

Анализ методик параметрической диагностики технического состояния газотурбинных установок**С. И. Перевощиков***Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, Россия
e-mail: perevoschikovsi@tyuiu.ru*

Аннотация. Проанализирован ряд методик, предложенных для параметрической диагностики технического состояния газотурбинных установок газоперекачивающих агрегатов. По результатам анализа, состоящего в проверке погрешности и физической базы методик, сделан вывод о необходимости дальнейших исследований в данной области на более широкой теоретической основе и на иных методических принципах. Предложен вариант преодоления недостатков рассмотренных методик.

Ключевые слова: параметрическая диагностика; газотурбинные установки; анализ методик диагностики

Analysis of methods for parametric diagnostics of technical condition of gas turbine units**Sergey I. Perevoschikov***Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia
e-mail: perevoschikovsi@tyuiu.ru*

Abstract. The article is devoted to an analysis of methods, which are proposed for parametric diagnostics of technical condition of gas turbine units. According to the results of the analysis, which consists in checking the error and the physical basis of methods, it is concluded that there are need for the further research in this area by a broader theoretical basis and other methodological principles. The author of the article offers a variant to overcome the disadvantages of the considered methods.

Key words: parametric diagnostics; gas turbine units; analysis of methods for parametric diagnostics

Газотурбинные установки (ГТУ) используются для привода технических средств различного назначения — морских судов, летательных аппаратов, наземных транспортных средств и электрогенерирующих установок. Особенно велика роль ГТУ в газотранспортной сфере, где за счет создаваемой ими мощности транспортируется большая часть основного энергоносителя современности — природного газа. Последнее обстоятельство побуждает отслеживать техническое состояние ГТУ газоперекачивающих агрегатов (ГПА) с повышенной тщательностью. Для чего используются различные методы диагностики, в том числе методы параметрической диагностики.

Методы параметрической диагностики основываются преимущественно на показаниях штатных приборов оборудования, и это придает им экономичность. Кроме того, они оперативны и достаточно информативны. Эти качества обеспечивают

данным методам широкое применение в виде различных методик диагностирования соответствующего содержания.

Для параметрической диагностики газотурбинных установок ГПА, в частности, предложен ряд методик, *базирующихся на известных положениях термодинамики*. Им свойственны, в той или иной степени, перечисленные выше достоинства методов параметрической диагностики. Вместе с тем каждая из них имеет свои особенности, которые обуславливаются рядом причин, в том числе достигнутым на момент их создания уровнем знаний в соответствующих областях. Это придает данным методикам определенные различия, из которых наиболее значимым является различие в способности отражать действительное техническое состояние ГТУ. Данное качество является определяющим и поэтому нуждается в оценке, так как от него зависит практическая приемлемость методик. Кроме этого, ввиду того, что существующие методики по многим причинам объективно не совершенны, требуется анализ и их содержания, в первую очередь — их физической базы. Результаты такого анализа позволят выявить имеющиеся недостатки и выбрать пути их устранения. Таким образом, как из практики использования, так и из потребности совершенствования, существующие методики нуждаются в анализе. Способность методик отражать действительное состояние диагностируемых объектов проверяется сравнением результатов расчетов с опытными данными, а недостатки выявляются проверкой соответствия теоретической базы методик физическим принципам функционирования ГТУ.

Диагностический вывод должен сопровождаться оценкой его погрешности либо достоверности. Поскольку параметрическая диагностика оперирует показаниями штатных приборов невысокого (технического) класса точности, то погрешность определения диагностических параметров, как правило, достаточно высока. В такой ситуации предпочтительнее оценивать не погрешность, а достоверность диагностических результатов. Исходя из отмеченного, методики дополнительно анализировались по следующим пунктам: а) наличие оценки достоверности диагностических выводов; б) наличие рекомендаций по повышению достоверности диагностических выводов в условиях эксплуатации ГТУ.

В большинстве рассматриваемых методик газотурбинные установки ГПА, представляются целостными объектами, и их техническое состояние оценивается также в целом — по эффективной мощности N_e (мощности на приводящем или силовом валу ГТУ) и эффективному КПД η_e установок.

Эффективный КПД во всех анализируемых методиках находится одинаково (в соответствии с определением данного термодинамического параметра) — как отношение эффективной мощности ГТУ N_e к теплоте, затраченной на ее получение. Последняя во всех рассматриваемых методиках рассчитывается также однотипно — по низшей теплотворной способности и расходу топливного газа. Поэтому анализ методик состоял в основном в проверке предложенных в них выражений для расчета N_e .

Такой проверке были подвергнуты следующие методики:

- Методика 1 (О. А. Степанов, М. Н. Чекардовский, С. М. Чекардовский [1]).
- Методика 2 (А. Б. Шабаров [1]).
- Методика 3 (Б. П. Поршаков [1–5]);
- Методика 4 (С. П. Зарицкий [1, 4]);
- Методика 5 (А. Г. Ванчин [6]).

Анализовались преимущественно физическая основа методик и результативность определения по ним значений мощности N_e , включая оценку достоверности определения N_e . Для упрощения восприятия во всех формулах принято однотипное обозначение аналогичных параметров.

Методика 1 представлена в двух вариантах (I-A и I-B), отличающихся подходом к определению мощности N_e . Вариант I-A заключается в нахождении N_e на основе известного выражения (1).

$$N_e = q_n \cdot C_{pn} \cdot (T_3'' - T_4), \quad (1)$$

где q_n — расход продуктов сгорания через силовую турбину, кг/с; C_{pn} — теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении (среднем в условиях силовой турбины), Дж/(кг·К); T_3'' и T_4 — температура продуктов сгорания перед силовой турбиной и после нее, К.

Особенность данного варианта расчета N_e состоит в определении T_3'' по зависимости

$$T_3'' = T_3 - \frac{N_{ТВД}}{q_n \cdot C_{pn}} = T_3 - \frac{1,015 \cdot q_\phi \cdot C_{p\phi} \cdot (T_2 - T_1)}{q_n \cdot C_{pn}}, \quad (2)$$

где $N_{ТВД} = 1,015 \cdot N_{OK}$; $N_{OK} = q_\phi \cdot C_{p\phi} \cdot (T_2 - T_1)$; $N_{ТВД}$ и N_{OK} — мощность, развиваемая турбиной высокого давления (ТВД), и мощность, потребляемая осевым компрессором, Вт; T_3 — температура продуктов сгорания перед ТВД, К; q_ϕ — расход воздуха через осевой компрессор, кг/с; $C_{p\phi}$ — теплоемкость воздуха при постоянном давлении (средняя в условиях осевого компрессора), Дж/(кг·К); T_1 и T_2 — температура воздуха на входе и выходе осевого компрессора, К;

$$C_{p\phi} = 0,9379 + 0,000198 \cdot \frac{T_2 + T_4}{2}; \quad C_{pn} = 0,9796 + 0,000283 \cdot \frac{T_2 + T_4}{2}; \quad (3)$$

T_4 — температура продуктов сгорания после силовой турбины, К.

Расход продуктов сгорания q_n в методике рассчитывается по перепаду давления в расходомерах, а расход воздуха q_ϕ — по $(q_\phi = q_n - q_{mz})$, где q_{mz} — расход топливного газа.

Вариант I-B предлагает определять N_e по выражению (4), позаимствованному из теории лопастных машин.

$$N_e = N_{eo} \cdot \left(\frac{n_c}{n_{co}} \right)^3, \quad (4)$$

где N_{eo} — эффективная мощность при номинальном режиме работы ГТУ, Вт; n_c и n_{co} — текущее и номинальные значения числа оборотов ротора силовой турбины, 1/мин.

Методика 2, как и Вариант I-A Методики 1, базируется на классических выражениях термодинамики. Особенность методики заключается во внесении в эти зависимости КПД механического η_m и лопаточного η_l , посредством которых предполагается учитывать соответствующие потери энергии в турбинах ГТУ:

$$N_e = q_n \cdot C_{pn} \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_m - q_\phi \cdot C_{p\phi} \cdot (T_2 - T_1), \quad (5)$$

$$\text{где} \quad T_3 = T_4 \cdot \left[1 - \left(1 - \varepsilon_m^{\frac{1-k}{k}} \right) \cdot \eta_l \right]^{-1}; \quad (6)$$

k — показатель изоэнтропии в процессе расширения продуктов сгорания в турбинах ГТУ, принимаемый равным 1,33.

Содержащиеся в (5) параметры $C_{p\phi}$ и C_{pn} в Методике 2 находятся по тем же зависимостям, что в Варианте I-A Методики 1, то есть по (3). Расходы q_ϕ и q_n опре-

деляются расчетом на основе расчетных значений C_{pv} , C_{pn} , T_3 и низшей теплотворной способности топливного газа Q_n^P .

Вариант 1–А Методики 1 и Методика 2 имеют много общего. Их объединяют единая физическая база, которую представляют используемые в них термодинамические выражения, и ряд одних и тех же расчетных зависимостей. Поэтому их целесообразно анализировать совместно.

По *Варианту 1–А Методики 1* и по *Методике 2* выполнялись расчеты эффективной мощности наиболее распространенных (в том числе в прошлом) ГТУ, и результаты расчетов сравнивались с фактическими мощностями установок. Для большей объективности последующих выводов в качестве фактических принимались номинальные мощности N_{eo} , взятые из паспортов установок, а расчеты N_{eo} выполнялись по паспортным значениям соответствующих параметров — наиболее достоверным, получаемым в ходе испытаний ГТУ на специальных стендах заводов-изготовителей установок.

Результаты расчетов представлены в таблице 1. Они показывают, что погрешность расчетов по обоим методикам составляет $5,5 \div 58,6$ % и в основном находится в пределах $15 \div 25$ %. Эти цифры соответствуют пороговым значениям снижения эффективной мощности N_e , при достижении которых агрегаты необходимо выводить в ремонт (средний — при снижении N_e на 15 % или капитальный — при снижении N_e на 25 %). Таким образом, погрешность определения искомой величины фактически равна самой этой величине.

Таблица 1

Результаты расчетов номинальной эффективной мощности ГТУ N_{eo} по Методике 1 (Вариант 1–А) и Методике 2

Наименование		Тип ГПА			
		ГТ-750-6	ГТК-10-4	ГТ-750-6	Коберра-182
Теплоемкость C_{pv}		1 058,4	1 059,8	1 061,8	1 065,1
Теплоемкость C_{pn}		1 151,8	1 153,8	1 156,8	1 161,4
Фактическая N_{eo} , МВт		6,00	10,00	6,30	12,90
Методика 1 (Вариант 1–А)	N_{eo} , МВт	7,252	12,345	2,669	16,903
	погр., %	+20,9	+23,45	–57,6	+31,03
Методика 2	N_{eo} , МВт	7,104	12,442	2,6060	16,556
	погр., %	+18,4	+24,42	–58,63	+28,34
Наименование		Тип ГПА			
		ГТК-16	ГТН-25	ГПА-Ц-16	ГПА-10
Теплоемкость C_{pv}		1 060,0	1 076,4	1 057,8	1 062,9
Теплоемкость C_{pn}		1 154,2	1 177,6	1 151,0	1 158,0
Фактическая N_{eo} , МВт		16,00	25,00	16,00	10,00
Методика 1 (Вариант 1–А)	N_{eo} , МВт	18,440	26,367	19,598	10,932
	погр., %	+15,25	+5,47	+22,49	+9,32
Методика 2	N_{eo} , МВт	18,389	26,439	19,543	10,950
	погр., %	+14,93	+5,76	+22,15	+9,50

Такая ситуация наблюдается при расчетах N_{eo} по паспортным значениям q_n и q_v , то есть без учета погрешности определения данных параметров по рассматриваемым методикам. Это дает основание считать, что при использовании методик в полном объеме погрешность будет выше.

Причина невысокой точности рассматриваемых методик заключается в том, что в (2) не учитываются потери энергии в осевом компрессоре. Если их принять во внимание, температура T_3'' по (2) будет меньше, и мощность N_e по (1) также

снизится. Это приведет результаты расчетов в некоторое соответствие с реальными значениями мощности. Произвольное принятие $N_{ТВД} = 1,015 \cdot N_{OK}$, используемое в (2), проблему не решает. Тем более что коэффициенту 1,015 может отвечать КПД осевого компрессора в размере 0,985, чего в действительности не наблюдается. Реальные КПД этих машин ниже.

Определение КПД осевых компрессоров составляет самостоятельную задачу параметрической диагностики ГТУ. Она так же сложна, как определение N_e . По этой причине выбранный в *Методике 1* подход к расчету эффективной мощности можно рассматривать как недостаточно удачный.

Аналогична причина высокой погрешности и у *Методики 2*. В ее основной зависимости (5) также не принимаются во внимание потери энергии в осевом компрессоре. Введение в нее механического КПД η_m не в полной мере учитывает потери энергии в турбоблоке ГТУ. Результатом всего этого являются повышенные расчетные значения N_{eo} . Кроме того, используемые в (5) коэффициенты η_m и η_d в принципе так же неизвестны, как и определяемые через них N_e и T_3 . Нахождение значений одних неизвестных через значения других неизвестных малопродуктивно.

Вариант 1–В Методики 1 количественной оценке не подвергался в связи с отсутствием в нем корректной физической основы. Базовое выражение (4) данного варианта теоретическое. Оно получено на основе *предположения*, что в различных режимах работы лопастных машин газодинамические процессы в их проточных частях кинематически и динамически подобны. Логические построения на данном предположении и ряд дополнительных допущений, принятых при выводе (4), обеспечивают данной зависимости приемлемость только для узкого диапазона n_c вблизи n_{co} . С удалением от n_{co} погрешность (4) резко возрастает. Это один из принципиальных недостатков (4), но не основной.

Основной недостаток (4) состоит в том, что используемое в нем значение N_{eo} есть величина неизвестная, как неизвестна рассчитываемая мощность N_e . Дело в том, что в результате износа происходит снижение развиваемой ГТУ мощности во всех режимах работы установок. В том числе и в режиме, соответствующем номинальной нагрузке ГТУ.

Методики 1 и 2 объединяет один принципиальный недостаток — по ним нельзя диагностировать состояние ГТУ. Причина в том, что методики не содержат определения эталонных значений мощности, сравнение с которыми позволяет выносить диагностический вывод.

Методика 3 лишена основного недостатка *Методики 1* и *Методики 2*. В ней дается определение текущего и эталонного значений диагностического параметра N_e , что дает возможность выносить диагностический вывод, руководствуясь отличием первого от второго.

Текущее значение мощности N_e *Методика 3* предлагает находить по выражению (7), эталонное N_{en} — по (8); диагностический вывод формировать по значению коэффициента технического состояния ГТУ K_N :

$$K_N = \frac{N_e}{N_{en}}. \quad (6) N_e = N_i + N_{мех}, \quad (7)$$

где N_i — мощность, расходуемая в нагнетателе на осуществление в нем термодинамического процесса сжатия газа, Вт; $N_{мех}$ — механические потери энергии в нагнетателе и в редукторе (при наличии последнего в составе ГПА), Вт;

$$N_i = \sum_{j=1}^n b_j \cdot \left(\frac{\Delta i}{60}\right)^{j-1} \cdot \rho_{n1} \cdot \left(\frac{n_n}{n_{но}}\right)^3;$$

b_j — эмпирические коэффициенты полинома j -й степени, значения которых для ряда ГПА приводятся в [5]; ρ_{H1} — плотность газа при условиях на входе в нагнетатель, кг/м³; n_n и $n_{но}$ — число оборотов ротора нагнетателя при текущем и номинальном режимах работы машины, 1/мин; Δi — изменение энтальпии транспортируемого газа при прохождении им нагнетателя, Дж/кг;

$$\Delta i = (C_{po} + \Delta C_p) \cdot (T_{H2} - T_{H1});$$

C_{po} — средняя теплоемкость газа в разряженном состоянии, Дж/(кг · К); ΔC_p — поправка к теплоемкости газа, Дж/(кг · К); T_{H1} и T_{H2} — температура газа на входе и выходе нагнетателя, К.

$$N_{en} = N_{eo} \cdot [1 - 4,2 \cdot (1 - \frac{T_3 \cdot T_{10}}{T_{30} \cdot T_1}) \cdot \frac{T_3 \cdot T_{10}}{T_{30} \cdot T_1}] \cdot \frac{P_1}{P_{10}} \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_{10}}}, \quad (8)$$

где N_{en} — паспортное значение эффективной мощности, приведенное к условиям определения текущего значения N_e , Вт; P_1 и P_{10} — текущее и нормальное барометрическое давление, Н/м²; T_1 и T_{10} — текущая и номинальная (для данной ГТУ) температура атмосферного воздуха, К; T_{30} — температура продуктов сгорания перед ТВД при номинальном режиме работы ГТУ, К.

Методика 3, так же как и *Вариант 1–В Методики 1*, не подлежит количественному анализу по той же причине — отсутствие необходимой физической базы.

Выражение (7) в данной методике предлагается для расчета *эффективной мощности ГТУ*. Фактически (7) позволяет определять *мощность, требуемую для привода нагнетателя* N_n . Вместо «энергетической возможности», которую представляет N_e , находится «*потребность в энергии*» в виде N_n . Данное обстоятельство не позволяет использовать результаты расчетов по (7) для диагностики состояния ГТУ.

Ситуация усугубляется еще рядом моментов. Первый из них состоит в том, что техническое состояние ГТУ по *Методике 3* определяется с помощью коэффициента K_N , представляющего собой отношение двух величин (N_e и N_{en}), значения которых находятся с некоторой погрешностью по (7) и (8). Диагностический вывод при такой оценке приобретает суммарную погрешность сравниваемых величин.

Второй момент, менее значимый их трех, но имеющий место, касается мощности $N_{мех}$, которая так же неизвестна, как определяемая через нее N_e , так как входе эксплуатации ГПА редуктор и нагнетатель агрегата изнашиваются.

Третий момент заключается в ограниченности практического использования рассматриваемой методики. Ограничения накладываются ее эмпирической основой, которую представляют коэффициенты b_j , содержащиеся в выражении для расчета N_i . В методике даются значения b_j для небольшого количества агрегатов, значительная часть которых выводится из эксплуатации. Численные значения b_j для других ГТУ, существующих и готовящихся к эксплуатации, не приводятся. Для нахождения b_j для этих ГТУ необходимо располагать соответствующим эмпирическим материалом, причем для каждой разновидности установок. Это само по себе является недостатком, но не столь существенным, как эмпирическая основа методики. Последняя свидетельствует о недостаточности у методики теоретической базы, что существенно снижает возможность ее применения.

Методика 4 дает определение эффективной мощности в двух вариантах 4–А и 4–В. *Вариант 4–А* основывается на определении мощности N_e по данным о режимах работы газотурбинного блока ГТУ

$$N_e = 101971 \cdot B \cdot P_4 \cdot \sqrt{T_4}, \quad (9)$$

где P_4 — давление на выходе силовой турбины, Н/м²; B — параметр, определяемый по зависимости $B = f(\varepsilon_m)$, где ε_T — степень расширения продуктов сгорания в газотурбинном блоке, равная отношению давления продуктов сгорания перед ТВД P_3 и после силовой турбины P_4 .

Вариант 4–В базируется на параметрах, характеризующих работу осевого компрессора

$$N_e = A \cdot K \cdot (101936 \cdot \Delta P_k)^{1,5}, \quad (10)$$

где A — коэффициент входного конфузора осевого компрессора; ΔP_k — перепад давления в конфузоре перед осевым компрессором, Н/м²;

$$K = 1,0164 \cdot \left(\frac{P_1}{P_{1ny}} \right)^{1,5} \cdot \left(\frac{T_1}{T_{1ny}} \right)^{0,5};$$

P_{1ny} и T_{1ny} — давление (Н/м²) и температура (К) наружного воздуха, соответствующие нормальным условиям.

Обоим вариантам *Методики 4* свойственна некорректность их физической базы. Некорректность *Варианта 4–А* выражается в том, что в нем принимается во внимание турбоблок ГТУ в целом, тогда как мощность N_e создается не перепадом давления в турбоблоке, а за счет работы, совершаемой продуктами сгорания в силовой турбине — в части турбоблока. Эта работа определяется не $\varepsilon_T = P_3/P_4$, а степенью расширения продуктов сгорания в силовой турбине $\varepsilon_c = P_3''/P_4$, где P_3'' — давление продуктов сгорания перед силовой турбиной.

Использование вместо ε_c параметра ε_T допустимо при соответствующей обработке исходной *статистической* информации, однако результаты обработки в этом случае приобретают частный характер. Их нельзя с достаточным основанием распространять на другие случаи, которые тоже, несмотря на все их многообразие, являются частными.

Для предотвращения этого необходимо исходную информацию, которая изначально является *статистической*, соответствующим образом упорядочить и систематизировать. «Упорядочить и систематизировать» исходную информацию позволяют корректные физические модели. Они предоставляют необходимые «ячейки» для упорядочивания информации и связывают эти «ячейки» в единую «систему», имеющую физический смысл. Полученные таким образом методики полнее отражают действительность, их с большим основанием можно использовать за пределами первичного информационного поля, послужившего основой для их получения.

Зависимость (9), в отличие от отмеченного, получена без необходимой теоретической основы. Это лишает ее физического содержания и не позволяет считать ее математической моделью, а только результатом некоторой обработки, на основе неизвестных принципов, определенного статистического материала.

Отсутствие в (9) физической содержательности приводит к тому, что она за пределами ее исходного информационного поля дает результаты, противоречащие общеизвестным положениям, что видно из следующего.

Известно, что с уменьшением сопротивления выхлопных трактов двигателей развиваемая двигателями мощность возрастает, так как снижаются потери энергии в одной из частей этих энергетических машин. Также известно, что мощность двигателей создается в результате работы, совершаемой продуктами сгорания при их расширении. Чем больше степень расширения продуктов сгорания, тем развиваемая двигателями мощность выше.

Анализ зависимости (9) приводит к противоположным результатам. Из (9) следует, что при снижении P_4 (вследствие снижения сопротивления выхлопных трак-

тов ГТУ и (или) увеличения энергоотдачи от продуктов сгорания турбинам) мощность ГТУ падает, и при $P_4 = 0$, когда сопротивление равно нулю и продукты сгорания максимально расширяются, ГТУ перестает вырабатывать эффективную мощность.

К аналогичным результатам приводит анализ (9) по параметру T_4 . По (9) получается, что чем больше энергоотдача от продуктов сгорания турбинам, то есть, чем ниже T_4 , тем эффективная мощность ГТУ меньше. И при $T_4 = 0$, когда продукты сгорания отдают турбинам *всю свою внутреннюю энергию* и ГТУ должна развивать значительную по величине мощность, $N_e = 0$.

Проведенный анализ (9) можно считать недостаточно объективным в связи с тем, что при изменении соответствующим образом P_4 и T_4 претерпевают изменения и другие параметры ГТУ. Это предотвращает получение тех нелогичных результатов, к которым приводит анализ. Этих, столь необходимых параметров (9) не содержит, а наличная математическая структура (9) приводит именно к таким результатам, которые получены.

Варианту 4–В свойственен основной недостаток *Варианта 4–А* — отсутствие в нем необходимой физической базы. *Ключевое выражение* (10) *данного варианта предлагает находить мощность N_e* (определяемую значениями целого ряда параметров, что следует из многократно проверенной теории тепловых машин) *через значение одного параметра ΔP_k* . Перепад давления в конфузоре перед осевым компрессором ΔP_k *опосредованно* характеризует потребление воздуха ГТУ — важнейшего параметра установок; важнейшего, но не всецело определяющего N_e параметра. Столь же значительно влияет на N_e и характер термодинамических процессов, протекающих в проточной части ГТУ. В (10) этот общеизвестный факт игнорируется, что заставляет рассматривать (10) только как результат статистической обработки исходной статистической информации в некоторой связи с некоторым параметром. Это придает (10) частный характер и не позволяет, на должном основании, использовать ее в иных ситуациях.

Перечисленные недостатки зависимостей (9) и (10) *Методики 4* приводят к тому, что значения N_e , полученные по этим зависимостям для одних и тех же ГТУ, существенно разнятся (табл. 2).

Таблица 2

Сравнение результатов расчетов по (9) и (10) [5]

Результаты расчетов N_e (МВт) по	Номера ГПА (ГТК-10-4)					
(9)	7,510	6,916	7,560	7,280	9,473	9,859
(10)	9,077	8,335	8,430	8,471	8,885	9,164
Расхождение между значениями N_e по (9) и (10), %	+20,9	+20,5	+11,5	+16,4	–6,6	–7,6

Расхождение между результатами расчетов по (9) и (10) соответствует пороговым снижениям N_e на 15 и 25 %, при которых ГПА необходимо выводить, соответственно, в средний или капитальный ремонт. Как и в случае с *Вариантом 1–А Методики 1* и *Методикой 2*, погрешность определения искомой величины оказывается равной этой величине.

Методика 5 существенно отличается от рассмотренных ранее. Главное отличие состоит в наличии у нее определенной физической основы, которая обеспечивается использованием в ней теоретических положений термодинамики. Второе положительное отличие состоит в определении технического состояния не ГТУ в це-

лом, а по основным составляющим установок, таким как блок осевых компрессоров, блок турбин компрессоров и силовая турбина.

Состояние блока осевых компрессоров (всех компрессоров установки в целом) определяется по термическому КПД блока η_k

$$\eta_k = \frac{k-1}{k} \cdot \left\{ \lg \varepsilon_k \cdot \left[\frac{H_{ko}}{2 \cdot T_1 \cdot C_{pe}} \cdot (\bar{n}_{k1}^2 + \bar{n}_{k2}^2) + 1 \right] \right\}^{-1}, \quad (11)$$

где k — показатель адиабаты; ε_k — степень сжатия блока осевых компрессоров; H_{ko} — теплоперепад по компрессору при номинальном режиме его работы; $\bar{n}_{k1}$ и $\bar{n}_{k2}$ — относительное число оборотов (по отношению к номинальному значению) роторов компрессора низкого и высокого давления).

Техническое состояние силовой турбины и блока турбин осевых компрессоров находится по соответствующим термическим КПД

$$\eta_c = N_e \cdot [q_n \cdot C_{pn} \cdot (T_3'' - T_4) \cdot \frac{P_2}{P_{2o}} \cdot \sqrt{\frac{T_{3o}''}{T_3''}}]^{-1}, \quad (12)$$

$$\eta_{mk} = T_1 \cdot \frac{C_{pe}}{C_{pn}} \cdot \frac{(\varepsilon_k^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\left(\frac{C_{pn} \cdot (T_3'' - T_1) \cdot \eta_c}{\eta_e \cdot C_{pKC}} + T_1 \cdot \varepsilon_k^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \quad (13)$$

где η_c — термический КПД силовой турбины; η_{mk} — термический КПД турбин компрессоров; C_{pKC} — средняя изобарная теплоемкость в камере сгорания.

При выводе (11) принималось, что степени сжатия компрессоров низкого и высокого давления равны и составляют 1/2 степени сжатия блока компрессоров. Это является допущением. Такое положение может быть не во всех ГТУ. Кроме того, в ходе эксплуатации ГТУ компрессоры высокого и низкого давления изнашиваются в различной степени, и изначально существующее соотношение их степеней сжатия постоянно изменяется.

Наиболее существенно коррективы вносятся засорением компрессоров, что наиболее распространено, происходит достаточно быстро и наблюдается в различной степени у компрессоров низкого и высокого давления. Отмеченные обстоятельства в (11) не учитываются.

При выводе (11) принималось, что теплоперепад по компрессорам при смене режимов их работы изменяется пропорционально квадрату числа оборотов их роторов. Это сделано на таких же основаниях, как и при получении зависимости (4), и с такими же издержками.

КПД компрессорного блока по (11) находится на основе теплоперепада в блоке при номинальном режиме его работы H_{ko} . Данный параметр так же неизвестен, как и искомый КПД, так как при номинальных числах оборотов роторов изношенные компрессоры не способны создавать такой же теплоперепад, что в неизношенном состоянии.

Совокупность перечисленных недостатков заставляет относиться к результатам расчетов по (11) с определенной осторожностью.

При расчете КПД силовой турбины по зависимости (12) используется значение эффективной мощности установки N_e . Ее предлагается находить по Методике 3, то есть не как мощность, создаваемую ГТУ, а как мощность, потребляемую двигателем. То есть одна величина подменяется другой, не имеющей с ней физической общности.

Состояние блока турбин осевых компрессоров, оцениваемое по (13), находится со всеми недостатками, присущими зависимостям (11) и (12), результаты расчетов по которым в виде η_k и η_c используются в (13). При этом вносятся дополнительные некорректности за счет эффективного КПД η_e . Последний определяется по минимальной эффективной мощности, в качестве которой используется мощность, потребляемая нагнетателем.

Отмеченное вызывает сомнение в правомерности использования (12) и (13) для практических расчетов.

Возможность выполнять параметрическую диагностику ГТУ потенциально позволяют *Обобщенные относительные характеристики газотурбинных установок и Диаграмма режимов работы ГТУ* [6].

Обобщенные относительные характеристики являются результатом обобщения данных по режимам работы различных ГТУ в виде графических и аналитических зависимостей основных рабочих параметров установок от их относительной приведенной мощности

$$\bar{N}_{e\text{ пр}} = \frac{N_e}{N_e} \cdot \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \cdot \frac{P_{10}}{P_1},$$

которая в рамках данных характеристик определяется по зависимости

$$\bar{N}_{e\text{ пр}} = 1 - 4,2 \cdot (1 - \bar{T}_{\text{вх ТВДпр}}) \cdot \bar{T}_{\text{вх ТВДпр}}, \text{ где } \bar{T}_{\text{вх ТВДпр}} = \frac{T_{\text{вх ТВД}}}{T_{\text{вх ТВД0}}} \cdot \frac{T_{10}}{T_1}, \quad (14)$$

где $T_{\text{вх ТВД}}$ и $T_{\text{вх ТВД0}}$ — текущее и номинальное значения температуры продуктов сгорания на входе ТВД, К.

Условия получения *Обобщенных относительных характеристик* в [7] не приведены, не указаны также погрешности нахождения по этим характеристикам соответствующих параметров. Между тем результаты их проверки, представленные в работе [8], позволяет заключить, что данные характеристики получены по ГТУ, находящимся в «...идеальном техническом состоянии...». Это ограничивает их использование для иных состояний установок и, соответственно, для диагностирования ГТУ.

Кроме этой причины, ограничивающей использование *Обобщенных характеристик* для диагностирования ГТУ, существуют и другие. Одна из них заключается, по сути, в «однофакторности» основного выражения (14) рассматриваемой методики, позволяющего определять $\bar{N}_{e\text{ пр}}$ преимущественно по одному параметру — $\bar{T}_{\text{вх ТВДпр}}$ (включающему $T_{\text{вх ТВД}}$ и T_1), что противоречит фундаментальным положениям термодинамики газотурбинных двигателей. Согласно последним мощность, развиваемая ГТУ, пропорциональна площади фигуры на диаграмме $P - V$, ограниченной начальной и конечной изобарами, происходящих в ГТУ термодинамических процессов, а также политропами сжатия и расширения рабочего тела турбины. То есть даже при поверхностном взгляде на термодинамические процессы в ГТУ $\bar{N}_{e\text{ пр}}$ зависима от целого ряда параметров — начального и конечного давления рабочего тела ГТУ, количества подводимого к рабочему телу тепла (которому в определенной степени соответствует $T_{\text{вх ТВД}}$) и от особенностей термодинамических процессов сжатия и расширения рабочего тела ГТУ, характеризующих соответствующими политропами

Диаграмма режимов работы ГТУ, так же как и *Обобщенные характеристики*, оказывается не приемлемой для диагностических целей. К такому выводу приводит сопоставление значений N_e , полученных по *Диаграмме* и *Обобщенным харак-*

теристикам для различных режимов работы ГТУ. Оно показывает, что между сравниваемыми N_e существуют заметные расхождения. При статистической достоверности *Обобщенных характеристик* это свидетельствует о повышенной погрешности *Диаграммы режимов работы ГТУ*.

Проведенный анализ приводит к следующим выводам:

- Существующие методики, а также *Обобщенные относительные характеристики* и *Диаграмма режимов работы ГТУ* не отвечают требованиям, предъявляемым к диагностическим моделям по ряду причин: во-первых, вследствие их высокой погрешности; во-вторых, из-за невозможности определения по ним достоверности диагностических выводов, а также средств повышения достоверности.
- В качестве основной причины высокой погрешности методик усматривается недостаточность их теоретической базы, которая ограничивается рассмотрением только термодинамических процессов.
- Отсутствие у методик таких важнейших компонент, как определение достоверности диагностических выводов и средств повышения достоверности в условиях эксплуатации ГТУ, является существенным недостатком. Он порождается вынесением диагностических выводов по единичным, «точечным» значениям диагностических параметров, относящимся к различным условиям их получения.

Представленные выводы свидетельствуют о необходимости дальнейших исследований в рассматриваемой области, которые должны опираться не только на основополагающие для ГТУ термодинамические, но и другие, одновременно с ними происходящие процессы и явления, которые, как показали результаты анализа, также способны оказывать влияние на энергетические характеристики ГТУ.

Один из возможных вариантов устранения отмеченных недостатков дается в работах [9–13]. Приведенная в них методика, базируется на теоретических воззрениях о кинематике потока продуктов сгорания в проточной части ГТУ, а также на известных положениях термодинамики газотурбинных установок. Одной из особенностей данной методики является представление результатов не только в виде значений диагностических параметров, как это принято в настоящее время, но и в виде зависимостей «диагностический параметр — определяющие его факторы». Последнее обстоятельство существенно расширяет диагностические возможности и создает основу, как для оценки достоверности диагностических выводов, так и для определения способов ее повышения.

Библиографический список

1. Эксплуатация магистральных газопроводов: учеб. пособие / Под общ. ред. Ю. Д. Земенкова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Тюмень: Вектор Бук, 2003. – 528 с.
2. Козаченко А. Н. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов. – М.: Нефть и газ, 1999. – 463 с.
3. Поршаков Б. П., Бикчентай Р. Н., Романов Б. А. Термодинамика и теплопередача (в технологических процессах нефтегазовой промышленности): учеб. для студентов вузов. – М.: Недра, 1987. – 349 с.
4. Повышение эффективности эксплуатации энергопривода компрессорных станций / Б. П. Поршаков [и др.]. – М.: Недра, 1992.
5. Эксплуатация газопроводов Западной Сибири / Г. В. Крылов [и др.]. – Л.: Недра, 1985. – 288 с.
6. Ванчин А. Г. Диагностика технического состояния основных узлов газотурбинных двигателей газоперекачивающих агрегатов в условиях эксплуатации с использованием данных индивидуальных заводских стендовых испытаний // Нефтегазовое дело. – 2012. – № 4. – С. 483–489.
7. Волков М. М., Михеев А. Л., Конев А. А. Справочник работника газовой промышленности. – М.: Недра, 1989. – 287 с.

8. Кротов С. И. Уточнение обобщенных характеристик газотурбинных установок // Нефтегазовое дело. – 2013. – № 3. – С. 217–226.
9. Перовошиков С. И. Диагностика газотурбинных двигателей по их эффективной мощности // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2014. – № 3. – С. 112–121.
10. Перовошиков С. И. Развернутая диагностика технического состояния газотурбинных двигателей по их эффективной мощности // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2014. – № 5. – С. 92–98.
11. Перовошиков С. И. Параметрическая диагностика газотурбинных двигателей в условиях ограниченности исходной информации // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2015. – № 4. – С. 124–131.
12. Перовошиков С. И. Дифференциальная диагностика газотурбинных установок по их основным составляющим // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2016. – № 2. – С. 107–115. DOI: 10.31660/0445-0108-2016-2-107-115
13. Перовошиков С. И. Методика параметрической диагностики газоперекачивающих агрегатов с турбоприводом // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2016. – № 5. – С. 101–108. DOI: 10.31660/0445-0108-2016-5-101-108

Сведения об авторе

Перовошиков Сергей Иванович, д. т. н.,
консультант кафедры прикладной механики,
Тюменский индустриальный университет,
г. Тюмень, e-mail: perevoschikovsi@tyuiu.ru

Information about the author

Sergey I. Perevoschikov, Doctor of Engineering,
Consultant at the Department of Applied Mechanics,
Industrial University of Tyumen, e-mail: perevoschikovsi@tyuiu.ru