

14. *Теплообмен* в элементах конструкций паровых турбин / Ю. М. Мацевитый, С. В. Алехина, В. Н. Голощапов, О. В. Котульская. – Харьков: Ин-т пробл. машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2012. – 288 с.
15. *Зысина-Моложен, Л. М.* Теплообмен в турбомашин / Л. М. Зысина-Моложен, Л. В. Зысин, М. П. Поляк. – Л.: Машиностроение, 1974. – 336 с.
16. *Теплоотдача* при конденсации пара в цилиндрической расточке / В. М. Капинос, Л. А. Гура, В. В. Рухлинский, В. В. Навроцкий // Изв. вузов. Энергетика. – 1985. – № 1. – С. 83–87.

Поступила в редакцию 21.02.17

¹ Н. С. Щербаков

¹ В. П. Парафейник, д-р техн. наук

² А. А. Рябов

² В. В. Шевчук

³ В. Н. Разношинский

¹ И. Н. Тертышный

¹ С. А. Прилипко

¹ ПАО «Сумское НПО», г. Сумы,
e-mail: tkm@frunze.com.ua

² ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс»,
г. Запорожье, e-mail:
035011@ivchenko-progress.com

³ ПАО «Мотор – Сич»,
г. Запорожье,

e-mail: ueugra@motorsich.com

УДК 621.515

ВЫБОР СИСТЕМНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТИ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ НАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ.

Ч. III. Исследование эффективности основных систем турбокомпрессорного агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 по результатам его натур- ных испытаний

На стенді замкнутого контуру ПАТ «Сумське машинобудівне НВО» в процесі випробувань газоперекачувального агрегату типу ГПА-Ц-6,3А одержані характеристики енергетичної ефективності відцентрового компресора (ВК) природного газу і приводного газотурбінного двигуна на різних режимах їх роботи, а також дані про гідравлічні втрати в повітряприймальному та випускному трактах турбокомпрессорного агрегату ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, які впливають на енергетичну ефективність газотурбінного приводу. Одержані дані показали, що при розрахунковому режимі роботи ВК політропний коефіцієнт корисної дії досягає 85%, а ефективний ККД двигуна, на його номінальному режимі роботи, складає 30%, що відповідає технічним умовам на створення агрегату.

Ключові слова: турбокомпрессорний агрегат, обчислювальний експеримент, натурний експеримент, відцентровий компресор, газотурбінний двигун, політропний ККД компресора, ефективний ККД двигуна, гідравлічні втрати.

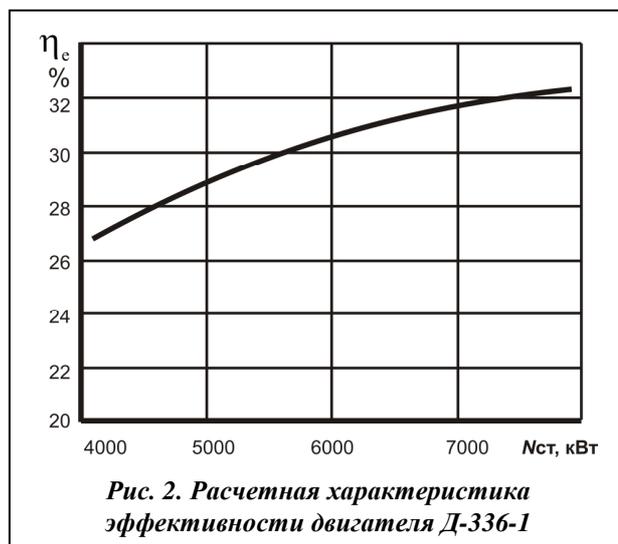
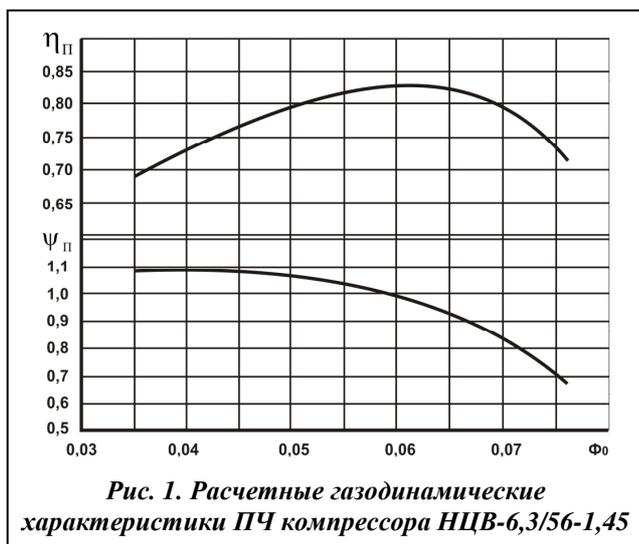
Введение

В части 2 статті [1] представлені програма і методическі основи натурних іспытаний агрегата типа ГПА-Ц-6,3А, которые выполнены на стенде замкнутого контура (ЗК) ПАО «Сумское машиностроительное НПО» (СМНПО). Анализ полученных данных позволил сделать вывод о том, что на основе результатов испытаний основных и вспомогательных систем агрегата в условиях, близких к эксплуатационным, возможна верификация расчетной модели, используемой при обосновании выбора системной характеристики агрегатов типа ГПА-Ц-6,3А [2] на основе различных подходов при их построении. Методические основы обобщенного термодинамического анализа энерготехнологической схемы (ЭТС) на примере дожимного агрегата типа ГПА-Ц-6,3А изложены в работах [1, 3].

Основными исходными данными для проведения термодинамического анализа ЭТС на стадии предпроектной НИР являются характеристики центробежного компрессора (ЦК) и газотурбинного двигателя (ГТД). Ниже представлены расчетные газодинамические характеристики проточной части (ПЧ) компрессора типа НЦВ-6,3 (рис. 1) и расчетная характеристика эффективности двигателя типа

© Н. С. Щербаков, В. П. Парафейник, А. А. Рябов, В. В. Шевчук, В. Н. Разношинский, И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко 2017

Д-336 по ISO-2314 (рис. 2), позволяющие получить на стадии предпроектных исследований системную характеристику агрегата типа ГПА-Ц в виде зависимостей $\eta_{\Sigma}^{TKA} = f(\eta_{II}, \eta_e)$ или $\eta_{ex}^{TKA} = f(\eta_{ex}^{ЦК}, \eta_{ex}^{ГТП})$. При этом η_{II} – политропный КПД ЦК, η_e – эффективный КПД ГТД, $\eta_{ex}^{ЦК}$ – эксергетический КПД ЦК как сложной энерготехнологической системы [4], а $\eta_{ex}^{ГТП}$ – эксергетический КПД газотурбинного привода (ГТП), создаваемого на основе ГТД и вспомогательных систем, которые обеспечивают его работоспособность в составе блочно-комплектного компрессорного агрегата типа ГПА-Ц [2].



В настоящей работе изложены результаты экспериментальных исследований характеристик ЦК, ГТД (ГТП) и других систем агрегата, что позволит в дальнейшем получить системную характеристику агрегата на основе функционального и функционально-эксергетического подходов к анализу рабочего процесса турбокомпрессорного агрегата.

1. Результаты натурных испытаний компрессора природного газа НЦВ-6,3/56-1,45 по определению его газодинамических характеристик

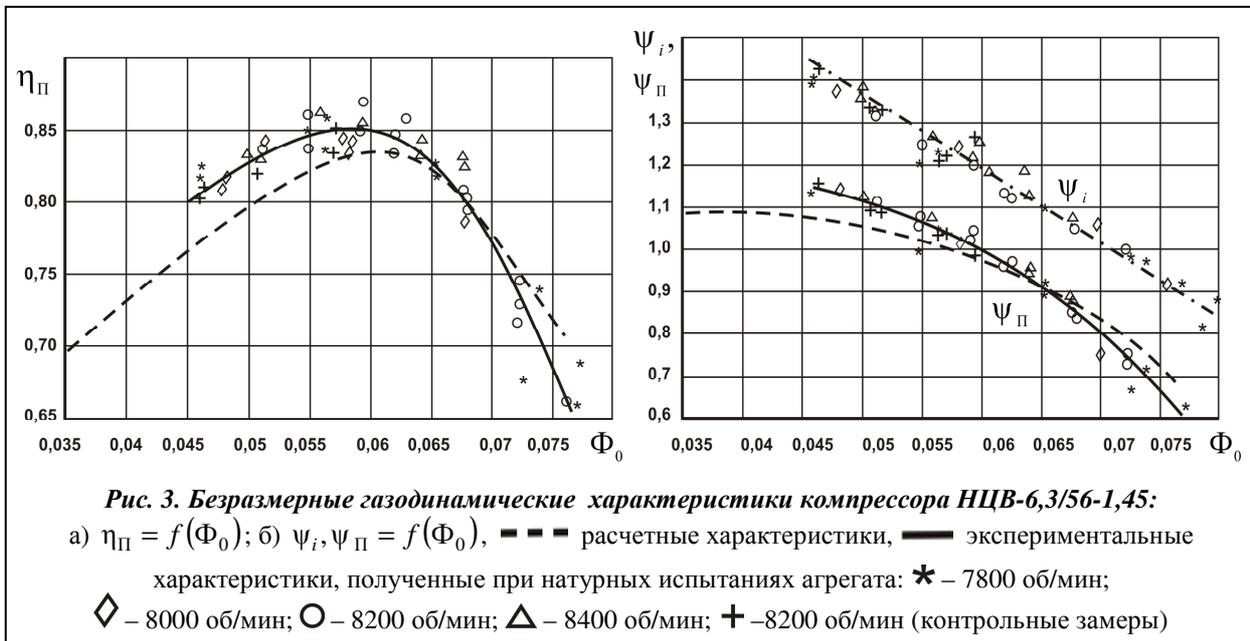
При создании агрегатов типа ГПА-Ц газодинамические характеристики компрессоров используются для решения следующих задач:

- оценка эффективности ПЧ компрессора и ее соответствия требованиям технического задания (ТЗ) на вновь создаваемый компрессор или агрегат;
- выявление предельных режимов работы, которые могут быть недопустимыми по различным причинам [5], а также согласование характеристик ЦК и ГТД;
- получение системной характеристики агрегата в процессе анализа эффективности его рабочего процесса на стадии предпроектных исследований;
- выявление оптимальных режимов работы агрегата;
- обоснование ЭТС блочно-комплектных агрегатов и турбокомпрессорных установок (ТКУ) и их сравнительный анализ при выборе предпочтительных вариантов схем агрегатов, ТКУ и компрессорных станций (КС) на их основе;
- выдача исходных данных при разработке алгоритмов работы автоматизированной системы управления и регулирования (САУ и Р), автоматизированной системы технического диагностирования (АСТД) при согласовании режимов работы КС и магистрального газопровода, а также при составлении технических условий на поставку агрегатов и установок.

Из вышеизложенного следует, что использование газодинамических характеристик ЦК предполагается как при осуществлении предпроектных исследований, так и при проектировании компрессоров, а также при проектировании и эксплуатации КС.

Как указано выше [2], при создании компрессора НЦВ-6,3/56-1,45 в качестве модельной ПЧ использован компрессор НЦ-16/76-1,44 мощностью 16 МВт. На рис. 1 представлены расчетные ха-

рактеристики компрессора типа НЦВ-6,3, а на рис. 3 – безразмерные газодинамические характеристики в виде $\eta_{\Pi}, \psi_i, \psi_{\Pi} = f(\Phi_0)$, полученные на стенде ЗК в диапазоне частот вращения $n = 7800 \div 8400$ об/мин ($M_{u_2} = 0,50 \div 0,557$ и $Re_{u_2} = 7 \div 11 \cdot 10^6$).



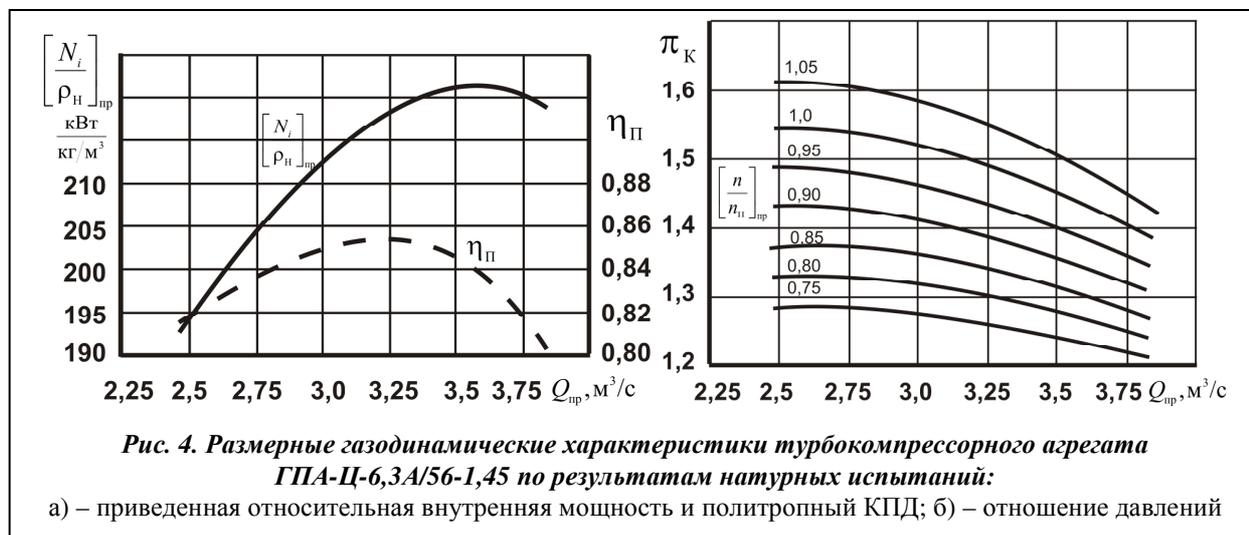
Как показывает анализ расчетной и экспериментальной характеристик ПЧ, для расчетного режима работы ЦК наблюдается удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных. Расхождение характеристик на других режимах (рис. 3) может быть связано как с особенностями рабочего процесса ступени ЦК с лопаточным диффузором, так и с влиянием критерия Рейнольдса на измерение характеристик ЦК. Пересчет безразмерных характеристик в размерные показал, что при расчетном режиме ($n=8200$ об/мин) работы ЦК обеспечивается коммерческая производительность 12,2 млн $\text{м}^3/\text{сутки}$, $\pi_K=1,45$, $\eta_{\Pi}=0,85$, потребляемая мощность на валу компрессора 6,17 МВт, что соответствует требованиям ТЗ.

При этом коэффициент зоны экономичной работы для данной ПЧ (доля зоны по производительности, при которой $\eta_{\Pi} = 0,9 \cdot \eta_{\Pi}^{\max}$) составляет 0,683, а коэффициент запаса по помпажу, характеризующий удаленность номинального режима работы компрессора от границы помпажа, составляет 0,25, что обеспечивает устойчивую и надежную эксплуатацию ЦК с такой ПЧ.

Анализ данных, представленных на рис. 1 и 3, позволяют сделать определенные выводы. В частности, газодинамические характеристики ПЧ компрессора, полученные ее моделированием из ПЧ компрессора НЦ-16/76-1,44 мощностью 16 МВт ($K_m = 0,659$) для расчетного режима при $\Phi_0 = 0,061$ с удовлетворительной точностью совпадают с экспериментальными данными, полученными на аэродинамическом стенде СМНПО. Как видно, при величине критериев моделирования M_{u_2} и Re_{u_2} равных, соответственно, 0,55 и $8 \cdot 10^6$ и характерных для режимов работы, близких к эксплуатационным, величина $\eta_{\Pi} \approx 85\%$ достигается при значениях условного коэффициента расхода $\Phi_0=0,061$. Такие газодинамические характеристики обеспечивают достижение параметров ЦК по значениям P_K и π_K при работе на природном газе, предусмотренных в ТЗ.

На рис. 4 представлены размерные характеристики в виде зависимостей приведенной относительной внутренней мощности ($[N_i/\rho_H]_{\text{пр}}$, кВт/(кг/м³)), политропного КПД (η_{Π} , %) и отношения давлений (π_K) от приведенной объемной производительности ($Q_{\text{пр}}$, м³/с), полученные на стенде ЗК. При этом приведение экспериментальных характеристик к величинам $[T_H]_{\text{пр}} = 288\text{K}$; $Z_{\text{пр}} = 0,925$;

$R_{пр} = 506,84 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$ проводилось для $P_k = 5,49 \text{ МПа}$; $n_H = 8200 \text{ об/мин}$ с использованием зависимостей [1]: $Q_{пр} = \frac{n_H}{n} Q$; $\left[\frac{n}{n_H} \right]_{пр} = \frac{n}{n_H} \sqrt{\frac{Z_{пр} \cdot [T_H]_{пр} \cdot R_{пр}}{Z \cdot T_H \cdot R}}$; $\left[\frac{N_i}{\rho_H} \right]_{пр} = \left(\frac{n_H}{n} \right)^3 \cdot \frac{N_i}{\rho_H}$.



Сопоставление данных, представленных на рис. 3 и 4, позволяет отметить следующее:

1) При производительности, близкой к проектному значению $12,2 \text{ млн м}^3/\text{сутки}$, т. е. $Q_{пр} = 3,4 \text{ м}^3/\text{с}$, и близком к проектному значению, достигается $\pi_k = 1,45$ при $[n/n_H]_{пр} = 1,0$ (рис. 4, б). При этом значение политропного КПД $\eta_{\pi} = 85\%$, что соответствует приведенной относительной внутренней мощности $219 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{м}^3)$ или $6,17 \text{ МВт}$.

2) При указанных параметрах по величине $Q_{пр}$ не обеспечивается совпадение значений $(\eta_{\pi})_{\max}$ и оптимальное значение $[N_i/\rho_H]_{пр}$, т. е. приведенной относительной внутренней мощности. Это обусловлено некоторыми недостатками методики проектирования ПЧ компрессора, основанного на методе моделирования.

Ранее проведенные исследования особенностей газодинамических характеристик ступеней ЦК, созданных с использованием рабочих колес с радиальной лопаточной решеткой с углом выхода $\beta_{л_2} \approx 32^\circ$ и лопаточным диффузором (это характерно для анализируемой ПЧ), показали, что оптимальные режимы для характеристик ЦК и ГПА (с учетом работы приводного ГТД) близки или незначительно расходятся [6]. В связи с этим результаты испытаний, представленные на рис. 4, требуют углубленного анализа совместных режимов работы ЦК и ГТД с привлечением системной характеристики ГПА.

2. Результаты стендовых и натурных испытаний двигателя Д-336-1 для ГПА

Как известно, при конвертировании авиационных ГТД в наземный промышленный привод сохраняется до 70% деталей и узлов авиационных прототипов при их производстве [7]. В то же время к моменту начала работ по созданию двигателя типа Д-336 у организации-разработчика этого ГТД отсутствовали объективные данные о применении двигателей авиационного типа собственной разработки в качестве привода ЦК в составе ГПА. При этом следует отметить, что к специфическим требованиям, предъявляемым к промышленным ГТД, создаваемым на основе авиационных прототипов, относятся следующие:

- общий ресурс не менее 100 тыс. ч;
- высокая надежность работы и наработка на отказ не менее 3000÷5000 ч при использовании турбинных масел Тп-22 и Тп-22С согласно техническим условиям на поставку агрегата;
- соответствие экологическим нормам по химическому и акустическому загрязнению окружающей среды;

- сохранение высокой экономичности авиационного ГТД в составе ГПА с учетом работы всасывающего, выхлопного трактов и других вспомогательных систем агрегата при условии соблюдения железнодорожных габаритов блоков-контейнеров.

С учетом вышеизложенного реализовывались программы испытаний и доводки на гидротормозном стенде (ГТС) ГП «Ивченко-Прогресс», стенде натуральных испытаний турбокомпрессорных агрегатов СМНПО [1], а также газовом стенде (ГС) ПАО «Мотор-Сич», что позволило получить основные характеристики ГТД в условиях, максимально приближенных к эксплуатационным.

Стендовые испытания на ГТС проводились в следующей последовательности:

- устанавливался заданный режим работы ГТД при $n_{СТ} = 8300$ об/мин, а после прогрева двигателя на этом режиме (3–4 мин) измерялись его параметры; $(n_{ВД})_{пр}$ – приведенные обороты осевого компрессора высокого давления;
- устанавливались частоты вращения $n_{СТ}$ в диапазоне значений 6000–9200 об/мин путем изменения нагрузки гидротормоза при неизменном положении средств управления двигателем; параметры двигателя при этом измерялись через 30–60 с после установки необходимых частот вращения ($n_{СТ}$) силовой турбины (СТ).

Испытания двигателя Д-336-1 на ГТС и стенде ЗК в составе агрегата позволили получить зависимость $\eta_e = f(N_{СТ})$, характеризующую экономичность работы ГТД (рис. 5). Как видно из рисунка, на номинальном режиме работы по мощности СТ величина η_e составит около 30%.

При испытаниях двигателя Д-136 на ГТС в ГП «Ивченко-Прогресс» была получена также внешняя характеристика, представляющая собой зависимость изменения мощности на валу СТ, удельного расхода топливного газа (т.г.) (C_e) и других параметров от изменения $n_{СТ}$ (рис. 6). Испытания показали, что при условии работы газогенератора с постоянным числом оборотов ($n_{ВД} = \text{const}$) его параметры практически не изменяются. Изменение величины $N_{СТ}$ и C_e получены при условии, что низшая теплота сгорания равна 11950 ккал/кг. Приведенные графики получены путем пересчета экспериментальных данных испытаний двигателя Д-136 на ГТС для условий работы двигателя типа Д-336 (конструкции газогенераторов двигателей Д-136 и Д-336-1 идентичны)¹.

Анализ диапазона частот вращения СТ (кривые 1–5, рис. 6, а) показывает, что мощностная характеристика СТ соответствует мощности ЦК в составе агрегата. Диапазон рабочей частоты вращения компрессора газогенератора двигателя обеспечивает регулировочные характеристики СТ (кривые 1–5, рис. 6, а). Показатели экономичности ГТД по удельному расходу т.г. (рис. 6, б) соответствует современным приводным ГТД. Это позволяет сделать вывод о том, что на его основе целесообразно создание конструкции двигателя на газообразном топливе мощностью 6,3 МВт с $n_{СТ} = 8200$ об/мин, т. е. создать эффективный ГТД для ТКА типа ГПА-Ц-6,3А.

В процессе трехсотчасовых контрольных испытаний двигателя Д-336-1 в составе стендового образца агрегата ГПА-Ц-6,3В/56-1,45 на стенде ЗК СМНПО были осуществлены: отладка запуска ГТД, а также запуск и отладка по режимам; снятие характеристик двигателя и проверка их соответствия характеристикам ЦК.

Одним из важных экспериментов, выполненных при испытаниях опытного образца серийного агрегата типа ГПА-Ц-6,3А, было определение теплотехнических характеристик двигателя при его работе в составе ТКА. В процессе этих испытаний были получены реальные параметры ГТД (приведенные обороты роторов высокого (ВД) и низкого давлений (НД), температура перед СТ, расход т.г.,

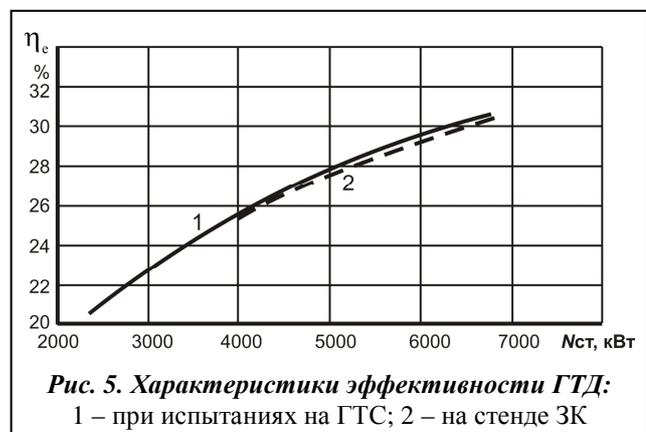
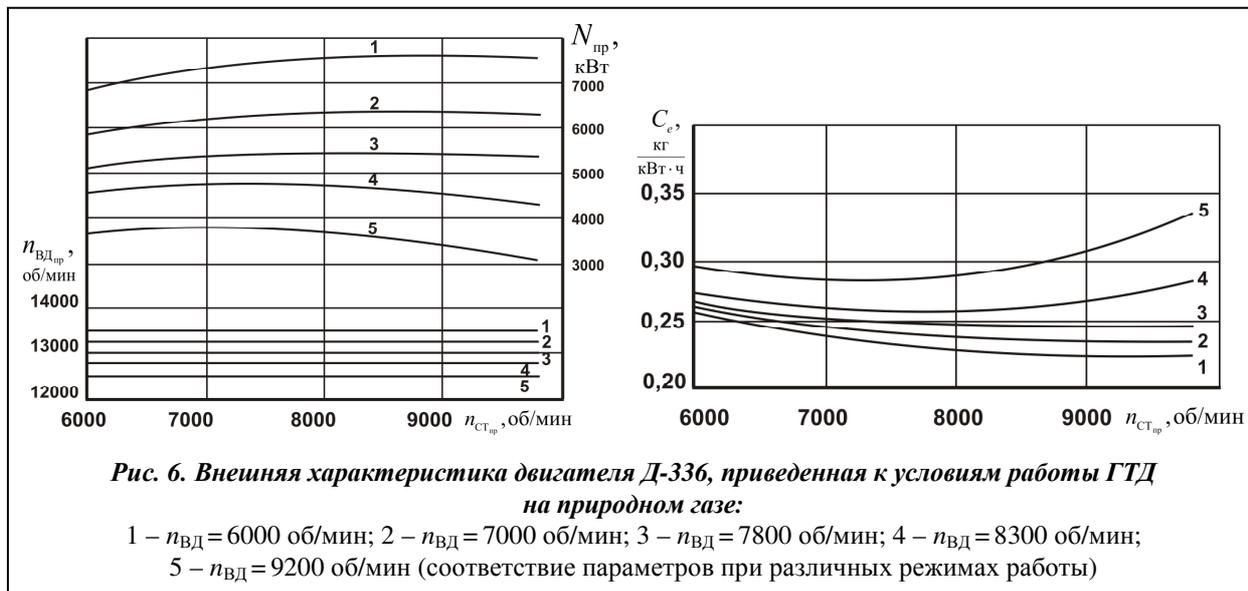


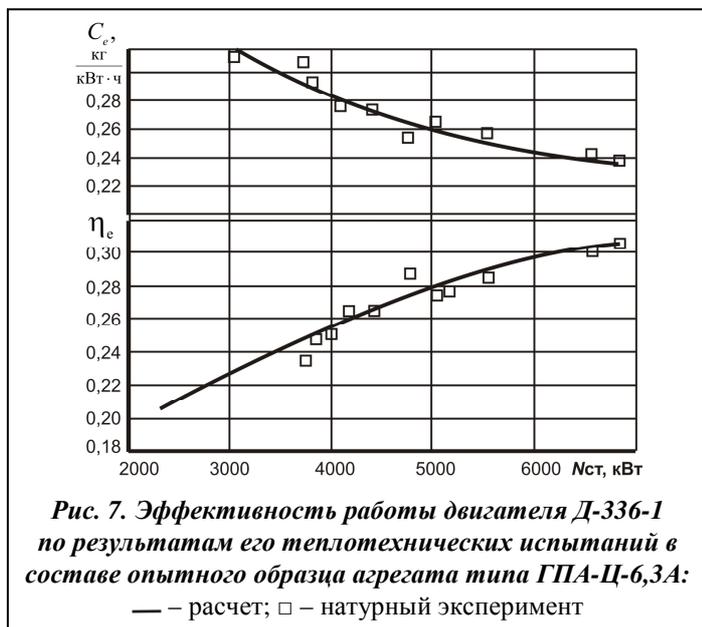
Рис. 5. Характеристики эффективности ГТД: 1 – при испытаниях на ГТС; 2 – на стенде ЗК

¹ Как отмечалось в [2], базовыми для ГТД типа Д-336 являются двигатель Д-36 (маршевый двигатель самолета ЯК-42) в конструкции газогенератора двигателя Д-336-1 и двигатель Д-136 (двигатель вертолета Ми-26) с газогенератором двигателя Д-36 и СТ.

мощность СТ в зависимости от π_k компрессора двигателя), а также основные зависимости $C_e, \eta_e = f(N_{СТ})$, характеризующие экономичность двигателя (рис. 7).



Как видно из рис. 7, при работе ГТД в составе агрегата при $N_{СТ} = 6,3$ МВт величина $\eta_e = 30\%$, а $C_e = 0,24$ кг/кВт·ч, что существенно выше по сравнению с показателями ГТД НК-12СТ конструкции СКБМ (г. Самара, Россия) в составе агрегатов типа ГПА-Ц-6,3 предыдущих модификаций, у которого соответствующие показатели достигали $\eta_e = 26\%$, $C_e = 0,28$ кг/кВт·ч [8]. Следует также отметить, что



показатели экономичности двигателя Д-336-1 существенно превышают показатели аналогичных конструкций устаревших ГТД промышленного типа (агрегаты ГТ-750-6, ГТ-6-750, ГТН-6 и другие), эксплуатируемые на КС украинской ГТС, величина η_e которых составляет 24–27% [9].

Таким образом, результаты НИР и ОКР, полученные в процессе создания двигателя типа Д-336, позволили существенно повысить технический уровень агрегатов типа ГПА-Ц-6,3 для газовой промышленности прежде всего за счет повышения η_e ГТД, создать серию агрегатов типа ТКА-Ц-6,3А различного назначения для нефтяной промышленности, а также обеспечили научный и конструкторский задел для создания других модификаций двигателей типа Д-336 и АИ-336 различной мощности и на-

значения. Достигнута также возможность создания модификаций двигателя с новой конструкцией СТ ($n_{СТ} = 5000; 6500$ об/мин) для реконструкции различных модификаций газоперекачивающих агрегатов ГТС Украины.

3. Некоторые результаты испытаний вспомогательных систем агрегата

Как было указано в [2], оценка эффективности вспомогательных систем компрессорного агрегата должна осуществляться с учетом их влияния на рабочий процесс ТКА. В связи с этим на данном этапе исследований оценка влияния таких систем, как маслосистема агрегата, система вентиляции от-

сека двигателя в составе турбоблока, а также САУ и Р на энергоэффективность агрегата заключается в определении суммарных затрат электроэнергии на их функционирование при работе агрегата на магистраль, что должно быть учтено при составлении эксергетического баланса. Суммарная электрическая мощность указанных потребителей, в т. ч. мощность, потребляемая маслонасосами системы смазки и уплотнений в составе агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 при его работе на магистраль, составляет 70 кВт. В то же время для оценки эффективности систем воздухоприемного (ВПТ) и выхлопного трактов (ВТ) такого критерия недостаточно, т. к. от указанных систем существенно зависит уровень эффективного КПД двигателя при его работе в составе агрегата. Влияние указанных систем на снижение полезной мощности ГТД в зависимости от режима работы двигателя представлено на рис. 8.

Суммарный уровень потерь эффективного КПД двигателя Д-336-1 при работе в составе агрегата из-за влияния ВПТ и ВТ на рабочий процесс ГТП на номинальном режиме $\Delta\eta_e = 0,27\%$. В то же время следует учитывать, что основным назначением ВПТ является не только подвод циклового воздуха в газоздушный тракт ГТД с минимальными гидравлическими потерями, но и его высококачественная очистка от пыли и крупнодисперсной влаги, снега, а также защита от инородных твердых частиц, вызывающих разрушение лопаточного аппарата ГТД. Основным назначением ВТ при работе ТКА является отвод выхлопных газов с минимальными гидравлическими потерями, а также их рассеивание до безвредной концентрации в зоне КС. В случае реализации более сложных и более эффективных рабочих циклов (регенеративный, со впрыском пара и т. д.) функции ВТ существенно усложняются, но этот вопрос требует отдельного рассмотрения.

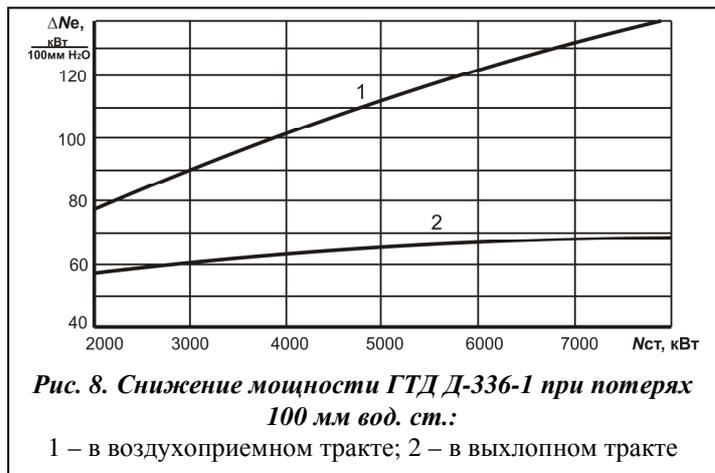


Рис. 8. Снижение мощности ГТД Д-336-1 при потерях 100 мм вод. ст.:

1 – в воздухоприемном тракте; 2 – в выхлопном тракте

Заключение

В работе представлены расчетные и экспериментальные газодинамические характеристики ЦК, полученные в процессе создания компрессора НЦВ-6,3/56-1,45; расчетные и экспериментальные характеристики двигателя типа Д-336 $\eta_e = f(N_{CT})$, а также данные об эффективности вспомогательных систем ТКА, полученные в процессе натурных испытаний агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45. В частности, подтверждены расчетные значения эффективности ЦК ($\eta_{II} = 85\%$) и эффективного КПД двигателя в составе агрегата ($\eta_e = 30\%$). Подтверждена также эффективность и надежность работы вспомогательных систем агрегата: воздухоприемного и выхлопного трактов, маслосистемы; САУ и Р.

Результаты испытаний позволяют учесть влияние указанных систем на эффективность работы ТКА, что необходимо при составлении эксергетического баланса и построении системной характеристики агрегата.

Полученные результаты являются основой работы по созданию методики системного термодинамического анализа эффективности блочно-комплектных агрегатов типа ГПА-Ц с целью согласования характеристик ЦК и ГТД, а также оптимизации режимов работы ТКА, создаваемых на их основе.

Литература

1. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. II. Методологические подходы к созданию блочно-комплектных турбокомпрессорных агрегатов для компрессорных станций газовой промышленности / В. П. Парафейник, Н. С. Щербаков, А. А. Рябов, В. В. Шевчук, В. Н. Разношинский, И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко // Пробл. машиностроения. – 2017. – Т. 20, №1. – С.3–11.
2. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. I. Состояние вопроса и объекты исследования / В. П. Парафейник,

- Н. С. Щербаков, А. А. Рябов, В. В. Шевчук, В. Н. Разношинский, И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко // Пробл. машиностроения. – 2016. – Т.19, №4. – С.12–18.
3. *Вопросы* термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Ч. I. / И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко, Е. А. Мирошниченко, В. П. Парафейник // Пробл. машиностроения. – 2015. – Т.18, №4/1. – С.9–17.
 4. *Термодинамический* анализ эффективности центробежного компрессора как сложной энерготехнологической системы в составе агрегата типа ГПА-Ц-32П / И. Н. Тертышный, В. П. Парафейник, А. Н. Нефедов, С. А. Рогальский, Н. А. Котенко, Д. Н. Тимошадченко, С. А. Михайленко // 16 МНТК по компрессоростроению. – РЭП Холдинг, 2014. – Т. 1 – С.328–339.
 5. *Монтаж*, испытания и эксплуатация газоперекачивающих агрегатов в блочно-контейнерном исполнении / А. И. Апанасенко, Н. Г. Крившич, Н. Д. Федоренко. – Л.: Недра, 1991. – 361 с.
 6. *К вопросу* оптимизации геометрии проточной части центробежных компрессоров природного газа / В. П. Парафейник, А. Н. Нефедов, В. Е. Евдокимов, И. Н. Тертышный // Компрес. техника и пневматика. – 2012. – №2. – С.10–17.
 7. *Конвертирование* авиационных двигателей в стационарные газотурбинные установки / В. А. Коваль, В. В. Романов, Ю. М. Ануров и др. – Харьков: Монограф, 2010. – 244с.
 8. *Парафейник, В. П.* Термодинамический анализ эффективности газоперекачивающих агрегатов / В. П. Парафейник, В. Н. Довженко, В. А. Евтушенко // Компрес. техника и пневматика. – 1997. – Вып.3–4. – С.15–18.
 9. *Щуровский, В. А.* Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты / В. А. Щуровский, Ю. А. Зайцев. – М.: Недра, 1994. – 192 с.

Поступила в редакцию 02.03.17

А. А. Тарелин, чл.-кор. НАН Украины
А. В. Нечаев
А. Е. Хиневич
 Институт проблем машиностроения
 им. А. Н. Подгорного НАН Украины,
 г. Харьков,
 e-mail: tarelin@ipmach.kharkov.ua

Ключові слова: парові турбіни, електризація вологої пари, електричні розряди, електромагнітні випромінювання.

УДК 621.165:537

ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ ИЗЛУЧЕНИЯ В ВЫХЛОПНОЙ ЧАСТИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Подана інформація про електромагнітні випромінювання в зоні вихлопу турбіни, пов'язані з електризацією вологої пари. Наведені дані вимірів електромагнітного випромінювання за останнім ступенем турбіни. Описані ефекти впливу електромагнітних явищ на експериментальне електротехнічне устаткування, розміщене в конденсаторі турбіни. Обговорюються можливі механізми впливу електромагнітних випромінювань на ефективність і надійність турбоустановки.

Введение

Во влажнопаровой турбоустановке, начиная от зоны Вильсона и далее, до последних ступеней турбины, происходит электризация капельной влаги в потоке рабочего тела. Причины и механизмы электризации рассмотрены достаточно подробно в работе [1]. Одним из следствий электризации может являться возникновение электромагнитных излучений (ЭМИ) влажного пара в зоне последних ступеней и в выхлопном патрубке. Наиболее вероятные источники возникновения ЭМИ – импульсные токи, возникающие при: заряде-разряде капель воды, дроблении и слиянии заряженных капель, ударе заряженных капель по заземленным элементам проточной части, близком (порядка размера капли) пролете заряженной капли вблизи металлической поверхности, коронировании капель, электрических разрядах внутри влажнопарового потока и между паровым потоком и заземленными поверхностями.

В процессе специально проведенных экспериментальных исследований на турбине Т-37/50-8,8 было зафиксировано наличие ЭМИ в выхлопном патрубке влажно-паровой турбины [1].