



К ВОПРОСУ О СОЗДАНИИ ОПТИМАЛЬНОЙ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН АЭС

Богомолова Т.В., Ахмадзадех Г.А.

Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия

Резюме: *ЦЕЛЬ.* Оценить наиболее эффективную длину рабочей лопатки последней ступени мощной влажнопаровой турбины с точки зрения получения ее максимального КПД и оптимизировать параметры этой ступени на расчетном режиме. Для этой ступени провести многорежимную оптимизацию для выбора основных характеристик ступени, работающей с максимальным КПД по заданному модельному суточному графику нагрузок. *МЕТОДЫ.* При решении поставленной задачи применялся метод расчета осесимметричного течения пара в проточной части турбинной ступени как невязкого однофазного рабочего тела относительно неподвижного направляющего аппарата и вращающегося с угловой скоростью ω рабочего колеса, а потери энергии рассчитывались по полуэмпирической методике МЭИ. *РЕЗУЛЬТАТЫ.* В статье описана актуальность темы, рассмотрены особенности применения авторского программного обеспечения при решении поставленных задач. Представлены характеристики ступеней с различной длиной рабочих лопаток и даны результаты их расчета на номинальном режиме. Выбран модельный суточный график для турбины АЭС, работающей в центральном регионе России. Представлены результаты расчетов переменных режимов последней ступени турбины, работающей по данному суточному графику. *ЗАКЛЮЧЕНИЕ.* Выбор предельной длины рабочей лопатки ограничен не только ее прочностными характеристиками, но и ростом волновых потерь в решетках из-за увеличения, оптимального располагаемого теплоперепада, а точнее связанного с этим повышения сверхзвуковых скоростей вблизи меридиональных обводов. Так для быстроходной турбины К-1200-6,8/50 максимальная экономичность последней ступени достигается при длине 1400 мм как при компоновке турбины как с тремя двухпоточными ЦНД, так и с четырьмя. Выбор основных характеристик этих ступеней, таких как располагаемый теплоперепад, степень реактивности и др. должен делаться с учетом переменных режимов работы турбины на основе прогноза суточных графиков нагрузок турбоагрегатов. При использовании типового суточного графика нагрузки усредненный внутренний относительный КПД в диапазоне режимов работы по этому графику выше на 0,6 % при выборе увеличенного на 10% располагаемого теплоперепада по сравнению с оптимальным на расчетном режиме.

Ключевые слова: расчетный эксперимент; последняя ступень; рабочая лопатка; тангенциальное профилирование; потери энергии, прочность.

Для цитирования: Богомолова Т.В., Ахмадзадех Г.А. К вопросу о создании оптимальной последней ступени мощных паровых турбин АЭС // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2023. Т.25. № 1. С. 14-23. doi:10.30724/1998-9903-2023-24-1-14-23.

ON THE ISSUE OF CREATING THE OPTIMAL LAST STAGE OF POWERFUL STEAM TURBINES OF NUCLEAR POWER PLANTS

TV. Bogomolova, GA. Ahmadzadeh

National research University «Moscow power engineering Institute», Moscow, Russia

Abstract: *THE PURPOSE.* To estimate the most effective length of the working blade of the last stage of a powerful wet-steam turbine in terms of obtaining its maximum efficiency and to optimize the parameters of this stage in the design mode. For this stage, perform multi-mode optimization to select the main characteristics of the stage operating with maximum efficiency according to a given model daily load schedule. *METHODS.* When solving this problem, the method of calculating the axisymmetric flow of steam in the flow part of the turbine stage as an

inviscid single-phase working fluid relative to a stationary guide device and rotating with an angular velocity ω of the impeller used, and the losses energy calculated according to the axisymmetric method of the MPEI. RESULTS. The article describes the relevance of the topic, discusses the features of the use of the author's software in solving the tasks. The characteristics of the stages with different lengths of the working blades presented and the results of their calculation in the nominal mode are given. A model daily schedule selected for a nuclear power plant turbine operating in the central region of Russia. The results of calculations of variable modes of the last stage of the turbine operating according to this daily schedule presented. CONCLUSION. The choice of the maximum length of the working blade is limited not only by its strength characteristics, but also by the increase in wave losses in the gratings due to an increase in the optimal available heat drop, or rather the associated increase in supersonic speeds near the meridional contours. So for a high-speed turbine To-1200-6,8/50 the maximum efficiency of the last stage is achieved at a length of 1400 mm, both when the turbine is configured with both three two-flow LPC and four. Selection of the main characteristics of these stages, such as the available heat drop, the degree of reactivity, etc. it should be made taking into account the variable operating modes of the turbine on the basis of the forecast of daily schedules of loads of turbine units. When using a typical daily load schedule, the average internal relative efficiency in the range of operating modes according to this schedule is higher by 0.6 % when choosing a 10% increased available heat drop compared to the optimal one in the design mode.

Keywords: calculation experiment; last stage; working blade; tangential profiling; loss of energy, strength.

For citation: Bogomolova TV., Ahmadzadeh GA. On the issue of creating the optimal last stage of powerful steam turbines of nuclear power plants. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2023; 25(1):14-23. doi:10.30724/1998-9903-2023-25-1-14-23.

Введение (Introduction)

Создание последних ступеней с рабочей лопаткой предельной длины мощных паровых турбин является чрезвычайно трудной задачей. При ее создании необходимо удовлетворить противоречивые требования надежности и эффективности такой ступени. Кроме того, в настоящее время такая ступень должна также хорошо работать и в условиях изменения режима [1-3]. В режимах малых нагрузок в этих ступенях происходит качественное изменение структуры потока с образованием корневой отрывной зоны, являющейся источником низкочастотных колебаний, возможно также формирование вихревой зоны в межвенцовом зазоре на периферии. Эти явления ограничивают длительную эксплуатацию последних ступеней в режимах малых нагрузок [4, 5], а, следовательно, и работу турбины на этих режимах.

С развитием турбостроения высоты рабочих лопаток последней ступени неуклонно растут и обычно определяют достижения завода-изготовителя, так как с увеличением ометаемой площади последней ступени $\Omega = \pi dl$ можно значительно уменьшить число выхлопов ЦНД и этим самым увеличить единичную мощность ПТУ и снизить металлоемкость изделия. При одинаковом числе выхлопов можно снизить потери с выходной скоростью. При выборе размеров последней ступени ограничивающим фактором является прочность рабочих лопаток. Так растягивающие напряжения пропорциональны ометаемой площади Ω

$$\sigma_{pmax} = k\rho\omega^2\Omega/2\pi,$$

где k – коэффициент разгрузки для лопаток переменного сечения; ρ – плотность материала лопатки; ω – угловая скорость вращения ротора. При значении веерности, характерной для последних ступеней $\theta = d/l = 2.5 \div 3.0 = \text{const}$ напряжения растут пропорционально квадрату длины лопаток $\sigma_{pmax} = k\rho\omega^2\theta l^2/2$.

Именно поэтому так медленно, но неуклонно идет рост этого параметра, а с ним и увеличение предельной мощности быстроходных турбин АЭС. В настоящее время для быстроходных турбин предельно достижимой является высота рабочей лопатки 1500 мм, поэтому турбины насыщенного пара мощностью выше 1200 МВт следует выполнять тихоходными.

Материалы и методы (Materials and methods)

В связи с вышеизложенным в настоящее время стоит вопрос о наиболее оптимальной длине рабочей лопатки последней ступени с целью получения ее максимальной экономичности при обеспечении надежной ее эксплуатации в широком диапазоне режимов. Именно на этой основе должны выбираться определяющие параметры ступени, такие как располагаемый теплоперепад H_0 , корневая степень реактивности ρ_k , углы саблевидности направляющего аппарата, изменяющиеся по высоте сопловой решетки $\delta = f(r)$, и длина меридионального профилирования, которые влияют на экономичность ступени в широком диапазоне режимов.

В [13] было показано, что при правильном профилировании возможно обеспечить прочностную надежность стальной рабочей лопатки последней ступени быстроходной турбины вплоть до длины 1500 мм. Тем более это возможно для титановой лопатки. Так на рисунке 1 показано распределение суммарных напряжений по длине рабочей лопатки 1460 мм. Максимальные результирующие напряжения для стальной лопатки локализуются в сечении, отстоящем от корня на треть, и составляют 400 МПа, а для титановой – 200 МПа.

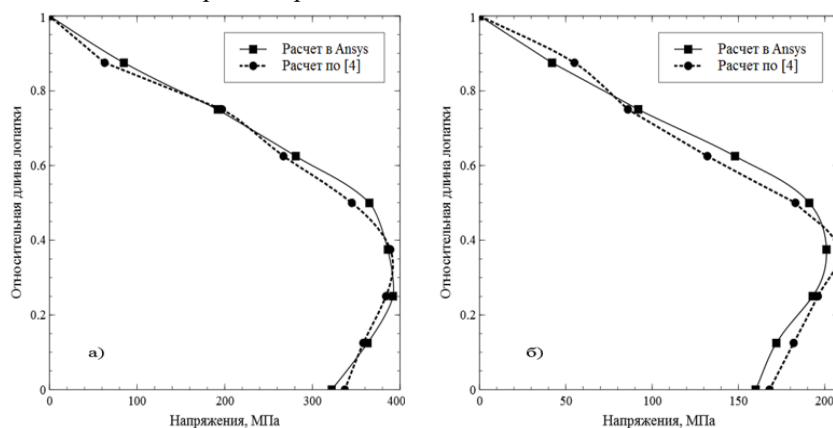


Рис. 1. Распределение суммарных напряжений для стальной (а) и титановой (б) тихоходных лопаток длиной 1460 мм.

Fig. 1. Distribution of total voltages for steel (a) and titanium (b) slow blades 1,460 mm long

Когда вопрос о прочности выставил свои ограничения по максимальной длине, необходимо перейти к газодинамической оптимизации ступени.

В данном исследовании при оптимизации последней ступени мощной влажнопаровой турбины ставятся две взаимосвязанные задачи:

1. Оценить наиболее эффективную длину рабочей лопатки последней ступени с точки зрения получения максимального КПД и оптимизировать параметры этой ступени на расчетном режиме;

2. Провести многорежимную оптимизацию данной ступени для выбора основных характеристик ступени, работающей с максимальным КПД в заданном диапазоне нагрузок для обеспечения ее надежной работы на переменных и переходных режимах.

Расчетно-теоретическое исследование было проведено при помощи компьютерных программ, разработанных на кафедре ПГТ НИУ «МЭИ», для конструкторского расчета - *STUP_DL* и расчета переменных режимов - *REGIM_STUP*. В основе алгоритма расчета лежит следующая математическая модель [14]:

1. Рассматривается осесимметричное течение пара в проточной части турбинной ступени как поток невязкого однофазного рабочего тела относительно неподвижного направляющего аппарата и вращающегося с угловой скоростью ω рабочего колеса.

2. Ступень имеет бесконечное число тонких лопаток.

3. Потери энергии в решетках учитываются через коэффициенты потерь энергии в сопловой ξ_c и рабочей ξ_r . Для расчета коэффициентов потерь энергии во всей области течения используется полуэмпирическая методика расчета потерь МЭИ [15].

4. При безотрывном обтекании меридиональные поверхности ротора и статора считаются граничными линиями тока.

5. Теплообмен с ограничивающими поверхностями отсутствует.

Во входном сечении задаются расход G_p , давление и температура полного торможения p_0^* и T_0^* , (для промежуточных ступеней еще и их производные по высоте, а также циркуляция скорости $c_{\Gamma}r$ и угол наклона линий тока γ в функции от радиуса). В

выходном сечении задается давление p_2 и угол наклона линий тока γ в функции от радиуса. В качестве закона закрутки сопловой решетки используется постоянство удельного расхода по высоте решетки $g(r) = G/(\pi d_{cp} l_2) = \text{const}$.

Задаются осевые зазоры и меридиональные очертания ступени. Эскиз ступени, выполненный для оценки размера сопловой решетки и ее среднего диаметра, изображен на рисунке 2. При проектировании ступени для уменьшения радиального градиента давления в межвенцовом зазоре применено тангенциальное профилирование сопловой решетки, которая выполняется с наклоном лопаток в окружном направлении в сторону вращения $\delta > 0$, причем наклон изменяется по линейному закону от $\delta = 12^\circ$ в корневом сечении до 0 на среднем диаметре. Верхняя половина лопаток не имеет навала. Для компенсации резкого раскрытия периферийного обвода верхняя часть сопловых лопаток выполняется стреловидной, т.е. линии, соединяющие входные и выходные кромки сопловых лопаток, наклонены под углом 12° к радиальному направлению навстречу потоку пара в меридиональной плоскости.

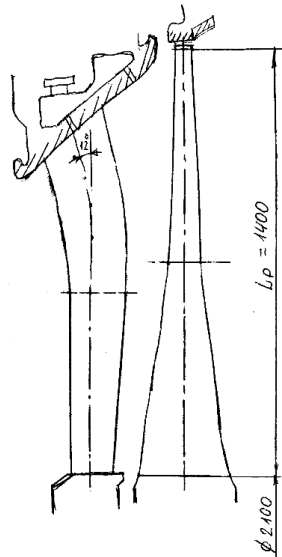


Рис. 2. Эскиз ступени с рабочей лопаткой 1400 мм.

Fig. 2. Sketch of a step with a working blade 1400 mm.

Для практических выводов будем рассматривать последнюю ступень для быстроходной влажнопаровой турбины К-1200-6,8/50 (прототип ЛМЗ). Расход пара в конденсатор для этой турбины $G_K \approx 886$ кг/с.

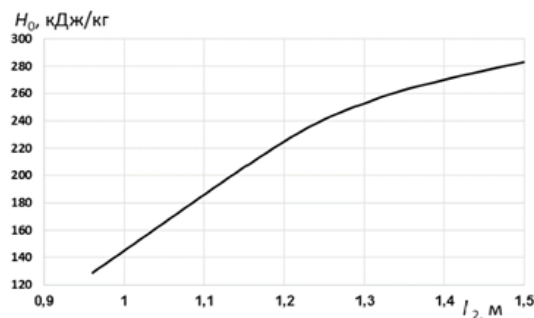


Рис. 3. Зависимость оптимального располагаемого теплоперепада H_0 от длины рабочей лопатки

Fig. 3. Dependence of optimum disposable heat gradient H_0 on blade length

Примем параметры на выходе из ступени:

$p_2 = 5$ кПа - давление за ступенью;

$x_2 = 0,89$ - сухость пара за ступенью.

Соответствующий данным параметрам удельный объем $v_2 = 25,07$ м³/кг.

Теплоперепад для каждого варианта выбирался в результате оптимизационных расчетов по критерию получения наивысшего КПД с учетом технологических и

прочностных ограничений. На рисунке 3 показаны значения оптимальных теплоперепадов в зависимости от длины рабочей лопатки последней ступени в диапазоне $l_2 = 960 \div 1500$ мм.

Результаты (Results)

В таблице 1 приведены характеристики рассчитанных вариантов последней ступени турбины. Для всех вариантов принято одинаковое отношение $\theta = d_2/l_2 = 2,5$.

Таблица 1

Характеристики рассчитанных вариантов последней ступени турбины

Номер варианта	1	2	3	4
Длина лопатки l_2 , мм	1200	1320	1400	1500
Средний диаметр $d_{ср}$, м	3,0	3,3	3,5	3,75
Корневой диаметр d_k , м	1,80	1,98	2,10	2,25
$\theta = d_{ср}/l_2$	2,5	2,5	2,5	2,5
Площадь выхода, m^2	11,31	13,68	15,39	17,67
Расход G , кг/с	150	150	150	150
Располагаемый теплоперепад H_0 , кДж/кг	225	255	270	283
Степень реактивности в корне ρ_k	0,2	0,2	0,2	0,2

Результаты расчетов для числа потоков ЦНД $i = 6$ сведены в таблицу 2.

Таблица 2

Результаты расчетов для шести выхлопов

Номер варианта	1	2	3	4
Расход G_0 , кг/с	150	150	150	150
Располагаемый теплоперепад H_0 , кДж/кг	225	255	270	283
Давление на входе p_0^* , МПа	0,02762	0,03351	0,03659	0,04029
Энтальпия на входе h_0^* , кДж/кг	2440,89	2478,06	2506,38	2507,38
Потери от влажности $\xi_{вл}$	0,0551	0,0464	0,0395	0,0395
Потери с выходной скоростью $\xi_{вс}$	0,2056	0,1264	0,0954	0,0787
Лопаточный КПД $\eta_{ол}$	0,9266	0,9035	0,9086	0,8707
Внутренний относительный КПД η_{oi}	0,6658	0,7305	0,7734	0,7523
Волновые потери на периферии РР	0,0655	0,0960	0,1174	0,1496
Волновые потери у корня СР	0,0442	0,0553	0,0603	0,0664
Относительная скорость на периферии M_{2t}	1,76	1,97	2,1	2,25

Наивысший внутренний относительный КПД имеет третий вариант ступени с рабочей лопаткой длиной 1400 мм. Этот факт объясняется тем, что с ростом высоты лопаток уменьшаются относительные потери с выходной скоростью, а также потери от влажности (рис. 4). Снижение потерь от влажности с ростом длины лопаток определяется не процессным, а реальным распределением влаги по высоте лопаток, когда концентрация большей части крупных капель сосредоточена на периферии [4]. В нижней половине ступени, где процессное значение влажности велико, крупных капель мало и потери от влажности соответственно невелики. При увеличении длины рабочих лопаток возрастают волновые потери, особенно вблизи меридиональных обводов: за сопловой решеткой у корня, а за рабочей решеткой на периферии (рис. 5). Этот факт связан с ростом располагаемого теплоперепада H_0 в ступенях с более длинными лопатками, а, следовательно, и более высокими относительными скоростями за сопловой и рабочей решетками M_{1t} и M_{2t} (см. табл. 2). Зависимость волновых потерь от превышения относительной скорости над звуковой близка к кубической

$$\xi_{волн} = \Omega(M_{2t}^3 - 1), \text{ где } \Omega = 0,0144 - 0,000268\beta_{2эфф},$$

так что неудивительно, что локальные зоны высоких сверхзвуковых скоростей сводят к нулю преимущества уменьшения потерь с выходной скоростью. Периферийные концевые потери также сильно зависят от располагаемого теплоперепада, а, значит и от высоты рабочих лопаток. С повышением относительных скоростей за рабочими лопатками M_{2t} на

периферии взаимное влияние выходного патрубка на течение в периферийной зоне ступени приводит к дополнительному росту концевых потерь [16].

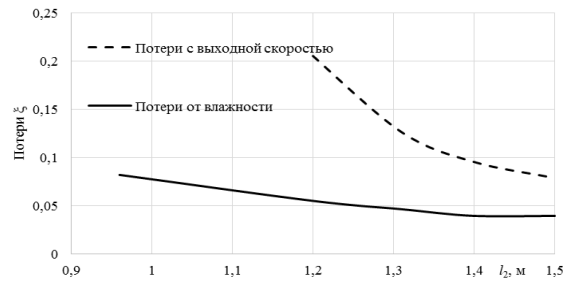


Рис. 4. Зависимость потерь с выходной скоростью и потерь от влажности для последних ступеней с различной высотой рабочих лопаток

При этом самый высокий лопаточный КПД по параметрам торможения имеет ступень с самой короткой лопаткой 1200 мм. Кроме того, ступень с лопаткой 1500 мм имеет нереально малые углы на периферии рабочей решетки $\beta_{2\text{эфф}} = 7^\circ$ и у корня сопловой решетки $\alpha_{1\text{эфф}} = 9^\circ$. Для приведения этих углов к технологически допустимым значениям нужно уменьшать располагаемый теплоперепад ступени или локально в этих зонах увеличивать удельный расход. Но обычно в этих зонах повышенных концевых потерь наоборот снижают удельный расход, чтобы повысить интегральный КПД ступени. Так что этот путь неприемлем.

Углы решеток на меридиональных обводах становятся конструктивно выполнимыми для ступени с рабочей лопаткой 1500 мм только при теплоперепаде $H_0 = 225$ кДж/кг. При этом внутренний относительный КПД ступени $\eta_{oi} = 0,736$, а лопаточный $\eta_{ол} = 0,89$, т.е. экономичность этого варианта уступает экономичности ступени с рабочей лопаткой 1400 мм. При уменьшении теплоперепада растут относительные потери с выходной скоростью, хотя и лопаточный КПД несколько возрастает из-за снижения волновых потерь. Рост относительных потерь с выходной скоростью $\xi_{\text{вс}} = c_2^2/2H_0$, объясняется не только уменьшением располагаемого теплоперепада H_0 в знаменателе выражения, но и углами выхода потока из ступени $\alpha_2 > 90^\circ$.

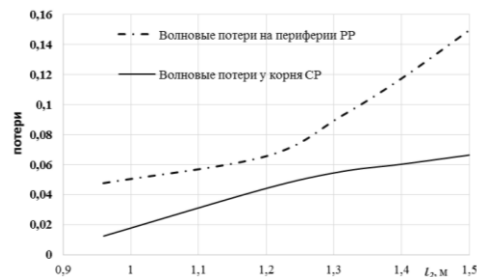


Рис. 5. Зависимость волновых потерь для последних ступеней с различной высотой рабочих лопаток

Теперь исследуем варианты тех же ступеней, выбрав расход через ступень $G_0 = 111$ кг/с, соответствующий 8 выхлопам ЦНД. При данном расходе снова наиболее экономичная ступень с длиной лопатки 1400 мм. Ее внутренний относительный КПД $\eta_{oi} = 80,4\%$, хотя лопаточный КПД уступает ступени с лопаткой 1320 мм за счет повышенных волновых потерь. Эффективные углы ступени с лопаткой 1500 мм слишком малы. Для реализации такой ступени необходимо иметь 6 потоков в конденсатор.

На рисунке 6. представлено изменение внутреннего относительного КПД ступеней в зависимости от длины рабочей лопатки ступени ЧНД и числа потоков в конденсатор.

Результаты оптимизации длины рабочей лопатки показали, что как для варианта с 8 выхлопами, так и для варианта с 6 выхлопами при заданном давлении в конденсаторе $p_k = 5$ кПа наиболее экономичной оказалась ступень с длиной рабочей лопатки $l_2 = 1400$ мм.

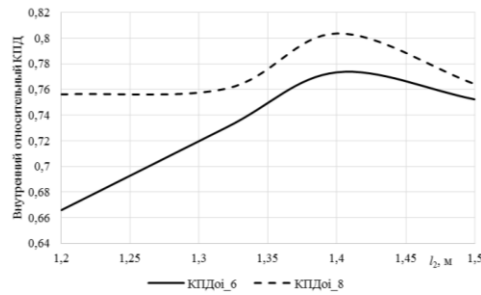


Рис. 6. Внутренний относительный КПД ступеней различной длины в ЦНД с шестью потоками (сплошная линия) и в ЦНД с восьмью потоками (пунктирная линия)

Fig. 6. Internal relative efficiency of steps of different lengths in six-flow NDC (solid line) and in eight-flow NDC (dotted line)

Перейдем к решению второй задачи - многорежимной оптимизации последней ступени атомной турбины К-1200-6,8/50 с рабочими лопатками длиной 1400 мм. В качестве типового суточного графика нагрузки турбоагрегата был использован суточный график, показанный на рисунке 7. Этот график предполагает более мягкое регулирования нагрузок, чем, суточный график французского энергоблока вследствие того, что доля атомных станций даже в центральной России значительно меньше, чем во Франции. Будем считать, что на расчетном режиме $N_{отн} = 1,0$ блок работает 12 часов в сутки, ночной провал графика нагрузки длится 8 часов на режиме $N_{отн} = 0,5$; Дневной провал длится 2,4 часа на режиме $N_{отн} = 0,6$; переходные режимы между этими интервалами усредним, считая среднюю мощность на этих режимах $N_{отн} = 0,8$ при длительности 2,4 часа на режиме.

Для этого графика весовые коэффициенты для учета внутренних относительных КПД различных режимов с варьируемыми теплоперепадами H_0 на режимах номинальной мощности N_0 представлены в таблице 3.

На втором этапе выполнялся расчет переменных режимов по аналогичной программе REGIM_STUP. В качестве исходных данных для поверочного расчета использовались углы решеток $\alpha_{1эфф}$, β_1 и $\beta_{2эфф}$, полученные из конструкторского расчета.

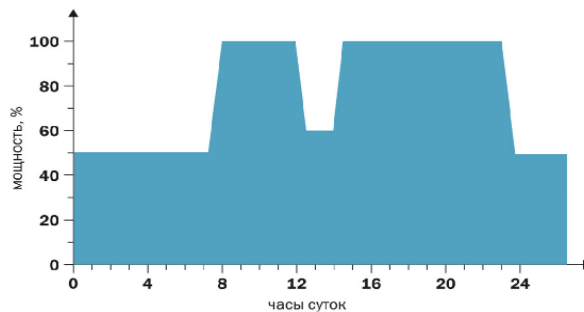


Рис. 7. Условный суточный график нагрузки энергоблока турбины К-1200-6,8/50

Fig. 7. Conditional daily load schedule of turbine unit K-1200-6.8/50

Усредненный внутренний относительный КПД при работе по условному суточному графику, приведенному на рис.2, определяется по формуле

$$\eta_{oi}^{cp} = \sum_{k=1}^n \eta_{oi,k} \cdot a_k.$$

где $\eta_{oi,k}$ – внутренний относительный КПД на k режиме, a_k – вес k -го режима в суточном графике, численно равный доле этого режима в суточном графике, n – число режимов.

Результаты расчетов сведены в таблицу 3 и представлены на рисунке 8.

Из графика видно, что наилучшим вариантом последней ступени быстроходной турбины с рабочими лопатками длиной 1400 мм с точки зрения экономичности при заданном типовом суточном графике работы, является вариант с $H_0 = 294$ кДж/кг по сравнению с вариантом максимального КПД на расчетном режиме ($H_0 = 272$ кДж/кг).

Таблица 3

Характеристики переменных режимов ступени с рабочими лопатками длиной 1400 мм

Режим нагрузки N/N_0	0,5	0,6	0,8	1,0	Средний η_{oi}
Весовой коэффициент α_k	0,333	0,083	0,083	0,500	
η_{oi} с $H_0 = 262$ кДж/кг	0,556	0,684	0,772	0,754	
η_{oi} с $H_0 = 272$ кДж/кг	0,783	0,789	0,780	0,773	
η_{oi} с $H_0 = 282$ кДж/кг	0,796	0,799	0,786	0,759	
η_{oi} с $H_0 = 294$ кДж/кг	0,808	0,808	0,791	0,761	0,783

Выбор такого теплоперепада по сравнению с оптимальным, определяемым на расчетном режиме, обеспечивает выигрыш в КПД в 0,6% при работе по приведенному суточному графику нагрузки.

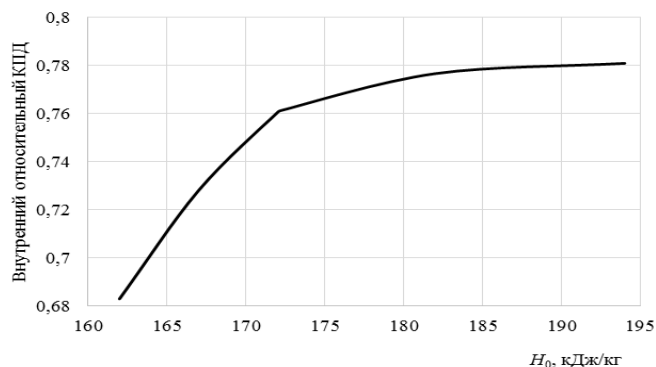


Рис. 8. Внутренний относительный КПД последней ступени η_{oi} , усредненный по типовому суточному графику

Fig. 8. Internal relative last stage efficiency η_{oi} , Average by standard daily schedule

Заключение (Conclusions)

Для проектирования последней ступени мощной быстроходной турбины следует остановиться на длине лопатки 1400 мм, которая будет оптимальной как с точки зрения надежности, так и с точки зрения экономичности. Данное исследование выполнено для давления за последней ступенью $p_K = 0,005$ МПа. При более низком давлении в конденсаторе, когда объемный расход за ступенью вырастет, преимущество получат ступени с большей длиной рабочих лопаток.

Высокий внутренний относительный КПД ступеней с лопатками предельной длины базируется с одной стороны на снижении потерь с выходной скоростью по сравнению со ступенями с более короткими лопатками, с другой стороны на снижении относительных скоростей в сопловых и рабочих лопатках и связанных с ними волновых потерь у ступеней с более длинными лопатками.

Относительные потери с выходной скоростью зависят только от длины рабочих лопаток и снижаются с ее ростом. Потери от влажности зависят не только от степени влажности за ступенью и отношения $\theta = d_2/l_2$, которые одинаковы для всех рассчитанных вариантов, но и от длины рабочих лопаток. Эти потери снижаются с ростом длины лопаток. Волновые потери в сопловых и рабочих лопатках зависят только от располагаемого теплоперепада H_0 , а точнее от относительных скоростей потока.

Литература

1. Lampart P., Yershov S. Direct Constrained Computational Fluid Dynamics Based Optimization of Three-Dimensional Blading for the Exit Stage of a Large Power Steam Turbine // Transactions of the ASME. Journal Engineering for Gas Turbines and Power. 2003. V. 125, No 1. P. 385–390.
2. Torre A., Cecchi S. Latest Developments and Perspectives in the Optimised Design of LP Steam Turbines at ANSALDO // 7th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, Athens, Greece. 2007. P. 19–40.
3. Zimmermann T.W., Curkovic O., Wirsum M., Fowler A., Patel K. Comparison of 2D and 3D Airfoils in Combination with non axisymmetric End Wall Contouring// Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 June 13 – 17, 2016, Seoul, South Korea. GT2016-56494.

4. Дейч М.Е. Газодинамика решеток турбомашин. М.: Энергоатомиздат. 1996. 527 с.
5. Xiaodi Wu, Fu Chen, Yunfei Wang. The Effects of Periodic Wakes on Boundary Layer Separation of Low-Pressure Turbine Using Large Eddy Simulation. Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 June 13 – 17, 2016, Seoul, South Korea. GT2016-57205.
6. Панов С. АЭС научат маневрировать // Атомный эксперт. 2016 № 9 (51). С. 26-29/
7. Баклушин Р.П. Эксплуатация АЭС. Работа АЭС в энергосистемах. Обращение с радиоактивными отходами. М.: НИЯУ МИФИ, 2011. 304 с.
8. Атомное строительство: электрон. журн. 2019. URL: <https://docplayer.ru> (дата обращения 10.09.2019).
9. Бахтеева Н.З., Галимзянов Л.А., Шацких З.В. Конкурентный оптовый рынок электроэнергии и мощности: состояние и новые вызовы// Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2016. № 5-6. С. 87-95.
10. Аминов Р.З., Галиевский М.В. Эффективность работы парогазовых ТЭЦ при переменных электрических нагрузках с учетом износа оборудования// Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2018. Т. 20, № 7-8. С. 10-22.
11. Бажанов В.В., Лощаков И.И., Щуклинов А.П.К вопросу участия АЭС в регулировании частоты тока и мощности энергосистемы// Глобальная ядерная безопасность. 2012. № 2-3. С.104-107.
12. Хрусталева В.А., Галиевский М.В., Ростунцова И.А., Портянкин А.В. О возможности участия АЭС с ВВЭР в противоаварийном частотном регулировании в энергосистемах// Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2019. Т. 21, № 3. С. 99-108.
13. Богомолова Т.В., Мельников О.В. Применение ANSYS-FLUENT для прочностных расчетов рабочих лопаток последних ступеней турбин // Труды МАИ. 2013. Вып. 66. С. 1-10.
14. Богомолова Т.В., Мельников О.В. Сравнение последних ступеней тихоходных и быстроходных турбин большой мощности для АЭС // Вестник МЭИ. 2013. № 2. С 5-10.
15. Богомолова Т.В., Калинина Л.А. Расчет потерь энергии в турбинной ступени большой мощности // Вестник МЭИ. 2005. № 4. С 11-17.
16. Mimic D., Jatz Ch., Herbst F. Correlation between total Pressure Losses of highly loaded annular Diffusers and integral Stage design Parameters// Proceedings of Shanghai - 2017: Global Power and Propulsion Forum. 2017. GPPS-2017-0063.

Авторы публикации

Богомолова Татьяна Владимировна – д-р техн. наук, профессор НИУ «МЭИ».

Ахмадзадех Гавнавиех Амирали – магистр, аспирант НИУ «МЭИ».

References

1. Lampart P, Yershov S. Direct Constrained Computational Fluid Dynamics Based Optimization of Three-Dimensional Blading for the Exit Stage of a Large Power Steam Turbine. Transactions of the ASME. *Journal Engineering for Gas Turbines and Power*. 2003;125:385–390.
2. Torre A, Cecchi S. *Latest Developments and Perspectives in the Optimised Design of LP Steam Turbines at ANSALDO*. 7th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, Athens, Greece. 2007. P. 19–40.
3. Zimmermann TW, Curkovic O, Wirsum M, et al. *Comparison of 2D and 3D Airfoils in Combination with non axisymmetric End Wall Contouring*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 June 13 – 17, 2016, Seoul, South Korea. GT2016-56494.
4. Deutch M.E. *Gas Dynamics of turbomachine lattices*. М.: Energoatomizdat. 1996. 527 p.
5. Nuclear construction: electron. Journal. 2019. URL: <https://docplayer.ru> (accessed 10.09.2019).
6. Xiaodi Wu, Fu Chen, Yunfei Wang. *The Effects of Periodic Wakes on Boundary Layer Separation of Low-Pressure Turbine Using Large Eddy Simulation*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 June 13 – 17, 2016, Seoul, South Korea. GT2016-57205.
6. Panov S. NPP will teach you how to maneuver. *Nuclear expert*. 2016;9 (51):26-29.
7. Baklushin RP. Operation of nuclear power plants. Operation of nuclear power plants in power systems. Treatment of radioactive waste. Moscow: NRNU MEPhI, 2011. 304 p.
8. *Atomic construction: electron. Journal*. 2019. URL: <https://docplayer.ru> (accessed 10.09.2019).

9. Bakhteeva NZ, Galimzyanov LA, Shatskikh Z.V. Competitive wholesale market of electricity and power: state and new challenges. *News of higher educational institutions. Energy problems*. 2016;5-6:87-95.

10. Aminov RZ, Garievsky MV. Efficiency of operation of combined-cycle heat and power plants at alternating electric loads taking into account equipment wear. *News of higher educational institutions. Energy problems*. 2018;20(7-8):10-22.

11. Bazhanov VV, Loshchakov II, Shchuklinov AP. On the issue of participation of nuclear power plants in regulating the frequency of current and power of the power system. *Global Nuclear safety*. 2012;2-3:104-107.

12. Khrustalev VA, Garievsky MV, Rostuntsova IA, et al. On the possibility of participation of nuclear power plants with VVER in emergency frequency regulation in power systems. *News of higher educational institutions. Energy problems*. 2019;21(3):99-108.

13. Bogomolova TV, Melnikov OV. *Application of ANSYS-FLUENT for strength calculations of the working blades of the last stages of turbines*. Trudy MAI. 2013. Issue 66. P. 1-10.

14. Bogomolova TV, Melnikov OV. Comparison of the last stages of low-speed and high-speed turbines of high power for nuclear power plants. *Vestnik MPEI*. 2013;2:5-10.

15. Bogomolova TV, Kalinina LA. Calculation of energy losses in the turbine stage of a large length. *Vestnik of the MPEI*. 2005;4:11-17.

16. Mimic D, Jatz Ch, Herbst F. *Correlation between total Pressure Losses of highly loaded annular Diffusers and integral Stage design Parameters*. Proceedings of Shanghai - 2017: Global Power and Propulsion Forum. 2017. GPPS-2017-0063.

Authors of the publication

Tatyana V. Bogomolova – professor National Research University «MPEI», Moscow, Russia.

Amirali G. Ahmadsadeh – postgraduate student National Research University «MPEI» Moscow, Russia.

Получено 19.12.2022г.

Отредактировано 13.01.2023г.

Принято 20.01.2023г.