

## СОГЛАСОВАНИЕ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ СВОБОДНОЙ ТУРБИНЫ И ГАЗОВОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА В ГПА

© 2006 А.М. Идельсон

ОАО “Самарское конструкторское бюро машиностроения”

Установлено, что для основного применения ГПА – транспортирование природного газа по магистральным трубопроводам, требуемое значение частоты вращения несколько превышает располагаемое значение в области мощностей до 12МВт. Рассматривается вопрос о целесообразности применения мультипликатора между свободной турбиной и центробежным газовым компрессором.

Оптимальная частота вращения газового центробежного компрессора (ЦБК) в газоперекачивающих агрегатах (ГПА) соответствует данным, помещенным в таблице 1 из работы [1].

Верхняя строчка в таблице соответствует ГПА, применяемым для транспортирования газа по магистральным трубопроводам, нижняя строчка – агрегатам закачки газа в хранилища. Приведенные в таблице значения  $n_{\text{ЦБК}}$  обеспечивают высокое КПД компрессора при оптимизации их габаритов и металлоемкости.

Рассмотрим вопрос о возможной частоте вращения свободной турбины  $n_{\text{СТ}}$  двигателя с точки зрения требований прочности. Значение растягивающих напряжений в рабочей лопатке свободной турбины ( $\sigma_p$ ), зависящее от центробежных сил, является основной составляющей напряжений в лопатке. Запишем уравнение для напряжений в корневом сечении рабочей лопатки последней ступени с площадью в этом сечении  $f_{\text{лоп}}$ :

$$\sigma_p = m \frac{U_{\text{cp}}^2}{r_{\text{cp}} f_{\text{лоп}}} \quad (1)$$

Здесь  $m$  – масса лопатки,  $r_{\text{cp}}$  – радиус, условно соответствующий приложению сосредоточенной центробежной силы на лопатке,  $U_{\text{cp}}$  – окружная скорость вращения лопатки на радиусе  $r_{\text{cp}}$ . Представим параметр  $m$  как произведение  $\rho f_{\text{лоп}} h k_{\text{ф}}$ , где  $\rho$  – плотность материала,  $h$  – высота лопатки,  $k_{\text{ф}}$  – коэффициент формы, учитывающий уменьшение площади в лопатке от корневого сечения к перифе-

рийному. Приняв некую среднестатистическую величину  $k_{\text{ф}}$  и преобразовав  $U_{\text{cp}}$  через частоту вращения  $n_{\text{СТ}}$ , получим из (1):

$$\sigma_p = \text{const} \cdot h \cdot r_{\text{cp}} \cdot n_{\text{СТ}}^2 \quad (2)$$

Допустим, что радиус  $r_{\text{cp}}$  соответствует среднегеометрическому. Тогда  $2\pi r_{\text{cp}} h = F_{\text{ос}}$ , где  $F_{\text{ос}}$  – осевая площадь в проточной части на выходе из свободной турбины. В этом случае уравнение (2) приобретает вид:

$$\sigma_p = \text{const} \cdot F_{\text{ос}} \cdot n_{\text{СТ}}^2 \quad (3)$$

Используем газодинамическую функцию  $y(\lambda_{\text{ВЫХ}})$  в выходном сечении свободной турбины с допущением об осевом выходе газа по абсолютной скорости.

$$F_{\text{ос}} = \frac{G_{\text{Г}} \sqrt{T_{\text{ВЫХ}}^*}}{P_{\text{ВЫХ}} y(\lambda_{\text{ВЫХ}})} \text{const} \quad (4)$$

Здесь  $G_{\text{Г}}$  – расход газа,  $T_{\text{ВЫХ}}^*$  – заторможенная температура и  $P_{\text{ВЫХ}}$  – статическое давление газа на выходе из турбины. Решим совместно зависимости (3) и (4):

$$\sigma_p = \text{const} \frac{G_{\text{Г}} \sqrt{T_{\text{ВЫХ}}^*}}{P_{\text{ВЫХ}} y(\lambda_{\text{ВЫХ}})} n_{\text{СТ}}^2 \quad (5)$$

Из зависимости (5) следует, что для принятого из соображений прочности условно допустимого значения  $\sigma_p$  величина  $n_{\text{СТ}}$  прямо пропорциональна  $P_{\text{ВЫХ}}^{0,5}$  и  $y(\lambda_{\text{ВЫХ}})^{0,5}$  и обратно пропорциональна  $G_{\text{Г}}^{0,5}$  и  $T_{\text{ВЫХ}}^{*0,25}$ .

Для приводных ГТД с максимально раскрытым диффузорным выходным устройством величина  $P_{\text{ВЫХ}}$  не имеет заметного разброса и чаще всего несколько ниже атмосферного давления.

Таблица 1. Частота вращения ЦБК ( $n_{\text{ЦБК}}$ , 1/мин)

Модификации ГПА	Номинальная мощность $N_{\text{НОМ}}$ , МВт				
	2,5	6,3	10,5	16,0	25,0
$P=8,5\text{МПа}$ (ЦБК1)	15000	13000	9000	7500	6000
$P=15\text{МПа}$ (ЦБК 2)	20000	15000	12000	9000	7500

Максимальное рассеяние относительной скорости на выходе  $\lambda_{\text{вых}}$  по данным [2] составляет 0,3...0,45. Рассеяние функции  $y(\lambda_{\text{вых}})^{0,5}$  при этом составляет  $\pm 4,5\%$ , а по кучности статистических данных в два раза меньше.

Максимальное рассеяние величины  $T^*_{\text{вых}}$  по статистическим данным для 50 приводных ГТД (38 иностранных и 12 российских и украинских) составило 626...803К. При этом рассеяние параметра  $T^*_{\text{вых}}{}^{0,25}$  составляет  $\pm 3,1\%$ , а по кучности статистических данных  $\pm 1,8\%$ .

Приведенный выше количественный анализ позволяет допустить, что для рассматриваемой задачи параметры  $R_{\text{вых}}{}^{0,5}$ ,  $y(\lambda_{\text{вых}})^{0,5}$ ,  $T^*_{\text{вых}}{}^{0,25}$  можно принять постоянными. Тогда зависимость (5) для принятой за предельно допустимую величину напряжений растяжения  $\sigma_p$  примет вид:

$$n_{\text{ст}} = \text{const}/G_{\text{Г}}{}^{0,5}. \quad (6)$$

Строго говоря, критериальным является коэффициент запаса прочности, равный отношению разрушающих напряжений (зависящих для данного материала лопатки от температуры газа) к величине  $\sigma_p$ . В связи с тем, что температура  $T^*_{\text{вых}}$  имеет относительно умеренный уровень, ее влияние на разрушающие напряжения для современных жаропрочных материалов в рассматриваемом диапазоне температур сравнительно невелико. Поэтому в первом приближении должна быть справедлива зависимость (6).

На рис.1 в координатах зависимости (6) помещена статистическая зависимость по 50 приводным ГТД. Как видно из рис.1, характер статистической зависимости (ограничительная линия 1) близок к линейному, что подтверждает достоверность вывода зависимости (6) со всеми принятыми допущениями.

Ограничительная линия 1 носит ориентировочный характер и может служить для первичного или оценочного выбора частоты вращения  $n_{\text{ст}}$  с дальнейшим уточнением по конкретным данным двигателя. Количественно линия 1 описывается уравнением:

$$n_{\text{ст}} = 52500/G_{\text{Г}}{}^{0,5}. \quad (7)$$

Здесь  $n_{\text{ст}}$  в об/мин,  $G_{\text{Г}}$  в кг/с.

При окончательном выборе величины  $n_{\text{ст}}$  необходимо учитывать также минимально допустимое отношение  $r_{\text{ср}}/h$ , с точки зре-

ния недопущения отрицательной реактивности в корневых сечениях ступени турбины, приводящей к понижению КПД.

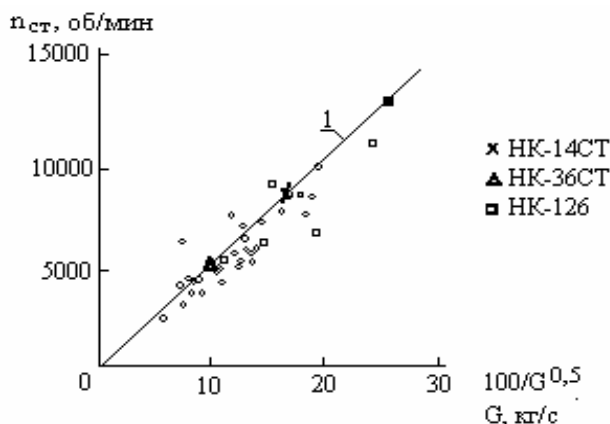
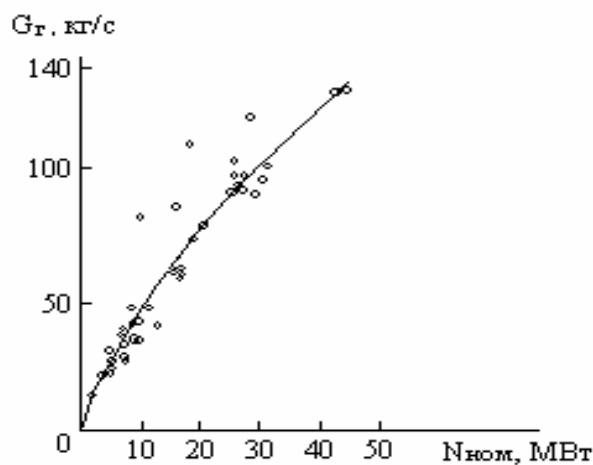


Рис.1. Статистическая зависимость  $n_{\text{ст}} = f(G_{\text{Г}})$

На рис.2 представлена статистическая зависимость  $G_{\text{Г}} = f(N_{\text{ном}})$  по 50 двигателям (отечественным и иностранным). Поскольку эта зависимость может зависеть от уровня температуры газа перед турбиной газогенератора  $T^*_{\text{Г}}$ , в рассмотрение принимались современные двигатели последнего поколения, появившиеся в серийном производстве после 1995г. Как следует из рис.2, существует



удовлетворительная кучность точек.

Рис.2. Статистическая зависимость  $G_{\text{Г}} = f(N_{\text{ном}})$

Отдельные выпавшие вверх точки соответствуют приводным ГТД с относительно низким (по сравнению со статистикой) уровнем  $T^*_{\text{Г}}$  в цикле двигателя.

Статистическая линия на рис.2 может быть описана количественно:

$$N_{\text{НОМ}} = 0,0706 G_{\text{Г}}^{1,333} \quad (8)$$

или

$$G_{\text{Г}} = 7,35 N_{\text{НОМ}}^{0,75} \quad (8a)$$

Здесь  $N_{\text{НОМ}}$  в [МВт],  $G_{\text{Г}}$  в [кг/с].

Совместное решение статистических зависимостей на рис.1 и 2 позволило получить вероятную зависимость  $n_{\text{СТ}} = f(N_{\text{НОМ}})$  для современного поколения приводных ГТД (линия 1 на рис.3). Линия 1 количественно описывается уравнением:

$$n_{\text{СТ}} = 19400 / N_{\text{НОМ}}^{0,375} \quad (9)$$

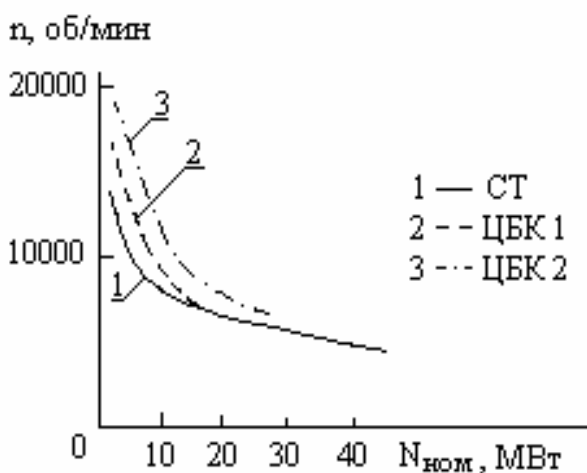


Рис. 3. Вероятная зависимость  $n_{\text{СТ}} = f(N_{\text{НОМ}})$  для современного поколения приводных ГТД

На том же рисунке помещены зависимости  $n_{\text{ЦБК}} = f(N_{\text{НОМ}})$  для ЦБК из таблицы 1.

Из рис.3 следует, что для основного применения ГПА – транспортирование природного газа по магистральным трубопроводам (линия 2) требуемое значение частоты вращения  $n_{\text{ЦБК}}$  несколько превышает располагаемое значение  $n_{\text{СТ}}$  (линия 1) в области

мощностей до 12МВт и практически совпадает с  $n_{\text{СТ}}$  в диапазоне  $N_{\text{НОМ}}$  от 12МВт и выше. Для варианта закачки газа в хранилища (линия 3) отличие между  $n_{\text{ЦБК}}$  и  $n_{\text{СТ}}$  более заметное. В каждом конкретном случае проектирования задача согласования  $n_{\text{СТ}}$  и  $n_{\text{ЦБК}}$  должна решаться индивидуально на основе технико-экономического анализа. При этом следует учитывать как прочностные ограничения, так и необходимость получения приемлемого уровня КПД свободной турбины и ЦБК.

В частности, не следует допускать в свободной турбине местной отрицательной реактивности и обеспечивать оптимальную кинематику потока путем выбора необходимого числа ступеней в зависимости от величины  $n_{\text{СТ}}$ .

В отдельных случаях, когда по каким-либо причинам потребная величина  $n_{\text{ЦБК}}$  значительно превышает допустимую величину  $n_{\text{СТ}}$ , следует решать вопрос об экономической целесообразности применения мультипликатора между свободной турбиной и центробежным газовым компрессором.

#### Список литературы

1. Бухолдин Ю.С., Парафейник В.П. Современные тенденции в создании блочно-комплектного оборудования с применением ГТД // Газотурбинные технологии, №3. – Рыбинск, 2005. – С.20...26.
2. Кулагин В.В., Бочкарев С.К., Идельсон А.М. и др. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок / Книга третья. – М., “Машиностроение”, 2005. – С.63...99.

### MATCHING OF FREE-TURBINE AND GAS-CENTRIFUGAL-COMPRESSOR ROTATIONAL SPEEDS IN THE GAS-PUMPING UNIT

© 2006 A.M. Idelson

J.S.C. "Samara Machine-Building Design Bureau"

The comparison of the permissible rotational speed of a free turbine of drive gas-turbine engine, which is determined by blade strength, with the required rotational speed of gas-centrifugal compressor in gas-pumping unit as a function of power is given.