

Автор ер.

054

Министерство высшего и среднего специального образования УССР
ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
имени М. В. Ломоносова

На правах рукописи

В. А. ОМЕЛЮК

ВЛИЯНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ НА
ТЕПЛОУТДАЧУ ПРИ ВОДЯНОМ ОХЛАЖДЕНИИ
РАДИАТОРОВ РАБОЧИХ ЛОПАТОК
ГАЗОВЫХ ТУРБИН

274—теоретические основы теплотехники

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Переучет 19.84

ОДЕССА—1968

Экспериментальная часть работы выполнена на кафедре судовых силовых установок Севастопольского приборостроительного института

Научные руководители:

член-корреспондент АН УССР

БУЗНИК В. М.

кандидат технических наук, доцент

СЛОВОДЯНЮК Л. И.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор

КОЗДОБА Л. А.

технических наук, доцент

ДАЦКОВСКИЙ В. М.

_____ 1968 г.

_____ 1968 г. на

ологического института

отзывы на автореферат

по адресу г. Одесса,

нологический институт

комиться в библиотеке

ЗАПОРОЖЕЦ Л. А.

ОНАХТ 19.06.12
Влияние центробежных



v001462

Министерство высшего и среднего специального образования УССР
ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
имени М. В. Ломоносова

На правах рукописи

В. А. ОМЕЛЮК

ВЛИЯНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ НА
ТЕПЛОТДАЧУ ПРИ ВОДЯНОМ ОХЛАЖДЕНИИ
РАДИАТОРОВ РАБОЧИХ ЛОПАТОК
ГАЗОВЫХ ТУРБИН

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

274—теоретические основы теплотехники

v001462
ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
институт
имени М. В. Ломоносова
БИБЛИОТЕКА

ОДЕССА—1968

Экспериментальная часть работы выполнена на кафедре судовых силовых установок Севастопольского приборостроительного института

Научные руководители:

член-корреспондент АН УССР

БУЗНИК В. М.

кандидат технических наук, доцент

СЛОБОДЯНЮК Л. И.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор

КОЗДОБА Л. А.

кандидат технических наук, доцент

ДАЦКОВСКИЙ В. М.

Автореферат разослан „____“ _____ 1968 г.

Защита состоится „____“ _____ 1968 г. на

заседании Совета Одесского технологического института им. М. В. Ломоносова. Просьба отзывать на автореферат направлять в двух экземплярах по адресу г. Одесса, ул. Свердлова 112, Одесский технологический институт им. М. В. Ломоносова.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОТИ.

Ученый секретарь Совета

ЗАПОРОЖЕЦ Л. А.

В Директивах по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1966—1970 годы, принятых XXIII съездом КПСС, намечено увеличение промышленного производства в полтора раза. Дальнейшее развитие внешнеэкономических связей требует значительного расширения морских перевозок, для обеспечения которых намечено увеличить тоннаж советского флота. Значительно улучшится и качественный состав флота. Если в 1965 году в СССР было 59% судов со скоростью хода свыше 14 узлов, то в 1970 году их будет 71%. Для этого необходимо, наряду с улучшением конструкций судов, создание более мощных и эффективных энергетических установок в том числе и газотурбинных (ГТУ). При этом значительное внимание уделяется вопросам повышения надежности работы газотурбинных двигателей, сокращению сроков ввода в эксплуатацию и улучшение их экономических показателей.

Одним из перспективных путей улучшения экономичности ГТУ является повышение начальной температуры рабочего тела. В этом случае одновременно с ростом к. п. д. увеличится и мощность, получаемая от 1 кг рабочего тела, что позволяет сократить габариты и вес установки.

Проблема высокотемпературной турбины может быть решена либо на основе применения новых жаропрочных материалов, либо путем охлаждения ее элементов, подвергающихся действию высоких температур. Современные материалы не позволяют рассчитывать на создание в ближайшее время турбин, способных длительно работать при высоких температурах газов (1000—1200°C) с неохлаждаемой проточной частью.

Для обеспечения возможности дальнейшего повышения температуры рабочего тела необходимо проведение ряда комплексных научно-исследовательских работ, как по усовершенствованию способов охлаждения нагретых элементов турбин, так и по созданию надежных методов определения величины действующих в них напряжений. Следовательно, дальнейшее развитие газотурбиностроения

настоятельно требует изучения вопросов теплообмена, происходящего в элементах турбин и в значительной мере определяющего температурный режим их работы.

Представленная работа рассматривает часть этой большой и сложной задачи, а именно, влияние центробежных сил на теплоотдачу при водяном охлаждении радиаторов рабочих лопаток газовых турбин, заполненных жидкометаллическим теплоносителем.

В главе I произведен обзор существующих способов охлаждения лопаток газовых турбин и исследований теплообмена в поле центробежных сил.

В главе II анализируются результаты экспериментального исследования теплоотдачи к воде при центробежных ускорениях и тепловых потоках, близких к реальным турбинам.

В главе III рассматриваются некоторые вопросы, связанные с влиянием коэффициента теплоотдачи на геометрию радиаторов рабочих лопаток. Даны рекомендации по выбору оптимальных геометрических параметров, влияющих на эффективность охлаждения рабочих лопаток ГТУ.

I

Целесообразность применения любой системы охлаждения рабочих лопаток заключается в том, что выигрыш от возможного повышения начальных параметров должен сказаться на к. п. д. агрегата в большей мере, нежели потери, связанные с охлаждением. В настоящее время проведено ряд теоретических и экспериментальных работ, позволяющих судить о достоинствах и недостатках того или иного способа охлаждения. Их анализ позволяет сделать вывод, что наиболее рациональным для охлаждения рабочих лопаток высокотемпературных турбин ($t_r \geq 1200^\circ\text{C}$) является термосифонный. В качестве первичного теплоносителя рекомендуется применять легкоплавкие металлы, для вторичного охлаждения автономных радиаторов может применяться воздух или вода. Если применение воздуха в качестве вторичного охладителя рационально для ГТУ, работающих при температуре газа до 1000°C , то для температур $\geq 1200^\circ\text{C}$ более перспективным является водяное охлаждение.

При разработке термосифонного способа охлаждения большое значение имеет выбор оптимальной геометрической поверхности радиатора, при которой достигается на-

ибольшая эффективность охлаждения рабочих лопаток. Решение этой задачи связано с определением коэффициента теплоотдачи от радиаторов к охлаждающей среде.

Анализ работ по исследованию теплообмена в поле центробежных сил показывает, что последние существенно влияют на процесс теплоотдачи от поверхности нагрева к охлаждающей среде. Поэтому, при определении эффективности указанного способа охлаждения необходимо учитывать те ускорения и тепловые потоки, которые имеют место в газовых турбинах. Между тем, имеющиеся в технической литературе данные, относятся к исследованиям со сравнительно малыми центробежными ускорениями и тепловыми потоками. Это затрудняет их использование для выполнения расчетов при проектировании охлаждаемых рабочих лопаток.

В связи с тем, что водяное охлаждение радиаторов лопаток может быть применено в турбинах с различными диаметрами роторов и различными оборотами, исследования нужно проводить в широком диапазоне относительных ускорений (перегрузок). Так, если газовая турбина, имея внутренний радиус ротора 0,22 м, работает с числом оборотов 5500 об/мин, то максимальная перегрузка при этом составляет 7350. Следовательно, проектируемая вращающаяся модель должна быть рассчитана, исходя из этих значений перегрузок.

Применительно к реальным условиям представляет интерес исследовать распределение температуры по высоте кольцевого слоя жидкости, когда ее давление под действием центробежных сил будет меняться от одной атмосферы на свободной поверхности—до нескольких десятков атмосфер у обода диска.

Кроме того, основываясь на данных различных исследований, можно ожидать ухудшения теплообмена вследствие стабилизирующего влияния центробежных сил на структуру температурного граничного слоя.

На основании сказанного задача исследования сформулирована следующим образом:

1. Применительно к водяному охлаждению радиаторов рабочих лопаток газовых турбин произвести экспериментальное исследование теплоотдачи в поле центробежных сил при различных отношениях ускорений ($80 \leq \bar{j} \leq 7300$) и удельных тепловых потоках ($10^5 \leq q \leq 9 \cdot 10^5$ ккал/м² ч). При проведении эксперимента рассматривались следующие вопросы:

а) распределение температуры по высоте столба жидкости под действием центробежных сил;

б) влияние центробежного ускорения на теплоотдачу.

2. Выяснить зависимость распределения температуры по высоте рабочей лопатки от размеров охлаждаемых и нагреваемых частей.

3. Проанализировать влияние геометрической поверхности радиатора на эффективность охлаждения рабочей лопатки и дать рекомендации относительно выбора оптимальных размеров оребрения.

II

При рассмотрении вращающейся системы, заполненной жидкостью, процесс теплообмена описывается четырьмя уравнениями: движения несжимаемой жидкости, распространения тепла, сплошности и теплообмена. При этом получаем систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} (\vec{w}, \text{grad}) \vec{w} &= j \beta \Delta t - \frac{1}{\rho} \text{grad } P_{\text{дин}} + \nu \nabla^2 \vec{w} \\ \frac{\partial t}{\partial \pi} + (\vec{w}, \text{grad}) t &= a \nabla^2 t \\ \text{div } \vec{w} &= 0 \\ -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{\text{ст}} &= \alpha \Delta t. \end{aligned} \right\} (1)$$

где w — скорость течения жидкости;

j — центробежное ускорение системы;

$P_{\text{дин}} = P - P_0$ — динамическая составляющая давления, обусловленная свободной конвекцией жидкости в тепловом пограничном слое;

P — давление жидкости;

P_0 — гидростатическое давление вне пограничного слоя;

$\rho, \nu, \lambda, \beta$ и a — плотность и коэффициенты кинематической вязкости, теплопроводности, объемного расширения и температуропроводности;

Δt — разность температур поверхности нагрева и жидкости.

Условия однозначности рассматриваемой задачи включают в себе форму и размеры теплоотдающего тела, распределение температуры на его поверхности и ее абсолютное значение, температуру жидкости, ее физические параметры (λ, a, ν, ρ и β) и величину центробежного ускорения j . Скорость течения среды w является в данном случае функцией процесса, т. е. не входит в условия однозначности, а полностью определяется значением независимых переменных.

При этих условиях однозначности система уравнений (1) дает два определяющих критерия, а именно:

критерий Прандтля $P_r = \frac{\nu}{a}$ и

центробежный критерий Грасгофа $G_{rj} = \frac{j l^3 \beta \Delta t}{\nu^2}$.

Таким образом, процесс теплообмена в поле центробежных сил описывается критериальным уравнением $Nu = c (G_{rj} P_r)^n$ (2). Однако при больших центробежных перегрузках вероятно снижение интенсивности теплоотдачи, вследствие влияния поля центробежных сил. Можно предположить, что это влияние в некотором диапазоне

$\bar{j} = \frac{j}{g}$ можно учесть путем замены постоянной c в уравнении (2) на некоторую функцию $c = f(\bar{j})$. При этом процесс теплоотдачи будет описываться зависимостью типа $Nu = f(\bar{j}, G_r, P_r)$.

Для выяснения влияния центробежного ускорения на теплоотдачу, а также для проверки теоретических предположений и получения постоянных c и n , входящих в уравнение (2), было проведено экспериментальное исследование с центробежными перегрузками $89 \leq \bar{j} \leq 7240$ ($1000 \leq n \leq 9000$ об/мин) и удельными тепловыми потоками $100000 \leq q \leq 900000$ ккал/м² ч.

Изучение теплоотдачи к воде в поле центробежных сил производилось на установке, которая состояла из экспериментального участка и вспомогательного оборудования. Основной деталью экспериментального участка являлся опытный элемент (пустотельный диск), состоявший из медного кольца (обода) и стальных боковых стенок, соединенных шпильками. К внутренней стенке диска крепился фланцем пустотельный валик, внутри которого пропускались провода термопар к ртутному 40-точечному термоэлементу. Температура обода опытного элемента (теп-

лоотдающей поверхности) замерялась четырьмя хромель-копелевыми термопарами диаметром 0,5 мм, расположенными под углом 90° друг к другу. Сверления для установки термопар выполнены так, что горячий спай находился на расстоянии 0,5 мм от охлаждающей жидкости. Кроме того, отверстия для установки термопар сверлились на различную глубину, что позволяло измерять температуру обода опытного элемента по его ширине. Между собой и диском провода термопар изолировались стекловолокном, пропитанным жаропрочным лаком. Перед установкой термопары тарировались. Абсолютная погрешность не превышает 0,15°С. Для уменьшения теплообмена между водой и боковыми стенками опытного элемента, последние были изолированы текстолитовыми прокладками.

Температура охлаждающей воды замерялась четырьмя хромелькопелевыми термопарами, горячие спаи которых радиально располагались в опытном элементе по толщине слоя воды. Провода термопар заделывались в текстолитовые прокладки. Кроме термопар, внутри опытного элемента были смонтированы контакты электрического устройства для замера уровня (расхода) воды. Провода от контактов выводились к токосъемнику. Перед монтажом опытный элемент испытывался на непроницаемость, после чего проводилась статическая и динамическая его балансировка.

Вращение опытного элемента осуществлялось электродвигателем постоянного тока через повышающий редуктор. Число оборотов измерялось автационным тахогенератором и контролировалось ручным тахометром. Нагрев опытного элемента проводился шестью горелками через направляющие отверстия защитного корпуса. В качестве горючей смеси применялась смесь пропан-бутана и кислорода, расход которых регулировался редукционными клапанами.

Температура холодного спаи термопар, находящегося в соединительной муфте токосъемника, замерялась лабораторным термометром с диапазоном шкалы 0—50°С и ценой деления 0,1 градуса, расположенным вблизи муфты токосъемника. Для поддержания постоянной температуры холодного спаи и окружающей среды вокруг термометра, между опытным элементом и токосъемником устанавливался

теплозащитный экран, который препятствовал попаданию горячих газов к холодному спаю. Кроме того, в указанное пространство подавался охлаждающий воздух.

Величина теплового потока в опытах определялась как произведение расхода жидкости, находящейся в опытном элементе на теплоту парообразования ($Q = G \cdot r$ ккал/ч). Расход воды измерялся с помощью электроконтактного устройства. Величина расхода определялась по времени испарения кольцевого слоя воды, расположенного между двумя контактами. Расходомерное устройство предварительно тарировалось. Кроме того, расход воды контролировался объемным методом с помощью мерного бака, имевшего водоуказательную шкалу.

В опытах применялась дистиллированная вода одинарной очистки, величина содержания находилась в пределах 2—5 мг/л. Вода подавалась в опытный элемент предварительно нагретая до 100°С. Измерение расхода проводилось после каждого изменения теплового потока, когда величина последнего устанавливалась постоянной. Величина теплового потока изменялась путем последовательного включения (выключения) газовых горелок и соответствующим регулированием расхода пропан-бутана и кислорода.

Было проведено 9 серий опытов. В каждой серии число оборотов опытного элемента было постоянным и отличалось от предыдущего на 1000 об/мин. Минимальное число оборотов составляло 1000 об/мин, а максимальное—9000 об/мин. Такие обороты опытного элемента обуславливали центробежные перегрузки $89,3 \leq j \leq 7235,8$ и давления жидкости на обод элемента от 1,27 до 13,65 кг/см².

Количество режимов по тепловым нагрузкам в каждой серии опытов составляло 20—30. Почти во всех сериях тепловая нагрузка изменялась в 7—9 раз. Диапазон изменения удельных тепловых нагрузок составляет 10000—90000 ккал/м².

Полученные данные свидетельствуют, что как центробежные ускорения, так и тепловые потоки, имевшие место в опытах, близки к значениям, которые можно ожидать в газовых турбинах.

В процессе опытов тепло, подводимое к поверхности опытного элемента, передавалось слою воды толщиной 30 мм и уносилось паром, образующимся на свободной поверхности жидкости.

Типичное распределение температуры по толщине кольцевого слоя воды при $q = 900000$ ккал/м² ч и различ-

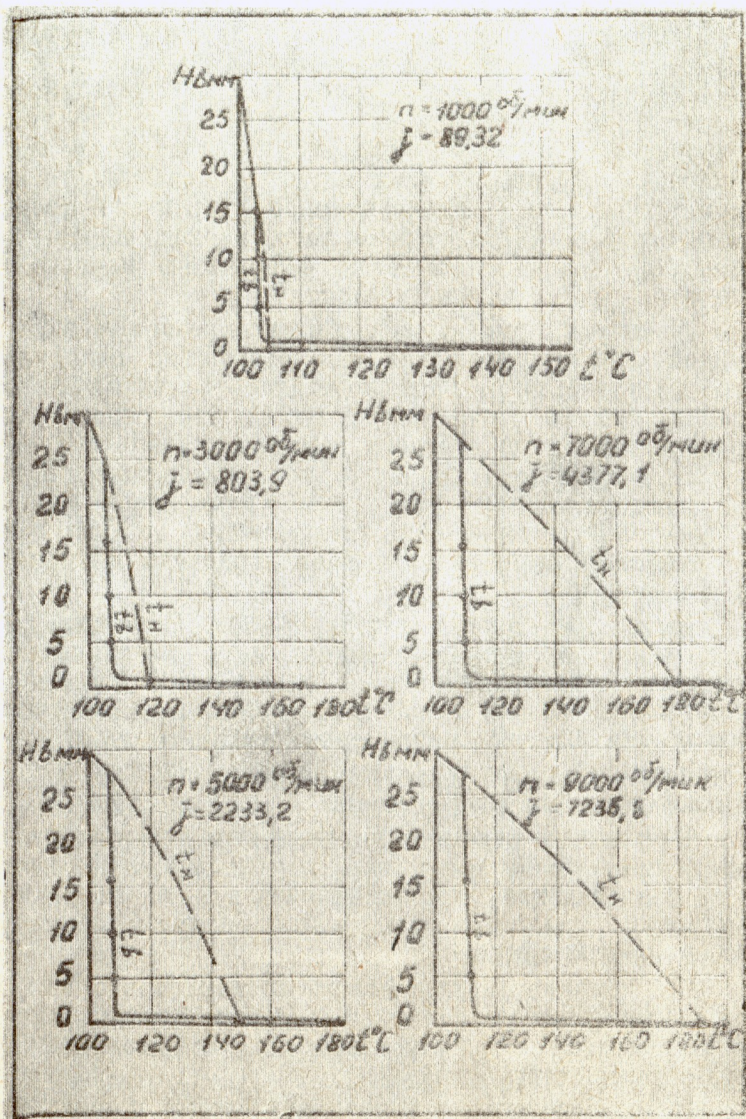


Рис. 1

ных числах оборотов показано на рис. 1. При всех режимах отчетливо различаются три участка. Первый уча-

сток характерен резким изменением температуры воды у теплоотдающей поверхности опытного элемента. Во многих опытах температура поверхности превышает расчетную температуру насыщения, соответствующую давлению воды под воздействием центробежных сил. В этом случае на поверхности нагрева образуются паровые пузырьки, которые оказывают влияние на интенсификацию теплоотдачи. В статических условиях, при кипении жидкости в граничном слое у поверхности нагрева осуществляется пульсирующее перемещение множества паровых и водяных масс, которые обычно рассматриваются как статическое множество своеобразных носителей энергии массы и импульса. Интенсивное перемещение этих носителей в граничном слое у поверхности нагрева при кипении жидкости способствует более быстрому переносу тепла по сравнению с молярным диффузионным переносом в граничном слое некипящей жидкости.

В поле центробежных сил последние оказывают стабилизирующее влияние на граничный слой и, уменьшая возмущение жидкости, увеличивают его термическое сопротивление.

Как видно, из рис. 1 большую часть кольцевого слоя воды составляет участок с почти постоянной температурой. Незначительное изменение температуры свидетельствует о малых потерях через боковые стенки опытного элемента. Так как перенос тепла на этом участке возможен только с массой, то он является зоной интенсивного конвективного движения.

Следует отметить, что в поле центробежных сил, даже при интенсивном процессе образования паровых пузырей, роль конвекции в отводе тепла от поверхности нагрева будет во много раз больше, чем в статических условиях. Это легко показать, произведя вычисления скорости конвекции с учетом действующих центробежных ускорений. При числе оборотов экспериментального участка 9000 об/мин отношение центробежного ускорения к ускорению свободного падения (перегрузки) составляет $\bar{j} = \frac{j}{g} = 7236$, что обуславливает увеличение подъемной силы, определяющей скорость конвективного движения, во столько же раз.

Мерт и Кларк [1], произведя исследование теплоотдачи в поле центробежных сил, высказали предположение, что в зависимости от величины тепловой нагрузки

увеличение конвекции основной массы недогретой жидкости может привести к снижению температуры теплоотдающей поверхности и уменьшению числа активных центров парообразования. Это предположение подтверждается результатами настоящего эксперимента. В процессе исследования было отмечено, что во всем диапазоне тепловых нагрузок разность между температурой теплоотдающей поверхности ($t_{ст}$) и температурой насыщения (t_n) (пунктирная линия рис. 1) уменьшается с увеличением числа оборотов. В некоторых случаях, в зависимости от величины тепловой нагрузки температура поверхности была ниже температуры насыщения.

Так, при $q = 100000$ ккал/м² ч перегрев теплоотдающей поверхности относительно t_n наблюдался до 3000 об/мин, при $q = 300000$ ккал/м² ч до 5000 об/мин, при $q = 500000$ ккал/м² ч до 6500 об/мин, при $q = 700000$ ккал/м² ч до 7500 об/мин. Только при $q = 900000$ ккал/м² ч (рис. 1) перегрев поверхности наблюдался во всем исследуемом диапазоне чисел оборотов. Однако и в этом случае имеет место уменьшение разности температур ($t_{ст} - t_n$).

Это снижение температуры подтверждает наличие высококонвективного движения в недогретом слое воды.

В этом случае, образовавшиеся на поверхности нагрева пузыри являются как бы „насосами“, которые перекачивают перегретую жидкость в более холодную основную массу и затем позволяют более холодной жидкости занимать пустоты, образующиеся в результате разрушения или отрыва пузырей. Поскольку с увеличением числа оборотов скорость конвекции увеличивается — увеличивается и приток холодной жидкости к поверхности нагрева что обуславливает снижение ее температуры а, следовательно, и уменьшение активных центров парообразования.

Сопоставляя графики температур насыщения, соответствующих давлениям, создаваемым центробежными силами (пунктирная кривая) с опытными кривыми, показанными на рис. 1, можно отметить, что вблизи свободной поверхности обе кривые совпадают т. е. вода на этом участке находится при температуре насыщения. Такое перераспределение температур объясняется значительным снижением давления у свободной поверхности и интенсивным испарением воды.

Влияние тепловой нагрузки на процесс теплоотдачи иллюстрирует рис. 2, где приведены графические зависи-

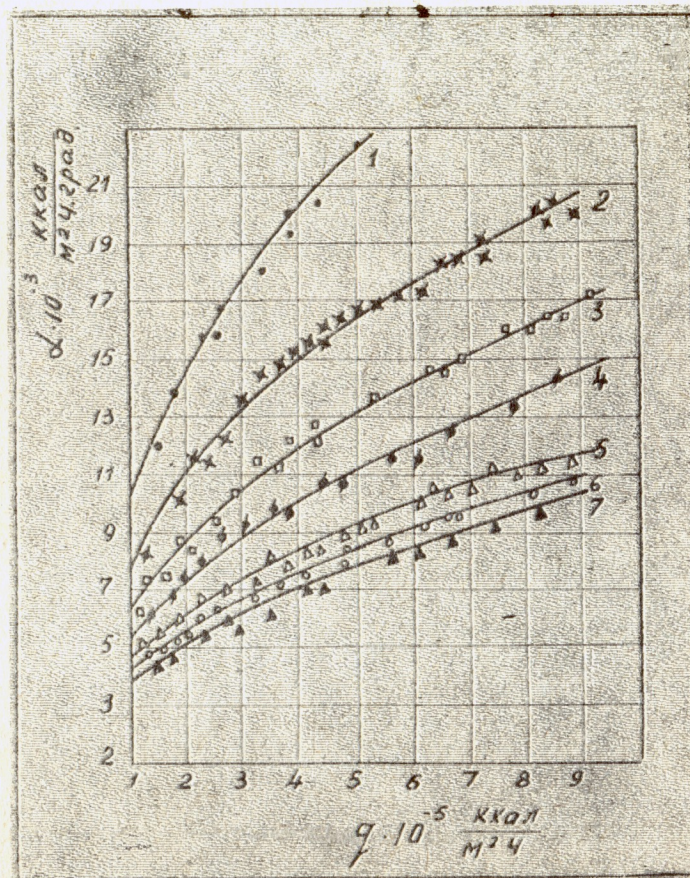


Рис. 2. Кривая—1 теоретическая при $n=0$. Кривая 2— $n=1000$ об/мин; 3— $n=2000$ об/мин; 4— $n=3000$ об/мин; 5— $n=5000$ об/мин; 6— $n=7000$ об/мин; 7— $n=9000$ об/мин.

мости коэффициента теплоотдачи от удельного теплового потока при различных оборотах опытного элемента. Из рассмотрения этих графиков следует, что наибольшая интенсивность теплообмена имела место при максимальных тепловых потоках и минимальных оборотах.

Обращает внимание резкий рост теплоотдачи с повышением тепловой нагрузки на начальных участках кривых, что особенно выражено при сравнительно низких

оборотах. После начального участка (примерно, начиная с $q = 300000$ ккал/м² ч) все кривые трансформируются в линии близкие к наклонным прямым. При этом угол наклона слегка уменьшается с ростом оборотов.

Резкое повышение теплоотдачи с ростом тепловой нагрузки может быть объяснено существованием некоторого переходного режима, соответствующего качественному изменению температурного граничного слоя под действием образующихся паровых пузырей.

Так как во всех опытах структура температурного граничного слоя являлась турбулентной то, следовательно, резкий рост теплоотдачи возможен только при разрушении ламинарного подслоя пузырьками пара, возникающими на поверхности нагрева.

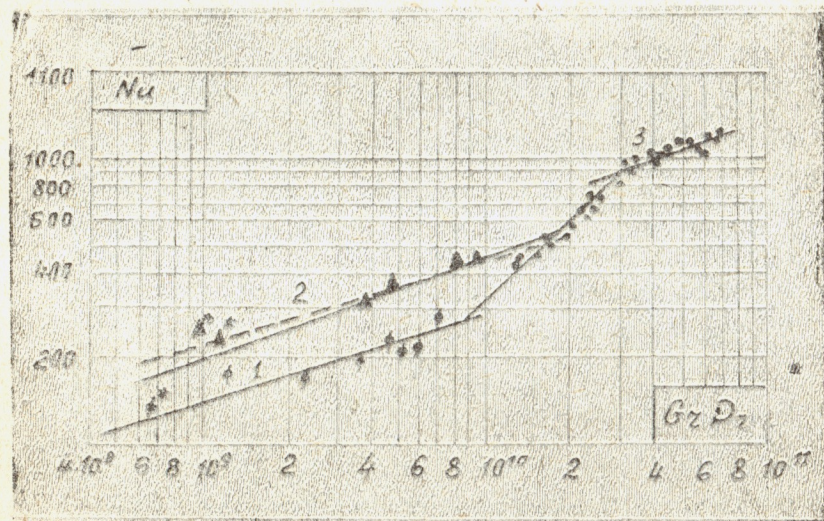


Рис. 3. 1—данные Мак-Адамса [1—2]; 2—данные Мерта и Кларка [1—1]; 3. $Nu = 0,283 (Gr Pr)^{\frac{1}{3}}$ —результаты настоящего исследования при $\bar{j} = 89,32$; - - - - -возможное обобщение данных Мерта и Кларка; *—точки соответствующие $\bar{j} = 1$.

Доказательством справедливости составленного представления о механизме переноса тепла в пограничном слое может служить рис. 3, где приведены зависимости типа $Nu = f(Gr Pr)$.

Кривая 1 представляет собой зависимость, получен-

ную Мак-Адамсом [2] на основании экспериментального исследования теплоотдачи в поле центробежных сил при невысоких тепловых нагрузках ($12700 \leq q \leq 25600$ ккал/м² ч и $\bar{j} \leq 21,1$).

Кривая 3 построена на основании результатов измерения в настоящем исследовании при $n = 1000$ об/мин. ($\bar{j} = 89,3$) и при удельных тепловых потоках от 100000 ккал/м² ч до 900000 ккал/м² ч.

Примечательно, что между кривыми 1 и 3 лежит ряд точек, которые соответствуют некоторому переходному режиму подобно переходу, наблюдаемому при изменении структуры пограничного слоя в условиях вынужденной конвекции. Анализ полученных данных показывает, что указанные точки соответствуют минимальным тепловым потокам, имевшим место в опытах.

Изложенное позволяет утверждать, что начиная с определенного уровня тепловой нагрузки, образующиеся на поверхности нагрева пузырьки пара вызывают изменение механизма переноса тепла и способствуют интенсификации теплообмена.

Установленный характер влияния теплового потока на теплоотдачу согласуется с представлениями составленными многими авторами по результатам исследований в поле земного тяготения. Влияние вращения на процесс теплоотдачи показано на рис. 4. Как видно из графиков с увеличением ускорения (при постоянном тепловом потоке) интенсивность теплоотдачи ухудшается. Последнее может быть связано с уменьшением числа активных центров парообразования, благодаря увеличению конвективного движения, что способствует притоку более холодной основной массы жидкости к поверхности нагрева. Однако одним только снижением роли процесса образования паровых пузырей на отвод тепла с увеличением центробежных сил, нельзя объяснить установленного ухудшения теплоотдачи.

Во всех случаях коэффициент пропорциональности в зависимости типа $Nu = c (Gr Pr)^n$ не должен быть меньше, чем в уравнениях описывающих теплоотдачу при естественной конвекции в статических условиях, то-есть должен быть равным примерно 0,14.

В настоящем исследовании при $n = 9000$ об/мин c примерно в 5 раз ниже. Такое большое расхождение исключает возможность существенной систематической

ошибки. Кроме того, рис. 4 наглядно демонстрирует, что снижение значения коэффициента пропорциональности c имеет закономерный характер. Так при 1000 об/мин

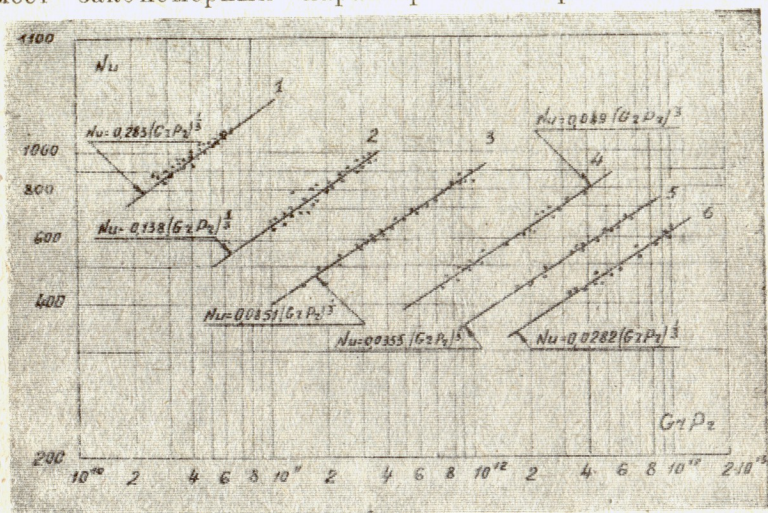


Рис. 4. $j=876,3$ м/сек²; $j=3505,3$ м/сек²; $j=7887$ м/сек²; $j=21908,4$ м/сек²; $j=42940$ м/сек²; $j=70983$ м/сек².

$c = 0,283$, т. е. в 2 раза выше статического, при 2000 об/мин значение c примерно совпадает его значением в статических условиях, а при более высоких оборотах во всех случаях ниже c статического. Причем нет ни одного случая, чтобы при более высоких оборотах опытного элемента полученное значение коэффициента пропорциональности превышало значение при более низких оборотах.

Установленный факт является интересным для понимания физического явления процесса теплоотдачи в поле центробежных сил. Суть его может быть заключена в следующем.

При конвективном переносе массы во вращающемся кольце жидкости частицы ее, двигаясь от периферии к центру, будут переносить момент количества движения.

В силу закона сохранения этого момента отношение угловых скоростей у теплопередающей и на свободной поверхностях жидкости будет обратнопропорционально отношению квадратов их радиусов. Следовательно, слой жидкости на свободной поверхности будет вращаться с большей угловой скоростью, чем у теплоотдающей поверх-

ности. Это позволяет провести некоторую аналогию между исследуемым движением и движением между двумя цилиндрами, известное под названием „движения Куэтта“. Движение Куэтта считается устойчивым, если угловая скорость внутреннего цилиндра больше наружного. Таким образом можно предположить, что в исследуемом случае движение вязкой жидкости под действием центробежных сил будет иметь устойчивый ламинарный характер.

Это позволяет ожидать появления некоторого стабилизирующего эффекта, который может выражаться в увеличении толщины ламинарного подслоя в температурном граничном слое, т. е. в увеличении термического сопротивления, а, следовательно, и в ухудшении теплоотдачи.

Все полученные частные зависимости удалось обобщить путем замены постоянной c некоторой функцией от центробежной перегрузки \bar{j} (рис. 5).

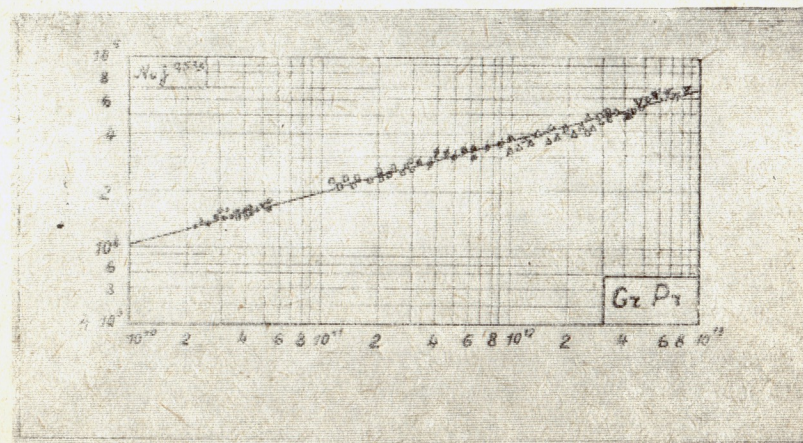


Рис. 5. \bullet — $n=1000$ об/мин; \square — $n=2000$ об/мин; \circ — $n=3000$ об/мин; \triangle — $n=5000$ об/мин; \diamond — $n=7000$ об/мин; \blacktriangledown — $n=9000$ об/мин.

Полученная зависимость имеет вид

$$Nu = \frac{3,03}{\bar{j}^{0,533}} (Gr_j Pr)^{\frac{1}{3}} \quad (3)$$

Однако, нельзя с уверенностью утверждать, что она справедлива во всем диапазоне возможных \bar{j} (от 1 до ∞).

✓ 0.0 1462

Из графиков представленных на рис. 3 видно, что опыты Мак-Адамса [2] описываются выражением

$Nu = 0,14 (G_{rj} P_r)^{1/3}$. В опытах Мерта и Кларка [1] (график 2) величины центробежных перегрузок принимались такими же как и у Мак-Адамса, однако значения удельного теплового потока были выше ($27700 \leq q \leq 66000$ ккал/м² ч), что обусловило более высокое значение теплоотдачи.

Полученные данные описываются выражением $Nu = 0,0505 (G_{rj} P_r)^{0,396}$, однако их можно обобщить зависимостью, у которой показатель степени при числах $G_{rj} P_r$ равен 1/3 (пунктирная линия). В этом случае коэффициент пропорциональности будет равен 0,21 и ре-

зультаты опишутся выражением $Nu = 0,21 (G_{rj} P_r)^{1/3}$. Составляя графики 1 и 2 (рис. 3) можно сделать вывод, что при $\bar{j} = 1$, т. е. при отсутствии вращения (точки отмеченные индексом*) величина коэффициента пропорциональности c в уравнении [1] не соответствует его значению при конвективном теплообмене в статических условиях. Это качественно соответствует результатам настоящего исследования (кривая 3).

Таким образом, из анализа приведенных на рис. 3 данных следует, что увеличение теплового потока оказывает существенное влияние на механизм передачи тепла и при этом значение коэффициента c является функцией от центробежных перегрузок.

Если в критерий Грасгофа, входящий в выражение (3) вместо центробежного ускорения j подставить ускорение свободного падения (умножить и разделить на g), то можно получить выражение более удобное для практических вычислений

$$Nu = \frac{3,03}{\bar{j}^{0,2}} (G_r P_r)^{1/3} \quad (4)$$

Зависимости (3) и (4) хорошо согласуются с опытными данными в диапазоне чисел оборотов $1000 < n < 9000$ об/мин ($89,32 < \bar{j} < 7236$) и удельных тепловых потоков $3 \cdot 10^5 \leq q \leq 9 \cdot 10^5$ ккал/м².

Конечно, приведенные исследования имеют ограниченный характер. Однако они вскрывают ряд особенностей процесса переноса тепла в тепловом граничном слое под воздействием центробежных сил, что позволяет про-

изводить более обстоятельные вычисления. Практическую ценность данного исследования представляет и то, что значение G_r , P_r , j и q близки к возможным в газотурбинных установках.

III

Лопатки газовых турбин представляют тело сложной геометрической формы. При определении температурного поля такой лопатки по всему объему требуется решение трехмерной задачи теплопроводности, что вызывает большие трудности. Трудность усугубляется еще тем, что при быстрых изменениях тепловой нагрузки меняются с температурой теплофизические и механические свойства материала.

Для возможности получения приближенного значения с доведением его до численного результата предполагается, что лопатка представляет собой тонкостенную плоскую оболочку, внутри которой находится жидкий металл. В расчетах рассматриваются температуры, осредненные по поперечному сечению лопатки. Приняты допущения о постоянстве этих температур по высоте лопатки и радиатора. Подобное допущение может быть обосновано постоянством температуры жидкого металла (в силу интенсивного перемещения в поле центробежных сил) малым значением коэффициента теплопроводности материала лопаток газовых турбин при больших значениях коэффициентов теплоотдачи ($\alpha_{ж} \gg \alpha_r$), а также ввиду малых толщин по сравнению с длиной лопатки.

Сделанные допущения позволили составить тепловой баланс нагреваемой и охлаждаемой частей лопатки и вывести закон распределения температуры по ее высоте.

Как показали расчеты, температура по высоте рабочей части лопатки при жидкометаллическом охлаждении остается постоянной, что совпадает с опытными данными различных исследователей. Это обстоятельство позволило свести трехмерную задачу к двухмерной, а также построить обобщенный график зависимости относительной температуры нагретой части лопатки от относительной длины лопатки.

Определяя количество тепла, передаваемого от газа к лопатке, через стенку лопатки, от стенки лопатки к жидкому металлу, от жидкого металла к стенке радиатора и затем через стенку радиатора к охлаждающей среде, получено уравнение, с помощью которого определена эф-

фективность охлаждения рабочей лопатки при различных коэффициентах теплоотдачи от радиатора к охлаждающей среде (α_p). Кроме того, выяснены наиболее целесообразные размеры ребер радиатора при различных коэффициентах теплоотдачи.

Как показали исследования, зависимость эффективности охлаждения от отношения площадей лопатки и радиатора имеет линейный характер. Влияние величины радиатора более резко сказывается при малых коэффициентах теплоотдачи α_p . При этом для обеспечения существенного эффекта охлаждения требуется значительная площадь радиатора, что достигается применением оребрения. С увеличением α_p величина ребер в меньшей степени сказывается на эффективности охлаждения и при значении $\alpha_p > 8000$ ккал/м² ч °С практически на охлаждение не влияет. Поэтому в некоторых случаях при водяном охлаждении радиаторов последние оребрять не нужно, что существенно упростит конструкцию. В случае, когда коэффициенты теплоотдачи $\alpha_p < 8000$ ккал/м² ч °С для улучшения эффекта охлаждения поверхность радиатора необходимо развить. Это позволит сохранить необходимую площадь не удлиняя радиатор.

Влияние оребрения радиатора на эффективность охлаждения определялось для различных значений шага H ; высоты ребра h и отношения площадей $\frac{F_d}{F_p}$. Как показывают расчеты рациональное значение отношения площадей $\frac{F_d}{F_p} = 4$.

Были проведены многочисленные исследования при толщинах ребер $b=0,5; 1; 2$ и 3 мм и различных шагах между ребрами H при $\alpha_p = 250, 500, 1000, 2000$ и 3000 ккал/м² ч град и $\alpha_d = 1300$ ккал/м² ч град.

Увеличение толщины ребра до $b=1$ мм заметно улучшает эффект охлаждения. Дальнейшее утолщение горизонтально расположенных ребер на эффективность не сказывается.

Таким образом, исходя из конструктивных соображений и эффективности охлаждения, толщину горизонтально расположенных ребер следует рекомендовать $b=0,5 \div 1$ мм.

Минимальное значение шага H необходимо выбирать с учетом обеспечения пропускания, требуемого количества охладителя и минимальными потерями на гидравличе-

ские сопротивления. Уменьшение шага ребер тем существеннее сказывается на охлаждение, чем меньше толщина ребер.

Проведенные исследования показали, что в зависимости от величины коэффициента теплоотдачи, влияние высоты ребра на эффективность охлаждения существенно скажется:

при $\alpha_p = 3000$ ккал/м ² ч град.	до $h = 1,5 \div 2$ мм
.. $\alpha_p = 2000$ — — —	до $h = 2 \div 3$ мм
.. $\alpha_p = 1000$ — — —	до $h = 3 \div 5$ мм
.. $\alpha_p = 500$ — — —	до $h = 5 \div 7$ мм
.. $\alpha_p = 250$ — — —	до $h = 7 \div 9$ мм.

Для случая вертикальных ребер прямоугольного сечения можно рекомендовать:

высоту ребра $h = 4 \div 7$ мм;
толщину $b = 1 \div 3$ мм;
шаг ребер $H = 2 \div 5$ мм.

Минимальное значение высоты ребра соответствует большему коэффициенту теплоотдачи от радиатора к охлаждающей среде, а большее h — меньшему α_p .

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Из всех рассмотренных в главе 1 способов охлаждения рабочих лопаток, для высокотемпературных газовых турбин ($t_r \gg 1200^\circ\text{C}$) наиболее целесообразным является термосифонный. В качестве первичного теплоносителя рекомендуется применять легкоплавкие металлы. Для вторичного охлаждения автономных радиаторов могут быть применены воздух или вода.

2. Анализ работ по теплоотдаче в поле центробежных сил показывает, что последние существенно влияют на процесс теплоотдачи от поверхности нагрева к охлаждающей жидкости. Поэтому при определении эффективности указанного способа охлаждения необходимо учитывать те ускорения и тепловые потоки, которые имеют место в реальных газовых турбинах. Имеющиеся в технической литературе данные недостаточны для выполнения расчетов при проектировании охлаждаемых рабочих лопаток, так как в реальных условиях имеют место в десятки раз большие значения удельного теплового потока и в сотни раз большие центробежные перегрузки \bar{j} . Основываясь на данных различных исследователей можно ожидать ухуд-

шения теплообмена вследствие стабилизирующего влияния центробежных сил на тепловой граничный слой.

3. В результате проведенных исследований установлено, что при постоянном числе оборотов увеличение теплового потока в некотором узком интервале его значений ($100000 \leq q < 300000$ ккал/м² ч), приводит к повышению теплоотдачи. Это может быть связано с изменением структуры теплового граничного слоя под воздействием пузырьков пара.

4. При постоянном тепловом потоке увеличение центробежных ускорений приводит к снижению теплоотдачи от поверхности нагрева к охлаждающей среде, что может быть объяснено уменьшением числа активных центров парообразования и увеличением ламинарного подслоя вследствие стабилизирующего воздействия центробежных сил.

5. На основании проведенного экспериментального исследования получена критериальная зависимость, описывающая процесс теплоотдачи к воде в поле центробежных сил при установившейся структуре теплового

пограничного слоя $Nu = \frac{3,03}{\bar{j} 0,533} (G_{r1} P_r)^{\frac{1}{3}}$. Указанная зависимость справедлива в диапазоне $89 < \bar{j} < 7236$ и $300000 \leq q < 900000$ ккал/м² ч.

6. С применением воды в качестве вторичного охладителя рабочих лопаток достигается достаточно высокое значение теплоотдачи ($\alpha_p > 8000$ ккал/м² ч град) и, как показали исследования, при этом значительно уменьшается площадь радиаторов необходимая для обеспечения эффективного охлаждения.

7. При малых значениях коэффициента теплоотдачи от радиатора к охлаждающей среде ($\alpha_p \leq 8000$ ккал/м² ч град) для повышения эффективности охлаждения рабочих лопаток поверхность радиаторов необходимо развить. Это достигается применением его оребрения.

8. Исследования показывают, что оптимальное значение толщины горизонтально расположенных ребер лежит в пределах $b = 0,5 \div 1$ мм. Высота ребер не зависит от шага, и является функцией от коэффициента теплоотдачи α_p .

Для случая вертикальных ребер прямоугольного сечения можно рекомендовать:

высоту ребра $h = 4 \div 7$ мм;

толщину $b = 1 \div 3$ мм;

шаг ребер $H = 2 \div 5$ мм.

При выборе оптимального шага ребер нужно исходить из условий пропуска всего необходимого количества вторичного охладителя и минимальными потерями на гидравлическое сопротивление. Уменьшение шага ребер тем существеннее сказывается на эффективности охлаждения, чем меньше толщина ребра.

ЛИТЕРАТУРА

1. H. Merte, I. A. Clark. Pool Boiling in on Accelerating System. Transactions of the ASME Series C № 3, 1961.

2. Mc. Adams W. H. „Heat Transmission“ third edition. Mc—Graw—Hill Book Company Inc., New York 1954.

Основное содержание диссертации отражено в следующих работах:

1. Л. И. Слободянюк, В. А. Омелюк Охлаждение рабочих лопаток газовых турбин с жидкометаллическим теплоносителем. Известия вузов, Энергетика № 3, 1965.

2. Л. И. Слободянюк, В. А. Омелюк. Воздушное и водяное испарительное охлаждение радиаторов лопаток ГТУ. Теплоэнергетика № 7, 1967.

3. В. А. Омелюк Определение коэффициента теплоотдачи при кипении жидкости в поле центробежных сил. Судостроение и морские сооружения, № 5, 1967.

Результаты работы докладывались на II (1963), IV (1965) и V (1966) научно-технических конференциях Севастопольского приборостроительного института (секция судоремонта и силовых установок).