

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В БЕЗЛОПАТОЧНОМ ДИФFUЗОРЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

*Щербаков О.Н., студент; Калинин Н.В., доцент;
Игнатенко В.М., доцент*

Экономичность работы, а также стоимость изготовления центробежного компрессора во многом зависит от конструкции диффузора, который обеспечивает преобразование кинетической энергии газа, выходящего из рабочего колеса, в статическое давление. Наибольшую надежность работы и простоту конструкции обеспечивает безлопаточный диффузор, в котором нет шаговой неравномерности потока за колесом, имеющей место в лопаточном диффузоре и вызывающей динамические напряжения в колесе. Однако экономичность безлопаточного диффузора обычно ниже, чем лопаточного. Это вызвано в первую очередь возникновением обратного течения вследствие отрыва пограничных слоев от боковых стенок. Проектирование высокоэкономичных центробежных компрессоров требует применения методик расчета потока в элементах проточной части с учетом пограничных слоев, использования методов управления отрывом потока.

Уравнения турбулентного пограничного слоя на стенке безлопаточного диффузора:

$$c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} + c_z \frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{c_u^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z};$$

$$c_r \frac{\partial c_u}{\partial r} + c_z \frac{\partial c_u}{\partial z} + \frac{c_r c_u}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{uz}}{\partial z}.$$

Уравнение сохранения количества движения и уравнение сохранения момента количества движения в пограничном слое на стенке безлопаточного диффузора:

$$\frac{d\delta_r^{**}}{dr} + \delta_r^{**} \left[\frac{1}{C_r} \frac{dC_r}{dr} (2+H) + \frac{1}{r} \right] - \frac{C_u^2}{C_r^2} \frac{\delta_u^2}{r} = \frac{\tau_{rz}}{\rho C_r^2} \Big|_{z=0};$$

$$\frac{d}{dr} (r C_r \delta_{ru}^{**}) = \frac{r}{C_u} \frac{\tau_{uz}}{\rho} \Big|_{z=0}.$$

Радиальная и окружная составляющие скорости в пограничном слое:

$$c_r = AU_* \left(\frac{U_* z}{\nu} \right)^m; \quad c_u = AV_* \left(\frac{V_* z}{\nu} \right)^m,$$

$$\text{где } U_* = \sqrt{\frac{\tau_{rz}}{\rho}} \Big|_{z=0}; \quad V_* = \sqrt{\frac{\tau_{uz}}{\rho}} \Big|_{z=0}.$$

Сложность термогазодинамических процессов течения газа в турбокомпрессорах требует сочетания теоретических и экспериментальных методов их изучения.

Для измерения параметров потока, в частности его скорости, в современных измерительных комплексах используются термоанемометры. Термоанемометрический метод использует зависимость между скоростью потока и теплоотдачей чувствительного элемента, помещенного в поток и нагретого электрическим током.

Термоанемометры обладают малой инерционностью, высокой чувствительностью, точностью и компактностью.

Термоанемометры различают: по способу нагрева чувствительного элемента (прямой, косвенный, непрерывный, импульсный); по роду тока, питающего мост (постоянный, переменный); по особенностям электрической схемы и др. В зависимости от теплового режима преобразователя различают термоанемометры постоянного тока и постоянной температуры.

Основная часть термоанемометра – измерительный мост, в одно плечо которого включен чувствительный элемент. Количество тепла, передаваемое нагретым ЧЭ потоку жидкости (газа), зависит от физических характеристик движущейся среды, геометрии и ориентации ЧЭ.

В качестве чувствительных элементов применяют очень тонкий провод. Для слаботурбулентных течений и невысоких температур потока применяют вольфрамовые проводники, с платиновым покрытием. Для более высоких скоростей и температур применяют платиновые и платиноиридиевые провода.

Основной областью применения термоанемометров является изучение течений в пограничном слое вблизи стенки, определение направления скорости потока (двух- и трёхниточные термоанемометры) и главным образом турбулентных пульсаций газовых потоков.

Большая часть термоанемометров, изготавливаемых в промышленности, предназначена для измерения параметров низкоскоростных потоков (до 20 м/с), например, в системах вентиляции.