

Мощность дискового трения N_r (трение внешних поверхностей рабочего колеса о перекачиваемую жидкость) целесообразно рассчитывать по методике, изложенной в [21].

При проверочных расчетах должно быть достигнуто совпадение расчетного полного КПД с его значением, принятым ранее для определения мощности насоса. Если результаты не совпали, то расчеты следует повторить.

3.5.5. ВСАСЫВАЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Лопастные насосы обычно в состоянии всасывать жидкость, т. е. уровень свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре может располагаться ниже насоса. Насосы специальных конструкций (см. гл. 7) могут работать с самовсасыванием, т. е. всасывающий трубопровод не будет заполнен жидкостью. Всасывающая способность насоса, которая обычно не должна превышать 6 м, зависит как от конструкции рабочего колеса, так и высоты установки насоса.

При протекании жидкости по межлопастному каналу сразу за входной кромкой вблизи покрывающего диска может произойти резкое увеличение скорости или снижение давления до величины, равной или меньшей величины давления парообразования жидкости. При этом происходит выделение паров из жидкости. Первое появление паровых пузырьков (кавитация) не представляет опасности, а появление значительных паровых областей приводит к снижению параметров насоса, как это показано на рис. 66. При уменьшении скоростей (связано с повышением давления) происходит захлопывание паровых пузырьков (конденсация), которое сопровождается сильным шумом и разрушает материал насоса. Для предотвращения этого явления перед входной кромкой рабочего колеса или во входном патрубке насоса необходимо иметь запас давления, соответствующий повышению скорости, который называют допустимым кавитационным запасом $NPSH_e$. В связи с этим, гидравлический расчет рабочего колеса должен завершаться определением всасывающей способности.

Различают допустимый кавитационный запас $NPSH_e$ для насоса и располагаемый кавитационный запас $NPSH_V$ насосной установки системы [9].

Для предотвращения кавитации должно быть выполнено условие

$$NPSH_V \geq NPSH_e. \quad (111)$$

Это значит, что во входном патрубке насоса энергия потока жидкости должна быть больше разности полной удельной энергии жидкости и удельной энергии давления парообразования.

Располагаемый кавитационный запас установки

$$NPSH_V = \frac{p_b + p_s - p_t}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} - a \text{ Н} \cdot \text{м/кг}, \quad (112)$$

p_b — атмосферное давление, Н/м²;

p_s — давление во входном патрубке (избыточное или вакуум) Н/м²;

p_t — давление парообразования жидкости, Н/м²;

c_s — средняя скорость во входном патрубке, м/с;

a — вертикальное расстояние центра входного патрубка от наивысшей точки входной кромки лопасти рабочего колеса, м.

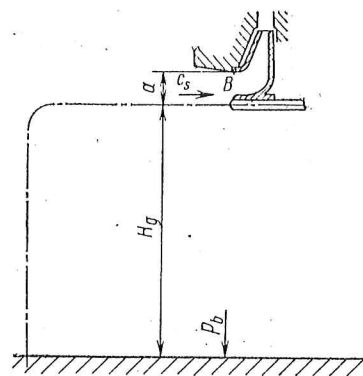


Рис. 65. К определению высоты всасывания центробежного насоса

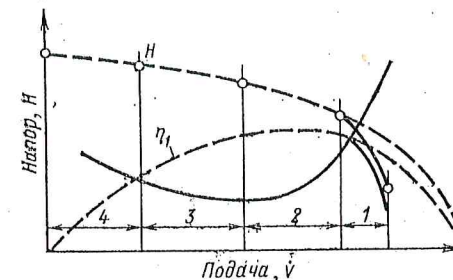


Рис. 66. Влияние кавитации на характеристику насоса (изменение кавитационного коэффициента)

При наличии давления во входном патрубке из равенства $NPSH_V$ и $NPSH_e$ можно определить максимально допустимую геометрическую высоту всасывания:

$$H_{S, g, \max} = \frac{p_b + p_e - p_t}{\rho g} + \frac{c_e^2}{2g} - H_{V, SL} - NPSH_e - a \text{ м}, \quad (113)$$

p_e — давление во входном сечении установки, Н/м²;

c_e — средняя скорость во входном сечении установки, м/с;

$H_{V, SL}$ — потери во всасывающем трубопроводе, м.

Для открытого приемного резервуара (рис. 65)

$$H_{S, g, \max} = \frac{p_b - p_t}{\rho g} - H_{V, SL} - NPSH_e - a \text{ м}. \quad (113a)$$

Если пренебречь p_t и a и принять $p_b \approx 10$ м, то получим для холодной воды

$$H_{S, g, \max} \approx 10 - H_{V, SL} - NPSH_e \text{ м}. \quad (113б)$$

Если получим отрицательное значение высоты всасывания, то насос должен работать с подпором.

Величина $NPSH_e$ обусловлена конструкцией насоса. В первом приближении ее можно считать не зависящей от рода жидкости и ее температуры и изменяющейся в зависимости от частоты вращения и подачи насоса (рис. 66).

Точное определение $NPSH_e$ возможно лишь экспериментально, а в общем случае

$$NPSH_e = NPSH_{kr} + 0,5 \text{ м} \quad (114)$$

(0,5 м — запас энергии).

Критический кавитационный запас $NPSH_{kr}$ определяется режимом начала влияния кавитации на параметры насоса (рис. 66).

Рассчитать кавитационный запас можно различными методами. Тома (Thoma) [24] ввел коэффициент σ , который связан с $NPSH_e$ следующей зависимостью:

$$\sigma = \frac{NPSH_e}{H} \quad (115)$$

Пфляйдерер дал выражение для σ :

$$\sigma = 8,8 \cdot 10^{-4} \eta_h^{-2} \eta_q^{4/3} \quad (116)$$

Из выражения видно, что опасность кавитации возрастает с увеличением удельного числа оборотов, а при $n_q = \text{const}$, улучшая гидравлические качества, можно уменьшить величину динамического падения давления на входе.

С другой стороны, по Пфляйдереру величину динамического падения давления можно вычислить, зная число всасывания S :

$$S = \left[\frac{n}{100} \right]^2 \frac{V}{k NPSH_e^{3/2}}, \quad (117)$$

$k = 1 - \left(\frac{d_N}{D_S} \right)$ — коэффициент стеснения втулкой.

Преобразовав выражение (117) относительно $NPSH_e$, получим

$$NPSH_e = \left[\left(\frac{n}{100} \right)^2 \frac{\dot{V}}{kS} \right]^{2/3} \text{ м.} \quad (118)$$

Число всасывания зависит от типа и качества изготовления рабочего колеса. Для оптимального режима, который в большинстве случаев соответствует расчетному, [20] величина S составляет

$S = 2,4—2,47$ — для осевых колес;

$S = 2,35—2,4$ — для радиальных колес с цилиндрическими лопастями и входной кромкой, параллельной оси;

$S = 2,4—2,5$ — для радиальных колес с цилиндрическими лопастями и наклонной к оси вала входной кромкой;

$S = 2,9—3,00$ — для радиальных колес с пространственными лопастями и входной кромкой, затянутой во входную воронку.

3.5.6. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

В лопастных насосах, работающих, как правило, с постоянной частотой вращения от нерегулируемых двигателей, подача и соответствующий ей напор изменяются по определенной зависимости (регулирование дросселированием жидкости с помощью заслонки, установленной непосредственно за напорным патрубком насоса). Эта кривая называется кривой $V—H$ (напорная характеристика) или кривой дросселирования. Она точно может быть определена при испытаниях, но приближенно может быть построена и аналитическим путем.

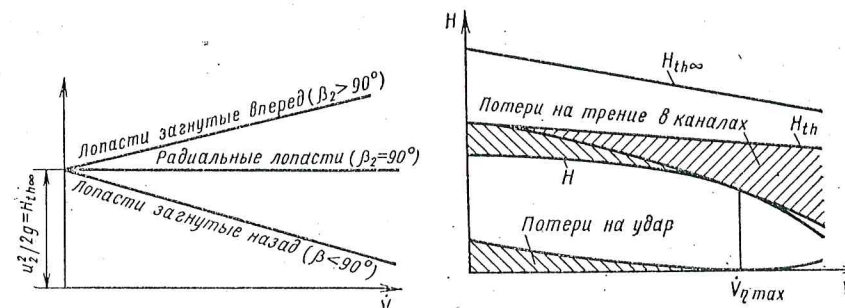


Рис. 67. Теоретическая характеристика при равных значениях угла β_2 [20]

Рис. 68. Действительная напорная характеристика насоса

Используя соотношения из треугольника скоростей на выходе из рабочего колеса, по основному уравнению работы, получим выражение для напора при бесконечном числе лопастей:

$$H_{th\infty} = \frac{u_2}{d} \left(u_2 - \frac{\dot{V} \operatorname{ctg} \beta_2}{D_2 \pi b_2} \right) \text{ м.} \quad (119)$$

Из этого выражения следует, что для постоянной окружной скорости теоретический напор при нулевой подаче всегда остается постоянным и, следовательно, зависит от угла выхода лопасти β_2 (рис. 67).

На практике для обеспечения стабильной характеристики принимают величину угла лопасти на выходе $\beta_2 < 20^\circ$. На рис. 68 приведена действительная напорная характеристика.