

Вибір спільних режимів роботи газотурбінного приводу і відцентрового компресора визначає ефективність і надійність функціонування системи турбомашин, що підлягає аналізу в складі газоперекачувального агрегату згідно вимог експлуатації

Ключові слова: газотурбінний двигун, відцентровий компресор, газоперекачувальний агрегат, характеристика, коефіцієнт корисної дії

Выбор совместных режимов работы газотурбинного привода и центробежного компрессора предопределяет эффективность и надежность функционирования анализируемой системы турбомашин в составе газоперекачивающего агрегата в соответствии с требованиями эксплуатации

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, центробежный компрессор, газоперекачивающий агрегат, характеристика, коэффициент полезного действия

Selection of shared modes of operation for gas turbine engine and centrifugal compressor pre-determines efficiency and reliability of operation of analyzed system of turbo-machines as a part of turbo-compressor package according to operation requirements

Key words: gas turbine engine, centrifugal compressor, turbo-compressor package, characteristics, efficiency

Особенностью рабочего процесса газоперекачивающего агрегата (ГПА) компрессорной станции (КС) магистрального газопровода, как энергетической системы, является то, что в ней осуществляется двойное преобразование энергии: химической энергии топлива в механическую энергию газотурбинного привода (ГТП) и механической энергии в потенциальную энергию давления газа в компрессоре агрегата. Следовательно, изменение эффективности ГПА в соответствующем диапазоне режимов его работы зависит от уровня и характера изменения коэффициента полезного действия (КПД) как привода, так и компрессора. Например, в случае ГПА с электроприводом, КПД которого имеет практически линейный характер зависимости $\eta_{эл} = f(P_2 / P_{2ном})$ в области рабочих нагрузок (рис. 1), изменение эффективности агрегата, т.е. характер зависимости $\eta_{ГПА} = f(N_n)$ будет определяться, в основном, характером изменения КПД центробежного компрессора (ЦК) в расчетном диапазоне его производительности (мощности ГПА) (рис. 2).

СОГЛАСОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ ГТД– ЦК И АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗО- ПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

В.В. Романов

Кандидат технических наук, доцент, генеральный директор*

Ю.С. Бухолдин

Кандидат технических наук, технический директор*

В.П. Парафейник

Доктор технических наук, ведущий научный сотрудник*

*ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»

ул. Горького, 58, г. Сумы, 40004

Контактный тел./факс (542) 78-68-20; 78-68-21

E-mail: romanov_v@frunze.com.ua

В.Е. Спицын

Кандидат технических наук, главный конструктор*

В.Н. Чобенко

Начальник отдела*

*ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект»

пр-т Октябрьский, 42А, г. Николаев, Украина, 54018

Контактный тел.: (0512) 49-76-76

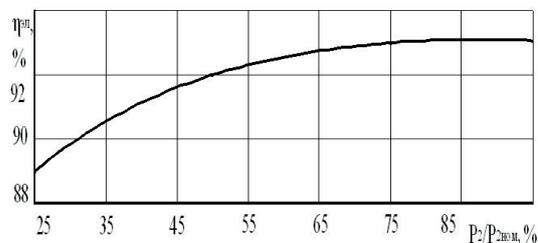


Рис. 1. Зависимость КПД асинхронного нерегулируемого электродвигателя от нагрузки [1]

Для ГТП является свойственным иной характер изменения зависимости КПД от производимой мощности (N_n). В частности, на рис. 3 представлена зависимость $\eta_e = f(N_n)$ для установки с регенеративным рабочим циклом ГТУ-16Р мощностью 16 МВт, разрабатываемой ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» [2]. Анализ особенностей характеристик $\eta_e = f(N_n)$ для ГТП и ЦК, а также требований к режимам работы ГПА позво-

ляют сделать взвод о том, что оценка эффективности и выбор наиболее целесообразных режимов работы агрегата с газотурбинным двигателем (ГТД) должны осуществляться на основе решения следующих задач:

- согласование характеристик системы ГТД-ЦК с целью выбора наиболее эффективных конструктивных параметров турбомашин в составе ГПА;
- обоснование методики определения $\eta_{\Sigma}^{ГПА}$ и выявления режима ($\eta_{\Sigma}^{ГПА}$) мах при наличии определенных конструктивных и технологических ограничений, возникающих при создании ЦК и ГТД;
- оценка эффективности ГПА по величине расхода топливного газа и выявление наиболее целесообразно режима работы агрегата по этому показателю.

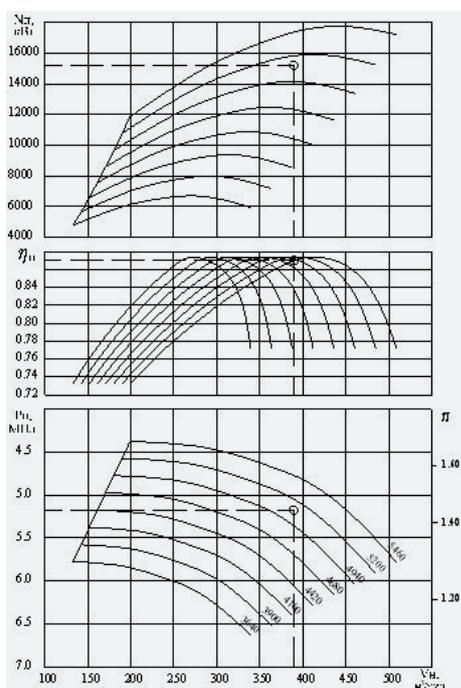


Рис. 2. Размерные характеристики компрессора агрегата ГПА-Ц-16СР/76-1,44 ($P_K=7,45$ МПа; $T_H=288$ К; $R=506,8$ Дж/(кг·К))

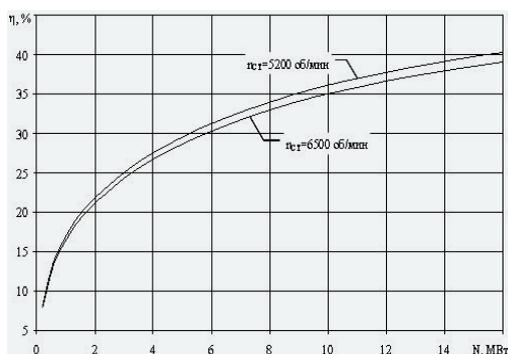


Рис. 3. Зависимость КПД ГТУ-16Р от мощности на выходном валу силовой турбины при различных вариантах ее исполнения

В настоящей публикации на примере анализа характеристик ЦК и ГТД агрегата типа ГПА-Ц-16СР для линейной КС представлены результаты решения указанных задач.

В связи с тем, что характеристики ЦК выбираются, исходя из требуемых режимов работы КС магистрального газопровода, одним из важнейших требований к приводу ГПА в общем случае является возможность обеспечения им наиболее целесообразных режимов эксплуатации агрегата. Это означает, что на предпроектной стадии работ следует анализировать влияние как ЦК, так и ГТД на изменение его эффективности. Следует отметить также, что на сегодняшний день в нормативных документах понятие КПД агрегата, как одной из его важных характеристик, отсутствует. Как правило, он подменяется понятиями КПД газотурбинного привода или расход топливного газа, которые и используются в качестве интегрального показателя эффективности агрегата. При таком подходе к оценке эффективности ГПА вопрос о влиянии особенностей характеристики ЦК на эффективность агрегата по расходу топливного газа из анализа выпадает.

В работе [3] сформулирована идея о том, что согласование характеристик турбомашин различного типа в составе энергосистемы следует осуществлять с использованием коэффициента удельной быстроходности (коэффициента формы). В работах [4, 5] и других публикациях на примере анализа эффективности системы «силовая турбина (СТ)-ЦК» агрегата ГПА-Ц-16/76-1,44 с двигателем НК-16СТ и агрегатов другого типа с промышленными ГТД номенклатуры АО «УТМЗ» и АО «Невский завод» обосновывалась возможность достижения оптимального режима работы ГПА с использованием условия

$$K_n^{ст-цк} = K_n^{ст} = K_n^{цк}, \tag{1}$$

где $K_n^{ст-цк}$, $K_n^{цк}$, $K_n^{ст}$ – коэффициенты удельной быстроходности системы СТ-ЦК, ЦК, СТ, соответственно.

При этом $\eta_{ст-цк} = \eta_u^* \cdot \eta_{цк}$, где η_u^* – окружной (мощностной) КПД СТ по заторможенным параметрам. Возможность соблюдения условия (1) при создании привода и ЦК обосновывалась возможностью выбора наиболее целесообразной геометрии проточной части (ПЧ) СТ и ЦК, а также их кинематических параметров. Условие (1) в работе [4] использовалось, исходя из того, что $K_n^{цк}$ и $K_n^{ст}$ определяются следующим образом [3-5]:

- коэффициент удельной быстроходности (безразмерной частоты вращения) СТ:

$$K_n^{ст} = \Phi_0^{0,5} / \mu^{0,75}, \tag{2}$$

где Φ_0 - условный коэффициент расхода газа по параметрам на входе в ступень;

$\mu = N_u / u_{ср}^2$ - коэффициент нагрузки ступени;

N_u - удельная работа расширения, Дж/кг;

$u_{ср}$ - окружная скорость рабочего колеса, м/с;

- коэффициент удельной быстроходности ЦК:

$$K_n^{цк} = \frac{\sqrt{\pi}}{30} \cdot V_1^{0,5} / N_d^{0,75}, \tag{3}$$

где V_1 - объемный расход газа на входе в компрессор, м³/с;

N_d - внутренний напор компрессора, Дж/кг.

С использованием подходов, изложенных в [3-5] и других публикациях, на предпроектной стадии работ по созданию установки ГТУ-16Р была предпринята попытка оптимизации характеристик СТ и ЦК с целью достижения максимального значения КПД агрегата ГПА-Ц-16СР/76-1,44, который может быть создан на

основе газотурбинного привода новой конструкции. Анализировались варианты ЦК с различной геометрией ПЧ и расчетной частотой вращения 5100 и 6500 об/мин.

Основные геометрические характеристики ПЧ компрессоров, первоначально выбранных для анализа, представлены в табл. 1. Исходные зависимости $\eta_{n^{цк}} = f(K_n^{цк})$, $\eta_e(\eta_e^{ст}) = (K_n^{ст})$ для анализа характеристик становки ГТУ-16Р в составе ГПА представлены на рис. 4.

Зависимости построены при условии $n_{ст} = n_{цк} = const$.

Крайние левые точки на линиях КПД турбины и ГТУ соответствуют расчетному режиму работы при $N_{ном} = 16$ МВт и $K_n = 0,29$ (для СТ с частотой вращения 5200 об/мин) и $K_n = 0,37$ (для СТ с частотой вращения 6500 об/мин).

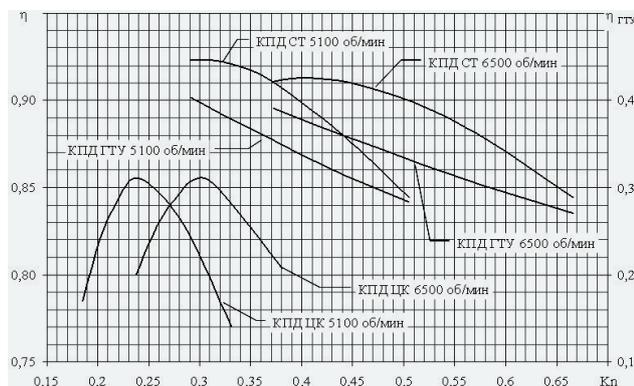


Рис. 4. Зависимость КПД ГТУ, СТ и ЦК от коэффициента удельной быстроходности

Таблица 1

Основные геометрические характеристики проточных частей ЦК

Параметр	Серийный компрессор n = 5200 об/мин		Новый компрессор n = 6500 об/мин		
	1 ступ.	2 ступ.	1 ступ.	2 ступ.	3 ступ.
D ₀ , мм	490	490	432	423	423
D ₂ , мм	835	835	765	765	765
D ₃ , мм	955	955	771,8	771,8	771,8
D ₄ , мм	1209	1209	1320	1320	1320
β ₂ , мм	57	51	55,9	51	46,4
β ₂ , град.	32	32	32	32	32
Z ₁₋₂ , шт.	15	15	11	11	11
Θ, град	2	2	7° 56'	8° 27'	8° 27'

Режимы работы, соответственно, с $K_n < 0,29$ и $K_n < 0,37$ (левые ветви зависимости $\eta_e^{ст} = f(K_n)$) нереализуемы, т.к. температуры рабочего тела по проточной части турбины ГТУ на этих режимах превышают их номинальные значения. Точки $(\eta_n)_{max}$ для ЦК также соответствуют номинальному режиму. Однако характеристики $\eta_{n^{цк}} = f(K_n)$ для ЦК условно представлены во всем диапазоне значений K_n для данных ПЧ без учета наличия помпажных режимов ЦК, что ограничивает, как известно, работу компрессора на левой ветви характеристики.

Как видно из рис. 4, оптимальные значения коэффициентов удельной быстроходности для указанных ЦК составляют 0,24 и 0,30 при значениях $K_n^{ст}$ соответственно 0,3 и 0,4. При этом КПД установки при $n = 6500$ об/мин меньше почти на 1 % (абс.) по сравнению с вариантом ГТУ с расчетным значением частоты вращения 5100 об/мин. Таким образом, расчетный анализ характеристик ЦК и СТ показывает, что невозможно совмещение зависимостей $\eta_{n^{цк}} = f(K_n)$ и $\eta_e^{ст} = f(K_n)$ для обеспечения оптимальных значений по КПД.

Углубленный анализ методики оптимизации параметров СТ и ЦК, изложенный в работе [4], показывает, что для согласования $K_n^{ст}$ и $K_n^{цк}$ необходимо специально проектировать не только СТ и ЦК, но и газогенератор ГТД.

С целью проверки согласованности параметров СТ и ЦК в различных агрегатах выполнен анализ показателей удельной быстроходности для агрегатов типа ГПА-Ц-16С, оснащенных серийным компрессором НЦ-16/76-1,44 и различными ГТД.

Значения коэффициентов удельной быстроходности СТ и ЦК представлены в табл. 2.

Таблица 2

Значения коэффициентов удельной быстроходности СТ и ЦК в составе агрегатов типа ГПА-Ц-16С для расчетного режима работы

Тип агрегата	Тип ГТД	Мощность, кВт	КПД ГТД, %	Частота вращения СТ, об/мин	КПД СТ, %	$K_n^{ст}$	$K_n^{цк}$
ГПУ-16	ДЖ59	16000	30	5100	92,0	0,327	0,235
ГПА-Ц-16С	ДГ90	16000	33,5	5100	92,5	0,21	0,235
ГПА-Ц-16СР	ГТУ-16Р	16000	40,3	5100	92,3	0,232	0,235

В каждом из приведенных выше вариантов силовые турбины ГТД спроектированы на параметры близкие к оптимальному значению характеристического коэффициента $x = u_{ср}/C_{ад}$ с учетом обеспечения приемлемых напряжений в лопатках СТ. Силовые турбины рассматриваемых ГТД имеют достаточно высокий уровень КПД ($\eta_e^{ст} = 0,92 \div 0,925$), что не позволяет обеспечить их существенное улучшение.

Коэффициент удельной быстроходности СТ может быть определен по зависимости [4]:

$$K_n^{ст} = \frac{\sqrt{\pi}}{30} \cdot n_{ст} \cdot \frac{V_0^{0,5}}{H_n^{0,75}}, \quad (4)$$

где V_0 – объемный расход газа на входе в сопловой аппарат ступени СТ.

Анализ зависимости (4) показывает, что коэффициент удельной быстроходности СТ зависит от ее частоты вращения и параметров, которые определяются параметрами цикла ГТД: объемного расхода газа на входе в турбину (V_0) и удельной работы (H_n). Таким образом, величина $K_n^{ст}$ согласно (4) для данного газогенератора зависит только от частоты вращения СТ, которая в свою очередь определяется частотой вращения ЦК. Следовательно, значение коэффициента удельной быстроходности турбины при заданной частоте ее вращения не может быть существенно изменено путем изменения ее геометрических характеристик.

Метод согласования характеристик ЦК и СТ газотурбинного привода в составе ГПА, изложенный в работе [3] и развитый применительно к приводам авиационного (НК-СТ) и промышленного (ГТ-10-4, ГТН-25) типов в работах [4, 5], представляет интерес в научном плане и, возможно, может быть использован в случае разработки ГТД, но при отсутствии каких-либо ограничений с точки зрения необходимости применения реально существующих систем близких по параметрам к вновь разрабатываемым (компрессоры - газовый ЦК и воздушные компрессоры ГТД, СТ и т.д.). В связи с тем, что установка ГТУ-16Р создается с использованием компрессора низкого давления ГТД ДМ80, ниже будет рассмотрен другой подход к согласованию характеристик ЦК и СТ с целью достижения максимальной эффективности агрегата типа ГПА-Ц-16СР.

Функционально газовый ЦК является основной системой ГПА, так как от него зависят энерготехнологические показатели агрегата и КС. Однако ГТД, являясь также как и ЦК, наукоемким, но более сложным изделием в первую очередь предопределяет возможность создания высокоэффективного агрегата. В связи с этим был выбран следующий подход для согласования характеристик ЦК и ГТД в составе агрегата:

- проектирование высокоэффективной проточной части ЦК;
- расчетный анализ характеристик ГТУ мощностью 16 МВт с регенеративным рабочим циклом во всем диапазоне режимов работы ЦК;
- определение интегрального КПД агрегата, исходя из энергетического и механического баланса привода и ЦК.

Газодинамические и мощностные характеристики ЦК, выбранного для комплектации агрегата типа ГПА-Ц-16СР, представлены выше на рис. 2. ПЧ компрессора состоит из 3-х ступеней с безлопаточными диффузорами и обеспечивает на номинальном режиме политропный КПД 0,87. Применение такой ПЧ обеспечивает достаточно пологую газодинамическую характеристику ЦК и достижение высоких КПД агрегата во всем диапазоне его режимов эксплуатации ЦК при сохранении автомобильных режимов по числам Re_{u2} , что, как правило, соблюдается в натуральных условиях эксплуатации при значении критерия $M_{u2} = 0,52$ для данной ПЧ.

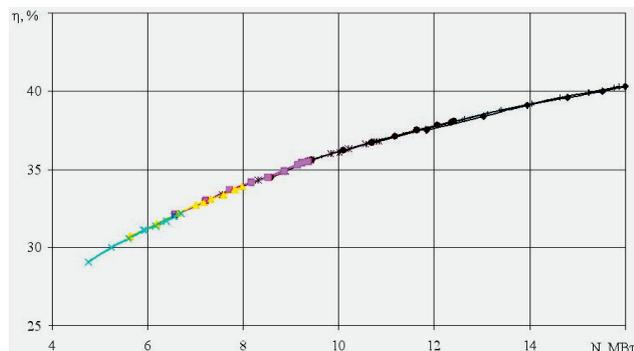


Рис. 5. Зависимость КПД ГТУ-16Р от мощности при различной частоте вращения силовой турбины

ГТУ-16Р создается на базе двухвального ГТД регенеративного цикла со свободной силовой турбиной. За основу компрессора принят девятиступенчатый КНД

двигателя ДМ80 с лопатками, спроектированными по методике S-образного профилирования. С целью обеспечения необходимой степени повышения давления на выходе из компрессора добавлены две осевые ступени. Турбина компрессора – одноступенчатая, охлаждаемая, силовая турбина – одноступенчатая неохлаждаемая консольного типа. Умеренные параметры цикла позволяют обеспечить большой ресурс и высокую надежность двигателя. При работе ГТУ-16Р в качестве привода ЦК эффективный КПД установки при частоте вращения $n_{ст} = 3640 \div 5460$ об/мин изменяется в диапазоне значений $\eta_e = 0,322 \div 0,403$.

На внешней характеристике ГТД (рис. 6) показана зона совместных режимов (ABCD) работы ЦК и СТ. Линия EF отображает точки оптимального режима работы ГТД с максимальным КПД. Режимы работы ЦК с максимальным пдк приближаются к границе АВ. Характеристика ГТД по мощности и КПД в зоне совместных режимов работы двигателя и компрессора достаточно пологая, а их оптимальные режимы работы близки. При приближении рабочей точки ЦК к линии CD КПД компрессора снижается, но на этих режимах ГТД работает вблизи оптимума и обеспечивает максимально возможный КПД. Таким образом, с точки зрения повышения эффективности системы СТ-ЦК за счет подбора СТ с более оптимальной характеристикой резервы практически отсутствуют, но увеличение КПД ЦК позволит повысить эффективность системы и снизить расход топливного газа при эксплуатации агрегата.

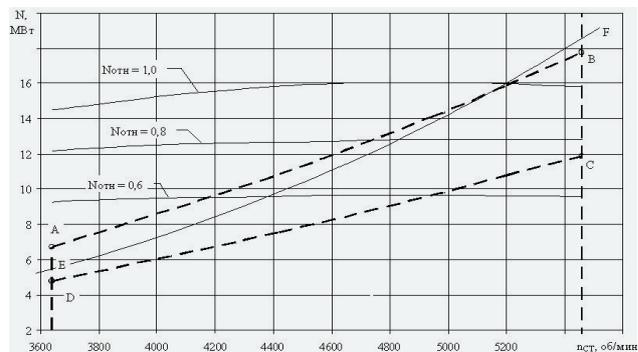


Рис. 6. Зависимость мощности ГТУ-16Р от частоты вращения силовой турбины при различных относительных режимах работы

Вопрос оптимизации характеристик системы СТ-ЦК по коэффициенту удельной быстроходности имеет теоретический интерес, но на практике для оценки эффективности ГПА, а именно это в конечном итоге интересует разработчиков нового оборудования, целесообразно использовать критерий эффективности системы ГТД (ГТУ)-ЦК. Такой подход позволяет выполнять сравнение эффективности ГПА с различными ГТД. При этом независимо от типа ГТД нормально спроектированные СТ будут иметь приблизительно равные КПД, т.е. показатели эффективности системы СТ-ЦК при достаточно произвольном соотношении коэффициентов удельной быстроходности СТ и ЦК также будут примерно одинаковы. Подтверждением этому является сравнение показателей ГТД ДЖ59, ДГ90 и ГТУ-16Р, которые имеют различные коэффициенты удельной быстроходности СТ (табл. 2), но

близкие показатели эффективности системы СТ-ЦК при существенно отличающихся показателях эффективности системы ГТД-ЦК.

Определение интегральной эффективности ГПА при наличии зависимостей $\eta_{\text{н}}^{\text{цк}} = f(N_{\text{н}})$ и $\eta_{\text{е}} = f(N_{\text{н}})$ и других расчетных данных осуществлялось на основе Первого закона термодинамики. Для компрессорной установки природного газа с ГТД регенеративного цикла (также как и для двигателя простого рабочего цикла) энергетический баланс соблюдается по условию [6]:

$$G_{\text{т.г}} \cdot Q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{е}} = G_{\text{т.г}}^{\text{цк}} \cdot H_{\text{д}}^{\text{цк}} / \eta_{\text{п}}^{\text{цк}} \cdot \eta_{\text{мех}}^{\text{цк}}, \quad (5)$$

где $G_{\text{т.г}}$ - расход топливного газа в ГТД, кг/с;

$Q_{\text{н}}$ - низшая теплотворная способность топлива, Дж/кг;

$\eta_{\text{е}}, \eta_{\text{п}}^{\text{цк}}$ - эффективный КПД двигателя и политропный КПД компрессора;

$\eta_{\text{мех}}^{\text{цк}}$ - механический КПД ЦК;

$G_{\text{т.г}}^{\text{цк}}$ - массовый расход газа в ЦК.

Интегральный КПД при анализе эффективности агрегата может быть определен по известной зависимости:

$$\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}} = \eta_{\text{е}} \cdot \eta_{\text{п}}^{\text{цк}}. \quad (6)$$

Следует подчеркнуть, что показатель (6) является в значительной мере условным. Это связано с тем, что он принят без учета особенностей рабочих процессов, осуществляемых в ЦК и ГТУ и в этом смысле не имеет корректного обоснования, так как он не соответствует основам термодинамического анализа энергетических превращений, осуществляемых в рассматриваемой системе. Тем не менее, с его использованием можно выполнять сравнительный анализ эффективности различных вариантов ГПА, создаваемых, например, на базе одной и той же конструкции ГТД с различными модификациями ЦК.

Результаты расчета эффективности агрегата типа ГПА-Ц-16СР с выбранной ПЧ компрессора с КПД 87% в виде зависимостей $\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}} = f(N_{\text{н}})$ и $G_{\text{т.г}} = f(N_{\text{н}})$ представлены на рис. 7.

На основе анализа полученных данных можно сделать вывод о том, что величина $\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}}$ для расчетного режима изменяется в диапазоне 27÷35 %, а расход топливного газа в ГТД составляет 0,564÷0,78 кг/с для режимов работы по частоте вращения СТ в диапазоне 3640÷5100 об/мин. Следует отметить, что для серийного агрегата типа ГПА-Ц-16С, созданного на основе ГТД типа ДГ90, расход топливного газа для аналогичных режимов работы изменяется в диапазоне 0,71÷0,96 кг/с [8].

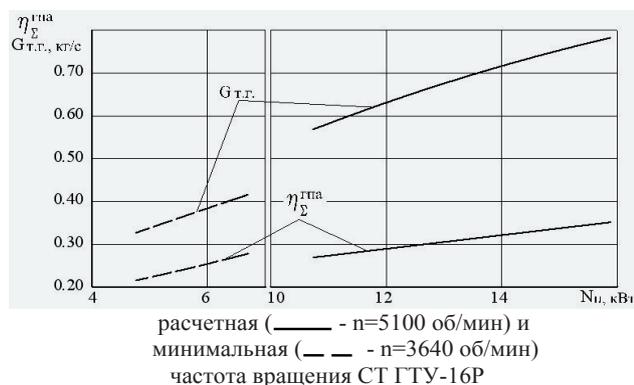


Рис. 7. Эффективность газоперекачивающего агрегата ГПА-Ц-16СР/76-1,44

Судя по характеру полученных данных, наблюдается линейная зависимость анализируемых параметров в диапазоне мощностей 5÷8 и 11÷16 МВт (рис. 7). Недостатком методики анализа эффективности ГПА с использованием условия (6) является то, что она не позволяет выявить особенности влияния параметров ГТД и ЦК на интегральную характеристику ГПА. Как известно, это может быть выполнено на основе углубленного термодинамического анализа характеристик ГПА или компрессорной установки в целом с привлечением Второго закона термодинамики [7]. Ограниченные рамки статьи не позволили выполнить такой анализ в данной работе применительно к агрегату ГПА-Ц-16СР/76-1,44.

Результаты расчета основных параметров исследованных вариантов установки ГТУ-16Р на номинальном режиме работы представлены в табл. 3. Вариант 1 – с использованием в качестве нагрузки серийного компрессора НЦ-16/76-1,44; вариант 2 – с использованием нового ЦК с номинальной частотой вращения 6500 об/мин; вариант 3 – с использованием ЦК с новой высокоэффективной ПЧ, обеспечивающей КПД до 87%.

Таблица 3

Варианты ГПА на базе ГТУ-16Р с различными ЦК

Вариант	1	2	3
Мощность ГТД, кВт	16000		
Частота вращения СТ, об/мин	5200	6500	5200
КПД ГТД, %	40,3	39,1	40,3
КПД* СТ, %	92,3	91,1	92,3
КПД компрессора, %	84	85,05	87
КПД агрегата, %	33,85	33,25	35,06

Примечание: * - эффективный КПД СТ по полным параметрам

Анализ данных, представленных в таблице, показывает, что вариант 2 с частотой вращения СТ 6500 об/мин имеет наименьшие значения КПД ГТД и КПД агрегата. Следует обратить внимание на то, что эффективный КПД турбины по полным параметрам в этом варианте меньше на 1,2% (абс.), а уменьшение КПД ГТД составляет 3% (отн.). Такое различие вызвано увеличением скорости потока на выходе из быстроходной турбины примерно в 1,7 раза по сравнению с турбиной с номинальной частотой вращения 5200 об/мин, что приводит к увеличению потерь с выходной скоростью и в газоотводе ГТД. Специальное проектирование выхлопного патрубка турбины позволит уменьшить эти потери, но приведет к удлинению затурбинного диффузора и, соответственно, удлинению рессоры, что, возможно, потребует дополнительных конструктивных мероприятий по обеспечению работоспособности такой конструкции. При блочно-контейнерной компоновке ГПА такое решение повлечет за собой увеличение массогабаритных характеристик агрегата. Вариант 3 является более предпочтительным, т.к. позволяет использовать ГТД с максимальной эффективностью. Повышение общей эффективности составляет около 3,5% (отн.) на режиме номинальной мощности и примерно 1% (отн.) на расчетном режиме.

В целом работа по согласованию характеристик системы ГТД-ЦК в составе ГПА позволила получить следующие результаты:

1. На основе ступеней ЦК, отработанных в ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», выполнено проектирование ПЧ высокоэффективного компрессора с КПД 87% на номинальном режиме, газодинамические характеристики которого использовались в качестве исходных данных для анализа параметров ГТП мощностью 16 МВт для ГПА нового поколения.

2. На стадии выполнения технического проекта газотурбинной установки с регенеративным рабочим циклом ГТУ-16Р в ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» осуществлены расчетно-исследовательские работы по выбору наиболее целесообразных параметров системы ГТД-ЦК в составе ГПА, что при эффективном КПД привода 40,3% обеспечивает интегральный КПД агрегата 35% и снижение расхода топливного газа на 20% по сравнению с серийным образцом агрегата типа ГПА-Ц-16С с приводом ДГ90.

3. Обоснована целесообразность выбора характеристик привода и компрессора ГПА на основе анализа системы СТ-ЦК по коэффициенту удельной быстроходности турбины и компрессора ввиду невозможности совмещения характеристик $\eta_e = f(K_n^{CT})$ и $\eta_n^{CK} = f(K_n^{CK})$ при заданных параметрах газогенератора ГТД.

4. Получены методические материалы, которые в дальнейшем могут быть использованы для сравнительного анализа эффективности ГПА с ЦК и приводами различного типа.

Выводы

Результаты, полученные в настоящей работе, позволяют сделать следующие выводы:

1. При создании высокоэффективных ГПА с газотурбинным приводом для компрессорных станций магистральных газопроводов необходимым этапом предпроектных работ является тщательный анализ и согласование характеристик ЦК и ГТД с целью достижения наибольшей эффективности агрегата по расходу топливного газа.

2. Согласование характеристик ЦК и привода при разработке агрегата заданной мощности может быть обеспечено на основе его энергетического баланса за счет совмещения наиболее эффективных режимов привода и компрессора по величине их КПД. Метод согласования характеристик СТ и ЦК с использованием коэффициентов их удельной быстроходности является неприемлемым, так как для его реализации требуется разработка нового ГТД под заданную характеристику ЦК. Учитывая разнообразие требований к проточным частям ЦК для компрессорных станций различного назначения, стоимость и сроки создания нового двигателя, такой подход на практике реализовать невозможно.

3. На основе установки ГТУ-16Р мощностью 16 МВт с эффективным КПД 40,3% и ЦК с применением проточной части с безлопаточными диффузорами ступеней, политропный КПД которого будет достигать 87%, может быть создан высокоэффективный агрегат для линейных компрессорных станций магистральных газопроводов ГПА-Ц-16СР/76-1,44 с интегральным КПД 27÷35% на различных режимах по мощности и частоте вращения роторной системы СТ-ЦК. Величина расхода топливного газа при такой эффективности ГПА для мощности 11÷16 МВт будет составлять 0,56÷0,78 кг/с, что меньше на 20% по сравнению с серийным агрегатом типа ГПА-Ц-16С, оснащенный ГТД типа ДГ90.

Литература

1. Кравчик А.Э. Асинхронные двигатели серии 4А. / А.Э. Кравчик, М.М. Шлаф, В.И. Афонин // Справочник. – М.: Энергоиздат, 1982. – 503 с.
2. Романов В.В. Особенности создания газотурбинной установки регенеративного цикла для ГПА / В.В. Романов, В.Е. Спицын, А.Л. Боцула, С.Н. Мовчан, В.Н. Чобенко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. - № 4 / 4 (40), 2009. – С. 16-19.
3. Хорлокк Дж.Х. Осевые турбины (газовая динамика и термодинамика). Перевод с английского Б.Н. Чумаченко. – М.: Машиностроение, 1972. -208 с.
4. Тарасов А.В. Разработка и исследование системы выбора расчетных параметров блока «силовая турбина – центробежный нагнетатель» турбоустановки для транспорта газа. Дис канд.техн.наук – 05.04.12. Турбомашины и комбинированные турбоустановки. – Екатеринбург: УГТИ, 1999.- 185 с.
5. Тарасов А.В. К вопросу оптимального согласования центробежного нагнетателя природного газа с приводящей его свободной силовой турбиной/ А.В. Тарасов, Б.С. Ревзин, О.Е. Васин// Тяжелое машиностроение. - № 2, 2002. – С. 51-52.
6. Парафейник В.П. Методические основы анализа термодинамической эффективности турбокомпрессорных агрегатов с газотурбинным приводом. /В.П. Парафейник// Компрессорная техника и пневматика. -1998. – Выпуск №№ 18-19. –С. 12-22.
7. Парафейник В.П. Повышение эффективности турбокомпрессорной установки газовой промышленности на основе системного анализа режимов ее работы /В.П. Парафейник, И.И. Петухов, Ю.В. Шахов // Проблемы машиностроения. – Т.9, № 4. – 2006. – С.11-18.
8. Двигатели газотурбинные ДГ90. Технические условия. (ТУ У19.1-31821381-018:2009). – Николаев: «Зоря»-«Машпроект». – 2009. – 43 с.