

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ (05.04.00)

УДК 621.165

DOI: 10.24160/1993-6982-2017-2-6-11

Сравнение переменных режимов последних ступеней тихоходных и быстроходных турбин для атомных электростанций

Т.В. Богомолова

В современных энергосистемах в европейской части РФ существует значительный дефицит маневренной мощности. По оценкам ведущего института «Энергосетьпроект», реализация базового — наиболее выгодного — режима работы атомных электростанций (АЭС) может быть обеспечена, если суммарная их доля не превышает 22...24 % от общей мощности. При дальнейшем развитии атомной энергетики и возрастании доли электроэнергии, вырабатываемой на АЭС, последние будут вынуждены принимать на себя функции регулирования нагрузки энергосистемы.

Фактором, определяющим технический минимум нагрузки для паровых турбин, является разогрев выхлопного патрубка при низких расходах пара из-за возникновения отрыва в корневых сечениях последних ступеней.

При проектировании мощных паровых турбин влажного пара (более 500 МВт) возникает альтернатива: создавать быстроходные агрегаты на частоту 50 Гц или тихоходные на 25 Гц для четырехполюсного генератора. Тихоходные турбины имеют определенные преимущества: уменьшается число цилиндров низкого давления (ЦНД) за счет увеличения высоты последних лопаток; оптимальное профилирование последних ступеней легче выполнить из-за уменьшенного градиента давления в межвенцовом зазоре, меньшего оптимального теплоперепада H_0 на расчетном режиме и существенно меньших относительных скоростей в корне за сопловыми лопатками $M_{1r} < 1,6$ и на периферии за рабочими лопатками $M_{2r} < 1,6$.

Для сравнения работы тихоходных и быстроходных турбин на частичных нагрузках произведены расчеты последних ступеней этих турбин в диапазоне режимов от расчетного до режима холостого хода.

Расчеты проведены по методике невязкого осесимметричного потока с учетом потерь энергии по методике кафедры паровых и газовых турбин НИУ «МЭИ». Расчеты показали, что участвовать в регулировании нагрузки в диапазоне 0,3...1,0 от номинальной мощности могут быстроходные турбины, у которых режим отрыва потока в корне рабочих лопаток наступает при меньших относительных объемных расходах $GV_{2отн}$, чем у тихоходных турбин, а режим потребления мощности реализуется при $(GV_{2отн})_{x,x} < 0,27$.

Ключевые слова: тихоходные паровые турбины, последние ступени, потери энергии, переменные режимы.

Comparison of Variable Modes of the Last Stages in Half- and Full-Speed Turbines for NPPs

T.V. Bogomolova

In the modern power grids in the European part of the Russian Federation, there is a significant shortage of maneuverable capacity. According to estimates done by the leading Energoset'proekt Institute, the base load mode of nuclear power plants (NPPs), which is the most profitable mode of their operation, can be ensured if the total percentage of NPPs does not exceed 22—24% of the total generating capacity. With the further development of nuclear power plants and increasing the share of electricity generated at NPPs, the latter will have to assume the functions of controlling the power system load.

Heating up of the exhaust hood at low steam flow rates due to the occurrence of flow separation phenomena in the root section of the last stages is the factor determining the technical minimum for steam turbine load.

Engineers who design large-capacity wet steam turbines (over 500 MW) face the following alternative: constructing full-speed (3000 rpm) units for driving a two-pole generator or half-speed (1500 rpm) units for driving a four-pole generator. Half-speed turbines have certain advantages: they have a fewer number of low-pressure cylinders (LPCs) due to a larger height of the last-stage blades; it is easier to optimize the profiles of their last stages due to a smaller pressure gradient in the bucket clearance, due to a smaller optimal heat drop H_0 in the design mode, and due to significantly smaller relative velocities at the root downstream of nozzle vanes $M_{1r} < 1.6$ and at the periphery downstream of the rotor blades $M_{2r} < 1.6$.

To compare the performance of half- and full-speed turbines at partial loads, the last stages of these turbines were calculated in the range of operating conditions from the rated design parameters to the idle running mode.

The calculations were performed using the inviscid axisymmetric flow method taking into account energy losses according to the procedure developed at the Moscow Power Engineering Institute National Research University's Department of Steam and Gas Turbines. The calculation results have shown that the power units that can participate in the control of load within the range from 0.3 to 1.0 of the nominal power shall be fitted with full-speed turbines in which the flow separation mode at the root of rotor blades occurs at smaller relative volume flowrates GV_{2rel} than in half-speed turbines, and the power consumption mode is obtained at $(GV_{2rel})_{idle} < 0.27$.

Key words: half-speed steam turbines, last stages, energy losses, variable operating modes.

В современных энергосистемах в европейской части России существует значительный дефицит маневренной мощности. По оценкам ведущего института «Энергосетьпроект», реализация базового — наиболее выгодного — режима работы АЭС может быть обеспечена, если суммарная их доля не превышает 22...24 % от общей мощности. При дальнейшем развитии атомной энергетики и возрастании доли электроэнергии, вырабатываемой на АЭС, последние будут вынуждены принимать на себя функции регулирования нагрузки. Это выдвигает в число первоочередных задачу приспособления АЭС к работе при переменных нагрузках.

В России в регулирующем режиме работает Билибинская АТЭЦ и некоторые блоки, поставленные в зарубежные страны, например блоки с ВВЭР-440 на АЭС «Ловиза» (Финляндия). На АЭС «Ловиза» по условиям работы энергосистемы Финляндии эти блоки большую часть времени между перегрузками должны участвовать в регулировании графика нагрузки, изменяя свою мощность в диапазоне 50...100 % $N_{ном}$ со средней скоростью 1...2 % $N_{ном/мин}$, а также в быстром регулировании системных параметров — частоты и перетоков активной мощности в диапазоне 80...100 % $N_{ном}$, допуская изменения мощности на ± 5 % $N_{ном}$ с максимальной скоростью 0,2 $N_{ном/мин}$ [1].

Мобильность АЭС ограничена не только условиями эксплуатации ядерных реакторов, но и паротурбинной установкой. Фактором, определяющим технический минимум нагрузки для паровых турбин, является разогрев выхлопного патрубка при низких расходах пара. Это связано в первую очередь с возникновением отрыва в корневых сечениях последних ступеней. Для мощных конденсационных турбин, используемых на АЭС, технический минимум нагрузки составляет 30 % от номинальной. При более низких нагрузках время работы турбины на них ограничивается. При мощности турбины в 30 % последние ступени могут находиться в режиме потребления мощности, так как при изменении расхода пара именно последние ступени в первую очередь меняют свои характеристики.

Экономичность последней ступени при малых нагрузках резко снижается вследствие увеличения выходящих потерь и возникновения дополнительных вентиляционных потерь в зоне отрыва. Нестабильность отрывного течения является источником низкочастотных аэродинамических возмущающих сил, снижая прочностные характеристики ступени. При длительной работе на режимах малых нагрузок из-за повышен-

ных динамических напряжений, вызванных окружной неравномерностью, возможно разрушение рабочих лопаток последних ступеней [2].

С другой стороны, при проектировании мощных паровых турбин влажного пара (более 500 МВт) возникает альтернатива: создавать быстроходные агрегаты на частоту 50 Гц или тихоходные на 25 Гц для четырехполюсного генератора.

Преимущества тихоходных турбин заключаются в следующем.

1. Прочность рабочих лопаток последних ступеней обеспечить значительно легче, чем в быстроходных турбинах, вследствие этого становится возможным создать лопатки предельной длины до 1850 мм, что уменьшает число выхлопов турбины вдвое. При этом значительно уменьшается длина валопровода и количество конденсаторов.

2. Снижается окружная скорость потока на периферии, а, следовательно, и скорость движения капель, определяющая интенсивность эрозионного износа рабочих лопаток.

3. Оптимальное профилирование последних ступеней выполнить легче из-за уменьшенного градиента давления в межвенцовом зазоре, меньшего оптимального теплоперепада H_0 на расчетном режиме и существенно меньших относительных скоростей в корне за сопловыми лопатками $M_{1r} < 1,6$ и на периферии за рабочими лопатками $M_{2r} < 1,6$ [3].

Преимуществом быстроходной турбины является меньшая металлоемкость и связанное с этим сокращение капитальных затрат, а также затрат на ремонт и обслуживание турбоагрегата ввиду меньших габаритов и массы статорных и роторных деталей турбины и генератора. Потери от утечек в проточной части также несколько больше в тихоходной турбине из-за увеличения диаметров уплотнений.

Ниже приведены результаты расчетного анализа переменных режимов работы последних ступеней тихоходных и быстроходных турбин. Расчеты проведены по методике течения невязкого осесимметричного потока водяного пара в проточной части последней ступени, работающей при переменных режимах, с учетом комплексных потерь энергии, разработанной на кафедре паровых и газовых турбин (ПГТ) НИУ «МЭИ» [4].

Для сравнения работы последних ступеней в режимах частичных нагрузок выбраны ступени с рабочими лопатками длиной 1460 мм, спроектированные с разной частотой вращения, но с одинаковыми пара-

метрами за ступенью и расходом. Основные исходные данные приведены в табл. 1. Оптимальное отношение скоростей для сравниваемых ступеней определено по формуле

$$(u/c_\phi)_{\text{опт}} = \phi \frac{1 - (c_2/c_\phi)^2}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho_{\text{cp}}}}, \quad (1)$$

где c_2 — скорость выхода из ступени; ρ_{cp} — степень реактивности на среднем диаметре; ϕ — коэффициент скорости сопловой решетки; α_1 — угол выхода из сопловой решетки.

В выражении (1) величина c_2/c_ϕ определяется последовательными приближениями. При этом можно использовать формулу

$$c_2/c_\phi \approx (1 - \rho_{\text{cp}}) \sin^2 \alpha_1 V_2/V_1,$$

где V_2/V_1 — отношение удельных объемов за рабочей и сопловой решетками.

Таблица 1

Параметр	Частота вращения	
	$n = 50$	$n = 25$
Длина профильной части рабочей лопатки l_2 , мм	1460	1460
Корневой диаметр рабочей лопатки $d_{2к}$, мм	2100	3000
Отношение $\theta = d_2/l_2$	2,44	3,05
Заданный расход G , кг/с	237	237
Давление за ступенью p_2 , МПа	0,0078	0,0078
Степень сухости за последней ступенью x_2	0,88	0,88
$(u/c_\phi)_{\text{опт}}$	0,66	0,66
Оптимальный теплоперепад $H_{\text{опт}}$, рассчитанный по (1), кДж/кг	360	142
Теплоперепад, выбранный на основе оптимизации	280	142
u/c_ϕ	0,747	0,66
Корневая степень реактивности ρ_k	0,2	0,3

При проектировании ступени принято следующее.

1. Сопловая решетка сконструирована по закону постоянства удельного расхода на единицу торцевой площади по высоте $\bar{g}(r) = G / (\pi d_{\text{cp}} l) = \text{const}$.

2. Применено тангенциальное профилирование сопловой решетки, т. е. она выполнена с наклоном лопаток в окружном направлении в сторону вращения $\delta > 0$ в нижней части лопаток и $\delta < 0$ на периферии. Причем наклон изменяется по линейному закону от $\delta_k = 8^\circ$ в корневом сечении до 0 на среднем диаметре, а в верхней части лопатки — по линейному закону до $\delta_n = -8^\circ$.

3. Периферийная часть сопловых лопаток выполнена стреловидной: входные и выходные кромки сопловых лопаток отклонены от радиального направления в меридиональной плоскости навстречу потоку пара (угол наклона на периферии ($v_n = 8^\circ$)). Это позволяет уменьшить эрозийное разрушение периферийной зоны рабочих лопаток, а также уменьшить концевые потери за счет улучшения обтекания периферийных сечений решеток.

4. Корневая степень реактивности для быстроходной ступени выбрана меньше, чем для тихоходной из-за высокого радиального градиента давления, определяющегося центробежными силами.

Быстроходную ступень не удастся спроектировать на оптимальный теплоперепад по двум причинам: во-первых, весь теплоперепад ЦНД составляет 500...650 кДж/кг, во-вторых, создать ступень, срабатывающую такой большой теплоперепад и объединяющую требования аэродинамического совершенства и надежности, чрезвычайно сложно. Для определения оптимального теплоперепада H_0 быстроходной ступени проведены варианты расчеты по методике, изложенной в [4], в диапазоне $H_0 = 260...290$ кДж/кг, результаты которых сведены в табл. 2.

Как видно из таблицы, с увеличением теплоперепада уменьшаются потери с выходной скоростью $\xi_{\text{вс}}$, так как угол выхода потока из ступени приближается к 90° . Однако при этом углы решеток $\alpha_{1\text{эфф}}$ и $\beta_{2\text{эфф}}$ уменьшаются, и возрастают потери в решетках. Выбирается оптимальный вариант, имеющий максимальный КПД с располагаемым теплоперепадом $H_0 = 280$ кДж/кг.

Внутренний относительный КПД без учета потерь с выходной скоростью $\eta_{\text{от}}$ на расчетном режиме состав-

Таблица 2

Параметр	Номер варианта				
	1	2	3	4	5
Теплоперепад H_0 , кДж/кг	260	270	280	290	300
Степень реактивности в корне ρ_k	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200
Эффективный угол сопловой решетки в среднем сечении $\alpha_{1\text{эфф}}$, град	12,500	11,800	11,200	10,500	8,800
Эффективный угол рабочей решетки на периферии $\beta_{2\text{эфф}}$, град	11,400	10,2	9	8,500	8
Коэффициент потерь с выходной скоростью $\xi_{\text{вс}}$	0,119	0,099	0,0765	0,0725	0,0674
Внутренний относительный КПД $\eta_{\text{от}}$	0,700	0,717	0,742	0,741	0,740

ляет для тихоходного варианта ступени 85,4 %, для быстроходного — 81,9 %.

Снижение экономичности быстроходного варианта связано с волновыми потерями в периферийной зоне рабочих лопаток ($M_{2t} = 2,2$) и в корневой зоне за сопловой решеткой ($M_{1t} = 1,75$) (рис.1). Спрофилировать экономичные периферийные сечения рабочей решетки на числа $M_{2t} > 2$ является неразрешимой задачей, так как все типы сверхзвуковых профилей в этой области течения имеют повышенные потери. Течение на периферии в быстроходной ступени имеет малый угол поворота потока $\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_{2эфф}) = 1...2^\circ$ при очень малых выходных углах решетки $\beta_{2эфф} \cong 8...9^\circ$.

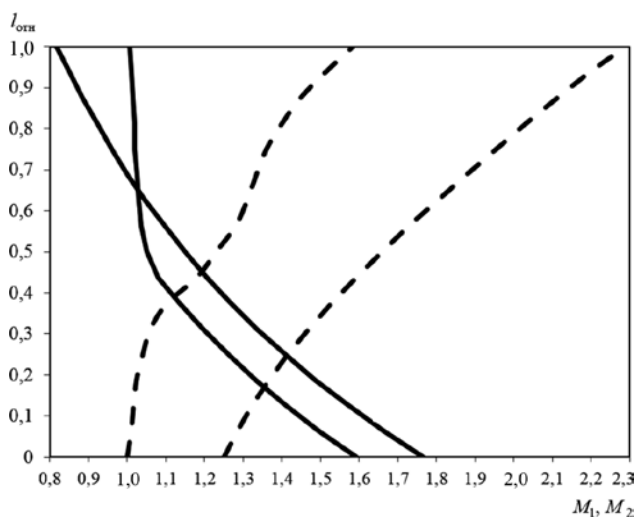


Рис. 1. Изменение относительных скоростей за сопловой (сплошные линии) и рабочей (штриховые линии) решетками на номинальном $GV_{2отн} = 1,0$ и частичном $GV_{2отн} = 0,5$ режимах по высоте быстроходной ступени

Абсолютные потери с выходной скоростью для тихоходной последней ступени меньше во всем диапазоне рассчитанных нагрузок из-за повышения выходной площади. Их величина составляет для расчетного режима $\Delta h_{вс} = 15$ кДж/кг, тогда как для быстроходной ступени $\Delta h_{вс} = 22$ кДж/кг. Это определяет эффективность всей турбины, поскольку КПД турбины зависит от потерь с выходной скоростью последней ступени. Однако относительные потери с выходной скоростью для быстроходной турбины ниже во всем диапазоне режимов из-за повышенного теплоперепада ступени H_0 (см. табл. 1). На рис. 2 показано изменение относительных потерь с выходной скоростью $\xi_{вс}$ в диапазоне режимов $GV_{2отн} = 0,25...1,0$. На частичном режиме $GV_{2отн} = 0,5$ потери с выходной скоростью быстроходной турбины вполне приемлемы и составляют $\xi_{вс} = 10$ %, а у тихоходной они достигают $\xi_{вс} = 28$ %.

Это указывает на структурную перестройку потока и приближение к режиму образования корневого вихря. Об этом свидетельствуют и углы выхода потока из рабочей решетки в абсолютном движении α_2 , изо-

браженные на рис. 3 для номинального режима и режима сниженной нагрузки $GV_{2отн} = 0,6$. На расчетном режиме углы выхода α_2 тихоходной ступени близки к 90° по всей высоте рабочей решетки, а быстроходной — значительно больше 90° , особенно на периферии. На частичном режиме углы выхода α_2 растут более интенсивно у тихоходной ступени, достигая в средних сечениях 135° . Причем характер изменения углов α_2 по высоте свидетельствует о вытеснении потока из корневой зоны на периферию.

На рис. 4 представлены зависимости внутреннего относительного КПД η_{oi} быстроходной и тихоходной ступеней от относительного объемного расхода пара. Зависимости свидетельствуют о том, что при небольшом снижении нагрузки η_{oi} растет, что объясняется снижением волновых потерь в корне сопловых решеток и на периферии рабочих решеток (см. рис. 1). Далее при снижении нагрузки (для быстроходной при $GV_{2отн} = 0,6$, а для тихоходной при $GV_{2отн} = 0,8$) КПД η_{oi} начинает снижаться, а при $GV_{2отн} = 0,37$ тихоходная ступень переходит в режим потребления мощности. При этом

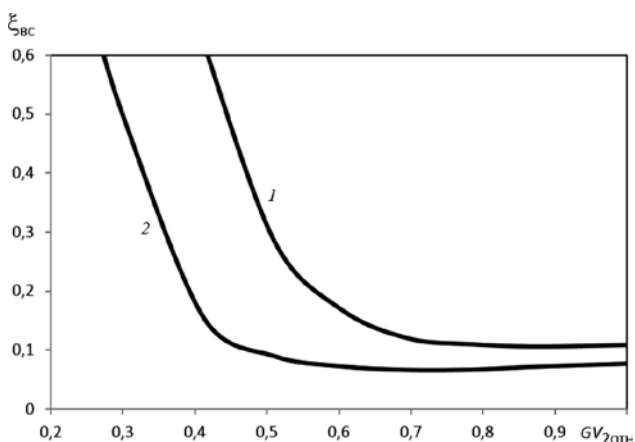


Рис. 2. Изменение потерь с выходной скоростью $\xi_{вс}$ на различных режимах $GV_{2отн}$:

1 — тихоходная ступень; 2 — быстроходная ступень

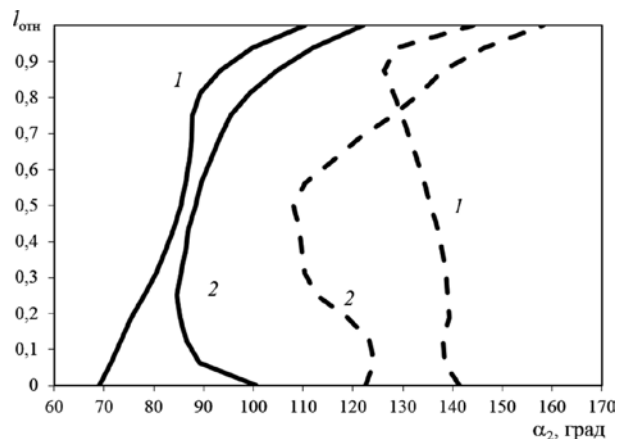


Рис. 3. Изменение углов выхода потока из рабочей решетки α_2 тихоходной 1 и быстроходной 2 ступеней на номинальном режиме $GV_{2отн} = 1,0$ (сплошные линии) и на частичном режиме $GV_{2отн} = 0,6$ (штриховые линии) по высоте

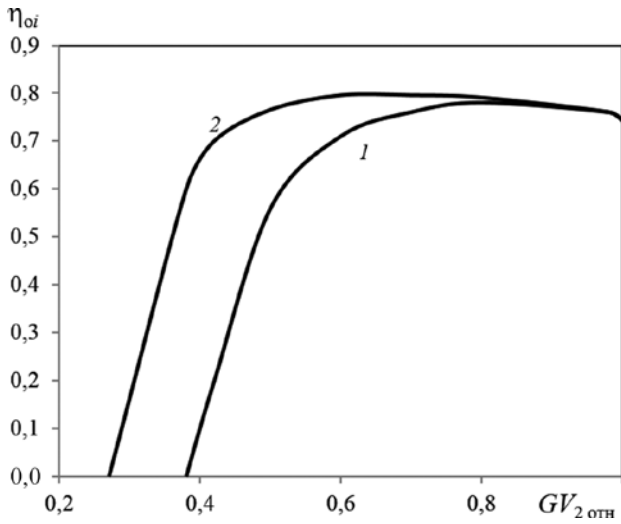


Рис. 4. Внутренний относительный КПД последних ступеней турбин в зависимости от GV_2 :

1 — $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; 2 — $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

быстроходная ступень вырабатывает мощность вплоть до режима $GV_{2отн} = 0,25$.

Радиальный градиент степени реактивности тихоходной ступени на расчетном режиме значительно меньше, чем у быстроходной благодаря низкому числу оборотов турбины (рис. 5). На режиме $GV_{2отн} = 0,5$ корневые сечения этой ступени работают с отрицательной степенью реактивности, что также указывает на возможность образования отрыва в корневом сечении рабочей лопатки. На этом режиме степень реактивности в корневом сечении быстроходной ступени также уменьшилась, но осталась положительной: $\rho_k = 0,15$.

На рис. 6 построена зависимость теплоперепада тихоходной и быстроходной ступеней в зависимости от режима работы $GV_{2отн}$. Поскольку непосредственно отрывные режимы по данной методике рассчитывать нельзя, то оценить режим перехода ступени большей верности в режим холостого хода можно по полуэмпирической формуле [4], которая дает оценку располагаемого теплоперепада холостого хода:

$$\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{xx} = 2,1 \left(1 - \frac{1}{\theta^2}\right) M_{2r0} \left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{xx0},$$

где $\theta = d_2/l_2$; M_{2r0} — относительная скорость за рабочими лопатками на среднем радиусе на расчетном режиме, отношение скоростей $\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{xx0}$ на расчетном режиме.

Подставив значение θ и M_{2r0} из расчета ступени, из этой формулы можно получить значение теплоперепада, при котором ступень большей верности переходит в режим холостого хода:

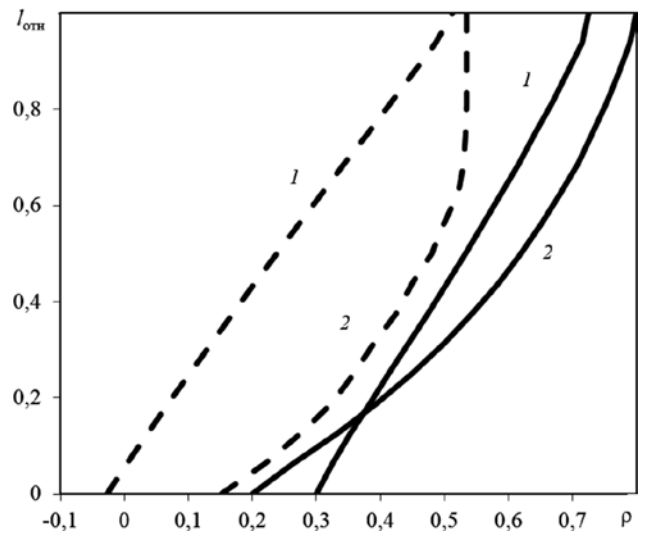


Рис. 5. Изменение степени реактивности ρ по высоте тихоходной 1 и быстроходной 2 ступеней на номинальном режиме (сплошные линии) и режиме $GV_{2отн} = 0,5$ (штриховые линии)

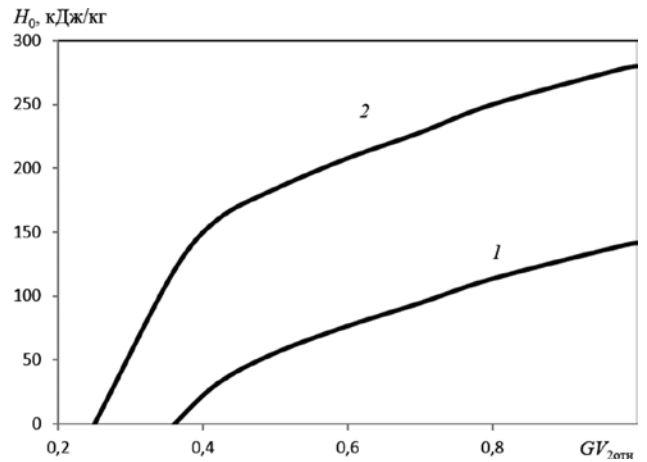


Рис. 6. Изменение теплоперепада ступени H_0 в зависимости от относительного объемного расхода пара $GV_{2отн}$:

1 — $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; 2 — $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

$$H_{0x,x} = \frac{u^2}{2(u/c_\phi)_{x,x}^2}.$$

Для тихоходной ступени значение $H_{0x,x} = 34 \text{ кДж/кг}$, для быстроходной $H_{0x,x} = 32 \text{ кДж/кг}$. Тогда значение относительного объемного расхода, при котором тихоходная ступень переходит к потреблению мощности, $(GV_{2отн})_{x,x} = 0,37$, а быстроходная при $(GV_{2отн})_{x,x} = 0,27$. Это означает, что перестройка потока с возникновением отрывных течений и переходом в режим потребления мощности у тихоходной ступени с небольшим располагаемым теплоперепадом происходит раньше при уменьшении нагрузки, чем у быстроходной ступени.

Проведенный анализ показывает, что участвовать в регулировании нагрузки в диапазоне 0,3...1,0 номинальной мощности могут блоки с быстроходными турбинами, у которых режим отрыва потока в корне

рабочих лопаток наступает при меньших относительных объемных расходах $GV_{20\text{тн}}$, чем у тихоходных турбин, а режим потребления мощности реализуется при $(GV_{20\text{тн}})_{\text{х.х}} < 0,3$.

Литература

1. **Баклушин Р.П.** Эксплуатация АЭС. М.: НИЯУ МИФИ, 2011.
2. **Самойлович Г.С., Трояновский Б.М.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. М.: Энергоиздат, 1982.
3. **Богомолова Т.В., Мельников О.В.** Сравнение последних ступеней тихоходных и быстроходных турбин большой мощности для АЭС // Вестник МЭИ. 2013. № 2. С. 5—10.
4. **Богомолова Т.В.** Последние ступени. М.: Издательство МЭИ, 2007.

References

1. **Baklushin R.P.** Eksploatatsiya AES. M.: NIYAU MIFI, 2011. (in Russian).

2. **Samoylovich G.S., Troyanovskiy B.M.** Peremennye i Perekhodnye Rezhimy v Parovykh Turbinakh. M.: Energoizdat, 1982. (in Russian).

3. **Bogomolova T.V., Mel'nikov O.V.** Sravnenie Poslednikh Stupeney Tikhokhodnykh i bystrokhodnykh Turbin Bol'shoi Moshchnosti dlya AES. Vestnik MPEI. 2013;2:5—10. (in Russian).

4. **Bogomolova T.V.** Poslednie Stupeni. M.: Izdatel'stvo MPEI, 2007. (in Russian).

Сведения об авторе

Богомолова Татьяна Владимировна — доктор технических наук, профессор кафедры паровых и газовых турбин НИУ «МЭИ», e-mail: Bogomolovatv@mpei.ru

Information about author

Bogomolova Tatyana V. — Dr.Sci. (Techn.), professor of Steam and Gas Turbines Dept., NRU MPEI, e-mail: Bogomolovatv@mpei.ru

Статья поступила в редакцию 04.04.2016