

ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ

Малеев В.Б., к.т.н., доц., Холоша А.С., аспирант
Донецкий национальный технический университет

Уточнены причины потерь энергии в проточной части струйных аппаратов. Для снижения потерь предложено применение многосопловых насадков.

The reasons of energy waste in the flowing part of jet devices have been determined. The application of many muzzles of nozzles has been proposed for the decrease of wastes.

Струйные аппараты (гидроэлеваторы, эжекторы, инжекторы) обладают высокой надежностью работы, невысокой стоимостью и низким уровнем эксплуатационных затрат. Это предопределяет их применение в промышленности. Однако у них есть один существенный недостаток – низкий КПД, обусловленный значительными потерями энергии, имеющими место при смешивании потоков.

Можно выделить несколько причин потерь энергии: возникновение вихревых явлений в камере смешивания, возникновение обратных токов жидкости между центральной струей и стенками камеры смешивания и потери на трение жидкости о стенки проточной части струйного аппарата. Все приведенные выше причины обусловлены наличием касательных напряжений при взаимодействии струй турбулентного потока между собой и стенками проточной части.

Таким образом, общая величина касательных напряжений в камере смешивания будет являться суммой трех слагаемых:

$$\tau_{об} = \tau_{тр} + \tau_{тур} + \tau_{от} \quad (1)$$

где $\tau_{тр}$ - касательные напряжения трения;

$\tau_{тур}$ - касательные напряжения турбулентного потока;

$\tau_{от}$ - касательные напряжения обратных токов жидкости.

Уравнение 1 можно записать в виде:

$$\tau_{об} = \mu \frac{d\bar{u}}{dy} + A \frac{d\bar{u}}{dy} + B \frac{d\bar{u}}{dy} \quad (2)$$

где μ - вязкость жидкости;

A - турбулентная вязкость, характеризующая интенсивность перемешивания потоков;

B - вязкость, характеризующая интенсивность обратных токов жидкости;

$\frac{d\bar{u}}{dy}$ - изменение усредненной скорости по сечению потока.

Закон изменения усредненной скорости по сечению турбулентного потока имеет вид:

$$\bar{u} = u_{\max} \left(\frac{d_k - 2y}{d_k} \right)^{0,9\sqrt{\lambda}} \quad (3)$$

где u_{\max} - максимальная усредненная скорость по сечению турбулентного потока;

d_k - диаметр камеры смешивания;

y - координата по сечению потока;

λ - коэффициент Дарси.

Графически $\bar{u} = f(y)$ имеет вид, представленный на рисунке 1

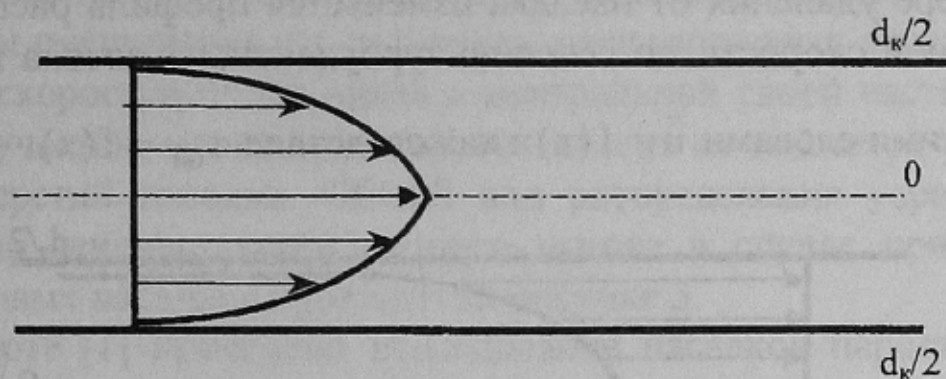


Рисунок 1 - Зависимость $\bar{u} = f(y)$

Учитывая, что $A = \rho l^2 \frac{d\bar{u}}{dy}$ имеем

$$\tau_{об} = f(x) \tau_{об} = \mu \frac{d\bar{u}}{dy} + \rho l^2 \left(\frac{d\bar{u}}{dy} \right)^2 + B \frac{d\bar{u}}{dy} \quad (4)$$

где ρ - плотность жидкости

l – длина пути смешивания. В общем виде:

$$l = cx$$

где c – постоянный коэффициент;

x – координата по оси движения потока.

Решая уравнение 4 с учетом 3 имеем:

$$\tau_{об} = (\mu + B) \cdot \left(-\frac{1.8 \cdot \sqrt{\lambda}}{d_k} \cdot u_{max} \cdot \left(\frac{d_k - 2y}{d_k} \right)^{0.9\sqrt{\lambda} - 1} \right) + \rho \cdot l^2 \cdot u_{max}^2 \times \\ \times \left(\left(\frac{d_k - 2 \cdot y}{d_k} \right)^{0.9\sqrt{\lambda}} \right)^2 \cdot \left(\frac{6.48 \cdot \lambda - 3.6 \cdot \sqrt{\lambda}}{d_k - 2 \cdot y} \right) \quad (5)$$

Графически $\tau_{об} = f(y)$ имеет вид представленный на рисунке 2

При $y = 0$ функция $\tau_{об}(y)$ принимает свое минимальное значение:

$$\tau_{об} = (\mu + B) \cdot \left(-\frac{1.8 \cdot \sqrt{\lambda}}{d_k} \cdot u_{max} \right) + \rho \cdot l^2 \cdot u_{max}^2 \cdot \left(\frac{6.48 \cdot \lambda - 3.6 \cdot \sqrt{\lambda}}{d_k - 2 \cdot y} \right) \quad (6)$$

Очевидно, что $\tau_{об}$ является также и функцией координаты x , так как по мере удаления от насадка изменяется профиль распределения усредненной скорости по сечению турбулентного потока и ее значение.

Другими словами $\bar{u} = f(x)$ и как следствие $\tau_{об} = f(x)$.

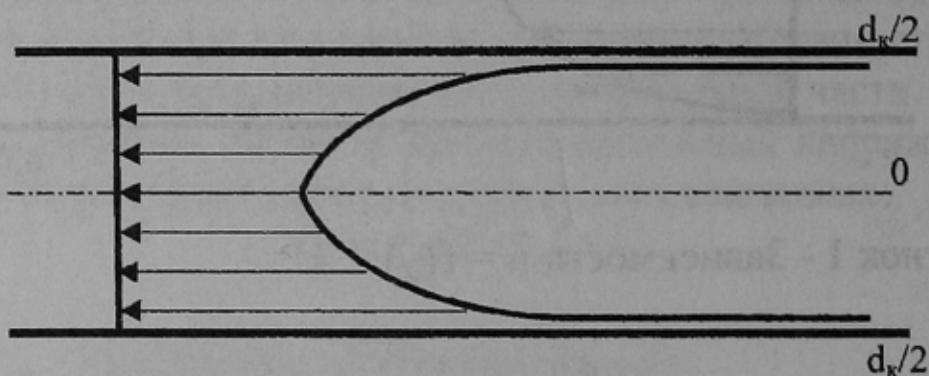


Рисунок 2 - Зависимость $\tau_{об} = f(y)$

При движении уже смешанных потоков по камере смешивания поле скоростей в нем выравнивается. Величина касательных напряжений зависит от формы эпюры усредненной скорости. Следовательно, при некотором значении $x = l_{кр}$, когда смешивание потоков уже

завершилось, функция $\tau_{об} = f(x)$ будет иметь свое минимальное значение. Таким образом, для снижения потерь в диффузоре можно сделать вывод, что длина камеры смешивания струйного аппарата должна быть таковой, чтобы выполнялось условие:

$$\tau_{об}(x)_{при x=l_k} = \min \quad (7)$$

При нахождении длины камеры смешивания при условии минимальных потерь, может оказаться, что она будет достаточно велика.

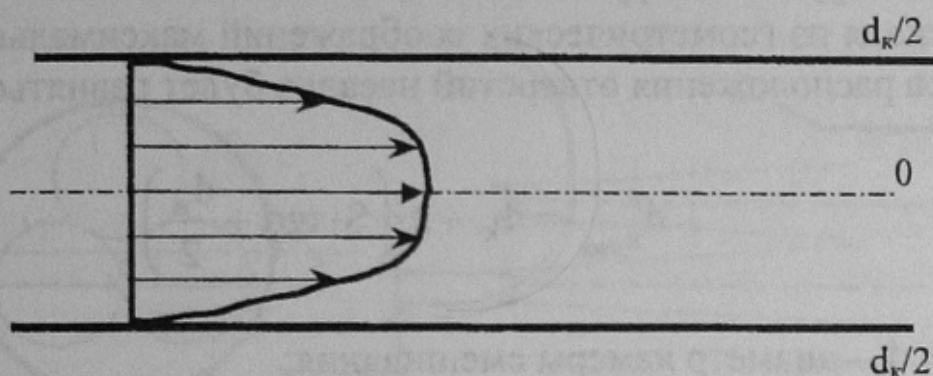


Рисунок 3 - Зависимость $\bar{u} = f(y)$ при применении многосоплового насадка.

Уменьшить ее можно путем выравнивания поля скоростей уже в начале камеры смешивания, применением многосопловых насадков, тогда эпюра скоростей будет иметь в центральной своей части прямолинейный участок, площадь которого зависит от диаметра расположения отверстий насадка. Общий вид распределения усредненной скорости по сечению турбулентного потока в случае применения многосопловых насадков приведен на рисунке 3.

В работе [1] проведено исследование насадков пароструйного эжектора с различным количеством отверстий и установлено, что наиболее оптимальным является $n = 12$ [1, с.244]. В то же время, в исследованиях проведенных в ДПИ, повышение КПД для гидроэлеваторов наблюдалось при $n = 3; 5$, а при $n = 7$ наблюдалось уже резкое снижение эффективности работы струйного насоса. Вероятно, это произошло из-за неверного выбора геометрических параметров насадка, а именно, диаметра расположения отверстий.

При выборе диаметра расположения отверстий насадка $d'_н$ необходимо руководствоваться некоторыми положениями. Во-первых, максимально выровнять поле скоростей потока на входе в камеру смешивания, для снижения величины касательных напряжений. Во-

вторых, согласно теории смешивания потоков, смешивание происходит в основном в граничных областях струи [2, с.247], следовательно необходимо обеспечить максимальную площадь «рабочих» поверхностей струй.

Учитывая приведенные выше положения, определим максимально возможное значение d'_H на примере трехсоплового гидроэлеватора. Расчетная схема, приведенная на рисунке 4, отображает сечение входа струй в камеру смешивания.

Исходя из геометрических соображений максимальное значение диаметра расположения отверстий насадка будет равняться:

$$d'_{H_{\max}} = d_k - 2 \cdot \left(S \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{d_H}{2} \right) \quad (7)$$

где d_k - диаметр камеры смешивания;

S - расстояние от насадка до камеры смешивания;

α - угол раскрытия струи;

d_H - диаметр отверстия насадка;

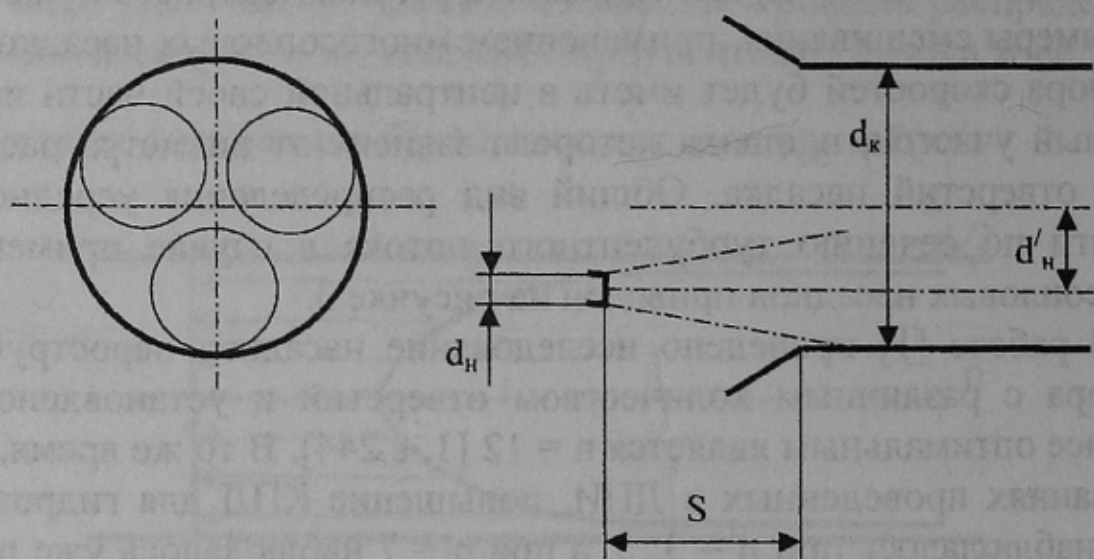


Рисунок 4 – Расчетная схема для определения максимального значения диаметра расположения отверстий насадка.

Минимальное значение d'_H соответствует случаю, когда струи соприкасаются между собой, как это показано на рисунке 5. В этом случае:

$$a = d_H + 2 \cdot S \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (8)$$

где a – линейное расстояние между осями струй.

Расстояние a зависит также и от d'_H

$$a = d'_H \cdot \sin \beta \quad (9)$$

где β – угол между осями струй, ($\beta = \frac{180}{n}$, здесь n – число отверстий насадка)

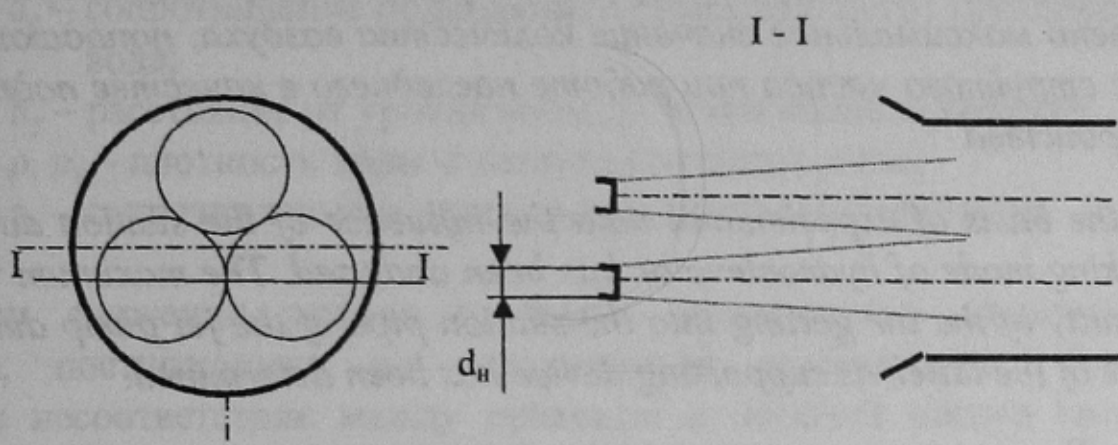


Рисунок 5 – Расчетная схема для определения минимального значения диаметра расположения отверстий насадка.

Подставив (9) в (8) и сделав ряд преобразований получим окончательное выражение для определения минимального значения диаметра расположения отверстий насадка.

$$d'_{H_{\min}} = \frac{d_H + 2 \cdot S \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\sin \beta} \quad (10)$$

Таким образом, интервал из которого рекомендуется выбирать значение d'_H имеет вид:

$$\frac{d_H + 2 \cdot S \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\sin \beta} \leq d'_H \leq d_K - \left(S \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{d_H}{2} \right) \quad (11)$$

Остается невыясненным влияние на работу гидроэлеватора изменения d'_H в пределах интервала (11). Это требует дополнительных теоретических и экспериментальных исследований.

Список источников.

1. Е.Я.Соколов, Н.М.Зингер. Струйные аппараты. М.: Энергоиздат, 1989. – 352 с.
2. Бай Ши-и. Теория струй. М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1960. – 374 с.