

А.В. Коннов¹, И.С. Владыкина¹, Т.И. Полянская², С.В. Жарихин²

¹ФГУП «НПП «Торий»

²АО «Научно-производственное предприятие «Исток»

Моделирование системы принудительного воздушного охлаждения коллектора многолучевого клистрона

Проведен трехмерный расчет температурного поля на радиаторной системе охлаждения коллектора клистрона в вихревом охлаждающем воздушном потоке. Найдена зависимость коэффициента теплоотдачи поверхности радиатора от числа Рейнольдса.

Ключевые слова: многолучевой клистрон, коллектор, воздушное охлаждение, коэффициент теплоотдачи, турбулентный поток

Коллектор 15-ти лучевого клистрона с радиатором системы принудительного воздушного охлаждения представлен в продольном разрезе на рис. 1.

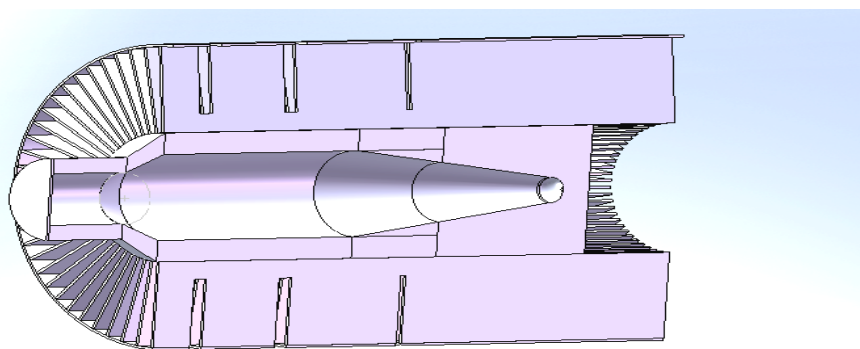


Рисунок 1.

В общем случае трехмерный расчет теплового стационарного режима методом конечных элементов [1] при учете реальной геометрии радиатора затруднен, в силу их большого числа, и необходимости решать систему уравнений гидродинамики и теплопередачи. Для упрощения задачи, поверхность теплосъема заменяется на эффективную. Для этой поверхности вводится средний эффективный коэффициент теплоотдачи поверхности $\bar{\alpha}_{ef}$:

$$\alpha_{ef} = \alpha_{Cu} \left(1 + 2 \frac{H}{d}\right), \quad (1)$$

$$\bar{\alpha}_{ef} = \frac{\alpha_{Cu} l_1 + \alpha_{ef} l_2}{l_1 + l_2}, \quad (2)$$

где α_{Cu} – коэффициент теплоотдачи плоской медной поверхности при заданной скорости обдува воздухом, имеющим заданную температуру, H – высота ребра радиатора, d – толщина ребра радиатора, l_1 и l_2 – дуги, на которую опирается ребро радиатора и дуговое расстояние между соседними ребрами, соответственно. Принятые обозначения поясняет рисунок 2.

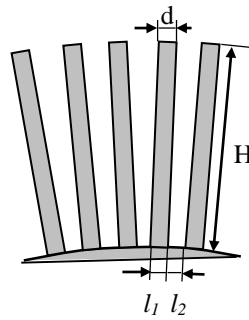


Рисунок 2.

В такой постановке внешняя задача сводится к внутренней с относительно простой геометрией.

При расчете распределения температурных полей в элементах конструкций многоручевых клистронов вводится ряд упрощающих предположений. В частности, пренебрегают турбулентностью охлаждающего потока. В реальных конструкциях при скоростях набегающего воздушного потока 10 м/с и более, воздушный поток завихряется в системе охлаждения. При оценке тепловых нагрузок на поверхность коллектора клистрона без учета турбулентности потока воздуха возможны значительные ошибки (до 100%). Обычно эта проблема решается путем эмпирического подбора коэффициента теплоотдачи поверхности радиатора конкретной конструкции. К сожалению, эти результаты нельзя распространить на другие конструкции охлаждающих систем с иными параметрами охлаждающего потока. Для снятия этих ограничений в процессе выполнения работы решена тепловая задача для элементов конструкции многоручевых клистронов с учетом турбулентности охлаждающего потока.

Тепловая задача решалась с использованием k - ε модели турбулентности:

$$k = \frac{3}{2} (VI_T)^2 - \text{турбулентная кинетическая энергия}$$

$$\varepsilon = c_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{L_T} - \text{скорость диссипации турбулентной кинетической энергии}$$

здесь I_T – интенсивность турбулентности, L_T – длина диссипации, V – скорость воздушного потока, c_μ – молярная теплоёмкость.

Моделью для решения задачи о коэффициенте теплоотдачи поверхности с учетом турбулентности потока являлись 4 последовательно расположенные ребра радиаторной системы (рис. 3). Для упрощения анализа предполагалось, что эти ребра параллельны друг другу и периодически продолжены по оси y . Температура внутренней части ребер радиаторной системы охлаждения 318°C, температура охлаждающего воздуха 27°C, скорость воздушного потока V изменялась в интервале 0.5 – 25 м/с. Размеры пластин и расстояние между ними: $H = 41.5$ мм, $l_2 = 2$ мм и $d = 2$ мм соответственно. Для сравнения проведено моделирование теплового режима при ламинарном и турбулентном охлаждающем потоке с параметрами $I_T = 0.05$, $L_T = 0.01$ м и скоростью набегающего воздушного потока 10 м/с. Распределения температур вдоль поверхности ребер радиатора с учетом турбулентности потока и в ламинарном приближении представлены на рис. 4 и рис. 5 соответственно.

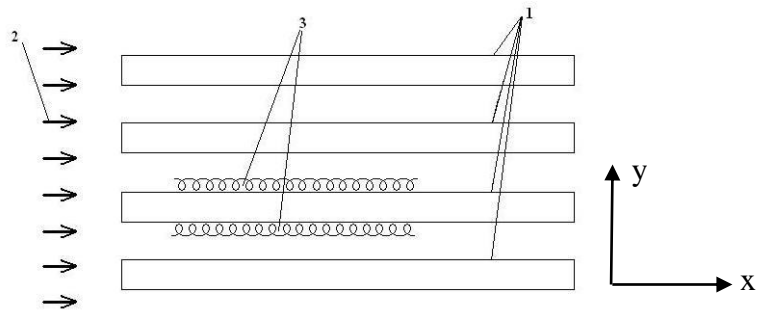


Рисунок 3.

1 - ребра радиаторной системы; 2 – набегающий воздушный поток; 3 – завихрение воздушного потока

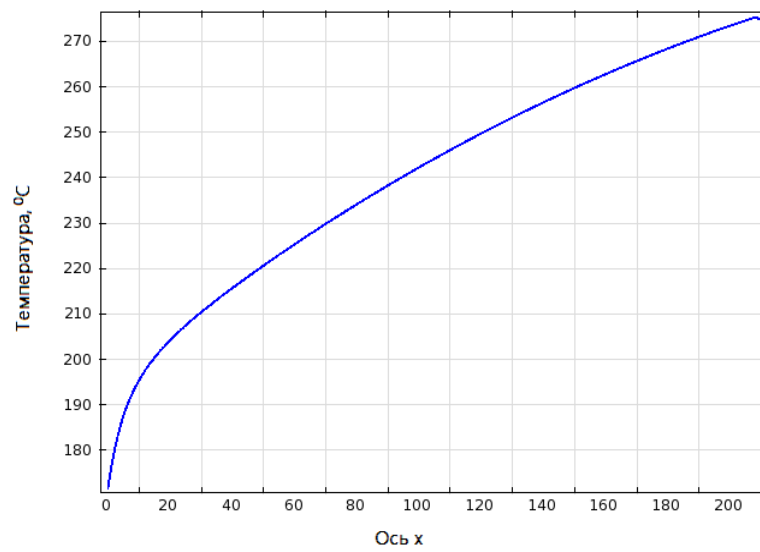


Рисунок 4.

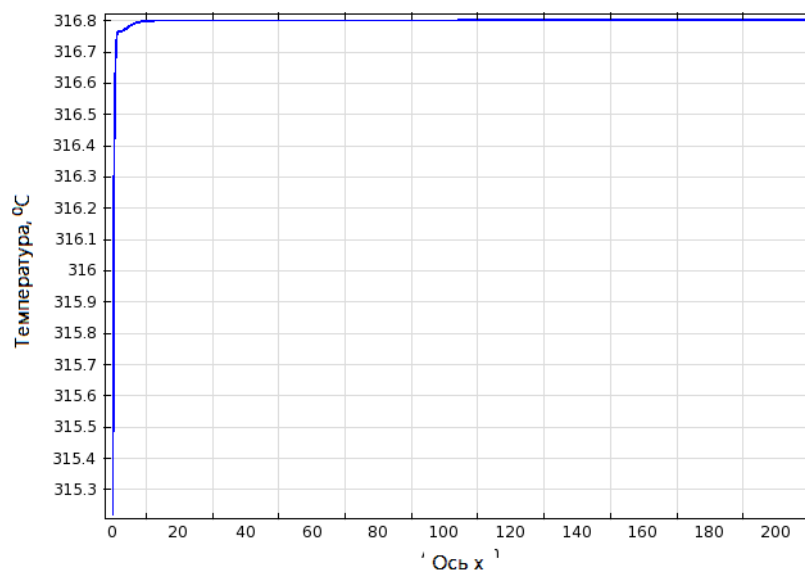


Рисунок 5.

Из этих распределений температур следует, что охлаждение происходит лучше в турбулентном потоке. Это объясняется тем, что в ламинарном потоке имеет место эффект «прилипания» воздуха к стенкам ребер радиаторной системы, что препятствует охлаждению.

Теоретически коэффициент теплопередачи для ламинарного и турбулентного режимов определялся из следующих уравнений [2]:

$$\alpha_{\lambda} = B_{f\lambda} \left(\frac{Pr_f}{Pr_{\omega}} \right)^{0,25} (t_{\omega} - t_f)^{0,1} \nu^{0,33} d_{\text{экв}}^{-0,37} \quad (3)$$

$$\alpha_{\tau} = B_{f\tau} \left(\frac{Pr_f}{Pr_{\omega}} \right)^{0,25} \nu^{0,8} d_{\text{экв}}^{-0,2} \quad (4)$$

здесь α_{λ} , α_{τ} – коэффициенты теплоотдачи ламинарного и турбулентного режимов, Вт/см²·град; $d_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр канала охлаждения, мм; ν – скорость воздушного потока, м/сек; t_{ω} – средняя температура охлаждаемой поверхности, град; t_f – средняя температура охлаждающей среды, град; Pr – число Прандтля; $B_{f\lambda}$, $B_{f\tau}$ – коэффициенты для расчета удельного теплосъема в ламинарном и турбулентном режимах при принудительном охлаждении.

Для определения влияния скорости воздушного потока на коэффициент теплоотдачи поверхности был проведен расчет охлаждения пластин при различных скоростях охлаждающего потока. На рис. 6 представлены зависимости, полученные по формуле (4) и числовым моделированием.

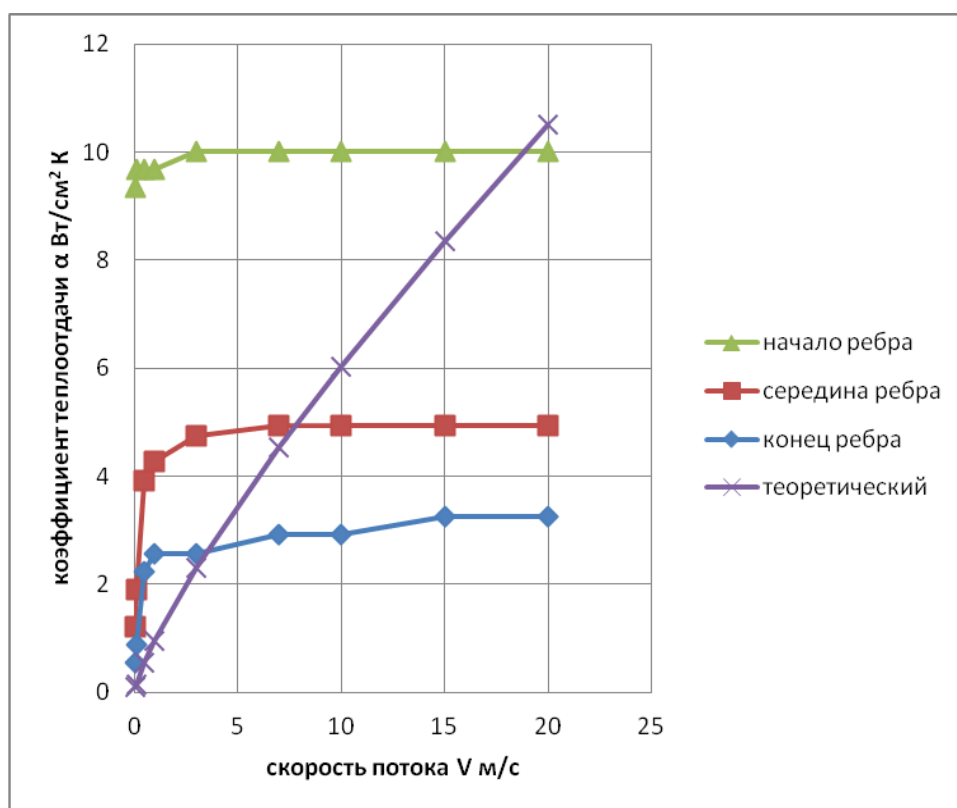


Рисунок 6.

Процесс завихрения воздушного потока в радиаторной системе охлаждения связан с ее реальной конструкцией. Ограниченность расстояния между пластинами радиатора приводит с одной стороны к быстрому росту коэффициента теплоотдачи поверхности, а с другой стороны не даёт развиваться динамической неустойчивости воздушного потока. Теоретическая зависимость коэффициента теплоотдачи поверхности от скорости турбулентного потока (4), в свою очередь, связана только с кинематическим характером неустойчивости самого воздушного потока над поверхностью, именно в этом заключается причина отличия результатов численного моделирования от рассчитанных по формуле (4).

Зависимости отношения коэффициента теплоотдачи турбулентного потока к коэффициенту теплоотдачи ламинарного потока от числа Рейнольдса, полученные численно и по формулам (3) и (4), представлены на рис. 7. Для приведенной геометрии пластин радиаторной системы и скорости охлаждающего потока 10 м/с это отношение близко к 2.

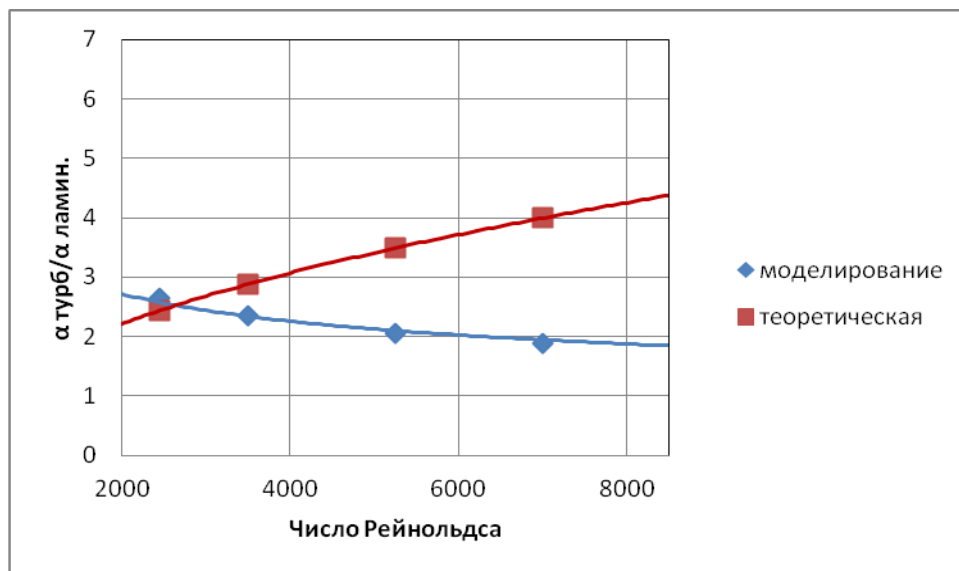


Рисунок 7.

Библиографический список

1. Мельников А.А. Расчет электромагнитных и температурных полей методом конечных элементов: Учебное пособие/Московский государственный институт радиотехники, электроники и автоматики (технический университет).-М., 2001. -76 с.
2. Федосеев А.П. Сравнение различных типов конвекционного охлаждения. Справочные материалы/МЭП СССР. 1967.- 40 с.