

УДК 621.1.018

Д-р техн. наук С. В. Ершов¹, С. Б. Резник², С. А. Хомылев²¹*Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков*²*ГП «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье*

К ОЦЕНКЕ КПД ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБИН

Рассмотрен вопрос оценки КПД проточных частей турбин в случае существенной поперечной неравномерности полных параметров и интенсивного перемешивания в трехмерном потоке. Отмечено, что использование стандартных методик оценки КПД по срабатываемому и располагаемому тепловым перепадам может приводить к значительным ошибкам, источником которых являются погрешности осреднения при нахождении адиабатических параметров. Рассмотрены методики определения КПД по росту энтропии в проточной части, которые лишены указанного недостатка.

Ключевые слова: КПД, потери, турбины, проточная часть, трехмерный поток, входная неравномерность.

Введение

При разработке проточных частей современных турбомашин широко применяются методы вычислительной газодинамики и построенные на их основе решатели уравнений газовой динамики. Использование вычислительного эксперимента на сегодняшний день является обязательным элементом процесса проектирования и позволяет существенно экономить финансовые и людские ресурсы.

Поиск рациональной конструкции, как правило, осуществляется вариантными расчетами и сравнением рассматриваемых модификаций по их эффективности. Для оценки эффективности используются значения КПД проточной части (ступени, решетки) η и потерь кинетической энергии ζ , обычно связанных между собой соотношением:

$$\zeta = 1 - \eta, \quad (1)$$

Существуют различные определения КПД проточной части [1–3 и др.], применение которых обуславливается спецификой конструкций. Общими особенностями этих определений, в большинстве случаев, являются предположение о квазиодномерности течения и использование адиабатических (т. е. изоэнтропических) параметров рабочего тела.

Трехмерность реального потока в проточных частях турбомашин может проявляться в существенной неравномерности газодинамических параметров как в радиальном, так и в окружном направлениях. Применение квазиодномерных формул в этом случае допустимо только при адекватном осреднении параметров потока. Существуют различные способы осреднения [4, 5 и др.], все они приводят к различным результатам, и осред-

ненные параметры могут оказаться несогласованными друг с другом. Считается, что осреднение энтальпии по расходу является необходимым при расчете потерь [6], так как в этом случае в контрольных сечениях входа и выхода сравниваются потоки энергии.

Течения в турбомашине характеризуются перемешиванием в поперечных направлениях, что вызвано, в частности, вторичными течениями. Существование вторичных вихрей приводит к тому, что частица жидкости, находящаяся на входе в проточную часть в приторцевом пограничном слое, на выходе может оказаться в ядре потока и наоборот. Неравномерность потока способствует интенсификации перемешивания. Нахождение адиабатических величин в таком случае затруднено. Неправильное осреднение параметров в контрольных сечениях входа и выхода может привести к ошибкам: согласно расчету коэффициент потерь будет отрицательным, а КПД превысит 1. Поэтому правильно рассчитать потери с помощью стандартных подходов для реальных трехмерных потоков не всегда оказывается возможным, что в свою очередь усложняет сравнение различных модификаций проточной части для выбора рациональной конструкции. В настоящей статье рассматриваются возможности относительно простого преодоления описанных выше трудностей. Для определенности обсуждаются методики расчета потерь в турбинных проточных частях. Применение данных подходов к компрессорным лопаточным аппаратам не вызывает сложностей.

Модели расчета КПД и коэффициента потерь

Для оценки эффективности проточной части турбины обычно используется относительный внутренний (в зарубежной литературе – адиабатический) КПД, который может быть записан

следующим образом [1, 2]:

$$\eta = \frac{H}{H_T} = \frac{\bar{i}_0^* - \bar{i}_1}{\bar{i}_0^* - \bar{i}_{1ad}},$$

где \bar{i}_0^* – полная энтальпия на входе в проточную часть (ступень, решетку); \bar{i}_1 и \bar{i}_{1ad} – статическая и адиабатическая энтальпия на выходе проточной части (ступени, решетки); H и H_m – использованный и располагаемый теплоперепады. Надчерк означает осреднение по поперечному сечению проточной части. Потери кинетической энергии согласно уравнению (1) в этом случае могут быть оценены как:

$$\zeta = \frac{\bar{i}_1 - \bar{i}_{1ad}}{\bar{i}_0^* - \bar{i}_{1ad}}. \quad (2)$$

Приведенная на рис. 1 i - S диаграмма процесса наглядно иллюстрирует эти определения.

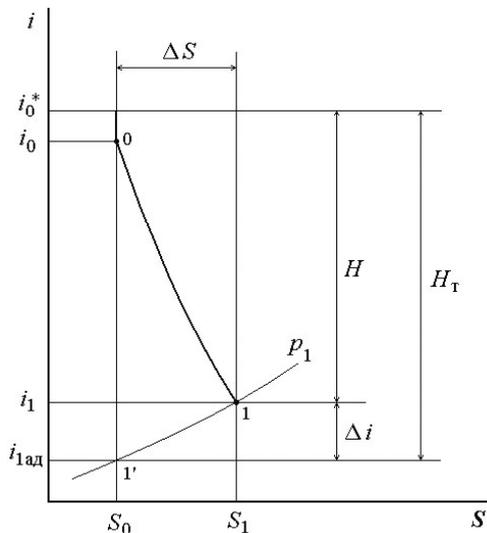


Рис. 1. i - S диаграмма процесса расширения в проточной части турбины

На практике, как уже отмечалось, величины \bar{i}_0^* , \bar{i}_1 и \bar{i}_{1ad} определяются осреднением по сечениям входа и выхода с использованием расхода как весовой функции. Например:

$$\bar{i}_1 = \frac{1}{G_1} \int_{A_1} i_1 dG, \quad (3)$$

где G_1 – расход через сечение A_1 ; $i_1 = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_1}{\rho_1}$ –

локальное значение энтальпии; p_1 и ρ_1 – локальные значения давления и плотности на выходе. Адиабатическая энтальпия может быть рассчитана аналогично:

$$\bar{i}_{1ad} = \frac{1}{G_1} \int_{A_1} i_{1ad} dG, \quad (4)$$

где локальная адиабатическая энтальпия определена следующим образом:

$$i_{1ad} = i_0 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}},$$

и i_0 , p_0 – локальные значения энтальпии и давления на входе в проточную часть. Для неравномерно распределенных параметров на входе эти величины должны быть взяты с той же линии тока, что и параметры на выходе. Так как реализовать это сложно, а иногда и невозможно (если на границе выхода возвратное течение), то на практике обычно рассматривают осесимметричные поверхности тока, которые определены таким образом, что между двумя поверхностями тока для всех поперечных сечений вдоль оси турбомашин расход постоянный.

Такая модель расчета потерь, которую в дальнейшем будем называть моделью 1, реализована в программном комплексе F [7]. Необходимо отметить, что и в комплексе программ FlowER [8] потери рассчитываются подобным способом с тем отличием, что не учитывается или неправильно учитывается возможность отрицательных значений dG (в отрывных зонах) в уравнениях типа (3, 4) и при определении осесимметричных поверхностей тока для расчета адиабатических значений энтальпии.

В качестве альтернативного способа расчета потерь, который отличается от предыдущего только порядком осреднения, можно предложить рассчитывать адиабатическую энтальпию в сечении выхода по средним значениям энтальпии на входе и давления на входе и выходе:

$$\bar{i}_{1ad} = \bar{i}_0 \left(\frac{\bar{p}_1}{\bar{p}_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}.$$

Величины \bar{p}_1 , \bar{p}_0 и \bar{i}_0 рассчитываются по формулам типа (3). Такую процедуру расчета потерь в дальнейшем будем называть моделью 2.

Дентон [3] предложил исключить из формул для потерь адиабатические значения и рассчитывать потери по росту энтропии в проточной части. Тогда, энтропийный коэффициент потерь имеет вид:

$$\zeta = \frac{\bar{T}_1 \Delta S}{\bar{i}_0^* - \bar{i}_1}, \quad (5)$$

где \bar{T}_1 – температура на выходе. Из первого начала термодинамики следует, что на изобаре $di = TdS$. Поэтому числитель в уравнении (5)

приближенно определяет разность энтальпий $\bar{i}_1 - \bar{i}_{1ad}$ на изобаре $p_1 = \text{const}$, а знаменатель — использованный теплоперепад (рис. 1).

У определения потерь (5) — два очевидных недостатка. Во-первых, так как в знаменателе находится использованный теплоперепад, то для такого определения несправедлива простая и удобная связь (1) между КПД и коэффициентом потерь. Исправить это легко, переписав уравнение (5) как:

$$\zeta = \frac{\bar{T}_1 \Delta S}{\bar{i}_0^* - \bar{i}_1 + \bar{T}_1 \Delta S}. \quad (6)$$

Во-вторых, приближенная запись вместо интеграла в числителе вносит хоть и не большую, но, все же, заметную погрешность. Тем не менее, энтропийный коэффициент потерь в таком виде широко используется, так как он позволяет непосредственно оценить эффективность проточной части.

В то же время энтропийный коэффициент потерь можно определить, используя уравнения (2) и (5), следующим образом:

$$\zeta = \frac{\int_1^1 \bar{T} dS}{\bar{i}_0^* - \bar{i}_1 + \int_1^1 \bar{T} dS}. \quad (7)$$

Интеграл в уравнении (7) преобразуется к виду:

$$\int_1^1 \bar{T} dS = \int_1^1 \frac{\bar{p}^{\gamma-1}}{\gamma-1} ds,$$

где $s = p / \rho^\gamma$ — энтропийная функция.

В дальнейшем расчет потерь и соответственно КПД с помощью формул (6) и (7) будем называть моделями 3 и 3а соответственно.

Модель потерь 3а неудобна тем, что для вычисления КПД требуется проводить интегрирование по изобаре давления p_1 на выходе проточной части. В то же время, очевидно, что положительность коэффициента потерь можно гарантировать обеспечением условия $\bar{i}_{1ad} < \bar{i}_1$. Для того, чтобы это условие всегда выполнялось, адиабатическая энтальпия должна быть связана с ростом энтропии в проточной части, например, следующим образом:

$$\bar{i}_{1ad} = \bar{i}_1 \left(\frac{\bar{s}_0}{\bar{s}_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}}, \quad (8)$$

где \bar{s}_0 и \bar{s}_1 осредненные по расходу значения энтропийной функции на входе и выходе проточной части. Расчет потерь и КПД с привлечением уравнения (8) будем называть моделью 4.

Модели потерь 2, 3, 4 также реализованы в комплексе программ F.

Сравнение моделей потерь

Выбор наиболее подходящей модели потерь необходимо осуществлять с помощью теоретического анализа и проверки адекватности результатов, базируясь на данных экспериментов, численных или физических. Сопоставление коэффициентов потерь, посчитанных на основании расчетных и экспериментальных данных по рассмотренным моделям потерь, в данном случае бесполезно, так как будет зависеть только от качества расчета и эксперимента, но не от свойств используемой модели потерь. Это объясняется тем, что при обработке экспериментальных данных значения коэффициента потерь и КПД в такой же степени, как и для численных данных, будут зависеть от способа осреднения параметров в контрольных сечениях проточной части при определении адиабатической энтальпии.

Простейший анализ формул показывает, что для постоянных распределений параметров в контрольных сечениях A_0 и A_1 модели потерь 1, 2, 3 и 4 эквивалентны, так как отличаются только способом осреднения параметров в контрольных сечениях. В реальности поток в турбомашине характеризуется окружной и радиальной неравномерностью и результаты, полученные по различным моделям потерь, будут отличаться. Модели потерь 3 и 3а близки между собой и должны давать похожие результаты. Различия будут увеличиваться при росте ΔS , например, в многоступенчатых турбомашинах и/или на нерасчетных режимах.

Из системы уравнений Навье-Стокса, записанной в интегральной форме, следует, что осредненная по расходу энтропия (или энтропийная функция) будет непрерывно возрастать от сечения входа к сечению выхода. Модели потерь 3, 3а и 4 используют сравнение значений энтропии (или энтропийной функции) в контрольных сечениях для обеспечения положительности потерь. Это, в свою очередь, гарантирует, что КПД не будет превышать 1. В моделях 1 и 2 такое свойство энтропии не используется и, теоретически, как КПД, так и коэффициент потерь могут принимать не физические значения. Кроме того, учитывая тот факт, что интеграл в уравнении (7) модели 3а определяет разность энтальпий $\bar{i}_1 - \bar{i}_{1ad}$ по значениям энтропии S_0 и S_1 , имеются все основания предположить, что модели 3а и 4 должны быть эквивалентными.

Анализ большого количества проведенных трехмерных расчетов показывает, что для течений с постоянными или слабо меняющимися параметрами в поперечном направлении все приведенные выше способы определения коэффици-

циента потерь и КПД действительно являются адекватными и могут использоваться для сравнительных оценок эффективности проточных частей. В то же время оказалось, что при большой входной неравномерности полных параметров модели потерь 1 и 2 могут давать не только количественно, но и качественно неверные результаты, в частности, отрицательные значения коэффициента потерь.

В качестве примера рассмотрим проточную часть экспериментальной турбины низкого давления (ТНД), схематически показанной на рис. 2. Турбина включает в себя семь венцов, нечетные являются неподвижными направляющими аппаратами, а четные — рабочими колесами. На входе в турбину расположен криволинейный диффузорный канал, а первый сопловой аппарат турбины имеет значительное меридиональное раскрытие проточной части и малую конфузурность канала. Такая геометрия обуславливает сложный пространственный характер течения в первой ступени с интенсивными вторичными течениями.

Газодинамические характеристики турбины на рассматриваемом режиме приведены в таблице 1. На входе в турбину заданы распределения безразмерных полных давления и температуры, изображенные на рис. 3. Полное давление показано сплошной кривой, полная температура — штриховой. Эти данные получены в эксперименте траверсированием потока газа на выходе из турбины высокого давления, которая и обуславливает большую не-

равномерность параметров течения на входе в ТНД.

В таблице 2 представлены результаты обработки численных данных, полученных при сквозном расчете трехмерного течения в проточной части турбины. При нахождении потерь в венце, в ступени и в проточной части располагаемый теплоперепад (знаменатель формул потерь) рассчитывался по параметрам на входе и выходе венца, ступени и проточной части соответственно. Разность энтальпии и адиабатической энтальпии (числитель формул потерь) рассматривалась в контрольном сечении, располагаемом за текущим венцом таблицы 2. То есть, если рассматриваются, например, потери в проточной части за вторым венцом, то располагаемый теплоперепад берется для всей проточной части, а контрольное сечение сравнения энтальпий выбирается за вторым венцом.

Анализ табличных данных позволяет сделать следующие наблюдения.

1. Модель потерь 1 предсказывает отрицательные значения потерь в первой ступени.

2. Модель потерь 2 показывает физически неправдоподобное поведение значений потерь. Например, потери в первом венце должны быть больше, чем потери в ступени за первым венцом, которые в свою очередь должны быть больше, чем потери в проточной части за первым венцом, так как один и тот же числитель делится на последовательно возрастающие знаменатели: теплоперепады в первом венце, в первой ступени и во всей проточной части соответственно.

Таблица 1 — Газодинамические характеристики турбины

Параметр	Значение
Полная температура газа на входе T_0^* , К	1174
Полное давление газа на входе p_0^* , кПа	540,5
Расход газа G , кг/с	22,2
Отношение давлений на входе и выходе из турбины p_0^*/p_T	4,06
Мощность турбины N_T , кВт	7600

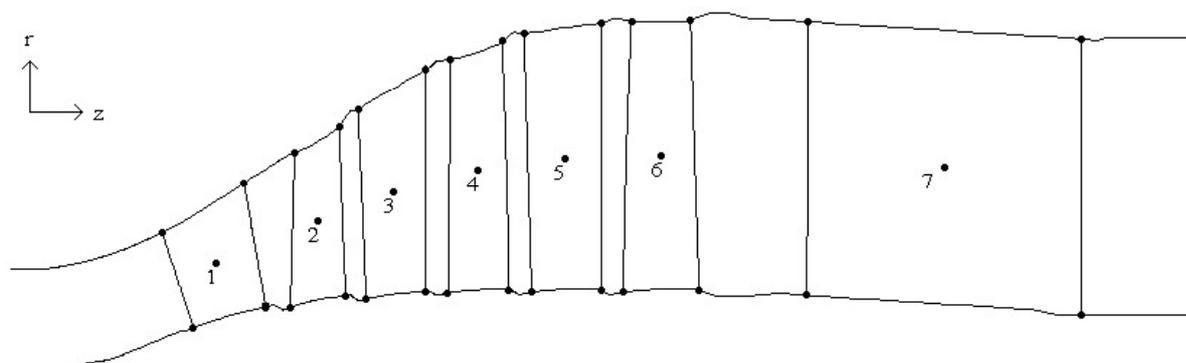


Рис. 2. Меридиональное сечение проточной части экспериментальной турбины

3. Модели 3 и 4 дают близкие значения потерь, причем различия между ними возрастают, по мере увеличения приращения энтропии ΔS (к выходу проточной части).

4. На выходе проточной части (ступень 3, венец 6), где неравномерность потока уже менее значительна, потери в венце и в ступени, полученные по моделям потерь 1, 3 и 4, достаточно близки.

Таблица 2 – Сравнение моделей потерь

Потери:	Модель потерь			
	1	2	3	4
Ступень 1				
Венец 1				
в венце	-0,1876	0,0184	0,0587	0,0586
в ступени	-0,0868	0,0889	0,0319	0,0318
в проточной части	-0,0375	0,0425	0,0147	0,0147
Венец 2				
в венце	0,0537	0,0115	0,0430	0,0430
в ступени	-0,0041	0,1210	0,0671	0,0672
в проточной части	-0,0018	0,0579	0,0310	0,0310
Ступень 3				
Венец 5				
в венце	0,0446	0,0197	0,0482	0,0482
в ступени	0,0316	0,0358	0,0345	0,0345
в проточной части	0,0301	0,0946	0,0730	0,0733
Венец 6				
в венце	0,0346	0,0362	0,0333	0,0333
в ступени	0,0691	0,0687	0,0644	0,0645
в проточной части	0,0467	0,1021	0,0805	0,0808

Заключение

Рассмотрены несколько моделей расчета коэффициента потерь и КПД проточной части и приведены основные уравнения для каждой из них. Эти модели реализованы в комплексе программ *F*. Проведено сравнение различных моделей потерь на результатах сквозного расчета трехмерного течения в проточной части экспериментальной турбины, на входе которой наблюдаются существенные неравномерности полного давления и полной температуры.

Сопоставление различных моделей потерь показывает, что наиболее физически правдоподобные результаты можно получить с помощью моделей, использующих рост энтропии в проточной части для оценки адиабатической энтальпии. Если же адиабатическая энтальпия осредняется по контрольному сечению, или же рассчитывается по осредненным значениям газодинамических параметров без привлечения энтропии, то значения коэффициентов потерь и КПД будут определены неправильно за счет погрешностей осреднения неравномерного потока. При большой неравномерности параметров потока ошибки могут быть настолько большими, что коэффициент потерь окажется отрицательным, а КПД – больше 1.

Благодарность

Авторы признательны профессорам Бойко А. В. и Гнесину В. И. за полезные обсуждения проблемы.

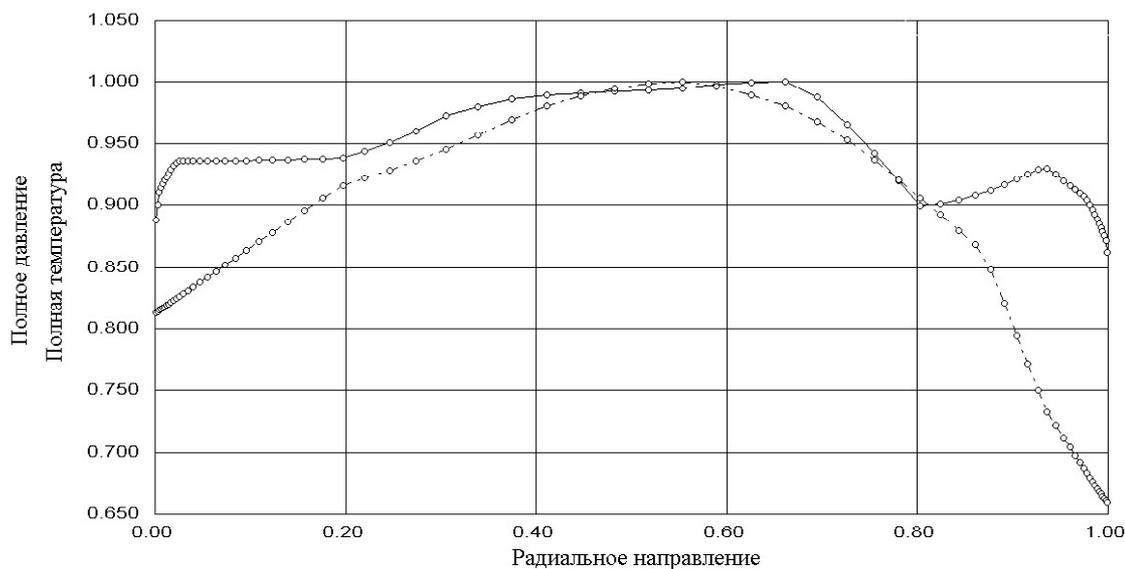


Рис. 3. Распределение безразмерных полного давления и температуры на входе в турбину

Список литературы

1. Щегляев А. В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин / А. В. Щегляев. — 4-е изд. — М. : Энергия, 1976. — 368 с.
2. Нечаев Ю. Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей : в 2-х кн. Кн. 1 / Ю. Н. Нечаев, Р. М. Федоров. — М. : Машиностроение, 1977. — 312 с.
3. Denton J. Loss mechanisms in turbomachines / J. Denton // J. Turbomachinery. 115. — 1993. — N 4. — P. 621–656.
4. Седов Л. И. Об осреднении неравномерных потоков газа в каналах / Л. И. Седов, Г. Г. Черный // Теоретическая гидромеханика. — 1954. — № 12, вып. 4. — С. 17–30.
5. Кофман В. М. Сравнительный анализ способов осреднения при обработке параметров не-
6. равномерного воздушного потока на входе в ГТД / В. М. Кофман // Вестник УГАТУ. — 2009. — Т. 12. — № 2. — С. 35–42.
7. Самойлович Г. С. Гидрогазодинамика / Г. С. Самойлович. — М. : Машиностроение, 1990. — 384 с.
8. Ершов С. В. Программный комплекс для расчета пространственных течений вязкого газа в решетках турбомашин / С. В. Ершов // Проблемы машиностроения. — 2012. — 15, № 3. — С. 21–25.
9. Ершов С. В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовісцевих турбомашинах «FlowER» / С. В. Ершов, А. В. Русанов : Свідोцтво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996.

Поступила в редакцію 05.09.12

Ершов С.В., Резник С.Б., Хомилев С.О. До оцінки ККД проточних частин турбін

Розглянуто питання оцінки ККД проточних частин турбін у випадку істотної поперечної нерівномірності повних параметрів та інтенсивного перемішування в тривимірному потоці. Відзначено, що використання стандартних методик розрахунку ККД по ідеальному та наявному теплоперепадах може призводити до значних помилок, джерелом яких є похибки осереднення при проходженні адиабатичних параметрів. Розглянуто методики визначення ККД по росту ентропії в проточній частині, які позбавлені зазначеного недоліку.

Ключові слова: ККД, втрати, турбіни, проточна частина, тривимірна течія, вхідна нерівномірність.

Yershov S., Reznik S., Khomylev S. Assessment of turbine flow ducts efficiency

The assessment of turbine flow duct efficiency in case of considerable cross-flow non-uniformity of total parameters and intensive mixing in three-dimensional flow is considered. Use of conventional techniques of efficiency assessment with respect to consumed and available heat drops was noted to result in significant mistakes caused by error averaging when determining adiabatic parameters. Several techniques of efficiency determination based on entropy increase in flow duct free from the above fault are considered.

Key words: efficiency, losses, turbines, flow duct, 3D flow, non-uniformity of inlet flow.