

Панин В.В., Кондратьев Д.В.

НЕСООТВЕТСТВИЯ В ПОДХОДАХ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ЛОПАТОЧНОГО КПД ТУРБИНЫ

В работе рассмотрены некоторые несоответствия подходов при определении лопаточного (адиабатного) коэффициента полезного действия турбины.

Ключевые слова: лопаточный коэффициент полезного действия турбины, адиабатный КПД турбины, газовая турбина, газотурбинный двигатель, газотурбинная установка

Вступление

Реальный процесс расширения рабочего тела в турбине газотурбинного двигателя (установки) сопровождаются потерями располагаемой энергии (работы). Данные потери подразделяют на внутренние и внешние.

К внутренним потерям относятся: гидравлические потери в каналах сопловых и рабочих лопаток, потери в радиальном зазоре между подвижными лопатками и корпусом турбины, потери на трение диска о газ.

К внешним потерям относятся потери энергии с выходной скоростью – $c_T^2/2$.

В зависимости от вида учитываемых потерь в турбине различают следующие коэффициенты:

- лопаточный (адиабатический) коэффициент полезного действия (КПД) – $\eta_{\text{лоп}}$;
- мощностной (внутренний) КПД – η_T ;
- КПД по заторможенным параметрам – η_T^* .

Рассмотрим различие между ними для одноступенчатой турбины.

Лопаточный (адиабатический) КПД турбины в качестве полезного эффекта работы турбины рассматривает сумму работы турбины (L_T) и кинетической энергии ($c_T^2/2$) [1,3,5,6]

$$\eta_{\text{лоп}} = \frac{L_T + \frac{c_T^2}{2}}{L_{TS}}, \quad (1)$$

где L_{TS} - изоэнтропическая работа турбины (располагаемый адиабатический теплоперепад).

Данный КПД оценивает уровень внутренних потерь: гидравлические потери в каналах соплового аппарата ($\xi_{\text{са}}$) и рабочего колеса ($\xi_{\text{рк}}$), потери от перетекания рабочего тела в радиальном зазоре между подвижными лопатками и корпусом турбины (ξ_3), потери на трение диска о газ ($\xi_{\text{тв}}$) [2,3,5] с помощью формулы

$$\eta_{\text{лоп}} = 1 - \xi_{\text{са}} - \xi_{\text{рк}} - \xi_3 - \xi_{\text{тв}}.$$

Отношение работы турбины (L_T) к изоэнтропической работе турбины (располагаемому адиабатическому теплоперепаду) принято называть мощностным (внутренним) КПД турбины [1,2,3,6]

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_{TS}}. \quad (2)$$

В отличие от лопаточного КПД, мощностной КПД учитывает как внутренние потери, так и потери с выходной скоростью ($\xi_{\text{в}}$) [2,3,5], с помощью формулы

$$\eta_T = 1 - \xi_{\text{са}} - \xi_{\text{рк}} - \xi_3 - \xi_{\text{тв}} - \xi_{\text{в}}.$$

Под понятием КПД по заторможенным параметрам понимается отношение работы турбины к изоэнтропической работе турбины, определенной по параметрам заторможенного потока на входе и выходе из турбины [1,3,4,6]

$$\eta_T^* = \frac{L_T}{L_{TS}} \quad (3)$$

С помощью КПД по заторможенным параметрам производится учет всех безвозвратных гидродинамических потерь по формуле [2,3,5]

$$\eta_T^* = \frac{1 - \xi_{ca} - \xi_{pk} - \xi_3 - \xi_{TB} - \xi_B}{1 - \xi_B}.$$

Как видно из выражений (1) и (2), различие в величинах адиабатного КПД и мощностного КПД тем больше, чем выше скорость газа на выходе из турбины. Коэффициент $\eta_{лоп}$ характеризует газодинамическое совершенство проточной части турбины [1,2,3,4]. Отклонение его от единицы обуславливается только внутренними потерями. В то время как отклонение от единицы мощностного (внутренний) КПД (η_T) обуславливается как внутренними потерями, так и потерей с выходной скоростью (кинетической энергии, которая впоследствии может быть полезно использована). Таким образом, η_T скорее характеризует качество турбины в случае, когда она является изолированным источником мощности, а не включена в систему газотурбинного двигателя. КПД турбины по параметрам заторможенного потока, который наиболее адекватно характеризует качество турбины в отношении энергетического баланса двигателя, так как при прочих равных условиях тяга (мощность) того двигателя больше, у которого выше этот КПД.

Основная часть. На сегодняшний день существует несколько подходов при оценке совершенства газовых турбин, а именно имеет место некоторое несоответствие в определении лопаточного (адиабатического) КПД турбин.

Так в работе [7], формула для определения лопаточного КПД турбины имеет следующий вид

$$\eta_{лоп} = \frac{T_{01} - T_{12}}{T_{01} \left(1 - \left(\frac{P_{12}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (4)$$

где T_{01}, P_{01} – статические температура и давление рабочего тела на входе в турбину;

T_{12}, P_{12} – статические температура и давление рабочего тела на выходе из турбины.

Приведем формулу (1) к подобному виду. Изоэнтропическая работа турбины (располагаемый адиабатический теплоперепад) равен [2–6]

$$L_{TS} = i_{\Gamma}^* - i_{T,ад} = C_p (T_{\Gamma}^* - T_{T,ад})$$

или

$$L_{TS} = C_p \cdot T_{\Gamma}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k-1}{k}}} \right),$$

где C_p – удельная теплоемкость;

T_{Γ}^* – температура заторможенного потока рабочего тела на входе в турбину;

$T_{T,ад}$ – статическая температура рабочего тела в конце адиабатного расширения в турбине;

$\pi_T = P_{\Gamma}^*/P_T$ – степень понижения давления рабочего тела в турбине;

k – показатель адиабаты.

При использовании параметров торможения не только на входе, но и на выходе из турбины определяется изоэнтروпическая работа по параметрам заторможенного потока (адиабатного располагаемого теплоперепада по параметрам заторможенного потока газа)

$$L_{TS}^* = i_{\Gamma}^* - i_{T,ад}^* = C_p (T_{\Gamma}^* - T_{T,ад}^*) = C_p \cdot T_{\Gamma}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{*\frac{k-1}{k}}} \right), \quad (5)$$

где $\pi_T^* = P_{\Gamma}^*/P_T^*$ – степень понижения полного давления в турбине.

В свою очередь, работа расширения (L_T) рабочего тела (газа) в реальной турбине определяется следующим выражением [3–6]

$$L_T = i_{\Gamma}^* - i_T^* = C_p (T_{\Gamma}^* - T_T^*) = C_p (T_{\Gamma}^* - T_T) - \frac{c_T^2}{2}, \quad (6)$$

где T_T – статическая температура на выходе из турбины;

c_T – скорость потока рабочего тела на выходе из турбины.

С учетом формул (4) и (5), выражение для определения лопаточного КПД (1) запишем в следующем виде

$$\begin{aligned} \eta_{лон} &= \frac{L_T + \frac{c_T^2}{2}}{L_{TS}} = \frac{C_p (T_{\Gamma}^* - T_T) - \frac{c_T^2}{2} + \frac{c_T^2}{2}}{C_p \cdot T_{\Gamma}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{*\frac{k-1}{k}}} \right)} = \\ &= \frac{T_{\Gamma}^* - T_T}{T_{\Gamma}^* \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_{\Gamma}^*}{P_T} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right)}. \end{aligned}$$

где P_{Γ}^* – давление заторможенного потока на входе в турбину;

P_T – статическое давление на выходе из турбины.

Окончательно, выражение для определения лопаточного (адиабатического) КПД турбины примет следующий вид

$$\eta_{лон} = \frac{T_{\Gamma}^* - T_T}{T_{\Gamma}^* \left(1 - \left(\frac{P_T}{P_{\Gamma}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad (7)$$

При сравнении формул (4) и (7) видно, что отличие состоит в том, что в формуле (4) используются статические параметры потока рабочего тела (газа) на входе в турбину, а в (7) – заторможенные.

Связь между статическим давлением (P_T) и давлением заторможенного потока (P_{Γ}^*) на входе в турбину можно представить через газодинамическую функцию давления – $\pi(\lambda_T)$

$$P_T = P_{\Gamma}^* \cdot \pi(\lambda_T). \quad (8)$$

Подобным образом можно представить связь между температурами с использованием газодинамической функции температуры – $\tau(\lambda_r)$ с помощью выражения

$$T_r = T_r^* \cdot \tau(\lambda_r). \quad (9)$$

В свою очередь, связь между данными газодинамическими функциями можно представить следующим выражением

$$\pi(\lambda_r) = \tau(\lambda_r)^{\frac{k}{k-1}}$$

или

$$\tau(\lambda_r) = \pi(\lambda_r)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (10)$$

С учетом выражений (8), (9) и (10), перепишем знаменатель формулы (7) для статических параметров рабочего тела

$$\begin{aligned} \eta_{\text{лоп}} &= \frac{T_r^* - T_r}{T_r^* \left(1 - \left(\frac{P_r}{P_r^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} = \\ &= \frac{T_r^* - T_r}{T_r^* \left(1 - \frac{P_r}{\pi(\lambda_r) P_r} \right)^{\frac{k-1}{k}}} = \\ &= \frac{T_r^* - T_r}{T_r^* \left(1 - \frac{\pi(\lambda_r) \cdot P_r}{P_r} \right)^{\frac{k-1}{k}}} = \\ &= \frac{T_r^* - T_r}{T_r^* \left(1 - \tau(\lambda_r) \left(\frac{P_r}{P_r} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} = \\ &= \frac{T_r^* - T_r}{T_r^* - T_r^* \cdot \tau(\lambda_r) \left(\frac{P_r}{P_r} \right)^{\frac{k-1}{k}}} = \\ &= \frac{T_r^* - T_r}{T_r^* - \frac{T_r}{\tau(\lambda_r)} \cdot \tau(\lambda_r) \left(\frac{P_r}{P_r} \right)^{\frac{k-1}{k}}}. \end{aligned}$$

Окончательно,

$$\eta_{\text{лоп}} = \frac{T_r^* - T_r}{T_r^* - T_r \left(\frac{P_r}{P_r} \right)^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (11)$$

Температуру заторможенного потока на входе в турбину можно представить в виде суммы

$$T_{\Gamma}^* = T_{\Gamma} + \frac{c_{\Gamma}^2}{2 \cdot C_p}.$$

Тогда выражение, используемое для определения лопаточного КПД турбины, будет иметь вид

$$\eta_{\text{лоп}} = \frac{T_{\Gamma}^* - T_{\Gamma}}{T_{\Gamma}^* - T_{\Gamma} \left(\frac{P_{\Gamma}}{P_{\Gamma}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{T_{\Gamma} + \frac{c_{\Gamma}^2}{2 \cdot C_p} - T_{\Gamma}}{T_{\Gamma} + \frac{c_{\Gamma}^2}{2 \cdot C_p} - T_{\Gamma} \left(\frac{P_{\Gamma}}{P_{\Gamma}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{T_{\Gamma} + \frac{c_{\Gamma}^2}{2 \cdot C_p} - T_{\Gamma}}{T_{\Gamma} \left(1 - \left(\frac{P_{\Gamma}}{P_{\Gamma}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) + \frac{c_{\Gamma}^2}{2 \cdot C_p}}. \quad (12)$$

При сравнении формул (4) и (12) видно, что в формуле (4) не учтена скорость потока рабочего тела на входе в турбину (c_{Γ}).

Рассмотрим суть несоответствия формул (4) и (12).

В работе [7] используется следующее выражение для адиабатического КПД турбины

$$\eta_{\Gamma} = \frac{\overline{C_p}(T_1 - T_2)}{C'_p(T_1 - T'_2)},$$

где $\overline{C_p}$ – средняя теплоемкость для интервала температур ($T_1 - T_2$);

$\overline{C'_p}$ – средняя теплоемкость для интервала температур ($T_1 - T'_2$);

T_1 – температура начала изоэнтروпийного процесса;

T_2 – температура конца действительного процесса;

T'_2 – температура конца изоэнтропийного процесса.

С учетом того, что различие в величинах между $\overline{C_p}$ и $\overline{C'_p}$ составляет $\approx 0,1\%$ для интервала температур 100° [7], примем $\overline{C_p} = \overline{C'_p} = C_p$.

Принимая во внимание, что в работе [7] указано: «Заметим, что все значения P и T относятся к заторможенным параметрам газа» и адаптируя к обозначениям принятым в работах [1,3,5], формула для определения адиабатического КПД турбины (согласно [7]) примет следующий вид

$$\eta_{\Gamma, \text{ад}} = \frac{C_p(T_{\Gamma}^* - T_{\Gamma}^*)}{C_p(T_{\Gamma}^* - T_{\Gamma, \text{ад}}^*)}. \quad (13)$$

Перезапишем формулу (13) в следующем виде

$$\eta_{\Gamma, \text{ад}} = \frac{i_{\Gamma}^* - i_{\Gamma}^*}{i_{\Gamma}^* - i_{\Gamma, \text{ад}}^*}. \quad (14)$$

Числитель формулы (14) равен работе расширения (L_{Γ}) рабочего тела (газа) в реальной турбине в выражении (6), а знаменатель равен изоэнтропической работе турбины (L_{TS}^*) по параметрам заторможенного потока формулы (5)

$$\eta_{\Gamma, \text{ад}} = \frac{L_{\Gamma}}{L_{\text{TS}}^*}. \quad (15)$$

Соотношение (15), в работах [1-6] обозначается η_{Γ}^* и называется КПД турбины по заторможенным параметрам

$$\eta_t^* = \frac{L_t}{L_{ts}^*}.$$

Данный КПД учитывает все безвозвратные гидродинамические потери в турбине [1,5].

Вывод. Исходя из выше изложенного, можно сделать следующие выводы:

1. При определении лопаточного КПД турбины в работе [7] используются статические параметры на входе в турбину, а не заторможенные, как в других литературных источниках. Иными словами, при определении лопаточного КПД в работе [7] учитывается скорость потока рабочего тела на входе в турбину (c_t).

2. При определении адиабатического КПД турбины в работе [7] используется изоэнтروпическая работа турбины (L_{ts}^*) по параметрам заторможенного потока, а не располагаемый теплоперепад (L_{ts}), как в других литературных источниках. Таким образом, в понятие «адиабатического КПД турбины» в работе [7] вложен смысл понятия «КПД турбины по заторможенным параметрам». Это привело к тому, что в работе [7] различаются понятия лопаточного и адиабатического КПД турбины, но в работах [1,2,3,4,5,6] данные понятия являются синонимами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антонюк Л.М.. Теория газотурбинных двигателей.: Учеб. пособие. Часть 1: Газогенераторы, входные и выходные устройства / Л.М. Антонюк, В.С. Марусенко – М.:1998, - 161с.
2. Абианц В.Х. Теория авиационных газовых турбин. /В.Х. Абианц – М.: Оборонгиз, 1953.– 216 с.
3. Михальцев В.Е. Теория и проектирование газовой турбины [Текст]: Учеб. пособие. Часть 1: Теория и проектирование ступени газовой турбины / Михальцев В.Е., Моляков В.Д.. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 104 с.
4. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст]: Учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели»; 2-е изд., перераб. и доп. / К.В. Холщевников, Емин О.Н., Митрохин В.Т. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
5. Кулик М.С. Теорія компресорів і газотурбінних установок: Навч. посібник. / М.С. Кулик, В.Г. Моца, М.І. Шпакович – К.: НАУ, 2002.– 219 с.
6. Нечаев Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Часть 1. / Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. – М.: Машиностроение, 1977. – 312 с.
7. Уваров В.В. Газовые турбины и газотурбинные установки: Учеб. пособие для машиностроит. вузов и факультетов / В.В. Уваров – М.:Высшая школа, 1970. – 320с.

В.В. Панин, Д.В. Кондратьев

НЕСООТВЕТСТВИЯ В ПОДХОДАХ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ЛОПАТОЧНОГО КПД ТУРБИНЫ

В статье рассмотрены некоторые несоответствия подходов при определении лопаточного (адиабатного) коэффициента полезного действия (КПД) турбины газотурбинного двигателя (газотурбинной установки). Анализируются подходы при определении лопаточного КПД турбины разных авторов. А также рассмотрено различие в принятых понятиях лопаточного и адиабатического КПД турбины.

Vladislav V. Panin, Denis V. Kondratiev

INCONSISTENCIES OF THE APPROACHES FOR DETERMINING A BLADE EFFICIENCY OF THE TURBINE

This article takes into consideration some inconsistencies of the approaches for determining a scapular (an adiabatic) efficiency of the turbine of the gas turbine engine (a gas-turbine plant). Approaches are analyzed in determining the scapular efficiency of the turbine of different authors. Also the authors considered differences in the accepted notions of the scapular and the adiabatic efficiency of the turbine.