

Ю. М. Шнайдерман

(Минская ТЭЦ-3)

НЕКОТОРЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПО УЛУЧШЕНИЮ ВЛАГОУДАЛЕНИЯ ПЕРЕД ПОСЛЕДНИМИ СТУПЕНЯМИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

В современных теплофикационных турбинах актуальным является вопрос о предохранении лопаток последних ступеней от эрозии для увеличения срока службы лопаток и уменьшения потерь от влажности.

В эксплуатации теплофикационных турбин наблюдается эрозия входных кромок лопаток последних ступеней, вызванная их работой на влажном паре при значительных расходах пара на конденсатор. Даже на ТЭЦ, введенных в эксплуатацию в 50-е и начале 60-х годов и обеспеченных в должной мере тепловыми потребителями, число часов работы турбин Т-100-130 и ПТ-60-130/13 при значительном расходе пара на конденсатор составляет более 2500 в год. Указанная величина еще значительнее для вновь вводимых в эксплуатацию ТЭЦ.

Следует также отметить, что при работе теплофикационных турбин на параметры 130 кгс/см^2 и 565°C влажность пара в последних ступенях у них значительно выше, чем в конденсационных турбинах на те же параметры пара, так как последние выполняются с промежуточным перегревом пара. В последние годы вследствие высокой повреждаемости пароперегревателей котлов, работающих на параметры 140 кгс/см^2 и 570°C , из-за неудовлетворительной структуры металла понижена температура перегретого пара за котлами на 10°C , а в ряде случаев -- на 20°C . При снижении температуры перегретого пара перед турбинами на 20°C имеет место увеличение влажности пара перед последней ступенью турбин Т-100-130 и ПТ-60-130/13 на 1,5—2% при таком же снижении к.п.д. последней ступени, что в свою очередь усиливает эрозионный износ лопаток. На Минской ТЭЦ-3, в частности, эрозионный износ входных кромок лопаток достиг нескольких миллиметров в год.

Для предупреждения повреждения лопаток из-за пониженной температуры перегретого пара перед турбинами заводы-изготовители вводят ограничения на давление пара в конденсаторе, в частности ЛМЗ запретил работу турбин ПТ-60-130/13 при давлении в конденсаторе ниже $0,06 \text{ кгс/см}^2$. Однако даже введение подобного ограничения, понижающего в целом экономичность турбоустановки, не остановило усиленной эрозии лопаток.

Для повышения экономичности и снижения эрозионного износа лопаток последних ступеней теплофикационных турбин, работающих в области влажного пара, необходима разработка в качестве меры борьбы с эрозией мероприятий, обеспечивающих увеличение эффективности существующих систем влагоудаления. Как известно, под действием инерционных сил от вращающегося рабочего колеса, работающего в зоне влажного пара, происходит отбрасывание влаги, соприкасающейся с рабочими лопатками, к периферии. Здесь образуется зона повышенной концентрации влаги и создаются условия для ее наиболее эффективного удаления. Улучшение отвода влаги из проточной части турбины, в особенно-

сти перед рабочим колесом, уменьшает механические потери и ослабляет эрозию лопаток.

Практически улучшение отвода влаги перед последними ступенями теплофикационных турбин можно осуществить путем выполнения ряда малозатратных мероприятий, целесообразность выполнения которых подтверждена заводами-изготовителями турбин и которые осуществляются на электростанциях. Одно из таких мероприятий при повышении влажности в последней ступени ЧНД состоит в увеличении в два раза

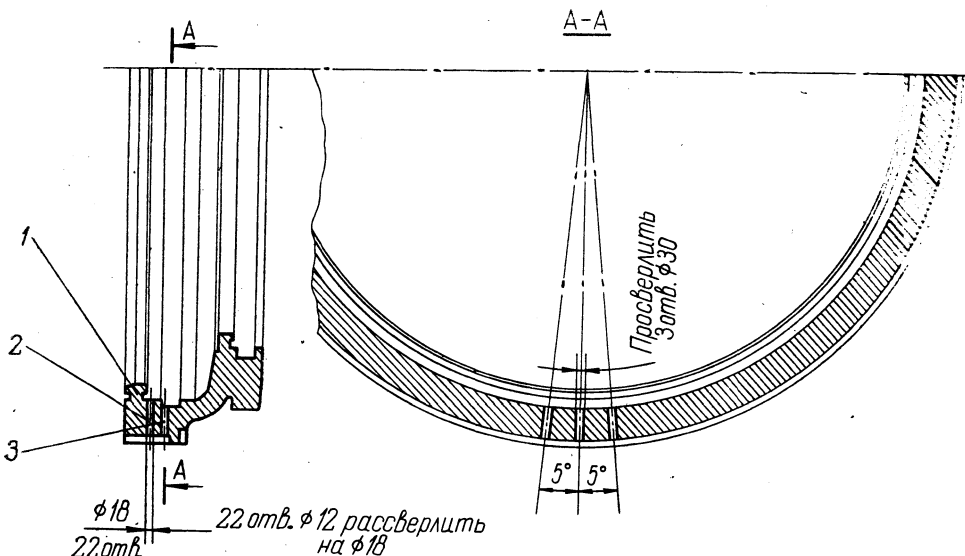


Рис. 1. Дренажные отверстия в обойме под диафрагмы 25-й и 27-й ступеней турбины Т-100-130:

1 — обойма; 2 — дренажные отверстия перед рабочими колесами 25-й и 27-й ступеней; 3 — то же под диафрагмами.

площади дренажных отверстий в обоймах последних ступеней турбин Т-100-130 и ПТ-60-130/13, через которые влага отсасывается в конденсатор. При этом, как показывают приближенные расчеты, выполненные для турбин Т-100-130, имеет место увеличение утечки рабочего тела, удаляемого из цикла перед рабочими лопатками последней ступени, с 0,24 до 0,54 т/ч при номинальном расходе пара через ЧНД, что соответствует увеличению потери мощности с 7,2 до 16 кВт.

Рекомендации, приведенные по этому вопросу в литературе [1], свидетельствуют о том, что выигрыш от уменьшения потерь из-за улучшения удаления влаги несравненно больше, чем возможные потери теоретической работы. В связи с этим к вопросам влагоулавливания нельзя подходить только с точки зрения увеличения потерь мощности за счет увеличения отсоса. Работа турбин при пониженной температуре перегретого пара уже привела, в частности на турбинах ПТ-60-130/13 Минской ТЭЦ-3 и ряда других станций, к необходимости замены рабочих лопаток последних ступеней из-за сильного эрозийного износа.

Дренажные отверстия на турбинах Т-100-130 выполняются согласно рис. 1. В нижней половине обоймы 25-й и 27-й ступеней вместо отверстия диаметром 20 мм под диафрагмой выполняются три отверстия диаметром по 30 мм, располагаемые по дуге 5°. Диаметр 22 отверстий в обоймах 25-й и 27-й ступеней перед рабочим колесом увеличивается с 12 до 18 мм.

Наряду с увеличением диаметра дренажных отверстий в обойме последней ступени на турбинах ПТ-60-130/13 для дальнейшего повыше-

ния экономичности и надежности целесообразно выполнить периферийное влагоулавливающее устройство непосредственно перед рабочими лопатками 30-й ступени. Для этого обойму и диафрагму 30-й ступени следует проточить так, как показано на рис. 2. Одновременно в обойме выполняется 10 дренажных отверстий диаметром 12 мм, предназначенных для отсоса улавливаемой влаги в конденсатор.

Приближенные расчеты эффективности предложенного решения, выполненные в соответствии с указаниями, приведенными в работе [2],

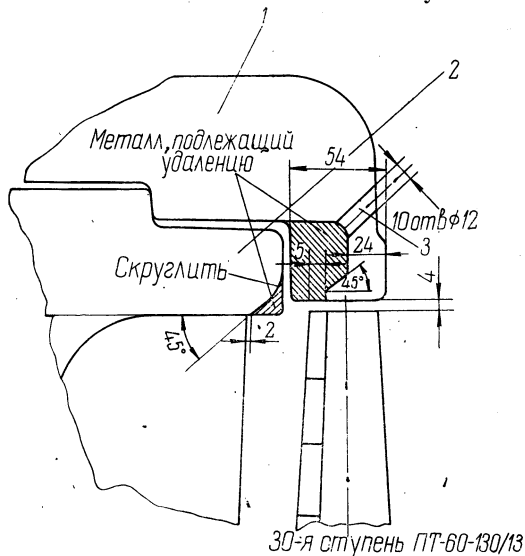


Рис. 2. Периферийное влагоулавливающее устройство перед рабочими лопатками 30-й ступени турбины ПТ-60-130/13:

1 — обойма; 2 — диафрагма; 3 — дренажные отверстия перед рабочим колесом 30-й ступени.

показывают, что прирост мощности за счет уменьшения влажности в последней ступени при номинальном расходе пара через ЧНД составляет 50—60 кВт; это соответствует увеличению мощности последней ступени приблизительно на 1%. Более точное определение эффективности периферийного влагоуловителя, связанное с постановкой достаточно сложных опытов в ЧНД турбины, позволит отказаться от ограничений на давление в конденсаторе, установленных заводом-изготовителем и связанных с определенной потерей турбоустановкой экономичности.

Литература

1. Кириллов И. И., Яблоник Р. М. Основы теории влажнопаровых турбин. М., 1968.
2. Щегляев А. В. Паровые турбины. М., 1955.