

УДК 519.876.5:621.431  
И 88

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ПРИ ЧИСЛЕННОМ МОДЕЛИРОВАНИИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ю. Л. Мошенцев, канд. техн. наук, доц.;

Д. С. Минчев, канд. техн. наук, ассист.;

А. В. Нагорный, асп.;

А. С. Дьяконов, канд. техн. наук, ст. преп.

*Национальный университет кораблестроения, г. Николаев*

**Аннотация.** Рассмотрена методика подготовки цифровых характеристик центробежных компрессоров, интегрированных в математическую модель рабочего цикла комбинированного двигателя внутреннего сгорания. Основной акцент сделан на особенностях расчета дополнительных линий постоянных оборотов и их экстраполяции, осуществляемых на основании экспериментальных данных. Предлагаемая методика позволяет обеспечить непрерывное распределение параметров компрессора во всем диапазоне возможных режимов его работы, что необходимо для корректного моделирования основных характеристик двигателя.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, экстраполяция, численное интерполирование, характеристики компрессора, помпаж, заклинивание.

**Анотація.** Розглянуто методику підготовки цифрових характеристик відцентрових компресорів, інтегрованих в математичну модель робочого циклу комбінованого двигуна внутрішнього згорання. Головний акцент зроблено на особливостях розрахунку додаткових ліній постійних обертів та їх екстраполяції, що здійснюються з використанням експериментальних даних. Запропонована методика дозволяє забезпечити неперервний розподіл параметрів компресора у всьому діапазоні можливих режимів його роботи, що необхідно для коректного моделювання основних характеристик двигуна.

**Ключові слова:** відцентровий компресор, екстраполяція, числова інтерполяція, характеристики компресора, помпаж, запирання.

**Abstract.** Preparation methodology of centrifugal compressor digital characteristics, integrated in the mathematical model of the internal combustion engine operating cycle is presented. The emphasis is made on additional constant-speed lines calculation and extrapolation, executed by means of manufacturer experimental usage. Suggested method provides a continuous distribution of compressor parameters in the entire operation range, which is necessary for the correct simulation of the main engine characteristics.

**Keywords:** centrifugal compressor, extrapolation, numerical interpolation, compressor characteristics, surge, choke.

## ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

При моделировании рабочего цикла комбинированного двигателя внутреннего сгорания (ДВС) в дифференциальной форме возникает необходимость определять на каждом шаге расчета параметры лопаточных машин турбокомпрессора. Общепринятым подходом, обеспечивающим наибольшую точность, является использование экспериментальных характеристик турбин и компрессоров. Альтернативные подходы, заключающиеся в расчетном определении характеристик, отличаются слишком большим расхождением расчетных и экспериментальных параметров. Так, например, моделирование диффузорного течения в проточной части компрессора даже на основе современных методов вычислительной газодинамики характеризуется высокими сложностью и трудоемкостью и недостаточной точностью.

Для выполнения расчетов цикла экспериментальные характеристики компрессора и турбины должны быть преобразованы в цифровые массивы данных, интегрируемые в общую модель рабочего цикла.

Специфика численного интегрирования системы дифференциальных уравнений, лежащей в основе математической модели рабочего цикла комбинированного ДВС, заключается в итерационном приближении к решению, что обуславливает необходимость задания характеристик лопаточных машин в расширенном диапазоне возможных режимов их работы. Кроме того, использование характеристик компрессоров, представляемых фирмами-производителями в весьма узком диапазоне рабочих режимов, делает практически невозможным надежное моделирование основных характеристик ДВС (внешней скоростной, нагрузочной, винтовой и т. д.).

Для успешного использования экспериментальных характеристик при моделировании рабочего цикла комбинированных двигателей необходимо таким образом преобразовать их в цифровой вид, чтобы были выполнены следующие требования:

1) возможность качественной интерполяции цифровых массивов данных для определения параметров компрессора при выполнении итерационных расчетов рабочего цикла;

2) высокая точность преобразования в цифровой массив области характеристики, полученной экспериментально;

3) обеспечение экстраполяции экспериментальных характеристик компрессора в область до границы запыления и в область помпажа;

4) повышение подробности характеристик в области режимов работы компрессора, соответствующей экспериментальным данным, путем построения дополнительных линий постоянных оборотов (изотак);

5) расширение характеристик компрессора в область низких степеней повышения давления  $\Pi_k$ , вплоть до режимов работы компрессора в качестве аэродинамического сопротивления на впуске ( $\Pi_k < 1$ ).

## АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ И ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Использование цифровых характеристик центробежных компрессоров при моделировании рабочего цикла ДВС является общепринятой практикой и реализовано в таких известных программных продуктах, как GT-Power (Gamma Technologies) [6], Boost (AVL) [4], Wave (Ricardo) [9], Дизель-ПК [1]. В каждом из перечисленных продуктов используется оригинальная методика экстраполяции и интерполяции экспериментальных характеристик компрессоров.

При этом подготовка цифровых характеристик может быть выполнена с помощью двух различных подходов. Согласно первому при подготовке характеристик они интерполируются таким образом, что при обращении к ним из тела основной программы параметры компрессора определяются путем простейшей линейной интерполяции по соседним точкам. В этом случае для обеспечения требуемой точности интерполяции оцифрованные массивы должны содержать большое количество точек. Второй подход подразумевает создание специальных процедур для интерполяции оцифрованных характеристик с использованием полиномиальных функций. При этом цифровые массивы имеют существенно меньшую размерность и базируются в основном на экспериментальных данных. Однако при использовании этого подхода необходимо применять сложные адаптивные модели, которые отличаются недостаточной точностью.

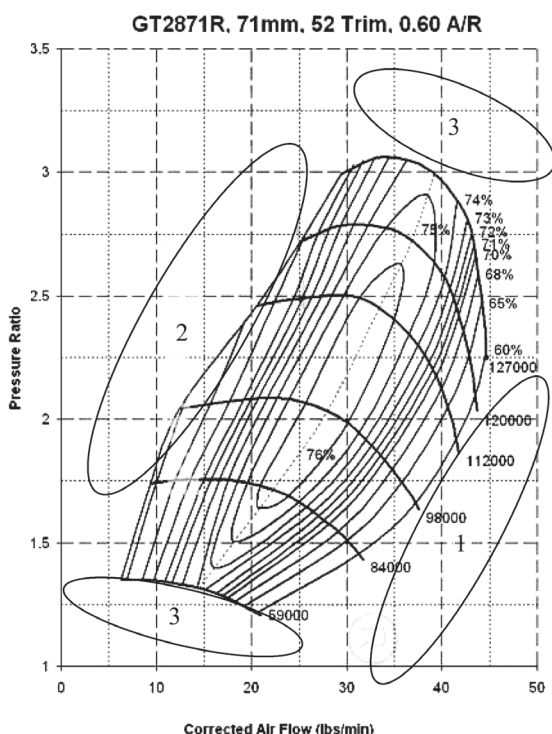
Следует также отметить способ задания характеристик турбокомпрессора [2], который базируется на получении обобщенных характеристик турбокомпрессоров (турбин и компрессоров) для определенного диапазона типоразмеров. Такой подход позволяет производить достаточно адекватные расчеты рабочего цикла ДВС при наличии в качестве исходных данных только сведений о геометрических параметрах проточной части компрессора. Однако при этом совпадение реальных характеристик с обобщенными может иметь существенные погрешности.

**ЦЕЛЬЮ РАБОТЫ** является разработка методики подготовки характеристик центробежных компрессоров и их дальнейшего применения для выполнения математического моделирования рабочего цикла комбинированных ДВС.

## ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

При разработке методики подготовки цифровых характеристик центробежных компрессоров, как было сказано выше, необходимо удовлетворить взаимноисключающим требованиям: с одной стороны, для упрощения хранения и обработки данных нужно стремиться к уменьшению количества оцифрованных точек (а следовательно, и размерности соответствующих цифровых массивов); с другой стороны, для упрощения процедуры интерполяции характеристик и повышения ее качества требуется увеличивать количество оцифрованных точек. Следует иметь в виду, что подготовка цифровых характеристик выполняется в предпроцессоре, а затем оцифрованные характеристики в виде массивов данных экспортируются из соответствующих файлов в основное тело программы и используются в процедуре интерполяции, которая выполняется много раз в течение расчета одного рабочего цикла.

Для упрощения процедуры интерполяции, выполняемой в соответствии с [3], количество используемых точек ограничено четырьмя, при этом для исключения возможных неточностей данные точки аппроксимируются полиномом второй степени. В качестве примера рассмотрим экспериментальную универсальную характеристику компрессора турбокомпрессора Garrett GT2871R, представленную на рис. 1. Для обеспечения достаточной точности интерполяции экспериментальные характеристики компрессоров необходимо расширить в область помпажа (зона 2 на рис. 1) и к границе запыления (зона 1), а также в область низких (вплоть до  $n_{пр} = 0$ ) и высоких оборотов ротора компрессора (зона 3). Требуется также построение дополнительных изотоп между имеющимися



**Рис. 1.** Универсальная характеристика компрессора турбокомпрессора Garrett GT2871R [7]

экспериментальными, так как последние приведены в слишком большом интервале оборотов ротора.

Построение дополнительных изотех, которые расположены между экспериментальными, а также ниже и выше их, основано на уравнении Эйлера и осуществляется с использованием экспериментальных изотех, выступающих в качестве базовых. Поэтому прежде выполняют экстраполяцию экспериментальных (базовых) линий постоянных оборотов к границе запириания и в область помпажа. Экстраполяция к границе запириания осуществляется путем построения аппроксимирующего полинома, для расчета коэффициентов которого используются ближайшие к границе запириания экспериментальные точки и точка пересечения изотехи с осью  $G_{пр}$ , определяемая либо из условия достижения скорости звука в критическом

сечении проточной части компрессора, либо из условия равенства нулю политропной работы сжатия. Экстраполяция в область помпажа выполняется в соответствии с методикой Мура–Грайтцера (Moore–Greitzer) [8].

Построение дополнительной изотехи на расходной характеристике компрессора (РХК) основано на уравнении Эйлера и уравнении расхода воздуха через колесо компрессора. Базовая изотеха рассматривается как массив точек на расходной и эффективной характеристиках с координатами  $(\Pi_{к.баз i}, G_{пр.баз i})$  и  $(\eta_{ад.баз i}, G_{пр.баз i})$ , где  $i$  — номер точки. При построении дополнительной изотехи находится массив точек  $(\Pi_{к.дон i}, G_{пр.дон i})$  и  $(\eta_{ад.дон i}, G_{пр.дон i})$ , получаемый смещением координат точек базовой изотехи по оси абсцисс и оси ординат.

Для определения указанных смещений рассмотрим точку на базовой

изотахе и соответствующую ей точку на дополнительной изотахе. Для двух рассматриваемых точек коэффициент циркуляции колеса компрессора  $\mu$  может быть принят одинаковым, тогда соотношение расходов для каждой экстраполируемой точки базовой изотахи и соответствующей ей точки дополнительной изотахи будет

$$\begin{aligned} \frac{G_{\text{к.баз}}}{G_{\text{к.доп}}} &= \frac{\pi D_2 b_2 c_{2r} \rho_2}{\pi D_2 b_2 c_{2r, \text{доп}} \rho_2} = \\ &= \frac{\pi D_2 b_2 \text{tg } \beta_{2\text{cp}} \cdot u_{2\text{баз}} (1 - \mu) \rho_2}{\pi D_2 b_2 \text{tg } \beta_{2\text{cp}} \cdot u_{2\text{доп}} (1 - \mu) \rho_2} = \\ &= \frac{u_{2\text{баз}}}{u_{2\text{доп}}} = \frac{n_{\text{баз}}}{n_{\text{доп}}}, \\ G_{\text{к.доп}} &= G_{\text{к.баз}} \frac{n_{\text{доп}}}{n_{\text{баз}}}, \end{aligned}$$

где  $n_{\text{баз}}$ ,  $n_{\text{доп}}$  — частота вращения колеса компрессора для базовой и дополнительной изотах соответственно;  $G_{\text{к.доп}}$ ,  $G_{\text{к.баз}}$  — расход воздуха через колесо компрессора при частоте вращения соответственно  $n_{\text{доп}}$  и  $n_{\text{баз}}$ ;  $D_2$ ,  $b_2$  — диаметр и ширина колеса компрессора на выходе потока воздуха;  $c_{2r}$  — радиальная составляющая скорости потока воздуха на выходе;  $u_{2\text{баз}}$ ,  $u_{2\text{доп}}$  — окружная скорость колеса компрессора на диаметре  $D_2$  при частоте вращения  $n_{\text{баз}}$  и  $n_{\text{доп}}$  соответственно;  $\rho_2$  — плотность воздуха на выходе из колеса компрессора;  $\beta_{2\text{cp}}$  — угол между вектором относительной скорости потока на выходе и касательной к окружности колеса компрессора.

Рассмотрим уравнение Эйлера

$$l_3 = u_2 c_{2u} - u_{1\text{cp}} c_{1u\text{cp}},$$

где  $u_{1\text{cp}}$ ,  $u_2$  — окружная скорость колеса на среднем диаметре входа и на диаметре выхода потока воздуха соответственно;  $c_{1u\text{cp}}$ ,  $c_{2u}$  — окружная составляющая абсолютной скорости потока на среднем диаметре входа и на выходе из рабочего колеса.

Если закрутка потока на входе в колесо компрессора отсутствует ( $c_{1u\text{cp}} = 0$ ), данное уравнение упростится:

$$\begin{aligned} l_3 &= u_2 c_{2u} = u_2 (u_2 - c_{2r} \text{ctg } \beta_2) = \\ &= u_2^2 - u_2 c_{2r} \text{ctg } \beta_2, \end{aligned}$$

где  $c_{2r}$  — радиальная проекция абсолютной скорости потока на выходе из колеса;  $\beta_2$  — угол между вектором относительной скорости колеса на выходе и касательной к окружности колеса компрессора.

Если принять, что колесо компрессора имеет бесконечное число радиальных лопаток ( $\beta_2 = 90^\circ$ ), то будет очевидно, что удельная эффективная работа  $l_3$  не зависит от расхода воздуха через компрессор:

$$l_3 = u_2^2,$$

где  $u_2$  — окружная скорость колеса на диаметре  $D_2$ .

Тогда для экстраполируемой точки базовой изотахи и соответствующей ей точки на дополнительной изотахе с достаточной степенью точности справедливы следующие выражения для определения удельной эффективной работы:

$$l_{3, \text{баз}} = u_{2\text{баз}}^2; \quad l_{3, \text{доп}} = u_{2\text{доп}}^2,$$

где  $l_{3, \text{доп}}$ ,  $l_{3, \text{баз}}$  — удельная эффективная работа для соответствующих точек на дополнительной и базовой изотахах.

Путем преобразований указанных уравнений получим

$$l_{3, \text{доп}} = l_{3, \text{баз}} \left( \frac{n_{\text{доп}}}{n_{\text{баз}}} \right)^2. \quad (1)$$

Из уравнения (1) видно, что удельная эффективная работа для точки дополнительной изотахи пропорциональна произведению удельной эффективной работы для экстраполируемой точки базовой изотахи на квадрат отношения частот вращения дополнительной и базовой изотах.

Если дополнительная изотаха располагается между двумя экспериментальными, то для повышения точности зависимости  $l_{\text{э.доп}} = f(G_{\text{пр}})$  необходимо учитывать влияние «верхней» и «нижней» (по величине частоты вращения) экспериментальных изотак. Предлагается использовать следующую зависимость:

$$l_{\text{э.доп}} = \sigma l_{\text{э.н}} \left( \frac{n_{\text{доп}}}{n_{\text{н}}} \right)^2 + (1 - \sigma) l_{\text{э.в}} \left( \frac{n_{\text{доп}}}{n_{\text{в}}} \right)^2,$$

где  $l_{\text{э.н}}, l_{\text{э.в}}$  — удельная эффективная работа сжатия для «нижней» и «верхней» базовых изотак соответственно;  $n_{\text{н}}, n_{\text{в}}, n_{\text{доп}}$  — частота вращения ротора турбокомпрессора для «нижней», «верхней» и дополнительной изотак соответственно;  $\sigma$  — весовой коэффициент, позволяющий регулировать степень влияния «верхней» и «нижней» базовых изотак.

Для построения дополнительной изотак на РХК необходимо также знать зависимость удельной работы дисковых потерь от расхода воздуха  $l_{\text{д.п.доп}} = f(G_{\text{пр.доп}})$ . Для определения данной зависимости при обработке и экстраполяции каждой экспериментальной изотак получается зависимость для коэффициента дисковых потерь в виде

$$\alpha_{\text{д.п}} = \frac{l_{\text{д.п}}}{l_s}; \quad \alpha_{\text{д.п}} = A G_{\text{пр}}^B,$$

где  $\alpha_{\text{д.п}}$  — коэффициент дисковых потерь для дополнительной изотак;  $A, B$  — коэффициенты аппроксимирующей степенной функции.

На основании зависимостей вида  $\alpha_{\text{д.п}} = A G_{\text{пр}}^B$  для каждой из экспериментальных изотак можно получить зависимости коэффициентов  $A$  и  $B$  от частоты вращения с использованием полученных аппроксимирующих полиномов. Таким образом, для всего диапазона частот вращения колеса компрессора может быть получена зависимость  $\alpha_{\text{д.п}} = f(G_{\text{пр}}, n_{\text{пр}})$  в виде

$$\alpha_{\text{д.п}} = A(n_{\text{пр}}) G_{\text{пр}}^{B(n_{\text{пр}})};$$

$$A = a_1 n_{\text{пр}} + a_2; \quad B = b_1 n_{\text{пр}} + b_2,$$

где  $a_1, a_2, b_1, b_2$  — коэффициенты аппроксимирующих полиномов.

Примеры получения зависимостей  $\alpha_{\text{д.п}} = f(G_{\text{пр}}, n_{\text{пр}})$  и  $A = f(n_{\text{пр}}), B = f(n_{\text{пр}})$  представлены на рис. 2 и 3.

На основании этих зависимостей можно получить зависимость удельной работы дисковых потерь от расхода воздуха для дополнительной изотак

$$\alpha_{\text{д.п.доп}} = A(n_{\text{пр.доп}}) G_{\text{пр.доп}}^{B(n_{\text{пр.доп}})};$$

$$l_{\text{д.п.доп}} = \alpha_{\text{д.п.доп}} l_{\text{э.доп}}.$$

Зная удельную работу дисковых потерь и удельную эффективную работу, подведенную к колесу компрессора, можно найти удельную адиабатную работу сжатия по формуле

$$l_{\text{ад.доп}} = \eta_{\text{ад.доп}} (l_{\text{д.п.доп}} + l_{\text{э.доп}}).$$

Как видно, для получения  $l_{\text{ад.доп}}$  необходимо знать зависимость адиабатного КПД от расхода воздуха через ступень сжатия  $\eta_{\text{ад.доп}} = f(G_{\text{пр.доп}})$  для каждой точки дополнительной изотак.

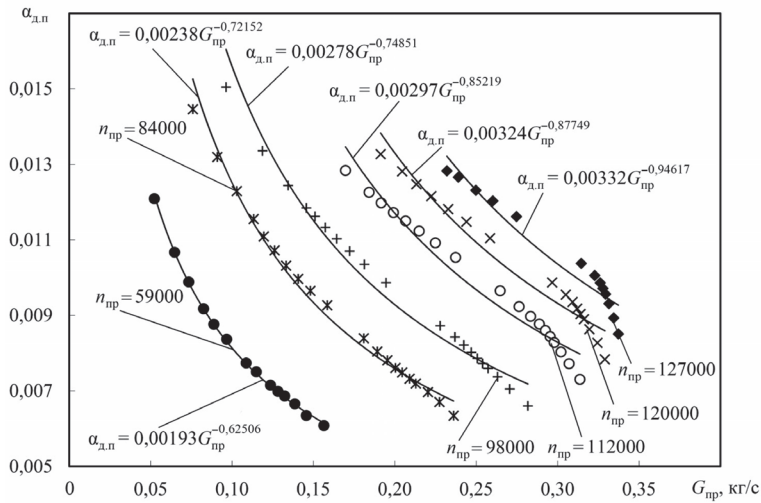
В качестве первого приближения предлагается использовать следующую зависимость:

$$\eta_{\text{ад.доп}} = \sigma \eta_{\text{ад.н}} + (1 - \sigma) \eta_{\text{ад.в}},$$

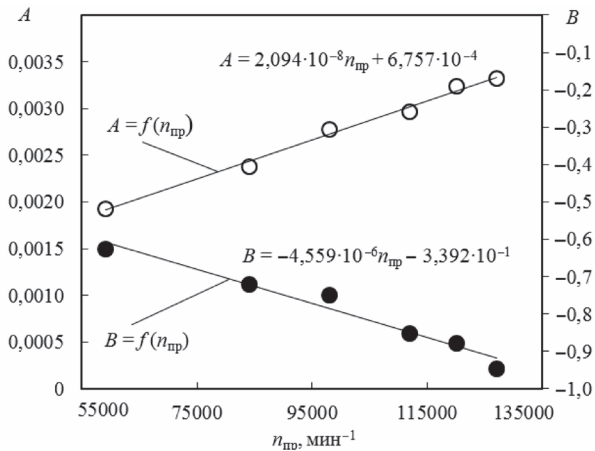
где  $\eta_{\text{ад.н}}, \eta_{\text{ад.в}}$  — адиабатный КПД для «нижней» и «верхней» базовых изотак;  $\sigma$  — весовой коэффициент, позволяющий регулировать степень влияния «верхней» и «нижней» базовых изотак.

С использованием указанных зависимостей может быть получена ордината точки дополнительной изотак на РХК с помощью выражения

$$P_{\text{к.доп}} = \left( \frac{l_{\text{ад.доп}}}{R_{\mu} T_0 \frac{k}{k-1}} + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2)$$



**Рис. 2.** Зависимость коэффициента дисковых потерь  $\alpha_{д.л}$  от расхода воздуха через компрессор для экспериментальных изотак компрессора турбокомпрессора Garrett GT2871R



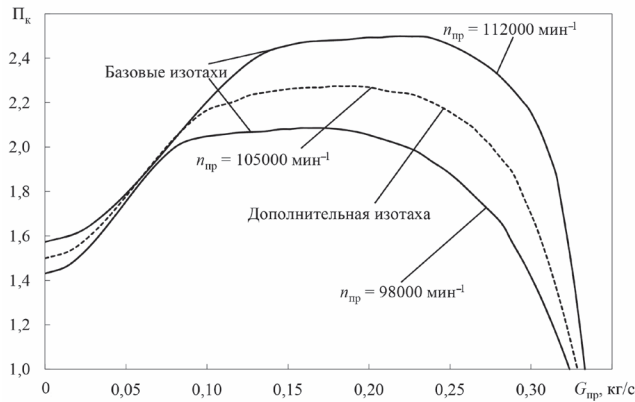
**Рис. 3.** Аппроксимация экспериментальных данных зависимостей  $A = f(n_p)$  и  $B = f(n_p)$  компрессора турбокомпрессора Garrett GT2871R

Построение дополнительной изотак на универсальной экспериментальной характеристике компрессора позволяет получить действительную зависимость  $\eta_{д.доп} = f(G_{пр.доп})$  и по указанной выше методике определить уточненные ординаты точек на изотаке на РХК и характеристике эффективности (ХЭК).

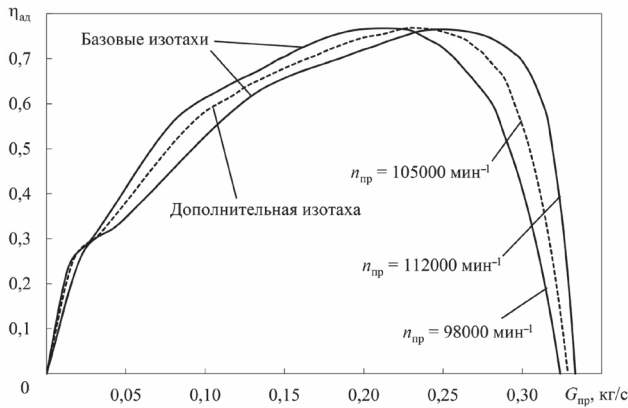
В качестве примера на рис 4, 5 представлены результаты построения дополнительной изотак на РХК и ХЭК.

Если строятся дополнительные изотак с числом оборотов ротора компрессора ниже, чем минимальные обороты экспериментальных изотак, или выше, чем максимальные обороты экспериментальных изотак, то изложенный выше алгоритм несколько изменяется.

Так как дополнительные изотак строятся только по одной базовой изотаке, то значения удельной эффективной работы  $l_{э.доп}$  для каждой точки



**Рис. 4.** Результат построения дополнительной изотохи на РХК при  $n_{пр, доп} = 105000 \text{ мин}^{-1}$  по двум соседним экспериментальным изотохам компрессора турбокомпрессора Garrett GT2871R



**Рис. 5.** Результат построения дополнительной изотохи на ХЭК при  $n_{пр, доп} = 105000 \text{ мин}^{-1}$  по двум соседним экспериментальным изотохам компрессора турбокомпрессора Garrett GT2871R

дополнительной изотохи рассчитываются по уравнению (1). Значения адиабатного КПД компрессора  $\eta_{ад, доп}$  для каждой точки дополнительной изотохи определяются как произведение значения адиабатного КПД компрессора  $\eta_{ад, баз}$  для соответствующей точки базовой изотохи на поправочный коэффициент, учитывающий изменение адиабатного КПД:

$$\eta_{ад, доп} = k_{\eta} \eta_{ад, баз}$$

Поправочный коэффициент в первом приближении можно принять зави-

сящим пропорционально от отношения частот базовой и дополнительной изотохи:

$$k_{\eta} = \frac{n_{доп}}{n_{баз}} \text{ при } n_{доп} < n_{баз};$$

$$k_{\eta} = \frac{n_{баз}}{n_{доп}} \text{ при } n_{доп} > n_{баз}.$$

Далее по уравнению (2) определяются ординаты точек дополнительной изотохи на РХК  $\Pi_{к, доп}$ .

**Построение дополнительной изотохи на РХК при  $n_{пр} = 0$**

При  $n_{пр} = 0$  колесо компрессора является застопоренным, поэтому проточная



часть компрессора рассматривается как местное сопротивление, на котором возникают газодинамические потери  $\Delta l_r$ . К ним принято относить потери энергии, связанные с трением воздуха о рабочие органы компрессора и стенки подводящих и отводящих каналов, потери на удар, потери на поворот потока, на вихреобразование, на внезапное расширение потока, на внезапное сужение потока и ряд подобных им. Обычно такие потери проявляются комплексно, причем это проявление имеет отличия, связанные с формой участка и режимом течения через него. В практике расчета компрессоров используются результаты экспериментальных продувок характерных участков воздушных трактов компрессорных машин. По этим результатам падение давления, связанное с газодинамическими потерями, вычисляется с использованием экспериментального коэффициента сопротивления  $\xi_{\text{тр}0}$  [5]:

$$\Delta p = \xi_{\text{тр}0} \rho_1 \frac{c_i^2}{2},$$

где  $\xi_{\text{тр}0}$  — экспериментальный коэффициент сопротивления, принятый для всей проточной части компрессора;  $c_i$  —

наибольшая характерная скорость на всем участке течения;  $\rho_1$  — плотность воздуха на входе в колесо компрессора.

Наибольшую характерную скорость предлагается находить в самом узком сечении проточной части компрессора — участке входа потока в колесо. Из уравнения расхода воздуха через указанный участок, абсолютная скорость течения воздуха на входе во вращающийся направляющий аппарат (ВНА) на среднем диаметре входа

$$c_{1\text{cp}} = \frac{G_{\text{к}}}{f_1 \rho_{1\text{cp}}},$$

где  $G_{\text{к}}$  — расход воздуха через ступень сжатия;  $f_1$  — площадь проходного сечения участка входа в колесо компрессора;  $\rho_{1\text{cp}}$  — плотность воздуха на входе во ВНА на среднем диаметре входа.

Тогда

$$\Delta p = \frac{\xi_{\text{тр}0}}{2} \left( \frac{G_{\text{к}}}{f_1} \right)^2. \quad (3)$$

Используя уравнение (3), можно построить изотаху  $n_{\text{пр}} = 0 \text{ мин}^{-1}$  в диапазоне значений расхода от 0 до  $G_{\text{зап}} \Big|_{n_{\text{пр}}=\text{max}}$ .

В качестве примера на рис. 6 и 7 представлены экстраполированные эффективная и универсальная характери-

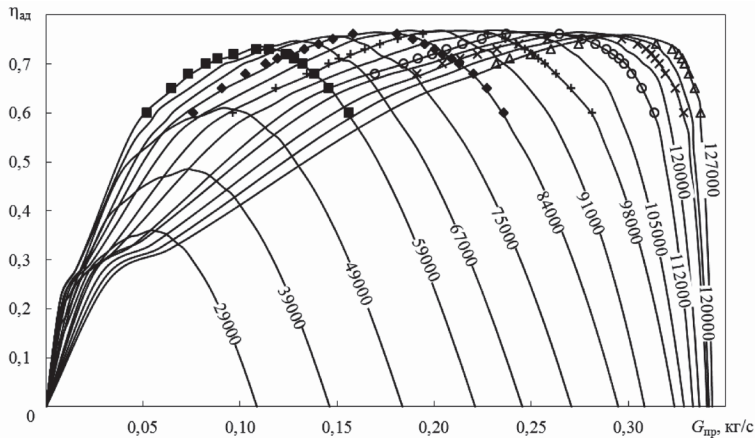
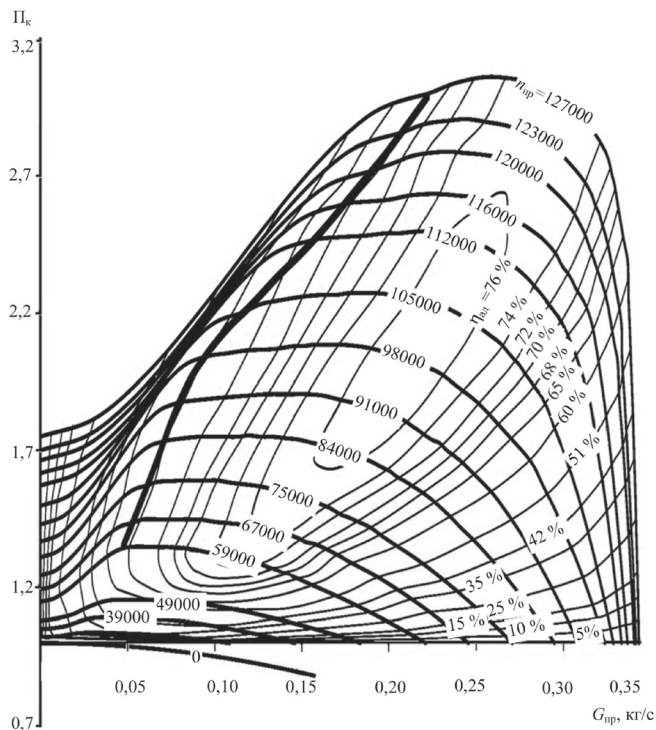


Рис. 6. Экстраполированная и экспериментальная эффективная характеристика компрессора турбокомпрессора Garrett GT2871R (маркерами указаны экспериментальные точки)



**Рис. 7.** Экстраполированная универсальная характеристика компрессора турбокомпрессора Garrett GT2871R

стики компрессора турбокомпрессора Garrett GT2871R.

Как видно из рис. 1 и 7, полученные изложенным способом экстраполированные цифровые характеристики компрессора имеют высокую точность совпадения с данными экспериментальных характеристик (в той области, в которой эти характеристики определены), что выгодно отличает предлагаемую методику от методик-аналогов.

### ВЫВОДЫ

1. Характеристики центробежных компрессоров, подготовленные изложенным способом, при их интеграции в программный комплекс моделирования рабочего цикла комбинированного ДВС позволяют обеспечить устойчивую работу расчетного алгоритма определения параметров компрессора практически для любого сочетания  $G_{пр}$  и  $P_k$ . При

этом достигается достаточная точность определения параметров компрессора путем интерполяции полученных цифровых массивов многочленами Лагранжа.

2. Характеристики компрессора, подготовленные по предложенной методике, позволяющие осуществлять моделирование рабочего цикла комбинированных ДВС в области частичных режимов работы двигателя при низких степенях повышения давления воздуха в компрессоре.

3. Дальнейшая работа в данном направлении может быть направлена на уточнение основных элементов методики для различных типов проточной части компрессора, в частности может быть реализован учет профиля лопаток колеса, особенностей сжатия воздуха в безлопаточном и лопаточном диффузорах, особенностей течения газа в спиральном воздухохранильнике компрессора и пр.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Кулешов, А. С.** Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК [Электронный ресурс] / А. С. Кулешов. — Режим доступа: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php>.
- [2] **Луканин, В. Н.** Двигатели внутреннего сгорания [Текст] : в 3 ч. / В. Н. Луканин, М. Г. Шагров, Т. Ю. Кричевская, В. И. Мельников. — М. : Высшая школа, 2005. — Ч. 3 : Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС. — 414 с.
- [3] **Минчев, Д. С.** Повышение эффективности дизельных бесшатунных двигателей путем совершенствования схем и параметров системы наддува [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 ; защищена 17.10.10 ; утв. 21.06.11 / Д. С. Минчев. — Николаев : Издательство НУК, 2011. — 243 с.
- [4] AVL Boost [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.avl.com/web/ast/boost>.
- [5] **Berndt, Rene.** Einfluss eines diabaten Turboladermodells auf die Gesamtprozess — Simulation abgasturboaufgeladener PKW-Dieselmotoren [Электронный ресурс] / Rene Berndt. — Режим доступа: [http://opus.kobv.de/tuberlin/volltexte/2009/2492/pdf/berndt\\_rene.pdf](http://opus.kobv.de/tuberlin/volltexte/2009/2492/pdf/berndt_rene.pdf).
- [6] Gamma Technologies. GT-SUITE Overview [Электронный ресурс]. — Режим доступа: [http://www.gtisoft.com/products/p\\_GT\\_SUITE.php](http://www.gtisoft.com/products/p_GT_SUITE.php)
- [7] Garrett product catalog [Text] / Honeywell Turbo Technologies. — Los Angeles, 2009. — 84 p.
- [8] **Meuleman, Corina H. J.** Measurement and unsteady flow modelling of centrifugal compressor surge [Text] / Corina H. J. Meuleman. — Eindhoven : Technische Universiteit Eindhoven, 2002. — 145 p.
- [9] What is WAVE? [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.ricardo.com/en-GB/What-we-do/Software/Products/>