

УДК 621.436

В.Н. Доценко, д-р техн. наук, И.Н. Москаленко, инж.

МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ ДВС С УЧЕТОМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ И МОМЕНТОВ, ВОЗНИКАЮЩИХ В СМАЗОЧНОМ СЛОЕ МЕЖДУ ПОРШНЕМ И ЦИЛИНДРОМ

Введение

В процессе развития поршневого двигателестроения, на сегодняшний день исследованы и решены практически все проблемы проектирования и производства двигателей этого типа. Однако в области дальнейшего развития и совершенствования авиационных, автомобильных и стационарных поршневых двигателей основными требованиями на современном этапе остаются: снижение удельного расхода топлива и удельной массы при заданной мощности, обеспечение возможно большего моторесурса и ремонтпригодности, производственная и эксплуатационная технологичность. На принципиально новый уровень выходит борьба с токсичными выбросами в атмосферу, а также проблема снижения шума двигателей в процессе их эксплуатации. Значительно больше внимания уделяется использованию компьютерной техники и созданию программных продуктов при расчетах и моделировании процессов, происходящих в двигателях.

Удовлетворение этих требований сопряжено с разрешением ряда специфических проблем, происхождение которых связано с цикличностью рабочих процессов и наличием масс, совершающих сложное, плоско-параллельное движение. Одной из существенных проблем является наличие боковой силы, действующей на поршень, и как следствие, повышенный износ цилиндропоршневой группы, значительные потери на трение (снижение механического КПД), повышенная шумность двигателя и невозможность его дальнейшего форсирования по оборотам.

В приведенной работе разработан и реализован комплексный подход к исследованию и решению данной проблемы. Он включает в себя теоретические исследования, создание математической модели движения поршня, анализ результатов этих исследований и, как следствие, выдачу рекомендаций по его профилированию, с точки зрения нахождения возможных точек «перекладки» поршня и оптимизации площадей пятен контакта пары поршень – цилиндр. Полученная математическая модель по заданному

профилю боковой поверхности, дезаксажу, параметрам масляного слоя, действующим боковой силе и моменту, позволяет однозначно определить положение поршня с учетом действия на него гидродинамических сил и моментов от масляного «клина».

Модель движения поршня ДВС

При моделировании элементов ДВС, в частности, таких как поршень, необходимо иметь полное представление о характере действующих на него сил и моментов. Знание этих воздействий на поршень позволяет при конструировании сформировать его боковую поверхность таким образом, чтобы обеспечить эффективную работу двигателя в целом. Учет этих сил можно произвести, опираясь на методы, разработанные при исследовании подшипников скольжения [3,4], так как пара трения поршень – цилиндр представляет собой своеобразный подшипник скольжения.

Целью настоящего исследования являлось создание математической модели движения поршня ДВС на основании решения нестационарной гидродинамической задачи о распределении нормальных и касательных давлений в зазоре между поршнем и цилиндром. Решение такой задачи усложняется исходной нецилиндричностью поршня и изменением его геометрии, связанной с тепловыми и силовыми деформациями, что приводит к существенному изменению зазоров в каждой точке пары трения поршень-цилиндр.

Для предварительного математического описания движения поршня с изначально заданным массивом координат боковой поверхности в такой постановке выполнено следующее:

1) составлена и решена система уравнений динамического равновесия поршня под действием приложенных сил и сил инерции;

2) определены функции распределения по боковой поверхности нормальных и касательных давлений в масляном слое между поршнем и цилиндром; осуществлен переход от давлений к гидродинамическим силам и моментам, действующим на

поршень как функциям от координаты и угла поворота поршня;

3) определены координата положения и угол поворота поршня, соответствующие таким гидродинамическим силам и моментам, которые удовлетворяют п.1.

Уравнения динамического равновесия поршня

При рассмотрении равновесия поршня приняты следующие допущения:

- 1) палец с поршнем в расчете принимается как одно целое;
- 2) зазорами в парах палец – шатун и шатун – коленчатый вал пренебрегаем ввиду их малости;
- 3) частота вращения коленчатого вала на расчетном режиме – постоянна;
- 4) силы, действующие в направлении, перпендикулярном плоскости движения поршня (плоскости zOy), не рассматриваются в силу симметричности поршня и цилиндра относительно этой плоскости.

В качестве основной системы координат использована декартова система (рис. 1).

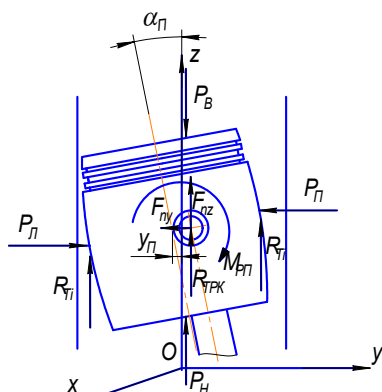


Рис. 1. Расчетная схема равновесия поршня

Система уравнений равновесия поршня под действием приложенных сил и сил инерции записывается в проекциях на координатные оси следующим образом:

$$-P_g + P_n + R_{\tau} + P_{\text{трк}} + F_{nz} + m_n \ddot{z} = 0$$

$$-P_n + P_l - F_{ny} - m_n \ddot{y} = 0$$

$$P_g r_g - P_n r_n + M_{\text{л}} + M_{\text{п}} + I_n \varepsilon_n + M_{\text{нод}} = 0,$$

где P_g, P_n – равнодействующие давлений газа и картерных газов (соответственно сверху и снизу); R_{τ} – равнодействующая касательных сил в масле, действующих на боковую поверхность поршня; $P_{\text{трк}}$ – сила трения между кольцами и цилиндром; F_{nz} и F_{ny} – проекции сил в опоре пальца, действующих со сто-

роны шатуна; $M_{\text{л}}, M_{\text{п}}$ – неизвестные моменты опрокидывающие поршень возникающие от действия гидродинамических сил давления масла на юбку поршня (слева, справа относительно пальцевого отверстия); I_n – массовый момент инерции поршня (с учетом пальца); ε_n – угловое ускорение поршня; $M_{\text{нод}}$ – момент трения в подшипнике пальца; r_g, r_n, r_l, r_n – расстояние от равнодействующих соответствующих сил до оси поворота.

Результатом решения данной системы является определение P_l, P_n – неизвестных гидродинамических сил давления масла на юбку поршня (слева, справа относительно пальцевого отверстия); и нахождение равнодействующих силы и момента, действующих на поршень:

$$F_{\text{рп}} = P_l + P_n; \quad M_{\text{рп}} = M_{\text{л}} + M_{\text{п}}.$$

Гидродинамические силы и моменты

При определении функций распределения нормальных и касательных давлений (сил и моментов) в масляном слое приняты следующие допущения:

- 1) давление на границах конечноразностной сетки принимается атмосферным;
- 2) при возникновении «разрыва» масляного слоя соответствующее давление в данной точке расчетной сетки принимается равным нулю.

Исходным уравнением является уравнение Рейнольдса, с помощью которого были определены функции распределения давлений в смазочном слое в зависимости от положения поршня. Данное дифференциальное уравнение решено численным методом (LU – разложение), для предварительно созданной конечноразностной сетки на боковой поверхности. Если не учитывать инерционные эффекты в смазочном слое и считать масло несжимаемым, для рассматриваемого случая уравнение Рейнольдса имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \left[-2V + U \frac{\partial h}{\partial x} + W \frac{\partial h}{\partial z} \right],$$

где h – текущая толщина смазочной пленки; p – давление в смазочном слое; U, V, W – окружная, радиальная и осевая составляющие скорости поршня; x, z – декартовы координаты, соответственно в окружном и осевом направлениях; μ, ρ – вязкость и плотность смазочного материала.

Гидродинамические силы и моменты определяются численным суммированием элементарных сил и моментов, действующих на соответствующие

элементарные площадки расчетной конечноразностной сетки.

Координата и угол поворота поршня при фиксированном угле поворота кривошипа

Нахождение координаты положения y и угла поворота поршня α для фиксированного угла поворота кривошипа, удовлетворяющих условиям динамического равновесия, свелось к их итерационному поиску в области возможных значений с использованием ряда стандартных численных методов. Для реализации поиска решений, разработана следующая методика:

1. Нахождение области возможных решений по координате поршня y и углу поворота α :

1.1) определение границ интервала возможных решений по углу поворота поршня α ;

1.2) разбиение интервала изменения α на n значений дискретных расчетных углов поворота поршня α_n ;

1.3) Определение границ интервала возможных решений по координате поршня y для каждого дискретного значения α_n .

2. Определение $y_{нп}$ и $M_p = f(\alpha_n)$, при которых $F_{рп} = F_{рп}$ для каждого дискретного α_n ; нахождение табличной зависимости $y_{нп} = f(\alpha_n)$.

3. Нахождение координаты положения и угла поворота поршня $y_{п}$ и $\alpha_{п}$.

Заключение

На основании представленной выше методики составлена предварительная математическая модель, которая учитывает гидродинамические свойства жидкости, кинематику и динамику КШМ в процессе работы и по заданной геометрии поршня, однозначно определяет положение поршня для любого угла поворота кривошипа.

УДК 621.43

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

СИСТЕМА НАДДУВА ДВС С ГЛУБОКИМ ОХЛАЖДЕНИЕМ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Дальнейшее форсирование дизелей наддувом в значительной мере сдерживается рядом негативных факторов, прежде всего, связанных с ростом тепло-

Анализ ряда полученных результатов свидетельствуют о приемлемой теоретической точности, с которой выполняются условия динамического равновесия поршня (относительные погрешности определения действующих гидродинамических сил и моментов не превышают 5%). Установлено, что в точках близких к ВМТ (НМТ) погрешность расчета возрастает, это связано с уменьшением абсолютных значений боковой силы $F_{рп}(M_{рп})$. В данной работе это компенсируется введением переменного числа расчетных участков по α , что позволяет достичь любой степени точности в каждой расчетной точке по углу поворота кривошипа хотя это и сопряжено с повышенными требованиями к ЭВМ или же с увеличением времени расчетов.

Таким образом, можно сделать вывод о достаточной достоверности и корректности разработанной модели, т.е. целесообразности дальнейшего определения траектории в целом, проведения натурных экспериментов и практического применения для улучшения характеристик поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Список литературы:

1. Белогуб А.В. Расчетно-экспериментальное формирование образующей поршня тепловозного двигателя / А.В. Белогуб, А.А. Зотов, А.Г. Щербина // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2001. – Вып. 26. – С. 100 – 102. 2. Белогуб А.В. Новые подходы к конструированию поршней / А.В. Белогуб // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2000. - Вып. 19. – С. 201 – 206. 3. Константиnescу В.Н. Газовая смазка / В.Н. Константиnescу : пер. с румынского, [под ред. М.В. Коровчинского]. – М. : Машиностроение, 1968. – 709 с. 4. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин / Н.П. Артеменко, А.И. Чайка, В.Н. Доценко, Ф.Ф. Кузьминов, А.И. Поддубный, В.В. Усик. – X. : изд-во «Основа» при Харьковском ун-те, 1992. – 197 с. 5. Самарский А.А. Введение в численные методы / А.А. Самарский. – М. : Наука, 1987. – 288 с.

напряженности цилиндропоршневой группы и ухудшением динамических характеристик КДВС (приемистости, приспособляемости, качества пере-

ходных процессов). Возможность преодоления отмеченных проблем охлаждением и регулированием давления наддувочного воздуха ограничивается рамками традиционных схем турбонаддува, что предопределяет интерес к поиску новых принципов организации рабочих процессов систем воздухообеспечения двигателей.

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

Испытания опытной системы наддува с КОД на базе дизеля 6ЧН12/14 (рис. 1.) подтвердили ее способность обеспечивать неизменность давления наддува во всем диапазоне скоростных режимов двигателя. Причем на номинальном скоростном режиме при давлении наддува 230 кПа и температуре (отработавших) сжимающих газов 700 К избыток наддувочного воздуха относительно расхода через поршневую часть двигателя составил 82,5% при незначительном превышении противодавления выпуску газов из цилиндров уровня давления наддува.

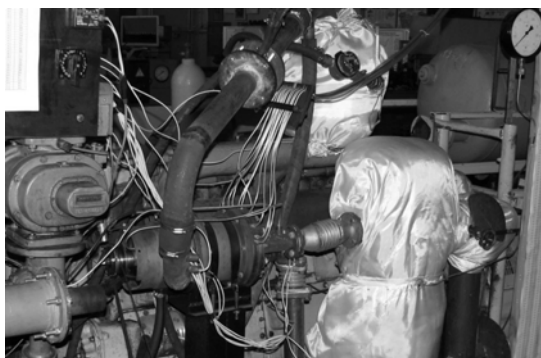


Рис. 1. Стенд моторных испытаний КОД

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

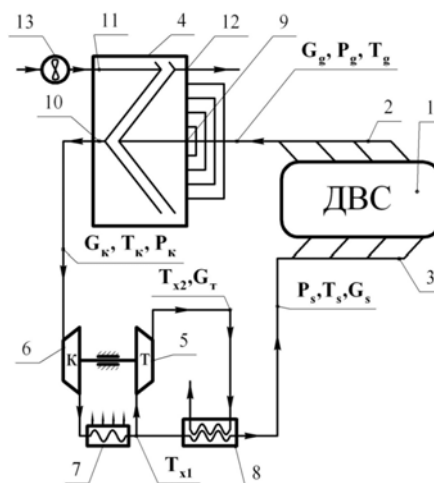


Рис. 2. Система наддува с глубоким охлаждением наддувочного воздуха:
 1 – ДВС; 2 – выпускной коллектор; 3 – впускной коллектор; 4 – КОД; 5 – турбодетандер; 6 – компрессор; 7 – охладитель наддувочного воздуха; 8 – дополнительный охладитель наддувочного воздуха; 9 – окно подвода высокого давления (ПВД); 10 – окно отвода высокого давления (ОВД); 11 – окно подвода низкого давления (ПНД); 12 – окно отвода низкого давления (ОНД); 13 – продувочный вентилятор

Система наддува работает следующим образом. Отработавшие газы двигателя 1 из выпускного коллектора 2 через окно 9 ПВД направляются в КОД 4, где в результате рабочего процесса сжимают воздух, поступающий в КОД через окно ПНД. Отдавший значительную часть потенциальной энергии горячий газ с небольшим остаточным давлением через окно 12 ОНД отводится в окружающую среду, а сжатый воздушный заряд через окно 10 ОВД поступает в компрессор 6, где досжимается, и направляется в охладитель 7, где охлаждается до температуры близкой к температуре окружающей среды. На выходе из охладителя воздух разделяется на две части, одна из которых дополнительно охлаждается в охладителе

второй ступени 8 и далее направляется в двигатель 1, осуществляя его наддув. Другая (избыточная) часть нагнетаемого КОД воздуха поступает в турбодетандер 5, где расширяется до температуры ниже окружающей среды, а затем направляется в качестве низкотемпературного хладагента в охладитель второй ступени.

Работа расширения избыточной части нагнетаемого КОД воздуха является энергетическим источником работы компрессора, создающего необходимый для эффективной продувки цилиндров перепад давления между впускным и выпускным коллектором. В виду незначительной степени повышения давления в продувочном компрессоре ($\pi_k=1,08\dots 1,15$), последний не оказывает существенного влияния на характеристику воздухообеспечения двигателя, но устраняет недостатки простейшей системы наддува с КОД – некоторое превышение противодавления выпуску газов из цилиндров уровня давления наддува.

Необходимым условием эффективной работы рассматриваемой системы наддува является согласованность расходных характеристик ее составных агрегатов. Ниже приводятся основные положения методики предварительной оценки охлаждающей способности системы и поиска основных размерных параметров КОД, удовлетворяющих условию получения требуемого давления наддува P_s , при заданных значениях температуры и расхода сжимающих газов T_g и P_g .

В качестве исходной предпосылки расчета используется уравнение баланса расхода сжатого воздуха в параллельных контурах потребителей:

$$G_k = G_s + G_m. \quad (1)$$

Расходы сжатого воздуха через КОД и ДВС (G_k и G_s), в конечном счете, зависят от степени повышения давления в продувочном компрессоре, $\pi_{кп}$, которое, в свою очередь, согласно балансу мощностей детандера и компрессора, зависит от расхода воздуха в детандере G_m . Поиск параметров обменника, удовлетворяющих условию (1) выполняется методом последовательных приближений согласно следующей последовательности.

Задается степень повышения давления в продувочном компрессоре

$$\pi_{кп} = P_s / P_k = 0,08\dots 0,15,$$

а также предполагаемая температура наддувочного воздуха T_s с учетом ожидаемого глубокого охлажде-

ния в охладителе 8. Тогда:

$$P_k = P_s (1 - \pi_{кп}); \quad (2)$$

$$G_s = \frac{i \cdot z \cdot V_h \cdot \eta_v \cdot \varphi_a \cdot n \cdot P_s}{60 \cdot R \cdot T_s}, \quad (3)$$

где i – коэффициент тактности двигателя; z – число цилиндров двигателя; V_h – рабочий объем цилиндра; η_v и φ_a – коэффициенты наполнения и продувки цилиндров двигателя; P_s и T_s – давление и температура наддувочного воздуха.

Расход сжимаемого газа в окне ПВД:

$$G_g = G_s \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0 \cdot \varphi_a} \right),$$

где α – коэффициент избытка воздуха при сгорании; L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания одного килограмма топлива.

В качестве основных допущений расчета КОД принимается одномерность течения рабочего тела в проточных элементах обменника, отсутствие утечек рабочего тела через зазоры в подвижных сопряжениях и теплообмена со стенками, отсутствие зоны перемешивания сжимающей и сжимаемой сред, а также полное вытеснение сжатой среды из ячеек роторов и полная продувка ячеек свежим зарядом.

Принятые выше допущения о полном вытеснении и продувке в КОД по существу предполагают равенство расходов воздуха в окнах ПВД и ОВД, а также расходов сжимающего газа в окнах ПВД и ОВД:

$$G_g = G_{ОВД}; \quad G_k = G_{ПВД}.$$

Ввиду отмеченного, легко также показать, что соотношение расходов в окнах высокого давления может быть выражено через соотношение плотностей воздуха в линии низкого давления:

$$\frac{G_g}{G_k} = \frac{\rho_{осм}}{\rho_{ПВД}}.$$

Не вносит большой погрешности допущение:

$$\rho_{ПВД} = \rho_0,$$

где ρ_0 – плотность окружающего воздуха.

Более проблематичным является определение плотности расширившихся в ячейке ротора газов в момент, предшествующий ее сообщению с окнами низкого давления:

$$\rho_{осм} = \frac{P_{осм}}{R \cdot T_{осм}},$$

где $P_{ост}$ и $T_{ост}$ – остаточные давление и температура расширившихся в ячейках газов.

Для определения $P_{ост}$ на этапе предварительного расчета можно воспользоваться упрощенной зависимостью, полученной авторами в результате расчетно-экспериментальных исследований ряда опытных образцов КОД [1, 4]:

$$P_{ост} = P_{ПНД} + \frac{P_{\kappa} - P_{ПНД}}{z_{\kappa} - 1},$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{k_g}{k_g - 1} \cdot P_1^e \cdot \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_1^e} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{k}{k-1} \cdot P_1^e \cdot \left[\left(\frac{P_1}{P_1^e} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \\ \dots \\ \frac{k_g}{k_g - 1} \cdot P_i^e \cdot \left[1 - \left(\frac{P_i}{P_i^e} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} \right] = P_i^e \cdot \left\{ \frac{k_g}{k_g - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_a}{P_i} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \cdot \left[\left(\frac{P_i}{P_i^e} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} - 1 \right] + \frac{k}{k-1} \cdot \left(\frac{P_a}{P_i} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left[\left(\frac{P_i}{P_i^e} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\} \\ \dots \\ \frac{k_g}{k_g - 1} \cdot P_{Zk}^e \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{Zk}}{P_{Zk}^e} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} \right] = P_{Zk}^e \cdot \left\{ \frac{k_g}{k_g - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_a}{P_{Zk}} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \cdot \left[\left(\frac{P_{Zk}}{P_{Zk}^e} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} - 1 \right] + \frac{k}{k-1} \cdot \left(\frac{P_a}{P_{Zk}} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{Zk}}{P_{Zk}^e} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\} \end{array} \right.$$

где $i=1...Z_{\kappa}$ – номер напорнообменного канала, сообщающего рассматриваемую пару смежных ячеек; $P_1^e = P_{ПНД}$ – давление в ячейке в конце процесса наполнения; $P_1^e = P_{ост}$ – остаточное давление газов в ячейке, в момент предшествующий сообщению с окном ОНД; $P_{Zk}^e = P_{\kappa}$ – давление в ячейке после разобщения ее с окном ОВД; $P_{Zk}^e = P_c$ – давление в ячейке в момент, предшествующий сообщению ее с окном ГВД (т.н. давление предварительного сжатия).

Теоретическое обоснование данного метода определения $P_{ост}$ дано в работе [3].

Температура остаточных газов $T_{ост}$:

$$T_{ост} = T_g \cdot \left(\frac{P_{ост}}{P_g} \right)^{\frac{n_p-1}{n_p}},$$

где n_p - показатель политропы расширения воздуха в КОД.

Найденные таким образом термодинамические параметры рабочих сред позволяют согласно уравнениям (1), (2) и (3) определить расход воздуха через детандер, соответствующий условию совместной работы ДВС, КОД и турбодетандера:

где z_{κ} – количество массообменных каналов в КОД; P_{κ} - давление сжатия в КОД.

Более точное значение $P_{ост}$ может быть найдено на основании решения приведенной ниже системы уравнений:

$$G_m = G_g \cdot \left(\frac{P_0}{P_{ост}} - 1 \right).$$

Из уравнения баланса мощностей турбины и компрессора турбодетандера уточняется степень повышения давления в компрессоре:

$$\pi_{КД} = \left(\frac{\eta_{мд} \cdot T_{x1} \cdot G_s}{T_{\kappa} \cdot G_{\kappa}} \left[1 - \left(\frac{P_0}{P_s} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] - 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}},$$

где T_{x1} – температура сжатого в КОД воздуха после охладителя первой ступени; $\eta_{мд}$ – к.п.д. турбодетандера.

Температура воздуха, расширенного в турбодетандере:

$$T_{x2} = T_{x1} \cdot \left(\frac{P_0}{P_s} \right)^{\frac{n_{pd}-1}{n_{pd}}},$$

где n_{pd} – показатель политропы расширения в турбодетандере.

Температура охлажденного наддувочного воздуха, находится из теплового баланса дополнительного охладителя:

$$T_s = T_x - \frac{G_o}{G_s} \cdot \varepsilon \cdot (T_{x1} - T_{x2}) - \text{при } G_m < G_s ;$$

$$T_s = T_x - \varepsilon \cdot (T_{x1} - T_{x2}) - \text{при } G_m > G_s ,$$

где ε – эффективность (к.п.д.) охладителя второй ступени.

Найденные показатели $\pi_{кп}$ и T_s сравниваются с предварительно принятыми их значениями и, в случае необходимости, производится уточнение параметров рабочего процесса системы, начиная с функции (2). При достижении приемлемой сходимости определяются основные конструктивные параметры КОД.

Приведенный алгоритм уже на первом этапе предварительного выбора конструктивных параметров системы наддува позволяет оценить основные показатели эффективности ее работы и, прежде всего, прогнозируемую глубину охлаждения наддувочного воздуха.

Площадь проходного сечения окна ОВД:

$$F_{ОВД} = \frac{G_k}{\rho_{ПВД} \cdot \left(\frac{P_k}{P_{ПВД}} \right)^{\frac{1}{n_c}} K_p \cdot U_{ОВД} \cdot (1 - \delta)}$$

где $U_{ОВД}$ – средняя скорость потока в окне ОВД; δ – коэффициент загромождения ротора КОД; $K_p = 0,96-0,97$ – коэффициент неоднородности, учитывающий изменение скорости потока по сечению окна ОВД вследствие заброса сжимающего газа.

В работах [3, 5] показаны различные способы вычисления средней скорости потока $U_{ОВД}$ в сечении окна ОВД. Вместе с тем, анализ экспериментальных исследований КОД показывает, что на этапе предварительного выбора параметров для относительно небольших отношений давлений в окнах ПВД и ОВД ($P_g/P_k=1,01 \dots 1,03$) допустимо применение уравнения Бернулли с эмпирическим коэффициентом снижения скорости ($K_U=0,3 \dots 0,4$), учитывающим различные виды потерь (распределенное трение вдоль ячеек ротора, отрывные явления в граничных сечениях ячеек, затопление струи, нестационарность течения и др.).

$$U_{ОВД} = K_U \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot T_g \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_k}{P_g} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]}$$

При подключении ячейки к окнам высокого давления (ПВД и ОВД) процессу вытеснения воздуха в окно ОВД предшествует досжатие воздуха в рас-

сматриваемой ячейке, предварительно сжатого в результате каскадного массообмена. Поэтому площадь проходного сечения окна ПВД должна превышать значение $F_{ОВД}$ на 10-15%.

Площадь проходного сечения ротора:

$$F_{\Sigma R} = F_{ОВД} \cdot \frac{360}{\Phi_{ОВД}},$$

где $\Phi_{ОВД}$ – угла раскрытия окна ОВД.

Длина и частота вращения ротора КОД связаны соотношением, по сути, представляющим собой условие полного вытеснения свежего заряда из ячейки ротора:

$$L \cdot n = \frac{\left(\frac{P_k}{P_{ПВД}} \right)^{\frac{1}{n_c}} \cdot U_{ОВД} \cdot \Phi_{ОВД}}{6}$$

Анализ различных вариантов сочетания параметров системы наддува (табл. 1) показывает, что основным параметром, оказывающим влияние на глубину охлаждения наддувочного воздуха и соотношения P_s/P_g , является температура сжимающих газов T_g .

Улучшение отмеченных показателей при повышении T_g , обусловлено увеличением избытка воздуха, нагнетаемого КОД, и связанным с этим увеличением расхода воздуха в турбодетандере. Последнее, наряду с увеличением расхода хладагента в дополнительном охладителе 8, позволяет увеличить мощность продувочного компрессора, благодаря чему повышается его напорность $\pi_{кп}$ и снижаются затраты механической энергии на осуществление насосных ходов в поршневой части двигателя.

Менее однозначное влияние на T_s и P_s/P_g оказывает увеличение общей напорности системы наддува P_s . До определенного момента увеличение P_s способствует снижению T_s и повышению P_s/P_g , что вызвано увеличением степени расширения избыточного воздуха в турбодетандере и, следовательно, снижением температуры хладагента T_{x2} и увеличением мощности турбодетандера. Однако при повышении давления наддува свыше $P_s=0,22 \dots 0,26$ МПа превалирующим становится фактор снижения относительного избытка воздуха, нагнетаемого КОД G_k/G_g (см. табл., а также [1, 2, 4]). Поэтому дальнейшее форсирование двигателя наддувом сопровождается незначительным повышением температуры наддувочного воздуха T_s .

Таблица 1. Сочетание конструктивных и режимных параметров системы наддува двигателя для различных условий его работы

№ констр	P_s , кПа	$\pi_{кП}$	$F_{\Sigma R}$, м ²	n , мин ⁻¹	ΔT_{x2}	T_{s^*} , °C	$P_s/P_{овд}$	$\frac{G_{овд}}{G_{пвд}}$
$T_g=700$ К								
$\Delta P_{вд}=15$ кПа								
1	180	1,111	0,0435	2413	36,0	14	1,017	1,81
2	220	1,121	0,0472	2503	37,9	12	1,041	1,65
3	260	1,119	0,0497	2584	36,6	13	1,051	1,53
4	300	1,110	0,0515	2657	33,7	16	1,051	1,42
$\Delta P_{вд}=20$ кПа								
5	180	1,109	0,0375	2762	35,3	15	0,988	1,79
6	220	1,119	0,0407	2869	37,2	13	1,016	1,64
7	260	1,117	0,0429	2965	36,0	14	1,029	1,52
8	300	1,108	0,0444	3052	33,1	17	1,032	1,41
$\Delta P_{вд}=25$ кПа								
9	180	1,108	0,0335	3061	34,7	15	0,960	1,77
10	220	1,118	0,0363	3185	36,5	13	0,992	1,63
11	260	1,115	0,0383	3295	35,3	15	1,007	1,51
12	300	1,106	0,0396	3395	32,5	18	1,013	1,41
$T_g=800$ К								
$\Delta P_{вд}=15$ кПа								
13	180	1,130	0,0480	2571	43,4	7	1,032	2,07
14	220	1,147	0,0530	2664	50,0	0	1,064	1,89
15	260	1,150	0,0562	2748	50,0	0	1,079	1,75
16	300	1,146	0,0584	2824	47,9	2	1,084	1,63
$\Delta P_{вд}=20$ кПа								
17	180	1,128	0,0415	2942	43,4	7	1,003	2,05
18	220	1,145	0,0457	3054	49,2	1	1,037	1,88
19	260	1,149	0,0485	3153	49,3	1	1,055	1,74
20	300	1,144	0,0504	3243	47,2	3	1,063	1,62
$\Delta P_{вд}=25$ кПа								
21	180	1,127	0,0371	3261	43,4	7	0,974	2,03
22	220	1,144	0,0408	3389	48,4	2	1,012	1,86
23	260	1,147	0,0432	3503	48,5	1	1,033	1,73
24	300	1,143	0,0450	3606	46,5	3	1,043	1,61

С повышением давления наддува P_s из-за увеличения расходов рабочих сред возрастают фронтальные размеры КОД. Возможность снижения габаритов КОД связана с интенсификацией процесса вытеснения сжатого воздуха из ячеек ротора КОД за счет увеличения перепада давлений в окнах ПВД и ОВД ($\Delta P_{од} = P_g - P_k$). Как видно из таблицы 1, увеличение $\Delta P_{од}$ сопровождается значительным уменьшением площади проходного сечения ротора КОД $F_{\Sigma R}$. Следует, впрочем, заметить, что в рассматриваемой схеме применения КОД увеличение $\Delta P_{од}$ достигается за счет увеличения работы насосных ходов поршне-

вой группы и ухудшения условий продувки цилиндров двигателя P_s/P_g , поэтому выбор приемлемых значений $\Delta P_{од}$ по существу является результатом компромисса между габаритами системы наддува и качеством продувки цилиндров двигателя.

Выявленный выше механизм влияния температуры сжимающих газов в полной мере проявляется и при работе системы наддува с фиксированными параметрами в составе КДВС, что иллюстрируется нагрузочными характеристиками дизеля 6ЧН12/14 с вариантом конструктивного исполнения КОД №19 (рис. 3). Так при повышении нагрузочного режима с $T_g=530$ до $T_g=810$ К давление наддува возрастает в 1,73 раза, а температура наддувочного воздуха снижается на 34К при одновременном увеличении отношения P_s/P_g .

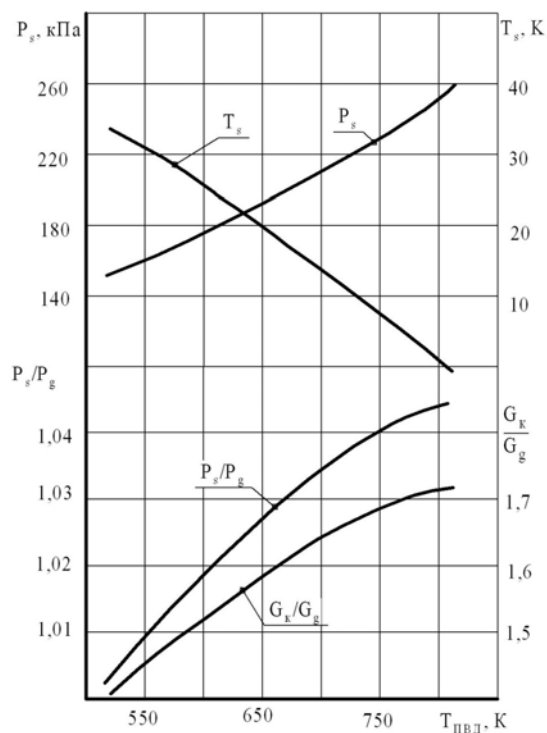


Рис. 3. Нагрузочная характеристика показателя системы наддува КОД с низкотемпературным охлаждением наддувочного воздуха

Высокая нагрузочная адаптивность рассматриваемой системы заключается в том, что именно на режимах повышенных нагрузок, где возрастает необходимость в снижении теплонапряженности цилиндро-поршневой группы и головки цилиндров, имеет место усиление охлаждения наддувочного воздуха и улучшение условий продувки цилиндров.

Применение системы наддува КОД с глубоким охлаждением наддувочного воздуха позволяет значительно повысить уровень форсирования двигателя наддувом и снизить теплонапряженность его деталей.

Способность системы наддува КОД обеспечить высокоэффективный наддув и охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры окружающей среды без привлечения дополнительной механической энергии на осуществление холодильного цикла обуславливает перспективность ее применения особенно в условиях жаркого климата.

Список литературы:

1. Ключ О.В. *The principle organization of work process unit of cascade compression and its application* / О.В. Ключ, А. И. Крайнюк, С. В. Алексеев // *scientific journals Maritime Uni-*

versity of Szczecin. Szczecin. – 2008 – 14(86). – С. 25-29. 2. Крайнюк А.И. Система наддува транспортного ДВС с каскадным обменником давления / А.И. Крайнюк, А.А. Крайнюк, С.В. Алексеев, М.А. Брянцев // *Вісн. Східноукр. Нац. Ун-ту імені Володимира Даля.* - Луганськ. - 2008. – ч. 2.- № 7 (125). – С. 197-200. 3. Крайнюк А.И. Расчет и выбор основных параметров каскадного обменника давления / А.И. Крайнюк, А.А. Крайнюк, С.В. Алексеев, М.А. Брянцев // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2007.- №1.- С. 57-62. 4. Крайнюк А.И. Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления / С.В. Алексеев, М.А. Брянцев // *Вісн. Східноукр. Нац. Ун-ту імені Володимира Даля.- Луганськ.* - 2005.- № 8(90).- С. 176-179. 5. Крайнюк А. И. Моделирование рабочего процесса газовой холодильной машины с каскадным обменником давления рефрижераторной секции железнодорожного транспорта / А.А. Крайнюк, В.И. Кашуба, М.А. Брянцев, С.В. Алексеев // *Вісн. Східноукр. Нац. Ун-ту імені Володимира Даля.* – 2008. – ч. 1.- № 5 (123). – С. 118-124

УДК 621.436

А.А. Лисовал, канд. техн. наук

**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ
АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ**

Введение

На современных автомобильных, и в частности автобусных, дизелях применяются импульсные системы газотурбинного наддува (ГТН) с двухзаходными корпусами турбины. В Украине такие системы применяли ранее на V-образных дизелях СМД–62, СМД–72 и на дизелях фирмы Рено MIDR 06.02.260, которые устанавливали на автобусы ЛАЗ–52523 [1]. Основное преимущество импульсных систем ГТН – быстрое ускорение ротора турбокомпрессора до более высокой постоянной скорости при резком набросе нагрузки на двигатель. Уменьшение инерционности ГТН, вызванное газовыми связями между дизелем и турбокомпрессором, достигается путем передачи энергии отработавших газов (ОГ) с волнами давлений наддува к турбине практически без задержек по мере сгорания дополнительного топлива, подача которого вызвана набросом нагрузки.

При разработке в ОАО «ГСКБД» (г. Харьков) автомобильных модификаций рядных 6-цилиндровых дизелей СМД–31А.15, СМД–31Б.15 (вертикальные) и СМД–31.30 (горизонтальный) были проведены экспериментальные работы с целью выбора и настройки импульсных систем ГТН для каж-

дой модификации [2]. Параллельно при разработке автобусных модификаций дизелей СМД–31.15.01 и СМД–31.30 с той же целью в НТУ на кафедре «Двигатели и теплотехника» были выполнены расчетные исследования на математической модели. Расчетные исследования показали необходимость улучшения характеристик ГТН автомобильного дизеля СМД–31.15.01 в диапазоне частот вращения 1000...1600 мин⁻¹ с одновременным применением автоматического регулирования ГТН и настройкой отрицательного корректора топливopодачи на более узкий диапазон 1000...1200 мин⁻¹.

В ОАО «ГСКБД» были определены нагрузочные и внешние скоростные характеристики дизеля СМД–31.15 с тремя турбокомпрессорами типа К27, изготовленные по лицензии фирмы ККК в г. Страконице (Чешская Республика), и которые отличаются площадями сечений разгонного участка турбины. Эти площади в двухзаходном корпусе турбины К27 соответственно были $F_p = 17 \text{ см}^2, 19 \text{ см}^2$ и 21 см^2 . Нагрузочные характеристики дизеля в диапазоне 1000...1600 мин⁻¹ были определены с шагом 100 мин⁻¹.