

УДК 622.691.4.052

**ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ
В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДАННЫХ
ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ЗАВОДСКИХ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ**

Ванчин А. Г.

*ООО «Газпром трансгаз Москва», РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина, г. Москва
e-mail: alex_vanchin@mail.ru*

***Аннотация.** При эксплуатации газоперекачивающих агрегатов (ГПА) с газотурбинным приводом необходимо иметь возможность оперативно оценивать по параметрам работы техническое состояние не только газотурбинного двигателя ГПА в целом, но и основных узлов ГПА в отдельности. Это требуется для выявления неисправностей отдельных узлов, обоснованного назначения сроков промывки проточного тракта осевого компрессора, создания более гибкой системы ремонта. Проблема состоит в том, что термогазодинамическая диагностика отдельных узлов двигателя через прямое вычисление их КПД, как правило, невозможна в силу недостаточности штатной системы измерений ГПА.*

Предлагаемый автором метод основывается на определении относительных изменений КПД отдельных узлов двигателя по показаниям штатной системы измерений ГПА с учетом отклонений параметров их работы от результатов индивидуальных заводских стендовых испытаний. Изложение метода приведено в общем виде для любого типа ГПА, и более детально для ГПА-Ц16 с привлечением показаний штатной системы автоматического регулирования ГПА, показаний датчиков центробежных нагнетателей (ЦБН) и индивидуальных заводских стендовых характеристик двигателей.

***Ключевые слова:** диагностика, транспорт природного газа, характеристика газотурбинной установки, техническое состояние, газоперекачивающий агрегат, экспресс метод диагностики*

Введение

В данной статье описывается разработанный экспресс-метод оценки технического состояния проточных частей основных узлов газотурбинных газоперекачивающих агрегатов авиационного типа с детальной проработкой его применительно к конкретному типу машины – ГПА-Ц-16. При этом рассмотрены в качестве отдельных объектов исследования:

- осевой компрессор в целом (компрессоры низкого и высокого давления совместно);
- турбина ГТУ в целом (турбины низкого и высокого давления совместно);
- силовая турбина.

Определяемые при использовании предлагаемого метода относительные изменения политропического КПД каждого из рассматриваемых узлов дают возможность отслеживать динамику ухудшения его технического состояния в межре-

монтажный период (например, из-за засорения проточной части, загрязнения (обледенения) защитной сетки на всасывании (для ОК) или увеличения радиальных зазоров), оценивать эффективность промывки ОК, уменьшения зазоров в проточной части и других мероприятий по восстановлению надлежащих параметров работы узла во время ремонта.

Дополнительные возможности в увеличении глубины диагностики обусловлены использованием индивидуальных заводских стендовых испытаний газотурбинных двигателей НК-16СТ, входящих в состав ГПА-Ц-16.

Результаты индивидуальных заводских стендовых испытаний, как правило, представляют собой графики зависимостей показаний штатной системы измерений ГПА (частот вращения валов, расхода топливного газа, давлений и температур цикловых газов и т.п.) от эффективной мощности при данных внешних условиях.

Общее описание предлагаемого метода

Суть метода заключается в следующем:

На основе стандартных формул для КПД данного узла ($\eta_{узда}$) двигателя, теплоперепада, баланса мощности и других известных соотношений выводим зависимость КПД от параметров известных из показаний штатной системы измерений ГПА ($P_1, P_2, P_3, P_4, \dots$). В данной зависимости будут присутствовать комплексы (K_1, K_2, \dots), состоящие из относительно стабильных параметров (таких как изобарная теплоемкость и показатель адиабаты рабочего тела при данных условиях, номинальный расход и т.п.). Эти комплексы определяются путем подстановки в зависимость результатов индивидуальных заводских стендовых испытаний двигателя (с использованием при необходимости газовых диаграмм) и в дальнейшем считаются постоянными величинами.

$$\eta_{узда} \approx f(P_1, P_2, P_3, P_4 \dots; K_1, K_2 \dots) \quad (1)$$

По величине отношения f , вычисленного по формуле (1) по данным из стендовых испытаний при данной величине эффективной мощности N_e , к величине f , вычисленного по формуле (1) по текущим параметрам работы двигателя, можно судить об относительном изменении величины $\eta_{узда}$ от исходного заводского состояния узла до его текущего состояния.

По величине отношения f , вычисленного по формуле (1) по параметрам работы двигателя в разные моменты времени текущей эксплуатации двигателя, можно судить об относительном изменении величины $\eta_{узда}$ в период между ними. Это дает возможность отслеживать динамику ухудшения технического состояния узла в межремонтный период, оценивать эффективность промывки, устранения зазоров в проточной части и других мероприятий по восстановлению надлежащих параметров работы узла.

Истинную величину $\eta_{узла}$ по данным из стендовых испытаний вычислить, как правило, нет возможности из-за недостаточности данных, поэтому предлагаемый метод дает возможность судить только об относительном изменении величины $\eta_{узла}$. Для оценочных расчетов с приемлемой точностью в рамках поставленной задачи истинную величину $\eta_{узла}$ можно рассчитывать, принимая за исходное значение $\eta_{узла}$ закладываемое при проектировании данного узла.

В качестве примера рассмотрим применение метода к оценке приводного двигателя газоперекачивающего агрегата ГПА-Ц16 (рис. 1).

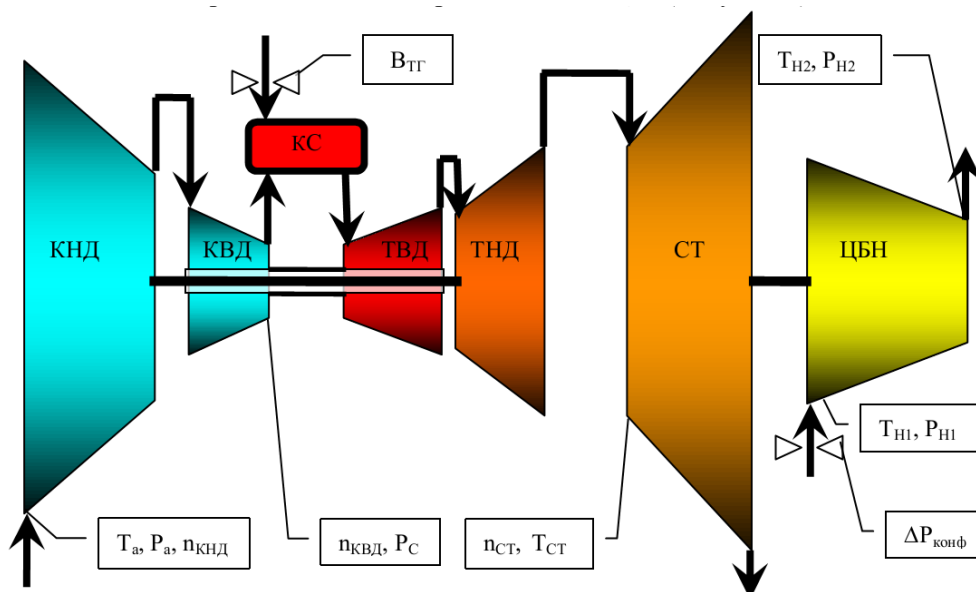


Рис. 1. Схема ГПА-Ц16 с доступными для измерения величинами

Список параметров, показываемых штатной системой измерений на этом типе ГПА, и используемых в рамках описываемого метода диагностики следующий:

- T_a – температура воздуха на входе в компрессор;
- P_a – давление воздуха на входе в компрессор;
- $n_{тнд}$ – частота вращения вала турбины низкого давления;
- $n_{твд}$ – частота вращения вала турбины высокого давления;
- P_c – давление воздуха на выходе компрессора;
- $n_{ст}$ – частота вращения вала силовой турбины;
- $T_{ст}$ – температура газов перед силовой турбиной;
- $T_{вых}$ – температура газов после силовой турбины;
- $T_{н1}$ – температура газа перед центробежным нагнетателем;
- $P_{н1}$ – давление газа перед центробежным нагнетателем;
- $T_{н2}$ – температура газа после центробежного нагнетателя;
- $P_{н2}$ – давление газа после центробежного нагнетателя;
- ΔP_k – перепад давления газа на конфузоре центробежного нагнетателя;
- P_s – давление в выхлопном коробе.

В статье будет показан сокращенный порядок вывода формул КПД узлов для разъяснения применяемого подхода. Методические разделы работы, в которых прорабатывались вопросы метрологического обеспечения, применимости выражений, констант и допущений вынесены за рамки этой статьи.

Мощность потребляемая ЦБН определяется по параметрам сжатия технологического газа ([1], с. 197):

$$N_e = \frac{G_n \cdot \Delta h_n}{\eta_{\text{мех.н}}} \quad (2)$$

где N_e – мощность, потребляемая ЦБН;

G_n – массовый расход через ЦБН определяется по перепаду на конфузоре по стандартной методике;

Δh_n – разность энтальпий в ЦБН;

$\eta_{\text{мех.н}}$ – механический КПД ЦБН (принимается равным 0,99).

Диагностика осевого компрессора

Теплоперепад по ОК на режимах отличных от номинальных:

$$H_{K1} = H_{0K1} \cdot \bar{n}_{K1}^2; \quad H_{K2} = H_{0K2} \cdot \bar{n}_{K2}^2; \quad H_K = H_{K1} + H_{K2}; \quad \bar{n} = \frac{n}{n_0}. \quad (3)$$

Здесь индексы «0» – для номинального режима двигателя; «K1» – для КНД; «K2» – для КВД; «K» – для компрессора в целом.

Теплоперепад по компрессору:

$$H_K = T_a \cdot c_{\text{пмс}} \cdot \left(\varepsilon_K^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{нк}}}} - 1 \right), \quad (4)$$

где $c_{\text{пмс}}$ – средняя изобарная теплоемкость воздуха в осевом компрессоре;

ε_K – степень сжатия в компрессоре;

k – показатель адиабаты;

$\eta_{\text{нк}}$ – политропический КПД компрессора.

Принимаем:

$$H_{K1} = H_{K2} = \frac{1}{2} H_K. \quad (5)$$

Подставив (5) и (3) в (4) получим:

$$\frac{1}{2} H_{0K} \cdot (\bar{n}_{K1}^2 + \bar{n}_{K2}^2) = T_a \cdot c_{\text{пмс}} \cdot \left(\varepsilon_K^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{нк}}}} - 1 \right). \quad (6)$$

Иначе:

$$\eta_{\text{нк}} = \frac{k-1}{k} \cdot \left(\lg_{\varepsilon_k} \left(\frac{H_{0K}}{2 \cdot T_a \cdot c_{\text{пмс}}} \cdot (\bar{n}_{K1}^2 + \bar{n}_{K2}^2) + 1 \right) \right)^{-1}. \quad (7)$$

Диагностика осевого компрессора проводится согласно порядку, изложенному для общего случая. При этом в качестве конкретной формы выражения (1) используется выведенная формула (7).

Диагностика силовой турбины

Мощность силовой турбины:

$$N_e = \eta_{CT} \cdot G_z \cdot c_{pme} \cdot (T_{CT} - T_s), \quad (8)$$

где c_{pme} – средняя изобарная теплоемкость рабочего тела в турбине;

T_{CT} – температура после ТНД (перед СТ);

T_s – температура на выходе СТ (в выхлопном коробе);

G_z – массовый расход рабочего тела через турбину;

η_{CT} – КПД силовой турбины.

Используем формулу Стодола-Флюгеля ([1], с. 148):

$$\frac{G}{G_0} = \frac{P_z}{P_{0z}} \cdot \sqrt{\frac{T_{0z}}{T_z}} \cdot \sqrt{\left(1 - \left(\frac{P_s}{P_z}\right)^2\right) \cdot \left(1 - \left(\frac{P_{0s}}{P_{0z}}\right)^2\right)^{-1}}, \quad (9)$$

где P_s – давление в выхлопном коробе;

G – массовый расход рабочего тела;

P_z – давление перед ТВД;

T_z – температура перед ТВД;

с индексом «0» – параметры при номинальном режиме.

При малых потерях давления в камере сгорания $P_z \approx P_c$. Также, из теории подобия ([2], с. 173) следует, что для подобных режимов соотношение температур в двух сходственных точках постоянно:

$$\frac{T_{0z}}{T_z} = \frac{T_{0CT}}{T_{CT}}. \quad (10)$$

Учитывая сказанное и опуская подкоренную часть формулы (9), в силу ее пренебрежимо малой величины для данного типа ГПА (из-за малого давления на выхлопе), получим:

$$G_z = G_{0z} \cdot \frac{P_c}{P_{0c}} \cdot \sqrt{\frac{T_{0CT}}{T_{CT}}}. \quad (11)$$

Величину T_z для формулы Стодола-Флюгеля можно также вычислить, используя соотношение [4]:

$$\bar{N}_{e,np} = 1 - 4,2 \cdot (1 - \bar{T}_{z,np}) \cdot \bar{T}_{z,np}. \quad (12)$$

Подставим (11) в (8) и преобразуем полученное выражение:

$$\eta_{CT} = \frac{N_e}{G_{0z} \cdot \frac{P_c}{P_{0c}} \cdot \sqrt{\frac{T_{0CT}}{T_{CT}} \cdot c_{pme} \cdot (T_{CT} - T_s)}. \quad (13)$$

При сильно отличающейся от номинального значения частоте вращения центробежного нагнетателя, являющегося нагрузкой для силовой турбины, к взятой из стендовых характеристик величине T_{CT} нужно прибавлять поправку ΔT_{CT} , которая определяется из графика данного заводом изготовителем в руководстве

по технической эксплуатации двигателя АО КМПО по текущим значениям T_a и n_{CT} ([5], с. 33).

Диагностика силовой турбины проводится согласно порядку, изложенному для общего случая с учетом указанного замечания о величине T_{CT} из стендовых характеристик. При этом в качестве конкретной формы выражения (1) используется выведенная формула (13).

Диагностика турбин высокого и низкого давления

Баланс мощностей двухвального газогенератора:

$$N_{КНД} + N_{КВД} = N_{ТНД} + N_{ТВД}. \quad (14)$$

Выражая это равенство и пренебрегая механическими потерями в турбине и компрессоре, а также разницей массовых расходов воздуха в компрессоре и газов в турбине:

$$T_a \cdot c_{pmz} \cdot \left(\varepsilon_K^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{nk}}} - 1 \right) = c_{pmz} \cdot (T_z - T_{CT}) \cdot \eta_T, \quad (15)$$

где η_T – КПД турбины (ТВД и ТНД вместе).

Теплота, подведенная в камере сгорания равна полезной работе двигателя деленной на КПД двигателя, а полезная работа двигателя равна работе силовой турбины:

$$c_{pmKC} \cdot (T_z - T_a \cdot \varepsilon_K^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{nk}}}) \cdot \eta_{KC} = \frac{N_e}{\eta_e \cdot G_z} = \frac{c_{pmz} \cdot (T_{CT} - T_a) \cdot \eta_{CT}}{\eta_e}, \quad (16)$$

где c_{pmKC} – средняя изобарная теплоемкость в камере сгорания;

η_{KC} – КПД камеры сгорания (принимается равным 0,98);

η_e – эффективный КПД двигателя, который определяется по расходу топливного газа и эффективной мощности ГПА.

Из (15) и (16) следует:

$$\eta_T = \frac{T_a \cdot c_{pmz} \cdot \left(\varepsilon_K^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{nk}}} - 1 \right)}{c_{pmz} \cdot \left(\frac{c_{pmz} \cdot (T_{CT} - T_a) \cdot \eta_{CT}}{\eta_e \cdot c_{pmKC}} + T_a \cdot \varepsilon_K^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{nk}}} - T_{CT} \right)}. \quad (17)$$

Диагностика турбин высокого и низкого давления проводится согласно порядку, изложенному для общего случая. При этом в качестве конкретной формы выражения (1) используется выведенная формула (17).

Изменения η_T при изменении режима малы в силу устойчивости КПД турбины-привода компрессора при условии, что весь расход воздуха, генерируемый компрессором, поступает в турбину-привод в переменном режиме. Это объясняется тем, что треугольники скоростей и степень реактивности в отдельных ступенях мало изменяются, так как работа, затрачиваемая в компрессоре, изменяется примерно пропорционально n^2 , т.е. u^2 . В тоже время работа турбины пропорциональ-

на работе компрессора, т.е. перепад тепла в турбине пропорционален u^2 , или $u/c \approx \text{const}$ ([3], с. 173). В связи с этим диагностику турбин высокого и низкого давления можно проводить на режимах отличных от номинального, что упрощает использование предлагаемого метода в условиях эксплуатации.

Выводы

В результате данной работы предложен в общем виде метод поузловой диагностики газотурбинного двигателя в составе ГПА, далее на его основе были получены формулы для термогазодинамической диагностики основных узлов двигателя применительно к ГПА-Ц16. Предложенный в статье метод максимально полно использует возможности штатной системы измерений ГПА и не требует ее расширения, не требует достижения номинальных режимов работы, использует индивидуальные заводские стендовые характеристики двигателей, тем самым повышая объективность проводимых оценок вследствие индивидуальной тарировки метода. Была проведена апробация этих разработок на действующей компрессорной станции ООО «Газпром трансгаз Москва». Проведенные оценки подтвердились результатами обследования ГПА другими методами диагностики, такими как оценка располагаемой мощности путем полной загрузки ГПА, определение коэффициента технического состояния по мощности, КПД и степени сжатия двигателя, оценка состояния узлов при осмотре на техническом обслуживании.

Литература

1. Поршаков Б.П. Газотурбинные установки. М.: Недра, 1992. 238 с.
2. Микаэлян Э.А. Эксплуатация газотурбинных перекачивающих агрегатов компрессорных станций газопроводов. М.: Недра, 1994. 304 с.
3. Шнеэ Я.И. Газовые турбины (теория и конструкция). М.: Машгиз, 1960. 560 с.
4. Волков М.М., Михеев А.Л., Конев К.А. Справочник работника газовой промышленности. М.: Недра, 1989. 280 с.
5. Двигатель НК-16СТ. Руководство по технической эксплуатации. Самара: АО КМПО, 1996. 137 с.

UDC 622.691.4.052

**DIAGNOSTICS OF TECHNICAL CONDITION
OF BASIC COMPONENTS OF TURBINE ENGINES
AT GAS-COMPRESSOR PLANTS UNDER OPERATING CONDITIONS
WITH USE OF DATA OF INDIVIDUAL FACTORY BENCH TESTS**

A.G. Vanchin
“Gazprom transgas Moscow” LLC,
Gubkin Russian State University of Oil and Gas, Moscow, Russia
e-mail: alex_vanchin@mail.ru

***Abstract.** An exploitation of a gas-compressor plant with a turbine drive should include the possibility to estimate operatively a technical condition not only of a turbine engine of a gas-compressor plant as a whole but also a condition of basic components of the gas-compressor plant separately. It is required for revealing of malfunctions of separate components, for appointment of terms for washing a flowing path of an axial compressor, for creation of more flexible system of repair.*

The problem consists that thermo-gasodynamical diagnostics of separate engine components is impossible, as a rule, through direct calculation of their efficiency, because of insufficiency of regular measures of the gas-compressor plant.

The method offered by the author is based on determination of relative changes of efficiency of separate engine components under indications of gas-compressor plant regular measures, taking into account deviations of parameters of their work from results of individual factory bench tests. The method is stated in a general view, for any type of the gas-compressor plant, and in more details for the gas-compressor plant – TS16 with the use of indications of the regular system of the gas-compressor plant automatic control, of indications of centrifugal supercharger gauges and of individual factory characteristics of engines.

***Keywords:** diagnostics, natural gas transport, gas-turbine plant characteristics, technical condition, gas-compressor plant, available power, proximate method of diagnostics*

References

1. Porshakov B.P. Gazoturbinnye ustanovki (Gas turbine plants). Moscow, Nedra, 1992. 238 p.
2. Mikaelyan E.A. Eksploatatsiya gazoturbinnnykh perekachivayushchikh agregatov kompressornykh stantsii gazoprovodov (Operation of gas turbine pumping units at compressor stations of gas pipelines). Moscow, Nedra, 1994. 304 p.
3. Shnee Ya.I. Gazovye turbiny (teoriya i konstruktsiya) (Gas turbines (theory and design)). Moscow, Mashgiz, 1960. 560 p.
4. Volkov M.M., Mikheev A.L., Konev K.A. Spravochnik rabotnika gazovoi promyshlennosti (Manual for gas industry worker). 2 ed. Moscow, Nedra, 1989. 280 p.
5. Dvigatel' NK-16ST. Rukovodstvo po tekhnicheskoi eksploatatsii (Engine NK-16ST. Technical manual). Samara, AO KMPO, 1996. 137 p.