

В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов

# ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ НАСОСЫ

Справочное  
пособие

МОСКВА ЭНЕРГОИЗДАТ 1981

совов регулирования должно быть учтено изменение к. п. д. самого двигателя, зависящее от нагрузки и частоты вращения.

Частота вращения  $n_i$  в точке  $Q_i$  определяется из уравнения подобия

$$n_i = n_1 \frac{Q_i}{Q_1} = n_1 \sqrt{H_i/H_1}, \quad (2.4)$$

где  $Q_i$  и  $H_i$  — требуемые параметры насоса.

Мощность насоса в этом случае будет равна

$$N_i = N_1 (n_i/n_1)^3. \quad (2.5)$$

Регулирование изменением частоты вращения насоса при постоянной частоте вращения двигателя может быть осуществлено путем включения между валами двигателя и насоса какого-либо вариатора скорости, например регулируемой гидромuffты, электромагнитной мuffты (см. § 6.1).

Регулирование входным направляющим аппаратом. Применяя входной направляющий аппарат с поворотными лопатками, можно изменять подкрутку потока на входе насоса  $v_{u1} \neq 0$ , что соответственно изменяет значение развиваемого напора. Такой метод регулирования эффективен, особенно для насосов с  $n_s > 250$ .

Экспериментальные исследования регулирования диагонального насоса с  $n_s \approx 350$  показали, что:

при изменении подкрутки небольшое изменение подачи происходит при относительно большом изменении напора;

изменение угла установки лопаток в пределах  $\pm 40^\circ$  от исходного положения не вызывает значительного изменения к. п. д.;

в определенном диапазоне углов поворота лопаток всасывающая способность насосов практически не изменяется;

входным направляющим аппаратом можно создать благоприятные условия обтекания лопастей рабочего колеса на режимах недогрузки и тем самым сузить зону неустойчивой работы.

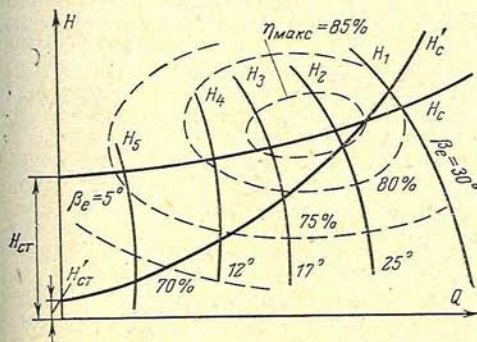


Рис. 2.8. Регулирование изменением угла установки лопастей рабочего колеса.

Поворот лопаток может осуществляться как на работающем насосе, так и при его остановке. Этот способ регулирования широко применяется в вентиляторостроении.

Изменение угла установки лопастей  $\beta_i$  рабочего колеса (рис. 2.8). Этим способом можно в широком диапазоне менять подачу осевого (диагонального) насоса. Эффективность его повышается, если система обладает значительной статической составляющей. При крутых характеристиках сети  $H'_c$  имеет место значительное снижение к. п. д. при изменении режима работы насоса. С точки зрения экономичности для таких систем этот способ более предпочтителен, чем регулирование входным направляющим аппаратом. Уменьшение угла установки лопастей используется для облегчения запуска насоса в работу.

В практике применяется и комбинированное регулирование, например изменение частоты вращения и углов установки лопастей рабочего колеса и лопаток входного направляющего аппарата.

## 2.4. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСОВ НА ОБЩУЮ СЕТЬ

В процессе эксплуатации возникает необходимость увеличения расхода или давления в системе, что достигается изменением количества совместно работающих насосов. Совместная работа насосов на общую сеть является одним из способов регулирования расходов потребителя.

Параллельная работа (рис. 2.9,а) насосов в общую сеть применяется для увеличения подачи. Для параллельной работы наиболее подходят насосы с непрерывно падающими напорными характеристиками с крутизной, превышающей технологические допуски на отклонение характеристики. Параллельно могут работать насосы с различными характеристиками и насосы различных типов (центробежные и поршневые). Общая характеристика группы насосов без учета сопротивления соединительных трубопроводов получается путем сложения абсцисс характеристик отдельных насосов для постоянных ординат  $H_i = \text{const}$ . Точка пересечения общей характеристики с характеристикой системы  $H'_c$  определяет рабочую точку параллельно работающих насосов. Очевидно, что

$$Q_{I+II} < Q_I + Q_{II},$$

т. е. суммарный расход параллельно работающих насосов меньше суммы расходов каждого насоса при индивидуальной работе на ту же сеть.

Параллельное соединение насосов наиболее эффективно при пологой характеристике системы. Пуск в работу насосов при одинаковой частоте вращения следует производить одновременно, постепенно открывая задвижки на всех насосах. Коэффициент



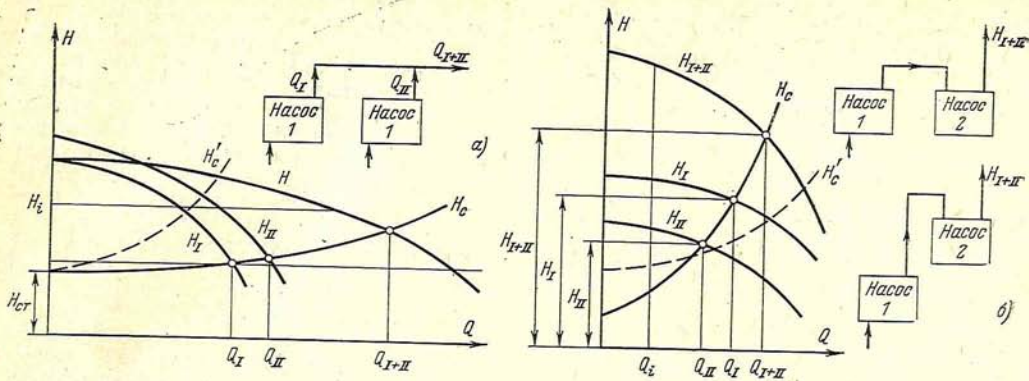


Рис. 2.9. Совместная работа насосов при параллельном и последовательном соединении.

полезного действия параллельного соединения насосов выражается отношением

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{\sum N_{\text{п}}}{\sum N} = \frac{Q_I H_I + Q_{II} H_{II}}{Q_I H_I / \eta_I + Q_{II} H_{II} / \eta_{II}} \quad (2.6)$$

Если принять  $H_I = H_{II}$ , то получается

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{Q_I + Q_{II}}{Q_I / \eta_I + Q_{II} / \eta_{II}} \quad (2.7)$$

Для устойчивой работы насосы должны иметь стабильную напорную характеристику. При параллельной работе насосов с неустойчивой характеристикой увеличивается зона неустойчивой работы и может возникнуть неравномерное распределение нагрузки между работающими насосами.

Если при параллельной работе одинаковых насосов (в простейшем случае — двух) их одинаковые напорные характеристики  $I$  ( $II$ ) будут иметь выраженный максимум  $C$  (рис. 2.10), то суммарная характеристика  $I+II$  получит вид разветвленной кривой  $S_1$  ( $O-C-E$ ) и  $S_2$  ( $O-C'-K-B$ ), поэтому, например, работа насосов на заданную систему  $H_c$  при полном открытии задвижек возможна в двух точках:  $A$  — с суммарной подачей  $Q_{I+II}$  и  $B$  — с суммарной подачей

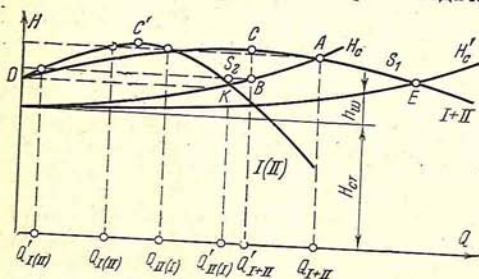


Рис. 2.10. Параллельная работа насосов с неустойчивыми характеристиками.

$Q'_{I+II}$ , т. е. с различным перераспределением подачи. Как следствие этого возникает неустойчивая параллельная работа и возможность колебательных процессов. Возможны четыре комбинации режимов: по две подачи у каждого из насосов —  $Q'_{I(II)}$ ,  $Q'_{II(I)}$ ,  $Q'_{I(II)}$ ,  $Q'_{II(I)}$ .

Неустойчивость параллельной работы насосов возможна в диапазоне режимов, когда характеристика сети  $H_c$  пересекает общую характеристику насосов на участке  $O-C-B-K$ . В этих случаях мы имеем по две точки пересечения  $H_c$  и суммарных характеристик  $H=f(Q)$  ( $S_1$  и  $S_2$ ) параллельно работающих насосов и соответственно две комбинации режимов насосов, как отмечено на рис. 2.10, для характеристики сети  $H_c$ .

При работе же насосов на систему  $H'_c$  неустойчивость работы не возникает, так как характеристика сети  $H'_c$  и характеристика насосов ( $I+II$ ) имеют одну точку пересечения и каждый из насосов работает на снижающемся участке кривой  $I(II)$ . Характеристика сети  $H'_c$  пересекает суммарную характеристику ниже точки  $K$ .

Если насосы, предназначенные для параллельной работы, имеют неустойчивые кривые  $H=f(Q)$ , вначале следует проанализировать, при каком предельном количестве насосов обеспечивается еще их устойчивая работа; затем выяснить предельные режимы по подаче (при дросселировании) и характер регулирования (изменение частоты вращения, байпасирование), при которых работа насосов остается устойчивой и удовлетворяет требованиям эксплуатации. При этом предельный допустимый напор системы не должен превышать напора холостого хода того из насосов, у которого этот напор имеет наименьшее значение. Устранить влияние неустойчивого участка кривой  $H=f(Q)$  при параллельной работе насосов можно, например, в питательных насосах электростанций соответствующей установкой регулятора давления на определенное открытие или путем автоматического бай-



пасирования и переключения работы насоса на резервуар питания.

При параллельном включении насосов, естественно, возникает вопрос о предельном числе их, при котором вообще возможна или допустима параллельная работа. В случае устойчивых характеристик  $H=f(Q)$  вопрос этот, очевидно, решают, исходя из условия, чтобы характеристика сети пересеклась с общей характеристикой насосов. Практически это число определяется дополнительным условием рентабельности такого параллельного включения. Суммарная подача параллельно работающих насосов  $Q_{\text{макс}}$  определяется равенством

$$h_{\text{п}}^{\text{макс}} = aQ_{\text{макс}}^2 = H_0 - H_{\text{ст}},$$

где  $h_{\text{п}}^{\text{макс}}$  — максимально допустимая потеря напора в сети, соответствующая подаче  $Q_{\text{макс}}$ , определяемая как ордината точки пересечения  $l$  характеристики сети  $H_c$  с горизонтальной прямой  $K_l$ .

Исследование устойчивости параллельной работы двух насосов показало:

1. Устойчивость параллельной работы определяется формой характеристики  $H=f(Q)$  насосов и формой характеристики сети.

2. На ниспадающих участках  $H=f(Q)$  параллельная работа всегда устойчива. На восходящих участках устойчивая работа невозможна.

3. Условие устойчивости имеет вид:

$$\frac{dQ_I}{dH_I} + \frac{dQ_{II}}{dH_{II}} > \frac{dQ_{I+II}}{dH_{I+II}}.$$

Для сужения зоны неустойчивой работы в некоторых случаях прокладывают параллельные трубопроводы для уменьшения гидравлических сопротивлений и крутизны характеристики системы.

Последовательная работа насосов (рис. 2.9, б) применяется для увеличения напора в системе при незначительном изменении подачи. Возможны случаи, когда насосы располагаются в непосредственной близости друг от друга (предвключенный и главный питательный насосы) и когда насосы удалены на значительное расстояние (шахтные водоотливные установки).

Общая напорная характеристика строится путем суммирования ординат характеристик отдельных насосов при  $Q_i = \text{const}$ .

Последовательное соединение насосов экономически себя оправдывает при крутых характеристиках системы с малым  $H_{\text{ст}}$ . Коэффициент полезного действия последовательного включения насосов можно оценить по выражению, приняв  $Q_I = Q_{II}$ :

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{H_I + H_{II}}{H_I/\eta_I + H_{II}/\eta_{II}} \quad (2.8)$$

Регулирование дросселированием при последовательном включении экономически

неоправдано. Целесообразней использовать регулирование изменением  $n$  у одного из насосов (первого в направлении потока).

Число последовательно включенных насосов лимитируется прочностью корпусов и надежностью работы концевых уплотнений.

## 2.5. ВСАСЫВАЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ НАСОСОВ

Движение жидкости от поверхности разделения с газовой средой до поступления в насос происходит за счет располагаемой потенциальной энергии всасываемой жидкости. Расходование части потенциальной энергии на преодоление трения и местных сопротивлений всасывающего трубопровода ведет к уменьшению потенциальной энергии жидкости на входе в насос и при известных условиях может вызвать кавитацию. Максимально достижимая геометрическая высота всасывания  $h_{\text{вс}}$  (рис. 2.11) часто ограничивается возникновением кавитации в насосе.

Записав уравнение Бернулли для сечений 0-0 и I-I и приняв  $\alpha=1$ , получаем:

$$h_{\text{вс}} = \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{в}}}{\gamma} - \frac{v_0^2}{2g} - h_{\text{п}}^{0-1}, \quad (2.9)$$

где  $h_{\text{п}}^{0-1}$  — суммарные потери энергии между сечениями 0-0 и I-I.

Величина  $h_{\text{п}}^{0-1}$  непосредственного отношения к насосу не имеет. Поэтому для характеристики всасывающей способности насоса вводится параметр — вакуумметрическая высота всасывания:

$$H_{\text{вак}} = \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{в}}}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g}. \quad (2.10)$$

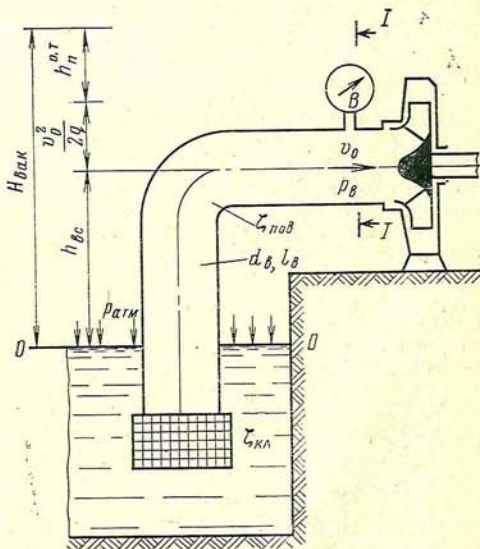


Рис. 2.11. К определению высоты всасывания насоса.