

УДК 621.165

ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ ПОТЕРИ В ТУРБИНЕ
VENTILATION LOSSES IN THE TURBINE

К.С. Иванова, Е.А. Колесень

Научный руководитель – Н.Б. Карницкий, д.т.н., профессор
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
tes_bntu@tut.by

K. Ivanova, A. Kolesen

Supervisor – M. Karnitzki, Doctor of Technical Sciences, Professor
Belarusian national technical university, Minsk, Belarus

Аннотация: В статье проводится анализ влияния вентиляционных потерь в ступенях паровых турбин на их надежность и экономичность, а именно рассмотрены физические процессы. Возникают же вентиляционные потери за счет вращения лопаток к среде, заполненной паром. С этим можно столкнуться в любой части турбины, но наиболее распространена она в ЧНД.

Abstract: The article analyzes the influence of ventilation losses in the stages of steam turbines on their reliability and efficiency, namely, the physical processes are considered. Ventilation losses arise due to the rotation of the blades towards the medium filled with steam. This can be encountered in any part of the turbine, but it is most common in LPH.

Ключевые слова: турбина, вентиляционные потери, режим, процессы, пар.

Keywords: turbine, ventilation losses, mode, processes, steam.

Введение

Как известно, вентиляционные процессы могут возникать не только в ЧНД, но и в других частях паровых турбин. В данной статье рассмотрены 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).

Основная часть

Рассмотрим термодинамический аспект данной проблемы. Известно, что внутренний к.п.д. турбинной ступени изменяется в зависимости от объемного пропуска пара, определяемого соотношением $\varphi = Cax/U$.

При постоянной скорости вращения U коэффициент расхода практически зависит только от Cax .

При переходе от нормальных условий работы ступени к значениям φ , при которых наступает нулевая мощность ступени, а затем и ее потребление, возникают вентиляционные процессы, приводящие к дополнительному нагреву среды и переносу теплоты на рабочие лопатки и сопловые камеры [1, 2]. Очевидно, что при наличии вентиляции истечение пара нерасчетное и при $U = \text{const}$ возникает торможение. В итоге при $\varphi = 0,225$ $C_1 = C_2$, $W_1 = W_2$ [1]

достигается предел, за которым мощность ступенью не вырабатывается, а потребляется.

Авторы [2] приводят упрощенную формулу для определения мощности вентиляции

$$P_v = c D_m^4 h n^3 \rho, \text{ кВт}, \quad (1)$$

где D_m и h - средний диаметр и высота рабочей лопатки, n - число оборотов;

ρ - плотность пара;

c - константа вентиляции, которая может быть определена только экспериментально.

Достаточно простая зависимость для расчета вентиляционных потерь получена Эфросом Е.И. [4]. Согласно его исследованиям в чисто вентиляционных режимах потребляемая ступенями ЧНД мощность оказывается практически пропорциональной давлению в конденсаторе $N^{\text{ЧНД}} \approx -c' \cdot \rho_k$. Величина c' для ЧНД турбины Т-180/210-130 составила 132 кВт/кПа, соответственно, для ЧНД турбины ПТ-135/165-130/15 ее значение равно 149,4 кВт/кПа. Как видно, главная трудность - это экспериментальное определение коэффициента c' . Им же установлено, что с повышением противодействия вместе с увеличением вентиляционных потерь возрастает массовый расход охлажденного пара, подсасываемого в ступени из выхлопного патрубка, что обеспечивает соответствующий отвод диссипативной энергии и способствует самоохлаждению последних ступеней.

Существует возможность аналитического определения c , в данной статье это функция вентиляции f . Плотность пара ρ с достаточной точностью можно принять пропорциональной давлению [3]. Если в вентиляционном процессе участвуют несколько ступеней, результирующая мощность вентиляции соответствует сумме N_v отдельных ступеней, причем вентиляционный процесс начинается в последнем ряду, продвигаясь с уменьшением пропуска в первом ряду лопаток.

Конечная температура пара возрастает с изменением режима истечения от нормального до вентиляционного. Тогда мощность определяется соотношением $N = \bar{D} \cdot \Delta h$. При заданных состоянии острого пара и противодействии относительный пропуск пара \bar{D} можно определять в зависимости от температуры на входе в ступень.

В том случае, когда потребление пара турбиной не совпадает с выработкой пара котлом (переходный режим), необходимо перегретый пар котла через обводной дроссельный клапан низкого давления сбрасывать в конденсатор. При этом режиме процессы истечения в турбине определяются противодействием в ЧВД и отличаются от расчетного режима. Давление в холодном промперегреве растет, и при сбросе больших объемов пара возрастает и вентиляция ЧНД. Таким образом 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. Незначительный кольцевой рост температуры сбросного пара на холостом ходу наблюдается при работе на постоянном давлении. При переходе с полной нагрузки на холостой ход температура не сильно повышается. Кольцевой рост температуры обусловлен сильным дроссельным эффектом в стопорном клапане свежего пара. Снижение температуры пара (эффект Томсона-Жюли) при дросселировании соответствует значению около 100°C .

Наибольшее повышение температуры выходящего пара характерно при переходе энергоблоков на скользящем давлении с минимальной нагрузки котла на холостой ход. Рост температуры пара при этом после ЧВД турбины К-600 составляет 140°C в сравнении с нормальным пропуском пара (с 330 до 470°C).

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 температур, 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) в ходе вентиляционных процессов 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.

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

При возникновении вентиляции в ходе останова в ЧВД турбины мощностью 600 МВт из-за распределения отдельных характеристик появляются относительно медленное падение давления и быстрый рост температуры мягкого пара в течение останова. Из-за перехода постоянных преднапряжений лопаточного аппарата в область деформационных напряжений возникает поломка лопаток в вершинной части. 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.

Аварии с незначительными последствиями характеризуются обрывом лопатки, не влекущим за собой повреждений лопаточного аппарата последующих ступеней. Аварии с тяжелыми последствиями характеризуются расширенной зоной повреждений, когда обрыв лопатки вызывает лавинообразное разрушение элементов других ступеней турбины.

Заключение

Из вышесказанного можно заметить, что режимы работы паровых турбин с минимальными вентиляционными пропусками пара в конденсатор влияют не только на их экономичность, но и надежность.

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 600°C, для противодавленческих турбин – 260–270°C в зависимости от параметров пара на производство. Важнейшей же особенностью является то, что вышеуказанные температуры являются опосредованными показателями надежности работы проточной части и других элементов турбин. При предельных разогревах патрубка возникают: ухудшение вибросостояния 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 сохранения надежности деталей и узлов ЧНД турбины. Возникает проблема их охлаждения, в особенности, последних лопаток.

Литература

1. Karnitzri N. Ventilationsverluste im Niederdruckteil von Dampfturbinen. XXX. Kraftwerkstechnisches Kolloquium. - Turbomaschinen für Kraftwerke. Entwicklungsprobleme, Auslegung, Konstruktion und Betriebserfahrungen. PD7, Dresden, 26-28 Okt. 1988 / Technische Universität Dresden. – Dresden, 1998. – 3 s.
2. Zur Ventilation der HD-Beschaufelung von ZÜ-Dampfturbinen / D.Bergmann, G.Stannowski, J.Havemann // Brennstof-Wärme-Kraft. – 1994. – Bd. 46. – № 1-2. – S. 40-44.
3. Неуймин В.М., Карницкий Н.Б. Оценка вентиляционных потерь мощности в паровых турбинах // Изв. вузов и энергетических объединений СНГ. Энергетика. – 1995. – № 5-6. – С. 80-85.

4. Эфрос Е.И. Экономичность и надежность мощных теплофикационных турбин и пути их повышения: Автореф. дис. ...д-ра техн. наук: 05.14.01 /Всерос. теплотехн. ин-т. – Мн., 1998. – 40 с.