РАЗДЕЛ XXVII. ЭНЕРГЕТИКА

Злобин В.Г.

Работа паровой турбины с удаленными рабочими лопатками

*Высшая школа технологии и энергетики Санкт-Петербургского Государственного университета промышленных технологий и дизайна
(Россия, Санкт-Петербург)*

doi: 10.18411/trnio-11-2021-224

Аннотация

В практике эксплуатации паротурбинных установок тепловых и атомных электростанций, а также в процессе эксплуатации транспортных паротурбинных установок, могут иметь место случаи, когда возникает необходимость в оценке возможностей аварийного турбоагрегата. В данном случае под аварийным агрегатом понимается такой, у которого произошла поломка лопаточного аппарата, приведшая к удалению рабочих лопаток регулировочной, или промежуточной, или последней ступени или всех лопаток указанных ступеней.

В данной статье обсуждается работа паровой турбины с удаленными рабочими лопатками. Показано в каких случаях допускается частичное или полное удаление рабочих лопаток одной или нескольких ступеней.

Ключевые слова: рабочие лопатки, турбоагрегат, аварийный режим, ступени, работа диафрагмы.

Abstract

In the practice of operating steam turbine units of thermal and nuclear power plants, as well as during the operation of transport steam turbine units, there may be cases when it becomes necessary to assess the capabilities of an emergency turbine unit. In this case, an emergency unit is understood to mean one in which a blade breakdown occurred, which led to the removal of the working blades of the adjusting, or intermediate, or last stage or all the blades of the indicated stages.

This article discusses the operation of a steam turbine with remote rotor blades. It is shown in which cases partial or complete removal of the rotor blades of one or several stages is allowed.

Keywords: rotor blades, turbine unit, emergency mode, stages, diaphragm operation.

Работа турбоагрегата с удаленными отдельными ступенями или деталями проточной части турбин возможна только на режимах, исключающих перегрузку оставшихся ступеней или их работу при недопустимой температуре пара, а также перегрузку упорных подшипников турбин [1, 2].

Частичное удаление рабочих лопаток одной или нескольких ступеней допускается, если:

- общее количество удаляемых лопаток одной ступени не превышает 5%;
- в каждом пакете остается не менее 4-5 лопаток;
- обеспечиваются надежное крепление оставшихся лопаток;
- обеспечивается динамическая уравновешенность ротора.

В остальных случаях повреждения рабочих лопаток, а также при удалении диафрагмы должны удаляться все рабочие лопатки поврежденной ступени.

При назначении режима работы поврежденного агрегата необходимо [3]:

- при удалении рабочих лопаток регулировочной ступени снижать температуру и расход свежего пара до величин, при которых температура и

давление пара за регулировочной ступенью будут устанавливаться такие же, как при работе на номинальном режиме;

- при удалении рабочих лопаток (диафрагмы) последней ступени ТНД повышать давление в конденсаторе до величины, соответствующей давлению перед лопатками (диафрагмой) последней ступени при работе неповрежденной турбины;
- при удалении рабочих или направляющих лопаток промежуточной ступени снижать расход пара на турбоагрегат так, чтобы его мощность уменьшалась на величину полуторной мощности удаленных ступеней;
- при эксплуатации турбин с удаленными деталями проточной части необходимо обращать особое внимание на работу упорных подшипников турбин, а при удалении деталей последней ступени – также на тепловое состояние конденсатора.

Рассмотрим работу турбоагрегата конденсационной тепловой электростанции. Ограничениями для использования турбоагрегата в данном случае могут быть [4]:

- дисбаланс ротора;
- возникновение напряжений в элементах аварийного турбоагрегата, превышающих предельно-допустимые значения.

Опыт показывает, что удаление рабочих лопаток ступени не повышает дисбаланс турбины, поэтому в данном случае он не ограничивает использование турбоагрегата, а напряжения в элементах аварийной турбины могут стать ограничивающим фактором на ее использование.

Аварийный режим работы турбоагрегата будем рассматривать как нерасчетный режим. В основу расчетов положены известные формулы А. Стодолы [5], показывающие зависимость расхода рабочего тела от его параметров, теоретически эти формулы обоснованы Г. Флюгелем:

- для докритического течения потока рабочего тела через ступень:

$$\left(\frac{G}{G_p}\right)^2 = \frac{T_{0p}}{T_0} \cdot \frac{p_2}{p_{2p}} \cdot \frac{(p_0 - p_2)}{(p_{0p} - p_{2p})}; \quad (1)$$

- для критического и сверхкритического течения потока рабочего тела:

$$\left(\frac{G}{G_p}\right)^2 = \frac{T_{0p}}{T_0} \cdot \left(\frac{p_0}{p_{0p}}\right)^2, \quad (2)$$

где G_p – массовый расход рабочего тела на расчетном режиме; G – массовый расход рабочего тела на нерасчетном режиме; T_{0p} , T_0 – температура рабочего тела перед турбинной ступенью на расчетном и нерасчетном режимах; p_{0p} , p_0 – давление рабочего тела перед турбинной ступенью на расчетном и нерасчетном режимах; p_{2p} , p_2 – давление рабочего тела за турбинной ступенью на расчетном и нерасчетном режимах.

Рассмотрим работу турбины, у которой удалены рабочие лопатки промежуточной и последней ступеней. В этом случае условие отсутствия сверхдопустимых напряжений в диафрагмах будет выполняться при следующем равенстве:

$$p_{0a} - p_{1a} = p_0 - p_1, \quad (3)$$

где p_{0a} – давление рабочего тела перед турбинной ступенью в аварийном турбоагрегате; p_1 , p_{1a} – давление рабочего тела за направляющим (сопловым) аппаратом в исправном и аварийном турбоагрегате соответственно.

При удалении рабочих лопаток турбинной ступени кинетическая энергия, не используется для производства полезной работы. Скорость потока рабочего тела теряется, и кинетическая энергия переходит в тепло, незначительно повышая давление теплоперепады в ступенях, следующих за аварийной.

Степень реактивности рабочих лопаток $\rho \cong 0$. Если предположить, что в нормальных условиях аварийная ступень имела $\rho \cong 0$, то тогда давление пара за диафрагмой

p_1 равно давлению пара p_2 за ступенью – $p_1 = p_2$. При удалении рабочих лопаток и неизменном расходе рабочего тела, условия работы диафрагмы аварийной ступени практически не изменяются, так как давление $p_{1a} = p_2$, а $p_2 = p_1$ и разность давлений равна: $p_{0a} - p_{1a} = p_0 - p_1$.

В этом случае применять специальные ограничения в работе аварийной турбины не требуется.

Мощность турбины уменьшается на величину мощности аварийной ступени с учетом снижения КПД аварийного турбоагрегата:

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e}, \quad (4)$$

где N_{ea} – мощность аварийного турбоагрегата; $N_{ea}^{ст}$ – мощность аварийной ступени; η_e , η_{ea} – КПД исправного турбоагрегата и аварийного соответственно.

Частоту вращения валопровода аварийного турбоагрегата можно найти по формуле:

$$n_a = n \sqrt[3]{\frac{N_{ea}}{N_e}} \quad (5)$$

и определить частоту вращения вала генератора при аварии турбоагрегата.

Сложность заключается в определении КПД аварийного турбоагрегата. При оценочных расчетах можно принять, что $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 0,98 \div 1,0$.

Степень реактивности рабочих лопаток $\rho > 0$. В случае $\rho > 0$, давление пара за диафрагмой $p_1 \neq p_2$. После удаления рабочих лопаток и при неизменном расходе пара давление за диафрагмой понизится и станет равным величине p_{1a} , которая приблизительно равна p_2 . В результате разность давлений $p_{0a} - p_{1a} > p_0 - p_1$ и диафрагма аварийной ступени будет перегружена.

В целях выполнения условий безопасной работы диафрагмы необходимо так уменьшить расход пара G'_a в аварийной турбине, чтобы выполнялось равенство $p'_{0a} - p'_{1a} = p_0 - p_1$:

$$G'_a = G \frac{p_2}{p_1}. \quad (6)$$

По формуле (6) можно определить расход рабочего тела в турбоагрегате с удаленными рабочими лопатками промежуточной ступени, при котором будет выполняться условие безопасной работы диафрагмы аварийной ступени.

Полученная формула для определения расхода рабочего тела справедлива в случае докритического режима течения.

При сверхкритическом течении рабочего тела в каналах направляющего аппарата аварийной ступени до и после аварии зависимость между давлениями и расходом, согласно формуле (2) и с учетом $\frac{T_{0a}}{T'_{0a}} \approx 1$, имеет вид:

$$\frac{G_a}{G} = \frac{p_{0a}}{p_0}. \quad (7)$$

Если $G_a = G$, то условие прочности $p_{0a} - p_{1a} = p_0 - p_1$ не соблюдается, необходимо уменьшить расход до величины G'_a :

а) в последней ступени:

$$G'_a = G \cdot \left(1 - \frac{p_1 - p_2}{p_0}\right); \quad (8)$$

б) в промежуточной ступени

$$G'_a = G \cdot \left(\frac{p_0 - p_1}{p_0 - p_2}\right). \quad (9)$$

В общем случае в направляющем аппарате турбинной ступени может иметь место докритическое течение рабочего тела, которое после удаления рабочих лопаток перейдет в сверхкритическое.

Подобные явления могут быть в ступенях современных паровых турбин, работающих в области околоскритических режимов течения рабочего тела, тогда:

$$G'_a = G \frac{p_0 - p_1}{2\sqrt{p_1(p_0 - p_1) - p_2}}. \quad (10)$$

Получив расход рабочего тела в турбоагрегате ступени рассчитаем его мощность. Она снизится за счет выключения из производства полезной работы аварийной ступени, уменьшения расхода пара и КПД турбины.

Предельную величину мощности, развиваемую аварийным турбоагрегатом, получим по формуле:

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{G'_a}{G} \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e}. \quad (11)$$

В первом приближении считаем, что $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 1$, тогда:

$$N'_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{G'_a}{G}. \quad (12)$$

Определив мощность турбоагрегата N'_{ea} на аварийном режиме, подсчитаем относительную частоту вращения его вала:

$$\frac{n'_a}{n} = \sqrt[3]{\frac{N'_{ea}}{N_e}}. \quad (13)$$

По найденной величине $\frac{n'_a}{n}$ с помощью известных кривых, отражающих зависимость КПД от частоты вращения и мощности, определяем приближенно значения $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e}$, которое позволит уточнить величину мощности N_{ea} . Затем по уточненному значению частоты вращения n_a можно определить частоту вращения вала генератора.

Итак, получаем следующие выводы.

1. Использование турбоагрегата при удалении рабочих лопаток ограничивает нагрузка на диафрагму аварийной ступени.
2. Аварийный турбоагрегат можно использовать, но в целях соблюдения условия прочности диафрагмы ступени, у которой удалены рабочие лопатки необходимо уменьшить расход рабочего тела.
3. По формулам (4, 5) и (12, 13) можно оценить мощность и частоту вращения вала аварийного турбоагрегата.

1. ГОСТ 3618-2016 Турбины паровые стационарные для привода турбогенераторов. Типы и основные параметры. М.: Стандартинформ, 2017.
2. ГОСТ 4.424-86 Система показателей качества продукции. Турбины паровые стационарные. Номенклатура показателей. М.: Издательство стандартов, 1986.
3. СО 153-34.20.501-2003 Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ. 4.4. Паротурбинные установки. Приказ Минэнерго РФ от 19.06.2003 № 229.
4. Прочность элементов паровых турбин. Под ред. Л.А. Шубенко-Шубина, М.: Гос. Научно-техн. издат. машиностроительной литературы, 1962, 565 с.
5. Паровые и газовые турбины для электростанций: учебник для вузов/ А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухий; под ред. А.Г. Костюка.-М.: Издательский дом МЭИ, 2016. – 557 с.
6. Злобин В.Г. Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций: учебное пособие. Часть 2;/ ВШТЭ СПбГУПТД.-СПб., 2020. – 95 с.