

DOI: 10.18721/JEST.230302

УДК 621.438

Г.А. Ромахова

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация

МЕТОД РАСЧЕТА ПОТЕРЬ ОТ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Создание парогазовых установок с коэффициентом полезного действия на уровне 60 % и выше требует освоения температур газа перед турбиной 1500–1600 °С и применения новых высокоэффективных технологий охлаждения. Одним из основных факторов, препятствующих повышению коэффициента полезного действия по мере повышения температуры газа, является рост потерь, связанных с охлаждением газовой турбины. При этом эффект от увеличения температуры может быть полностью компенсирован ростом потерь от охлаждения. Эти потери оказывают существенное влияние на выбор параметров газотурбинных и комбинированных установок в процессе их оптимизации. Традиционные методы расчета не позволяют непосредственно вычислить потери от охлаждения и оценить влияние технологии охлаждения на величину коэффициента полезного действия установки. В статье предложен метод аналитического расчета величины потерь от охлаждения, который может быть использован уже на первом этапе расчета установки. Метод основан на использовании термодинамической модели охлаждаемой газовой турбины и эксергетическом анализе. Он реализован в специальной исследовательской программе, позволяющей анализировать влияние начальной температуры газа и технологии охлаждения турбины на показатели газотурбинных и комбинированных установок. Приведен пример расчета потерь от охлаждения в установке с параметрами, близкими к параметрам ГТЭ-65 ОАО «Силовые машины». Представлено детальное распределение необратимых потерь в соответствии с их источником в установке. Результаты расчета иллюстрированы диаграммой потоков эксергии в ГТУ с охлаждаемой воздухом газовой турбиной. Использование предлагаемого метода позволит существенно упростить процесс выбора параметров перспективных газотурбинных и комбинированных установок с охлаждаемой газовой турбиной.

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ; ГАЗОТУРБИННЫЕ И КОМБИНИРОВАННЫЕ УСТАНОВКИ; ПОТЕРИ ОТ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ; ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ; ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ.

Ссылка при цитировании:

Г.А. Ромахова. Метод расчета потерь от охлаждения газовой турбины насоса // *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки.* 2017. Т. 23. № 3. С. 16–28. DOI: 10.18721/JEST.230302

G.A. Romakhova

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, Saint-Peterburg, Russian Federation

THE ANALYSIS OF COOLING LOSSES IN GAS TURBINES

A combined plant efficiency of greater than 60 percent is achievable through raising the turbine inlet temperature to 1500–1600 °C and incorporation of advanced cooling techniques in the gas turbine. The primary influence on cycle efficiency as turbine inlet temperature is raised is increased turbine cooling loss. The increase in gas turbine cycle efficiency as turbine inlet temperature is raised may be more than offset by the increased cooling losses. The cooling losses play a major role in combined cycle optimization. Detailed prediction of cooling losses is a complex task. The quantification of cooling losses cannot be performed by traditional energy-balance analysis. The model for the turbine cooling losses is presented. It is based on a separation of the air-cooled gas turbine cycle into topping cycle with products of

combustion as working fluid and bottoming cycles with cooling flow. The method of exergy analysis is applied to identified and quantified cooling losses. The models have been used in computer programs that predict the performance of cooled gas-turbine plant depending on the cooling technology levels and turbine inlet temperature. The presented method is illustrated by applying it to analyze an air-cooled gas turbine plant similar to the GTE-65. A detailed breakdown of the component irreversibilities by source-process is presented. The calculation results are illustrated in the flow diagram of exergy.

EFFICIENCY; GAS TURBINE PLANT; COMBINED PLANT; COOLING LOSSES; EXERGY ANALYSIS; MODEL FOR TURBINE COOLING LOSSES.

Citation:

G.A. Romakhova, The analysis of cooling losses in gas turbines, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology*, 23 (03) (2017) 16–28, DOI: 10.18721/JEST.230302

Применение отечественных парогазовых установок с высоким коэффициентом полезного действия, на уровне 58–60 %, позволит существенно повысить эффективность энергетики. Такие установки могут быть созданы только на базе высокотемпературных охлаждаемых газовых турбин [1–6].

Выбор параметров газотурбинных и парогазовых установок существенно зависит от температуры газа при выходе из камеры сгорания и принятой системы охлаждения высокотемпературных элементов, так как потери, вызванные охлаждением, существенно снижают преимущества от повышения температуры газа.

Косвенно уровень потерь от охлаждения можно оценить по величине разности между коэффициентами полезного действия установок с охлаждаемой турбиной и с неохлаждаемой в сопоставимых условиях. Однако при этом не учитывается изменение энергии уходящих газов в результате снижения их температуры за турбиной и состава продуктов сгорания, что сказывается на эффективности утилизационного контура и парогазовой установки в целом.

Традиционные методы расчета не позволяют непосредственно вычислить потери от охлаждения и оценить влияние технологии охлаждения на величину КПД установки. В статье предлагается метод расчета потерь от охлаждения, основанный на термодинамической модели процесса расширения в охлаждаемой турбине [7–9] и эксергетическом анализе. Он позволяет вычислять потери от охлаждения непосредственно на стадии расчета тепловой схемы установки. При этом отпадает необходимость дополнительных расчетов установки без охлаждения.

Термодинамическая модель установки

Чтобы выявить потери, вызванные охлаждением газовой турбины, необходимо создать теоретическую модель установки, которая должна отражать взаимодействие потоков энергии в ее основных элементах. Такая модель показана на рис. 1. Рабочее тело газотурбинной установки условно разделено на два потока. Первый поток включает расход воздуха $G_{в0}$, к которому после сжатия в компрессоре подводится тепло топлива в камере сгорания, и продукты сгорания ($G_{г0} = G_{в0} + G_{топ}$), совершающие работу в турбине. Второй поток — охлаждающий газовую турбину воздух $G_{охл0}$, который после сжатия в компрессоре нагревается в результате подвода тепла от охлаждаемых элементов турбины и продуктов сгорания и также совершает работу. В реальной установке оба потока воздуха сжимаются в одном компрессоре, а продукты сгорания и охлаждающий воздух расширяются в одной турбине, при этом они обмениваются энергией. В представленной модели два потока рабочих тел условно разделены, что позволяет аналитически описать энергетическое взаимодействие между ними.

Таким образом, реальная установка рассматривается здесь как техническая система, состоящая из двух подсистем, заключенных внутри контрольных поверхностей X и Y . Для краткости назовем первую подсистему «подсистемой газа», а вторую — «подсистемой охладителя». В газотурбинной установке с неохлаждаемой турбиной «подсистема охладителя» отсутствует, и вся установка представляет собой «подсистему газа».

В современных высокотемпературных газовых турбинах процесс расширения сопровождается практически непрерывным подмешиванием

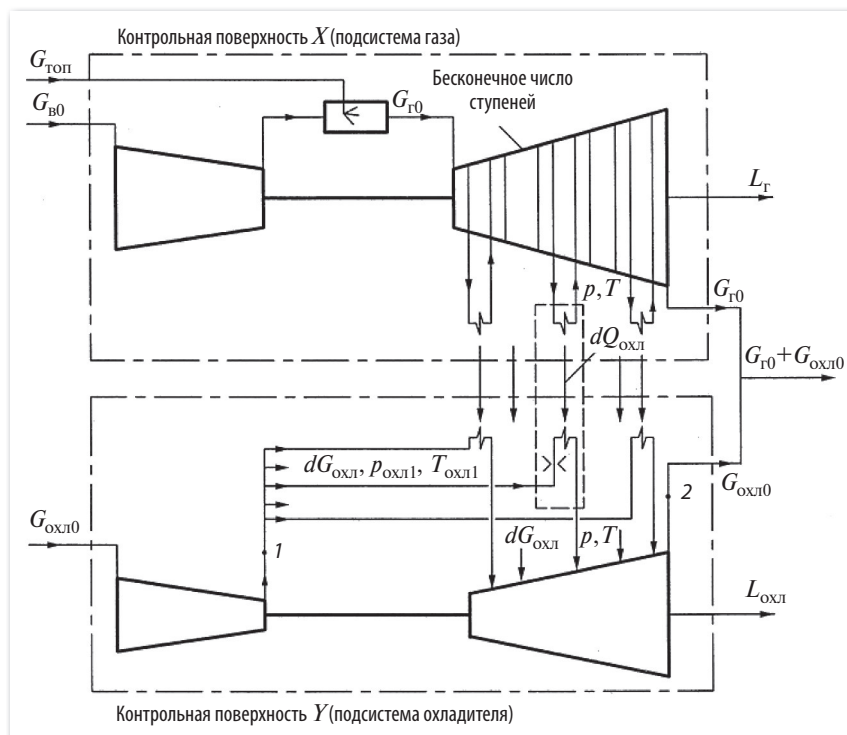


Рис. 1. Схематическое представление модели ГТУ с охлаждаемой турбиной

Fig. 1. Schematic diagram illustrating the cooling losses in an air-cooled gas turbine plant

охладителя к рабочему телу из-за наличия большого количества венцов с внутренним охлаждением лопаток и значительной доли пленочного охлаждения. Условно он может быть представлен как процесс с бесконечным числом ступеней турбины и непрерывным отводом теплоты от продуктов сгорания к охладителю в бесконечном числе теплообменников, расположенных между ступенями турбины. В каждом элементарном теплообменнике, который представляет собой элемент системы охлаждения (на рис. 1 он показан пунктиром), от газа отводится тепловой поток $dQ_{\text{охл}}$ к расходу охладителя $dG_{\text{охл}}$. При выходе из теплообменника потоки газа и охладителя имеют одинаковые давление p и температуру T . В реальной турбине охлаждающий воздух дросселируется, проходя через охлаждающие каналы внутри лопаток, при этом к нему подводится часть тепла конвекцией, а затем — оставшаяся часть теплового потока в результате смешения с рабочим телом. В предлагаемой модели этот процесс условно разделен на два: расход охладителя $dG_{\text{охл}}$ сначала дросселируется от сво-

его начального давления $p_{\text{охл1}}$ до текущего давления p , а затем к нему подводится вся теплота $dQ_{\text{охл}}$ при постоянном давлении.

Такое представление процесса расширения в охлаждаемой турбине позволяет записать дифференциальные уравнения процессов расширения газа с отводом тепла и расширения охладителя с подводом тепла [8]. Полученная система уравнений, дополненная уравнением, описывающим распределение расхода охладителя вдоль проточной части турбины в зависимости от параметров процесса, позволяет получить уравнения процессов расширения газа и охладителя в интегральном виде, вычислить работу охлаждаемой турбины, температуру в конце процесса расширения и потери, вызванные охлаждением.

На рис. 1 для простоты показана схема установки, в которой весь воздух для охлаждения турбины отбирается из выходного патрубка компрессора. Принципиально в модели ничего не изменится, если учесть наличие отборов в компрессоре. В этом случае внутри контрольной

поверхности Y будет расположен компрессор с отборами охлаждающего воздуха.

Таким образом, газотурбинная установка с охлаждаемой турбиной может быть представлена как гипотетическая комбинированная установка, в верхнем контуре которой работа L_T производится за счет подводимого тепла топлива $Q_{\text{топ}}$, а в нижнем контуре — за счет тепла $Q_{\text{охл}}$, отведенного от продуктов сгорания в процессе охлаждения турбины.

Потери от охлаждения

Формально потери от охлаждения обусловлены наличием контура охладителя в реальной газотурбинной установке и потерями, возникающими в результате появления этого контура. Представленная модель позволяет аналитически описать все эти потери, используя эксергетический метод анализа. Схематически потоки эксергии показаны на рис. 2. В скобках указаны расходы рабочего тела, соответствующие этим потокам.

Преобразование энергии в подсистеме газа сопровождается необратимыми потерями $\sum_i \Delta E_{T_i}$, включающими потери эксергии при сжатии в компрессоре, в камере сгорания, в процессе расширения газа в турбине, а также потери, связанные с дросселированием в воздухозаборном и выходном трактах. Эксергетический баланс для подсистемы газа следующий [7]:

$$E_{\text{топ}} + E_{\text{в0}} = E_q + L_T + E_{\text{ухг}} + \sum_i \Delta E_{T_i}, \quad (1)$$

где $E_{\text{топ}}$ — эксергия топлива; $E_{\text{в0}}$ — эксергия потока воздуха $G_{\text{в0}}$ при параметрах, соответствующих входу в компрессор; E_q — эксергия теплового потока $Q_{\text{охл}}$; $E_{\text{ухг}}$ — эксергия продуктов сгорания при параметрах за турбиной.

В процессе преобразования энергии $Q_{\text{охл}}$ теплового потока в работу $L_{\text{охл}}$ нижнего контура возникают потери эксергии $\sum_j \Delta E_{\text{охл}j}$. Они вызваны необратимостью процессов сжатия в компрессоре $\Delta E_{\text{к охл}}$, дросселирования в охлаждающих каналах и трения в процессе расширения в турбине $\Delta E_{\text{т охл}}$, а также необратимостью теплообмена между газом и охладителем $\Delta E_{\text{то}}$, обусловленной конечной разностью температур

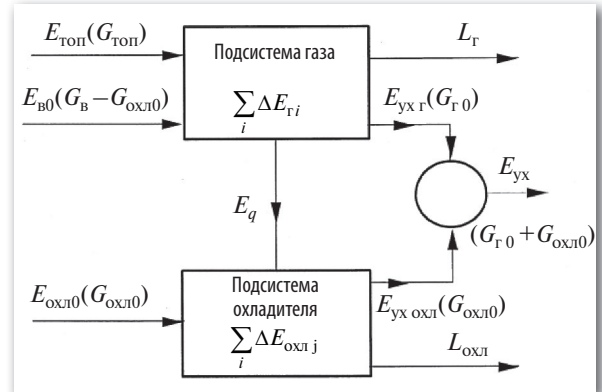


Рис. 2. Схема потоков эксергии в ГТУ с охлаждаемой турбиной

Fig. 2. Flow diagram for an air-cooled gas turbine plan

между ними. В сумму потерь должны быть также включены потери, связанные с дросселированием охладителя во входном и выходном трактах газотурбинной установки — $\Delta E_{\text{вх охл}}$ и $\Delta E_{\text{вых охл}}$.

В реальной турбине процессы дросселирования охладителя в каналах и теплообмен происходят одновременно. В общем случае это политропный процесс. Для упрощения расчетов было принято, что процессы дросселирования и теплообмена происходят последовательно: сначала дросселирование от начального давления охладителя до давления в проточной части, а затем подвод теплоты. Такое допущение позволило получить уравнение процесса расширения охладителя в замкнутом виде [8] и ввести поправку на величину коэффициента потерь для охладителя, как показано в Приложении.

Эксергетический баланс для подсистемы охладителя:

$$E_q + E_{\text{охл0}} = L_{\text{охл}} + E_{\text{ух охл}} + \sum_j \Delta E_{\text{охл}j}. \quad (2)$$

Поскольку в гипотетической установке каждое рабочее тело расширяется в своей турбине, то для правильного определения эксергии уходящих газов $E_{\text{ух}}$ необходимо учесть потери, обусловленные различным составом рабочих тел, т. е. потери от смешения $\Delta E_{\text{см}}$:

$$E_{\text{ухг}} + E_{\text{ух охл}} = E_{\text{ух}} + \Delta E_{\text{см}}. \quad (3)$$

К потерям от охлаждения газовой турбины относятся все потери эксергии, связанные

с преобразованием в контуре охладителя энергии теплового потока $Q_{\text{охл}}$ в работу $L_{\text{охл}}$, а также потери от смешения:

$$\begin{aligned} \Delta E_{\text{охл}} &= \sum_j \Delta E_{\text{охл}j} + \Delta E_{\text{см}} = \\ &= \Delta E_{\text{к охл}} + \Delta E_{\text{т охл}} + \Delta E_{\text{то}} + \Delta E_{\text{вх охл}} + \\ &+ \Delta E_{\text{вых охл}} + \Delta E_{\text{см}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Используя уравнения (1)–(3) и учитывая, что поступающий в компрессор воздух находится в термодинамическом равновесии с окружающей средой ($E_{\text{в}0} = 0$ и $E_{\text{охл}0} = 0$), коэффициент полезного действия газотурбинной установки можем представить следующим образом:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ГТУ}} &= \frac{L_{\text{Г}} + L_{\text{охл}}}{Q_{\text{топ}}} = \\ &= \frac{E_{\text{топ}} - \sum_i \Delta E_{\text{Г}i} - \Delta E_{\text{охл}} - E_{\text{ух}}}{Q_{\text{топ}}} = \\ &= \bar{E}_{\text{топ}} - \sum_i \Delta \bar{E}_{\text{Г}i} - \bar{\Delta E}_{\text{охл}} - \bar{E}_{\text{ух}}. \end{aligned} \quad (5)$$

Для ГТУ с неохлаждаемой турбиной $\bar{\Delta E}_{\text{охл}} = 0$, и формула (5) принимает традиционный вид.

При сопоставимых условиях удельные потери в контуре газа можно считать не зависящими от наличия охлаждения, т. е. $\sum_i \Delta \bar{E}_{\text{Г}i} = \text{idem}$.

Учитывая, что $\bar{E}_{\text{топ}} = \text{idem}$, формула (5) позволяет получить величину снижения КПД охлаждаемой газотурбинной установки по сравнению с неохлаждаемой:

$$\begin{aligned} \Delta \eta_{\text{ГТУ}} &= \eta_{\text{ГТУ но}} - \eta_{\text{ГТУ}} = \\ &= \Delta \bar{E}_{\text{охл}} - \Delta \bar{E}_{\text{ух}}, \end{aligned} \quad (6)$$

где $\Delta \bar{E}_{\text{ух}}$ — изменение потерь эксергии с уходящими газами, вызванное как снижением температуры газа за турбиной в результате охлаждения, так и изменением состава уходящих газов.

Все составляющие потерь от охлаждения в формулах (4) и (6) зависят от расхода охладителя и, следовательно, от применяемой технологии охлаждения, а также от параметров, определяющих эффективность элементов, составляющих контур охладителя.

Расчет составляющих потерь от охлаждения

Потери эксергии в процессе сжатия в компрессоре $\Delta E_{\text{к охл}}$, во входном и выходном трактах установки $\Delta E_{\text{вх охл}}$ и $\Delta E_{\text{вых охл}}$, а также потери от смешения $\Delta E_{\text{см}}$ определяются традиционным способом [10, 11]. Потери эксергии, связанные с дросселированием охладителя в охлаждающих каналах, трением в процессе расширения и необратимостью теплообмена, могут быть определены следующим образом. При переходе подсистемы охладителя из состояния, соответствующего параметрам $P_{\text{охл}1}$ и $T_{\text{охл}1}$ входа в систему охлаждения (точка 1 на рис. 1), в состояние, соответствующее параметрам P_2 и T_2 за турбиной (точка 2 на рис. 1), приращение энтропии составит

$$\begin{aligned} G_{\text{охл}0} \Delta s_{\text{охл} \Sigma} &= G_{\text{охл}0} s_{\text{охл}}(T_2, p_2) - \\ &- G_{\text{охл}0} s_{\text{охл}}(T_{\text{охл}1}, p_{\text{охл}1}). \end{aligned} \quad (7)$$

Оно включает увеличение энтропии охладителя в результате всех перечисленных выше необратимых процессов. Если в установке предусмотрены отборы воздуха из компрессора для охлаждения турбины, то вместо последнего члена в уравнении (7) необходимо подставить сумму $\sum_k G_{\text{охл}k} s_{\text{охл}k}(T_{\text{охл}1k}, p_{\text{охл}1k})$, в которой индексом « k » обозначены параметры k -го отбора.

В процессе перехода из состояния 1 в состояние 2 к охладителю подведен тепловой поток $Q_{\text{охл}}$ от газа. Удельное приращение энтропии газа в результате отвода теплоты $\Delta s_{\text{охл} \Gamma}$ может быть определено в результате интегрирования уравнения процесса его расширения с охлаждением [8], а перечисленные потери эксергии могут быть вычислены с использованием формулы Гюи — Стодольи:

$$\begin{aligned} \Delta E_{\text{т охл}} + \Delta E_{\text{то}} &= \\ &= T_0 (G_{\text{охл}0} \Delta s_{\text{охл} \Sigma} - G_{\text{Г}0} \Delta s_{\text{охл} \Gamma}). \end{aligned}$$

Ниже приведен пример расчета потерь от охлаждения.

Пример расчета. В качестве примера приведен расчет потерь эксергии в газотурбинной установке с открытым воздушным охлаждением турбины при параметрах, максимально приближенных к параметрам ГТЭ-65 ОАО «Силловые машины»,

опубликованным в открытой печати [12 и др.]. Температура газа при выходе из камеры сгорания составляет 1360 °С, степень повышения давления в компрессоре равна 15,6. Расход воздуха при входе в компрессор — 180 кг/с. Расход воздуха на охлаждение лопаточного аппарата турбины составляет 20 % от расхода при входе в компрессор [12]. Турбина имеет четыре ступени.

Принято следующее: отсутствуют потери давления во входном патрубке компрессора и выходном патрубке турбины; относительные потери давления в камере сгорания — 0,035; КПД камеры сгорания — 0,99; полное давление за турбиной — 0,106 МПа; механический КПД и КПД электрогенератора равны соответственно $\eta_{\text{мех}} = 0,99$, $\eta_{\text{эг}} = 0,985$; политропный КПД компрессора — 0,90; начальные значения политропных КПД турбин газа и охладителя приняты равными соответствующей величине для

неохлаждаемой турбины — $\eta_{\text{полт0}} = 0,90$. Топливо — метан. Давление топлива при входе в камеру сгорания — 4,0 МПа; температура — 15 °С. Параметры окружающего воздуха: 15 °С и 0,1013 МПа, относительная степень влажности — 60 %. Для определения свойств влажного воздуха и продуктов сгорания использовались уравнения из работы [13].

Для упрощения расчета принято, что охлаждаются только венцы, температура газа перед которыми превышает допустимую температуру стенки металла (800 °С). Расчетная схема установки приведена на рис. 3. Результаты расчета сведены в табл. 1 и 2.

Параметры при выходе из компрессоров и камеры сгорания (точки 2, 12 и 3 на расчетной схеме) определяются традиционным методом с использованием политропного КПД компрессора, баланса энергии и эксергетического баланса [10, 11].

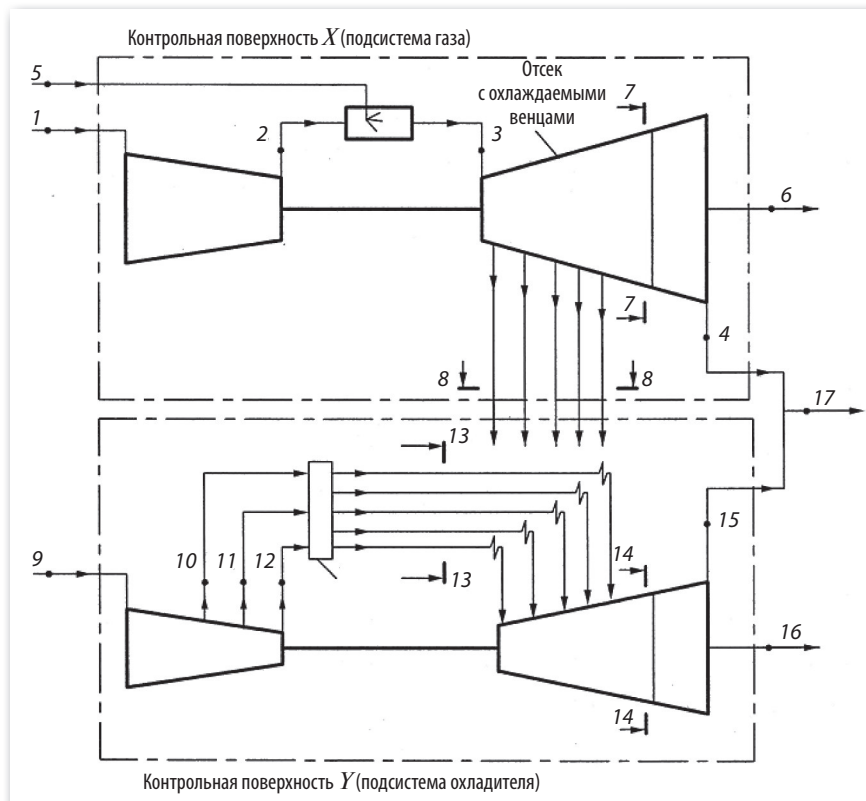


Рис. 3. Расчетная схема газотурбинной установки с охлаждаемой турбиной (ИТ — идеальный теплообменник, в котором потоки охладителя обмениваются теплотой при разных давлениях, но не смешиваются)

Fig. 3. Example of air-cooled gas turbine plant for determining the cooling losses (ИТ — ideal heat exchanger)

Таблица 1

Значения параметров в основных точках расчетной схемы (рис. 3)

Table 1

Parameters and flow rates in particular points of the plants (fig. 3)

Номер точки на схеме рис. 3	Расход, кг/с	Давление, МПа	Температура, °С	Эксергия	
				МВт	% к теплу топлива
<i>Подсистема газа</i>					
1	144,0	0,101	15	0,00	0,0
2	144,0	1,580	403	54,22	29,65
5	3,65	4,00	15	191,85	104,92
3	147,6	1,525	1360	191,34	104,64
7–7	147,6	0,330	808	89,66	49,03
8–8	–	–	–	21,76	11,90
4	147,6	0,106	569	45,40	24,83
6	–	–	–	39,76	21,74
<i>Подсистема охладителя</i>					
9	36,0	0,101	15	0,00	0,0
10	2,1	0,58	225	0,42	0,23
11	6,8	0,99	315	1,94	1,06
12	27,1	1,58	403	10,21	5,58
13–13	36,0	–	376	12,57	6,87
14–14	36,0	0,330	808	19,79	10,82
15	36,0	0,106	569	9,62	5,26
16	–	–	–	6,20	3,39
<i>Уходящие газы</i>					
17	183,6	0,106	569	54,68	29,90

Таблица 2

Мощность, количество тепла, потери эксергии

Table 2

Output, heat rate, exergy losses

Элемент на схеме рис. 3	Мощность, количество тепла		Потери эксергии	
	МВт	% к теплу топлива	МВт	% к теплу топлива
<i>Подсистема газа</i>				
Компрессор	57,87	31,65	3,65	2,00
Камера сгорания	182,86	100,00	54,73*	29,93
Турбина	120,76	66,04	3,42	1,87
Сумма потерь $\sum_i \Delta E_{Гi}$			61,80	33,80

Элемент на схеме рис. 3	Мощность, количество тепла		Потери эксергии	
	МВт	% к теплу топлива	МВт	% к теплу топлива
<i>Подсистема охладителя</i>				
Компрессор $\Delta E_{к\text{ охл}}$	13,44	7,35	0,88	0,48
Турбина ($\Delta E_{т\text{ охл}} + \Delta E_{т\text{ о}}$)	19,64	10,74	5,06	2,77
Сумма потерь $\sum_j \Delta E_{\text{охл},j}$			5,94	3,25
<i>Потери от смешения, механические и в электрогенераторе</i>				
Потери от смешения $\Delta E_{см}$			0,34	0,19
Потери механические и в электрогенераторе $\Delta E_{м+э\text{г}}$			1,73	0,94

* Включены потери в топливном клапане 0,45 МВт

Дальнейший расчет ведется итерационным методом. Принимается величина температуры газа за турбиной $T_4 = T_{15} = T_{17} = 843 \text{ К}$ ($569 \text{ }^\circ\text{C}$).

На первом шаге итерационного процесса температура за отсеком с охлаждаемыми лопатками (сечения 7 и 14 на расчетной схеме) принимается равной допустимой температуре стенки лопатки, а температура воздуха, поступающего на охлаждение турбины, (сечение 13 на схеме) — температуре за компрессором. Коэффициенты потерь для процессов расширения газа ζ_r и охладителя $\zeta_{\text{охл}}$, входящие в уравнения процессов расширения газа и охладителя, вычисляются через политропный КПД неохлаждаемой турбины: $\zeta_{r0} = 1 - \eta_{\text{пол } r0}$ и $\zeta_{\text{охл}0} = 1 - \eta_{\text{пол } r0}$. В дальнейшем на величину этих коэффициентов вводятся поправки. Используя уравнения процессов расширения газа и охладителя из работы [8], определяют давление $p_7 = p_{14}$ за охлаждаемым отсеком, работу, совершенная газом ($L_{тг\text{ }3-7}$) и охладителем ($L_{т\text{ охл }13-14}$) соответственно в отсеках турбины 3–7 и 13–14. Расчет параметров отсеков 7–4 и 14–15 турбины как единого отсека неохлаждаемой турбины ведется традиционным методом. В результате этого расчета определяются температура за турбиной T_4 и работа, совершенная газом и охладителем ($L_{тг\text{ }7-4} + L_{т\text{ охл }14-15}$).

На следующих шагах итерационного процесса вводятся поправки на величину коэффициентов потерь для газа и охладителя и учитывается наличие отборов воздуха из компрессора.

Основываясь на опубликованных данных [14, 15 и др.], ввели поправку на величину коэффициента потерь для процесса расширения газа ($\zeta_r = \zeta_{r0} + \Delta\zeta_r$), учитывающую потери, вызванные смешением охлаждающего воздуха и основного потока газа с различными скоростями:

$$\Delta\zeta_r = \eta_{\text{пол } r0} K \frac{g_0}{z},$$

где $g_0 = G_{\text{охл}0} / G_{r0}$; z — число охлаждаемых венцов; $K = 0,125$ — эмпирический коэффициент.

Поправка $\Delta\zeta_{\text{др}}$ на коэффициент потерь для процесса расширения охладителя, учитывающая дросселирование охладителя в каналах ($\zeta_{\text{охл}} = \zeta_{\text{охл}0} + \Delta\zeta_{\text{др}}$), на стадии расчета тепловой схемы установки может быть определена по формулам, приведенным в Приложении.

Чтобы учесть наличие отборов из компрессора, принято, что каждый направляющий венец турбины, кроме первого, охлаждается воздухом из своего отбора с давлением, превышающим на 0,1 МПа давление перед венцом. Все рабочие венцы и направляющий венец первой ступени охлаждаются воздухом из выходного патрубка компрессора. Сделано допущение, что полезная работа турбины распределена равномерно между ступенями со степенью реактивности 50 %. Это позволяет распределить полезную работу между венцами турбины, определить давление и температуру перед ними, число охлаждаемых венцов z и оценить давление в отборах компрессора. Принимая, что расход охладителя распределяется

вдоль проточной части турбины согласно уравнению (9) из работы [8], оценили величину расхода охладителя из каждого отбора компрессора, мощность компрессора и среднемассовую температуру охладителя при входе в систему охлаждения — $T_{13} = T_{\text{охл}1}$.

Ниже приведен расчет параметров установки на последнем итерационном шаге. Параметры при входе в турбину подсистемы газа (точка 3 на рис. 3): температура $T_3 = 1633$ К; давление $p_3 = 1,525$ МПа; расход газа $G_3 = G_{\Gamma 0} = 147,6$ кг/с. Расход охладителя равен $G_{13} = G_{\text{охл}0} = 36,0$ кг/с; относительный расход охладителя — $g_0 = 6,0/147,6 = 0,244$.

Из предыдущих итераций предварительно определены: число охлаждаемых венцов $z = 5$, температура за охлаждаемым отсеком турбины $T_7 = T_{14} = 1081$ К и средняя температура охладителя $T_{13} = T_{\text{охл}1} = 649$ К.

Расчет отсеков 3–7 и 13–14 турбины. Вычисляется поправка на величину коэффициента потерь для процесса расширения газа по формуле (9): $\Delta\zeta_{\Gamma} = 0,0046$ и коэффициент потерь для процесса расширения газа $\zeta_{\Gamma} = \zeta_{\Gamma 0} + \Delta\zeta_{\Gamma} = 0,10 + 0,0046 = 0,1046$. Определяется поправка на величину коэффициента потерь в процессе расширения охладителя, связанная с дросселированием охладителя, $\Delta\zeta_{\text{др}} = 0,242$. Для этого по формулам (П 4) и (П 2) Приложения к статье вычисляется работа $\Delta L_{\text{др}} = 3,61$ МВт, затраченная на дросселирование (принято, что $\pi_{\text{ср}} = 1,7$; работа охладителя $L_{\text{т охл} 13-14} = 9,82$ МВт определена на предыдущем шаге). Тогда $\zeta_{\text{охл}} = \zeta_{\text{охл}0} + \Delta\zeta_{\text{др}} = 0,10 + 0,242 = 0,342$.

По уравнению (10) из работы [8] рассчитывается величина удельного теплового потока, отведенного от газа в процессе расширения в отсеке 3–7:

$$q_{\text{охл}} = \frac{\bar{c}_{p \text{ охл}}}{\chi} (T_3 - T_{13}) \times \left[A_1 \ln(1 + \chi g_0) - (2 + f)(1 - a) + 2A_1 \ln \left| \frac{b+1}{b+a} \right| \right] = 184,4 \text{ кДж/кг},$$

где $\bar{c}_{p \text{ охл}} = 1,2019$ кДж/(кг·К); $R_{\Gamma} = 0,2939$ кДж/(кг·К) — газовая постоянная для продуктов сго-

рания; $\chi = (R_{\text{охл}}/R_{\Gamma})(1 - \zeta_{\text{охл}})/(1 - \zeta_{\Gamma}) = 0,7204$; $A_1 = 2,5855$; $f = 0,2270$; $a = 0,4388$; $b = 2,3650$ — коэффициенты уравнения.

Абсолютная величина приращения удельной энтропии газа в результате отвода теплового потока $q_{\text{охл}}$ (по уравнению (13) из [8]) составит

$$\Delta s_{\text{охл} \Gamma} = \frac{\bar{c}_{p \text{ охл}}}{\chi} \times \left[A \ln(1 + \chi g_0) + B \ln \frac{T_3}{T_7} + D \ln \left| \frac{b+1}{b+a} \right| \right] = 0,1285 \text{ кДж/(кг·К)},$$

где $A = 0,8546$; $B = 0,1442$; $D = -0,6619$ — коэффициенты уравнения.

Из уравнения процесса расширения газа с охлаждением [8]

$$\Delta s_{\text{охл} \Gamma} = \bar{c}_{p \Gamma} \ln \frac{T_3}{T_7} + (1 - \zeta_{\Gamma}) R_{\Gamma} \ln \frac{p_7}{p_3},$$

где $\bar{c}_{p \Gamma} = 1,2871$ кДж/(кг·К) определяется давлением за отсеком с охлаждаемыми лопатками $p_7 = 0,330$ МПа.

Работа, совершенная газом в отсеке 3–7, составит

$$L_{\text{т} \Gamma 3-7} = G_3 (h_3 - h_7) - Q_{\text{охл}} = 147,6(1634,13 - 921,94) \cdot 10^{-3} - 27,22 = 77,92 \text{ МВт},$$

а работа охладителя в отсеке 13–14 равна

$$L_{\text{т охл} 13-14} = Q_{\text{охл}} + G_{\text{охл}0} (h_{13} - h_{14}) = 27,22 + 36,0(388,30 - 871,47) = 9,82 \text{ МВт},$$

где $Q_{\text{охл}} = G_3 q_{\text{охл}} = 147,6 \cdot 184,4 \cdot 10^{-3} = 27,22$ МВт.

Расчет отсеков 7–4 и 14–15 турбины как единого отсека. Расход уходящих газов равен $G_{17} = G_3 + G_{13} = 147,6 + 36,0 = 183,6$ кг/с; степень понижения давления $\pi = p_7/p_{17} = 0,330/0,106 = 3,113$; средняя теплоемкость для процесса расширения — $\bar{c}_p = 1,1985$ кДж/(кг·К); газовая постоянная — $R = 0,2928$ кДж/(кг·К); политропный КПД — $\eta_{\text{пол}} = 0,90$. Из уравнения процесса расширения определяется температура за турбиной

$$T_4 = T_{15} = T_{17} = 1081 \cdot 3,113^{-0,9 \cdot 0,2928/1,1985} = 842 \text{ К} = 569 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Полученное значение температуры за турбиной с заданной точностью соответствует принятому в начале расчета значению $T_4 = T_{15} = T_{17} = 842 \text{ К}$, а все принятые параметры во внутренних циклах расчета соответствуют полученным.

Суммарная работа неохлаждаемого отсека турбины равна $L_{T_{Г7-4}} + L_{T_{Oxl14-15}} = 52,66 \text{ МВт}$, в том числе работа, совершенная продуктами сгорания, ($L_{T_{Г7-4}} = 42,84 \text{ МВт}$) и охладителем ($L_{T_{Oxl14-15}} = 9,82 \text{ МВт}$). Суммарная работа, совершенная газом в турбине, составляет $L_{T_{Г}} = L_{T_{Г3-7}} + L_{T_{Г7-4}} = 77,92 + 42,84 = 120,76 \text{ МВт}$, а охладителем — $L_{T_{Oxl}} = L_{T_{Oxl13-14}} + L_{T_{Oxl14-15}} = 9,82 + 9,82 = 19,64 \text{ МВт}$.

Работу газовой турбины ($L_T = L_{T_{Г}} + L_{T_{Oxl}} = 120,76 + 19,64 = 140,40 \text{ МВт}$) равномерно распределяют между венцами, и способом, описанным выше, определяют число охлаждаемых венцов ($z = 5$), температуру за охлаждаемым отсеком ($T_7 = T_{14} = 1081 \text{ К} = 808 \text{ °С}$), параметры в отборах компрессора (точки 10 и 11 на расчетной схеме), среднemasсовую температуру охладителя при входе в систему охлаждения ($T_{13} = T_{Oxl1} = 649 \text{ К} = 376 \text{ °С}$) и мощность компрессора подсистемы охладителя ($L_{K_{Oxl}} = 13,44 \text{ МВт}$) (см. табл. 1 и 2).

Показатели газотурбинной установки. Работа, совершенная подсистемой газа, равна $L_{Г} = L_{T_{Г}} - L_{K_{Г}} = 120,76 - 57,87 = 62,89 \text{ МВт}$ (где $L_{K_{Г}} = 57,87 \text{ МВт}$ — работа, затраченная на привод компрессора в подсистеме газа, из табл. 1). Работа, совершенная подсистемой охладителя, составляет $L_{Oxl} = L_{T_{Oxl}} - L_{K_{Oxl}} = 19,64 - 13,44 = 6,20 \text{ МВт}$; электрическая мощность ГТУ — $N_{ГТУ} = (L_{Г} + L_{Oxl}) \eta_{мех} \eta_{ЭГ} = (62,89 + 6,20) \cdot 0,99 \times 0,985 = 67,37 \text{ МВт}$. Количество тепла, подведенного с топливом, — $Q_{топ} = 182,86 \text{ МВт}$; КПД ГТУ — $\eta_{ГТУ} = N_{ГТУ} / Q_{топ} = 67,37 / 182,86 = 0,3684$.

Все рассчитанные потоки и потери эксергии для двух подсистем и установки в целом удовлетворяют уравнениям баланса (1)–(3). Наглядно они представлены в виде диаграммы Грассмана на рис. 4.

Расчет потерь эксергии

Величина потоков эксергии в расчетных точках схемы приведена в табл. 1. Потери эксергии в отсеках компрессоров, турбин подсистемы газа

и камеры сгорания вычисляются по формуле Гюи — Стодолы. Эти значения приведены в табл. 2. Потери эксергии для турбины подсистемы охладителя, связанные с трением и дросселированием охладителя ($\Delta E_{T_{Oxl}}$), а также с необратимостью теплообмена ($\Delta E_{T_{O}}$), определяются по формуле (8), в которой полное приращение энтропии охладителя от состояния в отборах компрессора (точки 10, 11, 12 на схеме рис. 3) до состояния за турбиной (точка 15) определяется по формуле (7):

$$G_{13} \Delta s_{Oxl\Sigma} = 36,52 \text{ Квт/град};$$

$$\Delta E_{T_{Oxl}} + \Delta E_{T_{O}} = T_0 (G_{13} \Delta s_{Oxl\Sigma} - G_3 \Delta s_{OxlГ}) = 288 \cdot (36,52 - 147,6 \cdot 0,1285) \cdot 10^{-3} = 5,06 \text{ МВт}.$$

Эксергия теплового потока Q_{Oxl} равна

$$E_q = Q_{Oxl} - G_3 T_0 \Delta s_{OxlГ} = 27,22 - 147,6 \cdot 288 \cdot 0,1285 \cdot 10^{-3} = 21,76 \text{ МВт}.$$

Потери от охлаждения вычисляются по формуле (4) с учетом данных табл. 2:

$$\Delta E_{Oxl} = \sum_j \Delta E_{Oxlj} + \Delta E_{см} = 5,94 \cdot 0,34 = 6,28 \text{ МВт},$$

что составляет $\overline{\Delta E}_{Oxl} = (6,28 / 182,86) \cdot 100 \% = 3,44 \%$ от тепла топлива. Эта составляющая необратимых потерь в ГТУ с охлаждаемой турбиной — вторая по величине после потерь в камере сгорания.

КПД установки, вычисленный по формуле (5) с учетом механических потерь и потерь в электрогенераторе, ($\overline{\Delta E}_{M+\text{ЭГ}} = 0,0094$, табл. 2)

$$\eta_{ГТУ} = \overline{E}_{топ} - \sum_i \overline{\Delta E}_{Гi} - \overline{\Delta E}_{Oxl} - \overline{E}_{ух} - \overline{\Delta E}_{M+\text{ЭГ}} = 1,0492 - 0,3380 - 0,344 - 0,2990 - 0,0094 = 0,3684$$

полностью соответствует величине, полученной ранее традиционным методом, что, с одной стороны, подтверждает правильность расчета, а с другой стороны, позволяет анализировать структуру потерь в охлаждаемой ГТУ.

Выводы

Представленный метод позволяет вычислить потери, вызванные охлаждением турбины, уже на первом этапе расчета газотурбинной установки и определить их вклад в снижение коэффи-

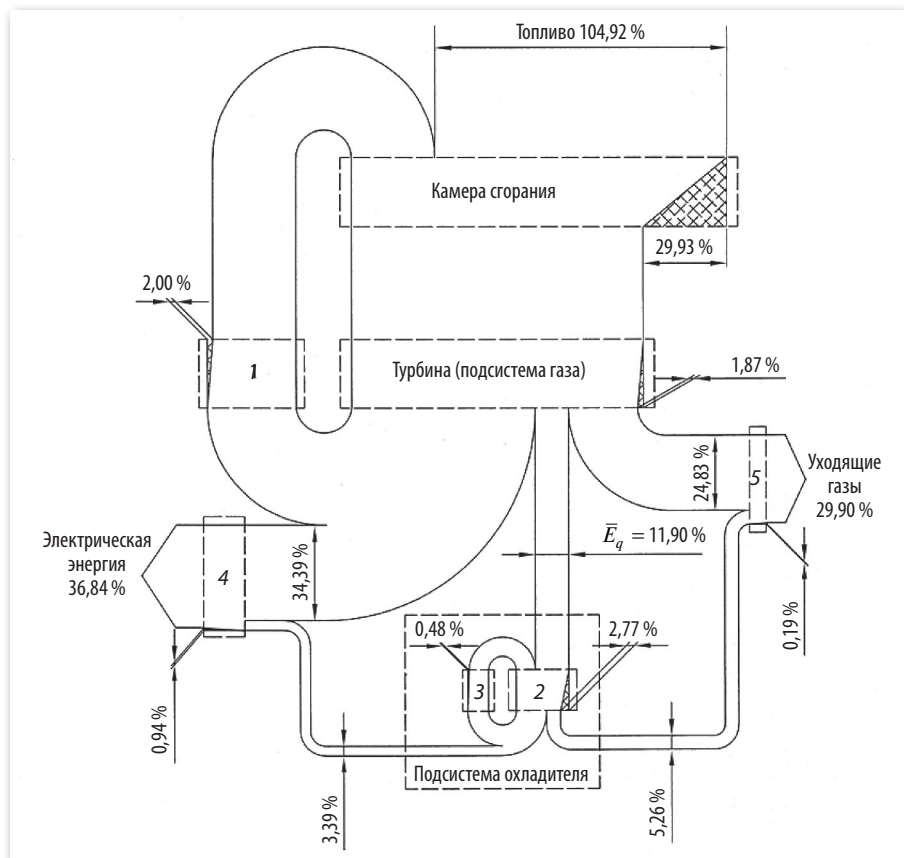


Рис. 4. Диаграмма потоков эксергии в ГТУ с охлаждаемой турбиной:

1 — компрессор подсистемы газа; 2 — турбина подсистемы охладителя; 3 — компрессор подсистемы охладителя; 4 — подшипники, электрический генератор; 5 — смешение уходящих газов из двух подсистем

Fig. 4. Exergy balance for an air-cooled gas turbine plant:

1 — compressor (gas system); 2 — turbine (coolant system); 3 — compressor (coolant system); 4 — mechanical and electrical losses; 5 — mixing process of gas and coolant

циента полезного действия. При этом может быть существенно упрощен процесс выбора параметров перспективных газотурбинных и комбинированных установок с охлаждаемой газовой турбиной.

При температуре газа 1350 °С и выше потери от охлаждения могут превышать 3,0–3,5 % от

количества теплоты, подведенной с топливом. Это вторая по величине (после потерь в камере сгорания) составляющая потерь работоспособности в цикле газотурбинной установки.

Снижение потерь от охлаждения связано в первую очередь с уменьшением требуемого расхода охладителя.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Расчет поправки на коэффициент потерь для процесса расширения охладителя

Коэффициент потерь для процесса расширения охладителя $\zeta_{\text{охл}}$ может быть представлен в дифференциальной форме как отношение работы, затраченной на преодоление трения в проточной части

($dQ_{\text{тр охл}}$) и дросселирования ($dL_{\text{др}}$), к работе процесса ($-G_{\text{охл}} v_{\text{охл}} dp$), включающей работу трения и дросселирования:

$$\zeta_{\text{охл}} = \frac{dQ_{\text{тр охл}} + dL_{\text{др}}}{-G_{\text{охл}} v_{\text{охл}} dp}$$

$$\begin{aligned} &= \frac{dQ_{\text{тр охл}}}{-G_{\text{охл}} v_{\text{охл}} dp} + \frac{dL_{\text{др}}}{-G_{\text{охл}} v_{\text{охл}} dp} = \\ &= \zeta_{\text{охл}0} + \Delta\zeta_{\text{др}}, \end{aligned} \quad (\text{П } 1)$$

где $v_{\text{охл}}$ — удельный объем охладителя; p — давление. Первое слагаемое ($\zeta_{\text{охл}0}$) в формуле (П 1) учитывает потери, связанные с трением, второе ($\Delta\zeta_{\text{др}}$) — с дросселированием.

Так как $dQ_{\text{тр охл}} = G_{\text{охл}} T ds_{\text{тр охл}}$ (где $ds_{\text{тр охл}}$ — увеличение удельной энтропии охладителя вследствие трения в процессе расширения), то можно считать коэффициент потерь $\zeta_{\text{охл}0}$ независимым от расхода охладителя и выразить его через политропный КПД неохлаждаемой турбины ($\zeta_{\text{охл}0} = 1 - \eta_{\text{пол т } 0}$).

Используя интегральную форму закона сохранения энергии для процесса расширения охладителя величины $\Delta\zeta_{\text{др}}$ и $\zeta_{\text{охл}0}$ можно представить следующим образом:

$$\begin{aligned} \Delta\zeta_{\text{др}} &= \frac{\Delta L_{\text{др}}}{L_{\text{т охл}} + Q_{\text{тр охл}} + \Delta L_{\text{др}}}; \\ \zeta_{\text{охл}0} &= \frac{Q_{\text{тр охл}}}{L_{\text{т охл}} + Q_{\text{тр охл}} + \Delta L_{\text{др}}}, \end{aligned}$$

где $L_{\text{т охл}}$ — полезная работа, совершенная охладителем в турбине; $\Delta L_{\text{др}}$ — потери работы охладителя вследствие дросселирования.

Исключая из приведенных уравнений величину $Q_{\text{тр охл}}$, можно получить

$$\Delta\zeta_{\text{др}} = (1 - \zeta_{\text{охл}0}) \frac{\Delta L_{\text{др}}}{L_{\text{т охл}} + \Delta L_{\text{др}}}. \quad (\text{П } 2)$$

При допущении, что для элементарного расхода охладителя $dG_{\text{охл}}$ процессы дросселирования и теплообмена происходят последовательно, как показано на рис. 1, потеря работы $\Delta L_{\text{др}}$ может быть определена в результате интегрирования:

$$\Delta L_{\text{др}} = R_{\text{охл}} \int_{p_{\text{вх}}}^{p_{\text{вых}}} T_{\text{охл}1} \ln \frac{p_{\text{охл}1}}{p} dG_{\text{охл}}, \quad (\text{П } 3)$$

где $p_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вых}}$ — полное давление перед турбиной и за ней соответственно; $R_{\text{охл}}$ — газовая постоянная для охладителя.

Принимая, что весь расход охлаждающего воздуха дросселируется до давления за венцом, а давление в отборе компрессора по величине сопоставимо с давлением перед соответствующим венцом, формулу (П.3) можно существенно упростить:

$$\begin{aligned} \Delta L_{\text{др}} &\approx R_{\text{охл}} \sum_{i=1}^z T_{\text{охл}1i} G_{\text{охл}i} \ln \pi_i \approx \\ &\approx R_{\text{охл}} T_{\text{охл}1} G_{\text{охл}0} \ln \pi_{\text{ср}}, \end{aligned} \quad (\text{П } 4)$$

где z — число охлаждаемых венцов; π_i и $\pi_{\text{ср}}$ — соответственно перепад давлений на венец i -й венец и средний перепад давлений на венец; $T_{\text{охл}1i}$ — температура при входе в систему охлаждения i -го венца; $T_{\text{охл}1}$ — средняя температура при входе в систему охлаждения; $G_{\text{охл}i}$ — расход охладителя для i -го венца.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ольховский Г.Г.** Парогазовые установки вчера, сегодня, завтра (обзор) // Теплоэнергетика. 2016. № 7. С. 38–45.
2. **Ольховский Г.Г.** Газотурбинные и парогазовые установки сегодня // Электрические станции. 2015. № 1. С. 73–78
3. **Ольховский Г.Г.** Перспективные газотурбинные и парогазовые установки для энергетики (обзор) // Теплоэнергетика. 2013. № 2. С. 3–11.
4. **Ольховский Г.Г., Трушечкин В.П.** Перспективы повышения экономичности ГТУ и ПГУ // Электрические станции. 2013. № 1. С. 2–7.
5. **Victor de Biasi.** Air-cooled 7HA and 9HA at 275 MW and 400 MW with 61 % CC efficiency // Gas Turbine World. 2014. Vol. 44, № 2. P. 10–13.
6. **Robert Farmer.** M701F5 shares J-class engineering for 61 % combined cycle efficiency // Gas Turbine World. 2013. Vol. 43, № 3. P. 28–31.
7. **Ходак Е.А., Ромахова Г.А.** Анализ структуры потерь в ГТУ с охлаждаемой турбиной // Теплоэнергетика. 2003. № 11. С. 40–45.
8. **Ромахова Г.А.** Термодинамический метод расчета процесса расширения в охлаждаемой газовой турбине // Теплоэнергетика. 2015. № 2. С. 26–32.
9. **Ромахова Г.А.** Влияние расхода охладителя на показатели газотурбинных установок // Электрические станции. 2016. № 10. С. 9–12
10. **Шаргут Я., Петела Р.** Эксергия. М.: Энергия. 1968. 279 с.
11. **Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К.** Эксергетический метод и его приложения. М.: Энергоатомиздат, 1988. 288 с.
12. **Лебедев А.С., Симин Н.О., Петреня Ю.К., Михайлов В.Е.** Проект энергетической газотурбинной установки ГТЭ 65//Теплоэнергетика. 2008. № 1. С. 46–51.
13. **Александров А.А., Очков В.Ф., Орлов К.А.** Уравнения и программа для расчета свойств газов и продуктов сгорания // Теплоэнергетика. 2005. № 3. С. 48–55.
14. **Венедиктов В.Г.** Газодинамика охлаждаемых турбин. М.: Машиностроение, 1990. 240 с.

15. **Horlock J.H., Watson D.T., Jones T.V.** Limitations on Gas Turbine Performance Imposed by Large Turbine Cooling Flows // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2001. Vol. 123. P. 487–494.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

РОМАХОВА Галина Алексеевна — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. E-mail: romakhova@mail.ru

REFERENCES

1. **Olkhovskiy G.G.** Parogazovyye ustanovki vchera, segodnya, zavtra (obzor). *Teploenergetika*. 2016. № 7. S. 38–45. (rus.)
2. **Olkhovskiy G.G.** Gazoturbinnyye i parogazovyye ustanovki segodnya. *Elektricheskkiye stantsii*. 2015. № 1. S. 73–78. (rus.)
3. **Olkhovskiy G.G.** Perspektivnyye gazoturbinnyye i parogazovyye ustanovki dlya energetiki (obzor). *Teploenergetika*. 2013. № 2. S. 3–11. (rus.)
4. **Olkhovskiy G.G., Trushechkin V.P.** Perspektivy povysheniya ekonomichnosti GTU i PGU. *Elektricheskkiye stantsii*. 2013. № 1. S. 2–7. (rus.)
5. **Victor de Biasi.** Air-cooled 7HA and 9HA at 275 MW and 400 MW with 61 % CC efficiency. *Gas Turbine World*. 2014. Vol. 44, № 2. P. 10–13.
6. **Robert Farmer.** M701F5 shares J-class engineering for 61 % combined cycle efficiency. *Gas Turbine World*. 2013. Vol. 43, № 3. P. 28–31.
7. **Khodak Ye.A., Romakhova G.A.** Analiz struktury poter v GTU s okhlazhdayemoy turbinoy. *Teploenergetika*. 2003. № 11. S. 40–45. (rus.)
8. **Romakhova G.A.** Termodinamicheskii metod rascheta protsessa rasshireniya v okhlazhdayemoy gazovoy turbine. *Teploenergetika*. 2015. № 2. S. 26–32. (rus.)
9. **Romakhova G.A.** Vliyaniye raskhoda okhladitelya na pokazateli gazoturbinnyykh ustanovok. *Elektricheskkiye stantsii*. 2016. № 10. S. 9–12. (rus.)
10. **Shargut Ya., Petela R.** Eksergiya. M.: Energiya. 1968. 279 s. (rus.)
11. **Brodyanskiy V.M., Fratsher V., Mikhalek K.** Eksergeticheskii metod i yego prilozheniya. M.: Energoatomizdat, 1988. 288 s. (rus.)
12. **Lebedev A.S., Simin N.O., Petrenya Yu.K., Mikhaylov V.Ye.** Proyekt energeticheskoy gazoturbinnoy ustanovki GTE 65. *Teploenergetika*. 2008. № 1. S. 46–51. (rus.)
13. **Aleksandrov A.A., Ochkov V.F., Orlov K.A.** Uravneniya i programma dlya rascheta svoystv gazov i produktov sgoraniya. *Teploenergetika*. 2005. № 3. S. 48–55. (rus.)
14. **Venediktov V.G.** Gazodinamika okhlazhdayemykh turbin. M.: Mashinostroyeniye, 1990. 240 s. (rus.)
15. **Horlock J.H., Watson D. T., Jones T.V.** Limitations on Gas Turbine Performance Imposed by Large Turbine Cooling Flows. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2001. Vol. 123. P. 487–494.

AUTHOR

ROMAKHOVA Galina A. — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university. E-mail: romakhova@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 12 апреля 2017 г.