УДК 532.517.2

Т.В. Пасько, И.Н. Шубин, А.А. Стародубцев

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ДИСКОВОМ НАСОСЕ

Одной из разновидностей центробежных насосов являются дисковые насосы, которые отличаются тем, что их рабочие колеса представляют собой пакет дисков, расположенных с зазором перпендикулярно оси вращения колеса (рис. 1). Передача энергии от колеса потоку жидкости происходит при помощи сил трения в пограничных слоях вращающихся дисков.

Течение в дисковом насосе рассматривается как течение в зазоре между дисками.

Для математического описания течения рабочей жидкости в дисковом насосе целесообразно уравнения Навье–Стокса и уравнение неразрывности записать в цилиндрической системе координат. Вследствие осевой симметрии и стационарности течения уравнения упрощаются и получают вид:

$$\left.\begin{aligned}
&u\frac{\partial u}{\partial r}-\frac{v^2}{r}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r}+\nu\left[\frac{\partial^2 u}{\partial r^2}+\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{u}{r}\right)+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right];\\
&u\frac{\partial v}{\partial r}+\frac{uv}{r}+w\frac{\partial v}{\partial z}=\nu\left[\frac{\partial^2 v}{\partial r^2}+\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{v}{r}\right)+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right];\\
&u\frac{\partial w}{\partial r}+w\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}+\nu\left[\frac{\partial^2 w}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial w}{\partial r}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right];\\
&\frac{\partial u}{\partial r}+\frac{u}{r}+\frac{\partial w}{\partial z}=0,
\end{aligned}\right\}, \qquad (1)$$

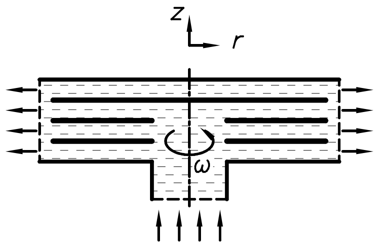

Рис. 1 Схема дискового насоса

где p – давление; r – радиальная координата; u – компонента радиальной скорости; v – компонента тангенциальной скорости; w – компонента аксиальной скорости; z – аксиальная координата; ν – кинематическая вязкость; ρ – плотность жидкости.

Систему (1) следует интегрировать при граничных условиях:

$v = 0, u = 0, w = 0$ – на корпусе насоса;

$v = \omega r, u = 0, w = 0$ – на вращающихся дисках (ω – угловая скорость диска);

$v = 0, u = 0$ – на оси насоса;

$v = 0, u = 0, p = p_0$ – на входе в насос;

$w = 0$ – на выходе из насоса.

Перепишем уравнения Навье–Стокса в безразмерной форме, для чего все скорости отнесем к скорости $V = \omega R_{\text{диска}}$, а все длины – к характерному линейному размеру $R_{\text{диска}}$. Давление сделаем безразмерным, вычтя из него p_0 и разделив его на ρV^2. Наконец, введем число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{VR_{\text{диска}}}{\nu} = \frac{\omega R^2{}_{\text{диска}}}{\nu}.$$

В результате уравнения Навье–Стокса и уравнение неразрывности примут вид

$$\left.\begin{aligned}
&U\frac{\partial U}{\partial R} - \frac{V^2}{R} + W\frac{\partial U}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial R} + \frac{1}{\mathrm{Re}}\left[\frac{\partial^2 U}{\partial R^2} + \frac{\partial}{\partial R}\left(\frac{U}{R}\right) + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2}\right];\\
&U\frac{\partial V}{\partial R} + \frac{UV}{R} + W\frac{\partial V}{\partial Z} = \frac{1}{\mathrm{Re}}\left[\frac{\partial^2 V}{\partial R^2} + \frac{\partial}{\partial R}\left(\frac{V}{R}\right) + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2}\right];\\
&U\frac{\partial W}{\partial R} + W\frac{\partial W}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial Z} + \frac{1}{\mathrm{Re}}\left[\frac{\partial^2 W}{\partial R^2} + \frac{1}{R}\frac{\partial W}{\partial R} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2}\right];\\
&\frac{\partial U}{\partial R} + \frac{U}{R} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0,
\end{aligned}\right\}, \qquad (2)$$

где U, V, W, P – безразмерные радиальная, тангенциальная, аксиальная скорости и давление, соответственно; R, Z – безразмерные координаты.

Полученную систему уравнений (2) будем интегрировать при граничных условиях:

$V = 0, U = 0, W = 0$ – на корпусе насоса;

$V = R, U = 0, W = 0$ – на вращающихся дисках;

$V = 0, U = 0$ – на оси насоса;

$V = 0, U = 0, P = 0$ – на входе в насос;

$W = 0$ – на выходе из насоса.

Для численного интегрирования системы уравнений (2) с указанными граничными условиями использовалась система численного решения дифференциальных уравнений FlexPDE фирмы PDE Solutions Inc.

На рис. 2 – 7 представлены результаты расчета безразмерных скоростей.

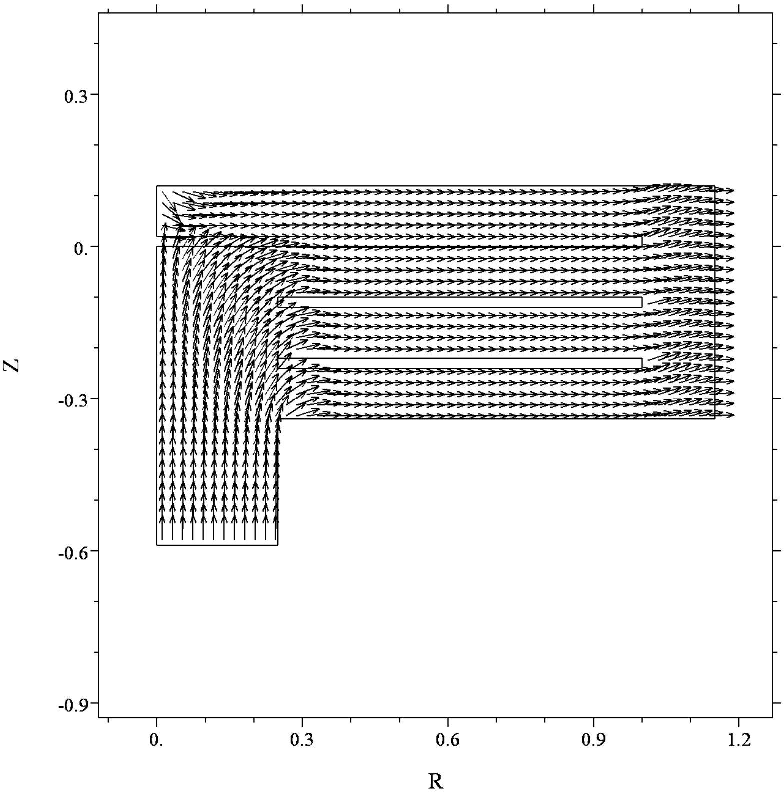

Рис. 2   Векторное поле безразмерных радиальной и аксиальной скоростей

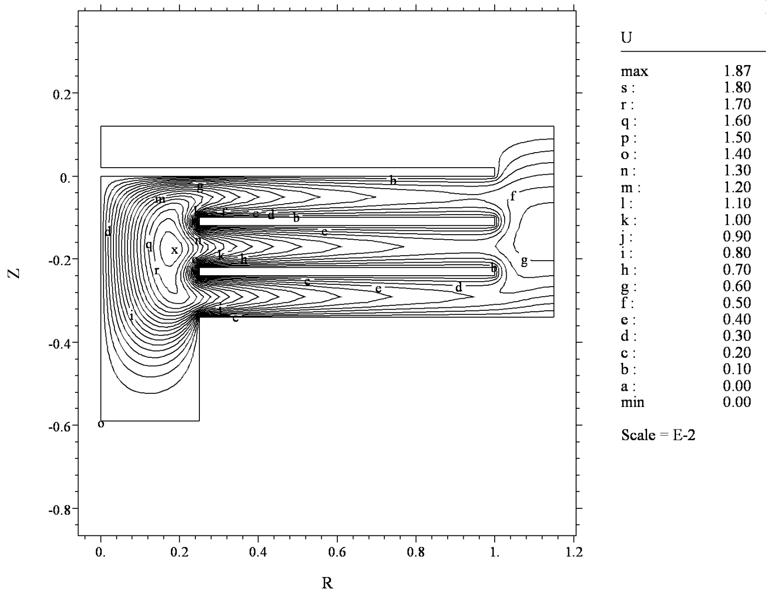

Рис. 3   Безразмерная радиальная скорость

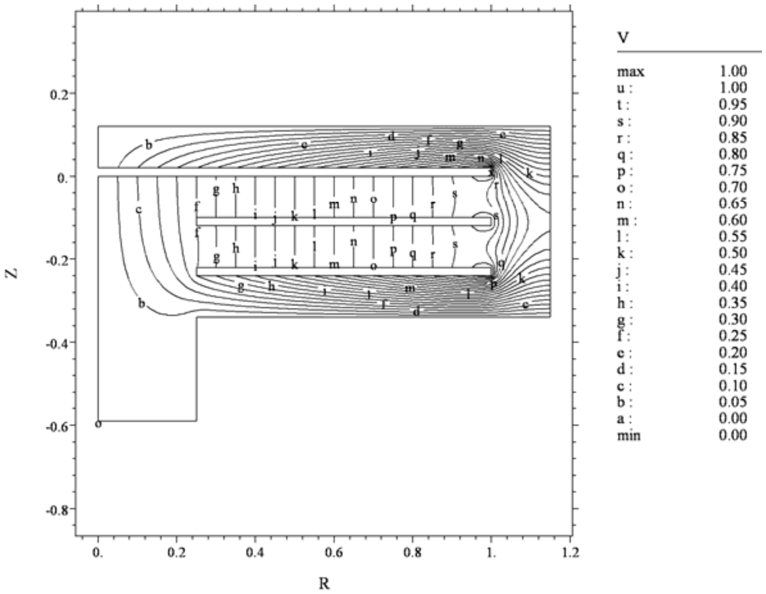

Рис. 4   Безразмерная тангенциальная скорость

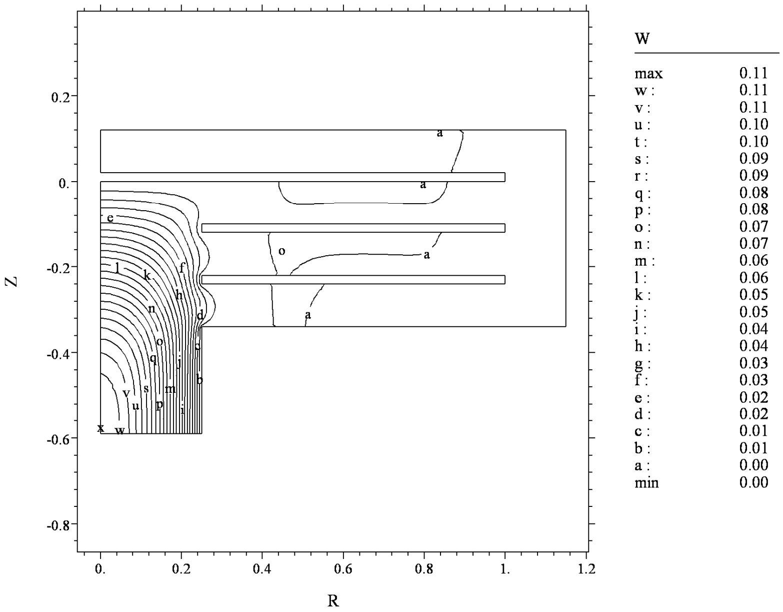

Рис. 5   Безразмерная аксиальная скорость

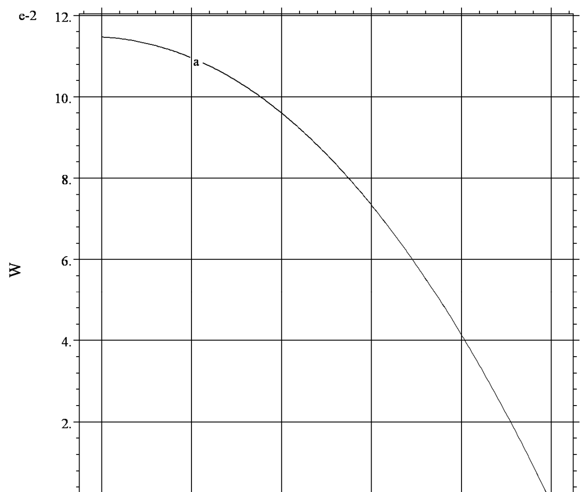

Рис. 6   Безразмерная аксиальная скорость на входе в насос

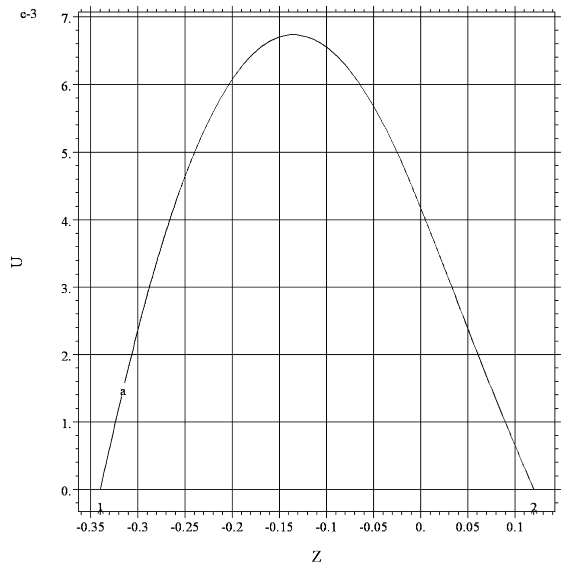

Рис. 7   Безразмерная радиальная скорость на выходе из насоса

На рисунках представлено решение системы уравнений (2) при следующих исходных условиях: число дисков равнялось трем, $R_{\text{диска}}$ = 0,065 м, расстояние между дисками 0,01 м, частота вращения дисков 2880 об/мин, перекачиваемая жидкость – глицерин.

Интегрирование аксиальной скорости на входе в насос (рис. 6) либо радиальной скорости на выходе из насоса (рис. 7) позволяет получить объемный расход жидкости, прошедшей через насос. Таким образом, возможно определение максимальной производительности насоса.

Проведенные нами исследования показали достаточно удовлетворительное совпадение результатов теоретических расчетов и экспериментальных данных.

Кафедра «Техника и технологии машиностроительных производств»