



НУПТ

**ИНСТИТУТ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ В ПИЩЕВОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

Украина, 601033, г.Киев-33, ул.Владимирская 68, тел. (8.10.38.044): 287-92-66, 285-88-73,

Факс:

289-01-02 (секр);

e_mail: ipren@ukr.net

№ 14 от 08.08. 2014 г.

Предложение напечатать в журнале «Сахар» статью, посвященную вопросам **повысотной конфигурации насосных установок с центробежными насосами.**

Россия
г. Москва
Редакция журнала «Сахар»
госп. Большаковой Г.М.

Уважаемая Галина Михайловна !

Предлагаем Вам для опубликования в Вашем журнале нашу статью:
«Кавитация в центробежных насосах: *методы расчета параметров, предотвращающих кавитацию*»

Статья, по нашему мнению, заполнит недостаток информации в решении проблем (в аспекте предотвращения кавитации) расчета **повысотной конфигурации насосных установок с центробежными насосами в технологических и тепловых схемах сахарных заводов.**

С уважением:

В.Н. Филоненко

Д.Н. Цыганков

А.А. Швецов

Кавитация в центробежных насосах: методы расчета параметров, предотвращающих кавитацию

В.Н. Филоненко, канд.техн.наук, (E-mail: ipren@ukr.net)

Национальный университет пищевых технологий

Д.Н. Цыганков, (E-mail: tehproekt_kursk@mail.ru)

ООО «Техпроект»

А.А. Швецов, (E-mail: sanbskingeneer@yandex.ru) *ООО Балашовский сахарный комбинат*

Известно [1,2,3], что кавитация – это явление самовскипания жидкости во входных кромках межлопастных каналов (МЛК) рабочего колеса центробежного насоса, обусловленное снижением давления в потоке жидкости, обтекающей вогнутую и выпуклую части МЛК (рис.1, 2). Негативными последствиями кавитации для эксплуатационного персонала предприятий является, прежде всего, снижение или полное прекращение подачи насосов, в которых возникло это явление.

Факторами, вызывающими кавитационные явления в рабочем колесе насоса являются:

- увеличение глубины откачивания жидкостей;
- зауженные диаметры всасывающих трубопроводов;
- значительная длина всасывающих трубопроводов;
- наличие существенного сопротивления всасывающих трубопроводов; (фильтры, клапаны, повороты, сужения);
- понижение давления в приемном резервуаре насоса;
- существенное превышение фактической подачи насоса над номинальной;
- откачка горячих жидкостей и жидкостей, догретых до температуры насыщения (конденсат, кипящая вода).

Методы предотвращения кавитации:

- организация геометрического подпора на входе в насос;
- охлаждение (изобарное) жидкости перед входным патрубком насоса;
- применение насосов с “бустерным” (шнековым) рабочим колесом;
- применение насосов с двухсторонним входом жидкости в рабочее колесо насосов;
- увеличение диаметра всасывающего трубопровода;
- уменьшение длины всасывающего трубопровода;
- уменьшение местных сопротивлений всасывающего трубопровода;
- уменьшение числа оборотов насоса до уровня допустимой подачи;
- применение насосов с рабочими колесами с более совершенной (антикавитационной) формой межлопастных каналов;
- использование насосов со значительно более высокой, чем регламентно-необходимой подачей и напором.

Не следует для предотвращения кавитации применять рециркуляцию жидкости из нагнетательного трубопровода насоса в его входной патрубок (на

вход рабочего колеса), поскольку это решение не повышает давление на входе в насос, а лишь генерирует дополнительную турбулентность во входных кромках МЛК, создавая существенную вибрацию корпуса насоса. Известно, что повышение давления при смещении жидкостных потоков обеспечивает только сопловое смещение, аналогичное смещению в элеваторах.

Кроме того, рециркуляция увеличивает фактическую производительность насоса (против технологически необходимой), что ухудшает его антикавитационные свойства.

Накопленный авторами опыт проектно-эксплуатационной работы с заводскими насосными установками позволил сформировать и предложить для практического использования методы инженерного расчета повысотной конфигурации насосных установок технологических и тепловых схем сахарного производства.

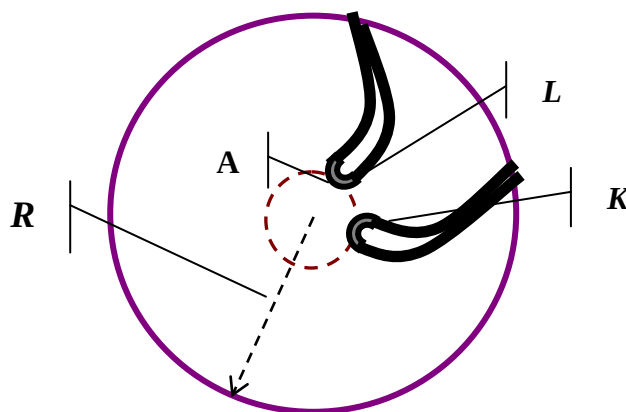


Рис. 1. Схема рабочего колеса центробежного насоса: А – лобовая часть МЛК; К – вогнутая часть МЛК; L – выпуклая часть МЛК.

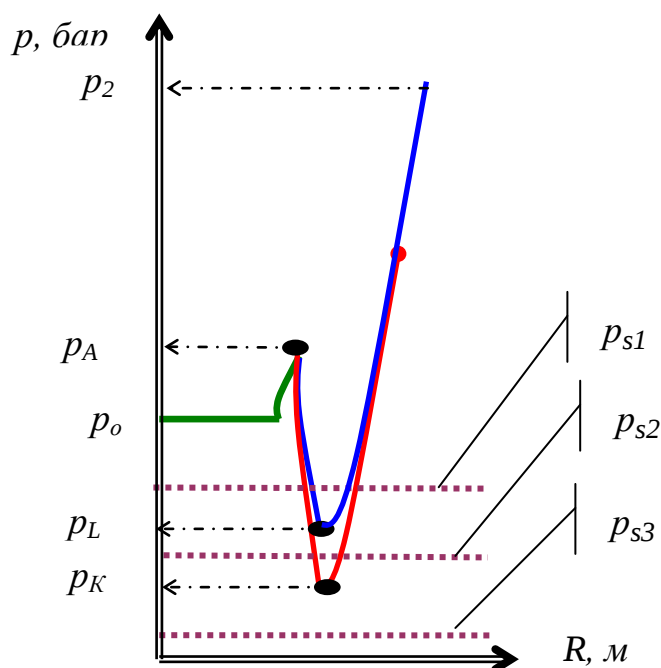


Рис. 2. Распределение давления в МЛК рабочего колеса центробежного насоса: p_o – давление на входе в рабочее колесо; p_A – давление в лобовой части МЛК; p_L – давление в выпгнутой зоне входной кромки МЛК; p_K – давление в вогнутой зоне входной кромки МЛК; p_2 – давление на выходе из МЛК;

$p_{s1}; p_{s2}; p_{s3}$ – линии различных давлений насыщения жидкости, соответствующих различным ее температурам.

В заводской паспортной документации центробежных насосов приводятся три вида кавитационных параметров, а именно:

- один, под названием «Заводская допустимая вакуумметрическая высота всасывания насоса при заводских условиях его испытаний» – $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}$, м в.ст., имеющий **нисходящий** характер зависимости $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}} = f(Q_H)$, рис. 3;

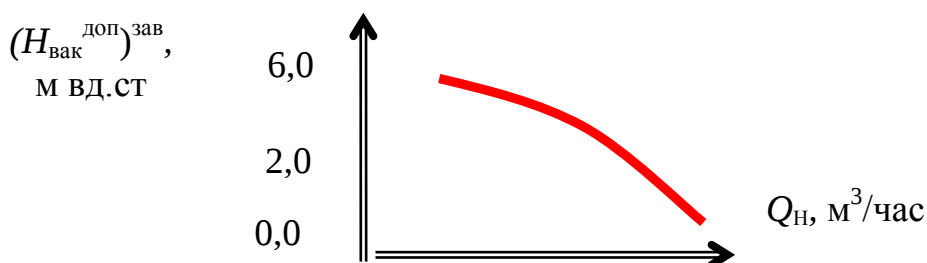


Рис. 3. Кавитационная характеристика центробежного насоса $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}} = f(Q_H)$ при номинальном числе его оборотов.

- другой, под названием «Допустимый кавитационный запас» насоса – $\Delta h_{\text{доп}}$, м в.ст., имеющий **восходящий** характер зависимости $\Delta h_{\text{доп}} = f(Q_H)$, рис. 4.

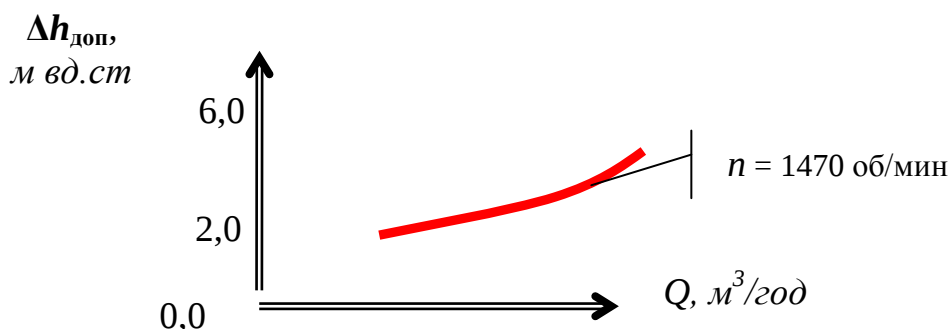


Рис. 4. Кавитационная характеристика центробежного насоса $\Delta h_{\text{доп}} = f(Q_H)$ при номинальном числе его оборотов.

- третий, под названием «Дефицит давления на входе в рабочее колесо насоса» – $NPSH$, м в.ст., имеющий **восходящий** характер зависимости $NPSH = f(Q_H)$, рис. 5.

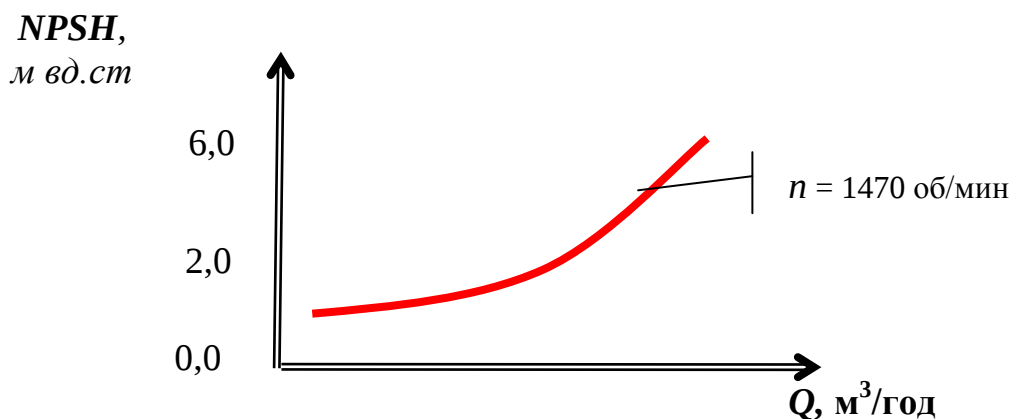


Рис. 5. Кавитационная характеристика центробежного насоса
 $NPSH = f(Q_H)$ при номинальном числе его оборотов.

Ни первый, ни второй, ни третий паспортные кавитационные параметры насоса не позволяют непосредственно установить необходимую геометрическую высоту между уровнем жидкости в приемном резервуаре и всасывающим патрубком насоса, соблюдение которой гарантирует безкавитационный режим работы насоса, и которая необходима, и проектантам и эксплуатационникам насосных установок.

Путь к определению необходимых геометрических высот между насосом и приемным резервуаром лежит через достаточно объемную систему понятий, за каждым из которых стоит расчетная формула, привязанная к эксплуатационным параметрам конкретного насоса и конкретной насосной установки.

Авторы посчитали возможным ознакомить специалистов сахарных заводов с основными кавитационными параметрами насосной установки и методами инженерного расчета допустимой геометрической высоты всасывания ($H_{\text{геом}}^{\text{всас.доп}}$) и допустимой геометрической высоты подпора насоса ($H_{\text{геом}}^{\text{подп.доп}}$), являющимися конечной целью кавитационных расчетов насосной установки.

Именно эти высоты являются основой по высотного размещения насоса и приемного резервуара при реконструкции тепловых и технологических схем сахарных заводов.

Система кавитационных параметров центробежных насосов, из которых сформирована инженерная методика определения $H_{\text{геом}}^{\text{всас.доп}}$ и $H_{\text{геом}}^{\text{подп.доп}}$ базируется на использовании перемещаемой жидкости – воды и включает в себя **восемь** взаимосвязанных составляющих.

- **Вакууметрическая высота всасывания насоса – ($H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}$, м в.д.ст.** Устанавливается экспериментально заводами-изготовителями насосов на базе их заводских испытаний на воде с температурой 20 °С под атмосферным давлением в приемном резервуаре и приводятся в паспорте насоса в виде графической зависимости $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}} = f(Q)$, рис. 3.

Величина $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}$ может быть также установлена, в случае наличия данных о снижении давления в МЛК насоса, по формуле:

$$(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}} = 10,0 - \Delta h_{\text{р.к}} \quad (1)$$

где:

10,0 – потенциал всасывания (вакууметрическая высота) приемного резервуара при заводских испытаниях насоса, м в.д. ст.;

$\Delta h_{\text{р.к}}$ – снижение давления в потоке воды во входных кромках МЛК рабочего колеса центробежного насоса, м в.д.ст, рис. 2.

Значение $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}$ определяется не только снижением давления в рабочем колесе насоса, ни и его числом оборотов, увеличиваясь с уменьшением числа оборотов, и может быть установлено по формуле:

$$[(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}]_n = 10,0 - [10,0 - (H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}] \cdot (n_{\text{нов}} / n_{\text{зав}})^2 \quad (2)$$

де:

$[(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}]_n$ – ожидаемая вакууметрическая высота всасывания насоса при измененном (относительно номинального) числе оборотов насоса, м в.д. ст.;
10,0 – потенциал всасывания приемного резервуара при заводских испытаниях насоса, м в.д.ст.;

$(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}$ – паспортное (заводское) значение вакууметрической высоты всасывания, м в.д.ст.;

$n_{\text{нов}}$ – измененное число оборотов насосу, об/мин;

$n_{\text{зав}}$ – номинальное (заводское) паспортное число оборотов насоса, об/мин.

Пример:

Насос при $n_{\text{зав}} = 3000$ об/мин имеет $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}} = 5,0$ м в.д.ст. При уменьшении числа оборотов до $n_{\text{нов}} = 1500$ об/мин его $[(H_{\text{вак}}^{\text{доп.всас}})^{\text{зав}}]_n$ увеличится от 5,0 м в.д.ст. до 8,8 м в.д.ст. См. расчет по ф-ле (2): $[(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}]_{\text{нов}} = 10 - (10 - 5,0) \cdot (n_{\text{нов}} / n_{\text{зав}})^2$.

При выборе типоразмера насоса преимущество следует отдавать насосам, имеющим большие, от 6,5 м в.д.ст. до 8,0 м в.д.ст., значения $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}$, у которых совершеннее форма входных кромок МЛК и меньшее снижение давления в них.

Насосы с малыми $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}$ будут требовать или значительного геометрического подпора (при перемещении горячей жидкости), или не высокого углубления приемного резервуара (при перемещении холодной жидкости).

- **Снижение давления на входных кромках межлопастных каналов рабочего колеса насоса – $\Delta h_{\text{р.к.}}$, м в.д.ст.** Устанавливается заводами-изготовителями насосов для каждого типоразмера насоса на базе их заводских испытаний.

Как правило, значение $\Delta h_{\text{р.к.}}$ в паспорте насоса не приводится. Общепринятой практикой является использование $\Delta h_{\text{р.к.}}$ как составляющей заводского кавитационного параметра – $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}$.

При необходимости, в качестве информационного ресурса, значение $\Delta h_{\text{р.к.}}$ может быть установлено:

- или ориентировочно по ф-ле проф. С.С. Руднева [1,2]:

$$\Delta h_{\text{р.к.}} = 10 \cdot [n_{\text{н}} \cdot (Q_{\text{н}}/3600)^{0,5} / C_{\text{н}}^{\text{кав}}]^{4/3} \quad (3)$$

где:

$n_{\text{н}}$ – число оборотов насоса, об/мин;

$Q_{\text{н}}$ – подача насоса, м³/час;

$C_{\text{н}}^{\text{кав}}$ – конструктивный кавитационный параметр насоса, ед. Для насосов с плохими антикавитационными свойствами от 600 до 700, с обычными – от 800 до 1000, с хорошими – от 1000 до 1500.

Пример:

Насос КТС 200-61 с числом оборотов – 1450 об/мин, с номинальной подачей – 200,0 м³/час и $C_{\text{н}}^{\text{кав}} = 900$ будет иметь, см. расчет по ф-ле (2) ориентировочное значение $\Delta h_{\text{р.к.}}$ – 2,8 м в.д.ст.

Вывод:

Во входных кромках рабочего колеса насоса КТС 200-61 при номинальной его подаче снижение давления потока воды во входных кромках рабочего

колеса будет составлять (ориентировочно) 2,8 м в.ст (0,28 атм). Точное значение $\Delta h_{p.k}$ устанавливается только заводом-изготовителем насоса по результатам его заводских испытаний.

- или точно по формуле:

$$\Delta h_{p.k} = 10,0 - (H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}} \quad (4)$$

Структура формулы (3) свидетельствует о том, что снижение давления на входных кромках МЛК рабочих колес центробежных насосов – $\Delta h_{p.k}$ зависит от двух эксплуатационных параметров – от подачи насоса (Q_H), увеличиваясь с ее ростом – ($\Delta h_{p.k} \sim Q_H^{0,66}$) и от числа оборотов (n_H), увеличиваясь с их ростом – ($\Delta h_{p.k} \sim n_H^{1,33}$), рис. 6.

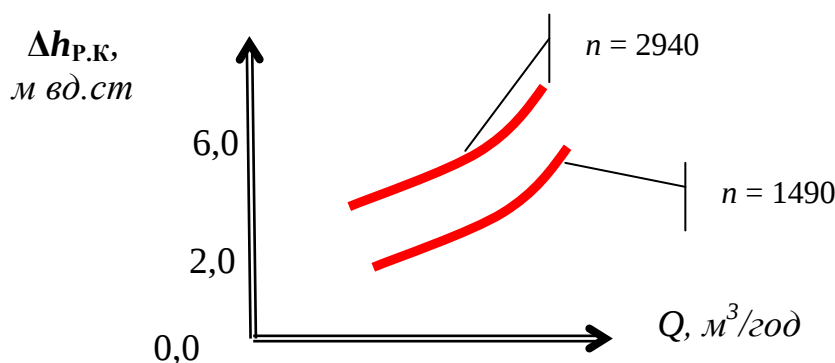


Рис. 6. Вид зависимости $\Delta h_{p.k} = f(Q_H, n_H)$

- **Допустимый кавитационный запас – $\Delta h_{\text{доп}}$** , м в.ст. Устанавливается экспериментально заводом-изготовителем насосов на базе их заводских испытаний на воде с температурой 20 °С под атмосферным давлением в приемном резервуаре и приводятся в паспорте насоса в виде графической зависимости $h_{\text{доп}} = f(Q_H)$ для номинального числа оборотов, рис. 4. Является аналогией параметра $\Delta h_{p.k}$, т.е.:

$$\Delta h_{\text{доп}} = \Delta h_{p.k} \quad (5)$$

Значение $\Delta h_{\text{доп}}$ для эксплуатации насоса должно быть как можно ниже, чтобы не повышать гидростатического подпора перед насосом, и обеспечивать как можно большее углубление приемного резервуара.

- **Кавитационный параметр насоса – $NPSH$** (Net positive suction head – дефицит давления на входе в насос), м. в.ст. Устанавливается экспериментально заводом-изготовителем насосов на базе их заводских испытаний на воде с температурой 20 °С под атмосферным давлением в приемном резервуаре и приводятся в паспорте насоса в виде графической зависимости $NPSH = f(Q_H)$ для номинального числа оборотов, рис. 5. Является аналогией параметра $\Delta h_{p.k}$, т.е.:

$$NPSH = \Delta h_{p.k} \quad (6)$$

Параметр $NPSH$ ориентирован на ту же проблему (предотвращение кавитации в рабочем колесе насоса), что и параметр $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}$, но в качестве определяющего фактора для его определения принята потеря давления на входных кромках МЛК рабочего колеса. Поэтому характеристика $NPSH$ =

$f(Q_H)$ является восходящей линией, а $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}} = f(Q_H)$ – нисходящей линией, поскольку с увеличением подачи насоса величина $\Delta h_{\text{р.к}}$ возрастает.

Современные центробежные насосы зарубежного изготовления могут иметь три разные по характеру графические зависимости $NPSH = f(Q_H)$, рис. 7.

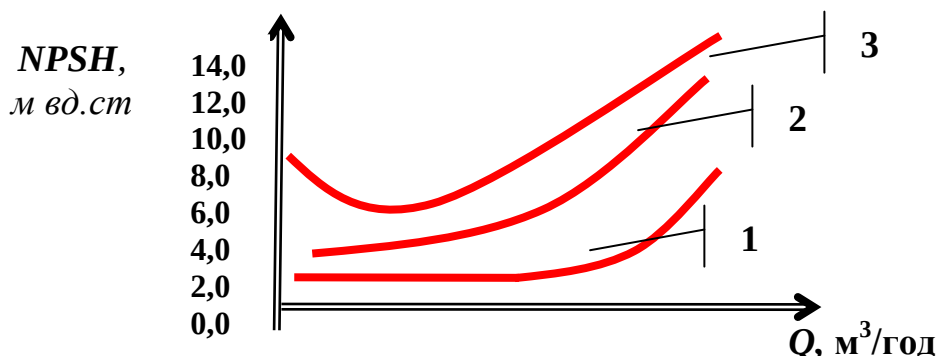


Рис. 7. Характеристики $NPSH = f(Q_H)$ современных центробежных насосов:

1 – насос со стабильным значением $NPSH$; 2 – насос с монотонно возрастающим $NPSH$; 3 – насос с параболическим изменением $NPSH$.

Соотношение между $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}$ и $NPSH$ устанавливается формулами:

$$NPSH = 10,0 - (H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}} \quad (7)$$

$$(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}} = 10,0 - NPSH \quad (8)$$

Значение $NPSH$ для эксплуатации насоса должно быть как можно ниже, чтобы не повышать гидростатического подпора перед насосом, и обеспечивать как можно большую глубину приемного резервуара.

Следует иметь в виду, что только конденсатные насосы имеют при номинальной (т.е. обеспечивающей максимальный КПД) подаче низкие, на уровне 1,6 м в.ст. – 1,8 м в.ст значения $NPSH$, $\Delta h_{\text{р.к}}$ и $\Delta h_{\text{доп}}$. Насосы остальных типов, предназначенные для перемещения холодной и горячей воды, имеют при номинальной подаче более высокие потери давления в рабочем колесе, на уровне 5 м в.ст. – 9 м в.ст.

• **Потенциал всасывания приемного резервуара (вакууметрическая высота всасывания) – $H_{\text{пр.рез.}}$, м в.ст.** Является неотъемлемой составляющей определения геометрических высот в конфигурации реальных насосных установок. Рассчитывается по формуле:

$$H_{\text{пр.рез}} = (p_o - p_s^t) \cdot 10^5 / (\rho \cdot g) \quad (9)$$

где:

p_o – абсолютное давление над поверхностью воды в приемном резервуаре, бар. Определяется технологическим регламентом эксплуатации приемного резервуара в пределах от 0,04 бар(абс) в конденсаторах паровых турбин до 3,0 – 9,0 бар(абс) в технологических установках;

p_s^t – абсолютное давление насыщения воды в приемном резервуаре, соответствующее фактической температуре воды в нем, бар. Определяется по таблице насыщения воды, табл. 1, или на линии насыщения в „ $T-S$ ” или „ $h-S$ ” диаграммах состояния воды;

ρ – фактическая удельная плотность воды, соответствующая ее фактической температуре, кг/м³;
 g – ускорение земного притяжения – 9,8 м/с²;
 10^5 – коэффициент, коррелирующий соотношение „бар” и „Н/м²”.

Таблица 1.

Взаимосвязь между температурой воды и ее давлением насыщения

Температура воды, $t_b, ^\circ\text{C}$		20°	40°	60°	80°	90°	100°	110°	120°	130°
Давление насыщения воды	$p_s,$ бар	0,0235	0,074	0,20	0,47	0,70	1,02	1,45	2,00	2,70
	$H_s,$ м в.д.ст	0,24	0,75	2,1	4,8	7,1	10,2	14,9	20,0	27,0

- **Температура воды, определяющая необходимость создания геометрического подпора насоса – t_b^{lim} .** Максимальная температура воды, при которой насос утрачивает способность откачивать жидкость из заглубленного приемного резервуара – t_b^{lim} может быть установлена по эмпирической формуле:

$$t_b^{\text{lim}} = C \cdot (p_s^{\text{lim}})^K \quad (10)$$

где:

C, K – корреляционные коэффициенты, ед. Для диапазона давлений воды от 0,012 бар до 0,04 бар: $C = 555,0, K = 0,89$; для диапазона давлений от 0,04 бар до 0,12 бар: $C = 152,0, K = 0,517$; для диапазона давлений от 0,12 бар до 3,0 бар: $C = 100,0, K = 0,317$.

p_s^{lim} – предельно допустимое (максимальное), по условию утраты способности насоса откачивать воду из глубины, давления насыщения воды, бар. Определяется по формуле:

$$p_s^{\text{lim}} = [H_{\text{вас}}^{\text{доп}}]_{\text{зав}} + p_o \cdot 10^5 / (\rho \cdot g) - 10,0 - \Delta h_{\text{вас.тр}} - v_{\text{вас.тр}}^2 / (2g) - H_{\text{зап}}^x \cdot 10^{-5} \cdot \rho \cdot g \quad (11)$$

где:

$\Delta h_{\text{вас.тр}}$ – потеря давления на трение и местные сопротивления во всасывающем трубопроводе от приемного резервуара до насоса, м в.д.ст. Определяется по формуле Дарси-Вейсбаха [1,2];

$v_{\text{вас.тр}}^2 / (2g)$ – потеря давления, обусловленная скоростью жидкости во всасывающем трубопроводе ($v_{\text{вас.тр}}$), м в.д.ст. Эксплуатационная рекомендация для $v_{\text{вас.тр}}$ от 0,15 м/с до 0,5 м/с.

$H_{\text{зап}}^x$ – эксплуатационный запас высоты всасывания при перемещении холодной воды (т.н. плата за неадекватность математической модели процесса), м в.д.ст. Принимается равным от 0,3 м до 0,6 м.

При $t_b^{\text{факт}} < t_b^{\text{lim}}$ насос допускает откачку из заглубленного на высоту $H_{\text{геом}}^{\text{вас.доп}}$ резервуара;

При $t_{\text{в}}^{\text{факт}} > t_{\text{в}}^{\text{лим}}$ насос требует подпора – $H_{\text{геом}}^{\text{подп., доп.}}$.

Примечание.

Выполнение условия $t_{\text{в}}^{\text{факт}} < t_{\text{в}}^{\text{лим}}$, т.е. при наличии у насоса способности откачивать жидкость из заглубленного приемного резервуара, не запрещает создание подпора перед насосом, если такая конфигурация насосной установки обусловлена технологическими требованиями производства.

Пример:

Определить температуру воды, которая сделает невозможной откачивание насосом воды из заглубленного приемного резервуара. Насос имеет $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}} = 5,5$ м.вд.ст. Давление в приемном резервуаре – атмосферное.

Расчет:

- $p_o = 1,0$ бар.
- $\Delta h_{\text{всас.тр}} = 1,3$ м.вд.ст;
- $v_{\text{всас.тр}}^2 / (2 \cdot g) = 0,01$ м вд.ст;
- $H_{\text{зап}}^{\text{x}} = 0,5$ м вд.ст.;
- по ф-ле (11) – $p_s^{\text{лим}} = 0,39$ бар.;
- по ф-ле (10) – $t_{\text{в}}^{\text{лим}} = 75$ °С.

Вывод:

При достижении температуры воды в приемном резервуаре 75 °С (или выше) центробежный насос утратит способность ее всасывать даже при нулевом углублении приемного резервуара.

- **Допустимая геометрическая высота всасывания насоса – $H_{\text{геом}}^{\text{всас. доп.}}$, м вд.ст.** Является конечной целью кавитационного расчета насоса при формировании повысотной установки при перемещении холодной воды. Определяется по формуле:

$$H_{\text{геом}}^{\text{всас. доп.}} = H_{\text{пр.рез}} - \Delta h_{\text{р.к}} - \Delta h_{\text{всас.тр}} - v_{\text{всас.тр}}^2 / (2 \cdot g) - H_{\text{зап}}^{\text{x}} \quad (12)$$

или с учетом ф-л (4) и (9) по формуле:

$$H_{\text{геом}}^{\text{всас. доп.}} = (p_o - p_s^t) \cdot 10^5 / (\rho^t \cdot g) - [(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}} - 10,0] - \Delta h_{\text{всас.тр}} - v_{\text{всас.тр}}^2 / (2 \cdot g) - H_{\text{зап}}^{\text{x}} \quad (13)$$

где:

$H_{\text{зап}}^{\text{x}}$ – эксплуатационный запас высоты всасывания при перемещении холодной воды (т.н. плата за неадекватность математической модели процесса), м вд.ст. Принимается равным от 0,3 м до 0,6 м.

При высоких значениях p_s^t , т.е. при перемещении горячей воды, значение $H_{\text{геом}}^{\text{всас. доп.}}$ может приобрести отрицательное значение – $H_{\text{геом}}^{\text{всас. доп.}} < 0$. Это условие означает, что при высокой температуре, насос теряет способность откачивать воду из заглубленного приемного резервуара и требует подпора жидкости – $H_{\text{геом}}^{\text{помп. доп.}}$, т.е. требует размещения уровня жидкости в приемном резервуаре над насосом.

Не допустимо идентифицировать заводскую вакууметрическую высоту всасывания насоса $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}$, которая легко определяется из паспорта насоса, как

геометрическую высоту всасывания насоса – $H_{\text{геом}}^{\text{всас.доп}}$ для реальной насосной установки.

Путь к определению $H_{\text{геом}}^{\text{всас.доп}}$, существенно меньшей, чем $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}$, лежит через использование приведенных выше формул и не заводскую температуру воды, и не заводское давление в приемном резервуаре, и потерю давления во всасывающем трубопроводе.

- **Допустимый геометрический подпор перед насосом – $H_{\text{геом}}^{\text{подп.доп}}$** Является конечной целью кавитационного расчета насоса при формировании повысочной установки при перемещении горячей воды. Определяется по формуле:

$$H_{\text{геом}}^{\text{подп.доп}} = \Delta h_{\text{р.к}} + \Delta h_{\text{всас.тр}} + v_{\text{всас.тр}}^2 / (2 \cdot g) + H_{\text{зап}}^t - H_{\text{пр.рез}} \quad (14)$$

или с учетом ф-л (4) и (9) по формуле:

$$H_{\text{геом}}^{\text{подп.доп}} = [10,0 - (H_{\text{вак}}^{\text{доп}})^{\text{зав}}] + \Delta h_{\text{всас.тр}} + v_{\text{всас.тр}}^2 / (2 \cdot g) - (p_o - p_s^t) \cdot 10^5 / (\rho^t \cdot g) + H_{\text{зап}}^t \quad (15)$$

где:

$H_{\text{зап}}^t$ – эксплуатационный запас высоты подпора при перемещении горячей воды, м в.д.ст. Определяется опытным путем. Принимается:

- для горячей, но переохлажденной относительно температуры насыщения, воды от 0,5 м до 1,0 м;
- для воды в состоянии насыщения (конденсата) от 1,0 м до 3,0 м, меньшие значения для высокого давления, большие – для низкого давления и разрежения.

При перемещении воды, догретой до температуры насыщения, например, конденсата при любых давлениях, имеет место условие – $p_o = p_s^t$. При этом потенциал давления приемного резервуара – $H_{\text{пр.рез}}$ в ф-лах (14) и (15) приобретает нулевое значение, что увеличивает допустимый геометрический подпор и обуславливает необходимость повышения высоты размещения Конденсатных сборников над насосами.

При невозможности разместить сборник конденсата (приемный резервуар) над насосом на расчетной ($H_{\text{геом}}^{\text{подп.доп}}$) высоте, можно разместить его на меньшей, допустимой эксплуатационно, высоте, но выбрать к установке типоразмер насоса с номинальной подачей ($Q_{\text{н}}^{\text{ном}}$), превышающей на 50 % – 100 % необходимую подачу ($Q_{\text{н}}$). При таком выборе насоса кавитация уменьшит его подачу, но ее, как показывает опыт, будет достаточно для регламентного объема перемещаемого конденсата.

Методики определения геометрических параметров насосной установки, предотвращающих кавитацию

Практическую ценность для заводских специалистов представляют:

- методика определения допустимой (не выше) геометрической высоты всасывания насоса при откачке холодной воды из углубленного (относительно насоса) приемного резервуара – $H_{\text{геом}}^{\text{всас.доп}}$;

- методика определения допустимой (не ниже) высоты геометрического подпора при откачке насосом горячей (в т.ч. в состоянии насыщения) воды – $H_{\text{геом}}^{\text{подп.доп}}$.

Методика определения $H_{\text{геом}}^{\text{всас.доп}}$ для холодной и теплой воды.

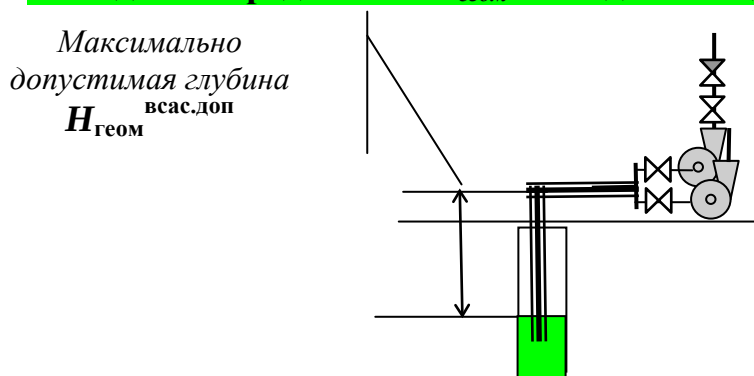


Рис. 8. К определению допустимой геометрической высоты всасывания при откачке холодной (существенно переохлажденной воды) – $H_{\text{геом}}^{\text{всас.доп}}$.

Задачей в таких ситуациях является определение максимально допустимой геометрической высоты всасывания, т.е. максимальной глубины, с которой насос сможет откачать холодную и теплую воду без возникновения кавитационных явлений – $H_{\text{геом}}^{\text{всас.доп}}$, м в.д.ст., рис. 8.

Методика определения $H_{\text{геом}}^{\text{всас.доп}}$ реализуется следующей последовательностью:

1. Установить по ф-ле (10) максимально допустимую температуру воды, допускающую откачивание насосом (установленного типоразмера) воды из углубленного приемного резервуара – $t_{\text{в}}^{\text{lim}}$.
2. Сравнить $t_{\text{в}}^{\text{lim}}$ с фактической температурой воды в резервуаре – $t_{\text{в}}^{\text{факт}}$, убедиться, что $t_{\text{в}}^{\text{факт}} < t_{\text{в}}^{\text{lim}}$, т.е., что насос способен откачивать воду из углубленного приемного резервуара.
3. Определить абсолютное давление воды – p_o , бар, в приемном резервуаре.
4. Определить абсолютное давление насыщения воды – p_s^t , бар, в соответствии с ее фактической температурой.
5. Определить необходимую (регламентную) подачу насоса – Q_H , м³/час.
6. Установить по паспорту насоса допустимую заводскую вакууметрическую высоту всасывания насоса – $(H_{\text{вак}}^{\text{доп.всас}})^{\text{зав}}$, м в.д.ст. соответствующую его регламентной подаче.
7. Рассчитать по ф-ле Дарси-Вейсбаха, задавшись скоростью $v_{\text{всас}}$ ориентировочную потерю давления во всасывающем трубопроводе – $\Delta h_{\text{всас.тр}}$.
8. Рассчитать скоростную потерю давления во всасывающем трубопроводе – $v_{\text{всас}}^2 / (2 \cdot g)$, м в.д.ст.
9. Установить (из опыта предыдущих расчетов) запас высоты для обеспечения гарантии расчета – $H_{\text{зап}}^x$, м в.д.ст.

10. Рассчитать по ф-ле (13) проектно-расчетную допустимую геометрическую высоту всасывания насоса воды – $H_{\text{геом}}^{\text{доп.всас}}$, необходимую для реализации монтажных работ:

Примечание.

Если насосная установка уже смонтирована, полученное значение $H_{\text{геом}}^{\text{доп.всас}}$ сравнить с фактическим значением глубины уровня воды в приемном резервуаре – $H_{\text{геом}}^{\text{факт}}$ и:

- при условии $H_{\text{геом}}^{\text{доп.всас}} > H_{\text{геом}}^{\text{факт}}$ – оставить без изменения существующую повысотную конфигурацию насосной установки;
- при условии $H_{\text{геом}}^{\text{доп.всас}} < H_{\text{геом}}^{\text{факт}}$ – непременно уменьшить высоту установки насоса относительно уровня воды в приемном резервуаре.

Пример:

Центробежный насос типоразмера 4к-12 с номинальной подачей 90 м³/час и числом оборотов 2900 об/мин планируется для откачки 80,0 м³/час воды с температурой $t_{\text{в}}=25$ °С, из естественного водоема. Установить минимальную высоту размещения насоса над уровнем воды в водоеме, обеспечивающую бескавитационный режим его работы.

Расчет:

1. По ф-ле (10) – $t_{\text{в}}^{\text{lim}} = 60$ °С
2. Условие 25 °С < 60 °С выполняется, насос способен откачивать воду из углубленного приемного резервуара.
3. По технологическому регламенту – $p_o = 1,0$ бар.
4. По таблице насыщения (табл.1) – $p_s^{25} = 0,032$ бар.
5. По технологическому регламенту – $Q_{\text{н}} = 80$ м³/час.
6. По паспорту насоса – $(H_{\text{вас}}^{\text{доп.всас}})_{\text{зав}} = 6,0$ м в.д.ст.
7. По ф-ле Дарси-Вейсбаха – $\Delta h_{\text{всас.тр.}} = 1,2$ м в.д.ст.
8. $v_{\text{всм}}^2 / (2 \cdot g) = 0,005$ м в.д.ст.
9. По эксплуатационной рекомендации – $H_{\text{зап}}^{\text{х}} = 0,3$ м в.д.ст.
10. По ф-ле (13) – $H_{\text{геом}}^{\text{всас.доп}} = 4,4$ м в.д.ст.

Вывод:

Насос 4к-12 с числом оборото 2900 об/мин обеспечит безкавитационную работу перемещения холодной (25 °С) воды при соблюдении глубины уровня воды в приемном резервуаре (относительно оси насоса) не более 4,4 м.

Методика определения $H_{\text{геом}}^{\text{подп.доп}}$ для горячей и догретой до температуры насыщения воды.

Задачей в таких ситуациях является определение минимально необходимой геометрической высоты подпора воды во всасывающем трубопроводе, обеспечивающей безкавитационный режим его работы – $H_{\text{геом}}^{\text{подп.доп}}$, м в.д.ст., рис. 9.

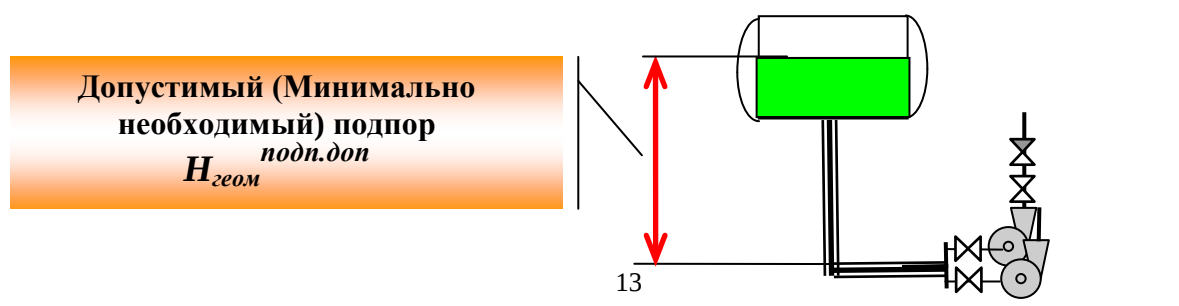


Рис. 9. К определению допустимого (минимально необходимого) геометрического подпора $H_{\text{геом}}^{\text{подп. доп}}$ при откачке горячей и догретой до температуры насыщения воды.

Методика определения $H_{\text{геом}}^{\text{подп. доп}}$ реализуется в следующей последовательности:

1. Установить по ф-ле (10) максимально допустимую температуру воды, допускающую откачку насосом, выбранного типоразмера, воды из углубленного приемного резервуара – $t_{\text{в}}^{\text{lim}}$.
2. Сравнить $t_{\text{в}}^{\text{lim}}$ с фактической температурой воды в резервуаре – $t_{\text{в}}^{\text{факт}}$, убедиться, что $t_{\text{в}}^{\text{факт}} > t_{\text{в}}^{\text{lim}}$, т.е., что насос не способен откачивать воду из углубленного приемного резервуара и ему требуется подпор.
3. Определить абсолютное давление воды – p_o , бар, в приемном резервуаре.
4. Определить абсолютное давление насыщения воды – p_s^t , бар, в соответствии с ее фактической температурой.
5. Зафиксировать соотношение между p_o и p_s^t .
6. Определить необходимую (регламентную) подачу насоса – Q_H , м³/час.
7. Установить по паспорту насоса допустимую заводскую вакууметрическую высоту всасывания насоса – $(H_{\text{вак}}^{\text{доп. всасм}})^{\text{зав}}$, м в.д.ст., соответствующую его регламентной подаче.
8. Рассчитать ориентировочную потерю давления во всасывающем трубопроводе – $\Delta h_{\text{всас. тр.}}$.
9. Рассчитать скоростную потерю давления во всасывающем трубопроводе – $v_{\text{всм}}^2/(2 \cdot g)$, м в.д.ст.
10. Установить (из опыта предыдущих расчетов) запас высоты для обеспечения гарантии расчета – $H_{\text{зап}}^t$, м в.д.ст.
11. Рассчитать по ф-ле (15) проектно-расчетную допустимую геометрическую высоту подпора – $H_{\text{геом}}^{\text{подп. доп}}$, необходимую для реализации монтажных работ:

Примечание.

Если насосная установка уже смонтирована, полученное значение $H_{\text{геом}}^{\text{подп. доп}}$ сравнить с фактическим значением подпора – $H_{\text{геом}}^{\text{подп. факт}}$ и:

- при условии $H_{\text{геом}}^{\text{подп. факт}} > H_{\text{геом}}^{\text{подп. доп}}$ – оставить без изменения существующую высотную конфигурацию насосной установки;
- при условии $H_{\text{геом}}^{\text{подп. факт}} < H_{\text{геом}}^{\text{подп. доп}}$ – непременно повысить либо высоту установки приемного резервуара относительно насоса, либо высоту уровня жидкости в нем.

Пример:

Центробежный насос типа 4к-12, с числом оборотов 2900 об/мин, предназначенный заводом-изготовителем для перемещения воды с температурой до 45 °С, планируется для откачки горячего, незначительно (на 3 °С) переохлажденного конденсата с температурой 97 °С из конденсатного сборника, находящегося под давлением 1,0 бар.

Определить необходимую (минимальную) высоту размещения уровня конденсата в сборнике над осью насоса для обеспечения бескавитационного режима его работы.

Расчет:

1. По ф-ле (10) – $t_b^{\text{lim}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$
2. Условие $97 \text{ }^{\circ}\text{C} > 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ выполняется, насосу необходим подпор.
3. По технологическому регламенту – $p_o = 1,0 \text{ бар}$.
4. По таблице насыщения (табл.1) – $p_s^{97} = 0,90 \text{ бар}$.
5. Соотношение между p_o и p_s^t : $p_o > p_s^{97}$
6. По технологическому регламенту – $Q_H = 80 \text{ м}^3/\text{час}$.
7. По паспорту насоса – $(H_{\text{вак}}^{\text{доп.всас}})^{\text{зав}} = 6,0 \text{ м в.ст.}$
8. По ф-ле Дарси-Вейсбаха – $\Delta h_{\text{всас.тр.}} = 1,2 \text{ м в.ст.}$
9. Скоростная потеря давления – $v_{\text{всм}}^2/(2 \cdot g) = 0,005 \text{ м в.ст.}$
10. По эксплуатационной рекомендации – $H_{\text{зап}}^t = 1,0 \text{ м в.ст.}$
11. По ф-ле (15) – $(H_{\text{геом}}^{\text{полп.}})^{97} = 5,2 \text{ м в.ст.}$

Вывод:

Насос 4к-12, с числом оборотов 2900 об/мин, обеспечит бескавитационную работу при перемещении горячего ($97 \text{ }^{\circ}\text{C}$) конденсата только при создании значительного, не менее 5,2 м, подпора.

Пример:

Центробежный насос типа СКО 100-63 с числом оборотов 970 об/мин, предназначенный заводом-изготовителем для перемещения воды с температурой до $95 \text{ }^{\circ}\text{C}$, планируется для откачки конденсата, имеющего температуру, равную температуре насыщения ($100 \text{ }^{\circ}\text{C}$) из конденсатного сборника, находящегося под давлением 1,0 бар.

Определить необходимую (минимальную) высоту размещения уровня конденсата в сборнике над осью насоса для обеспечения бескавитационного режима его работы.

Расчет:

1. По ф-ле (10) – $t_b^{\text{lim}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$
2. Условие $100 \text{ }^{\circ}\text{C} > 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ выполняется, следовательно, насосу необходим подпор.
3. По технологическому регламенту – $p_o = 1,0 \text{ бар}$.
4. По таблице насыщения (табл.1) – $p_s^{100} = 1,0 \text{ бар}$.
5. Соотношение между p_o и p_s^t : $p_o = p_s^{97}$.
6. По технологическому регламенту – $Q_H = 80 \text{ м}^3/\text{час}$.
7. По паспорту насоса – $\Delta h_{\text{доп}} = 1,8 \text{ м в.ст.}$, следовательно $((H_{\text{вак}}^{\text{доп.всас}})^{\text{зав}} = 8,2 \text{ м в.ст.}$
8. По ф-ле Дарси-Вейсбаха – $\Delta h_{\text{всас.тр.}} = 1,2 \text{ м в.ст.}$
9. $v_{\text{всм}}^2/(2 \cdot g) = 0,01 \text{ м в.ст.}$
10. По эксплуатационной рекомендации – $H_{\text{зап}}^t = 1,0 \text{ м в.ст.}$
11. По ф-ле (15) – $H_{\text{геом}}^{\text{полп.доп}} = 3,5 \text{ м в.ст.}$

Вывод:

Насос СКО 100-65, с числом оборотов 970 об/мин, обеспечит без кавитационную работу при перемещении конденсата с температурой равной температуре насыщения (100 °С) при создании не менее 3,5 м подпора.

Выводы.

1. Освоение материала, изложенного в статье, будет способствовать пониманию процессов в рабочем колесе центробежных насосов и влияния эксплуатационных факторов, вызывающих кавитацию.
2. Приведенные в статье методики расчета допустимых геометрических высот при формировании повысотной установки насоса и приемного резервуара при разных температурах и давлениях перемещаемой воды могут быть использованы в практической работе специалистов механиков, технологов, теплоэнергетиков при реконструкции технологических и тепловых схем сахарных заводов.

Литература.

1. Черкасский В.М. Насосы Вентиляторы Компрессоры.– 1977. – М.: Энергия.– 424 с.

Аннотация. На базе кавитационных параметров центробежных насосов сформированы методы расчета геометрической высоты всасывания и подпора при перемещении воды и конденсата с различной температурой.

Ключевые слова. Центробежные насосы, вода, конденсат, кавитационные параметры, дефицит давления, кавитационный запас, высота всасывания, гидростатический подпор, методы, расчеты.

Summary. On the basis of cavitation parameters for centrifugal pumps the method of geometrical suction height and water height above a pump have been formed.

Keywords. Centrifugal pumps, water, condensate, temperature, parameters of cavitation, NPSH, cavitation stock, suction height, water height above a pump, methods, calculations.

Cavitation in centrifugal pumps: methods of calculations of parameters, which prevent from cavitation

Filonenko Vitaly Nikolaevich

Tsygankov Dmitry Nikolaevich

Shvetsoy Aleksandr Aleksandrovich

Сведения об авторах.

Филоненко Виталий Николаевич, к.т.н. доцент Национального университета пищевых технологий, г. Киев, Украина.

Телефон 044-285-88-73 (дом); 044-287-92-66 (раб); 8.38.044.068-127-76-68.
(моб)

E_mail: ipren@ukr.net

Цыганков Дмитрий Николаевич, директор ООО “Техпроект”, г. Курск,
Розсип.

Телефон: 044 – 285 – 88 – 73 (дом) 4712 – 53 – 12 – 73 (раб 903 – 639– 47 – 80 (моб)

E_mail: tehproekt_kursk@mail.ru

Швецов Александр Александрович. Главный инженер Балашовского
сахарного завода, р.п.. Пинеровское, Балашовского р-на, Саратовской обл. ул.
Мира 6, кв. 10.

E-mail: sanbskingeneer@yandex.ru

Телефон 845-456-12-03 (раб)
909333-19-91 (моб)