

СЕКЦИЯ 7

УПРАВЛЕНИЕ ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ, ИНФРАСТРУКТУРНЫМИ И ДРУГИМИ СИСТЕМАМИ

DOI: 10.25728/mlsd.2023.0: 58

МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И АЛГОРИТМЫ ОЦЕНКИ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ НА ТРЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЮ ПРИ РАБОТЕ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ В МОТОРНОМ РЕЖИМЕ

Аракелян Э.К., Андришин А.В., Мезин С.В., Косой А.А.

Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия
Edik_arakelyan@inbox.ru, AndriushinAV@mpei.ru, MezinSV@mpei.ru, KosoyAA@mpei.ru,

Пащенко Ф.Ф.

Институт проблем управления РАН, Москва, Россия
Pif-70@yandex.ru

Аннотация. Рассматривается проблема определения режимов работы ступеней паровой турбины в малопаровом и моторном режимах. приводится анализ и обобщение существующих методик оценки потерь на трение и вентиляцию в паровых турбинах, рассматривается возможность их применения в моторном режиме и предлагается новая методика, учитывающая особенности протекающих гидродинамических процессов в активных ступенях паровой турбины в беспаровом, малопаровом и моторном режимах. Показано, что неопределенности расчета потерь на трение и вентиляцию и учитывая важность значения этих потерь при моделировании температурного состояния ступеней паровых турбин при работе их в беспаровом и моторном режимах, необходимость разработки методики оценки указанных потерь, учитывающей особенности указанных режимов, является актуальной задачей. Для оценки совокупности потерь мощности на трение и вентиляцию в моторном режиме предложена расчетная методика, которая базируется на условии, что ступень переходит в вентиляционный режим, когда теплоперепад на ступени меньше, чем минимальное его значение для выработки мощности. На основе этого условия получены расчетные формулы, которые позволят рассчитать совокупность потерь на трение и вентиляцию в ступенях паровой турбины и по турбине в целом при работе паровой турбины в МР при известных: геометрических параметрах ступени; распределении давления пара по проточной части турбины; расхода пара через ступени.

Ключевые слова: методика, потери мощности на трение и вентиляцию, моторный режим, анализ, расчетные формулы, условие, ступень, переход, вентиляционный режим, активная мощность.

Введение

В настоящее время на отечественных ТЭС активно внедряются мощные парогазовые установки (ПГУ) с котлами-утилизаторами двух давлений, являющиеся одним из наиболее распространенных типов генерирующих установок на природном газе в отечественной и мировой энергетике. Учитывая высокую экономичность ПГУ, особенно теплофикационного типа, они проектировались для эксплуатации преимущественно в базовом режиме с минимальным количеством пусков и изменений нагрузки. Однако, ограниченные возможности регулирования нагрузки в энергосистемах по причине отсутствия специальных маневренных энергоустановок привели к тому, что в действительности режимы эксплуатации ПГУ существенно отличаются от базовых, а низкие тарифы на электроэнергию в ночное время привели к необходимости их глубоких разгрузок. Одновременно с этим работа электростанций на рынке электроэнергии и мощности привело к повышению требований со стороны энергосистемы к маневренности и надежности, особенно в часы прохождения провалов нагрузки.

Работа оборудования в условиях частых пусков и остановов приводит к его повышенному износу, вызывающему снижение экономичности и надежности. Это необходимо иметь в виду при решении вопроса о режиме работы энергоблоков в условиях переменного графика нагрузок. Особенно трудно предотвратить снижение надежности и экономичности турбоагрегатов при быстрых пусках, необходимых для регулирования нагрузки энергосистемы. Существующая практика перевода энергоблоков в режим с минимальной нагрузкой в пределах регулировочного диапазона не всегда оправдан как с точки зрения экономичности, так и надежности.

1. Моторный режим

Альтернативным способом вывода энергоблоков в резерв с полным снятием активной нагрузки является моторный режим (МР). Под моторным режимом турбоагрегата понимают режим его работы с прекращением подачи рабочего пара в турбину через ее паровпускные органы без отключения турбогенератора от сети. Последний переходит в режим двигателя, потребляя из сети активную мощность, необходимую для преодоления механических и вентиляционных потерь мощности в турбине и электрических и механических потерь в турбогенераторе. Таким образом, работа турбоустановки в МР характеризуется вращением ротора турбины на холостом ходу с помощью синхронного генератора, работающего в качестве двигателя. Исходя из этого, в технической литературе такой режим представляется как двигательный режим или режим синхронного компенсатора.

Работа турбины без специальной подачи пара в турбину (не считая просачиваемый в проточную часть турбины пар через концевые уплотнения) называется беспаровым моторным режимом (БМР). Такой режим быстро приводит к разогреву последних ступеней паровой турбины, в связи с чем в соответствии с эксплуатационными инструкциями длительность такого режима должна быть не более 3-4 минут – иначе срабатывает защита на останов турбины.

Степень разогрева пара и металла направляющих и рабочих лопаток в беспаровом режиме зависит от следующих факторов:

- холостое вращение ротора турбины приводит к разогреву пара и металла вследствие естественно возникших потерь мощности на трение и вентиляцию;
- в то же время происходит естественное остывание наиболее нагретых деталей турбины.

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].

2. Оценка потерь на трение и вентиляцию в паровых турбинах

В докладе приводится анализ и обобщение существующих методик оценки потерь на трение и вентиляцию в паровых турбинах, рассматривается возможность их применения в моторном режиме и предлагается новая методика, учитывающая особенности протекающих гидродинамических процессов в ступенях паровой турбины в беспаровом и моторном режимах.

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

$$dq_{TB} = \frac{N_{TB}}{G} d\tau = \frac{\Delta N_T + N_B}{G} d\tau \quad (1)$$

N_{TB} - совокупные потери мощности на трение и вентиляцию; G - расход пара через ступень;

ΔN_T - потери мощности на трение.

Для расчета потерь мощности на трение диска ΔN_T предлагаются:

- в [4] по выражению

$$\Delta N_T = 755 \left(\frac{d_{CP} - l_2}{100} \right)^2 \left(\frac{u}{1000} \right)^2 \rho_{II}, \quad (2)$$

- в [5] по выражению

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

где d_{CP} - средний диаметр ступени; d_D - диаметр в корневом сечении лопатки; l_2 - высота (длина) лопатки; u - окружная скорость на среднем диаметре; $2S_D$ - средний зазор между диском и диафрагмой; u_D - окружная скорость, рассчитанная по корневому диаметру; ρ_{II} - плотность пара по средним параметрам пара в ступени; Re - число Рейнольдса

$$Re = 0,5u_d d_D / \nu_2 \quad (4)$$

Здесь ν_2 вязкость по состоянию пара за ступенью.

Для определения потерь мощности на вентиляцию в технической литературе имеется большое количество эмпирических формул.

В [1] рекомендуется следующее выражение, полученное на основании обобщения большого количества расчетных и экспериментальных данных и учитывающему конкретные особенности различных ступеней турбины:

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

где l - длина рабочей лопатки; n - частота вращения.

В [3] для приближенной оценки вентиляционных потерь при $\rho_{II} = \rho_K = 0,067 \text{ кг/м}^3$ предложено выражение

$$N_B = 0,0171n^3 N_{BTO} P_K / (t_K + 273), \quad (6)$$

где N_{BTO} - известное значение потерь, равных 625,0; 1310; 4520; и 6550 кВт соответственно для турбин Т-50-130; Т-100-130; Т-175-130 и К-300.

Промышленное объединение «Турбомоторный завод» рекомендует следующее выражение, полученное на основании обобщения большого количества расчетных и экспериментальных данных для грубой оценки вентиляционных потерь для ступеней с относительно длинными лопатками [6]:

$$N_B = 11500 l d_{cp}^3 P_K, \quad (7)$$

где P_K - давление в конденсаторе.

По данным [7] потери мощности на вентиляцию можно определить по формуле Траупеля-Зуттера, которая учитывает конкретные особенности различных ступеней турбины:

$$N_B = 1,57 \cdot 10^3 C_{dCP} l^2 (1 - e) \left(\frac{u}{100} \right)^3 \rho_{II} \quad (8)$$

где e - степень парциальности ступени (для моторного режима $e=0$).

Для лопаток с отрывом потока для расчета потерь мощности применено выражение, приведенное в [3]

$$N_B = 1,57 \cdot 10^3 C_{dCP} l_{OTP} \left(\frac{u}{100} \right)^3 \rho_{II}, \quad (9)$$

В (8) и (9) C -коэффициент, зависящей от группы режимных и геометрических факторов, определяется по экспериментальным зависимостям с учетом фактического сочетания решеток, отношения (l/d_D) и относительной ширины лопатки; l_{OTP} - высота зоны отрыва.

Харьковским турбинным заводом на основе методики Дженерал-Электрик 20-х годов прошлого века предложена следующая формула:

$$N_B = \left(0,04 + 0,52 \frac{l}{d} \right) \frac{\pi}{2} d l u^3 \rho_{II} \quad (10)$$

Формула, рекомендуемая Центральным котлотурбинным институтом (ЦКТИ), имеет вид:

$$N_B = 36,94(1 - \varepsilon)(d + 12,6l) \left(\frac{u}{100} \right)^3 \rho_{II}, \quad (11)$$

Для расчета судовых турбин применяется формула Шальмана

- для активной ступени:

$$N_B = \frac{217d^2 l_2}{\nu_2} \left(\frac{u}{100} \right)^{2,75} \sin \beta_2, \quad (12)$$

- для реактивной ступени (к которым можно отнести ступени ЦНД современных отечественных турбин):

$$N_B = 125,5 \frac{d_2 l_2}{v_2} \left(\frac{u}{100} \right)^{2,7}, \quad (13)$$

где β_2 - угол выхода потока за рабочей ступенью.

В технической литературе чаще всего в расчетах суммарных потерь на трение и вентиляцию используется формула Стадола

$$N_{ТВ} = \lambda [1,07 d^2 + 0,61 (1 - \varepsilon) d l_d^{1,5}] \frac{u^3}{10^3} \rho \quad (14)$$

где λ — коэффициент, принимается для газа, воздуха и сильно перегретого пара равным 1,0, для слабперегретого пара 1,1-1,2 и для насыщенного пара 1,3; d — средний диаметр диска, м; ε — степень парциальности; l_d — высота лопатки, см; u — окружная скорость по среднему диаметру, м/сек; ρ — плотность пара, кг/м³.

Принципиально при наличии данных по затратам мощности генератора в беспаровом режиме совокупные потери мощности на трение и вентиляцию по турбине в целом можно оценить, располагая потерями мощности в турбине (механические) и генераторе (механические и электрические), как

$$N_{ТВ} = N_{БМР} - (N_{МТ} + N_{ЭМГ}) \quad (15)$$

где $N_{БМР}$ - мощность, отбираемая генератором из сети при заданном давлении в конденсаторе; $(N_{МТ}, N_{ЭМГ})$ - потери мощности механические в турбине, механические и электрические в генераторе.

Так, например, в [8] на основе такой методики для оценки суммарных потерь мощности на трение и вентиляцию предлагается следующее эмпирическое выражение (МВт):

$$N_{ТВ} = 487,7 p_k - 0,836 \quad (16)$$

где p_k - давление в конденсаторе, кПа.

Анализ, проведенный в [9, 10] результатов потерь мощности на трение и вентиляцию для энергоблока К-200 по вышеприведенным выражениям и сравнение их с экспериментальными данными, показал, что при давлениях в конденсаторе, применяемых в моторном режиме (0,004-0,006 МПа) хорошую сходимость с экспериментальными данными дают выражения (8), (9) и (14).

Строго говоря, совпадение или не совпадение результатов расчетов чисто условно, так как сравнение результатов ведется по турбине в целом, где около 90% потерь имеют место в ступенях ЦНД, поэтому особенно важно правильный расчет потерь мощности именно в ступенях ЦНД.

3. Новая методика оценки потерь на трение и вентиляцию

Исходя из неопределенности расчета потерь на трение и вентиляцию и учитывая важность значения этих потерь при моделировании температурного состояния ступеней паровых турбин при работе их в беспаровом и моторном режимах, следует отметить необходимость разработки методики оценки указанных потерь, учитывающей особенности указанных режимов.

Предлагаемая методика базируется на условии, что ступень переходит в вентиляционный режим, когда теплоперепад на ступени меньше, чем минимальное его значение для выработки мощности. Если исключить из рассмотрения потери мощности на трение диска, то минимальное значение использованного теплоперепада ступени определится из выражения

$$H_{i \min} = \bar{H}_0 \eta'_{0i} \quad (17)$$

где \bar{H}_0 — теплоперепад, рассчитанный по статическим параметрам; η'_{0i} - КПД ступени.

Величина (17) отвечает режиму, когда

$$\frac{\bar{H}_0}{(\bar{H}_0)_{онм}} = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left(1 - \varepsilon_{ст}^{k/(k-1)} \right) / \left(0,5 u^2 / \left(\frac{u}{100} \right)^2 \right) = \beta_H \quad (18)$$

где: p_0, v_0 - давление и объем пара перед ступенью; $\varepsilon_{ст}$ — отношение давлений в ступени; u - скорость движения пара в ступени.

Для расчета КПД ступени можно использовать выражение, приведенное в [4] применительно к переменным режимам работы ступени, включая режим потребления мощности:

$$\eta'_{0i} = (2,1x - 1,1x^2 + 0,09x^3)(\eta'_{0i})_{max}, \quad (19)$$

где $(\eta'_{0i})_{max}$ – максимальное значение КПД ступени.

$$x = \frac{(u/c_\phi)}{(u/c_\phi)_{max}}, \quad (20)$$

Вентиляционный режим отвечает теплоперепадам:

$$\bar{H}_0 = \beta_H (\bar{H}_0)_{onm} \quad (21)$$

$$H_{imin} = \eta_{0i} (H_i)_{onm} \quad (22)$$

Значение $(H_i)_{onm}$ берется из расчета при работе ступени в оптимальном (номинальном) режиме.

При известном расходе пара через ступень «вентиляционная» мощность ступени составит

$$N_{iB} = GH_{imin} \quad (23)$$

где G - расход пара через ступень.

4. Заключение

Контрольные расчеты, проведенные по данной методике для оценки вентиляционных потерь (потери топлива на трение рассчитывались по (3)), показали, что при давлении в конденсаторе выше 0,005 МПа по численным значениям указанные потери хорошо совпадают с потерями, рассчитанными по (8) и (9), а при давлениях в конденсаторе 0,0035-0,0045 МПа – с (6).

Таким образом, разработанная методика позволит рассчитать совокупность потерь на трение и вентиляцию в ступенях паровой турбины и по турбине в целом при работе паровой турбины в МР при известных: геометрических параметрах ступени; распределении давления пара по проточной части турбины; расхода пара через ступени.

Литература

1. *Неуймин В.М.* Методы оценки вентиляционных потерь мощности в ступенях паровых турбин ТЭС. - Теплоэнергетика. 2014 № 10. – С. 73-80.
2. *Кириллов И.И.* Исследование пространственной структуры потока на переменных режимах работы в ступенях большой веерности. – Изв. вузов. Энергетика. 1974 № 8.
3. *Неуймин В.М.* Универсальная математическая зависимость для высокоточной оценки вентиляционных потерь мощности в турбинах ТЭС. – Надежность и безопасность энергетики. №1 (12) с.56-65, №2 (13) с. 66-76
4. *Самойлович Г.С., Трояновский Б.М.* Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. М.: Энергоиздат, 1982.
5. *Хаимов В.А.* Малорасходные режимы и надежность ЦНД турбины Т-250/300 / А.В.Хаимов, П.В.Храбров, Ю.А.Воропаев, О.Е.Котляр // Теплоэнергетика, - 1991, №11, с.38-46
6. Применение моторного режима на тепловых электрических станциях / Мадоян А.А., Левченко Б.Л., Аракелян Э.К. и др. М.: Энергия, 1980.
7. *Аракелян Э.К., Старишинов В.А.* Повышение экономичности и маневренности оборудования тепловых электростанций. М.: Изд-во МЭИ, 1993, 328с.
8. *Мадоян А.А., Кобзаренко Л.Н.* О целесообразности моторного режима на турбоагрегатах АЭС. - Теплоэнергетика, 1986, № 3.
9. *Аракелян Э.К., Андрияшин А.В., Бурцев С.Ю., Андрияшин К.А.* Техническая и экономическая целесообразность перевода паровой турбины ПГУ-450 в моторный режим. // Электрические станции, 2017, №6, с. 25-29.
10. *Arakelyan, E.K., Bezdelgin, I.O., Andryushin, K.A.* Temperature State of the Flow-Through Part of a T-125/150 PGU-450 Steam Turbine Operating in the Steam-Free and Motor Regimes. Power Technology and Engineering 10 October 2015, 5p (English translation of Teploenergetika).
11. *Богомолова Т.В.* К вопросу о возникновении отрывных зон в турбинной ступени большой веерности. – Теплоэнергетика. 1975 № 9. – С. 77-79.
12. *Усачёв И.П., Неуймин В.М., Жученко Л.А.* О прикорневом отрыве в осевой турбинной ступени. – Энергомашиностроение. 1979 № 3. – С. 9-12.