

Это уравнение говорит, что на расстоянии  $r$  от источника звука расширяющейся сферы, с объемом  $V$ , давление равняется  $P$ . Слагаемое  $q$  часто определяется как сила акустического источника. Наконец, из уравнения звука

$$P_0 = \frac{\rho_0 c_0^2}{\gamma}.$$

Следовательно,

$$\frac{\Delta P}{P_0} = \frac{\gamma V''(t)}{c_0^2 4\pi r} = \frac{\gamma q''(t)}{\rho_0 c_0^2 4\pi r}.$$

Модель была адаптирована на расчет амплитуды волны сверхдавления при подводном взрыве БФП. Для оценки применимости модели используются открытые данные отчетов о проведении серии крупномасштабных экспериментов BURRO, COYOTE и др. Однако однозначных выводов по имеющимся данным сделать нельзя. Несмотря на достаточно хорошую сходимость рассчитанных и фактических данных, необходимо провести серию экспериментов для изучения непосредственно подводного взрыва БФП.

Таким образом, для обеспечения безопасной транспортировки СПГ крайне необходимо всестороннее исследование явления подводного быстрого фазового перехода, с последующей проверкой физико-математической модели. Моделирование позволит произвести расчет мощности и радиуса продвижения взрывной волны, а также прогнозировать возможные разрушения.

#### *Библиографический список*

1. Безопасность России. Правовые, социально-экономические и научно-технические аспекты. Тематический блок «Национальная безопасность». Обоснование прочности и безопасности объектов континентального шельфа. 6 т. – Т. 1. – М.: МГОФ «Знание», 2015. – 664 с.
2. Пермяков В. Н., Швец В. С. Быстрый фазовый переход как потенциальная угроза при транспортировке СПГ // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2017. – № 2. – С. 111–115.
3. Salzano E. Blast Waves Produced by Rapid Phase Transition of LNG on Water // 8<sup>th</sup> Topical Conference on Natural Gas Utilization, AIChE Spring Meeting, 2008. – P. 303–313.
4. Atallah S. Rapid Phase Transitions. – Topical Report GRI-92/0533. – Gas Research Institute, 1997.
5. Shaw S., Baik J., Pitblado R. Consequences of Underwater Releases of LNG // Process Safety Progress. – 2005. – Vol. 24, Issue 3. – P. 175–180.

#### *Сведения об авторе*

**Швец Валерий Сергеевич**, аспирант кафедры техносферной безопасности, Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, тел. 8(3452)390343, e-mail: ShvetsVS91@gmail.com

#### *Information about the author*

**Shvets V. S.**, Postgraduate at the Department of Technosphere Safety, Industrial University of Tyumen, phone: 8(3452)390343, e-mail: ShvetsVS91@gmail.com

---

## **Машины, оборудование и обустройство промыслов**

---

УДК 658.588:622.691.4.052.012

### **ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГАЗОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК ПО ПАРАМЕТРИЧЕСКИМ ДАННЫМ** DIAGNOSTICS OF TECHNICAL CONDITION OF GAS-TURBINE UNITS ON PARAMETRIC DATA

**С. И. Перевощиков**

S. I. Perevoschikov

Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень

*Ключевые слова:* газоперекачивающие агрегаты; газотурбинные установки;  
параметрическая диагностика

*Key words:* gas-pumping units; gas-turbine units; parametric diagnostics

Газотурбинные установки являются приводом большинства газоперекачивающих агрегатов магистральных газопроводов. Это придает им соответствующую значимость и повышенную требовательность к их техническому состоянию.

Надлежащее техническое состояние газотурбинных установок (ГТУ) обеспечивается различным образом в том числе своевременной и качественной диагностикой. В первую очередь речь идет о параметрических методах, основанных на показаниях штатных приборов контролируемых объектов, что для ГТУ, размещаемых вдали от центров с развитой инфраструктурой, является определяющим.

Успешность конкретных методов параметрической диагностики в значительной степени зависит от физических моделей, положенных в их основу. Существующие методы параметрической диагностики ГТУ базируются на термодинамических моделях. Это обеспечивает их определенной физической базой, так как ГТУ являются тепловыми двигателями, в которых используются термодинамические эффекты. Однако, несмотря на это, большинство из них недостаточно адекватно отражают реальные процессы, и это сказывается на их корректности [1]. Причина тому — сложность протекающих в ГТУ физических процессов и их недостаточная изученность. Ситуацию можно попытаться исправить за счет использования иного, не термодинамического, подхода к получению нужной модели.

Такая попытка предпринята при разработке методики, представленной в работах [2, 3]. Она получена на других принципах — на основе кинематики потока продуктов сгорания в проточной части силовых турбин ГТУ. Однако этим отличие методики [2, 3] не ограничивается. Ее результаты представляются не единичными значениями диагностических параметров (эффективной мощности  $N_e$  и эффективного КПД  $\eta_e$  установок), по которым выносятся диагностические выводы, а зависимостями вида  $\bar{N}_{e\text{np}} = f(\bar{n}_{c\text{np}})$  и  $\eta_e = (\bar{n}_{c\text{np}})$ , где  $\bar{N}_{e\text{np}}$  и  $\bar{n}_{c\text{np}}$  — приведенная эффективная мощность ГТУ и приведенное число оборотов ротора силовой турбины установки.

$$\bar{N}_{e\text{np}} = \frac{N_e}{N_{e0}} \cdot \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \cdot \frac{P_{10}}{P_1}, \quad (1)$$

$$\bar{n}_{c\text{np}} = \frac{n_c}{n_{c0}} \cdot \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}, \quad (2)$$

где  $n_{c0}$  и  $n_c$  — число оборотов ротора силовой турбины ГТУ при номинальном и текущем режиме работы агрегата, 1/мин;  $T_{10}$  и  $T_1$  — температура атмосферного воздуха, номинальная для данного ГПА и текущая, К;  $P_{10}$  и  $P_1$  — давление атмосферного воздуха, номинальное для данного ГПА и текущее, Н/м<sup>2</sup>;  $N_{e0}$  и  $N_e$  — мощность ГТУ, номинальная и текущая, Вт.

$$N_e = n_c \cdot q_n^2 \cdot T_4 \cdot [A \cdot \frac{n_c}{q_{IT} T_4} + B \cdot (\frac{Z_4 \cdot T_4}{Z_3'' \cdot T_3''})^{\frac{1}{n-1}} - a]; \quad (3)$$

$$A = 6,830 \cdot 10^{-3} \cdot R^2; \quad B = 1,891 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{R}; \quad (4)$$

$$a = 1,861 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{1}{R}; \quad (5)$$

где  $q_n$  — расход продуктов сгорания через силовую турбину установки, кг/с;  $T_4$  и  $T_3''$  — температура продуктов сгорания после силовой турбины и эффективная температура перед силовой турбиной, К;  $Z_4$  и  $Z_3''$  — коэффициенты сжимаемости продуктов сгорания в условиях после силовой турбины и перед ней.

Параметры  $A$ ,  $B$  и  $a$ , входящие в (3), включают физические постоянные, характерные для ГТУ газовой промышленности, и индивидуально зависят от геометрической конфигурации проточной части силовых турбин. Для каждой ГТУ они имеют свои численные значения и постоянны. Их значения для некоторых ГТУ приведены в таблице.

*Значения постоянных  $A$ ,  $B$  и  $a$  для некоторых газотурбинных установок*

Тип ГПА	$A \cdot 10^3, \text{ м}^2$	$B \cdot 10^4, \text{ м}^2/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$a \cdot 10^5, \text{ м}^2/(\text{кг} \cdot \text{К})$
ГТ 750-6	0,50533	6,9529	6,8419
ГТН-6	2,9035	2,9006	2,8543
ГТК-10-4	0,75739	5,6793	5,5886
ГТК-16	6,1513	1,9928	1,9610
ГТН-25	7,0783	1,8578	1,8281
ГПА-Ц-16	4,2843	2,3879	2,3498
ГПА-10	4,1449	2,4277	2,3890
Коберра-182	5,7434	2,0624	2,0294

Для ГТУ, не представленных в таблице,  $A$ ,  $B$  и  $a$  находятся по параметру  $R$ , который определяется подстановкой  $A$ ,  $B$  и  $a$  из (4) и (5) в (3) и решением полученного уравнения относительно  $R$ .

Диагностика на основе функциональных зависимостей дает методике [2, 3] ряд преимуществ. Одним из них, и важнейшим, является получение не единичных значений диагностических параметров, а, по существу, реальных энергетических характеристик установок.

Соответствие получаемых зависимостей  $\bar{N}_{e \text{ пр}} = f(\bar{n}_{c \text{ пр}})$  и  $\eta_e = (\bar{n}_{c \text{ пр}})$  действительным характеристикам требует подтверждения, что трудно выполнимо в условиях эксплуатации ГТУ. Однако такое подтверждение необходимо. Оно может быть получено на основе косвенных, но физически обоснованных, доказательств, а именно — получением аналогичных зависимостей иным способом, независимым от примененного в методике [2, 3] подхода. В частности, на термодинамических основах с использованием понятия эффективной температуры, в данном случае — эффективной температуры продуктов сгорания перед силовой турбиной  $T_3''$ . Эта температура не регистрируется датчиками, но реально существует, являясь результатом ряда энергетических преобразований рабочего тела газовых турбин.

Первая трансформация энергии рабочего тела происходит при совершении продуктами сгорания работы по приведению в действие силовых турбин ГТУ. В ходе этого процесса часть энергии продуктов сгорания теряется, рассеиваясь в виде теплоты в окружающее пространство. Вторично энергия рабочего тела изменяется за счет аккумуляции продуктами сгорания некоторого количества рассеиваемой теплоты. В результате этого энергетический потенциал рабочего тела повышается и вырабатываемая турбиной мощность возрастает.

В итоге, оказывается, что создаваемая ГТУ мощность  $N_e$  является функцией не температуры продуктов сгорания на входе в силовую турбину, а некоторой иной температуры, которая, в том числе, дает эффект приращения мощности, то есть эффективной температуры  $T_3''$ .

Приращение мощности отмеченным образом и существование некоторой эффективной температуры являются установленными фактами [4], также фактом является невозможность инструментального определения температуры  $T_3''$ . Доступно лишь с той или иной степенью достоверности определить ее расчетным способом. Такое определение  $T_3''$  осуществлено в работе [5], где предлагается несколько вариантов расчета этого параметра.

$$T_3'' = T_3 \cdot \left[ 1 - \left( 1 - \frac{T_{30}''}{T_{30}} \right) \cdot \left( \frac{T_{30}}{T_{40}} \right)^{n-1} \cdot \left( \frac{n_e}{n_{e0}} \right)^2 \cdot \frac{P_{40}}{P_4} \cdot \left( \frac{T_4}{T_3} \right)^{n-1} \right],$$

где

$$T_{30}'' = \frac{N_{e0}}{q_{n0} \cdot c_{pn0}} + T_{40};$$

$$T_3'' = \frac{T_4}{\{1 - K_n \cdot n_c^2 \cdot [1 - K_n \cdot n_c]^{n/(n-1)}\}}$$

где  $K_n = (1 - \frac{T_{40}}{T_{30}}) \cdot \frac{1}{n_{c0}}$ ;  $\bar{K}_n = K_n \cdot (\frac{T_{30}}{T_{40}})^{n/(n-1)} \cdot \frac{1}{n_{c0}}$ ,

$$T_3'' = T_3 \cdot [\frac{T_{30}}{T_{30}} + K_3 \cdot (1 - \bar{n}_c)^{0,25}],$$

где  $K_3 = -6,980 \cdot 10^{-2} \cdot (\frac{T_{30}}{T_{40}})^2 + 0,1397 \cdot (\frac{T_{30}}{T_{40}}) - 3,859 \cdot 10^{-2}$ .

В представленных выражениях используются следующие обозначения:  $T_3$  — температура продуктов сгорания перед турбиной высокого давления (газотурбинным блоком), К;  $\frac{n}{n-1}$  — комплексный показатель политропического расширения продуктов сгорания в турбоблоке;  $n_c$  — число оборотов ротора турбины высокого давления, 1/мин; индекс «о» — принадлежность параметра к номинальному режиму работы ГТУ.

Из термодинамики известно, что мощность создается за счет разности энтальпий, и в рассматриваемом случае она равна

$$N_e = q_n \cdot C_{pn} \cdot (T_3'' - T_4), \quad (6)$$

где  $C_{pn}$  — теплоемкость продуктов сгорания в условиях силовой турбины, Дж/(кг·К).

Неизбежные в любом термодинамическом процессе потери энергии в (6) учитываются в значении температуры  $T_3''$ , что позволяет обходиться без традиционного применения коэффициента полезного действия (КПД) рассматриваемого процесса.

По (3) и (6) были произведены расчеты эффективной мощности  $N_e$  для одной и той же ГТУ типа ГТК-10-4, и результаты расчетов обработаны по методике [3]. Обработка состояла в получении зависимостей  $\bar{N}_{e\text{ пр}} = f(\bar{n}_{c\text{ пр}})$  и их достоверности  $R^2$  с помощью программного продукта Microsoft Excel. Результаты расчетов приведены на рисунках 1 и 2.

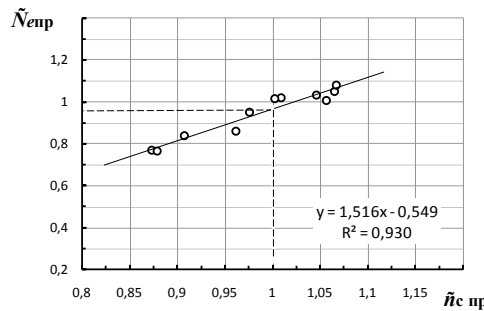


Рис. 1. Результаты расчетов  $\bar{N}_{e\text{ пр}}$  на основе (3)

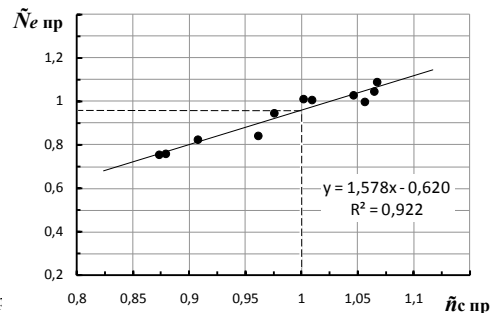


Рис. 2. Результаты расчетов  $\bar{N}_{e\text{ пр}}$  на основе (6)

Выражение (6) в своей основе классическое, от классического вида его отличает только присутствие эффективной температуры. Замена поддающейся непосредственному измерению температуры рабочего тела турбины ее эффективным значением, учитывающим ранее отмеченные и существующие в действительности трансформации энергии рабочего тела, не искажает ситуацию, а, напротив, делает ее физически более достоверной.

Таким образом, имеются два выражения, (3) и (6), для определения одного и того же параметра одного и того же физического объекта. При этом данные выражения получены независимыми друг от друга способами: одно (3) — исходя из кинематики потока продуктов сгорания в проточной части ГТУ; другое (6) — на основе классических термодинамических зависимостей. Оба имеют под собой достаточную физическую базу. Результаты расчетов по этим выражениям (см. рис. 1 и рис. 2) можно считать независимыми. Необходимую независимость им придает и использование при расчетах по (3) и (6) значений различных параметров.

Сравнение независимо полученных результатов расчетов показывает следующее:

- оценочные значения диагностического параметра  $\bar{N}_{e пр}^*$  (значения  $\bar{N}_{e пр}$  при  $\bar{n}_{с пр} = 1$ ), полученные на основе (3) и (6) и по которым выносятся диагностические выводы, 0,967 и 0,958 соответственно отличаются на 0,009 или, с учетом относительности параметра  $\bar{N}_{e пр}$ , — на 0,9 %;
- достоверности диагностических выводов, полученных по сравниваемым вариантам диагностики, близки и составляют 0,930 и 0,922.

Минимальное пороговое снижение  $N_e$ , при котором регламентируется принимать управленческое решение по дальнейшей эксплуатации ГТУ (о выводе ГТУ в средний ремонт) составляет 15 %.

Таким образом, наблюдаемое расхождение между оценочными значениями  $\bar{N}_{e пр}^*$ , рассчитанными по (3) и (6), намного меньше 15 %. То есть погрешность определения  $N_e$  по (3) и (6), если под таковой понимать разность между  $\bar{N}_{e пр}^*$ , полученными независимыми друг от друга способами, существенно меньше (более чем в 16 раз) определяемой величины. Это позволяет сделать заключение, что результаты расчетов по (3) и (6) соответствуют действительности (в пределах установленной достоверности 0,930 и 0,922), а зависимости (3) и (6) адекватно отражают описываемые ими процессы.

Такой вывод дает основание считать выражения (3) и (6) приемлемыми для выполнения на их основе параметрической диагностики ГТУ.

Второй диагностический параметр ГТУ — эффективный КПД  $\eta_e$  — является производной от эффективной мощности  $N_e$ , так как представляет отношение данной мощности к энергии, затраченной на ее получение ( $q_m \cdot \theta_p^n$ )

$$\eta_e = \frac{N_e}{(q_m \cdot \theta_p^n)} \quad (7)$$

где  $N_e$  находится по (3) или (6);  $q_m$  и  $\theta_p^n$  — расход ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) и низшая теплотворная способность ( $\text{Дж}/\text{м}^3$ ) топливного газа.

Выше сделанное заключение относительно (3) и (6) придает и выражению (7) необходимые для его практического применения качества.

#### *Библиографический список*

1. Перовошиков С. И. Параметрическая диагностика газоперекачивающих агрегатов с турбоприводом. — Тюмень: ТИУ, 2017. — 236 с.
2. Перовошиков С. И. Диагностика газотурбинных двигателей по их эффективной мощности // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. — 2014. — № 3 — С. 112–121.
3. 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.
4. Ревзин Б. С., Ларионов И. Д. Газотурбинные установки с нагнетателями для транспорта газ: справ. пособие. — М.: Недра, 1991. — 303 с.
5. Перовошиков С. И. Расчет эффективной температуры продуктов сгорания перед силовыми турбинами газотурбинных двигателей // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. — 2016. — № 1. — С. 100–106.

#### *Сведения об авторе*

**Перовошиков Сергей Иванович**, д. т. н., консультант кафедры прикладной механики, Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, тел. 8(3452)467480

#### *Information about the author*

**Perevoschikov S. I.**, Doctor of Engineering, Consultant at the Department of Applied Mechanics, Industrial University of Tyumen, phone: 8(3452)467480