

УДК 621.165.76.146.1.001.5

В.Н. ГОЛОЩАПОВ*, канд. техн. наук, В.И. КАСИЛОВ**, канд. техн. наук,
А.Ю. КОЗЛОКОВ***, инженер

* *Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины,
г. Харьков, Украина*

** *Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина*

*** *Харьковская «ТЭЦ-5», г. Харьков, Украина*

О РОЛИ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА В ФОРМИРОВАНИИ ТЕЧЕНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ

У статті розглянута робота направляючих апаратів турбінних ступенів з малим D_{cp}/l . Розглянуті питання виникнення та формування привтулочного відриву потоку. Визначений критерій нестійкості потоку і вплив на нього геометричних характеристик направляючого апарату. Показана фізична картина переходу привтулочного відриву за НА.

In the article the work of the turbine stages with small D_m/l is considered. The question of forming of the flow separation from the bush of the stage is considered. The criterion of instability of the flow and influence of geometrical description of the stage is determined. The physical picture of the flow separation transition is presented.

Изменение характера эксплуатации паровых турбин мощностью 200 и 300 МВт, вызванное необходимостью обеспечить высокоманевренные (полупиковые) и пиковые нагрузки энергосети приводит к необходимости останавливать энергоблоки или работать в области пониженных нагрузок. При пониженных нагрузках, которые в настоящее время наблюдаются практически ежедневно (ночные разгрузки энергоблоков), турбины работают в малорасходных режимах, в том числе и в вентиляционных. Особенно чётко это проявляется на работе теплофикационных турбин (типа Т-250/300-240, Т-100/120-130) в режимах комбинированной выработки электрической и тепловой энергии.

Исследованию работы последних ступеней паровых турбин большое внимание было уделено в 60–70-е годы при создании турбоустановок большой мощности, для которых величину расхода пара ограничивает проходная площадь последней ступени. Это привело к необходимости уменьшать втулочное отношение ступени до $\bar{r} = 0,41 \dots 0,43$ (или отношение $D_{cp}/l = 2,4 \dots 2,5$). Исследования ступеней с малым D_{cp}/l для повышения эффективности и устойчивой работе в расширенном диапазоне изменения нагрузки позволило выработать ряд конструктивных мер: использование обратного закона закрутки для лопаток направляющих аппаратов-диафрагм; повышение степени реактивности у корня; увеличение расчётного теплоперепада и некоторые другие [1].

Публикации последнего времени [2, 3] позволяют отметить возрастание интереса как к оценке привтулочного отрыва в ступенях ЦНД, так и связанным с этим вопросом надёжности работы лопаточных аппаратов. Однако в опубликованных работах отсутствует информация о физических причинах появления и развития отрывных явлений в ступенях, таких как привтулочный отрыв и вращающийся торовой вихрь в межвенцовом зазоре.

В данной работе предпринята попытка рассмотреть физические процессы, формируемые направляющим аппаратом ступени с позиции выбора устойчивых форм течения вращающегося потока.

Одним из представительных исследований механизма вращающегося течения в цилиндрической трубе, рассматривающих вопросы устойчивости цилиндрического вращающегося потока, является работа [4], в которой рассмотрен вращающийся поток как идеальной, так и вязкой жидкости, формируемый тангенциальным закручивателем (применительно к задачам движения жидкости в ТВЭЛах). Вращающиеся потоки в [4] классифицированы как сильнозакрученные, в которых «при давлении в центре, равном нулю возможно только полое кольцевое течение поле выхода из направляющего аппарата, создающего вращение» и слабозакрученные, в которых при тех же условиях не обязательно возникновение «каверны», т.е. разрыва потока вблизи оси вращения. Границу между сильно и слабозакрученными потоками определяет распад потока и образование кольцевого течения после закручителя под действием центробежных сил.

В сильнозакрученных потоках невозможно получить радиус свободной поверхности равный нулю без изменения поля скорости. В потенциальном потоке решение дифференциального уравнения Эйлера для окружной составляющей имеет вид $C_u \cdot r = \text{const}$, но не имеет места равенство $r = 0$. Поток слабозакручен, если $r_1 = 0$ и сильно закручен, если $r_1 > 0$, где r_1 – радиус внутренней границы.

Изучению сильно – и слабозакрученных потоков большое внимание уделено при исследовании форсунок, горелочных устройств, теплообменников и других устройств. При истечении вращающегося сильнозакрученного потока, имеющего большую плотность (вода, керосин и др.) в окружающую среду с малой плотностью (воздух) вблизи оси вращения формируется каверна (полость) с чётко выраженной границей $r_1 = r_{\text{отр}}$. При истечении сильнозакрученного потока, плотность которого близка к плотности среды, в которую происходит истечение (вода-вода для гидротурбин; воздух-воздух для горелок) приосевая область вращающегося потока достаточно размыва и не имеет чёткой границы перехода основного течения в зону обратных токов, для которых закон закрутки отличается от закона закрутки основного потока.

Условия появления полых вращающихся потоков и их развитие можно установить, изучая экспериментальные работы, в которых такие потоки наблюдаются.

Турбинная решётка с малым втулочным отношением формирует вращающийся поток, имеющий свои особенности [5]. Экспериментально была исследована кольцевая решётка с отношением $D_{\text{ср}}/l = 1,2$ ($\bar{r}_{\text{вт}} = 0,091$), в опытах на которой числа $M_{\text{с1}}$ и $Re_{\text{с1}}$ изменялись в широких пределах, достигая $M_{\text{с1}} = 1,2$, $Re_{\text{с1}} = 4,5 \cdot 10^5$. Решётка имела 40 лопаток, отношение $t/b = 0,645 = \text{const}(\bar{r})$ и угол выхода потока $\alpha_{1\text{эф}} = 14^\circ = \text{const}(\bar{r})$, рабочее тело – воздух.

Исследование структуры вращающегося за решёткой потока позволило установить, что течение обладает свойством автомодельности в отношении положения линии $G = 0$. Изменение структуры течения от осевого потока перед решёткой до вращающегося при $M_{\text{с1}} = 1,2$ у втулки решётки и $\alpha_{1\text{к}} = 14^\circ$ не приводит к отрыву потока от втулки внутри решётки в пределах силового воздействия лопаток на поток.

После выхода потока из каналов вдоль наружной поверхности цилиндрического меридионального обвода формируется пограничный слой, являющийся продолжением области периферийных потерь. В корневой области концевые потери дают начало струйному пограничному турбулентному слою, который по мере удаления от радиально ориентированных выходных кромок лопаток охватывает всё большую часть

вращающегося потока. Этот слой распространяется как на внутреннюю часть основного потока, так и на область возвратного циркуляционного движения, сформировавшуюся вблизи оси вращения основного потока. На большей части по высоте лопаток сохраняется течение с характеристиками вращающегося потока, которые заданы лопаточным аппаратом. Радиальная протяжённость этого течения быстро убывает по мере удаления от выходных кромок за счёт развития привтулочного отрыва, который сопровождается развитием струйного турбулентного пограничного слоя. После перехода вращающегося потока через сечение с максимальным радиусом привтулочного отрыва формируется турбулентный вращающийся цилиндрический поток с перестройкой пограничного слоя на внешней поверхности и струйным пограничным слоем, распространяющимся практически на всю область привтулочного отрыва.

Практически цилиндрическое течение с устойчивой границей формируется на удалении $\bar{z} = (1,7 - 2,0)z/l_c$ или для решётки, имеющей $D_{cp}/l = 1,2$ на удалении $\sim 1,5R_n$, где R_n – радиуса цилиндрической трубы за направляющим аппаратом; z – расстояние от выходных кромок направляющих лопаток.

Анализ зависимостей для описания цилиндрического потока вязкой несжимаемой жидкости, полученных из уравнений Навье-Стокса, и проведенный в [4], показывает, что при одном и том же интегральном моменте количества движения возможны различные зависимости $C_u(r)$. Поэтому оценка стабилизированности цилиндрического течения вязкой жидкости в соответствии с уравнением Навье-Стокса требует для потока, создаваемого направляющими аппаратами турбинных ступеней экспериментальной проверки. На свободной цилиндрической границе должен существовать разрыв сплошности в значении составляющей тензора напряжений по окружной и радиальной составляющим.

Для определения радиуса поверхности привтулочной области (каверны) при устойчивой форме течения цилиндрического потока применялись различные критерии. Одним из первых был рассмотрен принцип максимума расхода [6, 7], выдвинутый в качестве гипотезы, но плохо подтверждаемый экспериментально. Согласно [8] более приемлемой оказалась гипотеза минимума кинетической энергии для выходного сечения относительно короткой камеры с тангенциальным подводом потока. Однако эта гипотеза дала хорошее совпадение только для одного значения относительного радиуса в приосевой области обратных токов.

В работе Бенджамина [9], посвящённая теории цилиндрических течений в трубах, вводится вариационный принцип экстремума полного импульса, в соответствии с которым в устойчивом цилиндрическом потоке со свободной поверхностью всегда он реализуется, а переход от неустойчивой формы течения к устойчивой или «взрыв вихря» происходит без потерь энергии, но с увеличением импульса. Эта теория должна была дать общий метод определения состояния и величину радиус границы свободной поверхности при устойчивой форме течения сильнозакрученного цилиндрического потока.

Анализ подходов различных авторов к оценке форм движения вращающегося потока, применительно к задачам формирования лопаточных аппаратов проточной части осевых турбомашин показывает, что рабочее колесо турбинной ступени в зависимости от отношения D_{cp}/l и угла выхода потока $\alpha_{1эф}$ расположено как в области устойчивого потока (ступени с большим отношением D_{cp}/l , из которых формируется проточная часть ЦВД и большая часть ЦСД), так и в области вращающегося потока, включающего в себя периферийную устойчивую часть потока и значительную часть

неустойчивого потока, которая приводит к формированию области привтулочного отрыва.

Поэтому целесообразно провести анализ форм течения вращающегося потока за направляющими аппаратами (кольцевыми решетками) с осевым подводом рабочей среды.

В табл. 1 приведены геометрические характеристики лопаточных аппаратов экспериментально исследованных решёток, по результатам которых имелась возможность установить форму поверхности области отрыва, развивающегося за выходными кромками лопаток, и выбрать критерии оценки для описания этой области. Был исследован широкий спектр моделей направляющих аппаратов, отличающихся законами закрутки, углами выхода потока из каналов $\alpha_{1\text{эф}}$, отношением шага лопаток t к длине хорды лопатки b на среднем радиусе решётки $t/b_{\text{ср}}$, количеством лопаток z , углами наклона периферийного $\gamma_{\text{н}}$ и втулочного $\gamma_{\text{вт}}$ меридиональных обводов решётки. В таблице, кроме исследований выполненных авторами, проанализированы результаты других работ, которые позволяют использовать общий подход к оценке отрыва за направляющим аппаратом [9–13].

На рис. 1 приведены характеристики вращающегося потока, сформированного кольцевыми решётками, выполненными по закону закрутки $\alpha_{1\text{эф}} = 14^\circ = \text{const}(r)$ при изменении отношения $D_{\text{ср}}/l$ от 1,2 до 18,8, $\bar{r}_{\text{вт}} = 0,09 \dots 0,90$.

В качестве характеристик привтулочного отрыва рассмотрены изменения вдоль оси z линии:

- нулевого расхода ($\bar{G} = 0$) (рис. 1а);
- половины толщины струйного пограничного слоя $b_{0,5}$ (рис. 1б), определяемой согласно формулы Шлихтинга, преобразованной к виду

$$\frac{b}{b_{0,5}} = \frac{r_{\lambda_{z\text{max}}} - r}{r_{\lambda_{z\text{max}}} - r_{\lambda_{z0,5}}},$$

где $r_{\lambda_{z\text{max}}}$ – радиус положения относительной скорости спутного потока в безразмерном виде $\lambda_z = \frac{C_z}{a_*}$, где

a_* – критическая скорость звука, принимаемая по параметрам потока на входе в направляющий аппарат;

$\lambda_{1\text{max}}$ – максимальная скорость в каждом сечении поля скоростей вращающегося потока (рис. 1в);

$\lambda_{z\text{max}}$ – максимальная осевая составляющая скорости (рис. 1г);

$\lambda_{\text{иmax}}$ – максимальная окружная составляющая скорости вращающегося потока (рис. 1д).

Как видно из рис. 1а, линия $\bar{G} = 0$, начинаясь от радиуса втулки (при каждом значении $D_{\text{ср}}/l$), достигает значения максимально удаленного от оси вращения радиуса ($\bar{r}_{\text{отр,max}}$), а затем эта линия приближается к оси вращения, принимая после сечения VIII удаленного от кромок на $1,73R$, практически постоянное значение ($\bar{r}_{\text{отр}} \approx \text{const}$).

Обозначим сечение, в котором радиус области привтулочного отрыва становится максимальным, как переходное $\bar{z}_{\text{пер}}$.

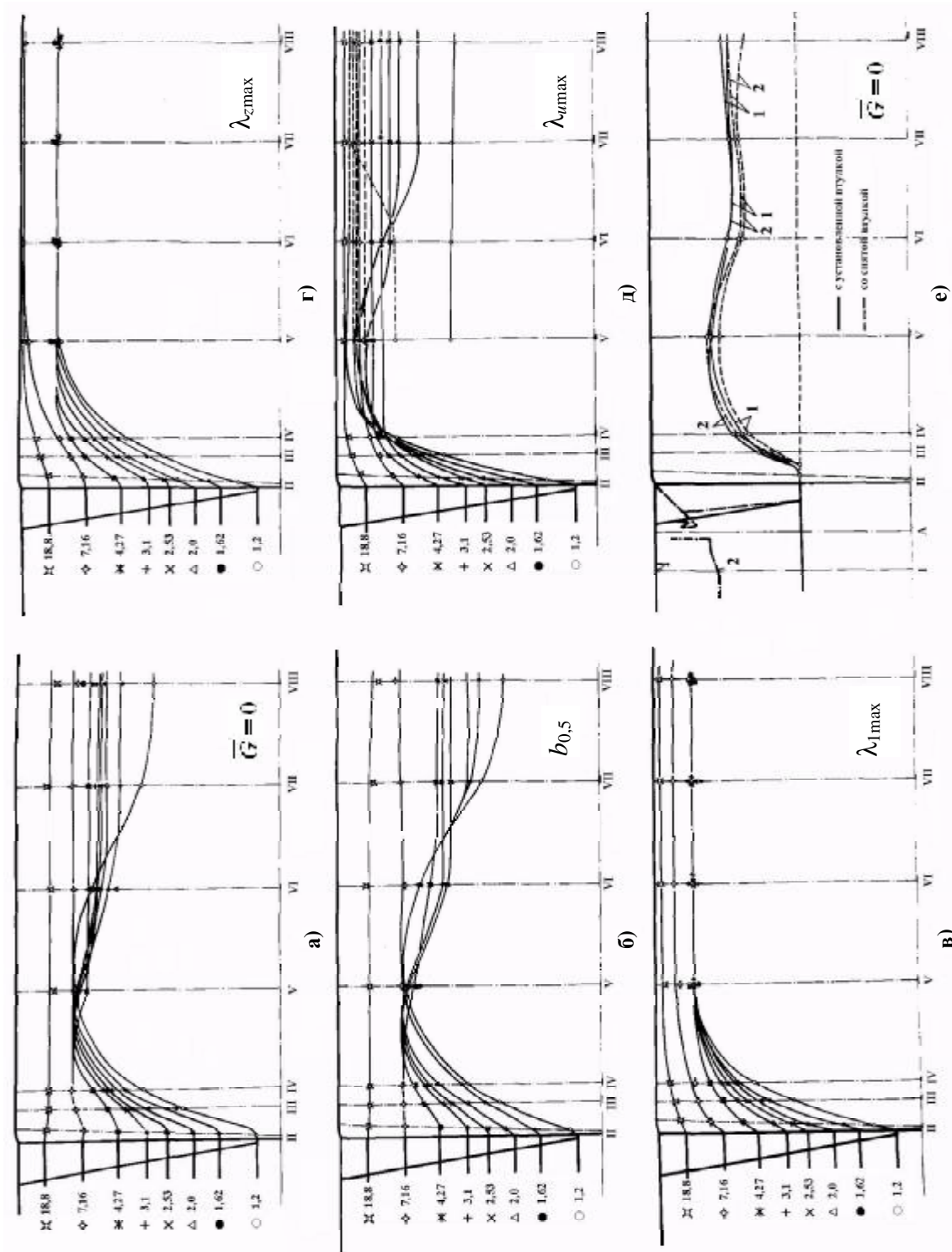


Рис. 1

Увеличение D_{cp}/l от 1,2 до 8,0 формирует равные значения максимального радиуса $\bar{r}_{отр}$, определяемого по положению линии $\bar{G} = 0$, но приводит к приближению переходного сечения $\bar{z}_{пер}$ к плоскости кромок лопаток.

Подобная картина изменения средней линии струйного пограничного слоя наблюдается при описании его линией $b_{0,5}$ (рис. 1б). Эта линия в развивающемся струйном пограничном слое на внутренней поверхности основного потока повторяет поведение линии $\bar{G} = 0$, т.е. может также рассматриваться как характеристика развития привтулочного отрыва за кольцевой решёткой.

Несколько отличное от вышеприведенного поведение линий λ_{1max} и λ_{zmax} (рис. 1в, г). После достижения максимальной удалённости от оси вращения потока эти линии в дальнейшем располагаются на одном радиусе, что свидетельствует о подобии изменения полной кинетической энергии вращающегося потока и его осевой составляющей.

Изменение $\lambda_{иmax}$, (линии максимальных значений окружной составляющей скорости) в значительной мере повторяет поведение линии $\bar{G} = 0$ (за исключением значения $\lambda_{иmax}$ в переходном сечении при значениях $D_{cp}/l = 1,2...1,62$. Соотношение между значениями λ_{zmax} и $\lambda_{иmax}$ в разных сечениях могут косвенно свидетельствовать о перераспределении кинетической энергии между осевым и окружным направлениями при неустановившемся течении в области между лопаточным аппаратом и вращающимся потоком, близким к цилиндрическому (плоскость кромок и сеч. VIII).

Следует отметить, что до определённого значения D_{cp}/l (равного 7,16 для данной серии решёток, имеющих $\alpha_{1эф} = 14^\circ = \text{const}(r)$) линии $\bar{G} = 0$ и $b_{0,5}$ достигают максимального удаления $\bar{r}_{отр,max}$ от оси. При значениях $D_{cp}/l > 7,16$ эти линии перемещаются на более высокий радиус, близкий (равный) к значению втулочного отношения ($\bar{r}_{вт} \approx \bar{r}_{отр}$). Подобная картина поведения наблюдается и для линий λ_{1max} и λ_{zmax} , а область постоянных значений λ_{1max} и λ_{zmax} устанавливается после переходного сечения. В исследованной серии решёток одинаковые радиусы максимальных значений λ_{1max} и λ_{zmax} соответствует значению $D_{cp}/l \leq 4,27$. Для максимальной $\lambda_{иmax}$ значение радиуса их положения в переходном сечении зависит от D_{cp}/l .

Исследования [11] показали, что в области привтулочного отрыва во вращающемся потоке при подъёме линий тока вплоть до переходного сечения в трубках тока наблюдается диффузорный эффект, сопровождающийся подъёмом давления вдоль границы привтулочного отрыва. После переходного сечения в этих же трубках $d\bar{G}_i$ происходит падение давления, сопровождающееся интенсивным расширением струйного пограничного слоя вплоть до завершения переходного процесса. В установившемся течении в цилиндрической трубе радиальное изменение давления для основного потока соответствует упрощённому уравнению радиального равновесия, полученному из уравнений Эйлера для цилиндрического стационарного вращающегося потока в круглой трубе.

Проанализировав результаты экспериментального исследования вращающегося потока за осевым направляющим аппаратом с учётом законов механики вращающегося потока [4], таких как сохранение полного импульса, изменения полной и кинетической энергии в качестве основной характеристики развития привтулочного отрыва в переходной области неустановившегося течения, примыкающего к выходным кромкам лопаточного аппарата, целесообразно принять линию нулевого расхода $\bar{G} = 0$.

В этом случае основной поток (при условии закона сохранения массы) расположен между цилиндрической поверхностью трубы с наружным радиусом R и линией $\bar{G} = 0$, положение которой в каждом рассматриваемом сечении может быть описано радиусом отрыва в плоскости кромок, равным $\bar{r}_{отр} = \bar{r}_{вт}$, а по мере удаления от кромок зависимостью $\bar{r}_{отр} = \bar{r}_{отр}(\bar{z})$.

Между линией $\bar{G} = 0$ и осью вращения формируется область вихревого циркуляционного течения, в которой расход циркулирующей массы зависит от скорости λ_{1max} и может достигать 15–20 % от расхода рабочей среды в основном потоке.

Основное количество экспериментальных исследований кольцевых решёток, формирующих привтулочный отрыв, проведено на стендах, где за кольцевой решёткой устанавливается втулка, создающая внутренний цилиндрический обвод. Для оценки влияния втулки на развитие привтулочного отрыва были проведены исследования, результаты которого приведены на рис. 1е. Исследование проведено для решетки с отношением $D_{cp}/l = 2,5$ при цилиндрических внешних обводах (1) и конических с углом $\gamma_n = 45^\circ$. Решётки, выполнены по закону закрутки лопаточного аппарата $\text{tg}\alpha_{1\text{эф}} \cdot r^{-1} = \text{const}$ (обвод 2) при $\alpha_{1\text{эф},cp} = 18^\circ$ и по закону $\alpha_{1\text{эф},cp} = 14^\circ = \text{const}$ (обвод 1). Как видно из рис. 1е различие в положении границы $\bar{G} = 0$ для исследованных решёток невелико, а точка отрыва потока от втулки соответствует положению линии $\bar{G} = 0$ (см. рис. 1а) в этом сечении. Это обозначает, что вытеснение части пространства, занимаемого областью отрыва (при $D_{cp}/l = 2,5$) практически не повлияло на положение линии $\bar{G} = 0$ в области расположения рабочего колеса при формировании ступени.

На рис. 2 приведено исследование влияния конструктивных элементов направляющих аппаратов решёток на развитие привтулочного отрыва. Все решётки имели $D_{cp}/l = 2,5$, что соответствует втулочному отношению диафрагм последних ступеней паровых турбин типа К-300-240. Решётки с цилиндрическими обводами приближаются к направляющим аппаратам газовых турбин. Обозначения решёток соответствуют табл. 1. Буква Ц обозначает цилиндрические обводы, буква К – конические, последующие цифры – угол наклона наружного и корневого обводов.

Как видно из рис. 2 при цилиндрических меридиональных обводах радиусы отрыва основного потока в переходном сечении изменяются ограниченно (для Р1Ц $\bar{r}_{отр} = 0,610$, для Р2Ц $\bar{r}_{отр} = 0,586$, для Р3Ц $\bar{r}_{отр} = 0,590$, для Р7Ц $\bar{r}_{отр} = 0,621$), несмотря на различные законы закрутки, различные углы $\alpha_{1\text{эф}}$, различные типы профилей. Для направляющих лопаток применялись разные отношения t/b и различное число лопаток. Решётка Р3Ц, выполненная с применением обратного закона закрутки, с помощью которого поток прижимается к втулке в корневом сечении решетки. В этом случае точка начала привтулочного отрыва немного отодвинута от кромок лопаток, но увеличилась интенсивность его развития.

Масса циркулирующей среды в области привтулочного отрыва для исследованных решёток не превысила 2 % расхода основного потока у решёток с цилиндрическими меридиональными обводами и 10 % – с коническими меридиональными обводами ($\gamma_m \approx 55^\circ$) (рис. 2).

Применение конического меридионального обвода для этих решёток существенно интенсифицировало отрыв потока от втулки за счёт создания в пределах каналов решётки радиальной составляющей скорости. Большую устойчивость к

формированию привтулочного отрыва проявила решетка с обратным законом закрутки (РЗК45).

Как при цилиндрических, так и при конических меридиональных обводах за переходной областью устанавливается область течения, близкая к цилиндрическому со слегка волнообразным изменением линии $\bar{G} = 0$, соответствующим движению жидкости с длинными волнами на свободной поверхности.

Для формирования ступеней с различным отношением D_{cp}/l наиболее важной является область, прилегающая к выходным кромкам лопаток, занимающая пространство от кромок лопаток до IV сечения. Рабочая лопатка ступени располагается в зоне начала привтулочного отрыва, но воспринимает уже вращающийся в межвенцовом зазоре поток, в котором заложена тенденция к отрыву. И если при номинальных режимах работы рабочее колесо справляется с раскруткой вращающегося потока (закрутку которому создал направляющий аппарат), то при переменных режимах работы, когда снижается воздействие на поток лопаточной силы рабочих лопаток, поток не успевает полностью принять осевое направление. Оставаясь на выходе из рабочего колеса слабозакрученным, по мере уменьшения значения $\bar{G} \cdot v_2$ до уровня малорасходных режимов вращающийся поток может просто «проскакать» сквозь каналы рабочих лопаток, сохраняя неустойчивое положение вдоль оси z . На этих режимах область привтулочного отрыва при наличии рабочего колеса развивается так же, как и при его отсутствии. И, более того, формируя на части рабочего колеса вентиляционный режим, отрыв за рабочим колесом может усиливаться.

Таким образом, основной причиной появления привтулочного отрыва является неустойчивость вращающегося потока, появляющаяся после «снятия» с него лопаточной силы в каналах сформированных направляющими лопатками и воздействующей в окружном направлении. При этом для решеток, создающих вращающийся поток, имеются значения D_{cp}/l , при превышении которых вращающийся поток остаётся устойчивым.

Это хорошо прослеживается на рис. 1 и рис. 2 при развитии привтулочного отрыва. Так для рассмотренной решётки с $\alpha_{1\text{эф}} = 14^\circ$ при $D_{cp}/l \geq 8,0$ вращающийся поток устойчив и отрыв потока от втулки не возникает, что также хорошо прослеживается в исследованиях ступеней для проточной части цилиндров высокого давления, имеющих большие значения D_{cp}/l .

В таблице приведены значения $\bar{r}_{\text{отр.макс}}$ для всех исследованных решёток. Для них, исходя из анализа механики вращающегося потока, были определены значения

полной кинетической энергии потока $\bar{E} = \int_0^1 \lambda_{1n}^2 \cdot d\bar{G}$, а также интегральные значения

кинетической энергии для составляющих осевой $\bar{E}_{1z} = \int_0^1 \lambda_{1z}^2 \cdot d\bar{G}$ и окружной

$\bar{E}_{1u} = \int_0^1 \lambda_{1u}^2 \cdot d\bar{G}$ скорости на выходе из направляющего аппарата.

Оценка критериев различного вида позволила остановиться на критерии, эквивалентном интегральному углу закрутки потока в направляющем аппарате

$$\text{tg}^2 \alpha_{\text{интер.}} = \frac{\bar{E}_{1z}}{\bar{E}_{1u}}. \quad (1)$$

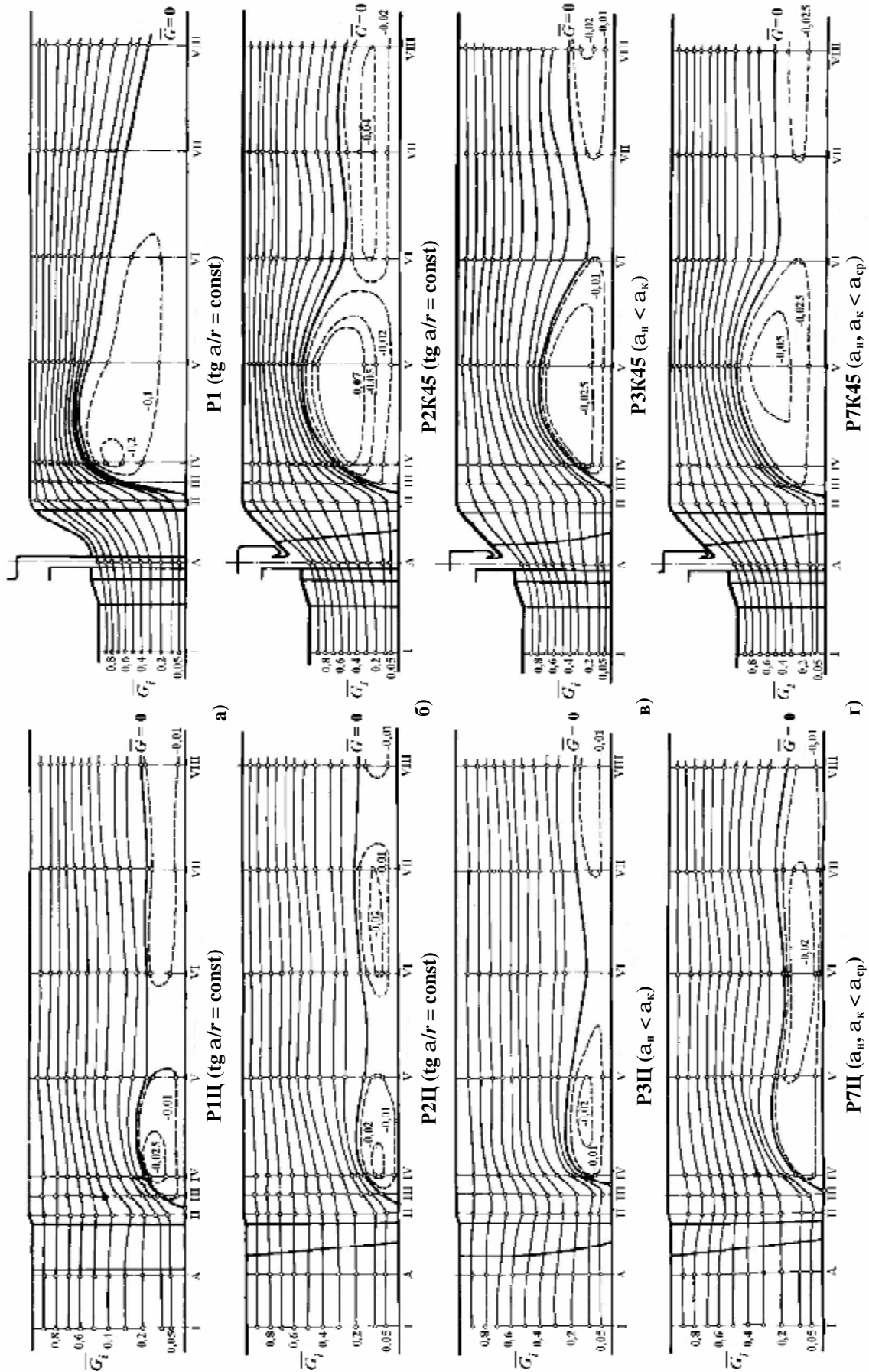


Рис. 2

Зависимость максимального радиуса привтулочного отрыва $\bar{r}_{отр.мах}$, в переходной области от отношения интегральных значений осевой и окружной составляющих кинетической энергии (определённых в плоскости выходных кромок решёток) приведено на рис. 3. Зависимость

$$\bar{r}_{отр.мах} = 1 - 3,571 \cdot \frac{\overline{E_{1z}}}{\overline{E_{1u}}} = 1 - 3,571 \cdot \text{tg}^2 \alpha_{интегр.} \quad (2)$$

опирается на экспериментальные исследования 33 кольцевых решёток, моделирующих направляющие аппараты турбин, 6-ти осевых завихрителей камер сгорания авиационных двигателей, и опыты на цилиндрической вихревой трубе с лопаточным тангенциальным закручивателем потока.

Приведенная зависимость $\bar{r}_{отр.мах} = f\left(\frac{\overline{E_{1z}}}{\overline{E_{1u}}}\right)$ при экстраполяции на ось решётки

(ось вращающегося потока) позволяет получить критерий перехода слабозакрученного устойчивого, вращающегося потока в цилиндрической трубе в сильнозакрученный в виде значения интегрального угла закрутки осевого потока, равного

$$\alpha_{интегр.} = 31^\circ \quad (3)$$

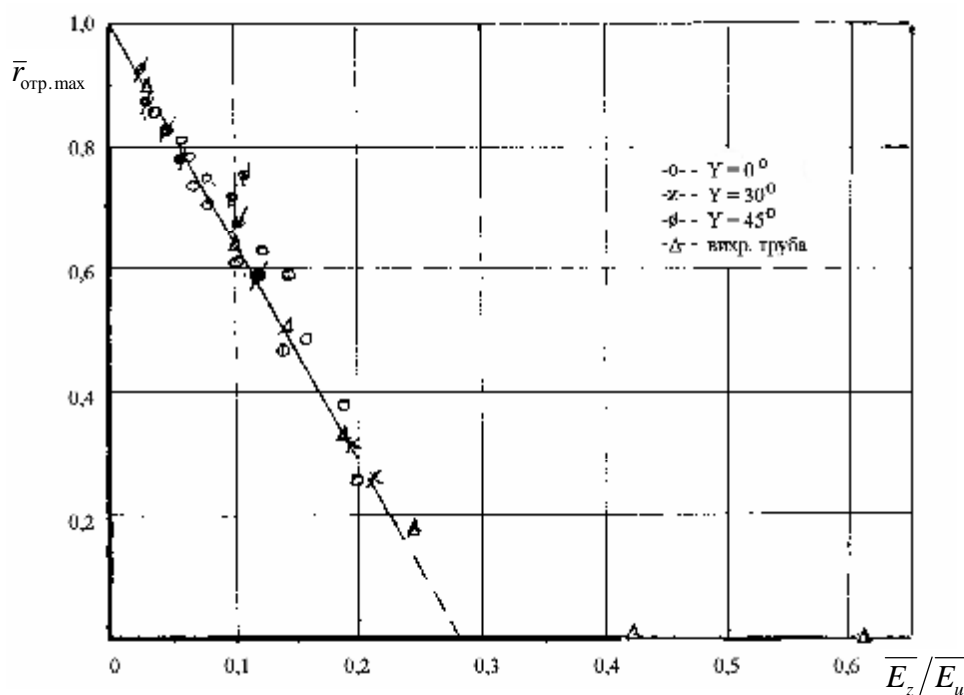


Рис. 3. Изменение максимального значения привтулочного отрыва при различных соотношения интегральных составляющих кинетической энергии в осевом и окружном направлении при выходе из кольцевой решётки

Значение отношения $\overline{E_{1z}} / \overline{E_{1u}}$ для вихревой трубы принимается по параметрам вращающегося потока в сечении, расположенном непосредственно за тангенциальным закручивателем.

Приравняв значение $\bar{r}_{отр.мах} = \bar{r}_{вт}$ можно получить отношение $D_{ср}/l$ для ступеней, в которых при принятых значениях угла выхода $\alpha_{1эф}$ привтулочный отрыв

потока не возникает (вращающийся поток за решёткой является устойчивым). Для турбинных направляющих аппаратов, выполненных с $D_{cp}/l \geq 2,5$ значение максимального радиуса отрыва потока в переходной области можно получить, используя зависимость

$$\bar{r}_{отр.мах} = 1 - (0,86 - 0,26 \cdot \operatorname{tg} \gamma_H) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1эф.ср}, \quad (4)$$

Таблица 1.

Решетка, автор	$\frac{D_{cp}}{l}$	$\bar{r}_{вт}$	Закон закрутки	$\alpha_{эф.ср.}$	$\frac{t}{b_{cp}}$	профиль	Кол-во лопаток.	$\frac{\gamma_H}{\gamma_{вт}}$	$\bar{r}_{отр.мах}$	$\frac{\bar{E}_z}{\bar{E}_u}$
P1Ц	2,53	0,432	$\operatorname{tg} \alpha \cdot r^{-1} = \operatorname{const}$	18	0,58	ТС-2БУ	36	0	0,610	0,102
P1ХТГЗ	2,53	0,432	$\operatorname{tg} \alpha \cdot r^{-1} = \operatorname{const}$	18	0,58	ТС-2БУ	36	55	0,83	0,052
P2Ц	2,53	0,432	$\operatorname{tg} \alpha \cdot r^{-1} = \operatorname{const}$	18	0,86	ТС-2БУ	36	0	0,586	0,108
P2K45	2,53	0,432	$\operatorname{tg} \alpha \cdot r^{-1} = \operatorname{const}$	18	0,86	ТС-2БУ	36	45	0,783	0,0545
P2K45/20	2,53	0,432	$\operatorname{tg} \alpha \cdot r^{-1} = \operatorname{const}$	18	0,86	ТС-2БУ	36	45/20	0,815	0,057
P2K45/-20	2,53	0,432	$\operatorname{tg} \alpha \cdot r^{-1} = \operatorname{const}$	18	0,86	ТС-2БУ	36	45/-20	0,772	0,055
P3Ц	2,53	0,432	$\alpha_H < \alpha_K$	21°42'	0,70	Н-12	36	0	0,590	0,143
P3K45	2,53	0,432	$\alpha_H < \alpha_K$	21°42'	0,70	Н-12	36	45	0,700	0,0983
P4K45	2,53	0,432	$\alpha_H < \alpha_K$	21°42'	0,70	Н-12	36	45	0,721	0,097
P5Ц	2,53	0,432	$\alpha = \operatorname{const}$	14	0,65	Н-11	40	0	0,735	0,0621
P5K45	2,53	0,432	$\alpha = \operatorname{const}$	14	0,65	Н-11	40	45	0,826	0,0412
P6Ц	2,53	0,432	$\alpha_H < \alpha_{cp}; \alpha_K < \alpha_{cp}$	18	0,68	ТС-2БУ	36	0	0,632	0,121
P6K45	2,53	0,432	$\alpha_H < \alpha_{cp}; \alpha_K < \alpha_{cp}$	18	0,68	ТС-2БУ	36	45	0,763	0,108
P7Ц	2,53	0,432	$\alpha_H < \alpha_{cp}; \alpha_K < \alpha_{cp}$	18	0,86	ТС-2Б	36	0	0,621	0,104
P7K45	2,53	0,432	$\alpha_H < \alpha_{cp}; \alpha_K < \alpha_{cp}$	18	0,86	ТС-2Б	36	45	0,758	0,0588
P8Ц	1,20	0,090	$\alpha = \operatorname{const}$	14	0,65	Н-11	40	0	0,785	0,060
P8Ц	1,62	0,234	$\alpha = \operatorname{const}$	14	0,65	Н-11	40	0	0,785	0,785
P8Ц	2,00	0,331	$\alpha = \operatorname{const}$	14	0,65	Н-11	40	0	0,785	0,785
P8Ц	2,53	0,432	$\alpha = \operatorname{const}$	14	0,65	Н-11	40	0	0,785	0,785
P8Ц	3,10	0,511	$\alpha = \operatorname{const}$	14	0,65	Н-11	40	0	0,785	0,062
P8Ц	4,27	0,620	$\alpha = \operatorname{const}$	14	0,65	Н-11	40	0	0,785	0,785
P8Ц	7,16	0,755	$\alpha = \operatorname{const}$	14	0,65	Н-11	40	0	0,785	0,785
P8Ц	18,8	0,900	$\alpha = \operatorname{const}$	14	0,65	Н-11	40	0	0,880	0,785
P9Ц	2,53	0,432	$\alpha = \operatorname{const}$	10	0,65	Н-11	40	0	0,843	0,880
P9K45	2,53	0,432	$\alpha = \operatorname{const}$	10	0,65	Н-11	40	45	0,905	0,0318
P10Ц	2,53	0,432	$\alpha = \operatorname{const}$	20	0,65	Н-11	40	0	0,606	0,0281
P10K45	2,53	0,432	$\alpha = \operatorname{const}$	20	0,65	Н-11	40	45	0,762	0,127
[9]	4,71	0,65	$\alpha = \operatorname{const}$	16°30'	0,67	Спец.	54	0	0,710	0,0742
[9]	2,33	0,40	$\alpha = \operatorname{const}$	25	0,57	Спец.	44	0	0,490	0,0742
[10]	3,31	0,535	$\alpha = \operatorname{const}$	14	0,60	Н-11	12	0	0,750	0,075
[10]	4,33	0,625	$\alpha = \operatorname{const}$	12	0,62	Н-11	38	0	0,790	0,160
[10]	5,13	0,674	$\alpha = \operatorname{const}$	12	0,76	Н-11	42	0	0,745	0,077
[11]	3,36	0,540	$\alpha = \operatorname{const}$	26	0,68	Н-11	40	45	0,705	0,060
[12]	2,33	0,40	$\alpha = \operatorname{const}$	29	0,68	лист	6	0	0,380	0,071
[12]	2,33	0,40	$\alpha = \operatorname{const}$	29	0,68	лист	6	45	0,680	0,08
[12]	2,33	0,40	$\alpha = \operatorname{const}$	35	0,68	лист	6	0	0,250	0,190
[12]	2,33	0,40	$\alpha = \operatorname{const}$	35	0,68	лист	6	45	0,595	0,105
[12]	2,33	0,40	$\alpha = \operatorname{const}$	42	0,68	лист	6	30	0,320	0,200
[12]	2,33	0,40	$\alpha = \operatorname{const}$	45	0,68	лист	6	30	0,250	0,120

где $\alpha_{1эф.ср}$ – угол выхода потока из направляющих аппаратов ступеней, принятый на среднем диаметре.

Диапазон исследованных значений геометрических характеристик моделей направляющих аппаратов $10^\circ \leq \alpha_{1эф.ср} \leq 45^\circ$, $0^\circ \leq \gamma_n \leq 55^\circ$.

Исследования вращающегося потока за кольцевыми решётками, моделирующими направляющие аппараты турбинных ступеней показали, что форма профилей лопаток, применяемые законы закрутки для турбинных ступеней, отношение t/b , число лопаток в кольцевой решётке слабо влияет на максимальное значение радиуса привтулочного отрыва в переходной области течения неустойчивого потока за выходными кромками осевого направляющего лопаточного аппарата, т.е. оказывает слабое влияние на развитие привтулочного отрыва.

Литература

1. *Самойлович Г.С., Трояновский Б.М.* Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. – М.: Энергоиздат, 1981. – 496 с.
2. *Симою Л.Л.* Теплофикационные паровые турбины: повышение экономичности и надёжности / Л.Л. Симою, Е.И. Эфрос, В.Ф. Гуторов, В.П. Лагун. – СПб: Энерготех, 2001. – 208 с.
3. Малорасходные режимы ЦНД турбины Т-250/300-240 / Под ред. В.А. Хаимова. – СПб: БХВ – Петербург, 2007. – 240 с.
4. *Каменщиков Ф.Т.* Вопросы механики вращающихся потоков и интенсификация теплообмена в ЯЭУ / Ф.Т. Каменщиков, В.А. Решетов, А.М. Рябов и др. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 176 с.
5. *Голощанов В.Н.* Свойства вращающегося потока за направляющим турбинным аппаратом // Сб. Энергетическое машиностроение. – 1974. – Вып. 17. – С. 90-97.
6. *Vamert K. und Klaukens H.* Nabentot-wasser hinter Leitradern von axialen Stromungsmaschinen. Ingenieur-Archiv, Bd.XVII, 1949.
7. *Левина М.Е., Романенко П.А.* Теоретическое исследование отрывных явлений в кольцевых решётках // Сб. Паровые и газовые турбины. – 1959. – Т. XXIX, Вып. 2. – С. 55-72.
8. *Гольдштик М.А.* Аэродинамика вихревой камеры / М.А. Гольдштик, А.К. Леонтьев, И.И. Палеев // Теплоэнергетика. – 1961. – №2. – С. 40-45.
9. *Benjamin T.V.* Theory of vortex breakdown phehomen // J.Fluid Mechanics. – 1962. – V. 14. – P. 593.
10. *Sholz N.* Stromungsuntersuchungen an Schaufelgittern. V. D. J Forschungs-heft, Ausg. V. Bd. 20, 1954.
11. *Левина М.Е., Романенко П.А.* Экспериментальное исследование отрывных явлений за кольцевой решёткой // Сб.Тр. Харьковский политехнический институт. Паровые и газовые турбины. – 1960. – Т. 29, Вып. 2. – С. 73-87.
12. *Понамарёв В.Н.* Экспериментальное исследование привтулочного отрыва потока в турбинной ступени / В.Н. Понамарёв, Г.А. Бондаренко, В.Н. Голощанов // Теплоэнергетика. – 1970. – № 6. – С. 36-39.
13. *Михайлов А.Н.* Рабочий процесс и расчёт камер сгорания газотурбинных двигателей / А.Н. Михайлов, Г.И. Горбунов, В.В. Борисов и др. // Тр. Московского авиационного института. – 1959. – Вып. 106. – 286 с.