

## Библиографический список

- Су слов А.Д., Чи ж и ко в Ю.В. Методика расчета вихревых холодоильников //Тр. КуАИ, 1974.
- Су слов А.Д., И в а но в С.В., Му ра ш ки н А.В., Чи ж и ко в Ю.В. Вихревые аппараты. М.: Машиностроение, 1985.

УДК 621.436:62-71

И.В.Жорник, Ш.А.Пиралишвили

### ОХЛАЖДЕНИЕ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ВТ

(Рыбинский авиационный технологический институт)

Рассмотрена возможность разработки эффективного способа охлаждения лопатки турбины со встроенными в перо малоразмерными вихревыми трубами. Приведены результаты экспериментального исследования, позволившие проанализировать возникающие при этом трудности с охлаждением передней кромки лопатки при отсутствии перфорации на ней. Перспективной оказалась лопатка, сочетающая в себе преимущества других схем - это комбинированная лопатка с пленочной завесой входной кромки и с дельтектором в кромочном канале. Средняя часть охлаждается двумя вихревыми трубами со встречным подводом охладителя через завихрители у корня и на периферии. Показано, что наложение вторичного центробежного поля на вращающийся в ВТ поток приводит к существенному изменению характеристик трубы.

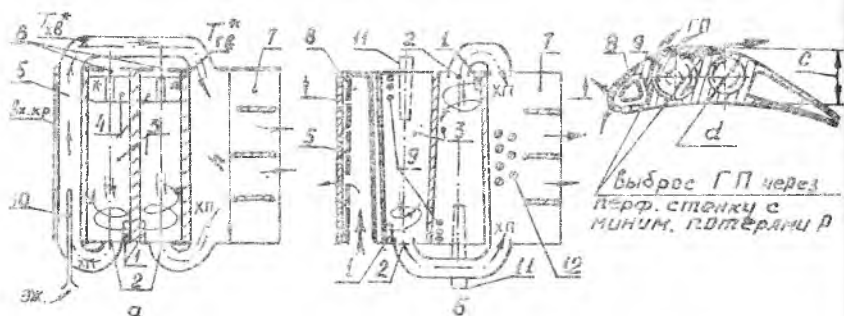
Условные обозначения:  $T_1$  (XII) - подогретый (охлажденный) потоки;  $B_k, B, \Gamma$  - индексы параметров воздуха на входе в лопатку, в каналах, газа;  $T_{ст}$  - температура стенки лопатки;  $P_3$  - статическое давление за пакетом лопаток;

ISBN 5-230-16926-5

Вихревой эффект  
и его применение в технике.  
Самара, 1992

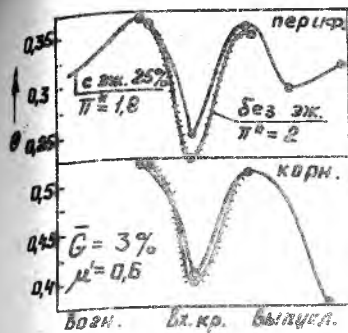
$G_{BT}, G_r, G_x$  - расходы через ВТ, газа и ПП;  $\bar{G} = G_{BT}/G_r$  - относительный расход;  $\theta = (T_r^* - T_{cr}) / (T_r^* - T_{gx}^*)$ ,  $\theta' = (T_r^* - T_{cr}) / (T_r^* - T_{g'}^*)$  - эффективности охлаждения.

В работе [1] выявлено недостаточное охлаждение периферийного сечения лопатки с вихревой трубой (ВТ) конструкции рис. 1, а. Для такой конструкции лопатки интенсивный подогрев в ВТ устранить невозможно, поэтому авторами рассмотрен вариант увеличения расхода воздуха через кромочный канал при той же пропускной способности ВТ, что может быть достигнуто дополнительным потоком или вдувом дополнительного воздуха в канал входной кромки. Для этого на расстоянии 1/3 высоты пера через иглу-эжектор 10 из входного ресивера дополнительно подавался воздух с расходом (0,25  $G_x$ ). Игла-эжектор дополнительно эжектирует поток, выходящий из диафрагмы, компенсируя потери давления в тракте. Опыты показали, что этот прием приводит к незначительному повышению  $\theta$  входной кромки в периферийной зоне (на 0,03), но позволяет сохранить на прежнем уровне величины  $\theta$  входной кромки у корня, а также выпуклой и вогнутой поверхностей по всей высоте лопатки при несколько меньшем перепаде давления, но при  $\bar{G} = idem$  (рис. 2).

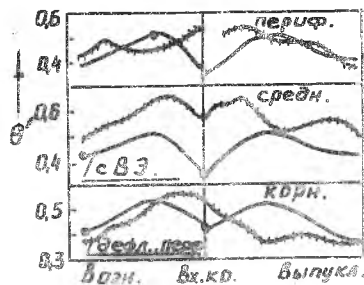


Р и с. 1. Схема сопловых лопаток с ВТ: 1 - завихритель, 2 - диафрагма, 3 - камера энергоразделения, 4 - развихритель, 5 - канал входной кромки, 6 - дроссель, 7 - канал выходной кромки, 8 - дефлектор, 9 - перфорация для выброса ПП, 10 - игла эжектора  $\phi$  0,5, (11 - возможный ввод дополнительного потока), 12 - турбулизаторы потока

Исследования проводились и на сверхзвуковом режиме течения газа в решетке при перепаде давления в системе охлаждения  $\Pi^* =$



Р и с. 2. Влияние эжекции в канале вихревой кромки на  $T$  лопатки:  $T_{вх}^*/T_{г}^* = 0,49$ ,  $Re_{гг} = 0,76 \cdot 10^5$ ,  $Re_{гс} = 5 \cdot 10^5$



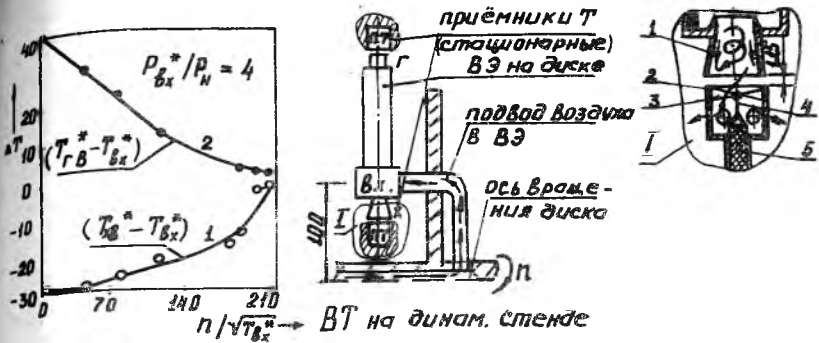
Р и с. 3. Сравнение  $\theta$  по профилю лопаток:  $T_{вх}^*/T_{г}^* = 0,27$ ,  $Re_{гг} = 1,25 \cdot 10^5$ ,  $Re_{гс} = 4,5 \cdot 10^5$ ,  $\rho_{вх}^*/\rho_{г} = 3,5$

$\rho_{вх}^*/\rho_{г} = 3,5$  (рис. 3). Расчет  $\theta'$  выполнен с учетом подогрева воздуха в каналах по показаниям термопар, установленных на выходе из канала входной кромки  $T_{вх}^*$  и у развихрителя  $T_{гв}^*$ . В корневом сечении температура охладителя в камере энергоразделения (КЭ) составила  $T_{в(кр)}^* = T_{вх}^* + 40^\circ$ , в кромочном канале  $T_{в(кр)}^* = T_{вх}^* - \Delta T + 40^\circ$ , в периферийном сечении  $T_{в(кр)}^* = T_{гв}^*$ ,  $T_{в(кр)}^* = T_{вх}^* - 40^\circ$ ; в среднем сечении  $T_{в(кр)}^*$  и  $T_{в(кр)}^*$  - половина подогрева в каналах (здесь  $40^\circ$  условная величина подогрева от стенок,  $\Delta T$  - эффект охлаждения в ВТ без обдува лопатки газом). Сравнение  $\theta'$  лопатки с ВТ и  $\theta'$  лопатки того же наружного профиля, но дефлекторной схемы с перфорацией на кромках, показывает, что интенсивности охлаждения средней части пера у полок лопаток по величине примерно одинаковы. А на входной кромке и в среднем сечении по высоте пера перфорированная дефлекторная лопатка имеет превосходство из-за развитой системы перфорации и большего расхода охлаждающего воздуха (6,7% против 3,4% для лопатки с двумя ВТ  $\phi$  8,5 мм). Лопатка с ВТ имеет запас по расходу воздуха, которым можно охладить входную кромку. На режиме по газовому потоку  $Re_{гг} = 1,25$ ,  $T_{вх}^*/T_{г}^* = 0,27$ ,  $Re_{гс} = 4,5 \cdot 10^5$ . У лопатки с ВТ эффективность охлаждения входной кромки составила 0,35...0,42, а средней части профиля - 0,5. Температурная неравномерность -  $180^\circ$  по высоте входной кромки и  $160^\circ$  по высоте вогнутой (и выпуклой) поверхностей. Для снижения температурного градиента авторами предложено охлаждающий воздух в две

ВТ подводить с противоположных полочных концов сопловой лопатки.

На рис. 1,б изображена перспективная схема конструкции комбинированной лопатки высокотемпературной газотурбинной установки (ГТУ), сочетающая в себе преимущества рассмотренных схем — пленочная завеса входной кромки и система ВТ, обладающая свойствами дросселя умеренной пропускной способности, теплообменника, закручивающего устройства и турбулизатора потока одновременно. Входная кромка лопатки перфорирована, в кромочном канале размещен дефлектор. Средняя часть охлаждается двумя ВТ со встречным подводом охлаждающей через завихрители у корня и на периферии. ВТ работают на режиме  $M = 0,6$  или около 1. ГП после охлаждения выпуклой и вогнутой поверхностей выводится через перфорацию спинки у полка. ХП поступает из обеих ВТ в канал выходной кромки лопатки и выбрасывается через щель. Такая схема может быть рекомендована для лопаток соплового аппарата I-й ступени турбины с лопатками  $h/c$  до 4...5,  $\pi^* = 2,5...6,0$ , малой степени реактивности. Для соплового аппарата (СА) последующих ступеней с перепадом давления в системе охлаждения более двух выброс ГП и ХП может осуществляться по любой традиционной лопаточной схеме.

Применение ВТ для охлаждения рабочих лопаток пока изучено недостаточно. Дело в том, что на трехмерное вихревое течение в КЭ накладывается вторичное центробежное поле ( $\omega/\omega$ ), соизмеримое по интенсивности с первым. Авторами проведено предварительное исследование вращающейся ВТ диаметром  $d = 16$  мм (рис. 4) с тангенциальным завихрителем,  $f_c = 0,1$ ,  $d_g = 0,5$ ,  $\bar{e} = 7$ , с крестовиной, дроссель-цилиндрической шайбой. Температуры ГП и ХП регистрировались термодатчиками ХК, помещенными в аэродинамические ловушки, диаметры камер торможения которых были равны диаметрам отверстия диафрагмы и дросселя. Как видно из графика рис. 4, вращение оказывает негативное влияние на эффективность процесса энергопередачи ВТ диафрагмой к оси вращения вторичные  $\omega/\omega$  силы существенно снижают осевой градиент давления, формирующий вынужденный вихрь. С ростом частоты вращения  $\omega$  уменьшаются: длина зоны обратных токов, осевые составляющие напряжений трения на границе раздела вихрей, т.е. с ростом  $\omega$  ВТ, работающая в статике по противоточной схеме, переходит постепенно через противоточно-прямоточную схему к чисто прямоточной (в данной конструкции ВТ — с одним сто-



Р и с. 4. Характеристики вращающихся ВТ: 1 - диафрагма, 2 - эбонитовый корпус, 3 - осреднитель медный, 4 - ПТ ХК ФЦЗ, 5 - керамика

ком через отверстие дросселя перемешивающихся ПП и ХП). При этом вероятно эжектирование через диафрагму атмосферного воздуха. Так можно объяснить снижение  $\eta_t$ .

Полученные данные позволяют сказать, что вращающиеся ВТ противоточной схемы с выбросом ХП к оси вращения могут использоваться в роторах ГТУ со сравнительно небольшой частотой вращения - до 2...3 тыс. об/мин. Притом, в каждом конкретном случае, когда на  $\eta_t$  влияют и  $n$ , и размеры ВТ, и расстояние до оси вращения, оптимальная геометрия ВТ для получения максимальных значений  $\eta_t$  или  $\eta_{ad}$  может быть определена только экспериментальным путем в конкретных условиях.

Библиографический список

Жорник И.В., Манушин Э.А., Пиралишвили Ш.А. Исследование эффективности охлаждения элемента газового тракта с вихревым энергоразделителем //Авиационная промышленность. 1991. № 1.