

Краткие сообщения

03;12

Экспериментальное исследование насосного действия винтового потока

© М.Р. Петриченко, Н.С. Харьков

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,
195251 Санкт-Петербург, Россия
e-mail: nkharikov@mail.ru

(Поступило в Редакцию 21 мая 2008 г.)

Обнаружено снижение коэффициента гидравлического трения ξ (числа Дарси) в области гидравлически гладких труб. Наибольшее вероятное снижение ξ наблюдается при $\Phi = 0.08$ для чисел $Re_D = \frac{V_x D}{\nu}$ в диапазоне $Re_{Dx} = (5.8-6.6) \cdot 10^4$.

PACS: 47.60.Dx

Введение

Роль закрутки поступательного потока как фактора, влияющего на гидравлическое сопротивление потока, по-видимому, противоречива. С одной стороны, поворот потока вокруг оси симметрии удлиняет траектории частиц и способствует росту потерь. В то же время известно, что кинетическая энергия вращательного движения достаточно быстро убывает по длине канала. Вся ли кинетическая энергия вращения потока диссипирует или происходит частичное ее преобразование в кинетическую энергию осредненного поступательного движения?

Опытные исследования гидравлического сопротивления винтовых потоков ограничены минимальным значением интенсивности закрутки $\Phi = 0.2$, для внутренних потоков в масштабе R :

$$\Phi = \frac{M}{K_x R},$$

$$M = 2\pi \int_0^R \rho u_\epsilon u_x r^2 dr$$

— поток момента количества движения в осевом направлении;

$$K = 2\pi \int_0^R \rho u_\epsilon^2 r dr$$

— поток количества движения в осевом направлении [1].

В теорему работ винтового потока входит изменение кинетической энергии вращения:

$$\frac{D}{Dt} \int_V \rho \left(\frac{u_x^2}{2} + \frac{u_\epsilon^2}{2} \right) dV = \int_V \rho \mathbf{f} \mathbf{u} dV + \oint_A \mathbf{p}_n \mathbf{u} dA - \int_V \rho \dot{\epsilon} dV,$$

где

$$\dot{\epsilon} = \frac{D\epsilon_{in,q}}{Dt} > 0$$

— диссипативная функция, $\epsilon_{in,q}$ — внутренняя энергия текучего тела в адиабатном движении.

Для установившегося движения субстанциальная производная кинетической энергии вращательного движения не возрастает:

$$\begin{aligned} \frac{D}{Dt} \int_V \rho \frac{u_\epsilon^2}{2} dV &= \int_{A_1 \rightarrow A_2} \rho \frac{u_\epsilon^2}{2} u_x dA \\ &= \int_{A_2} \rho \frac{u_\epsilon^2}{2} u_x dA - \int_{A_1} \rho \frac{u_\epsilon^2}{2} u_x dA < 0, \end{aligned}$$

т.е. поток кинетической энергии вращательного движения, входящий в контрольный объем через сечение A_1 больше, чем выходящий через A_2 . Значит, знак

$$-\frac{D}{Dt} \int_V \frac{\rho u_\epsilon^2}{2} u_x dV = P_\epsilon > 0$$

противоположен знаку диссипируемой мощности

$$P_{in} = \int_V \rho \dot{\epsilon} dV.$$

Как видно, „теряемая“ мощность вращательного движения „компенсирует“ диссипируемую мощность P_{in} [2]. Вот качественные предпосылки в пользу снижения гидравлических потерь.

Ввиду этого в интервале параметра закрутки $\Phi < 0.2$, по-видимому, возможно частичное восстановление полного напора поступательного движения.

В настоящей работе представлено экспериментальное исследование гидравлического сопротивления винтового потока вязкой несжимаемой жидкости на основном участке длинной гладкостенной цилиндрической трубы в интервале значений параметра закрутки $\Phi < 0.2$.

Экспериментальное исследование

Схема экспериментальной установки показана на рис. 1.

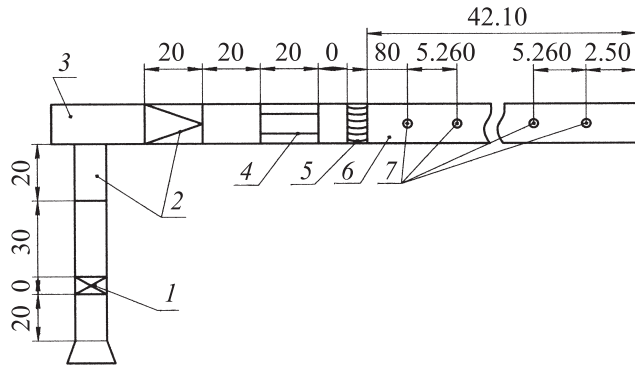


Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 — расходомер, 2 — гибкие вставки для присоединения вентилятора, 3 — вентилятор, 4 — хонейкэмб, 5 — закручивающее устройство, 6 — рабочий участок, 7 — исследуемые точки.

Рабочий участок представляет собой цельную толстостенную пластиковую трубу, внутренний диаметр $D = 95 \text{ mm}$, $L/D = 42.1$. Для закрутки потока использовались 6 аксиально-лопаточных направляющих аппаратов (НА) с диаметром центрального тела $\bar{d}_0 = \frac{d_0}{D} = 0.315$, каждый из которых имел 8 лопаток, профиль которых определялся как

$$\operatorname{tg} \varphi = \left(\frac{R}{r} \right)^n \operatorname{tg} \varphi_c$$

где показатель степени $n = 0$, $\varphi_c = 1.5^\circ; 3^\circ; 6^\circ; 15^\circ; 27^\circ; 45^\circ$ — геометрический угол наклона лопаток.

Траверсирование проводилось в адиабатных условиях на воздухе после выхода установки на стационарный режим. Поля скорости и давления измерялись пятиканальным шаровым зондом с диаметром шара 5 mm (зонд тарирован в лаборатории ГАД СПбГПУ). Показания брались в 6 сечениях по длине канала, в каждом сечении в 10 точках по радиусу. Испытания рабочего участка без закрутки потока показали, что коэффициент гидравлического трения совпадает с формулой Блазиуса с погрешностью 4.8%

Коэффициент гидравлического трения в винтовом потоке вычислялся по формуле:

$$\xi_\varepsilon = \frac{2D\Delta\bar{P}}{\rho L(V_x^2 + V_{\varepsilon 0}^2)},$$

V_x — средняя осевая компонента скорости; $V_{\varepsilon 0}$ — средняя компонента азимутальной скорости на входе в канал; $\Delta\bar{P} = \bar{P}_1 - \bar{P}_2$; \bar{P}_1 и \bar{P}_2 — средние значения полного давления в граничных сечениях.

В случае аксиально-лопаточного НА интенсивность закрутки оценивалась геометрическим параметром:

$$\Phi = \left(\frac{1}{1 + \bar{d}_0} + \bar{d}_0 \right) \frac{2}{3} \operatorname{tg} \varphi.$$

Опытные данные показаны на рис. 2–5.

В области параметра закрутки $\Phi \in (0, 0.2)$ наблюдается лучшая пропускная способность канала, другими словами, частичное восстановление полного напора поступательного движения. Минимальные значения ξ_ε соответствует $\Phi = 0.08$. Это объясняется хорошей устойчивостью винтового движения на всей длине рабочего участка.

Наряду с измерениями полного давления проводилось траверсирование сечений и измерение компонент вектора осредненной скорости u_x , u_ε . Существует ли форм-параметр профиля азимутальной скорости, такой, что его значения прямо связаны с изменением ξ_ε ? Рассмотрим профили скорости $u_\varepsilon(r)$ для различных значений Φ в одинаковых сечениях.

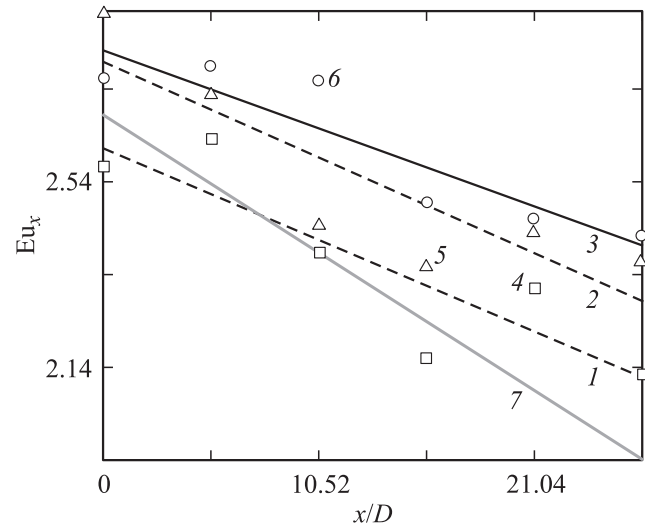


Рис. 2. Изменение по длине канала полного давления при $Re = 5.8 \cdot 10^4$; интерполяция: 1 — $\Phi = 0.02$, 2 — 0.04, 3 — 0.08, опытные данные: 4 — $\Phi = 0.02$, 5 — 0.04, 6 — 0.08, 7 — осевое течение.

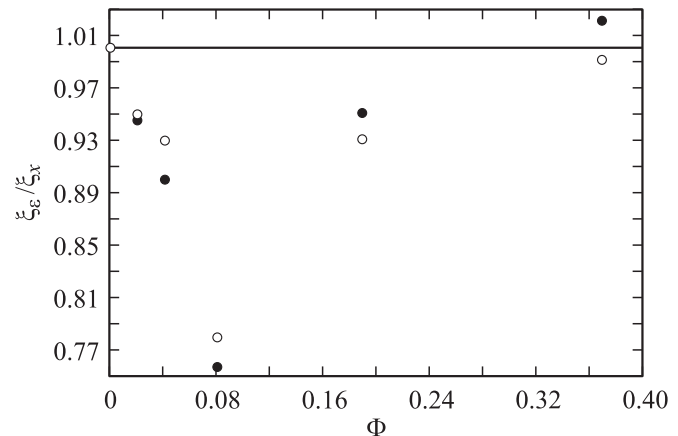


Рис. 3. Зависимость коэффициента гидравлического трения от параметра закрутки: ● — $Re = 5.8 \cdot 10^4$; ○ — $6.6 \cdot 10^4$; кривая — осевое течение.

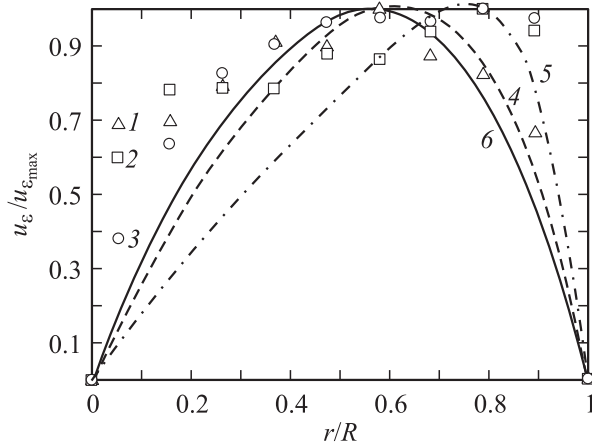


Рис. 4. Распределение азимутальной скорости в сечении $x/D = 5.26$ при $Re = 5.8 \cdot 10^4$. Экспериментальные данные: 1 — $\Phi = 0.02$, 2 — 0.04, 3 — 0.08; формула (1): 4 — $\Phi = 0.02$, 5 — 0.04, 6 — 0.08.

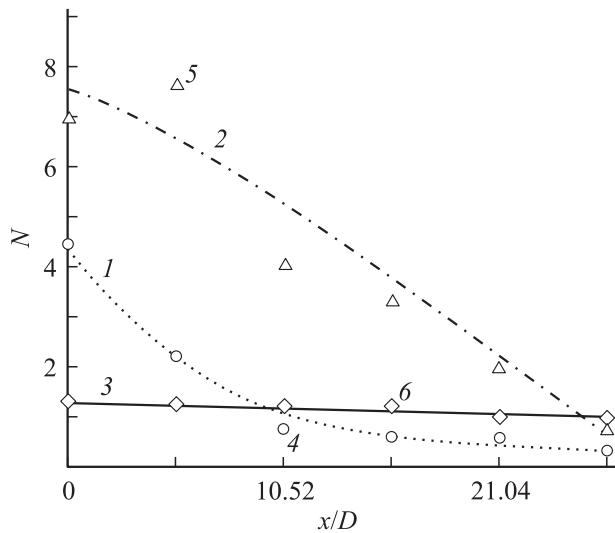


Рис. 5. Изменение параметра N по длине канала при $Re = 5.8 \cdot 10^4$; интерполяция: 1 — $\Phi = 0.02$, 2 — 0.04, 3 — 0.08, опытные данные: 4 — $\Phi = 0.02$, 5 — 0.04, 6 — 0.08.

В работе [3] из условия минимума завихренности с ограничением на орбитальный момент получен профиль:

$$u_\epsilon = \omega_0 R y (1 - y^{N+1}), \quad (1)$$

где $\omega_0 = \omega(x, 0)$ — вихрь на оси трубы; $y = r/R \in [0, 1]$; N — параметр формы профиля.

Случай $N = 0$ отвечает сохранению орбитального момента; при $N = -1$ закрутка отсутствует; при $N = \infty$ получается „твёрдый“ вихрь. Параметр N качественно характеризует закрутку потока в канале. Во-первых, максимум u_ϵ расположен на окружности радиуса:

$$y_0 = \left(\frac{1}{N+2} \right)^{1/(N+1)}.$$

Во-вторых, градиент скорости и сдвиговое напряжение $P_{r\epsilon}$ на стенке:

$$P_{r\epsilon} \sim \left(\frac{\partial u_\epsilon}{\partial r} \right)_{r=R} = -\omega_0(N+1).$$

В-третьих, распределение завихренности по радиусу канала:

$$\omega_x = \omega_0 \left(1 - \frac{N+3}{2} y^{N+1} \right).$$

Из рис. 5 видно, что при $\Phi = 0.08$ закрутка стабильна, винтовое движение носит наиболее экономичный характер, что объясняет увеличение пропускной способности канала.

Заклучение

При небольшой интенсивности закрутки винтового потока в цилиндрической трубе ($\Phi \leq 0.2$) наблюдается некоторое восстановление полного давления, выражающееся в снижении коэффициента ξ по сравнению с поступательным движением (до 24% при $\Phi = 0.08$). Результат инвариантен по числу Re_{Dx} в диапазоне $Re_{Dx} = (5.8-6.6) \cdot 10^4$, т.е. в области гидравлически гладких труб.

Список литературы

- [1] *Шукин В.К., Халатов А.А.* // Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. М.: Машиностроение, 1982. 200 с.
- [2] *Петриченко М.Р., Харьков Н.С.* // Тр. XVI Шк.-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева. Ч. II. 2007. С. 302–304.
- [3] *Петриченко М.Р.* // Развитие интеллектуального потенциала. Ч. II. 2002. С. 306–309.