



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY

федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королева»

Институт двигателей и энергетических установок
Кафедра теории двигателей летательных аппаратов

Глава 5. Анализ уравнений совместной работы узлов выполненного ТРДД

§ 5.6. Совместная работа узлов газогенератора

Газогенератор состоит из компрессора ВД, камеры сгорания и турбины ВД. Он входит в схему любого ГТД, и закономерности совместной работы его узлов одинаково справедливы как для многовальных двигателей, так и для одновального ТРД.

Работа компрессора и турбины ВД на установившихся режимах должна удовлетворять трем условиям: неразрывности потока; балансу мощности; равенству (соответствию) частот вращения роторов.

Так как характеристику турбины рассматриваем как функцию одной переменной:

$$\eta_T^* = f(\pi_T^*), \quad \mu_{ca} q(\lambda_{CA}) = f(\pi_T^*),$$

то параметры турбины не зависят от частоты вращения ротора, вследствие чего третье условие совместной работы компрессора и турбины не рассматривается.

5.6.1. Совместная работа компрессора ВД, КС и турбины ВД

Уравнение совместной работы компрессора ВД, КС и турбины ВД можно получить в результате совместного решения уравнений [4] и [5].

Уравнение совместной работы компрессора ВД, КС и турбины ВД:

$$q(\lambda_{\text{ВД}}) = \frac{\pi_{\text{КВД}}^*}{\sqrt{T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВД}}^*}} \cdot A, \quad [6]$$

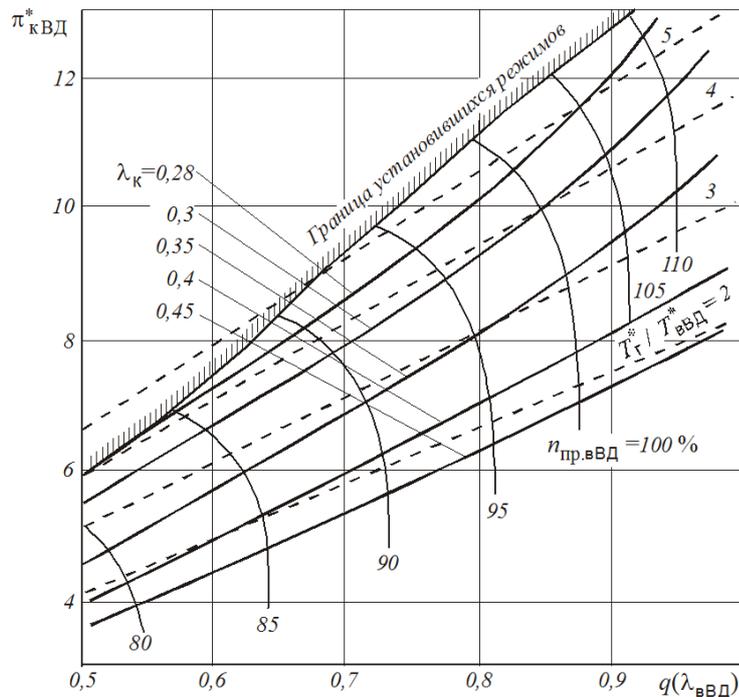
где

$$A = \frac{\mu_{\text{са.ВД}} q(\lambda_{\text{са.ВД}}) \cdot F_{\text{са.ВД}}}{F_{\text{ВД}}} \cdot \frac{\sigma_{\text{КС}}}{V_{(\text{ВД}-\text{са.ВД})}} \cdot \frac{m_2}{m_6}.$$

Выводы по уравнению [6]:

1. Для двигателя с нерегулируемыми проходными сечениями и без отбора воздуха на самолетные нужды величина коэффициента A на большинстве рабочих режимов сохраняется примерно постоянной.

Тогда на основании уравнения [6] на характеристику компрессора ВД можно нанести линии постоянного отношения температур $T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВД}}^* = \text{const}$: прямые, исходящие из начала координат.



2. При $T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВВД}}^* = \text{const}$ плотность тока $q(\lambda_{\text{ВВД}})$ пропорциональна степени повышения давления в компрессоре $\pi_{\text{квд}}^*$, поскольку изменяющийся за счет $q(\lambda_{\text{ВВД}})$ расход воздуха может пройти через минимальное сечение соплового аппарата турбины $F_{\text{СА.ВД}}$ только при таком же изменении давления $p_{\text{к}}^*$.

3. Положение линий $T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВВД}}^* = \text{const}$ на характеристике компрессора ВД зависит от факторов, действие которых распространяется на участок проточной части от входа в компрессор до минимального сечения первого соплового аппарата турбины НД.

5.6.2. Баланс мощности компрессора и турбины ВД

Уравнение баланса мощности турбины и компрессора ВД записывается в следующем виде:

$$N_{\text{квд}} + N_{\text{отб}} = N_{\text{твд}} \cdot \eta_{\text{т.вд}}.$$

Развиваемая турбиной мощность $N_{\text{твд}}$ расходуется на привод компрессора $N_{\text{квд}}$ и её часть $N_{\text{отб}}$ может отбираться на нужды потребителя, например на привод самолетных агрегатов или электрогенератора. Механический КПД $\eta_{\text{т.вд}}$ учитывает потери мощности в трансмиссии и на привод агрегатов, обслуживающих двигатель.

Преобразуем уравнение баланса мощности:

$$N_{\text{квд}} = N_{\text{твд}} \cdot \eta_{\text{т.вд}} \cdot \eta_{\text{отб.вд}},$$

где $\eta_{\text{отб.вд}}$ - коэффициент, учитывающий отбор мощности потребителю:

$$\eta_{\text{отб.вд}} = 1 - \frac{N_{\text{отб}}}{N_{\text{твд}} \cdot \eta_{\text{т.вд}}}.$$

С увеличением отбираемой мощности $N_{\text{отб}}$ ↑ коэффициент $\eta_{\text{отб.вд}}$ ↓ уменьшается.

Выразим мощности $N_{\text{квд}}$ и $N_{\text{твд}}$ через удельные работы узлов:

$$L_{\text{квд}} \cdot G_{\text{ВВД}} = L_{\text{твд}} \cdot G_{\text{СА.ВД}} \cdot \eta_{\text{т.ВД}} \cdot \eta_{\text{отб.ВД}},$$

откуда

$$L_{\text{квд}} = L_{\text{твд}} \cdot \eta_{\text{т.ВД}} \cdot \eta_{\text{отб.ВД}} \cdot v_{(\text{ВВД}-\text{СА.ВД})}$$

Из полученного выражения следует, что соотношение между удельными работами компрессора и турбины ВД зависит от величин отбора воздуха и мощности: увеличение количества отбираемого воздуха (уменьшение $v_{(\text{ВВД}-\text{СА.ВД})} \downarrow$) или мощности (уменьшение $\eta_{\text{отб.ВД}} \downarrow$) приводит к снижению работы компрессора ВД $L_{\text{квд}} \downarrow$ относительно располагаемой работы турбины.

Выразим удельные работы компрессора и турбины через их относительные работы:

$$c_{pв} \cdot T_{ВВД}^* \cdot l_{квд} = c_{pг} \cdot T_{Г}^* \cdot l_{твд} \cdot \eta_{м.вд} \cdot \eta_{отб.вд} \cdot v_{(ВВД-СА.ВД)}.$$

Уравнение баланса мощности компрессора и турбины ВД:

$$l_{квд} = \frac{T_{Г}^*}{T_{ВВД}^*} \cdot l_{твд} \cdot B_{вд}, \quad [7]$$

где

$$B_{вд} = \frac{c_{pг}}{c_{pв}} \cdot \eta_{м.вд} \cdot \eta_{отб.вд} \cdot v_{(ВВД-СА.ВД)}.$$

Выводы по уравнению [7]:

1. Из [7] следует, что соотношение между $l_{\text{квд}}$ и $l_{\text{твд}}$, а значит между $\pi_{\text{квд}}^*$ и $\pi_{\text{твд}}^*$, зависит от отношения температур $T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВВД}}^*$, а также от $v_{(\text{ВВД}-\text{СА.ВД})}$ и $\eta_{\text{отб.ВД}}$.

2. В §5.2 показано, что на основных рабочих режимах выполненного двигателя степень понижения давления $\pi_{\text{твд}}^*$, а следовательно и $l_{\text{твд}}$, сохраняются постоянными. На двигателе без отбора мощности и воздуха постоянна также и величина $B_{\text{ВД}}$.

В этом случае увеличение отношения $(T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВВД}}^*) \uparrow$ приводит к однозначному повышению $l_{\text{квд}} \uparrow$ и, соответственно, $\pi_{\text{квд}}^* \uparrow$.

Необходимо отметить, что в случае проектируемого ТРД(Д), наоборот, по уравнению баланса мощности определяется работа турбины из условия обеспечения потребной работы компрессора (т.е. заданного значения $\pi_{\text{квд}}^*$), а увеличение температуры T_{Γ}^* приводит к снижению $\pi_{\text{твд}}^*$.

5.6.3. Совместная работа узлов газогенератора

Уравнения [6] и [7] решим совместно: из [7] определим отношение температур и подставим его в выражение [6].

Уравнение совместной работы узлов газогенератора:

$$q(\lambda_{\text{ВВД}}) = \frac{\pi_{\text{КВД}}^*}{\sqrt{l_{\text{КВД}}}} \cdot A \cdot \sqrt{l_{\text{ТВД}} \cdot B_{\text{ВД}}} \quad [8]$$

Выводы по уравнению [8]:

1. Уравнение [8] накладывает определенные ограничения на положение рабочих точек на характеристике компрессора, так как описывает соотношение между $\pi_{\text{квд}}^*$ и $q(\lambda_{\text{ВВД}})$.

2. Закономерности изменения положения рабочих точек на характеристике компрессора зависят от изменения:

- степени повышения температуры в газогенераторе $T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВВД}}^*$, так как согласно [7] от величины $T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВВД}}^*$ зависит работа $l_{\text{квд}}$ и, следовательно, $\pi_{\text{квд}}^*$);
- площадей характерных сечений $F_{\text{ВВД}}$, $F_{\text{СА.ВД}}$, $F_{\text{СА.НД}}$;
- коэффициента отбора мощности $\eta_{\text{отб.ВД}}$;
- коэффициента $\nu_{(\text{ВВД}-\text{СА.ВД})}$, который зависит от величины отбора воздуха;
- числа $M_{\text{п}}$, поскольку $\pi_{\text{ТВД}}^*$ ($l_{\text{ТВД}}$) определяется величиной $\pi_{\text{ср}}$, зависящей от π_{V} ;
- КПД узлов и коэффициентов потерь (характеристик узлов).

3. В частном случае для газогенератора с нерегулируемыми сечениями, без отбора мощности и воздуха, при сверхкритическом истечении газа из сопла уравнение [8] упрощается:

$$q(\lambda_{\text{ВВД}}) = \frac{\pi_{\text{КВД}}^*}{\sqrt{l_{\text{КВД}}}} \cdot C, \quad [8a]$$

где

$$C = A \cdot \sqrt{l_{\text{ТВД}} \cdot B_{\text{ВД}}} = \text{const}.$$