



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

§ 5.7. Совместная работа узлов каскада НД

Работа компрессора и турбины НД двухвального ТРДД, как и газогенератора, должна удовлетворять условиям баланса мощности и неразрывности потока.

5.7.1. Совместная работа вентилятора, компрессора ВД и сопла наружного контура

Условие неразрывности потока между сечениями В, ВВД и С.КПД двухконтурного двигателя без подпорных ступеней представим в виде уравнения

$$G_B = G_{ВВД} \cdot (1 + m).$$

Выражая G_B и $G_{ВВД}$ через параметры потока в сечениях В и ВВД, получим

Уравнение совместной работы вентилятора, компрессора ВД и сопла наружного контура:

$$q(\lambda_B) = q(\lambda_{ВВД}) \cdot \frac{\pi_{КНД}^*}{\sqrt{1 + l_{КНД}}} \cdot (1 + m) \cdot \frac{F_{ВВД}}{F_B}. \quad [9]$$

Выводы по уравнению [9]:

1. Уравнение [9] связывает величины $q(\lambda_B)$ и $\pi_{кнд}^*$, определяющие положение рабочей точки на характеристике компрессора НД, с приведенной скоростью $q(\lambda_{ВВД})$ и степенью двухконтурности m .

5.7.2. Совместная работа внутреннего и наружного контуров ТРДД

Выразим величины расходов воздуха $G_{С.КРП}$ и $G_{ВВД}$ через параметры потока в сечениях С.КРП и ВВД:

$$G_{С.КРП} = \frac{m_{\text{г}} \cdot p_{\text{II}}^* \cdot \mu_{\text{сII}} q(\lambda_{С.КРП}) \cdot F_{С.КРП}}{\sqrt{T_{\text{II}}^*}};$$
$$G_{ВВД} = \frac{m_{\text{г}} \cdot p_{ВВД}^* \cdot q(\lambda_{ВВД}) \cdot F_{ВВД}}{\sqrt{T_{ВВД}^*}}.$$

С учетом того, что $T_{ВВД}^* = T_{КП}^* = T_{\text{II}}^*$, $p_{ВВД}^* = p_{КП}^*$, а $p_{\text{II}}^* / p_{КП}^* = \sigma_{\text{II}}$, получим

Уравнение совместной работы внутреннего и наружного контуров ТРДД:

$$m = \frac{\mu_{\text{сII}} q(\lambda_{С.КРП}) \cdot F_{С.КРП}}{q(\lambda_{ВВД}) \cdot F_{ВВД}} \cdot \sigma_{\text{II}}. \quad [10]$$

Выводы по уравнению [10]:

1. При постоянном коэффициенте σ_{II} величина степени двухконтурности m определяется соотношением пропускных способностей сопла наружного контура $[\mu_{сII} q(\lambda_{С.КРП}) \cdot F_{С.КРП}]$ и внутреннего контура $[q(\lambda_{ВД}) \cdot F_{ВД}]$.

2. В частном случае при неизменных площадях $F_{С.КРП}$ и $F_{ВД}$, постоянном коэффициенте σ_{II} и при сверхкритическом истечении газа из наружного сопла ($\lambda_{С.КРП}=1$) степень двухконтурности изменяется обратно пропорционально относительной плотности тока $q(\lambda_{ВД})$, т.е. однозначно определяется положением рабочей точки на характеристике компрессора ВД:

$$m = \frac{\text{const}}{q(\lambda_{ВД})}. \quad [10a]$$

5.7.3. Баланс мощности вентилятора и турбины НД

Уравнение баланса мощности вентилятора и турбины НД записывается в следующем виде:

$$N_B = N_{\text{ТНД}} \cdot \eta_{m.\text{нд}} \cdot \eta_{\text{отб.нд}}$$

Выразим мощности N_B и $N_{\text{ТНД}}$ через относительные работы узлов, учитывая что

$$l_B = l_{\text{кнд}} = l_{\text{вII}} :$$

$$c_{pв} \cdot T_B^* \cdot l_{\text{кнд}} \cdot G_B = c_{pг} \cdot T_{\text{ГНД}}^* \cdot l_{\text{ТНД}} \cdot G_{\text{СА.НД}} \cdot \eta_{m.\text{нд}} \cdot \eta_{\text{отб.нд}}$$

После преобразования данное уравнение можно записать в виде

$$l_{\text{кнд}} \cdot (1+m) = \frac{T_{\text{ГНД}}^*}{T_B^*} \cdot l_{\text{ТНД}} \cdot B_{\text{нд}},$$

где

$$B_{\text{нд}} = \frac{c_{pг}}{c_{pв}} \cdot \eta_{m.\text{нд}} \cdot \eta_{\text{отб.нд}} \cdot v_{(\text{ВВД}-\text{СА.НД})}$$

Если правую часть этого уравнения умножить и поделить на T_{Γ}^* , то

$$l_{\text{кнд}} \cdot (1+m) = \frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\text{В}}^*} \cdot \frac{T_{\Gamma\text{нд}}^*}{T_{\Gamma}^*} \cdot l_{\text{тнд}} \cdot B_{\text{нд}} ;$$

$$l_{\text{кнд}} \cdot (1+m) = \frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\text{В}}^*} \cdot (1 - l_{\text{твд}}) \cdot l_{\text{тнд}} \cdot B_{\text{нд}} .$$

Если правую часть последнего уравнения умножить и поделить на $T_{\text{ВВД}}^*$, то

$$l_{\text{кнд}} \cdot (1+m) = \frac{T_{\text{ВВД}}^*}{T_{\text{В}}^*} \cdot \frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\text{ВВД}}^*} \cdot (1 - l_{\text{твд}}) \cdot l_{\text{тнд}} \cdot B_{\text{нд}} ;$$

$$l_{\text{кнд}} \cdot (1+m) = (1 + l_{\text{кнд}}) \frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\text{ВВД}}^*} \cdot (1 - l_{\text{твд}}) \cdot l_{\text{тнд}} \cdot B_{\text{нд}} .$$

Уравнение баланса мощности вентилятора и турбины НД:

$$\frac{l_{\text{кнд}}}{1+l_{\text{кнд}}} \cdot (1+m) = \frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\text{ВВД}}^*} \cdot (1-l_{\text{твд}}) \cdot l_{\text{тнд}} \cdot B_{\text{нд}}, \quad [11]$$

где

$$B_{\text{нд}} = \frac{c_{\text{pz}}}{c_{\text{pe}}} \cdot \eta_{\text{м.нд}} \cdot \eta_{\text{отб.нд}} \cdot v_{(\text{ВВД}-\text{СА.нд})}.$$

Выводы по уравнению [11]:

1. Согласно [11], соотношение между $l_{\text{кнд}}$ и $l_{\text{тнд}}$, а значит между $\pi_{\text{кнд}}^*$ и $\pi_{\text{тнд}}^*$, зависит от отношения температур $T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВВД}}^*$, степени двухконтурности m , а также от $v_{(\text{ВВД}-\text{СА.НД})}$ и $\eta_{\text{отб.НД}}$.

2. Степень двухконтурности m [10] и отношение температур $T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВВД}}^*$ [6] зависит от положения рабочей точки на характеристике компрессора ВД. Поэтому $\pi_{\text{кнд}}^*$ в основном зависит от положения рабочей точки на характеристике компрессора ВД (а также от ряда других факторов).

Уравнения [9], [10] и [11] накладывают определенные ограничения на положение рабочих точек на характеристике компрессора НД двухвального ТРДД, поскольку они связывают $\pi_{\text{кнд}}^*$ и $q(\lambda_{\text{в}})$ с рядом параметров.

Из этих уравнений следует, что положение рабочей точки на характеристике компрессора НД зависит от положения рабочей точки на характеристике компрессора ВД, а следовательно от всех факторов, которые были рассмотрены в разделе 5.6.3 и, кроме того, от КПД, коэффициентов и параметров, характеризующих работу турбокомпрессора НД ($\pi_{\text{тнд}}^*$, $\eta_{\text{тнд}}^*$, $\eta_{\text{отб.нд}}$, $v_{(\text{ВВД}-\text{СА.НД})}$), а также наружного контура ($F_{\text{С.КПИ}}$, σ_{II}).

Уравнения [9], [10] и [11] также применимы для анализа совместной работы узлов и определения положения рабочих точек на характеристиках компрессора НД двухвального ТРД и компрессора СД трехвального ТРДД. Для этого достаточно принять $m=0$.