

УДК 621.438:536.24

Н.Н. САЛОВ, А.А. ХАРЧЕНКО, Г.В. ГОРОБЕЦ, В.М. БУБЕНЦОВ

*Севастопольский национальный технический университет, Украина***ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ ЭКРАНИРОВАННЫХ ДИСКОВ РОТОРОВ ГТД С ЭЖЕКТОРНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ**

Экспериментально исследован профиль температуры по радиусу диска в зависимости от величины гидравлического сопротивления осевого канала экранированного диска и площади экранирования.

**диски роторов, степень экранирования, эжекторные устройства, гидравлическое сопротивление, температурное поле**

**Введение**

Диски роторов ГТД являются наиболее нагруженными силовыми элементами компрессора и турбины. Для обеспечения их работоспособности температура дисков должна поддерживаться достаточно низкой, так как уровень температуры существенно влияет на запас прочности вследствие появления термических напряжений и уменьшения прочностных свойств материалов при высоких температурах. При традиционных способах транспортировки охлаждающего воздуха через ротор компрессора охлаждение дисков осуществляется циркуляцией воздуха в междисковых полостях ротора. Интенсивность охлаждения дисков осевых компрессоров высокого давления и дисков многоступенчатых турбин в этом случае оказывается недостаточно эффективной, т.к. не обеспечиваются приемлемые градиенты температур по радиусу диска, в связи с чем температурные напряжения могут быть достаточно велики. При различных режимах работы ГТД температурные напряжения в диске меняют знак, что при многократном повторении может явиться причиной усталостного разрушения ротора.

**Формулирование проблемы.** Экранирование достаточно широко применяется в турбиностроении. С помощью дефлекторов осуществляется струйный обдув внутренних поверхностей турбинной лопатки

[1], в системах охлаждения роторов диск охлаждается подачей воздуха между диском и дефлектором [2], при этом варианты конструкций дефлекторов могут быть весьма разнообразны. Подача охлаждающего воздуха в зазор между дефлектором и диском, независимо от способа подвода, от центра вращения, либо к центру вращения, приводит к снижению температуры диска. Однако перепад температур по радиусу диска остается достаточно большим. В этих схемах охлаждения температура ступицы может оказаться меньше температуры обода диска на 250...300 °С. В связи с этим целесообразно отвести часть тепла от проставочных колец и обода диска, как наиболее горячих деталей ротора, и подвести к наименее нагретой ступице. Такой вариант охлаждения горячих частей ротора с одновременным подогревом ступицы можно осуществить, если экранировать диск и расположить отсасывающие воздух устройства в кольцевом канале под ступицей диска. Экран препятствует перемешиванию горячего воздуха, находящегося в зазоре между экраном и диском, с холодным воздухом, заполняющим полость ротора. Отсос воздуха производится эжектором, принцип действия которого основан на использовании динамического напора воздуха, отбираемого на охлаждение двигателя и транспортируемого через ротор осевого компрессора. Как показали опыты,

эжектор успешно работает в полостях роторов с осевым течением охладителя, если в полости отсутствуют радиальные течения, которые возникают при наличии радиальных отверстий, характерных для роторов турбин.

В задачу исследования входило установить закономерность распределения температуры по радиусу экранированного диска в зависимости от величины площади экранирования и величины гидравлического сопротивления кольцевого канала, в котором установлены эжекторные устройства.

### Решение проблемы

Опыты по определению температурного состояния экранированных дисков выполнялись на экспериментальном стенде, описание конструкции которого приведено в работе [3]. Экспериментально исследован профиль температуры по радиусу диска с частичным и полным экранированием. Схемы экранированных дисков представлены в работе [4]. Число эжекторных устройств в опытах изменялось от трех до девяти. Частота вращения рабочего участка поддерживалась постоянной, расход охлаждающего воздуха изменялся от  $7 \cdot 10^{-3}$  до 0,11 кг/с. Величина гидравлического сопротивления оценивалась отношением  $l/d_2$ , где  $l$  – длина эжектора,  $d_2 = 4F/\Pi$  – эквивалентный диаметр кольцевого канала, в котором установлен эжектор,  $F$  – площадь живого сечения канала,  $\Pi$  – смоченный периметр сечения канала. Эжектор представлял собой трапецевидной формы выступ на поверхности экрана со стороны торца ступицы. В кормовой части расширяющийся эжектор имеет отверстие  $4 \times 16$  мм. При обтекании тела такой формы оторвавшийся пограничный слой оттесняет потенциальное течение, в результате давление за обтекаемым телом понижается. В нашем случае это приводит к отсосу воздуха, находящегося между экраном и диском. Результаты исследований

позволили уточнить показатель степени  $m_i$  в формуле для определения температуры на среднем радиусе каждого расчетного участка диска [4].

$$t_i = t_e + (t_{\max} - t_e) \cdot \left( \frac{r_i}{R_{\max}} \right)^{m_i}, \quad (1)$$

где  $t_e$  – температура охлаждающего воздуха под ступицей диска;

$t_{\max}$  – температура воздуха в проточной части осевого компрессора, определяется по степени повышения давления в ступени компрессора;

$r_i, R_{\max}$  – радиусы соответственно середины  $i$ -го участка диска и максимальный.

Для экранированного диска в зависимости от величины площади экранирования и числа установленных эжекторов показатель степени  $m_i$  в формуле (1) определяется по зависимости

$$m_i = C \cdot m_{0i} \cdot \left( \frac{R_{\max} \cdot F_{\max}}{R \cdot F} \right)^{b_i} \cdot \left( \frac{l}{d_2} \right)^{x_i}, \quad (2)$$

где  $m_{0i}$  – показатель степени для  $i$ -го участка неэкранированного диска, определяется по зависимостям работы [5];

$R$  – радиус подвода воздуха к охлаждаемой части диска;

$F_{\max}$  – площадь поверхности диска;

$F$  – площадь неэкранированных участков диска;

$b_i, x_i$  – показатели степени, определяемые по опытным данным для каждого расчетного участка диска.

Влияние величины площади экранирования на характер распределения температуры по радиусу диска при девяти эжекторных устройствах, равномерно установленных в кольцевом канале под ступицей диска, показано на рис. 1; на рис. 2 – при трех эжекторных устройствах.

Отношение  $\left( \frac{R_{\max} \cdot F_{\max}}{R \cdot F} \right) = 31,29$  соответствует условию полного экранирования диска и проставочных

колец; при отношении 12,25 экранирован диск и 3/4 проставочных колец; при 6,12 экранирован диск и половина проставочного кольца с обеих сторон диска; при 2,79 экранирован только диск; величина 2,34 соответствует экранированию 2/3 поверхности диска.

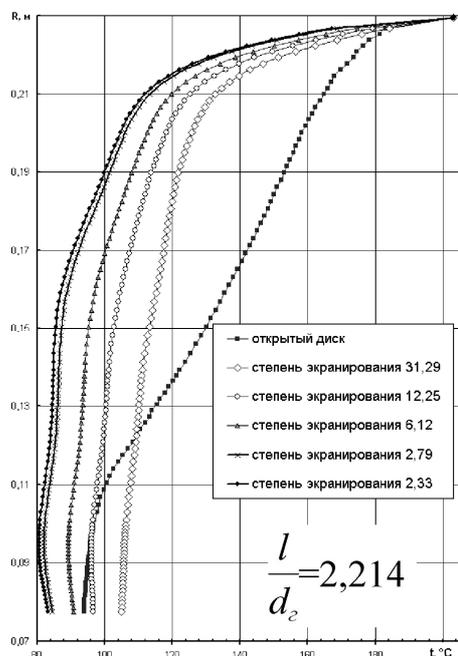


Рис. 1. Влияние площади экранирования при девяти эжекторных устройствах

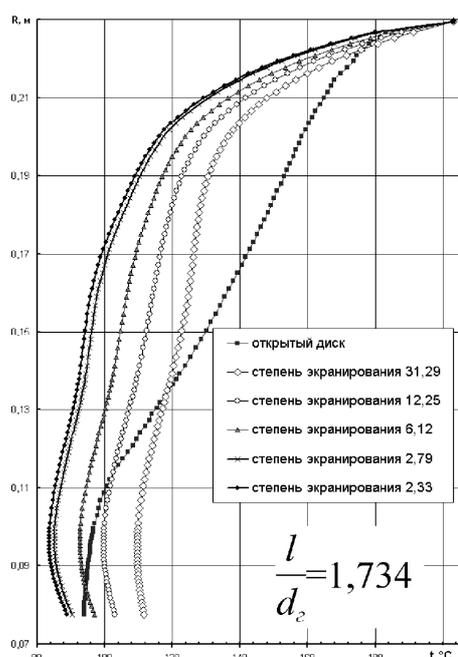


Рис. 2. Влияние степени экранирования при трех эжекторных устройствах

Как видно из графиков, экранирование приводит к уменьшению перепада температур по радиусу. В сопоставлении с неэкранированным («открытым») диском наибольшую роль в разогреве ступицы оказывает воздух, омывающий проставочные кольца, что объясняется их более высокой температурой и большей теплоотдающей поверхностью, чем у обода диска. Уменьшение числа эжекторных устройств увеличивает разогрев ступичной части диска, что объясняется уменьшением гидравлического сопротивления кольцевого канала, а следовательно, и уменьшением количества охлаждающего воздуха, поступающего в зазор между экраном и диском, и большим его разогревом.

На рис. 3 показан характер распределения температуры по радиусу диска в зависимости от числа эжекторных устройств при полном экранировании диска и проставочных колец.

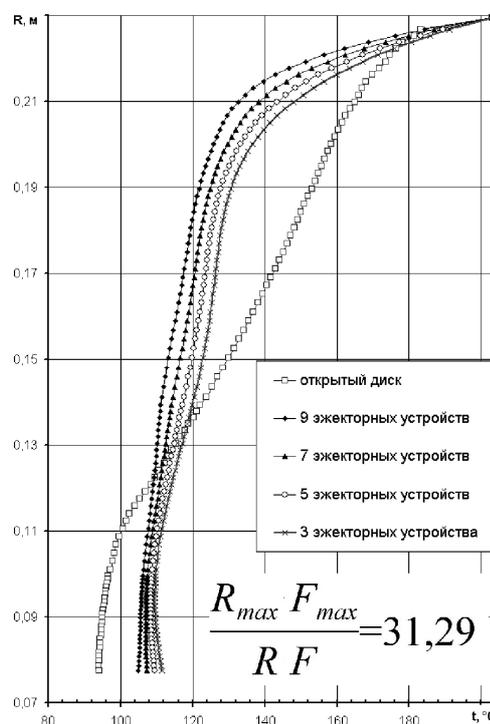


Рис. 3. Влияние числа эжекторных устройств (экранирован диск и проставочные кольца). Кривая температуры на рис. 4 соответствует конструкции с полностью экранированным диском и с

экранированием половины поверхности проставочных колец.

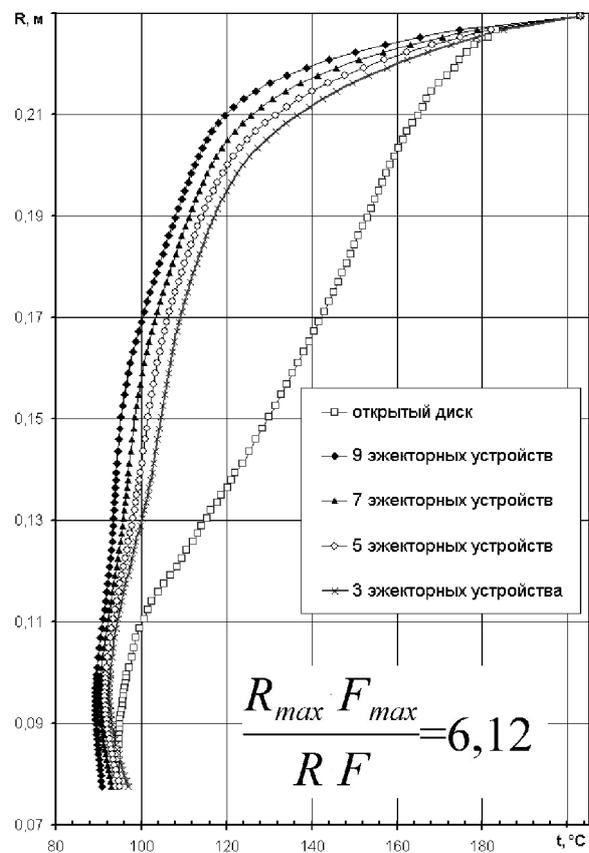


Рис. 4. Влияние числа эжекторных устройств (экранирован диск и часть проставочного кольца)

Из графиков видно, что разогрев ступичной части диска слабо зависит от числа эжекторных устройств, что можно объяснить их высокой эжектирующей способностью.

## Заключение

Задавая степень экранирования и числом эжекторных устройств можно на стадии проектирования рассчитать приемлемый вариант температурного состояния дисков роторов ГТД.

## Литература

- Копелев С.З. Охлаждаемые лопатки газовых турбин. – М.: Наука, 1983. – 144 с.
- Швец И.Т., Дыбан Е.П. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. – К.: Наук. думка, 1974. – 487 с.
- Салов Н.Н., Бубенцов В.М., Харченко А.А. Интенсификация теплообмена в полостях роторов ГТД // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*: Зб. наук. пр. – Х.: ХАІ, 2001. – Вип. 23. Двигуни та енергоустановки. – С. 142-143.
- Харченко А.А. К управлению температурным состоянием дисков роторов осевых компрессоров ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – №10 (26). – С. 170-172.

Салов Н.Н., Горобец Г.В., Харченко А.А. Расчет температурных полей дисков роторов осевых компрессоров // *Вестник двигателестроения*. – 2003. – № 2. – С. 36-43.

Поступила в редакцию 1.06.2006

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. К.Ю. Федоровский,  
Севастопольский национальный технический университет, Севастополь.