируемого охлаждающего воздуха скорость и давление  $p_3$  газовой смеси практически выравнивается. Это про-

## Расчет и конструирование

исходит благодаря наличию диффузора, в котором скорость смеси падает, а давление увеличивается, т. е. часть кинетической энергии превращается в потенциальную. Процесс приведения в движение охлаждающего воздуха под действием разрежения, создаваемого отработавшими газами, движущимися с большой скоростью, называют эжектированием.

Одним из главных параметров эжектора является коэффициент эжекции, который определяется как отношение расхода эжектируемого газа к эжектирующему. Расход эжектирующего газа обычно меньше, чем эжектируемого, а статическое давление их смеси на выходе из эжектора равно давлению окружающей среды. Коэффициент эжекции определяется формулой

$$q = \frac{G_2}{G_1}, \quad (2)$$

где  $q$  – коэффициент эжекции;

$G_1$  – расход эжектирующего газа, кг/с;

$G_2$  – расход эжектируемого газа, кг/с.

Например, для системы охлаждения наддувочного воздуха исследуемого дизеля на номинальном режиме работы требуется коэффициент эжекции не менее 0,75.

Течение газа в смесительной камере эжектора описывается уравнениями [4]:

1) неразрывности газового потока

$$G = w \cdot f \cdot \rho, \quad (3)$$

где  $G$  – массовый расход газа в сечении канала, кг/с;

$f$  – площадь сечения, м<sup>2</sup>;

$\rho$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;

$w$  – скорость газа, м/с;

2) сохранения энергии газовых потоков при смешении

$$h_p + q \cdot h_s = (1 + q) \cdot h_c, \quad (4)$$

где  $h_p$ ,  $h_s$ ,  $h_c$  – энтальпии эжектирующего, эжектируемого и смешанного потоков, кДж/кг;

$q$  – коэффициент эжекции;

3) сохранения импульса  $I$  в газовом потоке

$$I = G \cdot w + p \cdot f, \quad (5)$$

где  $p$  – давление, Па.

Из (3) следует, чем меньше площадь поперечного сечения канала при неизменном расходе, тем больше скорость выходящего из него потока газа.

Основные трудности при расчете эжектора заключаются в определении параметров газовой смеси на выходе из смесительной камеры по параметрам газов до смешения. Для рассмотрения параметров состояния газовых потоков введем следующие допущения:

– при определении параметров потока на выходе из камеры особенности процесса смешения не учитываются;

– не учитываются потери, возникающие в процессе смешения, и особенности механизма передачи энергии.

Если принять поток газа в выходном сечении камеры одномерным, тогда уравнений (3), (4) и (5) достаточно для определения основных параметров потока в выходном сечении по заданным начальным параметрам газов на входе в камеру. Они полностью характеризуют состояние потока газа и позволяют найти любые другие его параметры. При рассмотрении основных уравнений не оговариваются никакие условия необратимости процессов. Для расчета эжектора использована методика Успенского-Кузнецова [5]. В качестве исходных данных примем:

1)  $G_2 = 0,224$  – расход эжектируемого охлаждающего воздуха, кг/с;

2)  $q = 0,75$  – коэффициент эжекции;

3)  $\Delta p_2 = 0,005$  – сопротивление матрицы ОНВ по охлаждающему воздуху, МПа.

В результате ориентировочно определены основные геометрические параметры профиля проточной части эжектора. Характер изменения давлений, температуры и скорости эжектирующих отработавших газов ( $P1$ ), эжектируемого охлаждающего воздуха ( $P2$ ) и газовой смеси определены с использованием программного комплекса Solid Works (рис. 7 и 8).

Наибольшее давление имеют отработавшие газы в эжектирующем сопле, на выходе из сопла их давление резко падает в результате смешения с охлаждающим воздухом (см. рис. 7). Нерав-

номерно давление по сечению струи. В центре струи давление ниже, а в конце камеры смешения давление потока выравнивается.

На входе в эжектор отработавшие газы и охлаждающий воздух имеют примерно одинаковую скорость. Резкое увеличение скорости отработавших газов наблюдается в эжектирующем сопле, далее при смешении скорость смеси падает. Наблюдается неравномерность скорости по сечению, так как в центре струи скорость выше, чем на периферии (см. рис. 8).

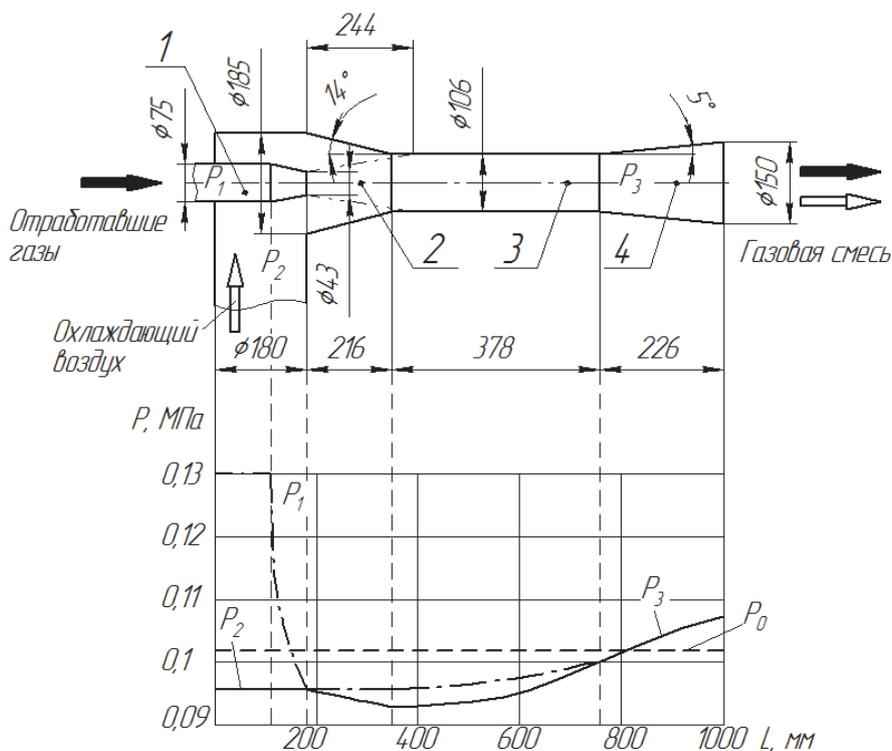


Рис. 7. Геометрические параметры профиля проточной части элементов эжектора и характер изменения давлений газовой смеси и ее составляющих: 1 – сопло эжектирующих отработавших газов; 2 – сопло эжектируемого охлаждающего воздуха из окружающей среды; 3 – смешительная камера эжектора; 4 – диффузор;  $P_0$  – давление окружающей среды, равное 0,1013 МПа

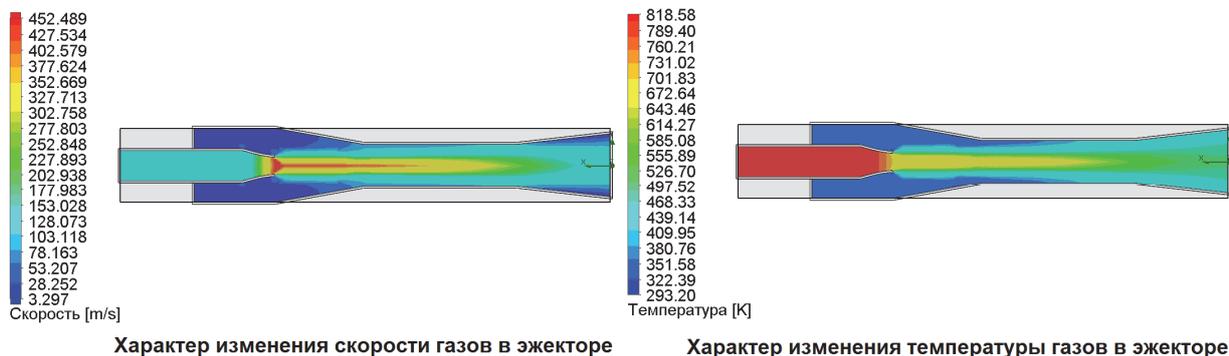


Рис. 8. Параметры газовой смеси и ее составляющих в эжекторе

Самую высокую температуру имеют отработавшие газы в эжектирующем сопле. На выходе из сопла их температура также резко падает в результате смешения с охлаждающим воздухом. В конце камеры смешения температура отработавших газов и охлаждающего воздуха в газовой смеси выравнивается (см. рис. 8).

## Расчет и конструирование

---

Система эжекционного охлаждения обеспечивает высокую эксплуатационную надежность. Такая система автоматически приспосабливается к температуре окружающего воздуха, обладает простотой конструкции и отсутствием подвижных деталей. Использование эжекционной системы охлаждения сопровождается разбавлением отработавших газов воздухом и снижению их температуры, в результате чего улучшаются экологические показатели. Эжекционная система охлаждения наддувочного воздуха снижает потери мощности дизеля на функционирование системы газообмена.

### Выводы

Краткий анализ параметров рабочего цикла, состояния наддувочного воздуха после ОНВ и отработавших газов на выходе из турбины турбокомпрессора по внешней характеристике исследуемого дизеля свидетельствует, что резервы по использованию энергии отработавших газов, выбрасываемых в атмосферу, еще не исчерпаны.

Наличие достаточной располагаемой энергии отработавших газов позволяет использовать ее в эжекционном устройстве для обеспечения циркуляции охлаждающего воздуха через матрицу ОНВ. Геометрические и функциональные параметры эжектора позволяют разместить его в моторном отделении машины и обеспечивают заданную степень охлаждения наддувочного воздуха при работе дизеля по внешней характеристике.

### Литература

1. Мурзин, В.С. Совершенствование рабочего процесса дизелей серии Т для достижения параметров мирового технического уровня / В.С. Мурзин // *Двигателестроение*. – 2011. – № 2 (244). – С. 17–21.
2. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: справ. пособие / Б.П. Байков, В.Г. Бордуков, П.В. Иванов, Р.С. Дейч. – Л.: Машиностроение, 1985. – 200 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
4. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
5. Успенский, В.А. Струйные вакуумные насосы / В.А. Успенский, Ю.М. Кузнецов. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.

**Лазарев Евгений Анатольевич.** Доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), lea2@mail.ru.

**Салов Андрей Юрьевич.** Аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), s-1990@mail.ru.

**Помаз Андрей Николаевич.** Аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), a007007@yandex.ru.

*Поступила в редакцию 24 февраля 2014 г.*

## THE FEATURES AND CHARACTERISTIC OF GAS-JET EJECTOR CHARGE AIR COOLING SYSTEM OF DIESEL ENGINE

*E.A. Lazarev*, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, *lea2@mail.ru*,  
*A.Y. Salov*, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, *s-1990@mail.ru*,  
*A.N. Pomaz*, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, *a007007@yandex.ru*

The design features of gas-jet ejector charge air cooling system of supercharged diesel engine. Determine gas flow parameters and changes of flow in the gas ejector system.

*Keywords: charger, turbine, air-to-air charge air cooler, gas-jet its components, flow characteristics, exhaust gases and air flow rates, ejection coefficient.*

### References

1. Murzin V.S. [Improvement of Combustion in Series "T" Engines with a View to Achieve up-to-date Performance Level]. *Dvigatelistroyeniye*, 2011, no. 2 (242), pp. 17–21. (in Russ.)
2. Bajkov B.P., Bordukov V.G., Ivanov P.V. e.a. *Turbokompressory dlja nadduva dizelej: spravochnoe posobie* [Turbochargers for turbocharging diesel]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1985. 200 p.
3. Orlin A.S., Kruglov M.G. *Dvigateli vnutrennego sgoranija: Sistemy porshnevnyh i kombinirovannyh dvigatele* [Internal combustion engines and combined systems piston engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 456 p.
4. Sokolov E.Ya., Zinger N.M. *Strujnye apparaty* [Jet devices]. Moscow, Jenergoatomizdat Publ., 1989. 352 p.
5. Uspenskij V.A., Kuznecov Yu.M. *Strujnye vakuumnye nasosy* [Ejectors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 144 p.

*Received 24 February 2014*