

ОСОБЕННОСТИ ОБТЕКАНИЯ ГАЗОВЫМ ПОТОКОМ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН

© 2006 Б.П. Григор

ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова, г. Самара

Из расчетного распределения относительных скоростей обтекания рабочих лопаток турбины определены граничные траектории и температура периодически колеблющихся элементарных масс газа в абсолютном движении. Найдено, что зоны скоростей с максимальными числами Маха в абсолютном и относительном движениях не совпадают.

Определение параметров потока в рабочих колесах турбин обычно производится на основании представлений о течении в относительной системе координат [1], но в полной аналогии с течением в сопловом аппарате. При этом картина течения достаточно наглядна, так как траектории элементарных объемов газа вблизи профилей лопаток приближаются к обводам этих профилей [2,3].

Учитывая, что абсолютная скорость течения в рабочем колесе C определяется, как векторная сумма относительной W и переносной U скоростей

$$C = W + U, \quad (1)$$

по известному расчетному распределению приведенной скорости λw_i по обводу рабочих лопаток в относительном движении можно вычислить распределение скоростей и заторможенной температуры потока в абсолютном движении $T_{c_i}^*$ для любой точки профиля

$$T_{c_i}^* = T_w^* + U^2(1 + 2Wu/U) / 2C_p, \quad (2)$$

где T_w^* - заторможенная температура газа в относительном движении;

Wu - проекция относительной скорости на окружное направление;

U - окружная (переносная) скорость;

C_p - теплоемкость газа.

Таким образом, появляется возможность оценки значений $T_{c_i}^*$ соответственно любой точке профиля, например, вдоль спинки или корытца лопатки, а не только в сечении на входе или на выходе из рабочего колеса, как это обычно делается при рассмотрении течения в относительном движении.

В качестве примера можно показать (рис.1) распределение T_{sc}^* вдоль спинки и корытца T_{ck}^* рабочей лопатки турбины со следующими основными параметрами:

$$T_c^* = 1155 \text{ K};$$

$$T_w^* = 970 \text{ K};$$

$$\lambda_{c1} = 1.17; \quad \lambda_{w1} = 0.43; \quad \lambda_{w2} = 0.98.$$

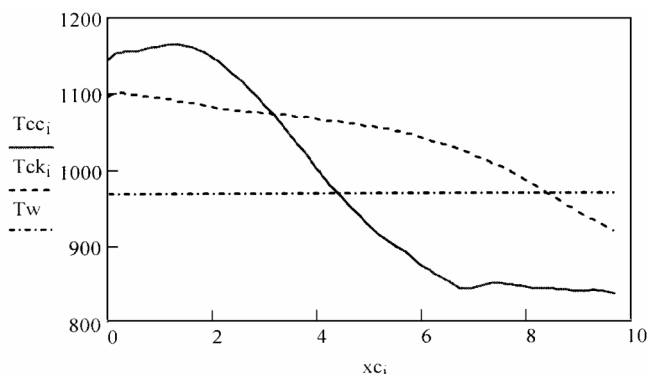


Рис.1. Заторможенная температура в абсолютном движении по спинке (---); по корытцу (- -); и в относительном движении (·-·-·)

Находя по известным координатам профиля лопаток x_i и y_i распределение углов потока в относительном движении

$$\beta_i = \arctg((y_i - y_{i-1}) / (x_i - x_{i-1})), \quad (3)$$

можно определить во времени траекторию или положение каждой точки контура рабочей лопатки в абсолютной системе координат.

Если рассматривать перемещение вдоль траектории во времени, требующемся для прохождения элементарным объемом газа осевой протяженности лопатки, то при осевом смещении $X_i = x_i$ окружные координаты V_i контура будут определяться переносной скоростью U за время $\Delta\tau_i = \Sigma(x_{i+1} - x_i) / Ca_i$

$$V_i = y_i + \Sigma(x_{i+1} - x_i)U / Ca_i. \quad (4)$$

Здесь Ca_i — осевая составляющая скорости газа, x_i, y_i — координаты точек профиля в относительной системе, X_i, V_i — в абсолютной.

Так как предполагается безотрывное обтекание решетки профилей в относительном движении, то получаемое распределение скоростей вокруг лопатки может служить отправ-

ным для определения мгновенного, граничного распределения скоростей в абсолютном движении.

Окружные координаты точек траектории элементарного объема газа вдоль контура лопаток Yg_i , которые определяются окружной составляющей абсолютной скорости Cu за то же время $\Delta\tau_i = \Sigma(x_{i+1} - x_i) / Ca_i$

$$Yg_i = y_0 + \Sigma(x_{i+1} - x_i)Cu / Ca_i, \quad (5)$$

должны практически повторить вышеопределенные координаты перемещенных точек самого контура Y_i при тех же X_i .

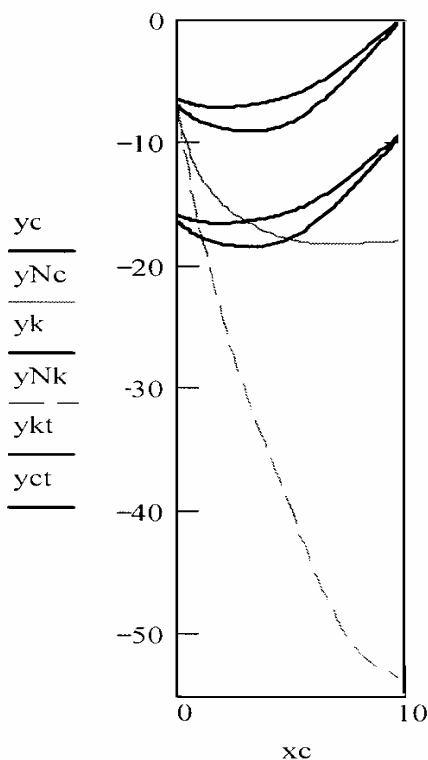


Рис.2. Траектории частиц газа в абсолютном движении по спинке(----) и корытцу (- - -)

Визуализация соответствующих результатов расчетов для корытца и спинки (рис.2) подтверждает, что конфузорный межлопаточный канал, выполненный под течение в относительной системе координат, в абсолютной системе предстает как диффузорный.

Находя траекторию частиц у каждой точки контура рабочей лопатки в абсолютной системе координат, заодно можно вычислить и соответствующие числа Маха. И естественно ожидать, что распределение действительных чисел Маха по каналу будет отличаться от полученных в расчете обтекания в относительной системе координат. На рис.3 пред-

ставлены эти распределения по спинке лопатки.

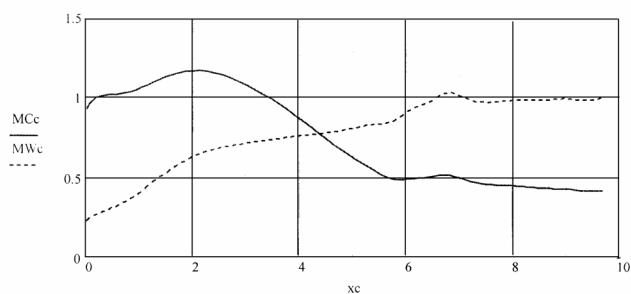


Рис.3. Распределение числа Маха по спинке в абсолютном (----) и относительном (- - -) движении

Следует отметить, что в данном примере течение газа рассматривается при повышенных степенях расширения на турбине. Поэтому в рабочем колесе наблюдаются сверхзвуковые зоны как в относительном, так и в абсолютном движениях.

Но их месторасположения на спинке лопатки не совпадают - в абсолютном движении зона звукового перехода смещена к началу канала, а в относительном движении - к горлу решетки. В абсолютном движении наблюдается переход в диффузорном канале от сверхзвукового течения к дозвуковому. В относительном движении - от дозвукового течения в конфузорном канале к сверхзвуковому в косом срезе межлопаточного канала.

В этом случае скорее неоднозначен вывод о месте формирования волновых потерь или о возможном месте запираания потока по расходу в межлопаточном канале. Для этого важно определиться как с числами Маха в канале, так и с его формой и геометрическими размерами.

Картина течения осложняется тем, что положение газовой струйки в рабочем колесе в абсолютной системе координат периодически колеблется между граничными траекториями, соответствующими течению вдоль корытца и спинки лопатки. Это обусловлено различной скоростью движения газа вдоль этих ограничивающих поверхностей.

Таким образом, стационарное течение с вращением в относительной системе координат соответствует в абсолютном движении неустановившемуся течению, с периодически колеблющимися траекториями в пределах оп-

ределенных расчетом ограничивающих поверхностей.

Очевидно, этим определяется наличие и уровень дополнительных потерь от нестационарности потока. Возможно, это в какой-то мере объясняет нестыковку потерь, полученных экспериментально в статических условиях для соплового аппарата и рабочего колеса и расчетных потерь, удовлетворяющих суммарной оценке эффективности ступени турбины согласно [4]. Попытки приписать это расхождение влиянию только нерасчетных углов натекания на рабочие лопатки оцениваются в [5] как неоправданные.

Кстати, в той же работе [5] отмечалось отсутствие влияния шага рабочей решетки t_p на потери от нестационарности, а в данном рассмотрении этот шаг t_p определяет частоту колебаний струек $f = U / t_p = n' \cdot z_p$, где n' – число оборотов в сек., z_p – число рабочих лопаток.

Наблюдаемое в расчетах различие температурного поля T_{ci}^* вдоль корытца и спинки может поставить под сомнение либо правомочность исходного предположения о постоянстве T_w^* по всему каналу, либо представление о постоянстве или монотонности изменения переносной скорости U газового потока. Но тогда должны были бы измениться и отправные данные о распределении относительных скоростей вдоль контура лопатки и все последующие количественные оценки.

Отметим, что измерения [7] не подтверждают постоянства T_w^* по всему каналу. С учётом этого трудно признать достоверность полученного в расчетах распределения температуры, предполагая наличие передачи энергии от газа к рабочему колесу и наоборот, например, на входном участке спинки рабочей лопатки, работающей в режиме компрессора.

По-видимому, результаты аналогично проводимых расчетов и оценок могут интерпретироваться и каким-то другим образом. Например, существует представление [6] о картине течения, связанное с фрагментацией или расщеплением входящей в колесо струи на несколько сегментов, которые деформируются и переориентируются в пространстве в пределах межлопаточного канала. И очевидно, это явление также объясняется различной

скоростью движения потока по корытцу и спинке профиля.

Можно представить течение и несколько по-иному. Если учесть, что движение струек у корытца лопатки замедлено по сравнению со струйками вдоль спинки, как в осевом, так и в окружном направлении, то можно предполагать возможность их смешения.

А это означает не просто переориентацию элементарных сегментов в пространстве, но и изменение параметров этих элементарных объемов после смешения. Причем, это изменение параметров может наблюдаться уже в начале межлопаточного канала. Но тогда возникает необходимость коррекции представлений о распределении заторможенной температуры в относительном движении T_w^* и, соответственно, необходимости пересчета обтекания профилей.

Если при проектировании рабочих лопаток все же пользоваться принятой методикой расчета течения, как для сопловых аппаратов, то тогда необходимо выработать дополнительные методические коррективы профилирования, обеспечивающие уменьшение влияния вышеозначенных факторов.

Это могут быть, в первую очередь, действия, направленные на уменьшение отличия относительных приведенных скоростей вдоль спинки и корытца лопаток, что более достижимо в ступенях турбин с малой реактивностью за счет возможного увеличения скорости на входном участке лопатки.

Кроме того, когда на основании выполненных расчетов отмечается наличие сверхзвуковых зон в абсолютном движении на входе в решетку, необходимо обеспечивать расчетное натекание потока на профиль, не допуская увеличения потерь «на удар» за счет волновых явлений. То есть, положительные углы атаки в корытце представляются недопустимыми при высоких скоростях на выходе из соплового аппарата вопреки некоторым имеющимся рекомендациям. При этом необходимо учитывать влияние окружной неравномерности температурного поля на отклонение углов натекания от их осредненных значений.

Особо следует отметить влияние нестационарности течения в рабочем колесе на потери «на удар» в последующем сопловом аппарате. Как известно, эти потери связывают

с изменением скорости натекания на профиль из-за закрученных следов рабочих лопаток. Но рассматриваемые в абсолютной системе координат особенности течения в рабочем колесе определяют дополнительное изменение скоростей и углов атаки на входе в сопловой аппарат.

Учет вышеприведенных факторов может позволить уточнить изменение потерь полного давления в рабочих лопатках и изменение основных параметров турбины на различных режимах работы.

Список литературы

1. Исаков С.Н., Мамаев Б.И., Литвинов В.Г., Невзоров Ф.Ф., Тугушев Н.У. Расчет обтекания решеток турбинных профилей сжимаемым потоком, Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей, Куйбышев, 1981.
2. Кириллов И.И. Теория турбомашин, М-Л. 1964.
3. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М. 1970.
4. Зильберман А.С., Лопатицкий А.О., Нахман Ю.В., Вольфсон И.М., Озернов Л.А., Пахомов В.А. Дополнительные потери энергии из-за периодической нестационарности потока в рабочих лопатках турбинных ступеней. Теплоэнергетика, 1972. №1.
5. Шубенко-Шубин Л.А., Стоянов Ф.А., Шубин А.Л. Об оценке профильных потерь в турбинной решетке, обтекаемой нестационарным потоком, Энергомашиностроение, 1973. №10.
6. Лапотко В.М., Кухтин Ю.П., Прогнозирование режима низкочастотных колебаний нестационарного потока газа в ступени компрессора, Авиационно-космическая техника и технология, №4, 2004.
7. Романов А.Г., Ефимчук Л.А. и др. Экспериментальное исследование по измерению температуры газа в относительном движении (T_w^*) с помощью измерителя максимальной температуры монокристаллического ИМТК, Технический отчет ЦИАМ №10505, 1985.

THE FEATURES OF GAS FLOW STREAMLINE IN TURBINE BLADES

© 2006 B.P. Grigor

N.D. Kuznetsov Company Scientific and Technical Complex, Samara

Taking into consideration of non-steady-state flow in working wheel allows to specify loss changes of full pressure in working blades and changes of main parameters of turbine on different working regimes.