

УДК 621.165

**ВЛИЯНИЕ МАЛОРАСХОДНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ПАРОВОЙ
ТУРБИНЫ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ ПТУ
THE EFFECT OF LOW-WASTE STEAM TURBINE OPERATION ON THE
EFFICIENCY AND RELIABILITY OF STEAM TURBINE PLANT**

Е.И Смыкал, М.В. Шепелев

Научный руководитель – Н.В. Пантелей, старший преподаватель
Белорусский национальный технический университет, г. Минск

E. Smykal, M. Shepelev

Supervisor – N. Panteley, Senior Lecturer

Belarusian national technical university, Minsk

***Аннотация:** в статье рассмотрено влияние малорасходного режима работы турбины на эффективность и надёжность ПТУ, а также современные методы снижения оказываемого негативного влияния. Целью изучения методов является определение достоинств использования, сравнение технико-экономических показателей, а также перспектив использования в будущем.*

***Abstract:** the article reviews the effect of low-waste steam turbine operation on the efficiency and reliability of steam turbine plant, as well as modern methods of reducing the negative impact. The purpose of methods study is to determine the advantages of use, compare technical and economic indicators, as well as prospects for use in the future.*

***Ключевые слова:** ПТУ, СЗО, паровые турбины, малорасходный режим работы, коэффициент полезного действия.*

***Keywords:** steam turbine plant, barrier cooling system, steam turbines, low-waste mode of operation, efficiency factor.*

Введение

Режимы работы паровых турбин, характеризующиеся паропропусками намного меньшими расчётных значений, являются неотъемлемой частью технологического процесса выработки тепловой и электрической энергии на станции. Они имеют место при работе турбин на холостом ходу, на режимах с вентиляционным пропуском пара в часть низкого давления теплофикационных турбин, при работе с номинальными значениями регулируемых отборов, в моторном режиме, применяемом для прохождения провала нагрузок в ночное время суток.

Основная часть

Малорасходный режим работы паровых турбин сопровождается значительным уменьшением не только КПД, но и надёжности работы как ступени, так и турбоагрегата в целом. Особые требования надёжности работы предъявляются к турбинам, имеющих большую мощность и большую длину лопаток последних ступеней. Следствием снижения расхода пара, в случае малорасходного режима работы, проходящего через ступень, является снижение перепада энтальпии на неё. Это видно из зависимости Стодолы (1).

$$P_0 = \sqrt{\frac{D}{D_p} (p_{0p}^2 - p_{2p}^2) + p_2^2}, \quad (1)$$

где p_0 – давление на входе в ступень;

p_2 – давление на выходе из ступени;

D – расход пара через ступень.

В (1) индексом «р» помечены параметры на расчётном режиме, без индекса – на любом текущем режиме работы, отличном от расчётного. Из зависимости Стодолы видно, что даже при неизменном $p_2=p_{2p}$, снижение D , по сравнению с D_p , в любом случае приведёт к снижению теплового перепада H_0 на рассматриваемый отсек. Снижение H_0 , в свою очередь, приведёт к уменьшению скорости потоков пара в проточной части турбины и изменению углов как входа в рабочую решётку (β_1), так и выхода из неё (α_2) (рисунок 1). В конечном итоге, за счёт появления этих изменений, возникают дополнительные потери энергии, связанные с наличием угла атаки $i = \beta_{1p} - \beta_1$. Кроме этого, из-за отклонения направления потока от расчётного за решёткой $\alpha_2 > \alpha_{2p}$ получим значительное увеличение потерь с выходной скоростью c_2 , в сравнении со своим минимальным значением при осевом выходе потока. Наличие отрицательного угла атаки приведёт к существенному изменению характера обтекания профилей рабочей решётки и, соответственно, возникновению тормозящего воздействия на рабочие лопатки. Течение пара в этом сегменте турбоагрегата может перейти из конфузورного в диффузорное, что приведёт к возрастанию давления за рабочей решёткой p_2 по сравнению с давлением перед ней p_1 .

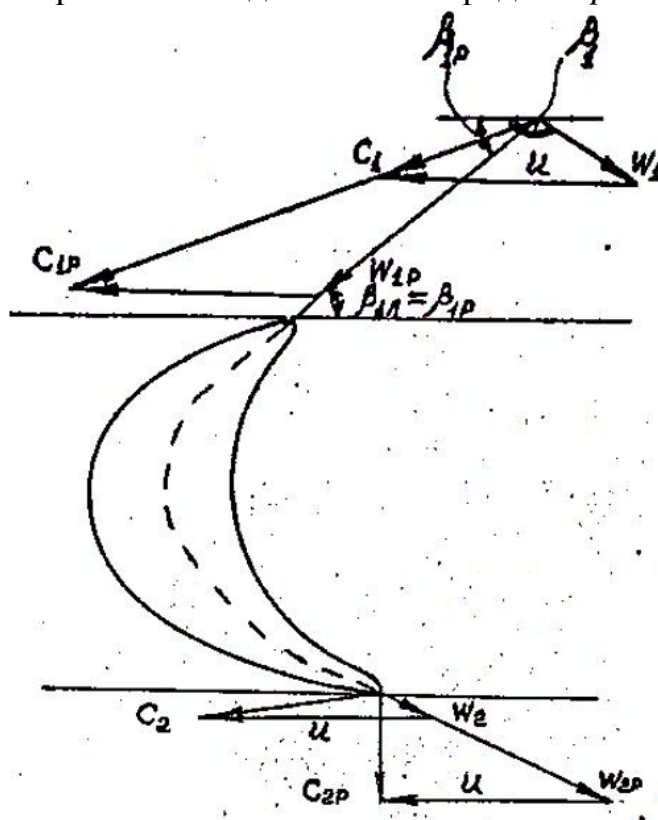


Рисунок 1 – Треугольники скоростей в ступени на расчётном (р) и малорасходном режимах

Рабочие лопатки как в последних ступенях турбоагрегата, так и в ступенях, обладающих большой веерностью, выполняются с увеличивающейся степенью реактивности, изменяющейся от корня к периферии лопатки. В свою очередь, поскольку корневые сечения активного типа лопатки оказываются чувствительней к отклонению режима работы от расчётного, чем периферийные сечения реактивного типа, происходит значительная перестройка потока пара вдоль радиуса. На режимах работы, характеризующихся малым расходом пара, большая часть потока проходит, непосредственно, через периферийную часть ступени, имеющую меньшее сопротивление, чем корневая. В результате дополнительно нарушается режим течения пара в корневых сечениях. Вышеперечисленные изменения приводят к уменьшению расхода пара через корневые сечения до нуля, а иногда и вовсе к отрицательным значениям. Отрицательный расход вызывает эжектирование отработавшего пара в корневые сечения последних ступеней не только из выхлопного патрубка турбины, но и из конденсатора, что приводит к вентиляционному режиму работы корневых сечений (рисунок 2).

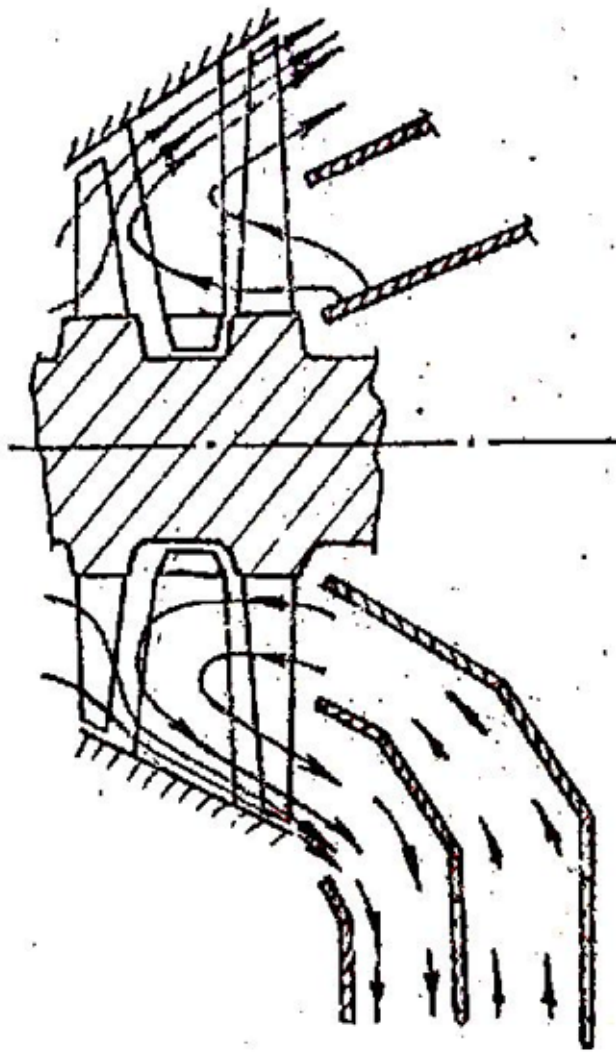


Рисунок 2 – Схема развитого вентиляторного течения в последней ступени на малорасходном режиме работы

Появление отрыва потока пара в последней ступени современных турбин начинается уже при незначительном снижении расхода. В свою очередь, лопатки

с вентиляторным течением не только перестают вырабатывать полезную мощность, но и потребляют её, что приводит к работе корневых сечений с отрицательным КПД, а периферийных сечений – с положительным значением. Результатом вышеизложенного режима работы является постепенное уменьшение коэффициента полезного действия ступени, а при больших снижениях расхода пара – изменение от нулевого значения до отрицательного значения. Кроме того, энтальпия отработавшего пара на выходе из ступени турбины становится выше, чем на входе, а это приводит к повышению температуры перегретого пара (до 200°C и более).

$$\Delta t = \frac{\Delta N}{C_p D_k}, \quad (2)$$

где $C_p \approx 2,1$ кДж/кг – средняя теплоёмкость пар

D_k – расход пара через последнюю ступень.

Из формулы (2) можно рассчитать величину разогрева, если известна величина потребляемой ступенью мощности ΔN .

В современной энергетике активно используют следующий метод решения проблемы температурной и вибрационной надежности последних ступеней ЦНД при работе на малорасходных режимах – внедрение систем заградительного охлаждения ЦНД. Система заградительного охлаждения (СЗО) представляет собой кольцевую струю сверхкритической скорости движения пара охлаждения, находящуюся за рабочими лопатками последних ступеней в корневой зоне, закрученную в сторону вращения вышеуказанных лопаток (рисунок 3).

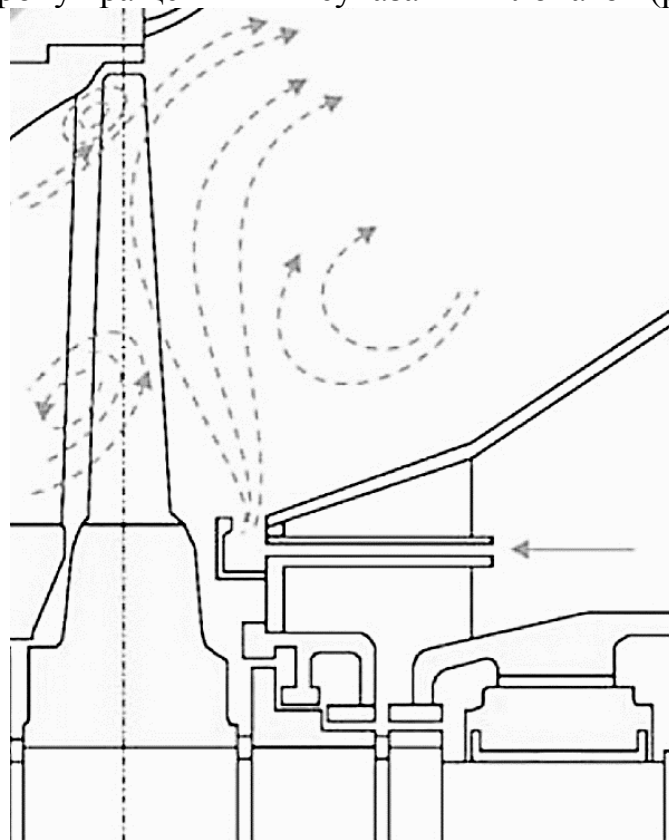


Рисунок 3 – Схема движения паровых потоков в выхлопном патрубке турбины при включении заградительного охлаждения.

СЗО служит для поддержания допустимого расчётного теплового состояния выхлопных патрубков и последних ступеней турбоагрегата, снижения динамических напряжений в лопатках, а также защиты корневых зон рабочих лопаток от эрозии, возникающей за счет эжекции влаги с паром из конденсатора. В настоящее время система заградительного охлаждения установлена на турбинах Т-250/300-240 Минской ТЭЦ-4.

Из многолетних исследований вышеуказанной системы защиты вытекают следующие выводы:

- СЗО снижает до минимума эрозионные нагрузки на выходные кромки последних рабочих лопаток ЦНД, в отличие от других охлаждающих устройств.
- Достигается эффективное охлаждение последних ступеней во время пуска и холостого хода турбоагрегата. Температура снижается с 220°С до 115°С – недостижимый результат для других охлаждающих устройств.
- Повышается надежность и экономическая эффективность работы лопаток последних ступеней при комбинированной выработке энергии.

Окупаемость капитальных вложений при реализации СЗО, при учёте только экономии топлива, составляет два года.

Заключение

Таким образом, малорасходный режим работы паровой турбины является неотъемлемой частью технологического процесса выработки электрической и тепловой энергии на станции. Намного меньший расчётного значения паропропуска в цилиндре низкого давления (ЦНД) турбины ведёт к перечисленным выше негативным последствиям, оказывающим значительное влияние на технико-экономические показатели ПТУ, в связи с чем активно разрабатываются решения по их снижению. Одним из решений проблемы температурной и вибрационной надежности последних ступеней ЦНД является система заградительного охлаждения. Разработанные в последние годы маневренные СЗО, показали высокие показатели экономичности, надежности и безопасности охлаждения последних ступеней ЦНД при длительной эксплуатации на турбинах Т-250/300-240 Минской ТЭЦ-4.

Литература

1. Перельман, Г. Р. Эрозия элементов паровых турбин. / Г. Р. Перельман, В. В. Пряхин. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 184 с.
2. Смоленский, А. Н. Конструкция, прочность и металлы элементов паровых турбин: Учебник для вузов. – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1979. – 352 с.
3. Хаимов, В. А. Охлаждение ЦНД на режимах пуска турбины Т-250/300-240 / В. А. Хаимов, О. Е. Котляр, Б. В. Ломакин [и др.] // Электрические станции. – 1998. – № 2. – С. 16–22.