

абсолютном расстоянии от устья сопла ($\frac{x}{d} = 3, \frac{x}{h} = 10$) полу-
ширина струи, рассчитанная через гидравлический диаметр, у круглой
струи больше, чем у овальной, на 17%.

Л и т е р а т у р а

1. А б р а м о в и ч Г.Н. Теория турбулентных струй. М., Физмат-
гиз, 1960.
2. И в а н о в Ю.В. Эффективное сжигание надслойных горючих газов
в топках. Таллин, Эстгосиздат, 1959.
3. П а л а т н и к И.Б., Т е м и р б а е в Д.Ж. Закономерности
распространения осесимметричной воздушной струи в сносимом од-
нородном потоке. В кн.: Проблемы теплоэнергетики и прикладной
теплофизики. Алма-Ата, 1967, вып.4, с. 196-216.
4. Г о р е л о в Ю.А., В и с к о в А.Н., Ф и л и п п о в а Н.М.
Расчет поля скоростей и давлений, индуцируемых струей в сносимом
потоке. Труды ЦАГИ, 1972, вып. 1412, с. 1-25.
5. В и с к о в А.Н., Г о р е л о в Ю.А. О явлении поперечного
вихреобразования в дозвуковых струях, истекающих в сносимый
поток. Ученые записки ЦАГИ, 1973, т.1У, № 4, с. 43-47.
6. К а ш а ф у т д и н о в С.Т. О вихревых течениях, обусловлен-
ных дозвуковой струей в поперечном несжимаемом потоке. - "Извес-
тия Сибирского отделения АН СССР", серия технических наук. Ново-
сибирск, 1975, вып. I, № 3, с.83-88.

УДК 532.526

А.А. С и м а н о в и ч

ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОСТИ И УГЛА ВЫХОДА ПОТОКА НА КПД ТУРБОГОРЕЛОК

Известно, что КПД горелки зависит от соотношений диаметров рабочего
колеса турбины, скоростей потока газа, от степени реактивности и
углов потока. Проведенные исследования показали, что наименьшей ве-
личине потерь соответствуют определенные значения α и α_2 , где

x - отношение окружной скорости колеса турбины на входе к действительной скорости выхода потока газа из соплового аппарата;
 α_2 - угол выхода потока из рабочего колеса горелки. Значения x и α_2 могут приниматься за оптимальные при проектировании выходной части горелок.

Общая формула для КПД на окружности рабочего колеса турбины имеет вид [1]:

$$\eta_T = \varphi^2 - \mu^2 x^2 \left(\cos^2 \beta_2 \frac{1 - 2\varphi^2 k}{\varphi^2 k^2} + 1 \right), \quad (1)$$

где φ - коэффициент скорости в сопловом аппарате; μ - степень радиальности, характеризующая соотношение выходного и входного диаметра турбины горелки; ψ - коэффициент скорости в рабочем колесе; β_2 - угол выхода потока из рабочего колеса в относительном движении; k - переменный коэффициент, характеризующий элементы треугольника скоростей на выходе из рабочего колеса турбины.

Используя уравнение энергии в относительном движении для рабочего колеса турбины горелки и термодинамические зависимости из теории турбин, получим уравнение, которое связывает кинематику потока газа на входе и выходе из горелки

$$\frac{\mu^2 x^2 \cos^2 \beta_2}{k^2} = \mu^2 x^2 \varphi^2 + \psi^2 \varphi^2 - 2x \cos \alpha_1 \varphi \psi^2, \quad (2)$$

где α_1 - угол выхода потока из соплового аппарата.

Из уравнения (2) определяется параметр k :

$$k = \frac{\mu x \cos \beta_2}{\psi \sqrt{\mu^2 x^2 + \varphi^2 - 2x \varphi \cos \alpha_1}}. \quad (3)$$

Параметр k можно также выразить через углы входа и выхода потока, используя треугольники скоростей

$$k = 1 - \frac{\operatorname{tg}^2 \beta_2}{2 \operatorname{tg} \alpha_2}.$$

Для упрощения исследований коэффициенты скорости φ и ψ принимаются для всех значений μ постоянными. Из анализа следует, что КПД на окружности рабочего колеса турбины горелки резко меняется и наибольшие значения будут у турбин с малым значением коэффициента радиальности μ . При этом для каждого значения μ КПД турбины имеет ярко выраженный максимум, который зависит от относительной скорости x .

Для определения оптимальных условий исследуем выражение (1) на максимум для нулевой степени реактивности при следующих допущениях: вход потока газа предполагается безударным;

коэффициенты φ и ψ , углы α_1 и β_2 принимаются постоянными при изменении параметров x , κ , μ .

При таких допущениях и постоянном значении μ КПД турбины горелки зависит от двух переменных x и κ , связанных между собой уравнением (2).

Для нахождения оптимума воспользуемся методом Лагранжа и в результате преобразований получим выражение

$$\kappa = \frac{y \pm \sqrt{y^2 - 4x\mu^2 \cos^2 \beta_2 (y - x\mu^2)}}{2\psi^2 (y - x\mu^2)}; \quad (4)$$

$$y = (2x\mu - \varphi \cos \alpha_1).$$

Физическим условиям задачи соответствует знак минус. Как следует из анализа выражения (4), для турбин с нулевой степенью реактивности изменение степени радиальности будет вызывать примерно равное изменение оптимального угла α_2 и параметра x . Если параметр μ уменьшать до нуля, то независимо от отношения скоростей оптимальное значение κ будет стремиться к единице, т.е. с уменьшением степени радиальности увеличивается параметр κ и угол α_2 .

Из уравнения (3) следует, что значение параметра κ возрастает пропорционально косинусу угла β_2 и при уменьшении угла потока на выходе из соплового аппарата и угла установки лопаток на выходе из рабочего колеса потери с выходной скоростью будут заметно уменьшаться, а КПД увеличиваться. В практике конструирования турбин горелок углы β_2 и α_1 имеют значения отличные от нуля. Наименьшие значения углов допускаются порядка 15° [2].

Оптимальное отношение скоростей x определяется из выражений (3) и (4). Следовательно, используя взаимную зависимость оптимальных значений параметров x и κ , можно получить наилучшие условия работы турбины горелок на низком давлении газа с полной подачей воздуха, необходимого для горения.

Были проведены исследования влияния парциальности на оптимальное значение x . С этой целью испытывалась турбогорелка низкого давления производительностью $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ на аэродинамическом стенде. Изменение парциальности достигалось путем заглушения соответствующего числа каналов соплового аппарата. В результате экспериментальных исследований было выявлено, что оптимальные значения параметра x уменьшаются при снижении степени парциальности. Это уменьшение может быть представлено зависимостью вида

$$x_{onm} = x_{1onm} - 0,3 (1 - \epsilon)^2, \quad (5)$$

где ϵ - степень парциальности.

Полученные результаты по формуле (5) хорошо согласуются с данными других исследований [3].

Л и т е р а т у р а

1. С и м а н о в и ч А.А. Турбоактивная горелка для сжигания природного газа в топках отопительных котлов - "Газовая промышленность", 1971, № 2, с.40.
2. С и м а н о в и ч А.А. К вопросу расчета турбоактивных горелок низкого давления. Материалы III научно-технической конференции молодых ученых. Саратов, 1971, с. II4-II7.
3. К и р и л л о в И.И. и др. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин. М., Машгиз, 1958.

УДК 532.2.22

Г.В. Филиппов, В.Я. Давыдов,
Р.Х. Сандт, М.В. Цыганов

ОСЕСИММЕТРИЧНАЯ ЗАДАЧА О РАВНОВЕСИИ ГАЗОЖИДКОСТНЫХ СИСТЕМ В СЛАБЫХ СИЛОВЫХ ПОЛЯХ

Если кроме капиллярных и массовых сил включить в число действующих поверхностную силу, то получим достаточно гибкий метод управления границей раздела жидкость-газ.

В [1] данная задача сформулирована математически и аналитические решения приведены для однородного и неоднородного поля поверхностных сил в плоском случае.

Ниже приводятся результаты анализа этой задачи в осесимметричном случае.

Поставим задачу нахождения равновесной формы границы раздела жидкость-газ в цилиндрическом сосуде радиуса a . Кроме поля тяжести, на границу раздела действует поверхностная сила в пределах цилиндрической области радиуса a . Математически эта задача формулируется в виде [1]: