

УДК 621.1.018

С.В. ЕРШОВ, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАН України, Харків;
Р. САКИ, аспірант НТУ «ХПІ», Харків

К РАСЧЕТУ ПОТЕРЬ В ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЯХ ТУРБОМАШИН

Рассмотрен вопрос определения потерь кинетической энергии в трехмерном потоке с существенной поперечной неравномерностью полных параметров на входной границе и интенсивным перемешиванием. Отмечено, что использование стандартных методик расчета потерь по срабатываемому и располагаемому теплоперепадам может приводить к значительным ошибкам, источником которых являются погрешности нахождения адиабатических параметров для каждой струйки тока. Рассмотрены методики определения потерь по росту энтропии в проточных частях, которые лишены указанного недостатка.

Ключевые слова: потери кинетической энергии, турбины, неравномерность на входе, вторичные течения

Введение

При разработке проточных частей современных турбомашин широко применяются методы вычислительной газодинамики и построенные на их основе *CFD* решатели. Вычислительный эксперимент является обязательным элементом процесса проектирования. Поиск рациональной конструкции, как правило, осуществляется вариантными расчетами и сравнением рассматриваемых модификаций по их эффективности, для оценки которой используются значения КПД проточной части η и потери кинетической энергии ζ , обычно связанные между собой соотношением:

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

Существуют различные определения КПД проточной части [1–3 и др.], применение которых обуславливаются спецификой конструкций. Общими особенностями этих определений 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.]. 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 турбомашинах 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 середине канала и наоборот. Неравномерность потока на входе способствует интенсификации перемешивания. Нахождение адиабатических величин в таком случае затруднено. 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 рассмотрено несколько вариантов относительно простого преодоления рассмотренных выше трудностей.

© С.В. Ершов, Р. Саки, 2013

1 Стандартная методика расчета 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]:

$$\eta = H/H_T = (I_0^* - I_1)/(I_0^* - I_{1ад}),$$

где I_0^* – полная энтальпия на входе в проточную часть; I_1 – статическая энтальпия на выходе; $I_{1ад}$ – адиабатическая энтальпия на выходе; H и H_T – использованный и располагаемый теплоперепады. Потери кинетической энергии в этом случае могут быть оценены с помощью (1) как

$$\zeta = (I_1 - I_{1ад})/(I_0^* - I_{1ад}). \quad (2)$$

Такие определения могут быть объяснены согласно I - S диаграмме процесса (рис. 1).

На практике величины I_0^* , I_1 и $I_{1ад}$ определяются осреднением по сечениям входа и выхода с использованием расхода как весовой функции, например,

$$I_1 = G_1^{-1} \int_{A_1} i_1 dG; \quad i_1 = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_1}{\rho_1}, \quad (3)$$

где G_1 – расход через сечение A_1 ; i_1 , p_1 и ρ_1 – локальные значения энтальпии, давления и плотности на выходе. Локальная адиабатическая энтальпия рассчитывается как

$$i_{1ад} = i_0 (p_1/p_0)^{(\gamma-1)/\gamma}, \quad (4)$$

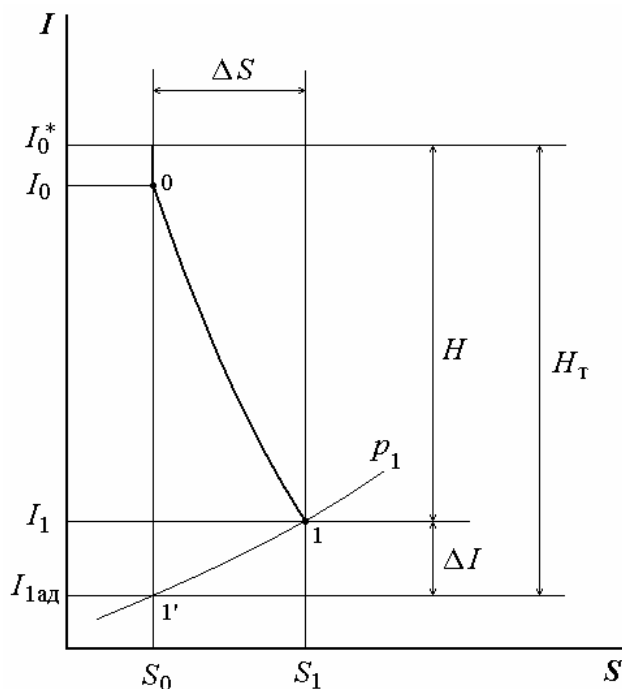


Рис. 1 – I - S диаграмма процесса расширения в проточной части турбины

где i_0 и p_0 – локальные значения энтальпии и давления на входе в проточную часть. Для неравномерных 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 (для отрыва на выходе), то на практике, обычно рассматривают осесимметричные поверхности тока, которые определены таким образом, что между двумя поверхностями тока во всех поперечных сечениях проточной части расход постоянный.

Такая процедура расчета потерь реализована в решателе *FlowER* [7] с тем отличием, что отрицательные значения dG в отрывных зонах (см. уравнение (3)) не учитываются при определении

осесимметричных поверхностей тока и неправильно учитываются при осреднении параметров.

Анализ большого количества проведенных трехмерных расчетов показывает, что для течений с постоянными или слабо меняющимися параметрами на входе такой

(стандартний) способ определения коэффициента потерь является адекватным и может использоваться для сравнительных оценок эффективности проточных частей. В то же время при большой входной неравномерности полных параметров он может давать не только количественно, но и качественно неверные результаты.

Рассмотрим в качестве примера две струйки тока с различными параметрами на входе, схематически показанные на рис. 2. Если не происходит перемешивание (рис. 2а), то адиабатические параметры на выходе струйки 1 (или 2) рассчитываются с использованием параметров потока на входе этой же струйки. Так как в реальном течении при наличии потерь энтропия для каждой струйки вырастет, то суммарные потери по обеим струйкам, рассчитанные рассматриваемым способом будут положительными. Если произошло перемешивание струек (рис. 2б), то адиабатические параметры на выходе струйки 1 будут ошибочно рассчитаны по параметрам на входе струйки 2 и наоборот. При больших различиях значений энтропии на входе обеих струек данный способ расчета потерь для одной из струек может дать существенно завышенное значение коэффициента потерь, а для другой – отрицательную величину. При осреднении энтальпии в сечениях входа и выхода по обеим струйкам суммарные потери будут оценены неправильно, причем, для того чтобы они оказались отрицательными может быть достаточным различие в параметрах на входе порядка (3–5) % для полной температуры и полного давления. Интересно заметить, что при уменьшении показателя адиабаты ситуация может ухудшиться. Неверная оценка коэффициента потерь делает невозможным сопоставление конструкций при их модификации. Так, при увеличении интенсивности вторичных вихрей усиливается перемешивание в канале решетки, что должно приводить к росту потерь с физической точки зрения, но при использовании стандартной методики расчета потерь за счет неправильного определения адиабатической энтальпии может быть получен ошибочный результат – уменьшение потерь в решетке.

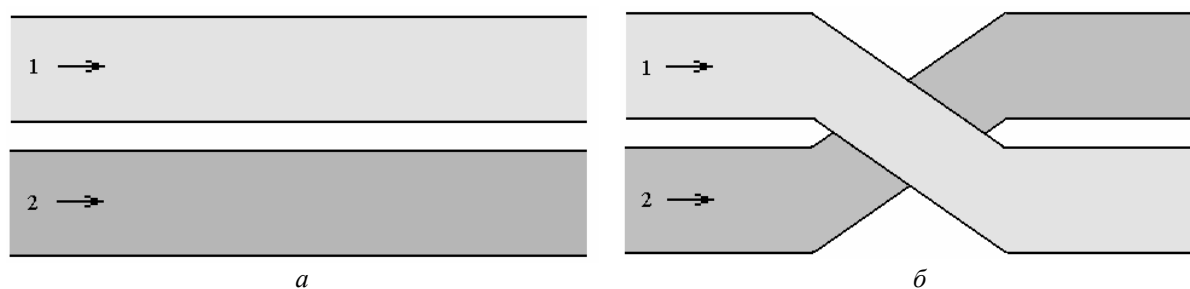


Рис. 2 – Схематическое изображение струек тока в потоке:
 а – без перемешивания; б – с перемешиванием

Данный эффект может проявляться при расчете потерь в расположенных непосредственно за камерой сгорания направляющих лопатках первых ступеней газовых турбин, в рабочих решетках, в высоконагруженных лопаточных аппаратах, для нестационарных течений с интенсивными следами и в ряде других случаев, когда на входе в решетку существует неравномерность полных параметров, а в потоке происходит интенсивное перемешивание. Экспериментальные исследования течений в решетках не выявляли подобного явления, по-видимому, потому что в экспериментах обычно рассматриваются равномерные распределения параметров потока на входе.

2 Определение адиабатической энтальпии по осредненным параметрам на входе и выходе

Адиабатическую энтальпию на выходе можно рассчитать по осредненным параметрам течения на входе и выходе проточной части, например, по формуле (4), а коэффициент потерь – по уравнению (2). Величина коэффициента потерь может зависеть от того, для каких величин выполняется осреднение. Анализ тестового примера, изображенного на рис. 2, показывает, что для такого определения коэффициента потерь возможны большие погрешности.

3 Энтропийный коэффициент потерь Дентона

С практической точки зрения желательнее найти такой способ расчета потерь, который при равномерном распределении параметров на входе дает потери, эквивалентные стандартному подходу, а при неравномерности на входе и интенсивном перемешивании позволяет проводить сравнение различных модификаций конструкций с точки зрения их эффективности.

Как обсуждалось выше причиной неприемлемости стандартного подхода расчета потерь является неправильное определение адиабатической энтальпии на выходе для струек тока. В связи с этим Дж. Дентон [3] предложил исключить из формул для потерь адиабатические значения и рассчитывать потери по росту энтропии в проточной части. Энтропийный коэффициент потерь, записанный Дж. Дентоном [3], имеет вид:

$$\zeta = T_1 \Delta S / (I_0^* - I_1), \quad (5)$$

где T_1 – температура на выходе. Числитель в уравнении (5), в соответствии с первым началом термодинамики, приближенно определяет разность энтальпий $I_1 - I_{1ад}$ на изобаре $p_1 = \text{const}$, а знаменатель – использованный теплоперепад H (рис. 1). Так как в проточной части осредненная по расходу величина энтропии никогда не убывает, то определенные таким образом потери всегда будут положительными. Тем не менее, у определения потерь (5) – два очевидных недостатка. Во-первых, так как в знаменателе находится использованный теплоперепад, то несправедлива простая и удобная связь (1). Во-вторых, приближенная запись вместо интеграла в числителе вносит погрешность, которая для многоступенчатой турбомшины может оказаться существенной. Тем не менее, энтропийный коэффициент потерь в таком виде широко используется, так как он позволяет непосредственно оценить потери кинетической энергии в проточной части.

Исправить оба недостатка можно, записав энтропийный коэффициент потерь, используя уравнения (2) и (5), следующим образом:

$$\zeta = \int_{1'}^1 T dS / \left(I_0^* - I_1 + \int_{1'}^1 T dS \right). \quad (6)$$

Такой способ расчета потерь при постоянных полных параметрах во входном сечении эквивалентен стандартному подходу, но неудобен тем, что для его вычисления требуется проводить интегрирование по изобаре p_1 на выходе проточной части. Для неравномерных полной температуры и полного давления на входе интегральное значение коэффициента потерь практически не будет зависеть от перемешивания, что можно показать на тестовом примере рис. 2.

4 Определение адиабатической энтальпии по росту энтропии

Очевидно, что положительность коэффициента потерь (2) можно гарантировать обеспечением условия

$$I_{\text{ад}} < I_1. \quad (7)$$

Осреднение адиабатической энтальпии по расходу (формула вида (3)) и различные способы ее вычисления по средним значениям энтальпии, давления и плотности (уравнения (4) и (5)) не обеспечивают условие (7). Для того чтобы это условие всегда выполнялось в настоящей работе предлагается связывать адиабатическую энтальпию с ростом энтропии в проточной части, например, следующим образом:

$$I_{\text{ад}} = I_1 (s_0/s_1)^{1/\gamma}, \quad (8)$$

где s_0 и s_1 осредненные по расходу значения энтропийной функции на входе и выходе проточной части. Коэффициент потерь кинетической энергии, как и ранее, рассчитывается по уравнению (2). Анализ тестового примера на рис. 2 показывает, что такое определение энтропийного коэффициента потерь эквивалентно уравнению (6).

5 Численные результаты

В качестве объекта исследования рассматривалась ступень турбины высокого давления, показанная на рис. 3. Течение в данной ступени на расчетном режиме достаточно подробно исследовалось ранее [8], поэтому в настоящей работе ограничимся только представлением поверхностных линий тока, позволяющих выделить зоны вторичных течений на поверхностях лопаток и меридиональных обводов.

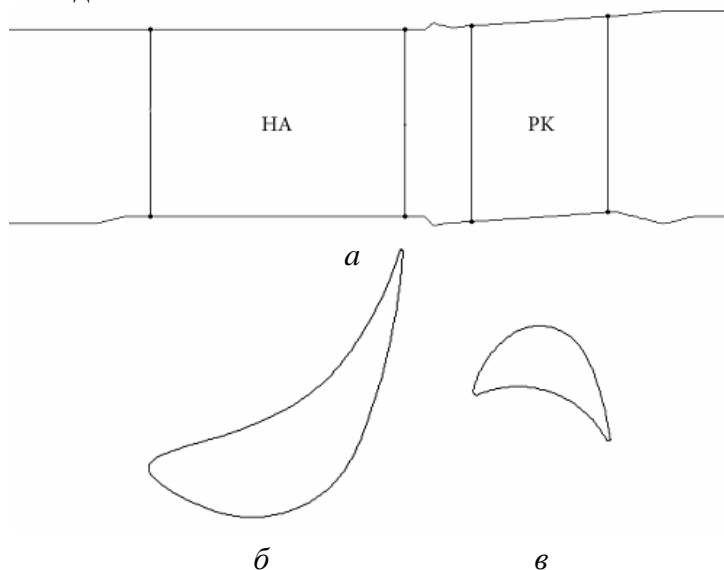


Рис. 3 – Проточная часть исследуемой ступени:
 а – меридиональная проекция;
 б – профиль направляющей лопатки;
 в – профиль рабочей лопатки

Расчеты трехмерных вязких течений выполнялись решателем F [9] по модели осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Использовалась $k-\omega$ SST модель турбулентности. Разностная сетка состояла из 1327104 ($2 \times 72 \times 72 \times 128$) ячеек в межлопаточных каналах статора и ротора. Рассматривались два режима течения: первый – с равномерным распределением полных параметров и угла натекания на входе в направляющий аппарат ступени и второй – с неравномерностью этих величин, моделирующей протечку в радиальном зазоре за

стоящим выше по потоку рабочим колесом. В обоих случаях осредненные по радиусу значения полной температуры и полного давления были одинаковыми и составляли соответственно $T_0^* = 698,3$ К и $p_0^* = 11,2$ МПа, а статическое давление задавалось равным $p_2 = 9,8$ МПа.

На рис. 4 для первого режима показана картина течения на поверхностях направляющей лопатки и периферийного обвода. Видно, что угол натекания потока на лопатку близок к расчетному, и вторичные течения не интенсивные. Аналогичная визуализация для второго режима приведена на рис. 5. В этом случае поток под нерасчетным углом натекает на сторону разрежения, на стороне давления образуется достаточно протяженная отрывная зона, наблюдается интенсивное перетекание вдоль лопатки от периферии к корню. На рис. 6 поверхностные линии тока в окрестности входной кромки направляющей решетки изображены более подробно. Седловая точка S_1 , линии стекания потока, отходящие от нее, и узловая точка n указывают на подковообразный вихрь. Фокусы f_1 и f_2 определяют положение отрыва на входной кромке. Линия тока, соединяющая эти фокусы, показывает, что данный отрыв образован «арочным» вихрем, основания которого расположены на стороне давления лопатки и периферийном обводе. Область присоединения для этого отрыва заканчивается в седловой точке S_2 . Таким образом, данное течение характеризуется как неравномерностью полных параметров по радиусу, что было задано граничными условиями, так и интенсивным перемешиванием за счет отрыва и вторичных течений.

Потери кинетической энергии в рассматриваемой ступени рассчитывались по четырем моделям, рассмотренным выше в разделах 1–4. Полученные результаты приведены в таблице. Видно, что стандартная методика расчета потерь (столбец 1), энтропийный коэффициент потерь Дентона (столбец 3) и модель, предложенная в настоящей работе, (столбец 4) предсказывают идентичные результаты для режима 1 с равномерными параметрами на входе и слабым перемешиванием. Для режима 2 с неравномерностью на входе и интенсивным перемешиванием одинаковые результаты получаются по моделям Дентона и настоящей работы. Стандартная методика расчета в этом случае дает большие отрицательные значения потерь. При определении адиабатической энтальпии по осредненным параметрам течения (столбец 2) коэффициент потерь во всех случаях получается неточным, причем он может быть как завышенным, так и заниженным.

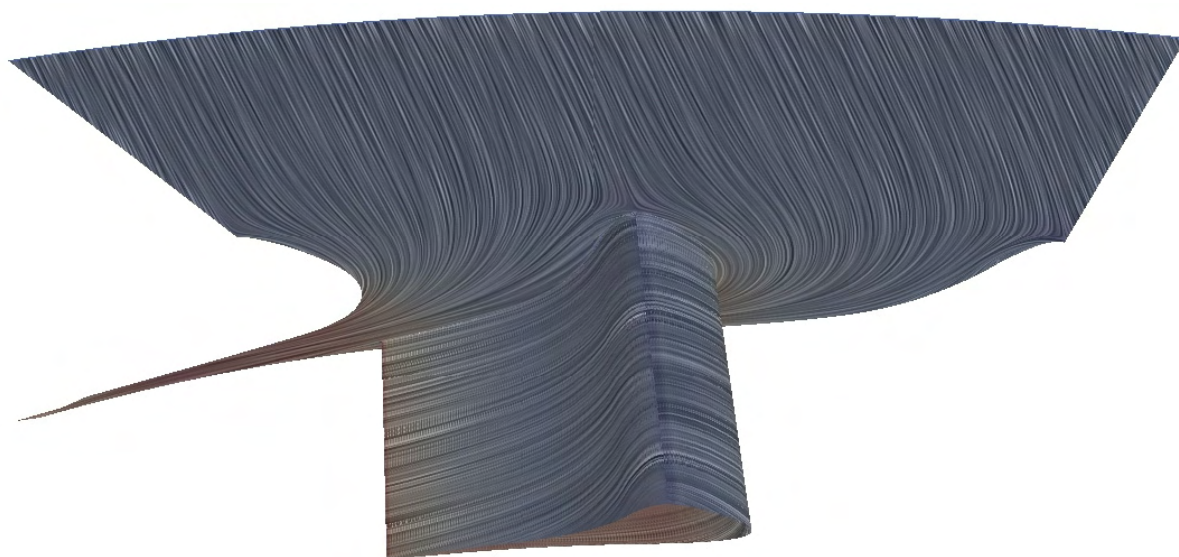


Рис. 4 – Поверхностные линии тока в канале направляющей решетки для первого режима течения

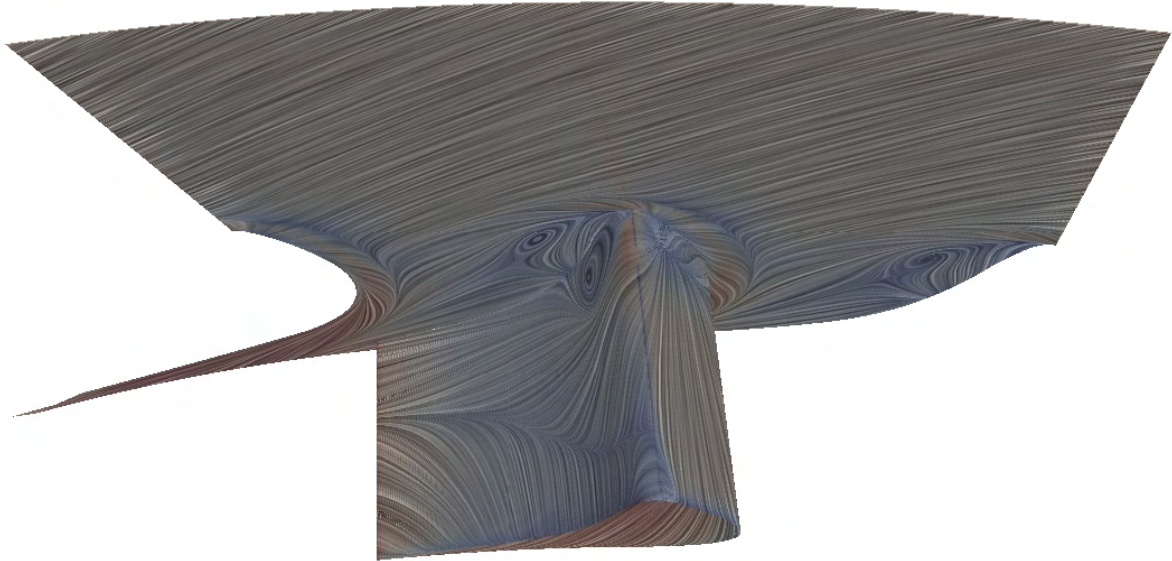


Рис. 5 – Поверхностные линии тока в канале направляющей решетки для второго режима течения

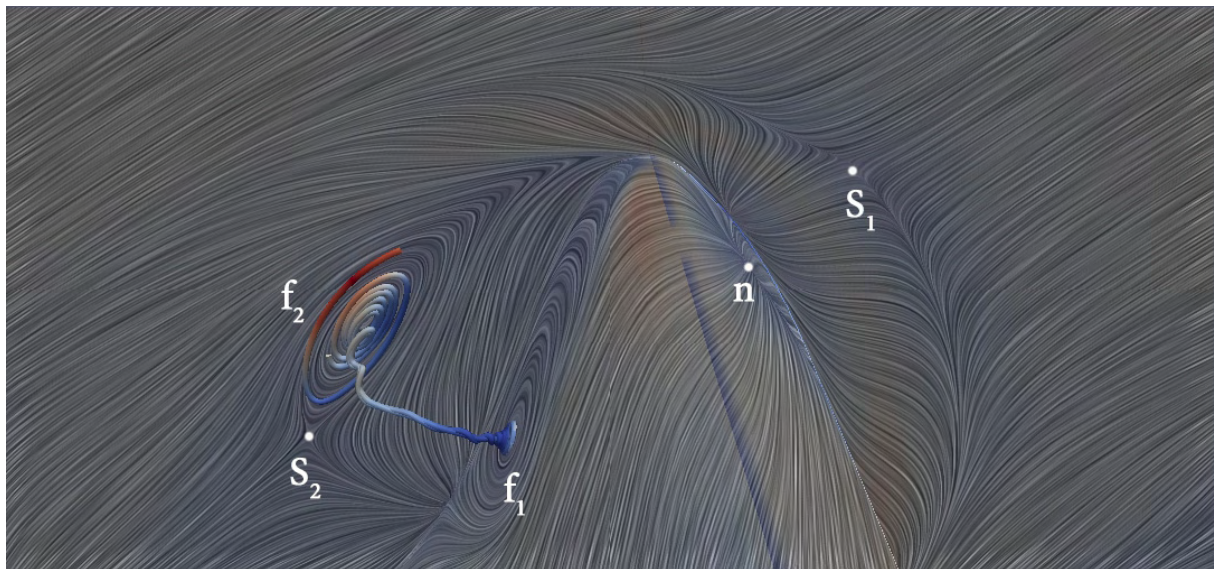


Рис. 6 – Поверхностные линии тока в окрестности входной кромки направляющей решетки на периферии для второго режима течения: S_1, S_2 – седловые точки; n – узловая точка; f_1, f_2 – фокусы

Таблица

Потери в направляющем аппарате ступени турбины

Модель потерь	1	2	3	4
Режим 1	0.026	0.018	0.026	0.026
Режим 2	-0.206	0.164	0.103	0.103

Заклучение

Рассмотрено определение коэффициента потерь, основанное на оценке величины роста энтропии в проточной части. Показано, что такой подход целесообразно использовать для трехмерных течений с существенной поперечной неравномерностью полных параметров на входной границе и интенсивным перемешиванием. Для течений с равномерными параметрами на входе определение потерь по росту энтропии дает такой же результат, как и стандартный подход, в то

время как для неравномерных параметров с интенсивным перемешиванием позволяет избежать ошибок, связанных с неточным определением адиабатических параметров и погрешностями осреднения.

Список литературы: 1. Щегляев, А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин [Текст] / А.В. Щегляев. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1976. – 368 с. 2. Нечаев, Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей [Текст]: в 2 кн. / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. – М.: Машиностроение, 1977. – Кн. 1 – 312 с. 3. Denton, J. Loss mechanisms in turbomachines [Text] / J. Denton // J. Turbomachinery. – 1993. – 115, № 4. – P. 621-656. 4. Седов, Л.И. Об осреднении неравномерных потоков газа в каналах [Текст] / 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 неравномерного воздушного потока на входе в ГТД [Текст] / В.М. Кофман // Вестник УГАТУ. – 2009 – Т. 12, № 2. – С. 35-42. 6. Самойлович, Г.С. Газодинамика [Текст] / Г.С. Самойлович. – М.: Машиностроение, 1990. – 384 с. 7. Ершов, С.В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовісцевих турбомашинах «FlowER» / С.В. Ершов, А.В. Русанов: Свідчення про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996. 8. Ершов, С.В. Повышение КПД проточной части ЦВД паровой турбины на основе расчетов трехмерного вязкого течения [Текст] / С.В. Ершов, А.В. Русанов, В.А. Яковлев // Наука та інновації. – 2006. – № 6. – С. 39-48. 9. Ершов, С.В. Программный комплекс для расчета пространственных течений вязкого газа в решетках турбомашин [Текст] / С.В. Ершов // Проблемы машиностроения. – 2012. – Т. 15, № 3. – С. 15-23. – ISSN 0131-2928.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 621.1.018

К расчету потерь в проточных частях турбомашин [Текст] / С.В. Ершов, Р. Саки // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 14(988). – С. 11-18. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто питання визначення втрат кінетичної енергії в тривимірному потоці з істотною поперечною нерівномірністю повних параметрів на входній границі та інтенсивним перемішуванням. Відзначено, що використання стандартних методик розрахунку втрат по ідеальному та наявному теплоперепадах може приводити до значних помилок, джерелом яких є похибки знаходження адиабатичних параметрів для кожної струминки течії. Розглянуті методики визначення втрат по росту ентропії в проточних частинах, які позбавлені зазначеного недоліку.

Ключові слова: втрати кінетичної енергії, турбіни, нерівномірність на вході, вторинні течії.

The problem of estimation of kinetic energy losses for 3D flows with significant inlet cross-flow non-uniformity of total parameters and intensive mixing is considered. Using conventional techniques of losses calculation based on available and real heat drops is noted to result in large errors caused by inaccuracy in determination of adiabatic flow parameters for each flow trick. Several techniques for losses determination are considered. They are based on entropy increase in flowpaths and are free from the defect mentioned above.

Keywords: kinetic energy losses, turbines, inlet non-uniformity, secondary flows.