

3. Для определения наивыгоднейших режимов эксплуатации ПГУ-ТЭЦ и способов регулирования нагрузки рекомендуется использовать коэффициент эффективности эксплуатации ТЭЦ, обобщающий влияние u_3^T , $k_{ит}^{T\Phi}$ и соотношения между комбинированной и отдельной выработками электроэнергии и теплоты на ТЭЦ.

4. Пользоваться такими условными показателями, как частные КПД ТЭЦ по выработке электрической и тепловой энергии, не рекомендуется.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андрюшенко А. И. О некоторых ошибках в методике определения экономичности газотурбинной надстройки ТЭЦ // Энергетика и электрификация. — Киев, 1996. — № 3. — С. 32–34.

2. Астахов Н. Л., Калинов В. Ф., Киселев Г. П. Современная методика расчета показателей тепловой экономичности ТЭЦ // Энергетик. — 1997. — № 10. — С. 7–8.

3. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов и их отбору для финансирования: Официальное издание. — М., 1994.

4. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. — М.: Энергоиздат, 1982. — 360 с.

Представлена кафедрой
теплоэнергетики

Поступила 30.01.2001

УДК 621.311

НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ МЕТАЛЛА ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН В УСЛОВИЯХ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ТЕЧЕНИЙ

Докт. техн. наук, доц. КАРНИЦКИЙ Н. Б.

Белорусская государственная политехническая академия

Проблема повышения надежности и экономичности ТЭЦ обусловлена снижением потерь теплоты в холодном источнике (конденсаторе) и увеличением удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счет снижения расхода пара в конденсатор до минимально возможного (в дальнейшем вентиляционного). С одной стороны, до определенного предела растет экономичность турбоустановки (при возникновении вентиляции снижается), а с другой — в тяжелейшие температурные условия ставится ЧНД турбины, в наибольшей степени влияющая на надежность турбоустановки в целом [1, 2], при этом наиболее активный разогрев приходится на последнюю ступень. Кроме того, согласно [3], при пусковых и малорасходных режимах турбин на выходных кромках рабочих лопаток последних ступеней ЦНД развиваются эрозионные процессы, при которых повреждаются до 65–80 % их дли-

ны. Теоретическое объяснение возникающих при этом вентиляционных явлений вызывает определенный интерес как у проектировщиков, так и у эксплуатационников теплофикационных турбин. Выбор режимов работы последних, связанных с подогревом воды в сетевых подогревателях, а иногда и в конденсаторе, связан с экономичностью и надежностью ступеней ЧНД. Повышение противодавления в конденсаторе ведет к возрастанию напряжений в рабочих лопатках, недопустимому разогреву проточной части и прогрессирующему потреблению мощности. Малорасходные режимы ЧНД (отпуск пара в теплофикационные отборы максимальный) способствуют разогреву выхлопных патрубков и характеризуются самопотреблением вырабатываемой мощности. Изучению вентиляционных явлений и связанных с этим потерь, разогревов посвящен многочисленный ряд работ исследователей.

Как известно, вентиляционные процессы могут возникать не только в ЧНД, но и в других частях паровых турбин. В данной статье рассмотрены также некоторые особенности физических процессов, возникающих в ЧВД турбин с промежуточным перегревом пара. К классу таких турбин ТЭС Республики Беларусь следует отнести турбоагрегаты Т-250/300-240 (Минская ТЭЦ-4), К-300-240 (Лукомльская ГРЭС), Т-180-130 (Гомельская ТЭЦ-2).

Аналогичных турбоагрегатов в энергетике России насчитывается соответственно 22, 78 и 16 штук на 01.01.1994.

В том случае, когда потребление пара турбиной не совпадает с выработкой его котлом, необходимо перегретый пар котла через обводной дроссельный клапан низкого давления сбрасывать в конденсатор. В этом режиме процессы истечения в турбине определяются противодавлением в ЧВД и отличаются от расчетного. Давление в холодном промперегреве растет и при сбросе больших объемов пара также возрастает и вентиляция ЧНД, т. е. вентиляционные процессы взаимосвязаны с работой ЧВД.

В энергоблоках без обводных систем при нестационарных режимах (сброс нагрузки, отключение турбины) также возможно повышение давления сверх номинального, и длительность протекания вентиляционных процессов определяется аккумулярующей способностью промперегревателя.

Для турбин с промежуточным перегревом и обводной системой возможна ситуация минимального пропуска пара через ЧСД/ЧНД турбин в зависимости от работы ЧВД. Для нормальной работы расход пара должен быть больше минимального, чтобы не допустить перегрева проточной части.

Конструкция лопаток и напряжения, возникающие в штатных и нестационарных состояниях, определяют безопасность и долговечность работы турбин при определенных расходах пара. Конструкция турбинных ступеней с ромбовидной формой хвостовика и молоткообразным основанием предполагает их предварительное напряжение, создаваемое при изготовлении. Сопловые и рабочие лопатки в прикорневой зоне рассчитаны при этом на эластичное скручивание. Тело лопатки при изготовлении закручивается так, что в вершинной части достигается равносильное напряжение за счет подрезки. Это возможно благодаря переносу соответствующей части массы металла с основания в вершинную часть. Такое преднапряжение предполагает не только стабильный режим течения при воздействии центробежных сил и разности темпе-

ратур, но и нерасчетное изменение температуры, при котором преднапряжение возрастает. При этом предотвращаются ослабления крепежа в лопатках и недопустимые динамические усилия.

Чтобы обеспечить технологическую безопасность по условиям нагрева металла, необходимо ограничить температурные изменения в течение всего периода работы турбины. Так как с увеличением габаритов лопаточного аппарата d , L при вентиляционных процессах тепловой поток больше, чем количество теплоты, на которое рассчитаны отдельные части (детали) турбинной ступени (имеется в виду непропорциональность нагрева лопаток при росте d и L при относительной консервативности корневого теплоотвода). Поэтому в деталях больших турбин напряжения значительно выше, чем в маломощных турбинах. На рис. 1 показана схематика воздействия механических усилий на отдельные части лопаток (расчетный и вентиляционный режимы работы) и температурное поле в рабочих лопатках по данным [4].

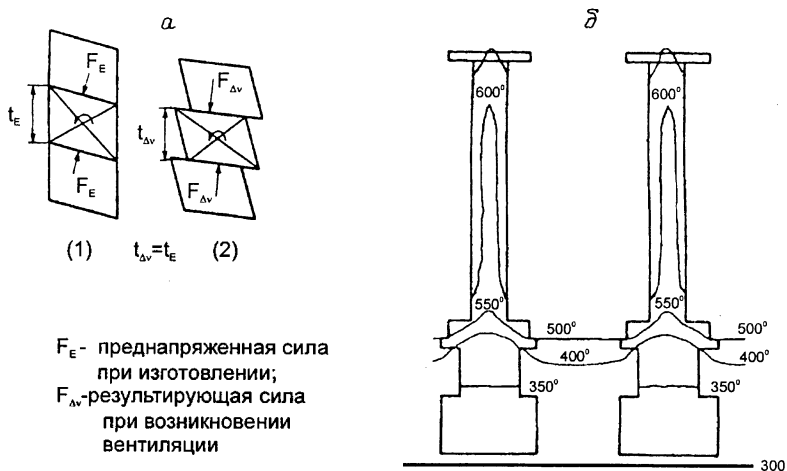


Рис. 1. а – распределение напряжений в лопатке при изготовлении (1) и в течение вентиляционных процессов; б – температурное поле при недопустимом вентиляционном течении

Видно, что при наличии вентиляции возникают дополнительно сдвиговые усилия. При равенстве температур $t_{\Delta v} = t_E$ растягивающие усилия в радиальном и тангенциальном направлениях определяют напряжение в области вершины и корня лопаток, накладываясь на преднапряжение при изготовлении. Разница температур вершины и корня составляет значительную величину – 250 °С. Результирующая сила $F_{\Delta v} \gg F_E$.

На рис. 2 показан процесс деформации лопатки в вершинной части в период вентиляции. Поломка лопаток в вершинной части возникает вследствие перехода постоянных преднапряжений лопаточного аппарата в область деформационных напряжений. В отдельных ступенях могут возникнуть трещины, с течением времени прогрессирующие и приводящие к обрыву лопаток. Подобные физические процессы происходят и при возникновении вентиляции в других частях турбин. За период с 1984 по 1994 г. на турбинах СКД К-300-240 и Т-250/300-240 произошли три отказа I ступени (Лукомльская ГРЭС, Минская ТЭЦ-4) по причине

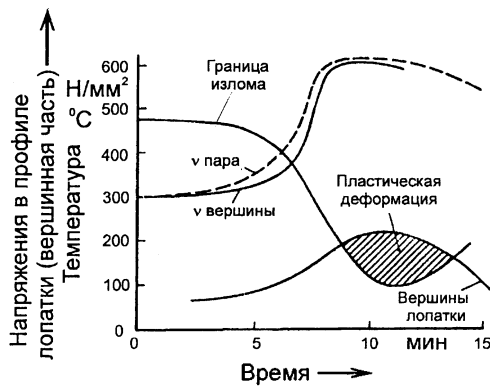


Рис. 2. Характер напряжений в вершинной части лопаток при возникновении вентиляции

поломок лопаток, причем длительность восстановления T_B таких отказов велика (164,5–265,5 часов). Все остановки на турбинах привели к экономическому ущербу. Подробные сведения об этих отказах обобщены в табл. 1.

Таблица 1

Сведения об отказах, связанных с выходом из строя элементов проточной части мощных паровых турбин

Дата возникновения отказа	Тип турбины (№ блока)	Краткое содержание отказа	Фактическое время восстановления T_B , ч
1.04.1984	К-300-240 (№ 2)	Резкое повышение вибрации вследствие отрыва лопатки 29-й ступени	165
2.11.1990	Т-250/300-240 (№ 4)	Повреждение лопаточного аппарата ЦНД. Повреждено 19 лопаток и оборваны бандажи (40-я ступень)	266
19.04.1991	Т-250/300-240 (№ 4)	Повышенная вибрация (~10 мм/с) подшипника № 1 вследствие повреждения лопаточного аппарата ЦНД	242

Сведения об отказах турбин энергетических блоков РФ мощностью 150–800 МВт, происшедших из-за повреждения проточной части по данным [5], приведены в табл. 2.

Таблица 2

Характеристика отказов турбин энергоблоков ТЭС РФ, вызванных повреждениями проточной части

Годы	1982	1983	1985	1986	1987
Всего отказов	537	497	Нет данных	380	480
Время восстановления, ч	34605	25560	Нет данных	13709	20604
Отказы из-за повреждения проточной части	35	29	32	23	24
Время восстановления, ч	16999	7971	11344	4262	6396

По данным ВТИ [6], величина энергомощности, исчерпавшей парковый ресурс, в начале XXI в. резко возрастет (табл. 3), и если не будут приняты срочные меры для поддержания живучести ТЭС, то неизбежен лавинообразный рост отказов и аварий котлов, турбин и паропроводов.

Таблица 3

Данные о парковом ресурсе энергоблоков [6]

Энергоустановка	Энергомощность, исчерпавшая парковый ресурс, млн. кВт/%			
	2000 г.	2005 г.	2010 г.	2020 г.
Энергоблоки мощностью 250–300 МВт; $p = 24$ МПа; $t = 545\text{--}560$ °С	16,5/56,5	25,3/79,8	27,65/94,7	27,68/94,8
Энергоблоки мощностью 180–200 МВт; $p = 14$ МПа; $t = 545\text{--}560$ °С	5,6/30,4	8,6/46,6	12,68/68,8	14,28/77,5
Энергоблоки мощностью 150 МВт; $p = 14$ МПа; $t = 545\text{--}560$ °С	–	4,5/78	4,95/84,8	5,7/100
Энергоблоки мощностью 50–185 МВт; $p = 14$ МПа; $t = 545\text{--}560$ °С	6,84/15,9	12,38/30,4	21,21/52,1	36,62/90
Энергоблоки с параметрами пара $p \leq 14$ МПа; $t \leq 500\text{--}540$ °С	12,7/59,4	15,19/71	16,37/71,5	18,8/87,9

Проведенные ранее исследования показали, что режимы работы паровых турбин с минимальными вентиляционными пропусками пара в конденсатор влияют не только на их экономичность, но и на надежность. В [7] приведена методика для расчета предельной температуры пара в выхлопном патрубке ЦНД турбины.

Следует обратить внимание на тот факт, что термонапряжения, возникающие в металле выхлопного патрубка при этих температурах пара, не являются опасными. Так, допустимая температура металла выхлопного патрубка турбин с конденсатором равна 60 °С, для противоаварийных турбин – 260–270 °С в зависимости от параметров пара на производство. Важнейшей же особенностью является то, что указанные выше температуры являются опосредованными показателями надежности работы проточной части и других элементов турбин. При предельных разогревах патрубка возникают: ухудшение вибростояния валопровода, предельные величины относительного укорочения ротора, сверхнормативные нагревы опорной части подшипника, рост вибрационной составляющей знакопеременных термонапряжений в металле рабочих лопаток и т. п.

Таким образом, снижение потерь теплоты в конденсаторе теплофикационной турбины за счет уменьшения вентиляционного расхода зависит от уровня надежности деталей и узлов ЧНД турбины. Возникает проблема их охлаждения, в особенности последних лопаток.

Воспользовавшись данными табл. 4 и методическими подходами, изложенными в [8], получим обобщенную функцию полезности для оценки надежности и экономичности работы последней ступени турбины Т-250/300–240. Факторами надежности в ней выступают коэффициент готовности $K_{\text{ГОТ}}$, максимальная температура пара t^{max} и вентиляционный пропуск пара $G_{\text{в}}$ (табл. 4), экономичности – средний удельный расход топлива $b_{\text{э}}^{\text{ТЭС}}$ и вентиляционные потери мощности $N_{\text{в}}$.

Показатель работы	Коэффициент готовности $K_{\text{гот}}$		Максимальная температура пара в зоне последней ступени [7] t_{max} , °С		Вентиляционный расход пара в последней ступени с учетом разогревов [7] $G_{\text{в}}$, кг/с		Вентиляционные потери в последней ступени с учетом разогревов [7] $N_{\text{в}}$, кВт		Средний удельный расход топлива на отпуск электроэнергии на ТЭЦ $b_3^{\text{ТЭЦ}}$, г у. т./кВт·ч	
	0,9111	0,8004	148	602	17,2	7,186	670	1600	196,9	240,6
Числовые отметки функции на шкале желательности	0,999	0,20	0,999	0,20	0,999	0,20	0,999	0,20	0,999	0,20
Значение параметра оптимизации по безразмерной шкале q_i	- 2,32 + 9,23 $K_{\text{гот}}$		9,3 - 0,016 t_{max}		- 5,76 + 0,736 $G_{\text{в}}$		12,21 - 0,008 $N_{\text{в}}$		39,97 - 0,168 $b_3^{\text{ТЭЦ}}$	

Таким образом

$$D_{\text{н+э}} = \exp\left\{-\frac{1}{5}\left[(-2,32 + 9,23K_{\text{гот}}) + \exp(9,3 - 0,016t_{\text{max}}) + \exp(-5,76 + 0,736G_{\text{в}}) + \exp(12,21 - 0,008N_{\text{в}}) + \exp(39,97 - 0,168b_3^{\text{ТЭЦ}})\right]\right\}.$$

Коэффициенты при аргументах полученной обобщенной функции свидетельствуют о том, что надежность влияет на экономичность снижением удельного расхода топлива и вентиляционных потерь мощности.

ВЫВОДЫ

1. Систематизация и анализ отказов и аварий теплофикационных паровых турбин показали, что наряду с вынужденными остановами, связанными со старением оборудования, недостатками конструкций и ошибочными действиями персонала, имеют место отказы и аварии, вызванные вентиляционными процессами в проточной части турбин.

2. На основе анализа физических процессов и экспериментального материала получена обобщенная функция ценности, соединяющая в себе показатели надежности и экономичности работы последних лопаток теплофикационных турбин. На примере турбины Т-250/300-240 показано, что повышение коэффициента готовности способствует снижению удельного расхода топлива и вентиляционных потерь мощности.

ЛИТЕРАТУРА

1. О надежности работы ЦНД теплофикационных турбин в малорасходных режимах / В. В. Кудрявый, В. В. Куличихин, С. В. Куличихина // Энергетик. – 1993. – № 8. – С. 4–5.

2. Тарашук А. М. Повышение надежности и экономичности пусковых режимов теплофикационных паровых турбин // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 1999. – № 4. – С. 90–110.

3. Эрозия выходных кромок лопаток турбин Т-250/300-240 / В. А. Хаимов, О. Е. Котляр, Б. В. Ломакин и др. // Тяжелое машиностроение. – 1997. – № 11. – С. 8–11.

4. Zur Ventilation der HD-Beschaufelung von ZÜ-Dampfturbinen / D. Bergmann, G. Stannowski, J. Havemann // Brennstoff-Wärme-Kraft. – 1994. – Bd. 46. – № 1–2. – S. 40–44.

5. Владимирова Е. П., Калленникова М. М., Лесных В. В. Анализ статистических данных для построения зависимостей «частота–последствия» и «частота–ущерб» // Методические вопросы исследования надежности больших систем энергетики: Сб. ст. – СПб.: ПЭИПК, 1997. – Вып. 49. – С. 390–401.

6. Злепко В. Ф., Линкевич К. Р., Швецова Т. А. О надежности тепло-силового оборудования электростанций // Энергетик. – 1999. – № 11. – С. 21–22.

7. Неуймин В. М. Вентиляционные потери в обеспаренном цилиндре турбин и предложения по их снижению // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 1996. – № 1–2. – С. 68–72.

8. Рузинов Л. П., Слободчикова Р. И. Планирование эксперимента в химии и химической технологии. – М.: Химия, 1980. – 280 с.

Представлена кафедрой ТЭС

Поступила 30.01.2001

УДК 967.34 (075.8)

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ИЗМЕНЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ И ГРАФИКАХ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ

Докт. техн. наук, проф. КАЧАН А. Д., канд. техн. наук, доц. КОПКО В. М.

Белорусская государственная политехническая академия

Инж. СТРЕЛКОВА О. А.

Концерн «Белэнерго»

Основным недостатком существующих систем теплоснабжения с центральным качественным регулированием отпуска теплоты является наличие существенного «перетопа» зданий в период работы тепловых сетей в зоне излома температурного графика. По этой причине применение сниженных температурных графиков не только может сказаться на надежности систем теплоснабжения [1], но и в большинстве случаев является экономически не оправданным из-за увеличения отрицательного влияния «перетопа» зданий.

С учетом этого, а также в связи с внедрением систем местного (на ЦТП) и индивидуального регулирования теплопотребителей и возможности применения в перспективе регулируемых сетевых насосов целесообразной будет работа тепловых сетей с переменным расходом сетевой воды. При этом в зоне низких температур наружного воздуха выгодной может быть работа с более высоким расходом сетевой воды от теплоисточника, что позволит увеличить теплофикационную выработку электроэнергии на ТЭЦ. В то же время в период излома температурного графика необходимо работать с минимальным расходом сетевой воды, чтобы исключить или максимально снизить «перетоп» зданий.