

А. КУЗНЕЦОВ

### СРАВНЕНИЕ МЕТОДА ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ТЕПЛОПАДЕНИЙ С ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

Метод эквивалентных теплопадений предназначен для термодинамического анализа тепловых схем паровых турбин. В основе метода лежат понятия эквивалентного теплопадения и к.п.д. отборов (см. [1-9]). Эквивалентным теплопадением (э.т.п.) называется работа 1 кг свежего пара или вытесненного пара регенеративного отбора. Вытесненным паром отбора называется пар, который раньше шел в отбор, а теперь работает в турбине. Расход свежего пара при различных изменениях в тепловой схеме принимается постоянным, а изменяется мощность турбины.

Сравним э.т.п. с эксергией. Эксергия определяется формулой

$$e = i - i_0 - T_0(s - s_0), \quad (1)$$

где  $i$  и  $s$  — энтальпия и энтропия рабочего вещества;  $T_0$  — температура окружающей среды в °К;  $e_0 - s_0$  — параметры пара в равновесии с окружающей средой. В изоэнтропийном процессе  $s = s_0$ ,  $e = i - i_0$ .

В эксергетических расчетах пароводяных циклов за температуру окружающей среды принимают температуру насыщения пара в конденсаторе. Поэтому, когда изоэнтропийный процесс заканчивается в области влажного пара, эксергия равна располагаемому теплопадению

$$h_T = e. \quad (2)$$

Сработанное теплопадение  $h$  меньше располагаемого на величину потерь работы в проточной части турбины. Эти потери учитываются к.п.д. проточной части  $\eta_{0i}$

$$h = h_T \eta_{0i} \quad (3)$$

или произведением абсолютной температуры окружающей среды на приращение энтропии систем из-за необратимости процессов в турбине и в выхлопном патрубке

$$h = h_T - T_0 \Delta s. \quad (4)$$

Сравнивая два последних равенства, получим

$$\eta_{0i} = 1 - \frac{T_0 \Delta s}{h_T}. \quad (5)$$

Согласно [1-9] э. т. п. отбора определяется формулой

$$H_j = i_j - i_k - \sum_{n=1}^{j-1} A_n \eta_n - \Sigma \Pi, \quad (6)$$

где  $j$  — номер отборов и подогревателей по ходу воды;  $i_j$  и  $i_k$  — энтальпии пара в камере отбора и в конденсаторе;  $n$  — номер подогревателей с меньшим давлением, чем в подогревателе  $j$ ; вместо  $A_n$  (в зависимости от вида тепловой схемы [3]) ставится  $\tau_n$  — повышение энтальпии воды в подогревателе №  $n$  или  $\gamma_n$  — теплота, отдаваемая 1 кг сливающегося дренажа;  $\eta_n$  — к. п. д. отборов меньшего давления;  $\Sigma \Pi$  — сумма изменений потерь работы, связанных с выходной скоростью, и потерь в насосах и промежуточном пароперегревателе;  $\sum_{n=1}^{j-1} A_n \eta_n$  — потеря внутренней работы в турбине из-за изменения потоков воды и дренажей в схеме регенерации.

Учитывая формулы (2) и (4), э. т. п. можно записать в виде

$$H_j = e - T_0 \Delta s - \sum_{n=1}^{j-1} A_n \eta_n - \Sigma \Pi, \quad (7)$$

где отчетливо видно различие между э. т. п. и эксергией. Э. т. п. полностью учитывает следствие второго начала термодинамики о возрастании энтропии системы из-за необратимости процессов.

Рассмотрим определение э. т. п. с точки зрения термодинамических потенциалов. Свободная энергия  $Z = u - Ts$  выражает работу в изохорно-изотермных процессах (реакциях), изобарный потенциал  $F = i - Ts$  — в изобарно-изотермных процессах. Функции  $Z$  и  $F$  зависят только от параметров вещества; их называют термодинамическими потенциалами. Эксергия выражает работу в изоэнтروпийном процессе и зависит от параметров двух тел — рабочего вещества и окружающей среды. Поэтому авторы [10] назвали эксергию термодинамическими потенциалами второго порядка, а функции  $Z$  и  $F$  — термодинамическими потенциалами первого порядка.

Э. т. п. выражает работу 1 кг пара в реальном адиабатном процессе. Оно зависит от параметров трех тел — рабочего вещества, окружающей среды и машины. Поэтому э. т. п. можно называть термодинамическим потенциалом третьего порядка. (В частном случае, когда нет отборов, э. т. п. равно сработанному теплопадению). Э. т. п. характеризует энергетическое качество пара отборов турбин.

Эксергия не может полностью переходить в работу. Доля преобразования эксергии в работу зависит от качества турбины, ее тепловой схемы и степени загрузки оборудования. Последние факторы не учитываются эксергией, а учитываются э. т. п. Однако э. т. п. недостаточно характеризует энергетическое качество пара, так как для вытеснения 1 кг пара с одинаковыми э. т. п. в различных схемах требуется различное количество тепла.

Наиболее полно энергетическое качество отборного пара показывает к. п. д. отбора. Понятие к. п. д. отбора устанавливается следующим образом. Допустим, что в регенеративный подогреватель извне (не из отбора) подведено такое количество тепла, что отбор уменьшился на 1 кг. Один килограмм вытесненного пара отбора срабатывает в турбине и производит работу  $H$ . Отношение полученной работы к затраченному теплу и носит название к. п. д. отбора

$$\eta_j = \frac{H_j}{q_j} \quad (8)$$

К. п. д. отбора учитывает параметры пара и окружающей среды, качество оборудования и тепловую схему, степень загрузки оборудования и изменение потерь во всех элементах турбоустановки. К. п. д. турбины (свежего пара) и регенеративных отборов являются комплексными параметрами, наиболее полно учитывающими реальные процессы в турбоустановке. К. п. д. отбора показывает, какая доля тепла, подведенного извне в данную ступень регенеративного подогрева воды, превращается в работу. Остальная часть  $(1 - \eta)$  передается окружающей среде в виде тепла.

К. п. д. отборов удобно применять для расчета эффекта различных изменений в тепловых схемах. Например, увеличение недогрева в регенеративном подогревателе №  $j$  можно представить как подвод извне тепла  $Q$  в данный подогреватель и отвод такого же количества тепла из подогревателя №  $j + 1$ . Тогда изменение внутренней мощности турбины будет равно

$$\Delta N = Q(\eta_{j+1} - \eta_j). \quad (9)$$

Аналогичным образом рассчитываются и другие изменения в тепловых схемах.

Сложнее обстоит дело с пересчетом тепловых схем эксергетическими методами. При выполнении пересчетов объем работ получается большим. Покажем это на следующем примере: определим потерю работоспособности из-за увеличения недогрева в первом подогревателе (П) турбоустановки (рис. 1). Из-за увеличения недогрева в П1 первый

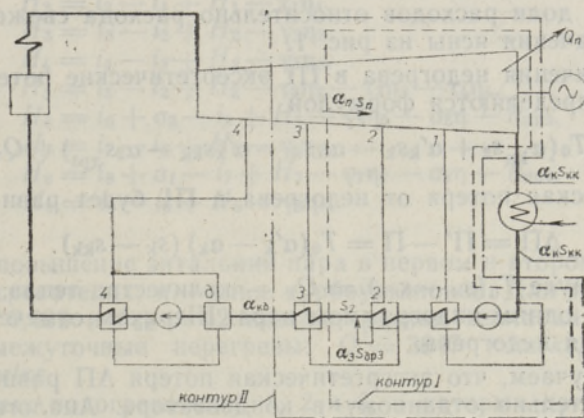


Рис. 1.

отбор уменьшается, второй увеличивается. Отборы пронумерованы так же, как и подогреватели — по ходу воды. Расход пара в турбине на участке между вторым и первым отборами уменьшается, а в конденсаторе увеличивается. Расходы свежего пара, питательной воды, основного конденсата в деаэраторе, слив конденсата в П2 и пара в отсеке турбины перед вторым отбором принимаем неизменными. От увеличения недогрева мощность турбины уменьшается. Все параметры тепловой схемы, кроме параметров воды на выходе из П1, считаем также неизменными.

Для решения этой задачи нужно учесть следующие потери работоспособности: 1) из-за необратимого теплообмена в П1, в П2 и в конденсаторе; 2) от дросселирования пара в турбопроводах первого и второго отборов; 3) потери в проточной части турбины и потери, связанные с выходной скоростью; все потери рассчитываются для двух вариантов — исходной и измененной схемы. Разность этих потерь работоспособности двух вариантов и представляет потерю работы от указанного изменения.

Отсюда видно, что для нахождения этой потери работы нужно проделать много расчетов.

Подсчет эксергетических потерь может быть упрощен, если применить способ, изложенный в [11], согласно которому сумма эксергетических потерь подсчитывается для любого замкнутого контура установки по общей формуле

$$\Pi = T_0(\sum G_{jy}s_{jy} - \sum G_{jв}s_{jв}) + Q_n, \quad (10)$$

где  $G_{jy}$  и  $s_{jy}$  — соответственно расход в единицу времени и энтропия  $j$ -го потока на выходе из контура;  $G_{jв}$  и  $s_{jв}$  — то же самое на входе в контур;  $Q_n$  — тепло, передаваемое окружающей среде.

Возьмем контур I, внутри которого происходят все вышеперечисленные эксергетические потери (рис. 1). Согласно [12] обозначим через  $T_0$  температуру в конденсаторе. (Тогда потери от необратимого теплообмена в конденсаторе будут учтены автоматически, что справедливо, когда в конденсатор поступает влажный пар.)

Эксергетические потери в исходном случае в контуре I равны

$$\Pi = T_0(\alpha_{кд}s_2 + \alpha_k s_{кк} - \alpha_n s_n - \alpha_k s_{кк} - \alpha_3 s_{дрз}) + Q_n. \quad (11)$$

Здесь  $\alpha_j$  — доли расходов относительно расхода свежего пара. Осевые обозначения ясны из рис. 1.

После увеличения недогрева в П1 эксергетические потери в указанном контуре определяются формулой

$$\Pi' = T_0(\alpha_{кд}s_2 + \alpha'_k s_{кк} - \alpha_n s_n - \alpha'_k s_{кк} - \alpha_3 s_{дрз}) + Q_n. \quad (12)$$

Эксергетическая потеря от недогрева в П1 будет равна

$$\Delta\Pi = \Pi' - \Pi = T_0(\alpha'_k - \alpha_k)(s_{кк} - s_{кк}). \quad (13)$$

В этой формуле  $T_0(s_{кк} - s_{кк}) = Q_{кк}$  — количество тепла, отдаваемого в конденсаторе одним килограммом пара. Штрихом отмечены величины после изменения недогрева.

Отсюда получаем, что эксергетическая потеря  $\Delta\Pi$  равна количеству тепла, дополнительно отданному в конденсаторе. Аналогичный вывод получим, если возьмем любой другой контур, например II (рис. 1), учитывающий недогрев в третьем подогревателе. Отсюда видно, что для нахождения эксергетической потери нужно знать измененный расход пара в конденсаторе, т. е. нужно выполнить по меньшей мере второй вариант расчета. Это значительно увеличивает трудоемкость эксергетических методов [11, 12]. Учет изменения потери эксергии в одном месте цикла, например от необратимого теплообмена в подогревателе, составляет только часть потери работы, обусловленной данным явлением, и часто не обеспечивает необходимой точности.

Изменение работы турбины, т. е. эксергетических потерь, достаточно точно и сравнительно просто позволяет учесть метод э. т. п. Ниже приводится сравнение расчета, выполненного эксергетическим (энтропийным) методом и методом э. т. п. В ([11], с. 232) найдено, что установка охла-

дителей дренажа греющего пара у регенеративных подогревателей турбины СКК-300 дает (экономия топлива) относительное повышение к.п.д. турбоустановки на 0,59%. Тепловая схема этой турбоустановки показана

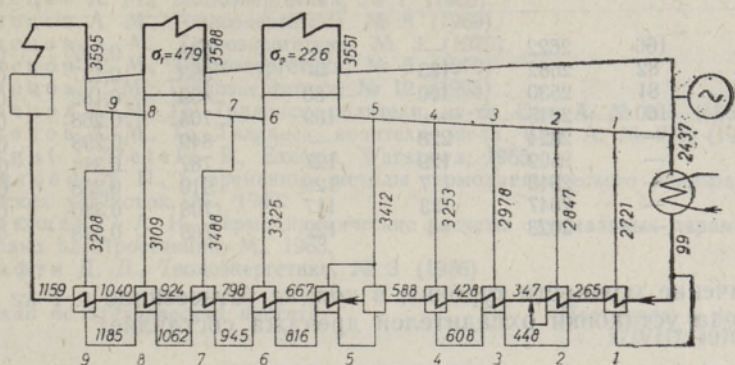


Рис. 2.

на рис. 2, где даны энтальпии всех потоков в  $\text{кДж/кг}$ . Э.т.п. с учетом изменения гидравлических потерь в промежуточных пароперегревателях  $h_{\text{пт}}$ , потерь, связанных с выходной скоростью  $h_{\text{вс}}$ , и потерь в структуре схемы определяются следующими формулами:

$$\begin{aligned}
 H_1 &= i_1 - i_k - 2h_{\text{вс}}, \\
 H_2 &= i_2 - i_1 + H_1 - \tau_1 \eta_1, \\
 H_3 &= i_3 - i_2 + H_2 - \gamma_2 \eta_2, \\
 H_4 &= i_4 - i_3 + H_3 - \gamma_3 \eta_3, \\
 H_5 &= i_5 - i_2 + H_2 - \tau_2 \eta_2 - \tau_3 \eta_3 - \tau_4 \eta_4, \\
 H_6 &= i_6 + \sigma_2 - i_5 + H_5 - \gamma_5 \eta_5 - \sigma_2 \eta - h_{\text{пт2}}, \\
 H_7 &= i_7 - i_6 + H_6 - \gamma_6 \eta_6, \\
 H_8 &= i_8 + \sigma_1 - i_7 + H_7 - \gamma_7 \eta_7 - \sigma_1 \eta - h_{\text{пт1}}, \\
 H_9 &= i_9 - i_8 + H_8 - \gamma_8 \eta_8,
 \end{aligned} \tag{14}$$

где  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  — повышение энтальпии пара в первом и втором промежуточных пароперегревателях;  $\eta$  — к.п.д. турбоустановки. Для тепловой схемы (рис. 2)  $\eta = 0,499$  и  $h_{\text{вс}} = 42 \text{ кДж/кг}$ ; расход тепла на 1 кг свежего пара и промежуточные перегревы:  $Q = 3047 \text{ кДж/кг}$ ,  $h_{\text{пт2}} = 15$  и  $h_{\text{пт1}} = 20 \text{ кДж/кг}$ .

Для узловых подогревателей 1, 2 и 5, в которых дренаж смешивается с основным потоком воды,  $q$  и  $\gamma$  согласно тепловым балансам определяются формулами

$$q_j = i_j - i_{j-1}; \quad \gamma_j = i_{\text{др}(j+1)} - i_{j-1},$$

где  $i_j$  — энтальпия воды после подогревателя;  $i_{\text{др}}$  — энтальпия дренажа.

Количество тепла, отдаваемое в охладителе дренажа  $\Delta \gamma_j$ , определяется разностью энтальпий насыщения  $i_n$  и сливающегося дренажа  $i_{\text{др}}$ . Доли отборов  $a_j$  заимствованы из расчета ([11], табл. 4—8) для схемы с охладителями, а к.п.д. отборов рассчитаны для схемы без охладителей дренажа. Величины  $\tau$ ,  $q$ ,  $\gamma$ ,  $\Delta \gamma$ ,  $H$  (в  $\text{кДж/кг}$ ),  $\sigma$  и  $\eta$  даны в таблице.

№ отборов	$\tau$	$q$	$\gamma$	$\Delta\gamma$	$H$	$\eta$	$\alpha$
1	166	2622	—	—	242	0,092	0,0408
2	82	2582	183	—	353	0,137	0,0233
3	81	2530	160	80	459	0,182	0,0230
4	160	2645	—	159	705	0,268	0,0449
5	—	2824	228	—	849	0,298	0,0213
6	—	2509	129	127	787	0,314	0,0430
7	—	2543	117	129	910	0,358	0,0420
8	—	2047	123	117	708	0,346	0,0555
9	—	2023	—	122	765	0,378	0,0556

Увеличение мощности турбины в кДж/кг (отнесенное к 1 кг свежего пара) из-за установки охладителей дренажа составляет

$$\begin{aligned}
 \Delta N_9 &= \alpha_9 \Delta \gamma_9 (\eta_9 - \eta_8) &= 0,0556 \cdot 122 \cdot 0,032 &= 0,217 \\
 \Delta N_8 &= (\alpha_9 + \alpha_8) \Delta \gamma_8 (\eta_8 - \eta_7) &= 0,1062 \cdot 117 \cdot (-0,012) &= -0,150 \\
 \Delta N_7 &= (\alpha_9 + \alpha_8 + \alpha_7) \Delta \gamma_7 (\eta_7 - \eta_6) &= 0,1482 \cdot 129 \cdot 0,044 &= 0,840 \\
 \Delta N_6 &= (\alpha_9 + \alpha_8 + \alpha_7 + \alpha_6) \Delta \gamma_6 (\eta_6 - \eta_5) &= 0,1907 \cdot 127 \cdot 0,016 &= 0,388 \\
 \Delta N_4 &= \alpha_4 \Delta \gamma_4 (\eta_4 - \eta_3) &= 0,0449 \cdot 159 \cdot 0,086 &= 0,680 \\
 \Delta N_3 &= (\alpha_4 + \alpha_3) \Delta \gamma_3 (\eta_3 - \eta_2) &= 0,0679 \cdot 80 \cdot 0,045 &= 0,245 \\
 \hline
 \Sigma \Delta N &= 2,220
 \end{aligned}$$

Относительное изменение к. п. д. турбоустановки равно

$$\delta \eta = \frac{\Sigma \Delta N}{Q_\eta} 100 = \frac{2,220}{3047 \cdot 0,499} \cdot 100 = 0,146\%.$$

Точно такой же результат получается расчетом двух вариантов методом тепловых балансов на цифровой вычислительной машине. Этот результат в 4 раза меньше, чем найденный в [11]. Такое сильное расхождение объясняется следующим. При установке охладителя дренажа у П8 отбор 8 уменьшается и увеличивается расход пара в промежуточном пароперегревателе. В процессе перегрева этого дополнительного расхода пара в котле возникают большие эксергетические потери от необратимого теплообмена. Увеличиваются эксергетические потери также во втором пароперегревателе и в проточной части турбины, которые не учтены в [11]. Учет всех потерь делает эксергетические методы более трудоемкими, чем варианты расчетов обычным методом тепловых балансов или расчеты методом э. т. п.

Из расчета методом э. т. п. видно, что установка охладителя дренажа у П8 снижает к. п. д. турбоустановки, так как  $\eta_7 < \eta_8$ . Здесь выгодно нагружать восьмой отбор и разгружать седьмой. Отключение П7 в этой схеме повысит к. п. д. турбоустановки. Отбирать пар близко за промежуточным перегревом в схемах без пароохладителей невыгодно, что впервые было показано в [13]. Малая эффективность охладителя дренажа у П6 происходит из-за малой разности к. п. д. отборов 6 и 5. Все это легко обнаруживается методом эквивалентных теплопадений и трудно — эксергетическими методами. Расхождение в расчетах указанными методами имеется и в других примерах. Метод э. т. п. дает высокую точность расчета и легко применим для анализа и оптимизации тепловых схем паровых турбин. Он в определенной степени является разработкой термодинамики реальных процессов паровых турбин.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Рыжкин В. Я., Кузнецов А. М., Теплоэнергетика, № 12 (1964).
2. Рыжкин В. Я., Кузнецов А. М., Теплоэнергетика, № 6 (1965).
3. Кузнецов А. М., Теплоэнергетика, № 7 (1965).
4. Кузнецов А. М., Теплоэнергетика, № 8 (1969).
5. Кузнецов А. М., Теплоэнергетика, № 3 (1970).
6. Кузнецов А. М., Теплоэнергетика, № 5 (1970).
7. Кузнецов А. М., Теплоэнергетика, № 12 (1965).
8. Кузнецов А. М., Тр. Таллинск. политехн. ин-та, Сер. А, № 255 (1967).
9. Кузнецов А. М., Тр. Таллинск. политехн. ин-та, Сер. А, № 277 (1969).
10. Szargut I., Petela R., Exergia, Warszawa, 1965.
11. Гохштейн Д. П., Современные методы термодинамического анализа энергетических установок, М., 1969.
12. Андриященко А. И., Термодинамические расчеты оптимальных параметров тепловых электростанций, М., 1963.
13. Калафти Д. Д., Теплоэнергетика, № 3 (1956).

Таллинский политехнический институт

Поступила в редакцию  
27/VIII 1970

A. KUZNETSOV

#### EKVIVALENTSETE SOOJUSLANGUDE MEETODI VÖRDLEMINE EKSERGIAMEETODITEGA

Ekvivalentseks soojuslanguks nimetatakse ühe kilogrammi auru tööd turbiinis. Artiklis võrreldakse eksergiat ekvivalentse soojuslanguga. Mõlemad nad sõltuvad auru ja seda ümbritseva keskkonna parameetritest. Peale selle sõltub ekvivalentne soojuslang veel turbiini kvaliteedist, soojusskeemi kujust, turbiinist ja katla koormusest ning ta iseloomustab auru potentsiaali.

Näidatakse, et juhul kui eksergiakaod muutuvad auruturbiini bloki ühes elemendis, muutuvad kaod ka teistes elementides. Eksergiakadude kõikide muutuste täielik arvestus teeb eksergiameetodid üsna töömahukaiks, sest eksergiakao arvutamine ühe elemendi kohta ei taga vajalikku täpsust.

Töös võrreldakse eksergiameetodite alusel tehtavaid arvutusi ekvivalentse soojuslangu meetodi puhul tehtavatega. Viimane meetod tagab suurema täpsuse ja teda on mugavam kasutada auruturbiini skeemi termodünaamiliseks analüüsiks.

A. KUZNETSOV

#### VERGLEICH DER METHODE DES ÄQUIVALENTEN WÄRMEGEFALLES MIT EXERGETISCHEN METHODEN

Im Artikel wird die Exergie mit dem äquivalenten Wärmegefälle verglichen. Die Exergie berücksichtigt sowohl den Zustand des Dampfes als auch den der Umgebung. Das äquivalente Wärmegefälle berücksichtigt außerdem auch noch die Qualität der Turbine, die Art des Wärmeschaltbildes und die Belastung der Einrichtung des Blockes; es kennzeichnet auch das Potential des Dampfes.

Es wird gezeigt, daß im Falle der Veränderung der exergetischen Verluste in einem Element des Dampfturbinenblockes, sich auch die Verluste in vielen anderen Elementen verändern werden. Die vollständige Berechnung aller Veränderungen exergetischer Verluste würde die exergetischen Methoden sehr umständlich machen, während die Berücksichtigung des exergetischen Verlustes in einem einzigen Element oft nicht die erforderliche Genauigkeit gewährleistet.

Es wird ein Vergleich der Berechnungen nach den exergetischen Methoden und nach der Methode des äquivalenten Wärmegefälles angeführt. Die letztgenannte Methode gewährleistet eine hohe Genauigkeit der Berechnung und eignet sich mehr für die thermodynamische Analyse der Wärmeschaltbilder der Dampfturbinen.