

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
INSTYTUT MASZYN PRZEPIYWOYCH

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPIYWOYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

70-72

WARSZAWA-POZNAŃ 1976
PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machinery

KOMITET REDAKCYJNY – EXECUTIVE EDITORS
KAZIMIERZ STELLER – REDAKTOR – EDITOR
JERZY KOŁODKO · JÓZEF ŚMIGIELSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA – EDITORIAL OFFICE
Instytut Maszyn Przepływowych PAN.
ul. Gen. Józefa Fiszer 14, 80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1976

Printed in Poland

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE – ODDZIAŁ W POZNANIU

Wydanie I. Nakład 630+90 egz. Ark. wyd. 63,25 Ark. druk. 49,25 Papier druk.
sat. kl. V. 65 g., 70×100. Oddano do składania 4 VII 1975 r. Podpisano do druku
w czerwcu 1976 r. Druk ukończono w czerwcu 1976 r. Zam. 528/118. H-16/245.
Cena zł 190,–

DRUKARNIA UNIWERSYTETU IM. ADAMA MICKIEWICZA W POZNANIU

III KONFERENCJA NAUKOWA

na temat

TURBINY PAROWE WIELKIEJ MOCY

Gdańsk, 24 - 27 września 1974 r.

*

IIIrd SCIENTIFIC CONFERENCE

on

STEAM TURBINES OF GREAT OUTPUT

Gdańsk, September 24 - 27, 1974

*

III НАУЧНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

на тему

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Гданьск, 24 - 27 сентября 1974 г.

ГЕННАДИЙ АЛЕКСЕЕВИЧ ФИЛИПОВ

СССР*

Газодинамические проблемы создания и расчета турбин влажного пара

Основные обозначения

ρ, ρ_1, ρ_2 — плотность двухфазной среды, пары и жидкости [кг/м ³],	P_{sr} — давление насыщения над каплей радиуса r [н/м ²],
C_1, C_2 — скорость пара и жидкости [м/сек],	$r(\xi, z)$ — радиус капли образовавшейся в сечении ξ , в сечении z [м],
κ — скорость фазовых превращений [кг/сек],	ΔT — переохлаждение [°K],
P — давление среды [н/м ²],	L — теплота фазовых переходов [дж/кг],
T_1, T_2 — температуры пара и жидкости [°K],	$q(\xi, z)$ — количество тепла, отданное каплей, образовавшейся в сечении ξ , пару в сечении z [дж/кг],
q — количество тепла, полученного от капель в результате теплообмена [дж/кг],	Γ — циркуляция вихря [м ² /сек],
$I(\xi)$ — скорость образования зародышей [1/м ³ сек],	ν — кинематическая вязкость пара [м ² /сек],
σ — коэффициент поверхностного натяжения [н/м ²],	λ — коэффициент теплопроводности [Вт/м·гр],
m_0 — масса молекулы вещества [кг],	u — окружная скорость лопаток [м/сек],
K — показатель адиабаты,	$X_\phi = u/C_\phi$ — отношение скоростей ступени,
k^* — постоянная Больцмана,	ρ^* — реактивность ступени,
R — газовая постоянная [дж/кг·гр],	S — осевой зазор в ступени [м].

Введение

Широкое развитие атомной энергетики в СССР и зарубежных странах на базе водо-охлаждаемых реакторов особенно остро выдвинуло проблемы создания и совершенствования турбин влажного пара. Процессы расширения пара в турбинах такого типа электростанций, как правило, начинаются с линии насыщения и лежат в двухфазной области состояний. Надо отметить, что эти проблемы в равной мере касаются и последних ступеней конденсационных и теплофикационных турбин, работающих с высокими начальными параметрами пара.

* Московский энергетический институт, Москва.

При создании турбин насыщенного пара необходимо преодолеть трудности, обусловленные особенностями рабочего процесса таких машин; в частности — 1) увеличенным расходом пара по сравнению с турбинами высоких параметров, 2) малым располагаемым теплоперепадом, 3) наличием влаги в проточной части.

Правильные решения этих проблем должны обеспечить создание турбин насыщенного пара, отвечающих требованиям:

- 1) надежности,
- 2) экономичности, под которой следует понимать высокий к.п.д. и снижение стоимости установки,
- 3) маневренности,
- 4) безопасности.

Все эти проблемы оказываются взаимосвязанными. Тесная взаимосвязь определяется следующими очевидными обстоятельствами.

а. Повышение к.п.д. возможно, в основном, путем удаления влаги, в особенности крупнодисперсной. Эта влага является и причиной эрозионного разрушения лопаточных аппаратов, а при высоких давлениях пара и неподвижных частей турбин. Влага при достаточно большой концентрации вызывает дополнительные возмущающие силы (весьма широкого спектра частот), которые, видимо, являются причиной аварийного состояния машины.

б. Влага в проточной части существенно влияет на маневренность машины, в особенности при значительных колебаниях нагрузки. Влага может удлинять время перехода на нерасчетные режимы и, следовательно, делает блок реактор-турбина менее приемистым.

в. Увеличенный расход пара в турбинах насыщенного пара приводит к росту числа потоков (числа ЦНД) и, соответственно, длины валопровода. Таким образом, создание оптимальных конструкций ЦНД с повышенными расходами рабочего тела одновременно решает задачи повышения экономичности и надежности турбин АЭС.

г. Малые теплоперепады турбины требуют особого внимания к потерям давления в трактах, эффективности выходных патрубков и снижения потерь с выходной скоростью последней ступени.

В рамках данного доклада остановимся на некоторых проблемах и путях их решения.

1. Процессы возникновения жидкой фазы

Для практических расчетов и выбора оптимальных проточных частей турбины влажного пара весьма важным является вопрос об условиях возникновения жидкой фазы. Определив место возникновения конденсации, дальнейший рост и образование пленок, можно более обоснованно выбрать конструкции влагоулавливающих устройств и более точно рассчитать экономичность и надежность турбин (с точки зрения эрозии и воздействия пульсационных сил).

Необходимо отметить, что преобладающая природа возникновения жидкой фазы (за исключением незначительной доли конденсации пара на поверхностях

деталей турбин): это спонтанная конденсация. Однако её формы различны в зависимости от параметров пара, чисел M и Re , геометрических характеристик решеток и ступени в целом. В зависимости от форм конденсации меняется число и размеры капель и их воздействие на проточную часть турбины. Исследования возникновения жидкой фазы позволяют сделать следующие выводы.

1. Возникновение жидкой фазы при низких давлениях и больших сверхзвуковых скоростях происходит спонтанно в ядре потока, и характеризуется мелкими каплями, движущимися с малым скольжением по отношению к паровой фазе.

2. Возможность спонтанной конденсации пара воды при высоких давлениях (для некоторых рабочих тел и при низких давлениях, например, для паров натрия, калия и др.) в дозвуковой зоне решеток.

3. Как в зоне высоких, так и особенно низких давлений конденсация пара возможна в закомочных вихревых следах сопловых и рабочих решеток.

Ниже приводятся результаты расчета конденсации пара в ступени турбины при переменных начальных состояниях пара. Рассматривается квазиодномерное течение двухфазной среды. Система уравнений включает в себя уравнения неразрывности, импульса, энергии, фазовых превращений и теплообмена [1].

$$\frac{d(\rho_1 C_1 F)}{dz} = -\kappa F, \quad (1)$$

$$\rho_1 C_1 \frac{dC_1}{dz} = -\frac{dP}{dz}, \quad (2)$$

$$\rho_1 C_1 \frac{d}{dz} \left(i_1 + \frac{C_1^2}{2} \right) = \kappa (i_1 - i_3) + q, \quad (3)$$

$$\kappa = \frac{1}{F} \int_{z_0}^z I(\xi) \frac{dm(\xi, z)}{dz} F(\xi) d\xi, \quad (4)$$

$$q = \int_{z_0}^z I(\xi) q_1(\xi, z) \frac{F(\xi)}{F(z) C(z)} d\xi, \quad (5)$$

$$I(\xi) = \left(\frac{P}{k^* T} \right)^2 \frac{\alpha}{\rho_2} \sqrt{\frac{2\sigma m_0}{\pi}} \exp \left[-\beta \frac{\Delta W_*}{k^* T} \right], \quad (6)$$

$$\frac{dm(\xi, z)}{dz} = \frac{\pi 4 \alpha_K r^2(\xi, z) P}{C_1 \sqrt{2\pi R T}} \left(1 - \frac{P_{sr}}{P} \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \right), \quad (7)$$

$$q_1(\xi, z) = 0,585 \pi 4 r^2 \rho_1 \alpha_1 \sqrt{\frac{2RT}{\pi}} R \frac{K+1}{K-1} (T_1 - T_2), \quad (8)$$

$$\Delta W_* = \frac{4}{3} \pi \sigma r_*^2, \quad r_* = \frac{2\sigma T_s}{\rho_2 L \Delta T}.$$

Теоретические зависимости корректируются опытными коэффициентами, полученными при исследовании процессов спонтанной конденсации в различных соплах. В частности, коэффициент конденсации α_k принимался равным 1, а коэффициент β , учитывающий влияние давления пара на скорость образования зародышей принимался равным в соответствии с приведенной ниже таблицей 1.

Таблица 1

$P \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$	2,36	6,67	17,64	24,5	31,4
β	2,88	3,32	4,1	4,52	4,88

Отклонение реального термического уравнения состояния водяного пара от идеального учитывалось введением коэффициента сжимаемости z :

$$P = \rho R z T.$$

В целях упрощения расчетов производные от энтальпии пара аппроксимировались следующими выражениями:

$$\left(\frac{\partial i}{\partial P} \right)_p = \frac{n}{n-1} \frac{1}{\rho}, \quad \left(\frac{\partial i}{\partial \rho} \right)_p = \frac{n}{n-1} \frac{P}{\rho^2}, \quad a^2 = n \frac{P}{\rho},$$

где $n=1,3$.

Расчеты проводились на ЭВМ БЭСМ-4. Система уравнений решалась методом Рунге-Кутты с автоматическим выбором шага, исходя из требуемой точности.

На рис. 1 представлено распределение относительного статического давления ε вдоль средней линии канала соплового аппарата и зазора между соплом и рабочей решеткой. Здесь же показано изменение переохлаждения пара ΔT . В качестве исходных были приняты постоянными начальное давление $P_0=41,0$ бар и расход пара $G=327,8$ кг/сек. Переменными принимались или начальный перегрев пара Δt_0 или начальное переохлаждение ΔT_0 . Как видно из графиков рис. 1 увеличение начального перегрева (уменьшение переохлаждения) приводит к смещению зоны спонтанной конденсации к минимальному сечению сопловой решетки. При начальном переохлаждении $\Delta T_0=6^\circ$ конденсация наступает уже в зазоре между сопловой и рабочей решетками, а заканчивается во входной части рабочей решетки. При $\Delta t_0=4^\circ$ конденсация, согласно данному расчету, в решетках этой ступени вообще не наступает. В действительности конденсация наступит в этом случае в вихревых дорожках закомочных следов. Анализ, представленных на рис. 1 результатов, показывает, что необходимый перепад давлений на сопловую решетку для обеспечения постоянного расхода пара при $P_0=\text{const}$ существенно зависит от начального перегрева или переохлаждения пара. Изменение начального перегрева с $\Delta t_0=4^\circ$ до $\Delta T_0=6^\circ$ привело к необходимости снижения отношения давлений с $\varepsilon=0,75$ до $\varepsilon=0,735$. Дальнейшее увеличение переохлаждения ΔT_0 до $\Delta T_0=11^\circ$ вызвало при $G=\text{const}$ особенно сильное падение давления за ступенью: до $\varepsilon=0,66$. Это связано с тем, что конденсация пара для этого режима наступает в минимальных сечениях каналов сопловой решетки и создает местное аэродинамическое сопротивление. Доказательством того,

что существенное изменение отношения давлений ε вызвано возникающим местным сопротивлением от подвода тепла при конденсации пара, а не влиянием меняющейся начальной температуры пара Δt_0 , служат графики рис. 2. Здесь представлены зависимости относительных изменений расхода пара $\overline{\Delta G_p} = (G - G_p)/G$ и $\overline{\Delta G_H} = (G - G_H)/G$ от начальной температуры пара: переохлаждения $\Delta T_0 = T_s - T_0$ и пере-

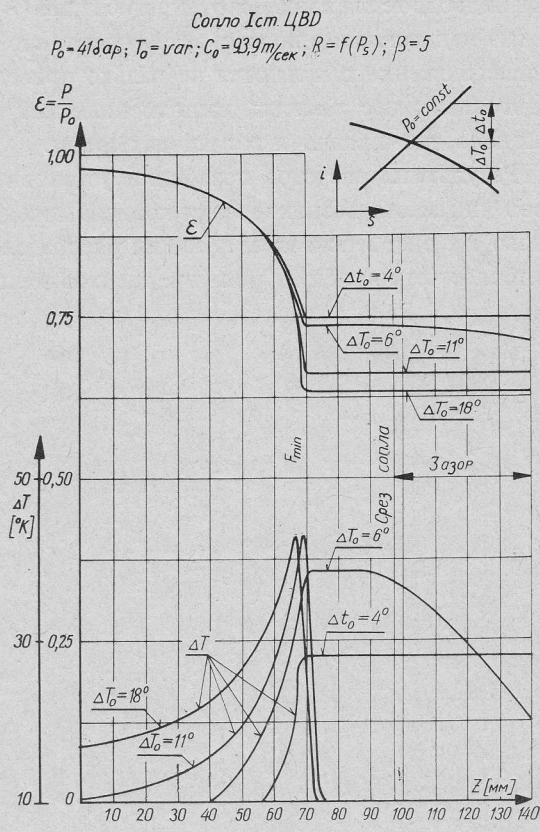


Рис. 1. Влияние начального перегрева пара Δt_0 и переохлаждения ΔT_0 на распределение относительного статического давления ε и переохлаждения ΔT в сопловой решетке турбинной ступени

рева $\Delta t_0 = T_0 - T_s$ (G — расход двухфазной среды, определяемой по изложенной выше методике с учетом реальных процессов переохлаждения и конденсации, G_p и G_H — расходы, подсчитанные для соответствующих отношений давления ε при предельно равновесном и неравновесном процессах расширения среды). Как видно из графиков, с уменьшением начального перегрева пара действительный расход G по сравнению с равновесным G_p растет, достигая максимального значения для данной конкретной ступени при $\Delta t_0 = 6^\circ$. Увеличение действительного расхода объясняется переохлаждением пара, что достаточно хорошо изучено и обычно в практических расчетах учитывается увеличенным значением коэффициента расхода $\mu = G/G_p$.

Последующее уменьшение Δt_0 (рост переохлаждения ΔT_0) приводит к резкому уменьшению $\overline{\Delta G_p}$, что соответствует смещению конденсации в минимальное сечение канала сопловой решетки. Дополнительное сопротивление в этих режимах максимально. Сопоставление действительного расхода G с неравновесным G_H также по-

казывает значительное падение $\overline{\Delta G_H}$ при конденсации пара внутри каналов сопловых решеток. Максимальная погрешность от неучета дополнительного сопротивления при конденсации для данного конкретного примера достигает 7,0%.

Приближенные расчеты показывают, что такая значительная разница в расходах объясняется: во-первых, ростом удельного объема пара в минимальном сечении при подводе тепла конденсирующегося пара ($\sim 5\%$) и, во-вторых, уменьшением скорости из-за диссипации энергии в зоне спонтанной конденсации ($\sim 4\%$). Подтверждением вышеизложенного являются не только приведенные здесь результаты, но и другие многочисленные расчеты, выполненные как при переменных начальных параметрах пара, так и различных расходах среды.

Результаты расчетов позволили установить также влияние, начальных параметров или места возникновения конденсации на дисперсность возникающей жидкой фазы. На рис. 3 показаны функции распределения капель по размерам, из которых наиболее четко следует роль градиентов давления на размеры капелек влаги. При

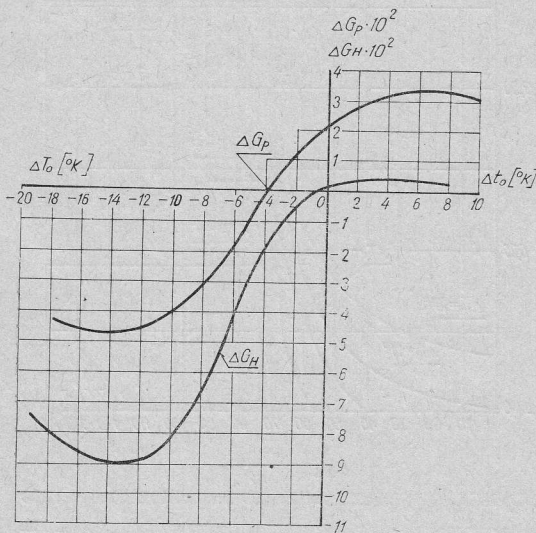


Рис. 2. Изменение относительных расходов через ступень в зависимости от начальных параметров ΔT_0 и ΔT_o

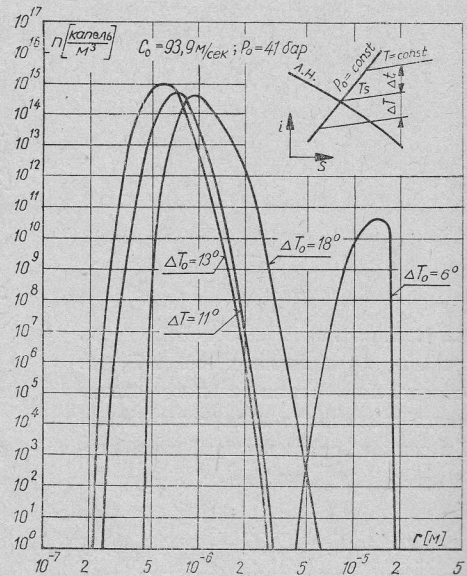


Рис. 3. Зависимость дисперсности жидкой фазы от места возникновения конденсации пара

больших переохлаждениях пара ΔT_0 конденсация наступает ближе ко входу в сопловый аппарат, т.е. при сравнительно низких градиентах давлений. Средний размер капель оказывается при этом больше, чем в случае конденсации вблизи минимального сечения. Так, например, при $\Delta T_0 = 18^\circ$, средний радиус капель $r_M = 9 \cdot 10^{-7}$ м, а при $\Delta T_0 = 11^\circ$, $r_M = 7 \cdot 10^{-7}$ м. Особенно значительный рост размеров капель наблюдается при переходе конденсации в зону нулевых градиентов давления (зазор между сопловой и рабочей решетками). При $\Delta T_0 = 6^\circ$ конденсация наступает, как это

следует из рис. 1, в зазоре. При этом средний размер капель достигает сравнительно больших размеров $r=1,5 \cdot 10^{-5}$ м (рис. 3), что более чем на порядок превышает средний размер капель при конденсации пара внутри соплового аппарата.

2. Конденсация пара в вихревых дорожках закромочных следов

Как следует из экспериментальных и теоретических исследований бурная конденсация пара может наступить и при весьма малых переохлаждениях ΔT , когда в потоке содержится большое количество вихрей или значительные турбулентные

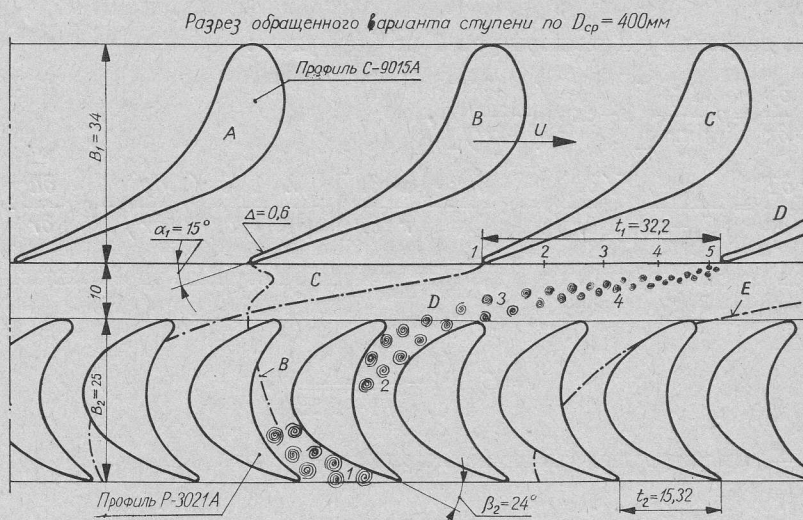


Рис. 4. Схема движения вихрей в каналах решетки турбинной ступени

пульсации параметров пара. Это связано с тем, что в вихрях возникает местное существенное снижение температуры и, следовательно, значительное переохлаждение пара [2].

Экспериментальные исследования конденсации на обращенной модели турбинной ступени (вращающаяся сопловая решетка и неподвижная рабочая) (рис. 4) показали, что уже при переохлаждениях пара за сопловой решеткой $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ имеет место практически полная конденсация пара за рабочей решеткой. Следовательно для режимов течения с малым переохлаждением (например, режим $\Delta t_0 = 4^\circ$ на рис. 1) расчет конденсации должен производиться не в ядре потока, а в вихрях закромочного следа. Следует также отметить, что в связи с малым относительным объемом вихрей (рис. 4) число возникающих ядер конденсации оказывается значительно меньшим, чем при спонтанной конденсации в ядре потока, а размеры капель сравнительно большими. По опытным и расчетным исследованиям размеры капель в этом случае превышают размеры при конденсации в ядре потока в несколько раз.

В расчетах предполагалось, что вся завихренность пограничного слоя на поверхностях решеток реализуется в сходящих вихрях. Тогда при известной частоте схода

вихрей n начальная циркуляция может быть определена по формуле:

$$\Gamma_H = \frac{C_\infty^2}{2n} = \frac{C_\infty \Delta}{2Sh} = \frac{Re \nu}{2Sh}, \quad (9)$$

C_∞ — скорость на границе пограничного слоя, Δ — толщина выходных кромок, $Sh = n\Delta/C_\infty$ — число Струхала, $Re = C_\infty \Delta/\nu$ — число Рейнольдса.

Изменение скорости пара в вихре в зависимости от времени и текущего радиуса вихря r определяется по формуле:

$$u = \frac{\Gamma_H}{2\pi r} (1 - e^{-r^2/4\nu\tau}), \quad (10)$$

а изменение давлений p и температуры T по формулам:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{\Gamma_H^2}{4\pi r^3} \left[1 - \exp\left(-\frac{r^2}{4\nu\tau}\right) \right]^2, \quad (11)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\nu}{(C_p - R)} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 + u \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} - \frac{u}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right] + \frac{\lambda}{\rho R} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p}{\partial r} \right) - \rho u \frac{\partial u}{\partial r}. \quad (12)$$

Скорость движения вихрей v в зазорах турбинной ступени определялась по приближенной эмпирической формуле:

$$v = C_\infty \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + 5,5\bar{z}}} \right), \quad (13)$$

где $\bar{z} = z/\Delta$ — относительная координата положения вихря.

3. Дополнительные возмущающие силы, создаваемые жидкой фазой

Экспериментальные и теоретические исследования потока двухфазных сред показывают, что отрицательное воздействие проявляется не только на экономичность и эрозионный износ лопаток, но и на вибрационную прочность лопаток:

1. При конденсации пара в сверхзвуковом потоке близи минимального сечения сопла возможно возникновение нестационарных скачков уплотнения [3], вызывающих колебания расхода и давления среды. Частота пульсаций может колебаться в весьма широких пределах от 200 до 1500 гц. Такие режимы могут возникать в сверхзвуковых ступенях и особенно в регулирующих ступенях при частичных пропусках пара.

2. Возникновение нестационарных явлений возможно и при дозвуковых скоростях потока, когда конденсация (спонтанная) начинается вблизи от минимального сечения канала. (Возможность такой конденсации показана в разделе 1). Действительно, в этом случае подвод тепла повышает статическое давление в канале (в том числе и в минимальном сечении) до тех пор пока не исчезает конденсация. Произойдет уменьшение давления до нового начала конденсации и так далее. Возникает пульсация расхода и давлений потока пара.

3. В регулирующих ступенях при парциальном подводе пара и наличие началь-

ной влажности пара на концах дуг подвода может происходить концентрация влаги и, соответственно возрастать ударный импульс среды о рабочие лопатки. Особенно опасна влага при выходе рабочих лопаток из активной части дуги подвода пара.

Могут быть названы и другие возмущающие силы, вызванные периодическими пульсациями в двухфазных потоках. Однако все перечисленные явления изучены еще далеко не полно, и не могут пока учитываться в расчетах турбин.

4. Образование крупнодисперсной влаги в проточной части турбины

Для определения эффективности внутритурбинной сепарации влаги и оценки эрозионного износа лопаток одним из важнейших исходных параметров является доля крупнодисперсной влаги, образовавшейся в результате соприкосновения мелких капель с поверхностями лопаток и коагуляция крупных и мелких жидких частиц. Решение поставленной задачи оказывается сравнительно простым при следующих предположениях: 1) форма частиц шарообразная, 2) тепло- и массообмен между жидкой и газообразной фазами отсутствует.

В этом случае система уравнений движения в проекциях на оси x и y в безразмерном виде для одиночной капли примет вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\bar{C}_{2x}}{d\bar{\tau}} &= \frac{\psi Re}{St} (\bar{C}_{1x} - \bar{C}_{2x}), \\ \frac{d\bar{C}_{2y}}{d\bar{\tau}} &= \frac{\psi Re}{St} (\bar{C}_{1y} - \bar{C}_{2y}), \\ \frac{d\bar{x}}{d\bar{\tau}} &= \bar{C}_{2x}, \quad \frac{d\bar{y}}{d\bar{\tau}} = \bar{C}_{2y}, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

где

$$\bar{C}_{2x} = \frac{C_{2x}}{C_0}, \quad \bar{C}_{2y} = \frac{C_{2y}}{C_0}, \quad \bar{C}_{1x} = \frac{C_{1x}}{C_0}, \quad \bar{C}_{1y} = \frac{C_{1y}}{C_0},$$

$$\bar{x} = \frac{x}{b}, \quad \bar{y} = \frac{y}{b}, \quad \bar{\tau} = \frac{\tau}{\left(\frac{b}{C_0}\right)},$$

$$Re = \frac{\rho_1 d C_0}{\mu_1} \sqrt{(\bar{C}_{1x} - \bar{C}_{2x})^2 + (\bar{C}_{1y} - \bar{C}_{2y})^2} = Re' \bar{C}_{отн},$$

$$St = \frac{4}{3} \frac{d^2 C_0 \rho_2}{\mu b}, \quad \bar{p} = \varphi S \rho_1 \frac{C_{отн}}{2} \bar{C}_{отн}.$$

Приведенная выше система уравнений, при известных начальных условиях, дает возможность определить траектории и скорости частиц жидкости в каналах решеток. Предполагается, что поле скоростей газовой фазы в криволинейных каналах решеток известно.

На рис. 5 приведены результаты расчета оседания влаги в каналах решеток, состоящих из пластин. Скорость паровой фазы C_1 принята постоянной. Анализ результатов показывает сильную зависимость коэффициента осаждения ψ от размера жидких частиц d , начальных условий входа v_0 и γ_0 и давления среды. Расчет криволинейных каналов может быть с достаточной степенью точности выполнен в предположении изменения скорости газа вдоль средней линии по параболическому закону:

$$C_1 = a_1 S^2 + a_2 S + a_3, \quad (15)$$

где a_1, a_2, a_3 — коэффициенты параболы, определяемые из граничных условий, S — длина линии тока паровой фазы.

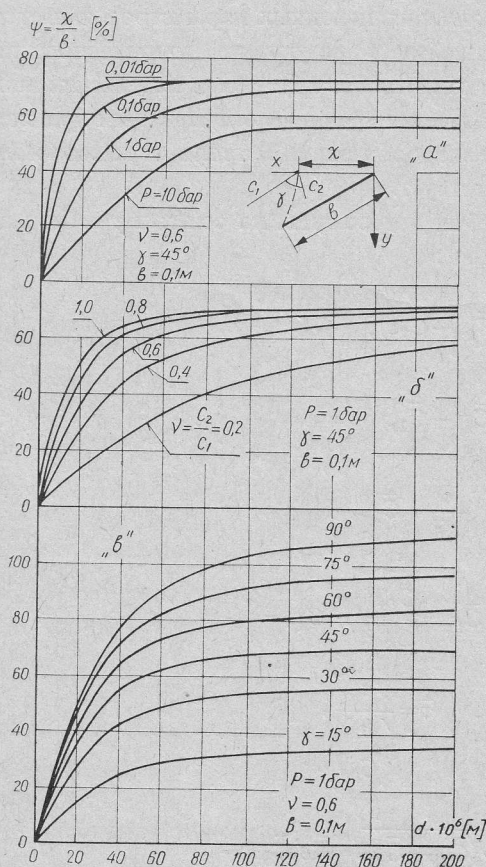


Рис. 5. Влияние размеров жидких частиц d , давления пара p и рассогласования скоростей фаз по величине v и направлению γ на долю оседающей влаги (сепарацию) ψ

Уравнение линии тока также принимается параболическим:

$$x_1 = \frac{\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \alpha_0}{2B} y^2 - \operatorname{ctg} \alpha_0 y, \quad (16)$$

здесь α_0 и α_1 — углы входа и выхода пара в решетке, B — ширина канала.

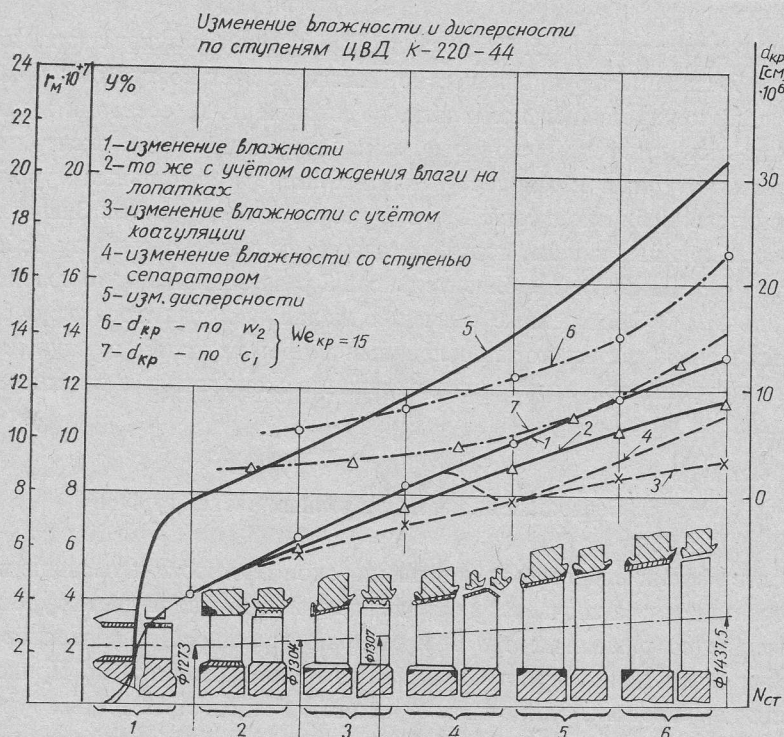


Рис. 6. Расчет изменения размеров жидких частиц и доли крупнодисперсной влаги в проточной части многоступенчатой турбины

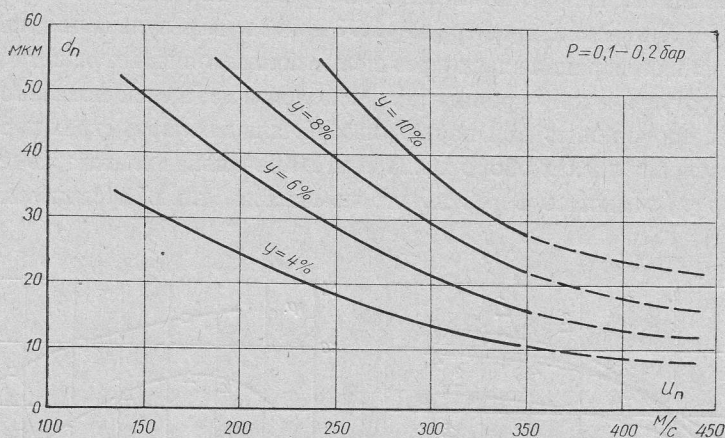


Рис. 7. Экспериментальные значения дисперсности жидкой фракции за рабочими лопатками ступеней от значений окружной скорости u и конечной влажности y

Кроме оседания влаги в расчетах при определении доли крупнодисперсной влаги учитывались процессы коагуляции. Предполагалось, что оседание мелких капель происходит на более крупных, образовавшихся в результате сепарации влаги на поверхностях лопаток. Расчет проводился по одномерной схеме без учета реальных функций распределения крупных и мелких капель по размерам, коэффициент сколь-

жения принимался равным 0,5. Представленные на рис. 6 результаты расчета показывают, что образование крупнодисперсной влаги за счет коагуляции приблизительно равно доли крупнодисперсной влаги, возникшей из-за оседания мелких капель на поверхностях лопаток. Некоторые, пока лишь единичные экспериментальные исследования натуральных и многоступенчатых экспериментальных турбин показывают сравнительно близкое совпадение с результатами расчета. Значения модальных размеров крупных капель, подсчитанных по критическому числу Вебера $We_{кр} = 15$ (рис. 6) оказываются приблизительно в 2 раза большими, по сравнению с экспериментальными. Обобщенные значения модальных размеров крупных капель, полученных экспериментально за последними и промежуточными ступенями многоступенчатых турбин при переменных окружных скоростях u и влажностях пара y представлены на рис. 7.

5. Сепарация влаги из проточных частей турбин

Наиболее эффективный метод повышения экономичности и уменьшения эрозионного износа лопаток заключается в отводе влаги из проточной части турбин. В турбинах применяются различные способы сепарации: выносные сепараторы, внутриканальная и сепарация из пространства над рабочими лопатками. Приведенные исследования на решетках, одиночных ступенях и в многоступенчатых турбинах дали возможность выбрать лучшие решения и наметить дальнейшие пути оптимизации. На основании исследований в натуральных турбинах и многоступенчатых экспериментальных машинах получены значения коэффициентов сепарации, составляющие порядка 10-15%. В качестве примера на рис. 8 приведены результаты экспериментального исследования сепарации влаги через щели в полых сопловых решетках последней ступени многоступенчатой турбины [6]. Расположение щелей показано на рис. 8а. Исследования проводились при постоянных начальных параметрах пара перед турбиной и переменных числах оборотов. При этом начальная влажность перед последней ступенью y_0 менялась в результате изменения к.п.д. предыдущих ступеней.

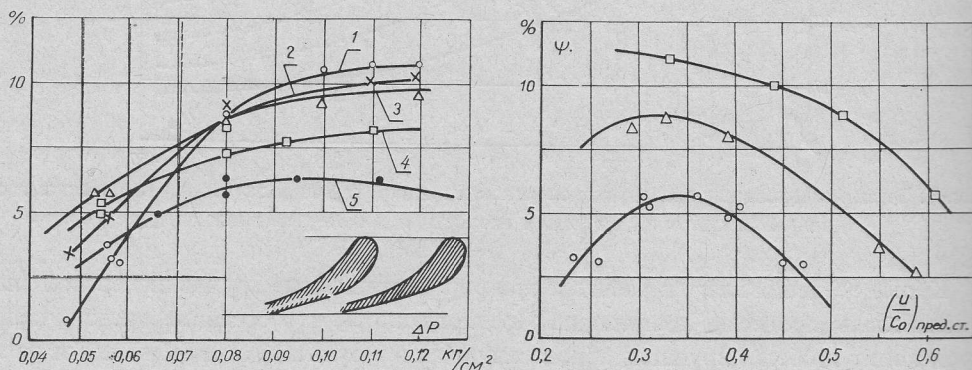


Рис. 8. Сепарация влаги через щели полых сопловых решеток последней ступени многоступенчатой турбины

В опытах менялся также перепад давлений Δp на щели в диапазоне от 0,05 до 0,11 бар, что соответствует отсосу пара $\Delta \bar{G} = G_{\text{отс}}/G \approx 0,2 \div 0,4\%$. Давление пара перед исследуемой диафрагмой составляло $P \approx 0,27$ бар.

Как и следовало ожидать, при отключении отсоса ($\Delta P=0$) влага с сопловых лопаток не удаляется. Однако уже небольшой отсос пара ($\Delta \bar{G} \approx 0,2\%$) создает благоприятные условия для влагоудаления. Сильное влияние на коэффициент сепарации ψ оказывает отношение скоростей $(u/c_0)_{\text{пр.см.}}$ предыдущей ступени (рис. 8б), что объясняется изменением входа влаги на исследуемые лопатки диафрагмы и устойчивостью движения пленок. Положительная роль сепарации проявляется не только в том, что уменьшается влажность, но также и в уменьшении средних размеров капель. Так, в данных опытах, при отключенной внутрикапельной сепарации модальный (при осреднении по массе) размер капель был равен $\sim 30 \cdot 10^{-6}$ м, а при включенной сепарации $\sim 17 \cdot 10^{-6}$ м.

Многие вопросы, однако, остаются еще открытыми. Не выявлено влияние параметров потока среды и, в частности, относительной плотности пара на эффективность влагоудаления, требуют дальнейшего изучения специальные внутритурбинные сепарационные устройства. Возможны различные варианты такого типа

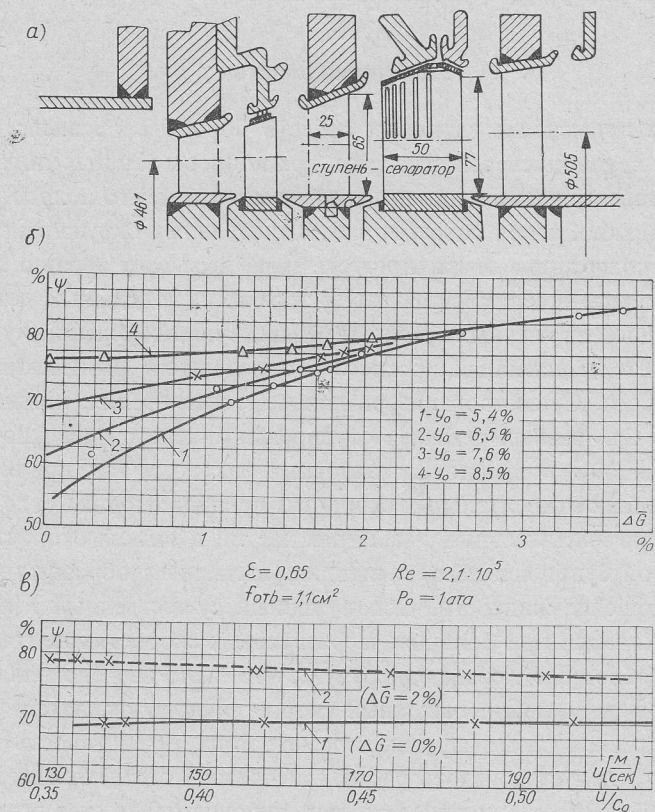


Рис. 9. Эффективность сепарации влаги в специальной ступени сепараторе от доли отсоса пара $\Delta \bar{G}$ и отношения скоростей u/c_0

устройств: жалюзийного, тихоходные вращающиеся ступени с профилированными лопатками; отбор периферийной, насыщенной влагой, части пара; увеличенные осевые зазоры и пр. Разработка таких устройств особенно важна для транспортных турбин, где не возможна установка выносных сепараторов.

Перспективность применения специальных ступеней сепараторов иллюстрируется результатами исследований (рис. 9) одного из вариантов ступени с крышеобразным бандажом и влагоулавливающим устройством эжектирующего типа [4]. Как видно из графиков коэффициент сепарации при давлении среды ~ 1 ата и отсоса пара $\Delta G \approx 1\%$ составляет порядка 70 %. Главным достоинством данной ступени является независимость коэффициента ψ от u/C_0 . Данные исследования проводились в турбине, состоящей из двух ступеней. Второй ступенью являлась ступень — сепаратор. Влага на входе перед турбиной создавалась форсунками, причем средне-массовый (модальный) размер капель составлял порядка $(40 \div 60) 10^{-6}$ м. Очевидно, что при меньших размерах капель, образующихся при спонтанной конденсации пара в проточной части турбины и при более высоких давлениях среды коэффициенты сепарации будут ниже. Поэтому дальнейшие работы должны быть направлены на повышение эффективности сепарации из потоков двухфазной среды, содержащих мелкодисперсную влагу при более высоких давлениях пара.

5.1. Эрозия лопаток

Несмотря на применение активных средств борьбы с эрозией: промперегрева пара, сепарации крупнодисперсной влаги и др., вопросы защиты лопаток от эрозии продолжают оставаться актуальными. Это связано с тем, что полное удаление влаги пока еще невозможно, а при современных значительных окружных скоростях даже незначительное содержание влаги в потоке пара вызывает эрозию лопаток, а при высоких давлениях — щелевой размыв и эрозию неподвижных деталей. Следует отметить, что одной из главных причин, препятствующих успешному решению этой проблемы, является медленный прогресс в определении физических особенностей эрозионного износа. Существование различных точек зрения, повидимому, объясняется тем, что при разных режимах соударения капель с поверхностями лопаток турбин преобладающими являются различные факторы. Так, при малых размерах капель и их больших относительных скоростях преобладающим будет механическое разрушение, а при значительных диаметрах частиц и низких скоростях соударения главной причиной будет являться кавитация, вызванная образованием пузырьков пара в растекающейся жидкости. Обнаруженный существенный износ лопаток от мелкодисперсной влаги при больших сверхзвуковых скоростях подтверждает сделанный вывод. Необходимо также подчеркнуть, что мало изучено влияние экономичности, условий эксплуатации, окружных скоростей лопаток, давлений пара, места возникновения жидкой фазы и других параметров на интенсивность эрозии. Далеко незавершенными следует признать работы по выбору оптимальных методов защиты поверхностей. Существующие методы: упрочняющие стеллитовые накладки, закалка поверхностного слоя металла, упрочнение электроискровым способом, антиэрозионные покрытия и др. имеет те или иные недостатки.

Особое беспокойство вызывает эрозийный износ выходных кромок корневых сечений рабочих лопаток последних ступеней турбин. Причиной эрозии выходных кромок являются обратные токи двухфазной среды в отрывной зоне при частичных нагрузках турбины. Как показывают обследования наиболее сильному эрозионному износу подвержены выходные кромки лопаток турбин, работающих на частичных нагрузках и, прежде всего, теплофикационных турбин [7].

Приближенный расчет скорости эрозионного износа входных и выходных кромок лопаток может базироваться на гипотезе усталостного разрушения металла от многократного ударного воздействия капель при линейной зависимости деформаций от давления

$$\dot{M} = K \Delta P Z, \quad (17)$$

где K — константа, зависящая, в основном от свойств металла лопаток или защитного слоя, ΔP — возрастание давления при ударе одиночной капли, Z — частота соударения.

Последняя гипотеза позволяет приближенно оценить влияние режимных и геометрических параметров проточной части турбины на скорость эрозии. Подставив в (17) значения ΔP и Z через параметры двухфазного потока и размеры ступени получим следующую зависимость для скорости эрозии:

$$\dot{M} = K \frac{P_1^2 \sqrt{(1-\rho^*)^3}}{X_\phi^3} u^4 \left(1 - \frac{K_1 \sqrt{S} P_1 (1-\rho^*)}{X_\phi^2} u \right) \left(y_2 - \frac{K_2 \rho^*}{X_\phi^2} u^2 \right). \quad (18)$$

При принятых в формуле (18) размерностях P [кг/см²], u [м/сек], S [м], y_2 [%], значения коэффициентов K_1 и K_2 равны $K_1 = 3 \cdot 10^{-2}$, $K_2 = 0,14 \cdot 10^{-4}$. Коэффициент K определяется на основании статистической обработки материалов по длительной

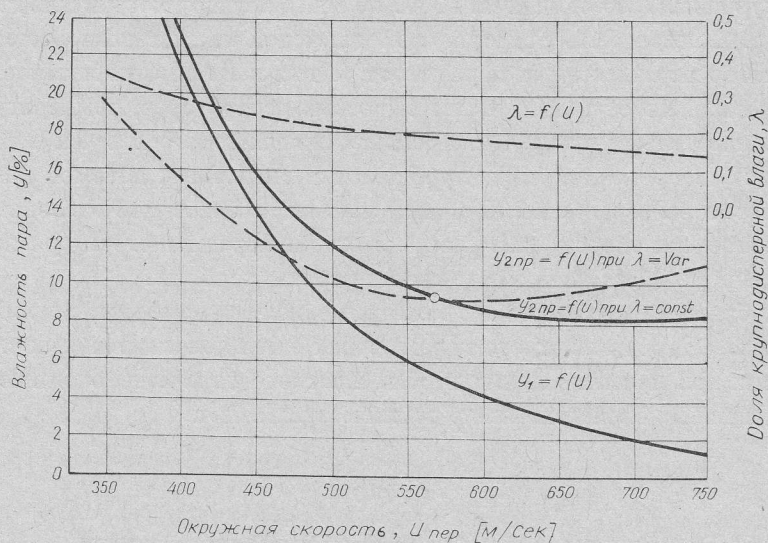


Рис. 10. Зависимость допустимой конечной влажности от периферийной окружной скорости лопаток

эксплуатации турбин, использующих различные методы защиты рабочих лопаток. Принимая в качестве критерия $M=1$, обеспечивающего длительную ($\tau > 80 T$ час) надежную эксплуатацию турбины, получим для лопаток, покрытых защитным слоем Т15К6 или лопаток из стали 2Х13 подвергнутых местной поверхностной закалке, значение $K=3 \cdot 10^{-9}$.

Теоретический анализ скорости эрозионного износа показывает, что имеются некоторые возможности уменьшения эрозии за счет увеличения теплоперепада на последнюю ступень, повышения реактивности и осевого зазора в периферийной части ступени. Характер изменения предельной допустимой влажности перед рабочими лопатками y_1 , и за ступенью y_2 от окружной скорости вершин лопаток представлен на рис. 10. Графики построены при постоянных значениях зазора $S=70$ мм, давления $P_1=0,117 \text{ кг}^2/\text{см}^2$, реактивности $\rho^*=0,655$ и отношении скоростей $u/C_0=0,915$. Слабая зависимость конечной влажности от u в диапазоне $u \geq 550 \text{ м/сек}$ объясняется ростом располагаемого теплоперепада на рабочую решетку.

Заключение

Рассмотренные в докладе вопросы возникновения влаги, её движение, сепарация и воздействие влаги на эрозию позволяют более надежно рассчитывать проточные части турбин, повышать их экономичность и надежность.

Кроме перечисленных выше проблем, связанных с особенностями потоков влажного пара, в турбинах насыщенного пара возникают и многие другие, не менее важные задачи, от решения которых зависит экономичность и надежность машины [5]. В связи с повышенными расходами пара необходимо решать вопрос о выборе максимально возможного числа потоков (цилиндров), длины последней лопатки, числа оборотов турбины (1500 об/мин или 3000 об/мин), двухрусного выхлопа в конденсаторе и др. Должен быть подвергнут комплексной технико-экономической оптимизации выбор перечисленных параметров, а также начальных и разделительных параметров пара, выбор типа и числа выносных сепараторов, температуры пром-перегрева и питательной воды, числа регенеративных подогревателей и др. Наличие влаги (пленок) в проточной части турбины и значительных объемов (перепускные турбы, сепараторы-перегреватели и др.) вызывает более значительные забросы чисел оборотов при сбросах нагрузки, что ставит перед конструкторами дополнительные задачи по обеспечению надежности работы турбины.

Таким образом, рассмотренные некоторые научно-технические проблемы создания и расчета турбин влажного пара говорят о тех дополнительных сложностях, возникающих при проектировании турбин влажного пара и необходимости широких исследований, направленных на решение этих задач.

Литература

- [1] М. Е. Дейч, Г. А. Филиппов, *Газодинамика двухфазных сред*. „Энергия”, 1968.
- [2] Г. А. Филиппов, О. А. Поваров, В. В. Пряхин, *Исследования и расчет турбин влажного пара*, „Энергия”, 1973.

- [3] Д. Барщдорфф, Г. А. Филиппов, *Анализ некоторых особых режимов работы сопел Лавалья с местным подводом тепла*. Известия АН СССР „Энергетика и транспорт”, № 3, 1970.
- [4] М. Е. Дейч, В. И. Кирюхин и др., *Исследование специальных ступеней сепараторов*, „Теплоэнергетика”, № 8, 1974.
- [5] В. Н. Саввин, Ю. Ф. Косяк, Б. М. Паншин и др., *Турбины ХТГЗ на насыщенном паре для атомных электростанций*. „Теплоэнергетика”, № 4, 1971.
- [6] В. И. Кирюхин и др., *Исследования эффективности сепараторов влаги многоступенчатых турбин*. „Теплоэнергетика”, № 6, 1973.
- [7] И. М. Кириллов, И. П. Фаддеев, С. В. Радик, *Эрозия выходных кромок рабочих лопаток осевых турбин, работающих на влажном паре*. „Теплоэнергетика”, № 4, 1972.
- [8] Г. А. Филиппов, В. К. Коробков, *Влияние эрозии лопаток на величину предельной влажности за последней ступенью*. „Теплоэнергетика”, № 12, 1973.

Problemy gazodynamiczne turbin na parę wilgotną

Streszczenie

W referacie rozpatrywane są kolejno procesy powstawania i ruchu fazy ciekłej w elementach przepływowych turbin, osiadanie na powierzchniach i koagulacja fazy ciekłej, możliwe sposoby efektywnej separacji i metody obliczenia zniszczeń erozyjnych łopatek.

Wykazano, że od miejsca powstawania fazy ciekłej w części przepływowej turbin zależy jej dyspersyjność i współczynnik przepływu palisad. Stwierdzono istotne zmniejszenie przepływu przy kondensacji wewnątrz kanałów palisady dyszowej.

Duże krople powstają zasadniczo w wyniku osiadania małych kropeł na powierzchniach łopatek i ich koagulacji. Na wylocie z turbiny udział dużych kropeł w fazie ciekłej może stanowić 10 - 20% masy tej fazy. Najbardziej efektywnym sposobem zmniejszenia erozji łopatek i zwiększenia sprawności turbin jest separacja fazy ciekłej. Wartości współczynników separacji na ogół nie przekraczają 10%. Jednakże w wyniku opracowania specjalnych stopni-separatorów możliwe jest 3 - 5-krotne zwiększenie współczynnika separacji. Na podstawie analizy ruchu fazy ciekłej w elementach przepływowych turbin i statystycznego opracowania wyników z eksploatacji turbin, zaproponowano metodykę obliczenia szybkości postępu erozji łopatek.

Gasdynamic Problems of Wet Steam Turbines

Summary

Process of generation and motion of the liquid phase in the flow parts of turbines, accumulation of the liquid phase on surfaces and its coagulation, possible methods of effective separation and methods of calculation of the erosion damage to the blading have been discussed in the paper.

It was proved that the dispersivity of the liquid phase and the cascade flow coefficient depend strongly upon the location of the liquid phase production in the flow parts of a turbine. It was established that an essential decrease of the flow occurs if the condensation takes place inside the nozzle cascade channels.

Large droplets develop in principle as a result of accumulation and subsequent coagulation of small droplets on the blading surfaces. The liquid phase at the turbine outlet can contain as much as 10 - 20 percent in mass of large droplets. Separation of the liquid phase is the most effective method of reducing the blade erosion and increasing the turbine efficiency. Values of the separation coefficients do not usually exceed 10 percent. However, especially designed separating stages allow 3 - 5 - fold increase of the separation coefficient. The analysis of the liquid phase motion in the flow parts of turbines and the statistical processing of operating conditions of turbines has led to the development of the methodics, as proposed in the paper, of calculations of the blading erosion rate.