

Рекомендации по подбору циркуляционного насоса.

1. Производительность насоса Q.

Для расчета производительности насоса необходимо знать один из следующих параметров:

- а) отапливаемая площадь;
- б) мощность источника тепла.

А. Если известна отапливаемая площадь, сначала надо рассчитать необходимую мощность источника тепла по формуле:

$$Q_n = (S_n \times Q_{уд}) / 1000, \text{ где}$$

- Q_n - необходимая тепловая мощность, в кВт;
 S_n - отапливаемая полезная площадь здания, в m^2 ;
 $Q_{уд}$ - удельная теплопотребность здания:
70 Вт/ m^2 - для здания с более чем 2-мя квартирами.
100 Вт/ m^2 - для отдельно стоящих зданий с 1-2 квартирами.

А, Б. Расчет производительности насоса производится по формуле

$$Q_n = Q_n / (1,16 \times (t_n - t_o)), \text{ где}$$

- Q_n - подача насоса, в $m^3/ч$;
 Q_n - необходимая тепловая мощность, в кВт;
1,16 - удельная теплоёмкость воды, в Вт х час/ $кг \times ^\circ K$;
 t_n - температура воды на выходе из котла, в $^\circ C$;
 t_o - температура воды на входе в котёл, в $^\circ C$.

Разница температур $\Delta t = t_n - t_o$, зависит от вида отопительной системы

- $\Delta t = 20^\circ K$ - для стандартных отопительных систем;
 $\Delta t = 10^\circ K$ - для низкотемпературных отопительных систем;
 $\Delta t = 5^\circ K$ - для системы тёплых полов.

2. Напор насоса H.

Самое важное замечание: **напор циркуляционного насоса зависит не от высоты здания, а от гидравлического сопротивления отопительной сети.** Поэтому необходимо рассчитать это сопротивление. Расчет производится по формуле:

$$H_n = (R \times l + \Sigma Z) / (\rho \times g), \text{ где}$$

- H_n - напор насоса, в м;
 R - сопротивление прямой трубы, в Па/м;
 l - общая длина трубопровода до самого дальнего нагревательного элемента, в м;
 ΣZ - сумма местных сопротивлений, фитингов, арматуры и т. п.. в Па;
 ρ - плотность перекачиваемой среды, в $кг/дм^3$;
 g - ускорение свободного падения, в $м/с^2$.

Если речь идет о старом здании, чаще всего можно говорить о приблизительном расчете параметров, поскольку документация вряд ли сохранилась. В этом случае расчет лучше вести по другой формуле:

$$H_n = (R \times l \times ZF) / 10000, \text{ где}$$

- H_n - напор насоса, в м;
 R - потери на трение в прямой трубе, в Па/м;
 L - общая длина трубопровода до самого дальнего нагревательного элемента, в м;
 ZF - коэффициенты запаса для
1,3 - фитингов/арматуры;
1,7 - термостатических вентилей;
1,2 - смесителя/устройства, предотвращающего естественную циркуляцию.

Опытным путем установлено, что в прямой трубе трубопровода возникает сопротивление порядка $R = 100 \div 150$ Па/м. Это соответствует необходимому напору насоса в $1,0 \div 1,5$ см на метр трубопровода. Определяется

самая неблагоприятная ветка трубопровода между источником тепла и самым удаленным радиатором. Длина, ширина и высота складываются и умножаются на 2:

$$l = 2 \times (a + b + h)$$

Для определения сопротивления всех дополнительных частей трубопровода можно использовать коэффициенты запаса ZF, исчисленные опытным путём. Значения этих коэффициентов для фитингов и арматуры составляют примерно 30% от потерь в прямой трубе, то есть $ZF1 = 1,3$

Если в системе установлены термостатические вентили, то значение общего коэффициента запаса будет следующим:

$$ZF = ZF1 \times ZF2 = 1,3 \times 1,7 \approx 2,2.$$

Если же в системе присутствует смеситель, то при расчетах следует учитывать дополнительный коэффициент запаса, то есть:

$$ZF = ZF1 \times ZF2 \times ZF3 = 1,3 \times 1,7 \times 1,2 \approx 2,6$$

3. Выбор насоса.

После расчетов по пунктам 1 и 2 должны получиться значения производительности и напора, определяющие рабочую точку, по которой выбирается модель насоса. У каждого насоса есть своя гидравлическая характеристика. Наиболее оптимальна работа насоса в средней трети графика (очень часто эта зона выделена толстой линией). Очень редко бывает, когда расчетная точка совпадает с гидравлической характеристикой насоса. Чаще всего эта точка лежит между характеристиками двух насосов. При выборе конкретной модели насоса не нужно выбирать самый мощный, поскольку даже менее мощный насос полностью обеспечит систему отопления.

Для простых расчётов можно использовать следующие соотношения.

1) Q (куб.м/час) - N (кВт) / $(t_2 - t_1)$, где

Q - расход воды в системе отопления, расход насоса (куб.м/час)

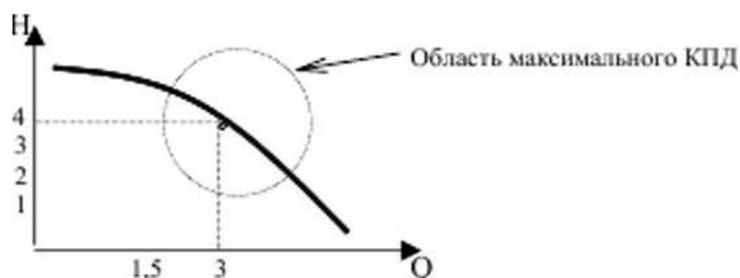
N - мощность котла (кВт)

t_2 - температура греющей воды, в подающем трубопроводе ($^{\circ}C$), обычно $+90^{\circ}C$ - $+95^{\circ}C$

t_1 - температура нагреваемой воды, в обратном трубопроводе ($^{\circ}C$), обычно $+70^{\circ}C$

2) Напор циркуляционного насоса равен суммарному гидравлическому сопротивлению системы, высота здания роли не играет, если система замкнутая. По нашему опыту, обычно, в нормально рассчитанной и смонтированной системе суммарное гидравлическое сопротивление составляет 2 - 4 метра водяного столба.

3) Таким образом из п.1 и п.2 мы имеем две основные характеристики насоса, его рабочей точки, и можем приступить к его выбору. Полученная рабочая точка должна лежать на гидравлической кривой насоса в области максимального КПД (это примерно центральная область кривой), либо должна быть расположена очень близко к гидравлической кривой.



4) Если не известна тепловая мощность, то можно определить её из несложного соотношения, которое без особых ошибок можно применять при расчётах индивидуальных систем отопления:

на 10 м^2 отапливаемой площади ≈ 1 кВт тепловой мощности + 20% запас (это максимальное значение. На практике $50 - 70 \text{ Вт/м}^2$ при утепленных фасадах и герметичных оконных проемах).

Определив по этому соотношению мощность котла и вернувшись к п.1 находим данные для подбора циркуляционного насоса.