

Когда значения КПД в пределах допустимых для данного насоса изменений частоты вращения известны, то по значениям полезной мощности могут быть определены соответствующие мощности на валу. Штриховая кривая, показанная на рис. 8.9 и построенная в пределах подачи от Q_1 до Q_3 , дает представление о характере изменения мощности насоса. Это характеристика мощности насоса.

8.7. Допустимая высота всасывания

Анализируя работу поршневого насоса с кривошипно-шатунным механизмом, можно видеть, что наиболее низкое давление получается в самой верхней точке полости всасывания в тот момент, когда поршень изменяет направление движения (начинает всасывающий ход). В этот момент поршень движется с наивысшим ускорением и на значение давления в цилиндре оказывают существенное влияние силы инерции жидкости, движущейся за поршнем безотрывно.

Давление в цилиндре с учетом влияния сил инерции при всасывании определяется уравнением одномерного неустановившегося движения

$$p_{вс} = p_0 - \rho g H_{вс} - \rho g h_{вс} \mp p_{ин}, \quad (8.20)$$

где p_0 — давление на поверхности всасываемой жидкости; $H_{вс}$ — расстояние по вертикали от поверхности всасываемой жидкости до верхней точки полости цилиндра; $h_{вс}$ — потери напора во всасывающем тракте; $p_{ин}$ — понижение давления, обусловленное инерцией неравномерно всасываемой жидкости.

Скорость жидкости в сечении $\Omega_{вс}$, м², полости всасывания

$$c_{вс} = v_{п} \frac{\Omega_{п}}{\Omega_{вс}} = R\omega \sin \alpha \frac{\Omega_{п}}{\Omega_{вс}}.$$

Ускорение всасываемой жидкости

$$a_{вс} = \frac{dc_{вс}}{dt} = R\omega^2 \cos \alpha \frac{\Omega_{п}}{\Omega_{вс}}.$$

По изложенному в § 8.3 $\cos \alpha = 1 - x/R$. Следовательно,

$$a_{вс} = R\omega^2 \frac{\Omega_{п}}{\Omega_{вс}} \left(1 - \frac{x}{R}\right).$$

Сила инерции неравномерно всасываемой жидкости

$$P_{ин} = \rho L_{вс} \Omega_{вс} R\omega^2 \frac{\Omega_{п}}{\Omega_{вс}} \left(1 - \frac{x}{R}\right).$$

где $L_{вс}$ — длина полости всасывания с неравномерным движением.

Очевидно,

$$p_{ин} = \frac{p_{ин}}{\Omega_{вс}} = \rho L_{вс} R \omega^2 \frac{\Omega_{п}}{\Omega_{вс}} \left(1 - \frac{x}{R}\right).$$

Подставляя в последнее $\omega = \pi n / 30$, получаем

$$p_{ин} = \rho L_{вс} R \frac{\pi^2 n^2}{900} \frac{\Omega_{п}}{\Omega_{вс}} \left(1 - \frac{x}{R}\right).$$

По уравнению (8.20)

$$p_{вс} = p_0 - \rho g H_{вс} - \rho g h_{ин} \pm \rho L_{вс} R \frac{\pi^2 n^2}{900} \frac{\Omega_{п}}{\Omega_{вс}} \left(1 - \frac{x}{R}\right).$$

Наименьшее значение $p_{вс}$ достигается в начале хода всасывания при $x=0$ (см. § 8.3).

Отрыв поршня от жидкости (явление кавитации) происходит при понижении давления в полости всасывания до давления насыщенного пара $p_{н.п}$ при данной температуре жидкости. Поэтому полагаем в уравнении (8.20)

$$p_{ин} = p_{н.п} + 20\,000 \text{ Н/м}^2,$$

где $20\,000 \text{ Н/м}^2$ — запас давления, обеспечивающий безотрывность поршня от жидкости. Получаем допустимую высоту всасывания

$$H_{вс}^{доп} = \frac{p_0 - (p_{н.п} + 20\,000)}{\rho g} - h_{вс} - \frac{L_{вс}}{g} \frac{\Omega_{п}}{\Omega_{вс}} \frac{\pi^2 n^2 R}{900}. \quad (8.21)$$

Отсюда ясно влияние различных факторов на допустимую высоту всасывания поршневого насоса. Особое значение имеет частота вращения вала насоса, влияющая на допустимую высоту всасывания через инерционные силы и гидравлические сопротивления полости всасывания.

Увеличение частоты вращения существенно понижает допустимую высоту всасывания поршневого насоса.

Допустимая высота всасывания при температуре воды до 303 К обычно не превышает 6 м .

8.8. Конструкции поршневых насосов

В зависимости от рода привода различают две основные группы поршневых насосов: паровые и с электрическим приводом.

Паровые насосы выполняются горизонтальными и вертикальными.

На рис. 8.10 представлена конструкция горизонтального парового насоса. Поршень водяного цилиндра приводится в движение непосредственно штоком парового поршня. Такие насосы обычно бывают двухпоршневыми для обеспечения равномерности подачи и удобного осуществления парораспределения. При этом каждый из штоков пары цилиндров (парового и водяного) управляет парораспределением соседнего цилиндра.

Паровые насосы просты по устройству, но энергетически неэффективны, так как КПД парового цилиндра их низок. Насосы этого типа применяются в малых стационарных и транспортных установках для питания паровых котлов.

Поршневые насосы с электрическим приводом выполняются с горизонтальным и вертикальным расположением цилиндров. Конструкция горизонтального двухпоршневого насоса двустороннего действия показана на рис. 8.11. Поршень 1 насоса приводится в движение штоком 2, соединенным через крейцкопф 3 с кривошипно-шатунным механизмом. Цилиндр 4 представляет собой отдельную отливку, крепящуюся к основной раме 5 насоса. Нагнетательные 6 и всасывающие клапаны расположены на цилиндрах и благодаря съемным крышкам 7 доступны для осмотра и ремонта.

Вследствие ограниченного числа двойных ходов поршня двигатель передает мощность на вал насоса при помощи понижающей зубчатой передачи.

Насосы с электрическим приводом при различных диаметрах цилиндров охватывают области давлений до 700 м вод. ст. и подач до 1400 л/мин.

Специальные гидравлические поршневые насосы, употребляемые в прессовых установках, создают давление до 100 МПа. Поршневые электроприводные насосы распространены в промышленности как дозаторы компонентов составляемой жидкой смеси.

На рис. 8.12 изображен дозировочный насосный агрегат 4ДА6-10, предназначенный для одновременной подачи четырех различных жидкостей.

В процессе работы изменением частоты вращения вала насоса можно одновременно и пропорционально изменять подачу всех четырех жидкостей.

Регулирование подачи каждой жидкости отдельно достигается изменением длин хода поршней отдельных цилиндров.

В стационарной теплоэнергетике находят широкое применение поршневые насосы малой подачи для непрерывного

снабжения реагентами систем водоприготовления и ведения заданного режима котловой воды. На рис. 8.13 дан продольный разрез однопоршневого вертикального насоса такого типа.

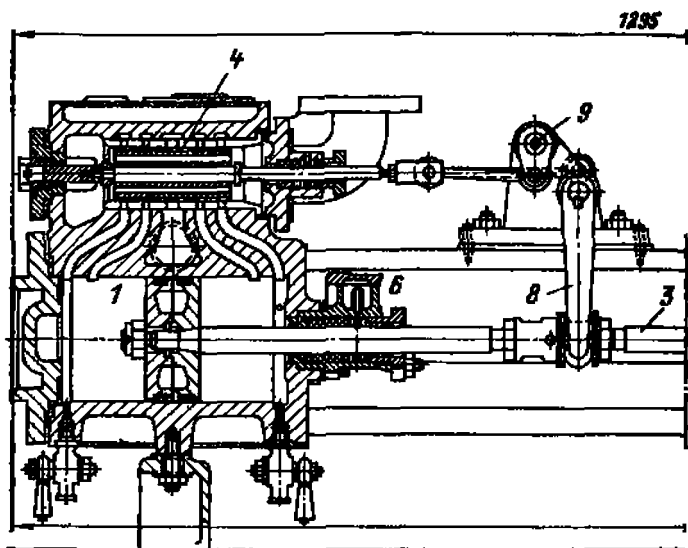


Рис. 8.10. Горизонтальный

1 — паровой цилиндр; 2 — водяной цилиндр; 3 — шток; 4 — паровой золотник; парораспределения

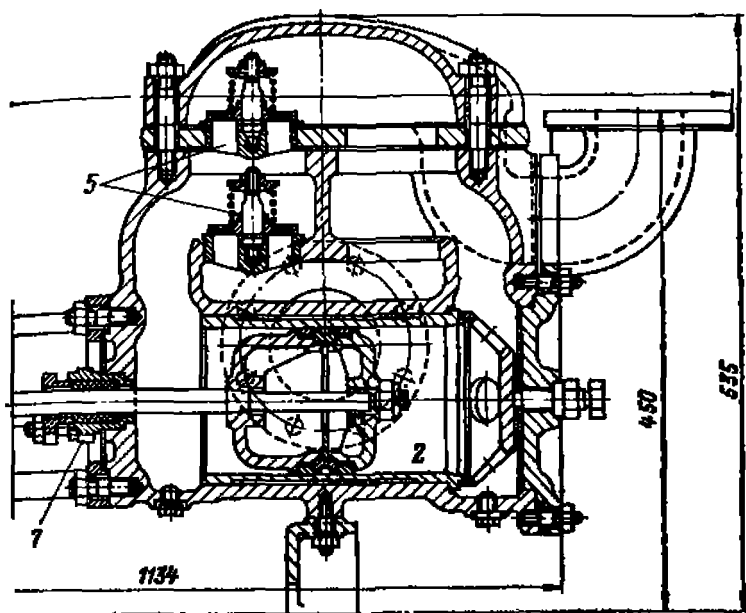
Технические данные однопоршневых насосов этого типа:

Диаметр поршня, мм	15—28
Подача, л/ч	25—100
Давление, МПа	6—25

Поршни насосов выполняются дисковыми (рис. 8.14) и плунжерными (рис. 8.15). Уплотнение дисковых поршней в цилиндре достигается металлическими разрезными уплотняющими кольцами (аналогично поршням компрессоров) или кожаными манжетами. Плунжерный поршень уплотняют внешним сальником с мягкой набивкой. Поршни изготовляют из чугуна, а для высоких давлений — из стали.

Клапаны часто выполняют тарельчатыми. Для насосов высокой подачи тарельчатые клапаны выполняются двухкольцевыми (рис. 8.16) и трехкольцевыми. Наиболее часто

употребляемая конструкция такого клапана для мвлого расхода дана на рис. 8.17. Седло 1 клапана плотно впрессовано в клапанную перегородку цилиндра. Седло имеет



двухпоршневой паровой насос:

5 — клапаны насосов; 6 — паровой сальник; 7 — водяной сальник; 8 и 9 — рычаги

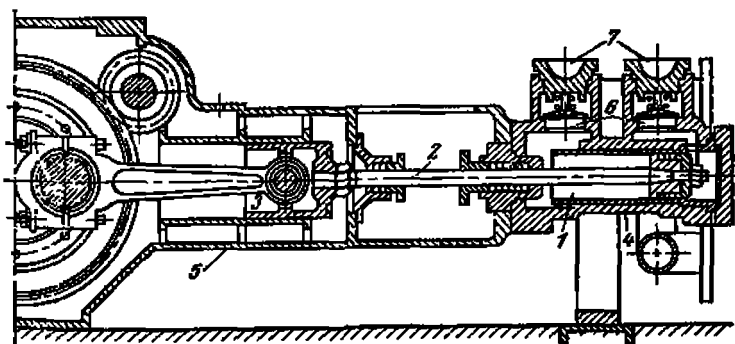


Рис. 8.11. Продольный разрез горизонтального двухпоршневого насоса двустороннего действия

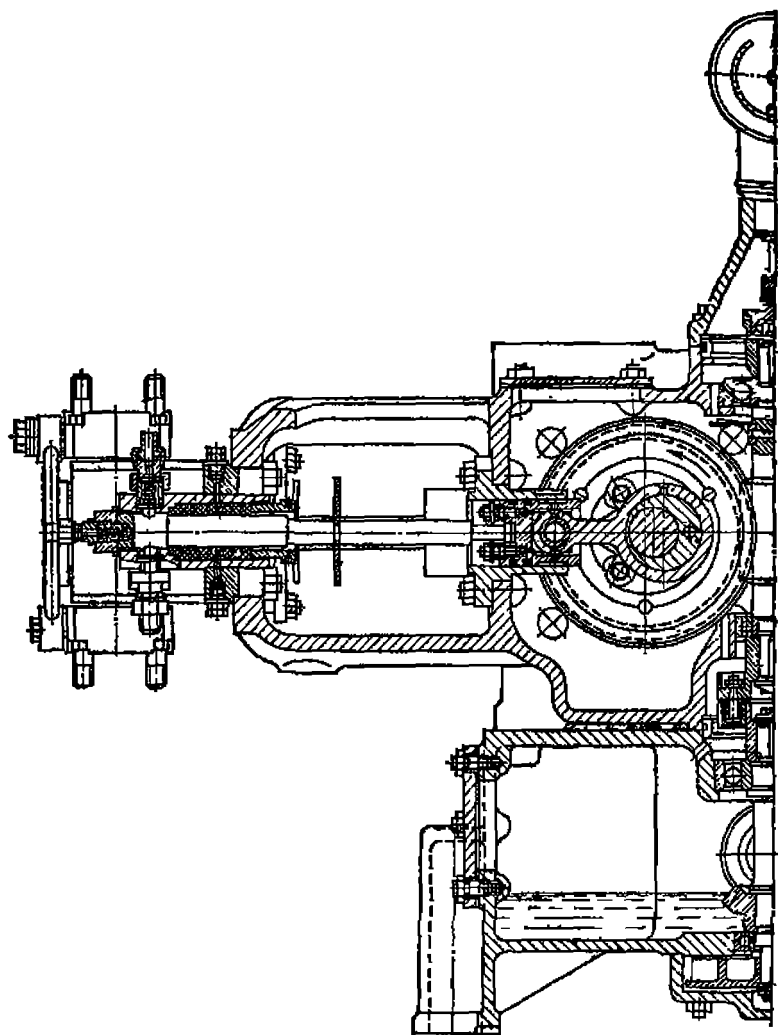
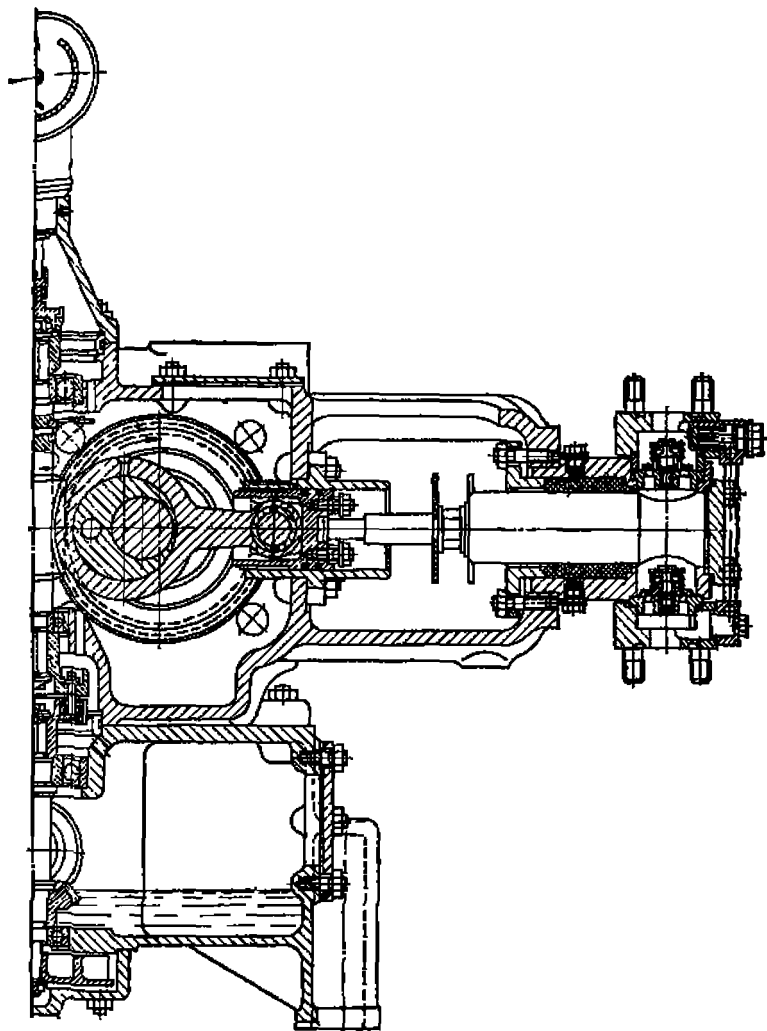


Рис. 8.12. Дозировочный

две кольцевые притертые поверхности: 2 и 3. Клапан 4 скользит по направляющему стержню 5 и под влиянием, разности давлений над клапаном и под ним, а также под действием конической пружины 6 плотно прижимается к седлу.



насосный агрегат 4ДА6-10

В некоторых случаях тарельчатые клапаны выполняют в виде толстых резиновых пластин: это обеспечивает высокую герметичность клапана.

Сальники поршневых насосов бывают с мягкой набивкой или с кожаными манжетами (рис. 8.18). Здесь даале-

← Рис. 8.13. Однопоршневой вертикальный дозировочный насос малой подачи:

1 — фундаментная плита; 2 — цилиндр; 3 — гильза; 4 — плунжер; 5 — сальниковая гайка; 6 — гайка для изменения хода плунжера; 7 — предохранительный клапан; 8 — клапанная камера; 9 — всасывающий клапан; 10 — нагнетательный клапан; 11 — подвод раствора; 12 — ствол раствора; 13 — пробка для удаления воздуха из рабочей полости цилиндра

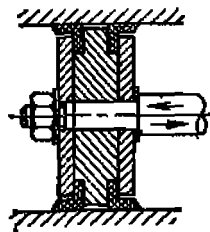
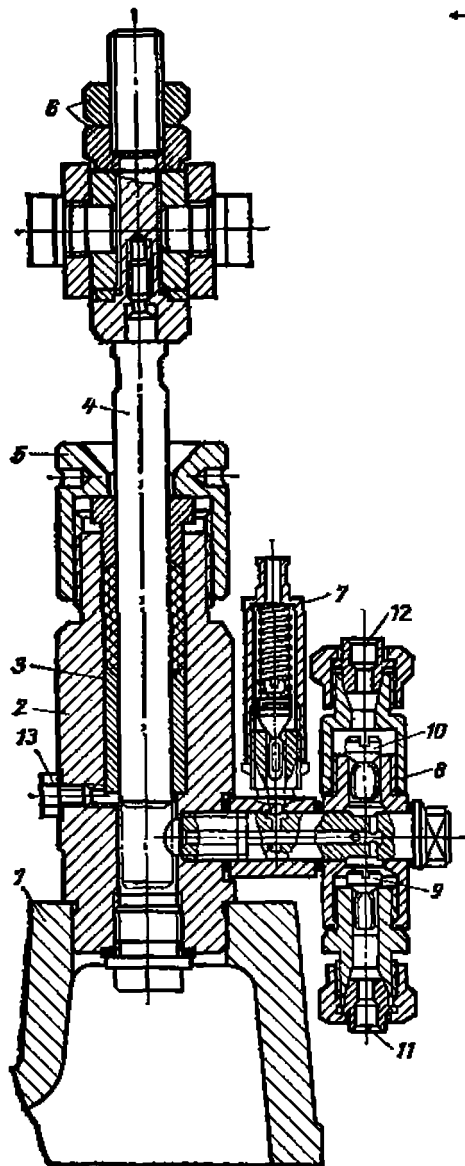


Рис. 8.14. Дисковый поршень с уплотнением кожными Г-образными манжетами

← Рис. 8.15. Плунжерный поршень



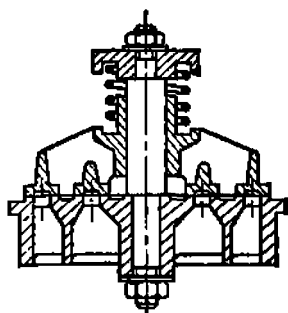


Рис. 8.16. Двухкольцевой клапан

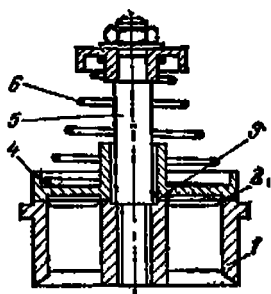


Рис. 8.17. Простой тарельчатый клапан

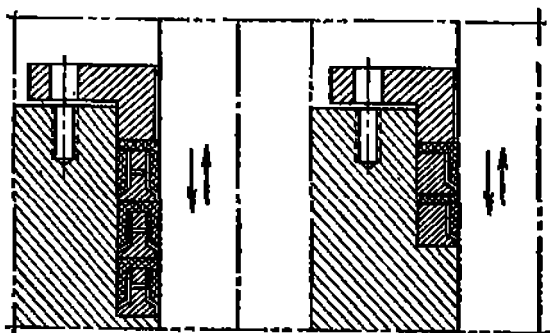


Рис. 8.18. Сальники с кожаными манжетами

ние, создаваемое насосом, действует на внутреннюю поверхность манжеты Г- или П-образного сечения, прижимает ее к штоку и создает тем большую плотность, чем выше давление, создаваемое насосом.

8.9. Испытание поршневых насосов и определение неисправностей в работе

Испытания насосов производят с целью выяснения их исправности и энергетической эффективности работы. При испытании насоса измеряют действительную подачу, мощность, объемный, гидравлический, механический и полный КПД.

Измерение действительной подачи удобно производить при помощи мерных баков. В тех случаях, когда это выпол-