

ОСОБЕННОСТИ КОМПЛЕКСНОГО РАСЧЕТА ЭЖЕКЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА В ДИЗЕЛЕ

Е.А. Лазарев¹, lazarevea@susu.ru

А.Ю. Салов², s-1990@mail.ru

А.Н. Помаз², a007007@yandex.ru

В.Е. Лазарев¹, lazarevve@susu.ru

¹ Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия

² АО Специальное конструкторское бюро «Турбина», Челябинск, Россия

Аннотация. Обоснована целесообразность повышения плотности свежего заряда на входе в цилиндр дизеля с газотурбинным наддувом применением системы эжекционного его охлаждения после компрессора для осуществления циркуляции охлаждающего воздуха через охладитель. Отмечается актуальность совершенствования систем охлаждения наддувочного воздуха в направлении снижения затрат мощности на функционирование и упрощения конструкции их элементов. Рассмотрены функциональные и конструктивные особенности элементов системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха. Отмечается неполнота изученности функционирования эжектора на выпуске для интенсивной циркуляции охлаждающего воздуха через матрицу охладителя при размещении эжектора после турбины турбокомпрессора.

Предложена последовательность расчёта системы в виде блок-схемы, включающей дизель, компрессор и турбину турбокомпрессора, охладитель наддувочного воздуха и эжектор в системе выпуска отработавших газов. Приведены основные факторы, характеризующие связи функциональных и геометрических параметров элементов системы. Отражены особенности комплексного расчета эжекционной системы охлаждения наддувочного воздуха в дизеле с использованием математического моделирования процессов в различных элементах системы для изыскания резервов и компромиссных решений по снижению затрат мощности на ее функционирование и повышение ее эффективности. Результаты комплексного расчета эжекционной системы охлаждения наддувочного воздуха методом численного моделирования представлены графически в виде зависимостей параметров ее элементов от степени понижения давления в турбине турбокомпрессора.

Анализ результатов комплексного расчета показывает, что максимальные значения степени охлаждения, плотности наддувочного воздуха и эффективной мощности дизеля достигаются при различных значениях степеней понижения давления в турбине или эжекторе. В этой связи делается вывод о целесообразности при проектировании системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха выбирать требуемые значения степеней понижения давления в турбине или эжекторе на компромиссной основе.

Ключевые слова: эжекционная система охлаждения, эжектор и его элементы, параметры потоков газа и охлаждающего воздуха, коэффициент эжекции

Для цитирования: Особенности комплексного расчета эжекционной системы охлаждения наддувочного воздуха в дизеле / Е.А. Лазарев, А.Ю. Салов, А.Н. Помаз, В.Е. Лазарев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2024. Т. 24, № 2. С. 18–28. DOI: 10.14529/engin240202

Original article

DOI: 10.14529/engin240202

FEATURES OF COMPLEX CALCULATION EJECTION COOLING SYSTEM CHARGE AIR IN DIESEL

E.A. Lazarev¹, lazarevea@susu.ru

A.Y. Salov², s-1990@mail.ru

A.N. Pomaz², a007007@yandex.ru

V.E. Lazarev¹, lazarevve@susu.ru

¹ South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

² Joint Stock Company Special Design Bureau "Turbina", Chelyabinsk, Russia

Abstract. The expediency of increasing the density of fresh charge at the inlet to the cylinder of a diesel engine with a gas turbine boost by using an ejection cooling system after the compressor to circulate cooling air through the cooler is substantiated. The urgency of improving the cooling systems of the charge air is noted in the direction of reducing the cost of power for operation and simplifying the design of their elements. The functional and design features of the elements of the charge air ejection cooling system are considered. The incompleteness of studying the functioning of the ejector at the outlet for intensive circulation of cooling air through the cooler matrix when placing the ejector after the turbocharger turbine is noted.

The sequence of calculation of the system in the form of a block diagram is proposed, including a diesel engine, a compressor and a turbocharger turbine, a charge air cooler and an ejector in the exhaust system. The main factors characterizing the relationship between the functional and geometric parameters of the system elements are considered. The features of the complex calculation of the ejection cooling system for charge air in a diesel engine using mathematical modeling of processes in various elements of the system to find reserves and compromise solutions to reduce the cost of power for its operation and increase its efficiency are reflected. The results of the complex calculation of the ejection cooling system of the charge air using numerical modeling are presented graphically in the form of dependences of the parameters of its elements on the degree of pressure reduction in the turbocharger turbine.

The analysis of the results of the complex calculation shows that the maximum values of the degree of cooling, charge air density and effective diesel power are achieved at different degrees of pressure reduction in the turbine or ejector. In this regard, it is concluded that it is advisable to choose the required values of the degrees of pressure reduction in the turbine or ejector on a compromise basis when designing an ejection cooling system for charge air.

Keywords: ejection cooling system, ejector and its elements, gas and cooling air flow parameters, ejection coefficient

For citation: Lazarev E.A., Salov A.Y., Pomaz A.N., Lazarev V.E. Features of complex calculation ejection cooling system charge air in diesel. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2024:24(2):18–28. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin240202

Введение

Целью настоящего теоретического исследования является рассмотрение особенностей комплексного расчетного анализа системы эжекторного охлаждения наддувочного воздуха (НВ) в дизеле с использованием математического моделирования процессов в различных элементах системы для изыскания резервов и компромиссных решений по улучшению ее функционирования. Энергетические установки транспортных средств, главным образом тепловые поршневые двигатели (дизели и бензиновые двигатели), снабжаются системами газотурбинного наддува, позволяющими значительно повысить мощность без существенного изменения конструкции основных элементов, габаритов и, в некоторых случаях, снизить удельный расход топлива. Эффективным средством увеличения массы воздуха, поступающего в цилиндр, за счет повышения его плотности для улучшения технико-экономических и экологических показателей при форсировании дизелей по мощности является применение в качестве агрегата наддува, наряду с турбокомпрессо-

ром, промежуточного охладителя наддувочного воздуха (ОНВ). При этом существенно усложняется конструкция системы. Совершенствование систем эжекторного охлаждения наддувочного воздуха для уменьшения потерь мощности на функционирование и упрощения конструкции их элементов, несомненно, актуально [1–5].

При сжатии в компрессоре турбокомпрессора давление и температура воздуха повышаются, в результате чего эффект увеличения его плотности не полный, поскольку во влиянии на плотность давление и температура выступают как конфликтные параметры. Более полное увеличение плотности достигается при незначительном изменении давления снижением температуры воздуха в охладителе перед поступлением его в цилиндр. При повышении мощности это сопровождается снижением неполноты сгорания топлива, эмиссии оксида углерода, непредельных углеводородов, оксидов азота и содержания твердых частиц в отработавших газах (ОГ) дизеля.

Форсирование дизелей по мощности газотурбинным наддувом характеризуется ростом теплонагруженности элементов цилиндропоршневой группы, увеличением максимального давления газов в цилиндре, выбросов вредных веществ с отработавшими газами и потерь мощности на функционирование системы охлаждения воздуха после сжатия в компрессоре. Ослабление этих негативных последствий повышения мощности дизелей снижением температуры и давления воздуха после сжатия в компрессоре ограничивается рамками традиционных схем турбонаддува. Это определяет необходимость анализа способов снижения температуры воздуха после компрессора и потерь мощности на функционирование системы охлаждения привлечением патентных исследований, литературных источников по теории рабочих циклов и процессов их составляющих. Одним из способов является использование эжекторного эффекта отработавших газов на выпуске дизеля, который недостаточно изучен и нуждается в детальном рассмотрении [6–9].

Материалы и методы

Снижение температуры воздуха после его сжатия в компрессоре используют с целью дальнейшего повышения плотности и массового расхода свежего заряда с целью обеспечения полного сгорания увеличенного количества топлива при повышении мощности и некоторого снижения тепловой нагруженности элементов цилиндропоршневой группы дизеля [10, 11].

Для снижения температуры воздуха после компрессора в дизелях часто используется атмосферный воздух окружающей среды, называемый охлаждающим воздухом (ОВ). При этом осуществляется процесс снижения температуры посредством отвода теплоты от воздуха после компрессора в матрице теплообменного устройства – охладителя [12, 13]. Процесс перемещения охлаждающего воздуха через матрицу охладителя обеспечивается эжекторным эффектом отработавших газов в выпускной системе дизеля. Принцип работы, устройство и размещение эжектора в системе выпуска дизеля описаны ниже.

При работе системы охлаждения воздуха после компрессора, структурная схема которой представлена на рис. 1, воздух из атмосферы через воздушный фильтр поступает сначала во входное устройство, затем во вращающийся направляющий аппарат, рабочее колесо, диффузор и спиральную камеру компрессора, на выходе из которого давление и температура воздуха возрастают вследствие преобразования его кинетической энергии в потенциальную.

После компрессора воздух направляется в охладитель, где теплота от него отводится охлаждающим воздухом, поступающим в матрицу охладителя из окружающей среды. Интенсивность циркуляции охлаждающего воздуха через матрицу охладителя определяется эффективностью работы эжектора. После процесса теплообмена в охладителе воздушный поток свежего заряда с пониженной температурой направляется в цилиндры дизеля [12].

Поток отработавших газов из цилиндров дизеля поступает в сопловой аппарат турбины турбокомпрессора, где энергия отработавших газов преобразуется в механическую энергию вращения, передаваемую рабочему колесу компрессора, установленного на одном валу с колесом турбины. После турбины поток отработавших газов поступает в сопловое устройство эжектора, где за счет перепада давлений между окружающей средой и соплом эжектора обеспечивается перемещение охлаждающего воздуха через матрицу охладителя наддувочного воздуха [12].

Рассмотрим комплексный расчетный анализ такой системы в следующей постановке: для дизеля с газотурбинным наддувом и охлаждением наддувочного воздуха требуется определить параметры системы, состоящей из компрессора, охладителя наддувочного воздуха, турбины и эжектора, с целью получения максимальной мощности.

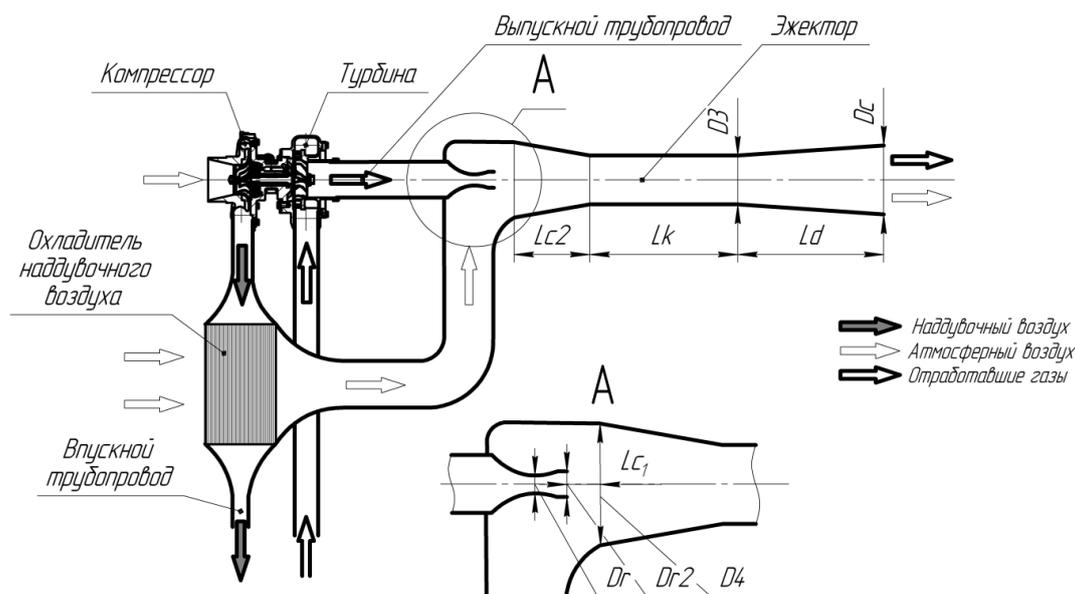


Рис. 1. Схема системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха: D_1 – критический диаметр сопла, D_{r2} – выходной диаметр сопла, D_3 – диаметр камеры смешения, D_4 – входной диаметр, D_c – выходной диаметр диффузора, L_{c1} – расстояние до сопла, L_{c2} – длина входного участка, L_k – длина камеры смешения, L_d – длина диффузора
 Fig. 1. Ejection Charge Air Cooling System Diagram: D_1 – the critical nozzle diameter, D_{r2} – the nozzle outlet diameter, D_3 – the mixing chamber diameter, D_4 – the inlet diameter, D_c – the outlet diameter of the diffuser, L_{c1} – the distance to the nozzle, L_{c2} – the length of the inlet section, L_k – the length of the mixing chamber, L_d – the length of the diffuser

Блок-схема, иллюстрирующая последовательность комплексного расчётного анализа, приведена на рис. 2. Используя результаты предварительного синтеза рабочего цикла дизеля с газотурбинным наддувом в качестве исходных данных для комплексного расчётного анализа функционирования эжекторного охлаждения системы, задаются параметры отработавших газов перед турбиной турбокомпрессора: давление p_m , температура T_m и расход $G_{ог}$.

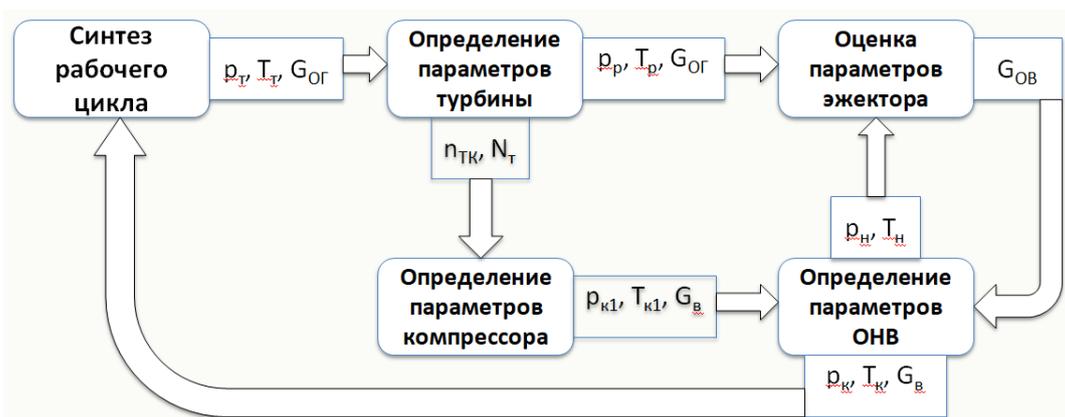


Рис. 2. Последовательность расчёта системы, включающей дизель, компрессор и турбину турбокомпрессора, охладитель наддувочного воздуха и эжектор в системе выпуска отработавших газов
 Fig. 2. The calculation sequence of the system, including a diesel engine, a compressor and a turbocharger turbine, a charge air cooler and an ejector in the exhaust system

Предварительный синтез рабочего цикла осуществляется с целью оценки качества процессов его составляющих при ориентировочном задании основных конструктивных и режимных параметров дизеля, например, степени сжатия, отношения радиуса кривошипа к длине шатуна, давления и температуры наддувочного воздуха, параметров процесса сгорания (характера, продолжительности и тепловых потерь при выгорании топлива), уровня тепловых потерь в процессах

сжатия и расширения, коэффициентов наполнения цилиндра и избытка воздуха, требуемых среднего индикаторного давления и удельного индикаторного расхода топлива, уровня механических потерь и т. п.

Анализ режимов совместной работы элементов системы производится с учетом некоторых начальных условий: геометрических параметров охладителя воздуха и газового эжектора, предварительных значений степени охлаждения ΔT воздуха после компрессора и коэффициента эжекции u , а также параметров потока отработавших газов перед соплом эжектора: температуры T_p , давления p_p и расхода G_p .

Далее производится расчетная оценка процесса расширения отработавших газов в турбине турбокомпрессора, в результате которого определяется ее мощность и уточняются параметры отработавших газов после турбины. Используя параметры отработавших газов за турбиной, определяется коэффициент эжекции и расход охлаждающего воздуха, перемещающегося через матрицу охладителя.

В результате термо-газодинамического анализа процессов в компрессоре определяются параметры, необходимые для проектирования охладителя – давление $p_{к1}$ и температура $T_{к1}$ воздуха после компрессора. По результатам теплового и гидравлического расчетов охладителя определяются параметры наддувочного воздуха: действительная степень охлаждения ΔT , давление p_k , плотность ρ_k на выходе из охладителя перед впускными органами дизеля, необходимые для синтеза рабочего цикла. Дополнительно уточняются значения давления $p_{охл}$ и температуры $T_{охл}$ охлаждающего воздуха из окружающей среды на выходе из охладителя.

С использованием известных параметров наддувочного воздуха производится уточненный синтез рабочего цикла дизеля, в результате которого определяются основные его показатели, в том числе индикаторная N_i и эффективная N_e мощности, а также индикаторный η_i и эффективный η_e коэффициенты полезного действия. Замыкающим уравнением является эмпирическое уравнение, связывающее увеличение давления за турбиной с возможной некоторой потерей эффективной мощности дизеля [10, 13]:

$$\Delta N_e = 8,45 \frac{\Delta p_{\text{вып}} V_d n}{10^6}, \quad (1)$$

где Δp – дополнительное сопротивление на выпуске дизеля, кПа; V_d – рабочий объем цилиндров, л; n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Уравнение (1) свидетельствует о том, что повышение давления ОГ перед турбиной и, соответственно, перед эжектором для увеличения коэффициента эжекции сопровождается некоторым снижением эффективной мощности дизеля, обусловленным уменьшением работы процесса расширения и увеличением коэффициента остаточных газов. Это обстоятельство необходимо учитывать при выборе компромиссных решений при проектировании элементов эжекторной системы охлаждения воздуха после компрессора.

Результаты и обсуждение

Для реализации предлагаемой последовательности расчётного анализа функционирования термо-газодинамической системы, включающей дизель, компрессор и турбину турбокомпрессора, охладитель наддувочного воздуха и эжектор в системе выпуска отработавших газов, целесообразно использовать комплексную математическую модель физических процессов, протекающих в ней. Комплексная математическая модель, представленная ниже, включает следующие системы основных уравнений, рассмотренных в работах [14–21]. Для описания процессов сжатия, сгорания и расширения в рабочем цикле дизеля используется система уравнений (2), процессов теплообмена и оценки термодинамических параметров в охладителе наддувочного воздуха – система (3), процессов в газовой турбине – система (4), процессов в воздушном компрессоре – система (5) и, наконец, для описания процессов в эжекторе – система (6).

$$\left\{ \begin{array}{l} p_y = p_a \left(\frac{v_a}{v_y} \right)^{n_1} \\ T_y = T_a \left(\frac{v_a}{v_y} \right)^{n_1-1} \\ p = \beta \left(\frac{p_y q_z (k-1)x}{T_y R} + p_y \right) \left(\frac{v_y}{v} \right)^k \\ T = \frac{pv}{R\beta} \\ p_b = p_z \left(\frac{v_z}{v_b} \right)^{n_2} \\ T_b = T_z \left(\frac{v_z}{v_b} \right)^{n_2-1} \\ G_T = \frac{G_B}{\alpha L_0} \\ \Delta N_e = 8,45 \frac{V_h n}{10^6} \Delta p \\ x = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m+1}} \end{array} \right. \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1np}} + R_S + \frac{1}{\alpha_{2np}}} \\ Q = K \Delta t F_m \\ \Delta T = \frac{Q}{c_p G_B} \\ p_K = p_{K1} - \Delta p_K \\ T_K = T_{K1} - \Delta T \\ T_H = T_0 + \frac{G_B}{G_{OB}} \Delta T \end{array} \right. \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} N_T = G_{ог} c_p T_T \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right) \eta_T \\ p_p = \frac{p_T}{\pi_T} \\ T_p = T_T \left(1 - \eta_T \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right) \right) \end{array} \right. \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} H_k = \frac{N_T - \Delta N_{II}}{\eta_K G_B} \\ \pi_K = \left(H_k \frac{1}{c_p T_0} + 1 \right)^{\frac{k_B}{k_B-1}} \\ \eta_{TK} = \frac{2}{D} \sqrt{\frac{H_k}{\psi_{ад}}} \\ T_{K1} = T_0 \left(1 + \frac{\pi_K - 1}{\eta_K} \right) \\ p_{K1} = p_0 \pi_K \end{array} \right. \quad (5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sqrt{(u+1)(1+u\theta_p)} z(\lambda_p) = z(\lambda_c) + u \sqrt{\theta_p} z(\lambda_n) \\ p_c = p_p \frac{\sqrt{(u+1)(1+u\theta_p)} q(\lambda_p)}{1 + \frac{1}{f_{3p}} q(\lambda_n)} \\ u = \frac{G_{OB}}{G_B} \\ T_c = T_p \frac{1+u\theta_p}{u+1} \\ \eta_{э} = \frac{c_{pH} T_H \left(\pi_K^{\frac{k_H-1}{k_H}} - 1 \right)}{c_{pog} T_p \left(1 - \pi_K^{\frac{k_p-1}{k_p}} \right)} \end{array} \right. \quad (6)$$

В системах уравнений комплексной математической модели используются следующие обозначения:

p_a, T_a, v_a – давление, температура и удельный объём в начале процесса сжатия воздуха в цилиндре,

p_y, T_y, v_y – давление, температура и удельный объём в конце процесса сжатия воздуха в цилиндре,

p, T – давление и температура в процессе сгорания топлива,

p_b, T_b, v_b – давление, температура, удельный объём рабочих газов в конце процесса расширения в цилиндре,

$k_{э}, k_{с}, k_n$ – показатели адиабаты отработавших газов, наддувочного и охлаждающего воздуха,

n_1, n_2 – показатели политропных процессов сжатия воздуха и расширения рабочих газов в цилиндре,

β – коэффициент молекулярного изменения,

q_z – общая удельная использованная теплота сгорания топлива,

R – универсальная газовая постоянная рабочего тела в цилиндре,

x – доля выгоревшего топлива в процессе сгорания,

$G_m, G_{с}$ – массовые расходы топлива и воздуха дизелем,

α – коэффициент избытка воздуха,

L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива,

ΔN_e – потери мощности дизеля от дополнительного сопротивления на выпуске, создаваемого эжектором,

V_h – рабочий объём цилиндра дизеля,

n – частота вращения коленчатого вала дизеля,

ϕ_z – продолжительность процесса сгорания,

m – показатель характера сгорания,
 N_T – мощность турбины турбокомпрессора,
 G_{O_2} – расход отработавших газов дизеля,
 c_p – удельная изобарная теплоемкость,
 T_{mv}, p_m – температура и давление отработавших газов перед турбиной,
 $\pi_m, \pi_э$ – степени понижения давления отработавших газов в турбине и эжекторе,
 T_m, p_m – температура и давления после турбины,
 $\eta_m, \eta_k, \eta_э$ – КПД турбины, компрессора, эжектора,
 H_k – удельная работа сжатия в компрессоре турбокомпрессора,
 ΔN_n – потери мощности в подшипниковом узле турбокомпрессора,
 n_{mk} – частота вращения ротора турбокомпрессора,
 D – диаметр колеса компрессора,
 ψ_{ad} – коэффициент напора компрессора,
 π_k – степень повышения давления воздуха в компрессоре,
 p_{k1}, T_{k1} – давление и температура наддувочного воздуха после компрессора,
 K – коэффициент теплопередачи в матрице охладителя,
 $\alpha_{1np}, \alpha_{2np}$ – приведенные коэффициенты теплоотдачи наддувочного и охлаждающего воздуха,
 R_s – тепловое сопротивление теплопередающей поверхности охладителя,
 Q – количество теплоты, отдаваемое воздухом после компрессора,
 Δt – средний логарифмический перепад температур,
 F_m – площадь теплообмена матрицы охладителя,
 ΔT – понижение температуры наддувочного воздуха в охладителе,
 $\Delta p_k, \Delta p_n$ – падения давления наддувочного и охлаждающего воздуха в охладителе,
 T_0 – температура охлаждающего воздуха на входе в охладитель,
 p_k, T_k – давление и температура наддувочного воздуха после охладителя,
 p_n, T_n – давление и температура охлаждающего воздуха после охладителя,
 u – коэффициент эжекции эжектора,
 θ_p – отношение температуры охлаждающего воздуха к температуре отработавших газов,
 $z(\lambda)$ – приведенный импульс потока,
 $q(\lambda)$ – приведенная плотность тока,
 p_c – полное давление газовой смеси на выходе из эжектора,
 p_p, T_p – полное давление и температура отработавших газов перед эжектором,
 f_{3p} – отношение площади камеры смешения к площади сопла в эжекторе,
 $\eta_э$ – адиабатный КПД эжектора,
 T_n – температура охлаждающего воздуха на входе в эжектор,
 π_{ov} – степень повышения давления охлаждающего воздуха в эжекторе,

В результате комплексного расчётного анализа системы определяется степень понижения давления в эжекторе, при которой достигается максимальная степень охлаждения воздуха в ОНВ или максимальная мощность дизеля. Кроме того, уточняются параметры процессов, составляющих рабочий цикл, индикаторные и эффективные показатели дизеля, определяются и корректируются основные функциональные и геометрические параметры эжектора, турбины, компрессора и охладителя наддувочного воздуха.

Из рассмотрения предельных условий работы системы следует наличие максимума функции $\Delta T = \Delta T(u)$, характеризующей зависимость степени охлаждения наддувочного воздуха от коэффициента эжекции. Предельные условия следующие:

1. Тепловая энергия (теплоперепад) отработавших газов полностью срабатывается в турбине. При этом работа эжектора равна нулю и расход охлаждающего воздуха через ОНВ отсутствует, давление и температура воздуха на входе в цилиндр соответствуют таковым после компрессора, следовательно, $\Delta T = 0$.

2. Тепловая энергия (теплоперепад) отработавших газов полностью срабатывается в эжекторе. В таком случае расход охлаждающего воздуха через ОНВ максимален, но при этом отсутствует наддув, так как работа турбины равна нулю, давление и температура воздуха на входе в цилиндр соответствуют параметрам окружающей среды, т. е. атмосферным, при этом $\Delta T = 0$.

Если считать, что функция $\Delta T = \Delta T(u)$ непрерывна, то можно предположить, что найдется значение $\Delta T = \Delta T_{max}$. По аналогии можно предположить наличие максимума непрерывной функции $\rho_k = \rho_k(u)$, характеризующей зависимость плотности наддувочного воздуха после охладителя от коэффициента эжекции, т. е. найдется значение $\rho_k = \rho_{kmax}$.

Расчётный анализ функционирования термо-газодинамической системы, рассмотренной выше с использованием предложенной комплексной математической модели, выполнен на примере дизеля 4ЧН13/15, который с системой вентиляторного охлаждения НВ имеет мощность $N_e = 210$ кВт при $\pi_k = 2,46$ и $\Delta T = 71$ °С. Зависимость эффективных показателей, параметров компрессора, охладителя воздуха после компрессора и эжектора дизеля от степени понижения давления в турбине при использовании системы эжекторного охлаждения НВ представлена на рис. 3.

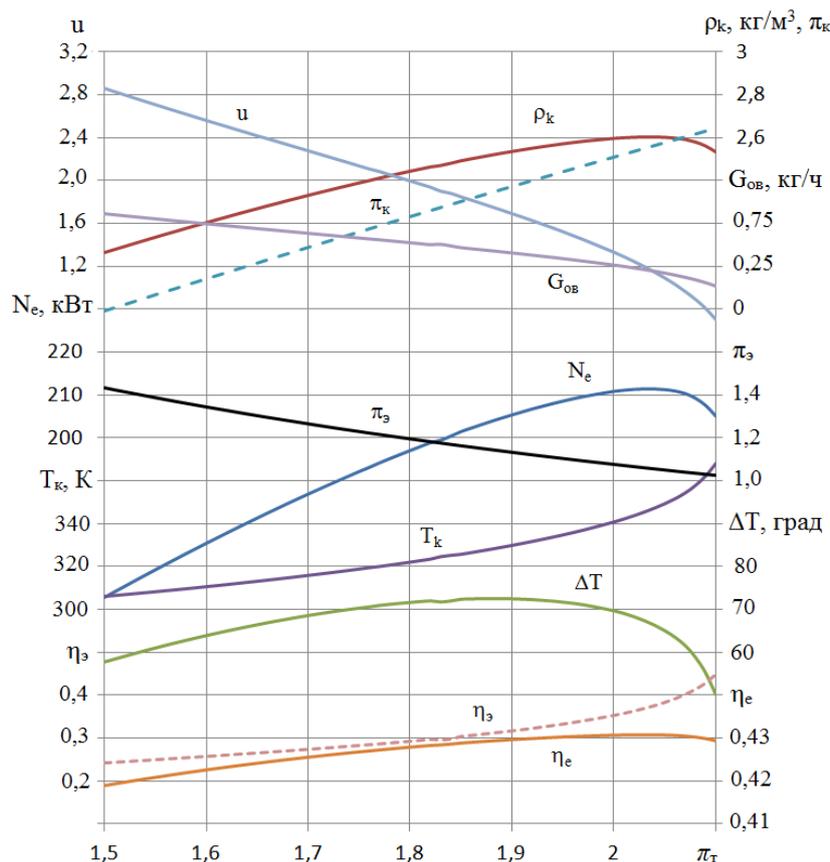


Рис. 3. Зависимость основных параметров дизеля с эжекционной системой охлаждения от степени понижения давления в турбине
Fig. 3. Dependence of the main parameters of a diesel engine with an ejection cooling system on the degree of pressure reduction in the turbine

Анализ результатов численного моделирования с использованием комплексной математической модели системы при расчетном анализе показывает, что максимальные значения степени охлаждения ΔT_{max} , плотности ρ_{kmax} воздуха после охладителя и эффективной мощности N_{emax} дизеля достигаются при различных значениях степеней понижения давления π_m в турбине и, соответственно, в эжекторе π_τ .

Максимальная степень охлаждения воздуха после компрессора ΔT_{max} достигается при значениях степени понижения давления π_m в турбине, равной 1,87 и, соответственно, степени понижения давления π_τ в эжекторе, равной 1,15, а максимальные плотность ρ_{kmax} воздуха после охладителя и эффективная мощность N_{emax} дизеля – при значении π_m , равном 2,04 и, соответственно, π_τ , равном 1,054.

В этой связи при проектировании системы эжекторного охлаждения воздуха после компрессора требуемые значения π_m и, соответственно, π_τ должны выбираться в зависимости от заданных условий ее функционирования, поскольку противодавление на выпуске оказывает влияние на мощность дизеля.

Учет особенностей функционирования эжекционной системы охлаждения воздуха после компрессора в дизеле с газотурбинным наддувом позволяет определить основные параметры ее элементов, оценить их эффективность во влиянии на показатели дизеля и выбрать наиболее рациональное соотношение между степенями понижения давления отработавших газов в турбине и эжекторе на компромиссной основе.

Список литературы

1. Śliwiński K., Szramowiat M. Development of cooling systems for internal combustion engines in the light of the requirements of modern drive systems // International Automotive Conference (KONMOT 2018), 2018. No. 421.
2. Wik C., Hallback B. Reducing emissions using 2-stage turbocharging // Wartsila technical journal. 2008. No. 01. P. 35–41.
3. Codan E., Vlaskos I. ABB Turbo Systems. Turbocharging medium speed diesel engines with extreme Miller timing // 9th Turbocharging Conference, 2004. 20 p.
4. Piancastelli L., Gardella M., Cassani S. Cooling system optimization for light diesel helicopters // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2017. Vol. 12. No. 9.
5. Sarkar J. Ejector enhanced vapor compression refrigeration // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2012. Volume 16, Issue 9.
6. Радченко Р.Н. Использование теплоты уходящих газов для предварительного охлаждения воздуха судовых ДВС // Двигатели внутреннего сгорания, 2008. № 1.
7. Buyadgie D., Sechenuh V., Nichenko S. Booster vapor-compression refrigerating systems // International refrigeration and air conditioning conference. 2010. No. 1062.
8. Zeyghami M., Goswami Y., Stefanakos E. A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2015. Vol. 51.
9. Im S.Y., Yu S.S. Charged air cooling with vortex tube for a common-rail diesel engine // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. – Institution of Mechanical Engineers. 2017, Vol. 225, issue 6. P. 771–778.
10. Исследование пусков двигателя с повышенным противодавлением на выпуске / В.В. Вакуленко, Ю.В. Возгрин, Ю.П. Иванов и др. // Механіка та машинобудування. 2011, № 1.
11. 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 – М.: Машиностроение, 1985. 456 с.
12. Лазарев Е.А., Помаз А.Н. Эффективность эжекционного охлаждения наддувочного воздуха и особенности ее экспериментальной оценки // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2016. Т. 16, № 3. С. 21–28
13. Пат. РФ 2301899 Российская Федерация Способ и устройство управления газообменом в дизеле с газотурбинным наддувом / Е.А. Лазарев, А.А. Малоземов, В.Н. Бондарь и др.; патентообладатель: ООО «Федеральный учебный межвузовский научный производственный центр» – № 2006100153/06 заявл. 10.01.2006; опубл. 17.06.2007, Бюл. № 18. 9 с.
14. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин. Учебное пособие. – Харьков: ИСДО, 1999. 252 с.
15. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. – М. – Свердловск: Урало-Сибирское отд. Машгиза. 1962. 271 с.
16. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты – М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
17. Heireth H., Prenninger P. Charging of internal combustion engine. – Springer Wien New York, 2003, 283 p.
18. Ханин Н.С., Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф. Автомобильные двигатели с турбонаддувом: производственное издание – М.: ЭКОЛИТ, 2016.
19. Карасёв Ю.В., Ивашкин А.А. Перспективы развития охлаждения наддувочного воздуха в тепловозостроении // Молодой ученый. 2016. № 21. С. 144–147.
20. Пат. 985377 СССР Система испарительного охлаждения наддувочного воздуха двигателя внутреннего сгорания / Софронов А.С.; заявитель и патентообладатель Сибирский автомобильно-дорожный институт им. Куйбышева – № 3324294/25-06 заявл. 21.07.81; опубл. 30.12.82, Бюл. № 48. 3 с.

21. Крайнюк А.И., Алексеев С.В., Крайнюк А.А. Система наддува ДВС с глубоким охлаждением наддувочного воздуха // Двигатели внутреннего сгорания. 2009. № 2. С. 59–65.

References

1. Śliwiński K., Szramowiat M. Development of cooling systems for internal combustion engines in the light of the requirements of modern drive systems. *International Automotive Conference (KONMOT 2018)*, 2018. No. 421.
2. Wik C., Hallback B. Reducing emissions using 2-stage turbocharging. *Wartsila technical journal*. 2008. No. 01, pp. 35–41.
3. Codan E., Vlaskos I. ABB Turbo Systems. Turbocharging medium speed diesel engines with extreme Miller timing. *9th Turbocharging Conference*, 2004. 20 p.
4. Piancastelli L., Gardella M., Cassani S. Cooling system optimization for light diesel helicopters. *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2017. Vol. 12. No. 9.
5. Sarkar J. Ejector enhanced vapor compression refrigeration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012. Volume 16, Issue 9.
6. Radchenko R.N. [Using the heat of exhaust gases for pre-cooling the air of dry ICE engines] *Internal combustion engines*. 2008. No. 1. (In Russ.)
7. Buyadgie D., Sechenuh V., Nichenko S. Booster vapor-compression refrigerating systems. *International refrigeration and air conditioning conference*. 2010. No. 1062.
8. Zeyghami M., Goswami Y., Stefanakos E. A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015. Volume 51.
9. Im S.Y., Yu S.S. Charged air cooling with vortex tube for a common-rail diesel engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. – Institution of Mechanical Engineers*. 2017, vol. 225, iss.6, pp. 771–778.
10. Vakulenko V.V., Vozgrin Yu.V., Ivanov Yu.P. et al. [Investigation of engine starts with increased back pressure at the outlet] *Mekhanika ta mashinobuduvannya*, 2011, No. 1. (In Russ.)
11. Orlina A.S., Kruglova M.G. (ed) *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Sistemy porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley: ucheb. dlya vuzov po spetsial'nosti «Dvigateli vnutrennego sgoraniya»* [Internal combustion engines: Piston and combined engine systems: textbook. for universities specializing in “Internal combustion engines”]. Moscow, 1985. 456 p.
12. Lazarev E.A., Pomaz A.N. [Efficiency of ejection cooling of charge air and features of its experimental evaluation]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*. 2016. Vol. 16, No. 3. pp. 21–28 (In Russ.)
13. Lazarev E.A., Malozemov A.A., Bondar V.N. *Sposob i ustroystvo upravleniya gazoobmenom v dizele s gazoturbinnym nadduvom* [Method and device for controlling gas exchange in a diesel engine with a gas turbine boost]. Patent RF 2301899 Russian Federation. 17.06.2007, Byul. No. 18. 9 p.
14. Ryazantsev N.K. *Konstruktsiya forsirovannykh dvigateley nazemnykh transportnykh mashin. Uchebnoye posobiye* [The design of forced engines of land transport vehicles. Textbook.] Kharkov, 1999. 252 p.
15. Vibe I.I. *Novoye o rabochem tsikle dvigateley* [New about the working cycle of engines] Moscow – Sverdlovsk, 1962. 271 p.
16. Sokolov E.Ya., Singer N.M. *Struynnyye apparaty* [Jet apparatuses]. Moscow, 1989. 352 p.
17. Heireth H., Prenninger P. Charging of internal combustion engine. Springer Wien New York, 2003. 283 p.
18. Khanin N.S., Aboltin E.V., Lyamtsev B.F. *Avtomobil'nyye dvigateli s turbonadduvom: proizvod-stvennoye izdaniye* [Turbocharged automobile engines: production edition]. Moscow, 2016, reprint.
19. Karasev Yu.V., Ivashkin A.A. [Prospects for the development of charge air cooling in diesel locomotive construction]. *Young Scientist*. 2016. No. 21, pp. 144–147. (In Russ.)
20. Sofronov A.S. *Sistema isparitel'nogo okhlazhdeniya naduvochnogo vozdukha dvigatelya vnutren-nego sgoraniya* [Evaporative cooling system for the inflatable air of an internal combustion engine]. Pat. 985377 USSR, publ. 12/30/82, Bul. No. 48. 3 p.
21. Krainyuk A.I., Alekseev S.V., Krainyuk A.A. The internal combustion engine boost system with deep cooling of the charge air. *Internal combustion engines*. 2009. No. 2, pp. 59–65.

Информация об авторах

Лазарев Евгений Анатольевич, профессор, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; lazarevea@susu.ru

Салов Андрей Юрьевич, ведущий инженер-конструктор, АО Специальное конструкторское бюро «Турбина», Челябинск, Россия; s-1990@mail.ru

Помаз Андрей Николаевич, инженер-конструктор 1 категории, АО Специальное конструкторское бюро «Турбина», Челябинск, Россия; a007007@yandex.ru

Лазарев Владислав Евгеньевич, профессор, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; lazarevve@susu.ru

Information about the authors

Evgeny A. Lazarev, Professor, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; lazarevea@susu.ru

Andrey Y. Salov, Leading design engineer, Joint Stock Company Special Design Bureau “Turbina”, Chelyabinsk, Russia; s-1990@mail.ru

Andrey N. Pomaz, Design engineer of the 1st category, Joint Stock Company Special Design Bureau “Turbina”, Chelyabinsk, Russia; a007007@yandex.ru

Vladislav E. Lazarev, Professor, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; lazarevve@susu.ru

Статья поступила в редакцию 23.03.2024; принята к публикации 10.05.2024.

The article was submitted 23.03.2024; accepted for publication 10.05.2024