

Специфика работы ступеней паровой турбины в малорасходных режимах и учет их при моделировании гидродинамических процессов при работе турбины в беспаровом и моторном режимах

Э. К. Аракелян, А. В. Андрюшин, С. В. Мезин, К. А. Андрюшин

Национальный исследовательский университет «МЭИ»

e-mail ArakelianEK@mpei.ru

Аннотация. Рассматриваются особенности работы ступени, группы ступеней и проточной части паровой турбины в малорасходных режимах, в частности, в беспаровом и моторном режимах и методические подходы к учету их при моделировании гидродинамических процессов. Особое внимание уделено определению потерь мощности на трение и вентиляцию. Приводятся методика и алгоритм расчета температурного состояния проточной части паровой турбины. На основании проведенных исследований выявлены закономерности, характерные для моторного режима большинства паровых турбин.

Ключевые слова: паровая турбина; малопаровой режим; отличительные особенности; моторный режимы; математическая модель; потери мощности; отрыв потока; температурный график; алгоритм; модельные исследования; характерные закономерности

I. ВВЕДЕНИЕ

Рост электропотребления в настоящее время сопровождается дефицитом производства электроэнергии и увеличением неравномерности графиков нагрузки. Увеличение доли высокоэффективных энергоблоков, в том числе на базе парогазовых технологий в общей мощности энергосистем неизбежно приводит к необходимости широкого привлечения их к регулированию графиков электрической нагрузки и увеличения длительности их работы на частичных нагрузках и в режимах резервирования, в том числе с применением остановочно-пусковых режимов при прохождении провалов графиков электропотребления. Очевидно, что работа оборудования в условиях переменных нагрузок и частых пусков и остановов приводит к его повышенному износу, вызывающему снижение экономичности и надежности. Особенно трудно предотвратить снижение надежности турбоагрегатов при быстрых пусках, необходимых для регулирования нагрузки энергосистемы [2]. Вместе с тем, ранее проведенные широкомасштабные исследования

ранее проведенные широкомасштабные исследования работы паровых турбин в моторном режиме показали реальную возможность значительного повышения надежности их работы в указанных выше режимах [1, 2].

II. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ СТУПЕНИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ В МАЛОПАРОВЫХ РЕЖИМАХ

Под малопаровым (беспаровым, моторным) режимом принимается такой режим работы ступени или группы ступеней турбины, когда в проточную часть турбины всасывается пар через уплотнения турбины, которые в этих режимах работают в обратном по отношению к номинальному режиму направлении движения пара, либо в проточную часть подается небольшое количество пара соответствующих параметров для охлаждения ступеней, находящихся в режиме вынужденного холостого вращения. При этом пар, двигаясь по проточной части турбины с небольшой скоростью, выполняет лишь функцию охлаждения ступеней и направляющих лопаток.

Работа группы ступеней в малопаровом режиме – глубоко нерасчетный режим, требующий учета этого фактора при моделировании гидродинамических процессов, протекающих в ступенях турбины. Особенности работы ступени и группы ступеней в таком режиме обусловлены следующими факторами:

- из-за небольшого расхода пара и незначительного падения его давления отсутствует расширение пара в ступени и она находится в режиме холостого вращения;
- проточная часть турбин (за исключением турбин с промежуточным перегревом пара), находится под давлением пара в конденсаторе, что приводит к тому, что в конденсатор поступает перегретый пар;
- неизбежные потери мощности при холостом вращении ступени (на трение, вентиляцию и др.) при отсутствии охлаждающего пара приводят к разогреву пара и металла ступени;

- потери тепла в окружающую среду через внешние поверхности корпуса турбины, как правило, игнорируемые при расчетах ступеней турбины в расчетных режимах из-за их малости (по сравнению с количеством тепла потока пара через ступень), в малопаровых режимах сопоставимы с потерями тепла на трение и вентиляцию (особенно для ступеней ЦВД) и могут влиять на температурное состояние металла направляющих лопаток и корпуса;
- в части ступенях турбины происходит вытеснения потока пара в периферийную часть лопатки с образованием вихревых потоков у корня лопаток, при этом при глубоком вакууме в конденсаторе обратный поток всасывается до направляющей лопатки последней ступени ЦНД турбины и сбрасывается с основным потоком пара в конденсатор без образования вихревых потоков [1].

В условиях отсутствия специальных высокоманевренных энергетических установок моторный режим применяется для повышения маневренности, надежности и экономичности работы оборудования тепловых электростанций, первоначально запроектированных для работы в базисных режимах [1]. Широкомасштабные экспериментальные исследования по внедрению моторного режима на конденсационных, и теплофикационных агрегатах проводились силами ряда научных, наладочных и эксплуатационных организаций. В итоге моторный режим внедрялся на многих паровых турбинах мощностью 50–200 МВт [1, 6, 8], на влажнопаровой турбине типа К-220-44 (Кольской АЭС) [9]. Расчетные исследования показали возможность и эффективность применения моторного режима так же на турбоагрегатах с закритическими параметрами пара мощностью 300 и 800 МВт. Работы по переводу турбоагрегатов в моторный режим проведены также за рубежом на турбинах мощностью 50–200 МВт (Куба, Болгария, Япония) и на турбоагрегате мощностью 500 МВт на закритические параметры (ТЭС в США) [5]. В современных условиях для энергосистем, в которых основной ввод мощностей производится за счет высокоэффективных, но маломаневренных энергоблоков АЭС, ПГУ и т.д., актуальность применения моторного режима возрастает. В настоящее время ведутся модельные исследования по определению целесообразности резервирования мощности ПГУ в конденсационном и теплофикационном режимах путем перевода паровой турбины в моторный режим [11, 14].

Первые попытки разработки математической модели ступени и группы ступеней паровой турбины при ее работе в малорасходных режимах сделаны в [6, 10], однако вследствие принятых авторами допущений и упрощений разработанные ими модели дают удовлетворительные результаты только в беспаровых режимах. На основе общего представления о протекании процесса в турбинной ступени в малопаровых режимах в [1] создана математическая модель ступени и группы ступеней при их работе в беспаровом и моторном режимах. В настоящей статье приведены основные положения этой модели и

расчетные зависимости для расчета совокупности потерь мощности на трение и вентиляцию, алгоритм расчета температурного состояния пара и лопаток в проточной части турбины и некоторые результаты обобщения проведенных расчетов.

III. ОБЩИЕ ПОДХОДЫ К СОСТАВЛЕНИЮ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СТУПЕНИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ В МАЛОПАРОВЫХ РЕЖИМАХ

В основу математической модели ступени турбины положены общеизвестные уравнения одномерного течения:

- баланса массы, связывающего изменение массы пара на выходе из ступени в переходных режимах с изменением его плотности в объеме ступени;
- уравнение количества движения для участка прямолинейного канала в одномерном потоке;
- уравнение состояния для перегретого пара (при работе в малопаровом режиме во всех ступенях высокие температуры при небольшом давлении);
- уравнение баланса энергии выражается равенством сумм всех видов энергии, подводимой к системе и отводимой от нее.

Количество теплоты, подводимой к пару, в общем случае можно записать в виде:

$$dq = dq_{TB} \pm dq_M - dq_{II} + dq_B, \quad (1)$$

где dq_{TB} – тепловыделение в ступени за счет потерь энергии на трение, вентиляцию и других потерь; dq_M – теплота, идущая на нагрев металла, если температура пара выше, чем температура металла (знак -) или передаваемое металлом пару в случаях, когда его температура выше температуры пара; dq_{II} – потери теплоты в окружающую среду через наружную поверхность корпуса; dq_B – потери теплоты через вал ротора турбины.

При переводе паровой турбины в моторный режим в период до стабилизации температурного состояния пара возможны несколько режимов работы ступеней (принимается, что температура металла ступени равна температуре пара):

1. Температура пара в ступени ниже, чем температура металла ступени и корпуса. Такой режим характерен для первых ступеней ЦВД всех типов турбин и ЦСД паровых турбин с промежуточным перегревом пара, куда пар поступает из передних концевых уплотнений и вследствие значительного дросселирования имеет более низкую температуру, чем температура металла ступени и корпуса. При этом тепло передается от металла к пару, а потери тепла в окружающую среду идет за счет аккумулированного тепла в металле корпуса. Выражение (1) для этого режима запишется в виде

$$dq = dq_{TB} + dq_{ML} - dq_{MK}, \quad (2)$$

где dq_{ML} – тепло, передаваемое металлу лопаточного аппарата на повышение его температуры; dq_{MK} – тепло, передаваемое пару от корпусных деталей.

2. Температура пара в ступени выше, чем температура металла корпуса. Этот режим характерен для ступеней турбины с относительно длинными лопатками, для которых значительные потери мощности на трение и вентиляцию приводят к быстрому росту температуры пара. Для этого режима балансовое уравнение примет вид:

$$dq = dq_{TB} - dq_{ML} - dq_{MK} \quad (3)$$

3. Режим с изменением направления теплопередачи во времени. Такой режим характерен для ступеней средней высоты лопаток, когда в начальный период времени температура пара ниже температуры металла, но в дальнейшем происходит медленный рост температуры пара за счет потерь мощности на трение и вентиляцию и со временем он становится выше, чем температура металла. Для такого режима ступеней температурное состояние лопаток турбины необходимо рассчитать по соответствующим выражениям (2) или (3), для чего требуется следить за динамикой изменения температуры пара в ступени.

С термодинамической точки зрения также возможны ряд режимов работы ступени в зависимости от расхода и параметров пара в ступени:

4. Режим работы ступени при отсутствии расширения пара, что характерно для всех ступеней турбины при беспаровом режиме и для ступеней с относительно длинными лопатками при малопаровых режимах. Режим работы ступени с расширением пара, т.е. с выполнением работы характерен для ступеней со средней длиной лопаток при определенном расходе пара через ступень.

5. Как указано выше, давление пара в проточной части турбины в основном зависит от давления в конденсаторе. Для ЦСД и ЦНД турбин с промежуточным перегревом пара и всей проточной части турбин без него эта связь очевидна, так как при этом они имеют непосредственную связь с конденсатором и в малорасходных режимах все ступени цилиндров находятся под вакуумом. Подача охлаждающего пара в проточную часть турбины несколько повышает давление пара в ближайших к месту подачи пара 2-х ступенях по ходу движения пара, но такое повышение незначительно влияет на режим работы ступени. Исходя из этого, при составлении математической модели ступени принимается, что давление пара в ступени постоянное.

Одной из основных величин, определяющих температурное состояние проточной части паровых турбин, является совокупность потерь энергии на трение и вентиляцию. Несмотря на достаточно широкое применение малопаровых режимов при эксплуатации теплофикационных турбин, имеющиеся в технической литературе методики определения указанных потерь дают разрозненные результаты [1, 5, 7, 8].

Теплоту, выделяемую в ступени из-за совокупности потерь мощности на трение и вентиляцию, из-за вихревых потоков и др., представим в виде:

$$dq_{TB} = \frac{N_{TB}}{G} d\tau = \frac{\Delta N_T + N_B}{G} d\tau, \quad (4)$$

N_{TB} – суммарные потери мощности на трение и вентиляцию; G – расход пара через ступень.

Для расчета потерь мощности на трение диска (ΔN_T) использовалось следующее выражение [1]:

$$\Delta N_T = 0,05 \left(\frac{2S_D}{d_D} \right) \text{Re}^{-0,2} u_D^3 d_D^2 \rho_{\Pi}, \quad (5)$$

где d_D – средний диаметр ступени; u – окружная скорость на среднем диаметре; $2S_D$ – средний зазор между диском и диафрагмой; Re – число Рейнольдса.

Для определения потерь мощности на вентиляцию (N_B) в технической литературе имеется множество эмпирических формул. В [6] на основании обобщения большого количества расчетных и экспериментальных данных для грубой оценки предложена зависимость:

$$N_B = 11500 l d_{cp}^3 P_K, \quad (6)$$

где P_K – давление в конденсаторе.

Потери на вентиляцию в настоящем исследовании определены по выражению, учитывающему конкретные особенности различных ступеней турбины [5]:

$$N_B = 0,0068 d_{cp}^4 l_2^{1,5} n \rho_{\Pi}, \quad (7)$$

где l_2 – длина рабочей лопатки; n – частота вращения.

Для лопаток с отрывом потока пара в корневых зонах лопатки для расчета вентиляционных потерь мощности использовалось выражение, приведенное в [1]:

$$N_B = 1,57 \cdot 10^3 C d_D l_{OTP} \left(\frac{u}{100} \right)^3 \rho_{\Pi}, \quad (8)$$

где C – коэффициент, зависящий от группы режимных и геометрических факторов, определяется по экспериментальным зависимостям с учетом фактического сочетания решеток, отношения (l/d_D) и относительной ширины лопатки [1]; l_{OTP} – высота зоны отрыва, для определения которой в [1] на основании обобщения расчетных и экспериментальных исследований приведена эмпирическая зависимость.

Тепло, идущее на нагрев металла лопаток (dq_{ML}) и отдаваемое металлом корпусных деталей пару (dq_{MK}), рассчитывается по общеизвестным формулам теплопередачи с учетом принятых выше допущений.

Рассмотрение и расчет математической модели в настоящей работе производится в условиях отсутствия работы пара ($dl = 0$) и при постоянном во времени давлении пара в ступени при следующих допущениях:

1) 3 (из-за высоких значений коэффициента теплопередачи пара);

2) температура пара в ступени меняется от начального значения T_0 на входе в ступень до значения T на выходе из нее;

С учетом этих допущений на основании описанной математической модели ступени паровой турбины получена следующая расчетная зависимость:

$$T = T_0 + \left[\sqrt{\frac{\beta p}{c_p GR} + \left(\frac{T_0}{2}\right)^2} - \frac{T_0}{2} \right] \left[1 - \exp \left(-\frac{c_p G}{c_m m} \tau \right) \right] \quad (9)$$

где T_0 – температура пара в ступени в момент перевода паровой турбины в беспаровой или моторный режим; c_p, c_m – теплоемкость пара и металла; m – масса металла лопатки; P – давление пара в ступени; R – газовая постоянная; β – коэффициент, зависящий от геометрических характеристик ступени, скорости протекания пара и его параметров и постоянный для данной ступени.

$$\beta = \left[0,1 \cdot \left(\frac{2S_d}{d_d} \right) \text{Re}^{-0,2} \frac{u^3 d_d^2}{2} + 6,8 \cdot 10^{-3} d_d^4 l_2^{1,5} n \right] \quad (10)$$

Для расчета температуры пара по ступеням принимается допущение, что его значение на входе в очередную ступень равно температуре пара на выходе из предыдущей ступени, т. е.:

$$T_{i+1} = T_{i0} + \Delta T_{i+1},$$

$$\Delta T_{i+1} = \left[\sqrt{\frac{\beta_{i+1} p_{i+1}}{c_{pi+1} GR} + \left(\frac{T_{0i}}{2}\right)^2} - \frac{T_{0i}}{2} \right] \left[1 - \exp \left(-\frac{c_{pi+1} G}{c_{mi+1} m_{i+1}} \tau \right) \right] \quad (11)$$

Исходными данными для расчета температурного состояния проточной части турбины в беспаровом и моторном режиме являются:

- геометрические характеристики ступеней турбины;
- расходы пара на уплотнения турбины;
- тепловая схема паровой турбины в моторном режиме;
- расходы пара и параметры охлаждающих потоков пара;
- давление пара в конденсаторе;
- исходное температурное состояние ступеней турбины.

Алгоритм расчета при неизвестных расходах пара через ступени турбины следующий:

1. Задаемся температурами пара по проточной части турбины, исходя из условий режимного характера или из других соображений (поддержания определенного температурного состояния ступеней турбины перед пуском из различных тепловых состояний и т.д.).
2. Задаемся расходами пара на уплотнения и на охлаждение цилиндров турбины); на основе расходов пара вычисляется давление пара по отсекам с учетом температурных поправок. Возможен и обратный подход – давление пара по отсекам и по ступеням задается на основе режимных характеристик или по технологическим соображениям и определяются требуемые значения расхода пара.
3. На базе полученного распределения давления рассчитываем их отношение по ступеням и критическое значение этих отношений.
4. На основе полученных соотношений определяем режим работы ступени по методике, приведенной в [1] и выбираем математическую модель, соответствующую данной ступени.
5. По математической модели рассчитываем температуру пара по всей проточной части турбины, при этом параметры пара на каждой ступени принимаем равными их входным параметрам в следующую ступень. Особое внимание уделяется расчету потерь на трение и вентиляцию с учетом степени парциальности рассматриваемой ступени.
6. По полученному распределению температур уточняются значения давлений пара по ступеням с учетом температурной поправки.
7. После окончания этих расчетов температурное состояние турбины сравнивается с принятым состоянием. При необходимости задаемся новыми расходами или новым распределением температур и весь расчет повторяется.

Адекватность модели проверялся путем сравнения результатов модельных расчетов, проведенных для паровых турбин К-200 и Т-100 с экспериментальными данными, приведенные в [1, 7]. Модель считалась адекватной, если результаты расчетов попадают в разброс экспериментов (падают в доверительный коридор). Адекватность модели в большей степени зависит от того, какие зависимости используются при расчете потерь мощности на трение и вентиляцию. По результатам проведенных исследований для их расчета рекомендуется использовать приведенные выше зависимости (5), (7) и (8).

Анализ результатов расчетных исследований, проведенные по разработанному алгоритму для паровых турбин различной мощности, позволили выделить некоторые закономерности, характерные для моторного режима большинства паровых турбин, в том числе:

- однозначной зависимости температуры лопаток турбины от расхода и параметров охлаждающего пара при заданном давлении в конденсаторе, что

дает возможность регулирования температуры проточной части турбины с целью создания необходимых условий для быстрого нагружения турбины;

- по длительности стабилизации температуры в проточной части турбин после подачи охлаждающего пара для всех типов турбин она составляет 25–40 мин., после чего турбина может работать в моторном режиме длительное время;
- по оптимальному значению давления в конденсаторе – оно составляет 0,004–0,005 МПа (при более высоком давлении возрастают потери на трение и вентиляцию, что приводит к увеличению мощности генератора, а при более низком – увеличиваются присосы воздуха в конденсаторе и мощность циркуляционного насоса);
- по оптимальной схеме подачи охлаждающего пара в турбину – для одноцилиндровых турбин в головную часть турбины, для двух цилиндровых с промежуточным перегревом пара в ЦСД и на вход ЦНД и т.д.

IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведенный обзор применения моторного режима на ТЭС показал актуальность продолжения исследований, направленных на моделирование работы ступеней паровых турбин в малопаровых режимах.
2. С учетом специфики работы ступеней паровой турбины в малорасходных режимах составлена модель и алгоритм на ее основе расчета температуры пара в ступени и группы ступеней.
3. Показано, что адекватность модели в большей степени зависит от того, какие зависимости используются при расчете потерь мощности на трение и вентиляцию и по результатам

проведенных исследований рекомендованы зависимости, обеспечивающие необходимую для модельных исследований точность расчетов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Аракелян Э.К., Старшинов В.А. Повышение экономичности и маневренности оборудования тепловых электростанций. М.: Изд-во МЭИ, 1993, 328с.
- [2] Радин Ю.А. Исследование и улучшение маневренности парогазовых установок. Дисс. . докт. техн. наук.- Москва 2013, 42с.
- [3] Bauman K. Der Anvarmvorgung in Dampfturbinen VIEN, Frankfurt am Nein, 1962.
- [4] Bjoorgard A.B. Economic problems in connection with production reactiv power. CIGRE, Report and Power, 1962, №109.
- [5] Powell E.B. Sunehermenos, Condensos operation of turbogenerators. CIGRE, Report and Power, 1960, №16.
- [6] Маховка Ю.М. Исследование беспарового режима ЦВД мощных паровых турбин с целью повышения маневренности в условиях двухбайпасной пуско-сбросной системы энергоблока. Дисс. канд. техн. наук, Л., ЛМЗ, 1978, 20с.
- [7] Применение моторного режима на тепловых электрических станциях / Мадоян А.А., Левченко Б.Л., Аракелян Э.К. и др. М.: Энергия, 1980, 256с.
- [8] Куличихин В.В., Гуторов В.Ф. Использование моторного режима турбоагрегатов на ТЭС. М.: СПО ОРГРЭС, 1977.
- [9] Мадоян А.А., Кобзаренко Л.Н. О целесообразности моторного режима на турбоагрегатах АЭС. Теплоэнергетика, 1986, № 3.
- [10] Шапиро Г.А. Повышение эффективности ТЭЦ. М., Энергоиздат, 1981.
- [11] Arakelyan E.K., Andryushin A.V., Andryushin K.A. Increased reliability, manoeuvrability and durability of steam turbines through the implementation of the generator driving mode. — WIT Transactions on Ecology and The Environment, Vol. 205, 2016 WIT Press, p. 95-105.
- [12] Неуймин В.М. Повышение эффективности ТЭЦ за счет оптимизации низкпотенциальной части теплофикационных турбин. Дисс. канд. наук. Минск, 1995, 20с.
- [13] Самойлович Г.С., Трояновский Б.М. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах.-М.:Энергоиздат, 1982.
- [14] Аракелян Э.К., Андриюшин А.В., Бурцев С.Ю., Андриюшин К.А. Техническая и экономическая целесообразность перевода паровой турбины ПГУ-450 в моторный режим. Электрические станции, 2017, №6, с. 25-29.