

К достоинствам метода потенциалов следует отнести гладкость получаемой траектории без дополнительной интерполяции. Рассматриваемый алгоритм гарантирует от закливания в случае, когда контуры препятствий выпуклы.

Заключение

Метод потенциалов целесообразно использовать для обхода препятствий тогда, когда препятствия, которые должен обогнуть груз (движущийся объект), могут изменять свое расположение в течение времени. Алгоритмы поиска на графах в этом случае не работают, поскольку предполагают постоянное расположение препятствий и постоянную структуру матрицы смежности графа. Наиболее эффективным применением метода потенциалов будет при двумерной расчетной схеме среды с препятствиями (карта). В этом случае возможно применение метода в реальном времени. Недостатком метода является то, что траектория, по которой движется объект, как правило, не является кратчайшей.

Библиографический список

1. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов и кранов-манипуляторов: ПБ 10-382-00 и ПБ 10-257-98. – Новосибирск: Сиб. ун-в. изд-во, 2007. – 335 с.
2. Котельников, В.С. Комментарий к правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов (ПБ 10-382-00) / В.С. Котельников, Н.А. Шишков. – М.: МЦФЭР, 2007. – 720 с.
3. Правила техники безопасности при эксплуатации стреловых самоходных кранов: ВСН 274-88. – М.: СтройИнфо, 2007. – 22 с.
4. Borenstein, J. and Koren, Y., «Histogramic In-motion Mapping for Mobile Robot Obstacle Avoid-

ance» // IEEE Journal of Robotics and Automation, Vol. 7, № 4, 1991. – pp. 535-539.

5. Ulrich, I., and Borenstein, J., «VFH+: Reliable Obstacle Avoidance for Fast Mobile Robots», IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, May 1998. – pp. 1572-1577.

The use of potentials method for finding ways for cargo moving by truck crane

V.S. Shcherbakov, M.S. Korytov

We consider one possible method of potentials in finding ways to move the cargo truck. The analysis of advantages and disadvantages of the method is executed. An example of the trajectory found by the methods is described.

Щербakov Виталий Сергеевич – д-р техн. наук, профессор, декан факультета «Транспортные и технологические машины» Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. Основное направление научных исследований – проектирование систем управления строительных и дорожных машин. Имеет более 250 опубликованных работ. E-mail: scherbakov_vs@sibadil.org

Корытов Михаил Сергеевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Конструкционные материалы и спецтехнологии» Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. Основное направление научных исследований – динамика и устойчивость строительных и дорожных машин, разработка систем управления грузоподъемными кранами. Имеет 43 опубликованные работы. E-mail: kms142@mail.ru

Статья поступила 08.04.2009.

УДК 621.515.5

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА И ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ ТУРБИНЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ю.П. Макушев, канд. техн. наук, Т.А. Макушева,
В.Г. Монохин, канд. техн. наук, А.В. Филатов

Аннотация. В статье приведена методика расчета центробежного компрессора и центростремительной турбины с целью выбора прототипа турбокомпрессора для подачи воздуха под избыточным давлением в цилиндры двигателей внутреннего сгорания.

Ключевые слова: двигатель, наддув, турбокомпрессор, расчет, центробежный компрессор, центростремительная турбина.

Введение

Главное назначение центробежного компрессора – обеспечение двигателя внутреннего сгорания на всех режимах работы необхо-

димым количеством воздуха (кислородом), что способствует полному сгоранию топлива при минимальном удельном расходе и низкой токсичности выхлопных газов. Двигатель фор-

сируется за счет увеличения плотности воздуха, нагнетаемого в цилиндр, и повышения подачи топлива.

В современных двигателях для повышения плотности воздуха применяют преимущественно центробежные компрессоры обычно с радиальными лопатками. Компрессор устанавливается на одном валу с газовой турбиной, такой агрегат получил название турбокомпрессор. Отработанные газы поступают на колесо турбины под переменным (импульсно) или постоянным (изобарно) давлением. В приведенной работе расчеты выполнены для изобарной турбины.

На рисунке 1 показан вид турбокомпрессора [1]. В левой части изображен разрез компрессора, а в правой – турбины. Колеса компрессора и турбины расположены жестко на одном валу. Смазка подшипника скольжения вала производится под давлением от системы смазки двигателя. Охлаждение турбокомпрессора может осуществляться потоком масла и циркулирующей жидкостью из системы охлаждения двигателя.

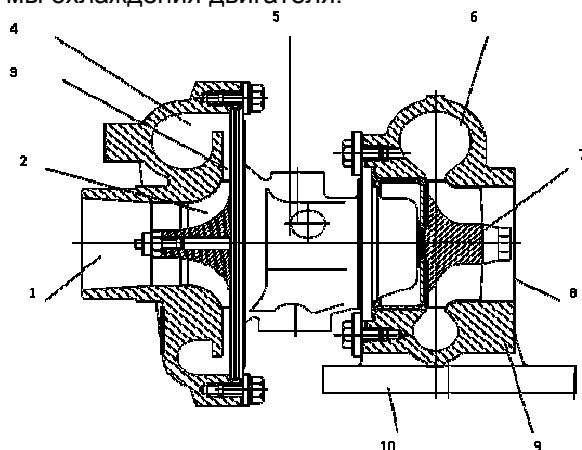


Рис.1 Разрез турбокомпрессора

1 – вход воздуха в компрессор, 2 – рабочее колесо компрессора, 3 – диффузор, 4 – спиральная камера (воздухосборник, улитка с выходом сжатого воздуха из компрессора), 5 – узел подшипника, 6 – улитка турбины, 7 – рабочее колесо турбины, 8 – выход газов из турбины, 9 – корпус турбины, 10 – вход в турбину отработавших газов двигателя

При расчете компрессора определяют требуемое количество воздуха для двигателя, подачу воздуха одним компрессором (если их несколько), степень повышения давления, прототип, наружный диаметр колеса, частоту вращения, общую работу, затраченную на впуск, сжатие и нагнетание воздуха, изменение температуры и давления в каналах ком-

прессора и коэффициент полезного действия (КПД).

Прототип – образец изделия, явившейся основой или примером для разработки нового изделия, улучшенного с исходным образцом.

1. Методика расчёта центробежного компрессора с радиальными лопатками.

1.1 **Требуемое массовое количество воздуха** для двигателя определяется из выражения:

$$M_{\text{Д}} = \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot g_e \cdot N_e \cdot \varphi}{3600} \text{ кг/с, (1.1)}$$

где α – коэффициент избытка воздуха (1,6 – 2,2) для дизеля; L_0 – теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1кг топлива (15кг); g_e – удельный расход топлива в кг/(кВт·ч) (0,18 – 0,22); N_e – мощность двигателя в кВт; φ – коэффициент продувки (1,1–1,2).

1.2 С учетом числа компрессоров (i_k), **необходимая подача воздуха** одним компрессором находится по формуле:

$$M_{\text{К}} = \frac{M_{\text{Д}}}{i_k} \text{ (1.2)}$$

Для рядных двигателей обычно устанавливают один компрессор, для V-образных – два.

1.3 Определяется **среднее эффективное давление** P_e . Для четырехтактного двигателя эффективная мощность определяется выражением:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{120} \text{ (1.3)}$$

где V_h – рабочий объем цилиндра в литрах; i – число цилиндров; n – частота вращения коленчатого вала в мин⁻¹.

После преобразования выражения 1.3

получим $P_e = \frac{N_e \cdot 120}{V_h \cdot i \cdot n}$ в МПа.

1.4 Величину давления воздуха на выходе из компрессора для четырехтактных двигателей определяем из соотношения

$$P_{\text{к}} = (0,15 - 0,18) P_e,$$

для двухтактных двигателей

$$P_{\text{к}} = (0,2 - 0,28) P_e \text{ (1.4)}$$

Степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = P_{\text{к}} / P_0$, где P_0 – давление на входе в компрессор (атмосферное давление).

Зная π_k и $M_{\text{к}}$, по графику полей характеристик турбокомпрессоров π_k – расход возду-

ха (рисунок 2) выбирается **прототип компрессора**. При выборе прототипа важным является определение **наружного диаметра** колеса компрессора.

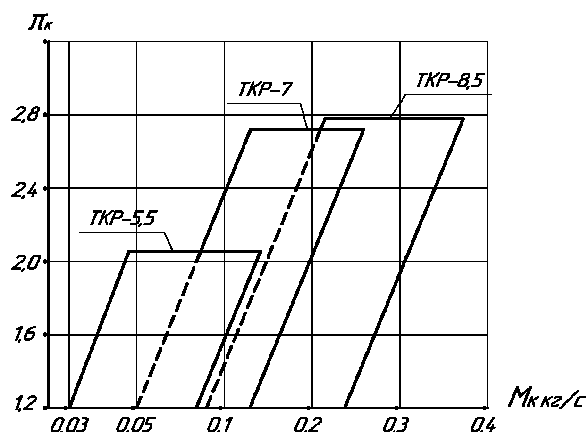


Рис. 2 Поля характеристик турбокомпрессоров (π_k – расход воздуха M_k)

Выбор диаметра колес компрессора и турбины необходим для начала расчета турбокомпрессора. В процессе расчета уточняются размеры колес, диффузоров, спиральных камер (улиток), КПД и делается выбор требуемой марки турбокомпрессора и завода-изготовителя.

Необходимо помнить, что колесо при меньшем диаметре имея меньшую массу и будучи менее инерционным (быстрее реагируя на изменение нагрузки), увеличивает потери энергии в результате уменьшения проходных сечений каналов.

Диаметр колеса компрессора указан в обозначении турбокомпрессора (ТКР-7 турбокомпрессор с радиальной центробежной турбиной и центробежным компрессором с наружным диаметром колеса 7 см).

Согласно ГОСТ 9658-81 за нормальные приняты наружные диаметры колес, равные 5,5; 7; 8,5; 11; 14; 18; 23 см. Центробежные компрессоры по конструктивному исполнению бывают низкого давления (Н) до 0,19 МПа, среднего (С) 0,19 – 0,25 МПа и высокого (В), более 0,25 МПа.

Расчет ступени компрессора начинают с определения **массового секундного расхода воздуха**, проходящего через его каналы. Проточной частью компрессора или турбины называют систему устройств, по которым движется газ. Скорость газа в проточной части установок изменяется путем **геометрического воздействия** – изменением площади поперечного сечения потока по его длине. В компрессоре энергия к воздуху подводится в рабочем колесе (подвод технической или располагаемой работы путем вращения колеса), в других каналах она только преобразуется.

Расчет компрессора выполняют в следующей последовательности:

В начале определяют скорость воздуха, затем его температуру, давление и плотность $C \rightarrow T \rightarrow P \rightarrow \rho$.

На рисунке 3 показано изменение параметров воздуха при его прохождении по различным сечениям компрессора (рисунок 1). Воздух поступает во входной патрубок компрессора со скоростью C_0 , давлением P_0 и температурой T_0 . Величина скорости C_0 зависит от площади входного патрубка, средней скорости поршня и его площади. Определяется из уравнения постоянства расходов. При входе в колесо (сечение 1) скорость C_1 увеличивается по причине уменьшения площади (из-за наличия лопаток). Давление и температура незначительно снижаются. Между сечениями 1 и 2 происходит работа над газом с целью его уплотнения. Скорость C_2 , температура T_2 , и давление P_2 резко возрастают. В результате расширения каналов диффузора (сечение 2 – 3) и улитки (сечение 3 – 4) скорость воздуха снижается, а температура и давление растут. Давление P_4 есть давление на выходе из компрессора P_k .

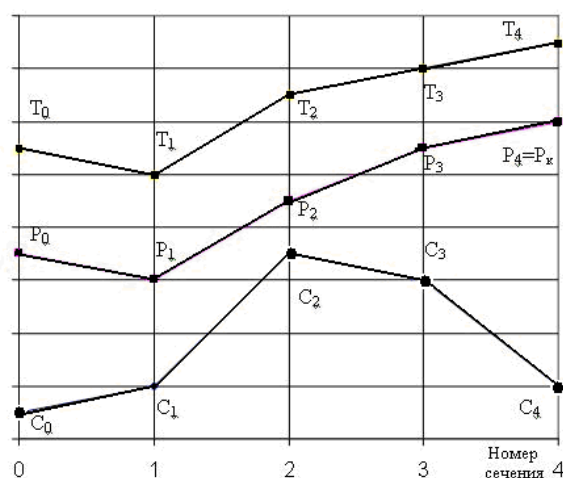


Рис. 3 Изменение скорости (C), давления (P) и температуры (T) в различных сечениях турбокомпрессора

Зная подачу воздуха компрессором и поперечное сечение каналов компрессора, можно найти среднюю скорость воздуха (при необходимости потери энергии), затем температуру, давление и плотность. В результате торможения потока газа в расширяющихся каналах молекулы воздуха сближаются и температура повышается. По изменению температуры определяют давление и плотность газа.

1.5 Определив массовую подачу воздуха компрессором, находят его параметры на входе:

$$M_k = F_{\text{вх.к}} \cdot W_1 \cdot \rho_1, \quad (1.5)$$

где $F_{\text{вх.к}}$ – площадь поперечного сечения на входе в колесо компрессора в м²; W_1 – скорость воздуха на входе в компрессор (30 – 80 м/с.); ρ_1 – плотность воздуха (при 20 °С = 1,2 кг/м³),

$$F_{\text{вх.к}} = \frac{M_k}{W_1 \cdot \rho_1},$$

где $\rho_1 = \frac{P}{R \cdot T}$, $P = 0,98 \cdot 10^5$ Па, $T = 293$ К,

$R = 287$ Дж/(кг К).

1.6 Диаметр колеса на входе в компрессор определяется из выражения

$$D_1 = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{вх.к}}}{\pi}}. \quad (1.6)$$

Наружный диаметр колеса компрессора $D_{2к}$ приближенно оценивается из соотношения $D_1/D_{2к} = 0,55 - 0,7$ и уточняется с учетом выбранного прототипа.

1.7 Определяется **окружная скорость** на выходе из колеса компрессора (касательная к окружности колеса или перпендикулярная к радиусу вращения)

$$U_2 = \sqrt{\frac{L_{\text{ад}}}{\eta_{\text{нап}}}}, \quad (1.7)$$

где $L_{\text{ад}}$ – адиабатная работа сжатия; $\eta_{\text{нап}}$ – напорный адиабатный КПД (0,6...0,75), характеризующий способность колеса создавать напор.

Для подачи воздуха в цилиндры двигателя необходимо осуществить его впуск в компрессор, сжатие и нагнетание. Принимаем, что процесс сжатия происходит без подвода и отвода теплоты.

1.8 Общая удельная работа (Дж/кг) при адиабатическом сжатии находится из выражения

$$L_{\text{ад}} = c_p \cdot T_a \left(\pi_k^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right), \quad (1.8)$$

где $c_p = 1005$ Дж/(кг К) – удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха; $T_a = 293$ К – температура на входе в компрессор, $k = 1,4$ – показатель адиабаты.

1.9 Зная окружную скорость и диаметр колеса, находим **частоту вращения вала колеса компрессора** (n_k) из формулы

$$U_2 = \omega \times R_2 = \frac{\pi \times n_k}{30} \times \frac{D_{2к}}{2},$$

$$n_k = 60 U_2 / \pi D_{2к}. \quad (1.9)$$

1.10 **Относительную скорость** (касательную к поверхности лопатки) воздуха на выходе из колеса компрессора W_2 находят из выражений:

$$M_k = F_{\text{вых.к}} \cdot W_2 \cdot \rho_2, \quad F_{\text{вых.к}} = \pi D_{2к} b_2 \psi,$$

откуда
$$W_2 = \frac{M_k}{F_{\text{вых.к}} \cdot \rho_2}, \quad (1.10)$$

где $F_{\text{вых.к}}$ – площадь выхода из колеса; ψ – коэффициент, равный 0,8 – 0,9, учитывающий наличие лопаток на колесе, что уменьшает площадь на выходе; $b_2 = (0,05...0,1)D_{2к}$ – ширина лопаток на выходе из колеса. Малоразмерный компрессор имеет максимальное значение КПД при числе лопаток 10 – 12.

1.11 В первом приближении плотность ρ_2 вычисляется по температуре T_2 , найденной по скорости U_2 , используя выражения:

$$T_2 = T_1 + \frac{U_2^2}{2 \cdot c_p},$$

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}. \quad (1.11)$$

1.12 По значениям U_2 и W_2 определяется **абсолютная скорость** на выходе из колеса (рисунок 4).

$$C_2 = \sqrt{U_2^2 + W_2^2}. \quad (1.12)$$

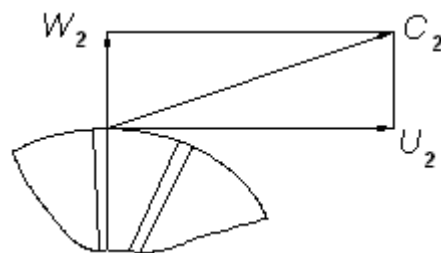


Рис. 4 Окружная U_2 , относительная W_2 и абсолютная C_2 на выходе из колеса компрессора

При вращении колеса молекулы воздуха, за счет центробежных сил, перемещаются от центра к периферии. На выходе из колеса скорость молекул достигает значения C_2 . В межлопаточных каналах, за счет их расширения, кинетическая энергия переходит в энергию давления. Дополнительно скорость воздуха уменьшается в диффузоре и улитке (спиральной камере). В результате этого тем-

пература T , давление P и плотность ρ повышаются.

1.13 Температура воздуха на выходе из колеса увеличивается в результате торможения газа в расширяющихся каналах

$$T_2 = T_1 + \frac{\mu \cdot C_2^2}{2 \cdot c_p}, \quad (1.13)$$

где $\mu = 0,8 \dots 0,9$ – коэффициент, учитывающий потери энергии в результате перетекания воздуха из линии нагнетания в линию всасывания и вихреобразования в каналах колеса.

При полном торможении потока газа, который двигался, например, со скоростью 400 м/с, температура повышается на 80 °С.

Давление и плотность воздуха на выходе из колеса уточняют, используя выражения 1.11.

1.14 Турбокомпрессоры имеют лопаточные или щелевые диффузоры. В диффузоре энергия к потоку газа не подводится. За счет торможения потока в расширяющихся каналах происходит преобразование кинетической энергии в энергию давления. Наружный диаметр диффузора D_3 выбирается из соотношения $(1,3 \dots 1,5)D_{2к}$. Площадь на выходе из щелевого диффузора:

$$F_{\text{диф}} = \pi \cdot D_3 \cdot b_3, \quad b_3 = b_2. \quad (1.14)$$

1.15 Скорость на выходе из диффузора, определяется из выражения:

$$M_k = C_3 \cdot F_{\text{диф}} \cdot \rho_3, \\ C_3 = \frac{M_k}{F_{\text{диф}} \cdot \rho_3}. \quad (1.15)$$

В первом приближении плотность $\rho_3 = \rho_2$, а затем она уточняется.

1.16 Температура воздуха на выходе из соплового аппарата находится из формулы:

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot c_p}. \quad (1.16)$$

1.17 Площадь выхода из улитки считают равной площади входа в компрессор. Газ со скоростью C_3 поступает в улитку (воздухосборник) и его скорость снижается до значения C_4 в результате расширения канала. Используя уравнение постоянства расходов, находят скорость на выходе из компрессора, затем температуру, давление и плотность.

$$C_3 \cdot F_3 = C_4 \cdot F_4,$$

где $F_4 = F_{\text{вх}}, \quad T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot c_p}$

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad \rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4} \quad (1.17)$$

Величина давления P_4 и есть величина давления на выходе из компрессора P_k . При высокой температуре T_4 целесообразна установка охладителя типа воздух-воздух, воздух-жидкость. Температура воздуха, выходящего из холодильника, должна быть не выше 40 °С при температуре окружающего воздуха не выше плюс 25 °С. В качестве охлаждающей жидкости может быть использовано топливо [2] или жидкость из системы охлаждения. Снижение температуры воздуха на 10 градусов повышает мощность двигателя на 2% и уменьшает расход топлива на 1%.

1.18 Действительную удельную работу, затраченную на всасывание, сжатие и нагнетание воздуха в компрессоре, адиабатный КПД рассчитывают, используя формулы:

$$L_{\text{зам}} = C_p \cdot (T_4 - T_1), \quad \eta_{\text{ад}} = \frac{L_{\text{ад}}}{L_{\text{зам}}}. \quad (1.18)$$

1.19 Мощность компрессора (работа за единицу времени)

$$N_k = \frac{M_k \cdot L_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}}} \quad (1.19)$$

Расчет компрессора и выбор его конструктивных параметров является правильным, если адиабатный КПД, подсчитанный по формуле 1.18, не ниже 0,75 – 0,85. Адиабатный КПД характеризует совершенство проточной части компрессора.

2. Расчёт радиально-осевой турбины.

При расчёте турбины определяются следующие величины: расход газа через турбину, наружный и средний диаметры колеса турбины на выходе, располагаемый перепад энтропии, давление газа перед турбиной, окружной, внутренний и эффективный КПД турбины, мощность на валу турбины.

Исходными данными для расчета турбины являются данные теплового расчета двигателя и расчетные данные компрессора. **Турбина должна обеспечить необходимую частоту вращения компрессора и мощность.**

Из расчета компрессора имеем следующие исходные данные: η_k (мин⁻¹); $L_{\text{ад}}$ (Дж/кг); $\eta_{\text{ад}}$; M_k (кг/с); $D_{2к}$.

Для выпускных газов принимаем: $k=1,34$; $R=286,4$ Дж/(кг·К); $c_p=1128,7$ Дж/(кг·К), плотность $\rho = 0,4$ кг/м³ при 600 °С и 0,33 кг/м³ при 800 °С.

Температура газов перед турбиной $T_0^* = 850 - 950$ К и давление газов на входе в турбину $P_T = P_K$, за турбиной $p_2 = 0,11 - 0,12$ МПа.

При расчете турбокомпрессора важно знать число Маха (австрийский физик 1887 г.), которое характеризует отношение скорости потока к местной скорости звука ($M = C / a$). Скорость звука зависит от температуры и определяется по формуле $a = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$. При нормальных атмосферных условиях скорость звука равна 340 м/с. При повышении температуры скорость звука увеличивается. При $M < 1$ течение газа называют дозвуковым и сжимаемость не учитывается. Плотность газа в конкретном сечении принимается постоянной величиной. При $M > 1$ течение газа называют сверхзвуковым, он способен сжиматься и его параметры определяют при помощи газодинамических функций.

2.1 Расход газа через турбину на 3% больше расхода воздуха через компрессор в результате сгорания топлива в цилиндрах двигателя.

$$M_T = 1,03 M_K \quad (2.1)$$

Наружный диаметр колеса турбины принимаем за равный диаметру колеса компрессора $D_{1T} = D_{2K}$. Поэтому окружные скорости на входе в колесо турбины и выходе из колеса компрессора будут равны $U_{1T} = U_{2K}$. Частота вращения колеса компрессора равна частоте вращения колеса турбины ($n_K = n_T$). Так как колесо турбины и колесо компрессора закреплены на одном валу, то их мощности равны друг другу $N_T = N_K$.

По конструктивному исполнению турбины бывают активные, реактивные и комбинированные. Степень реактивности турбины характеризует распределение энтальпии между сопловым аппаратом и рабочим колесом. У активных турбин вся подведенная энергия выхлопных газов преобразуется в кинетическую энергию (скорость) в сопловом аппарате. Примером активной турбины может послужить колесо мельницы, приводимое во вращение потоком воды.

У реактивных турбин скорость газа увеличивается в каналах рабочего колеса (они выполняются в виде сужающих каналов) и там же срабатывается.

Для упрощения расчетов принимаем турбину активной. В такой турбине перепад энтальпии переходит в энергию скорости в сопловом аппарате (рисунок 4). Площади входа в колесо турбины и на выходе равны.

2.2 Мощность на валу турбины определяется из выражения:

$$N_T = H_T \cdot M_T \cdot \eta_T, \quad (2.2)$$

где H_T , располагаемый перепад энтальпии в Дж/кг (энтальпия $H = C_p \cdot T$, – это энергия, связанная с данным состоянием газа: температурой, давлением, скоростью); η_T – эффективный КПД турбины (0,7 – 0,8).

2.3 Исходя из равенства $N_T = N_K$ необходимый перепад энтальпии в турбине определяется по формуле:

$$H_T = M_K \cdot L_{ад} / (\eta_{ад} \cdot \eta_T \cdot M_T) \quad (2.3)$$

Для более полного срабатывания энергии выхлопных газов турбина может быть выполнена комбинированной (активной и реактивной). У реактивной турбины площадь выхода меньше площади входа в колесо. Это позволяет увеличивать скорость газа в межлопаточных каналах и преобразовать ее в энергию давления.

При входе газа в улитку 1* турбины (площадь входа в турбину принимается равной площади на входе в компрессор) он обладает энергией скорости, температурой и давлением (рис. 5). Температура и давление газа переходит в энергию скорости в результате уменьшения сечения в выходной части соплового аппарата. Сопловый аппарат 2*, образованный лопатками, закрепленный на неподвижном диске служит для оптимального направления потока газа на лопатки колеса турбины и преобразования энергии газа в кинетическую энергию (скорости) выхлопных газов двигателя. Поступая на криволинейные лопатки колеса турбины 3*, поток газа обтекает их, меняет направление движения, создавая силу. Сила действует на плечо, образуя крутящий момент. В результате этого колесо турбины и компрессора приводятся во вращательное движение.

На рисунке 5 показан план скоростей на входе в колесо (точка 1) и выходе из него (точка 2). Газ выходит из колеса по среднему диаметру (расчетный вектор скорости).

Сопловый аппарат турбины неподвижен, поэтому в нем не совершается работа. Теплообмен с внешней средой за короткий промежуток времени очень мал, и им пренебрегаем (процесс адиабатный).

2.4 Уравнение энергии для входного и выходного каналов соплового аппарата турбины примет вид:

$$C_p T_1 + W_1^2 / 2 = C_p T_2 + W_2^2 / 2, \quad (2.4)$$

где T и W – температура и скорость газа в каналах соплового аппарата.

Предположим, что энергия скорости на выходе из соплового аппарата (W_2) полностью срабатывается (тормозится) и переходит в энергию давления. Тогда уравнение 2.4 можно записать в виде:

$$C_p (T_1 - T_2) = W^2 / 2.$$

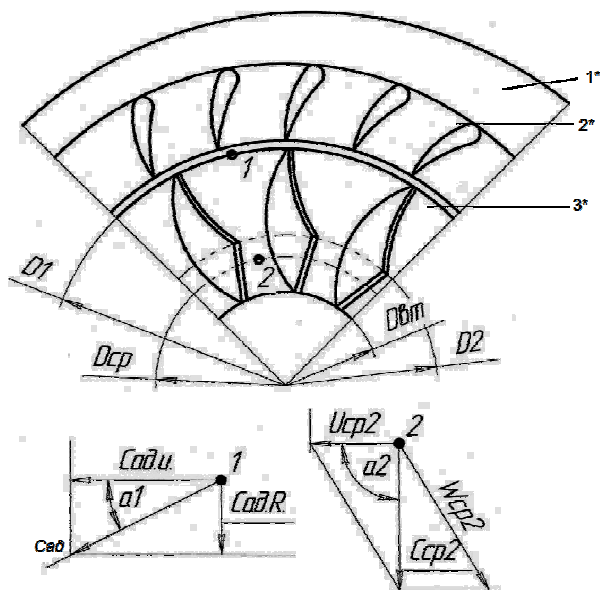


Рис. 5 План скоростей на входе в колесо турбины (точка 1) и выходе (точка 2).

C – абсолютная скорость, W – относительная скорость, U – окружная скорость

2.5 Обозначив $C_p (T_1 - T_2)$ через перепад энтальпии H_T , а скорость W через адиабатную скорость истечения $C_{Ад}$, получим:

$$C_{Ад} = \sqrt{2 H_T} \quad (2.5)$$

Средний диаметр на выходе из турбины делит площадь на две равные части.

$D_{cp} = 0,7 \cdot D_{2T}$, ($R_{cp} = D_{cp}/2$), $D_{2T} = (0,7 - 0,8) D_{1T}$, где D_{2T} – наружный диаметр колеса турбины на выходе. Угол выхода газа из соплового аппарата α_1 лежит в пределах $15-25^\circ$.

2.6 Радиальная и окружная составляющие абсолютной адиабатной скорости на входе в колесо

$$\begin{aligned} C_{Ад,R} &= C_{Ад} \sin \alpha_1, \\ C_{Ад,U} &= C_{Ад} \cos \alpha_1. \end{aligned} \quad (2.6)$$

На выходе из рабочего колеса температура газов принимают $T_2 = (0,8-0,9)T_0$ (T_0 – температура газа на входе в турбину).

Ширина лопаток на входе в колесо турбины находится из выражения

$$b_1 = M_T / (\pi \cdot D_{1T} \cdot \rho_1 \cdot C_{Ад,R})$$

2.7 Полезная работа 1кг газа на лопатках колеса (Дж/кг):

$$L_u = U_{1T} \cdot C_{Ад,U} - U_{cp} \cdot C_{cp}, \quad (2.7)$$

где U_1 – окружная скорость на входе в колесо турбины, при равенстве наружных диаметров колес турбины и компрессора $U_{1T} = U_{2K}$; U_{cp} – окружная скорость на среднем диаметре выхода газа из турбины $U_{cp} = \omega R_{cp}$; C_{cp} – скорость выхода газа на среднем диаметре (выходная скорость газа из турбины $50 - 100$ м/с).

2.8 Выражение 2.7 получено путем преобразования формулы импульса силы (количества движения)

$$F \cdot t = m \cdot (C_1 - C_2). \quad (2.8)$$

2.9 Разделив левую и правую части уравнения 2.8 на время t , получим

$$F = M \cdot (C_1 - C_2), \quad (2.9)$$

где F – сила, действующая на лопатки колеса в Н; M – массовый расход газа в кг/с; C_1 и C_2 – абсолютные скорости на входе в колесо турбины и выходе из него в м/с.

2.10 Окружная сила F_u , вращающая колесо турбины, находится из выражения

$$F_u = M \cdot (C_{1,u} - C_{2,u}), \quad (2.10)$$

где $C_{1,u}$ и $C_{2,u}$ – окружные составляющие абсолютной скорости на входе и выходе из колеса.

2.11 Мощность

$$N = F_u \cdot u, \quad (2.11)$$

где u – окружная скорость в м/с ($u = \omega \cdot R$).

2.12 Работа одного кг газа на участке от входа до выхода из колеса турбины (работа, затраченная на вращение колеса, окружная работа)

$$\begin{aligned} L_u &= N / M, \quad L_u = U_{1T} \cdot C_{1,u} - U_{2T} \cdot C_{2,u} = \\ &= U_{1T} C_1 \cos \alpha_1 - U_{2T} C_2 \cos \alpha_2 \end{aligned} \quad (2.12)$$

где α_2 – угол выхода газа из колеса турбины или угол между векторами окружной и абсолютной скоростью на выходе ($85 - 95$ градусов).

2.13 Окружной КПД турбины оценивает эффективность работы газа на колесе без учета потерь энергии, равен $0,8 - 0,9$

$$\eta_o = Lu / H_T. \quad (2.13)$$

Внутренний КПД турбины есть отношение затраченной работы к подведенной (с учетом всех потерь). Он достигает $0,7 - 0,8$. К потерям энергии следует отнести потери, связанные с перетеканием газа через зазоры между колесом турбины и корпусом, а также потери на

вихреобразование и трение в каналах колеса. Потери энергии в колесе составляют примерно 10% от работы газа на колесе турбины (L_u).

2.14 Внутренний КПД турбины

$$\eta_B = 0,9 \cdot L_u / H_T \quad (2.14)$$

2.15 Эффективный КПД турбины (полный) достигает 0,7–0,8 и определяется из выражения:

$$\eta_T = \eta_B \cdot \eta_M \quad (2.15)$$

где η_M – механический КПД, учитывает потери энергии на трение в подшипниках скольжения, равный 0,96 – 0,98.

2.16 Мощность на валу турбины в кВт:

$$N_T = H_T \cdot M_T \cdot \eta_T / 1000. \quad (2.16)$$

Мощность турбины должна быть равна мощности компрессора (допускается расхождение не более 5%).

2.17 Общий КПД турбокомпрессора достигает значения 0,5 – 0,6 и находится по формуле:

$$\eta_{об} = \eta_{ад} \cdot \eta_T \quad (2.17)$$

Более подробно методика расчета колеса компрессора и турбины приведена в [3].

Определив основные размеры колеса компрессора и турбины, соплового аппарата компрессора (диффузора) и турбины (конфузора), КПД, выбрав схемы подвод газа к турбине и автоматического регулирования, завод-изготовитель, выбирают марку турбокомпрессора, проводят испытание (доводку) на двигателе и внедряют в производство.

В таблице 1 приведены технические характеристики отечественных турбокомпрессоров (компрессора и турбины).

Таблица 1 – Параметры турбокомпрессоров предприятия «Воронежский механический завод»

Техническая характеристика	*ТКР-5,5 Н-5	*ТКР-5,5 С-1	*ТКР 5,5 С-3	ТКР-7 Н-1	ТКР -9 С-2 и С-3
компрессор					
1. Номинальный диаметр колеса, мм	52±1	52±1	54±1	75±1	90±1
2. Максимальный КПД, не менее в %	70	70	70	75	75
турбина					
1. Номинальный диаметр колеса, мм	50±1	50±1	53±1	75±1	90±1
2. Максимальный КПД, не менее в %	60	60	60	70	70
3. Максимальная подача воздуха компрессором, кг/с	0,1	0,11	0,15	0,15	0,25
4. Максимальная степень повышения давления π_k	1,9	2,1	2,1	1,9	2,1
5. Частота вращения ротора, мин ⁻¹	150000	150000	130000	110000	85000
6. Масса ТКР в кг	5,0	5,0	5,0	9,5	15,5
7. Область применения, мощность двигателя, кВт	ВАЗ-3431 (60)	ГАЗ-560 (70)	ГАЗ-562 (90)	Д-440 (100)	Д-461,В-400 (175-300)

*Турбокомпрессоры ТКР- 5,5 выпускаются с регулирующим клапаном, что позволяет изменять мощность на валу турбины путем перепуска газов мимо рабочего колеса [4].

Наряду с отечественными турбокомпрессорами, в двигателях применяют и зарубежные. Из зарубежных представляет интерес турбокомпрессоры фирмы ККК (Kuhnle, Kopp Kausch – Германия, Франция, США). Фирма выпускает ряд турбокомпрессоров (КО, К1, К2, К3, К4, К5) с подачей воздуха от 0,02 до 2 кг/с и степенью повышения давления от 1,5 до 4 для двигателей мощностью от 20 до 1000 кВт. Турбокомпрессоры имеют высокий КПД и автоматическую систему регулирования. Широкое применение получили системы с перепуском газа мимо турбины.

Выводы

1. В представленной работе дана методика расчета центробежного компрессора и центростремительной турбины, позволяющая производить выбор турбокомпрессора для наддува двигателя внутреннего сгорания, форси-

рованного по мощности. Эффективность турбокомпрессора оценивается максимальным значением КПД компрессора и турбины.

2. В приведенной методике расчета давление в каналах компрессора определяется по изменению скорости и температуры газа. В основу расчета центростремительной турбины положены газодинамические функции параметров торможения газа.

3. Рассмотрен выбор прототипа турбокомпрессора по требуемой подаче воздуха и степени повышения давления, что позволяет определить наружный диаметр колеса компрессора, турбины и технические данные турбокомпрессора.

4. Приведены характеристики отечественных и зарубежных турбокомпрессоров, применяемых в современных двигателях.

Библиографический список

1. Хак Г. Турбодвигатели и компрессоры: Справочное пособие. – М.: ООО Издательство «Астрель – АСТ», 2003. – 351 с.

2. А.с. 1539353 СССР, F-2 В 29/04. Двигатель внутреннего сгорания / В.Э. Лено, Ю.П. Макушев, Г.С. Шаталов. Заявлено 01.04.1988; Опубликовано 01. 10. 1989. № 4401877. Бюл. № 4 – 3 с.

3. Макушев Ю.П., Корнеев С.В., Рындин В.В. Агрегаты наддува двигателей: Учебное пособие. – Омск: Изд-во СиБАДИ, 2006. – 58 с.

4. Конкс Г.А., Лашко В.А. Поршневые ДВС. Современные принципы конструирования: Учебное пособие. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2006. – 560 с.

The simplified calculation of turbo compressor for an internal combustion engine

J.P. Makushev, T.A. Makusheva,
V.G. Monochin, A.V. Philatov

In the article the technique of the simplified calculation of the centrifugal compressor and the centripetal turbine for the purpose of a prototype choice turbo compressor for air giving in internal combustion engine cylinders under superfluous pressure is resulted.

Макушев Юрий Петрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры "Теплотехника и тепловые двигатели" Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. Основное направление научных исследований – проектирование топливной аппаратуры двигателей внутреннего сгорания. Имеет более 90 опубликованных работ. E-mail: makushev321@mail.ru

Монохин Виктор Георгиевич канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры "Теплотехника и тепловые двигатели" Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. Основное направление научных исследований – совершенствование обслуживания и ремонта двигателей внутреннего сгорания. Имеет более 30 опубликованных работ.

Филатов Алексей Владимирович – студент Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. Основное направление научных исследований – расчет систем двигателей внутреннего сгорания.

Макушева Тамара Александровна – старший преподаватель кафедры «Начертательная геометрия, инженерная и компьютерная графика» Омского государственного технического университета. Основное направление научных исследований – проектирование узлов машин. Имеет более 10 опубликованных работ. E-mail: makushev321@mail.ru

Статья поступила 22.02.2009г.

УДК 621.436:532.525.001

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА И СМЕСИ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДИЗЕЛЕЙ

В.Т. Данковцев, канд. техн. наук, доц., В.В. Лукьянченко, аспирант

Аннотация. В статье рассмотрены физико-химические и эксплуатационные свойства альтернативных видов топлив применяющихся в транспортных средствах, дана оценка перспектив их использования. Обоснованна эффективность работы дизельного двигателя на смеси дизельного топлива и бутан-пропанового сжиженного газа. Предложены организационные мероприятия, позволяющие обеспечить надежную работу дизельного двигателя на этой смеси.

Ключевые слова: дизельный двигатель, сжиженный нефтяной газ, цетановое число, самовоспламенение.

Введение

Необходимость разработки и применения альтернативных видов моторного топлива обусловлена прогнозируемым падением добычи нефти после 2015 года. К этому времени Россия будет испытывать дефицит нефтепродуктов в размере до 4 млн.т в год (рисунок 1) [1].

В то же время добыча каменного угля и природного газа в период до 2020 года будет увеличиваться. Наряду с уменьшением миро-

вых запасов нефти наблюдается тенденция повсеместного повышения цен на нефть и нефтяные топлива. В России цена одного литра дизельного топлива приблизилась к 20 рублей. Отмеченное повышение цен на нефть и нефтепродукты обусловлено также удорожанием добычи нефти и увеличением затрат на нефтепереработку, вызванным, главным образом, увеличением ее глубины и использованием при производстве моторных топлив,