

А. В. Королёв, Я. О. Комарова

Одесский национальный политехнический университет, просп. Шевченко, 1, Одесса, 65044, Украина

Некоторые особенности работы турбины на уровнях мощности ниже номинальной

Ключевые слова:

турбина,
атомная электростанция,
коэффициент полезного действия,
маневренные режимы,
вибрация лопатки.

Рассмотрены особенности перевода турбин на мощность ниже номинальной. Тема обусловлена недогрузкой блоков атомных электростанций, а также политикой их перевода на маневренные режимы. Представлен термодинамический и механический взгляд на работу турбины с дроссельным парораспределением на пониженной нагрузке. Учтено, что режим маневрирования мощностью реализуется изменением мощности на валу турбины при постоянстве рабочей частоты. Показано, что при уменьшении мощности турбины до 75 % от номинального значения скорость пара уменьшается на 13,4 %, а при уменьшении мощности на 50 %, скорость уменьшается примерно на 30 %. Выполнен анализ зависимости коэффициента полезного действия турбины от степени дросселирования пара на входе в турбину, что приводит к изменению отношения окружной скорости лопатки и абсолютной скорости пара на выходе из сопловой решетки. Также показано, что скорость пара на выходе из сопловой ступени зависит от двух независимых факторов — снижения механической мощности на валу и снижения давления пара перед сопловой ступенью. В статье также показано, что при снижении мощности турбины более существенную роль играет увеличение вибрации рабочих лопаток при поступлении пара не на кромку, а на спинку лопатки, а также увеличение аксиальной силы, действующей на вал турбины. Для исследования этого явления выполнено экспериментальное исследование вибрации лопатки, которое показало почти линейное увеличение уровня вибрации лопатки при изменении угла атаки.

Введение

Турбоустановка является основным оборудованием атомных электростанций (АЭС), принимая нагрузку от генератора, соединенного с энергосетью. Поэтому в свете современных обстоятельств представляется актуальным рассмотреть особенности работы турбин на маневренных режимах, т. е. на уровнях мощности ниже номинальной. Так, согласно [1], АЭС Франции работают в условиях маневрирования нагрузок 100–30–100 %, на Хмельницкой АЭС пока ограничили графиком 100–75–100 % [2]. Понятно, что эти условия диктуются энер-

госетью, однако в некоторых случаях работу украинских блоков в связи с недогрузкой мощностей переводят на режим 60 % нагрузки, как это было на Запорожской АЭС.

Термодинамика процесса расширения пара

Рассмотрим несколько аспектов работы турбины на пониженной нагрузке — термодинамический и механический.

Процесс расширения водяного пара в h , s -диаграмме для турбин типа К-1000–60/3000 с дроссельным парораспределением представлен на рис. 1. При

© А. В. Королёв, Я. О. Комарова, 2019

снижении нагрузки регулирующие клапаны открыты частично, поэтому давление перед сопловой решеткой первой ступени турбины снижается с p_{00} до p_{01} (точка с). Давление отработавшего пара после первого по ходу пара цилиндра будем считать неизменным и равным p_2 .

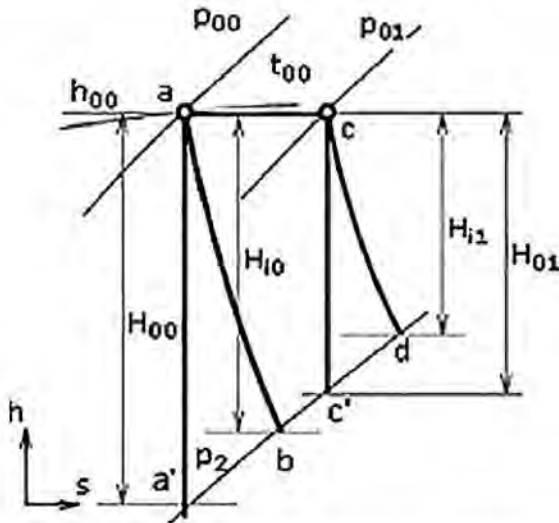


Рис. 1. Процесс расширения в турбине с дроссельным парораспределением

При дроссельном парораспределении турбины на пониженной мощности весь расход водяного пара подвергается процессу дросселирования. При этом его состояние меняется по закону сохранения энергии

$$h_{00} + \frac{C_{00}^2}{2} = h_{01} + \frac{C_{01}^2}{2}, \quad (1)$$

где индекс 0 характеризует параметры пара, подводимого к турбине (свежего пара), а индекс 1 — за регулирующим клапаном (перед сопловой решеткой первой ступени турбины).

Поскольку скорости C_0 обычно малы и, главное, они практически не изменяются при дросселировании

$$\frac{C_{00}^2}{2} \approx \frac{C_{01}^2}{2}, \quad (2)$$

то кинетическими энергиями перед первой ступенью пренебрегают, и тогда при дроссельном парораспределении энтальпия пара сохраняется постоянной и равной энтальпии свежего пара ($h_{01} = h_{00} = \text{const}$).

Таким образом, при любом расходе G водяного пара его энтальпия на входе постоянна, и выполняется закон постоянства произведения давления на удельный объем [3]

$$p_{01} v_{01} \approx p_{00} v_{00} \approx \text{const}, \quad (3)$$

следовательно, расход для конденсационной турбины практически пропорционален давлению за клапаном p_{01} , что следует из закона Стодола — Флюгеля [3]

$$\frac{G_0}{G_1} = \frac{p_{00}}{p_{01}} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_0}}. \quad (4)$$

Примем во внимание, что режим маневрирования мощностью реализуется изменением мощности на валу турбины, которая в самом общем случае равна произведению крутящего момента на рабочую частоту турбины

$$N = M \cdot \omega. \quad (5)$$

Так как при работе турбины частота переменного тока, выдаваемого в сеть, меняться не должна, мощность будет определяться крутящим моментом, который определяется через расход пара на турбину [3]:

$$N = G \cdot u \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1. \quad (6)$$

Представим в формуле (6) расход через скорость

$$N = \frac{F}{v} \cdot u \cdot C_1^2 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sin \alpha_1 = \frac{F}{2v} \cdot u \cdot C_1^2 \cdot \sin 2\alpha_1, \quad (7)$$

где F — площадь проточной части ступени, m^2 ; v — удельный объем пара, протекающего через ступень, m^3/kg .

В этом уравнении мощность N пропорциональна квадрату абсолютной скорости выхода пара из сопел C_1 , т. е. при изменении мощности турбины до 75% от номинального значения скорость пара уменьшается на 13,4%.

При изменении же мощности на 50%, скорость уменьшается примерно на 30%:

$$\sqrt{N} = \sqrt{0,75} = 0,866. \quad (8)$$

Из уравнения сохранения энергии заменим $\frac{C_1^2}{2}$ на используемый теплоперепад:

$$N_{01} = H_{i1} \cdot u \cdot \frac{F}{v_{01}} \cdot \sin 2\alpha_1. \quad (9)$$

С учетом формулы (3) выражение (9) может быть записано как

$$N_{01} = H_{i1} \cdot u \cdot \frac{F}{v_{00}} \cdot \frac{p_{00}}{p_{01}} \cdot \sin 2\alpha_1. \quad (10)$$

Для определения зависимости располагаемого теплоперепада (cc') от степени дросселирования рассмотрим трапецию $a-c-c'-a'$ (см. рис. 1). Очевидно, что при отсутствии дросселирования $H_{01} = H_{00}$, а при полном дросселировании, когда точка с перемещается на изо-

бару P_2 , располагаемый теплоперепад становится равным нулю. Исходя из геометрических соображений по трапеции $a-c-c'-a'$ можно составить подобие

$$\frac{H_{01}}{H_{00}} = \frac{P_{01} - P_2}{P_{00} - P_2} = \frac{\frac{P_{01} - P_2}{P_{00}}}{1 - \frac{P_2}{P_{00}}} = \frac{P_{01} - \epsilon_{00}}{1 - \epsilon_{00}}, \quad (11)$$

где $\epsilon_{00} = \text{const}$ — перепад давления на ступени в базовом режиме.

Подставим выражение (11) в (10):

$$N_{01} = H_{i1} \cdot u \cdot \frac{F}{v_{00}} \cdot \frac{\sin 2\alpha_1}{\left(\frac{H_{01}}{H_{00}} (1 - \epsilon_{00}) + \epsilon_{00} \right)}. \quad (12)$$

Анализ выражения (12) показывает, что для снижения мощности необходимо более существенно снижать располагаемый теплоперепад на ступень и, соответственно, существенно увеличивать степень дросселирования пара, идущего на турбину.

Известно, что коэффициент полезного действия (КПД) турбины зависит от степени преобразования потенциальной энергии пара в кинетическую энергию рабочей решеткой, что, в первую очередь, определяется соотношением окружной скорости лопатки и абсолютной скорости пара на выходе из сопловой решетки (рис. 2).

Поскольку на любом режиме работы окружная скорость U не должна меняться, так как задает ча-

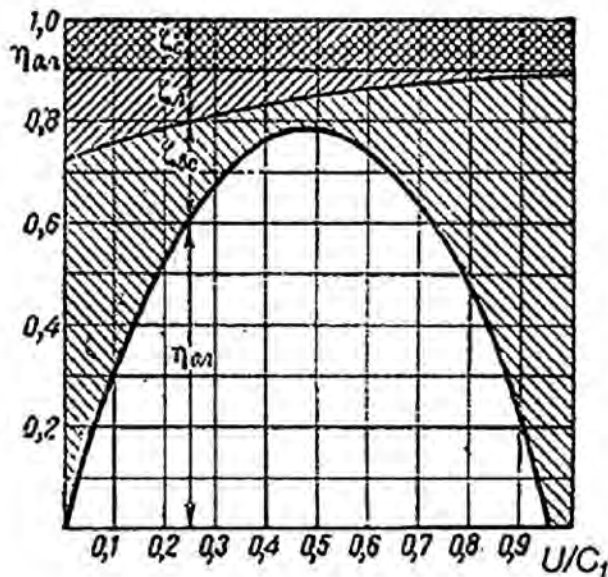


Рис. 2. Относительный лопаточный КПД от отношения U/C_1 [2]

стоту работы сети, а уменьшение расхода пара на турбину снижает скорость C_1 , то из рис. 2 ясно, что КПД турбины также должен падать.

По выражению (10) определим зависимость скорости пара, поступающего на рабочую лопатку от мощности:

$$C_{01} = \sqrt{N_{01} \frac{P_{01}}{P_{00}} \frac{v_{00}}{F \cdot u \cdot \sin 2\alpha_1}}. \quad (13)$$

Как видно из зависимости (13), скорость C_1 зависит от двух независимых факторов — снижения механической мощности на валу и снижения давления пара перед сопловой ступенью.

Это должно привести к изменению условий входа пара на рабочую ступень (рис. 3).

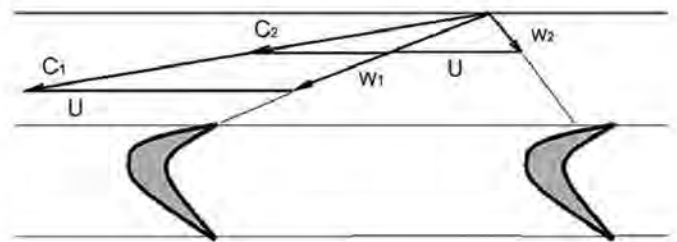


Рис. 3. Изменение условий входа пара на рабочую ступень при изменении скорости выхода пара из сопловой решетки при изменении мощности турбины

Как видно из рисунка, будет падать не только КПД турбины из-за увеличения потерь на удар и большего вихреобразования. Более существенную роль может сыграть увеличение вибрации рабочих лопаток при поступлении пара не на кромку, а на спинку лопатки, а также увеличение аксиальной силы, действующей на вал турбины.

Экспериментальное исследование вибрации лопатки при изменении угла входа пара

Для исследования уровня вибрации при изменении угла входа пара на лопатку была собрана установка, представляющая собой жестко закрепленную активную лопатку, напротив которой расположено прямоугольное сопло (5×50 мм), позволяющее продувать лопатку воздухом под углом $0-45^\circ$ (рис. 4). Воздух подавался от компрессора Midko давлением $0,4$ МПа, позволяющим обеспечивать расход не менее $1,0$ м³/мин и давление перед соплом до $0,4$ МПа.

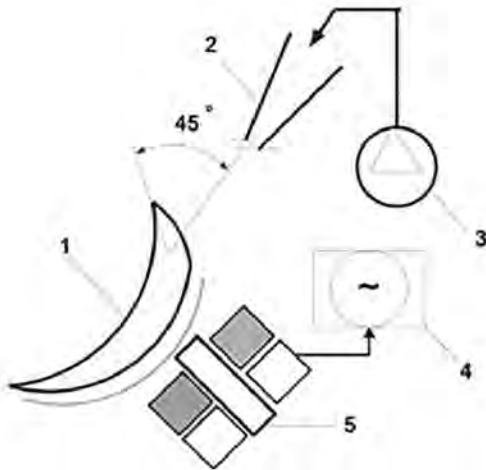


Рис. 4. Принципиальная схема установки для исследования влияния угла атаки на уровень вибрации лопатки: 1 — исследуемая лопатка; 2 — сопло; 3 — компрессор; 4 — цифровой осциллограф; 5 — датчик вибрации

Уровень вибрации измерялся датчиком, аналогичным тому, что использовался в работе [4]. Сигнал с датчика подавался на цифровой осциллограф INSTRUSTAR. Результаты эксперимента представлены на рис. 5. Так как использовался датчик с внешним подмагничиванием и его было сложно откалибровать, на графике представлена относительная амплитуда колебаний лопатки: отношение амплитуды колебаний при определенном угле установки сопла к амплитуде колебаний при нулевом угле входа на лопатку. Датчик фиксировал вибрацию пропорционально виброскорости.

Как и следовало ожидать, изменение угла атаки от проектного приводит к увеличению вибрации лопаток. Представляется, что уровень вибрации на реальной турбине будет меньше, так как часто лопатки связаны бандажом в единое целое, однако последние лопатки ввиду больших габаритов могут вибрировать сверх допустимых значений [5].

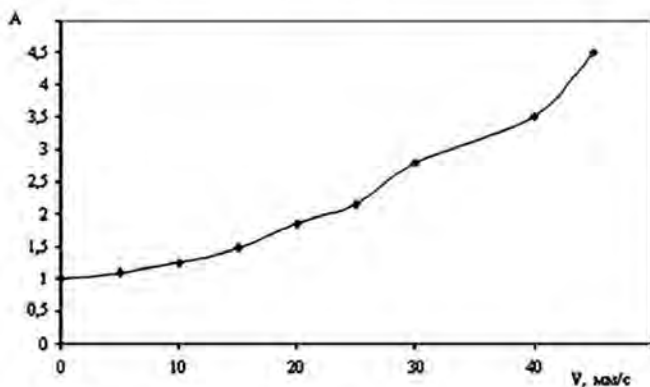


Рис. 5. Зависимость относительной амплитуды вибрации лопатки при отклонении угла атаки от проектного

Выводы

Маневренный режим турбин приводит к снижению экономичности турбоустановки.

Снижение мощности достигается уменьшением расхода пара на турбину, однако снижение расхода пара уменьшает скорость выхода пара из сопловых лопаток, что приводит к увеличению вибрации лопаток за счет отклонения угла атаки лопаток от проектного.

Список использованной литературы

1. Kuhn A. Improving automated load flexibility of nuclear power plant with ALFC / A. Kuhn, P. Klaus // VGB PowerTech. — 2016. — Vol. 96. — No. 5. — P. 48–52.
2. Панов С. АЭС научат маневрировать / С. Панов // Атомный эксперт. — 2016. — № 9 (51). — С. 26–29. — Режим доступа: <http://atomicexpert.com/page464210.html>.
3. Щегляев А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. — М. : Энергоатомиздат, 1993. — 384 с.
4. Королёв А. В. Работа поршневых насосов на вскипающих и криогенных жидкостях: монография / А. В. Королёв, Х. Ю. Чжоу. — Одесса : Наука и техника, 2016. — 60 с.
5. Левин А. В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А. В. Левин, К. Н. Боришанский, Е. Д. Консон. — Л. : Машиностроение, 1981. — 710 с.

О. В. Корольов, Я. О. Комарова

Одеський національний політехнічний університет,
пр-п. Шевченка, 1, Одеса, 65044, Україна

Деякі особливості роботи турбіни на рівнях потужності нижче номінальної

Розглянуто особливості роботи турбін на потужності нижче номінальної. Ця тема обумовлена недовантаженням блоків атомних електростанцій, а також політикою переводу їх на маневренні режими. Представлено термодинамічний і механічний погляд на роботу турбіни з дросельним паророзподілом на зниженому навантаженні. Враховано, що режим маневрування потужністю реалізується зміною потужності на валу турбіни за сталості робочої частоти. Показано, що за зміни потужності турбіни до 75% від номінального значення швидкість пари зменшується на 13,4%, а за зміни потужності на 50% швидкість зменшується приблизно

на 30%. Виконано аналіз залежності коефіцієнта корисної дії турбіни від ступеня дроселювання пари на вході в турбіну, що приводить до зміни відношення окружної швидкості лопатки й абсолютної швидкості пари на виході із соплової решітки. Показано, що швидкість пари на виході з соплової ступені залежить від двох незалежних факторів — зниження механічної потужності на валу і зниження тиску пари перед сопловим ступенем. Також показано, що в разі зниження потужності турбіни більш істотну роль відіграє збільшення вібрації робочих лопаток у разі надходження пари не на кромку, а на спинку лопатки, а також збільшення аксіальної сили, що діє на вал турбіни. Для дослідження цього явища виконано експериментальне дослідження вібрації лопатки, яке показало майже лінійне збільшення рівня вібрації лопатки за зміни кута атаки.

Ключові слова: турбіна, атомна електростанція, коефіцієнт корисної дії, маневрені режими, вібрація лопаток.

A. V. Koroliy, Ya. O. Komarova

*Odessa National Polytechnic University, 1, Shevchenko ave.,
Odessa, 65044, Ukraine*

Some Features of Turbine Operation at Power Levels Below Nominal

The features of transferring turbines to power below nominal are discussed in the article. This topic is due to the underload of NPP units, as well as the policy of transferring NPPs to maneuvering modes. A turbine unit is the main equipment of a nuclear power plant, taking the load from a generator connected to the power grid.

Thermodynamic and mechanical view on the operation of a turbine with throttle steam distribution at reduced load is presented in the article. It was taken into account that the power maneuvering mode is realized by changing the power on the turbine shaft with a constant operating frequency.

It is shown that when the turbine power changes to 75% of the nominal value, the steam speed decreases by 13.4%, and when the power changes by 50%, the speed decreases by about 30%.

From the energy conservation equation and from geometric considerations on the trapezoid of the expansion process, a similarity is drawn in the h-s diagram, which showed

that in order to reduce the turbine power it is necessary to reduce the available heat drop per stage more significantly and, accordingly, significantly increase the throttle rate of the steam going to the turbine.

The analysis of the dependence of energy conservation efficiency (ECE) turbines from the degree of throttling of steam at the turbine inlet, leading to a change in the ratio of the peripheral speed of the blade and the absolute steam velocity at the exit of the nozzle grate is conducted. It is also shown that the steam velocity at the exit of the nozzle stage depends on two independent factors — a decrease in mechanical power on the shaft and a decrease in steam pressure in front of the nozzle stage.

It is also shown in the article, that in the case of decrease in the power of turbine, a more significant role is played by an increase in the vibration of the working blades when steam enters not on the edge but on the back of the blade, as well as an increase in the axial force acting on the turbine shaft.

To study this phenomenon, an experimental study of the vibration of the scapula was carried out, which showed almost linear increase in the level of vibration of the scapula with a change in the angle of attack.

It is shown that the reduced power mode leads not only to a decrease in the efficiency of the turbine, but also to an increase in the vibration of the blades due to the deviation of the angle of attack of the blades from the design.

Keywords: turbine, nuclear power plant, efficiency, maneuvering modes, blade vibration.

References

1. Kuhn A., Klaus P. (2016). Improving automated load flexibility of nuclear power plant with ALFC. *VGB PowerTech*, vol. 96, no. 5, pp. 48–52.
2. Panov S. (2016). [NPP will learn how to maneuver]. *Atomnyi ekspert* [Atomic expert], vol. 51, no. 9, pp. 26–29. Available at: <http://atomicexpert.com/page464210.html>. (in Russ.)
3. Shcheglyayev A. V. (1993). *Parovye turbiny* [Steam Turbines]. Moscow: Energoatomizdat, 384 p. (in Russ.)
4. Koroliy A. V., Zhou H. Yu. (2016). *Rabota porshnevnykh nasosov na vskipyushchikh i kriogennykh zhidkostyakh* [The operation of piston pumps in boiling and cryogenic liquids]. Odessa: Science and Technology, 60 p. (in Russ.)
5. Levin A. V., Borishansky K. N., Conson E. D. (1981). *Prochnost' i vibratsiya lopatok i diskov parovykh turbin* [Strength and vibration of blades and disks of steam turbines]. Leningrad: Mechanical Engineering, 710 p. (in Russ.)

Надійшла 23.09.2019

Received 23.09.2019