

**М.В. Колончук, Г.Г. Тычина, Ф.Д. Сапожников**  
*(УО «БГАТУ»,  
 г. Минск, Республика Беларусь)*  
**В.К. Клыбик**  
*(РУП «НПЦ НАН Беларуси  
 по механизации сельского хозяйства»,  
 г. Минск, Республика Беларусь)*

**ОБОСНОВАНИЕ ОБЪЕМА  
 ВОДОСБОРНИКА  
 ВОДОКОЛЬЦЕВОГО  
 ВАКУУМНОГО НАСОСА  
 ДЛЯ ДОИЛЬНЫХ  
 УСТАНОВОК**

**Введение**

Отрицательным моментом в эксплуатации водокольцевых насосов ВВН-70 для доильных установок является повышение температуры питающей воды до 70 °С в летний период к концу рабочего времени при малом объеме (50...70 литров) водосборника [1, 2]. Чтобы исключить данный недостаток, в установке меняют воду. Это ускоряет отложение накипи на рабочих поверхностях насоса, увеличивая безвозвратный расход воды. Обустройство водосборников ротационных машин с жидкостным поршнем осуществляют лишь на основе интуитивных соображений. Цель работы – оценка емкости оборотной воды в зависимости от температуры окружающей среды.

**Основная часть**

Вода, необходимая для пополнения жидкостного кольца в водокольцевых насосах, подается в зону всасывания или нагнетания. Подача воды под давлением из водопровода сопровождается ее дальнейшим сбросом в канализацию. Расход воды в этом случае составляет

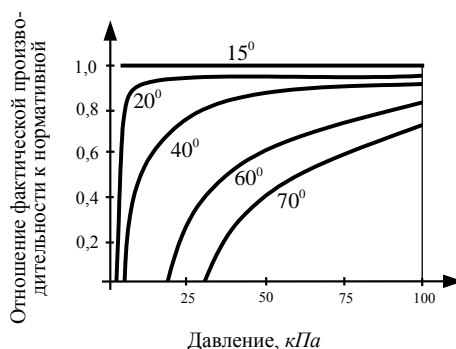
$$M = m_t T_0,$$

где  $M$  – масса жидкости в водосборнике, кг;

$m_t$  – расход жидкости через нагнетательное окно, кг/с;

$T_0$  – продолжительность работы насоса, с.

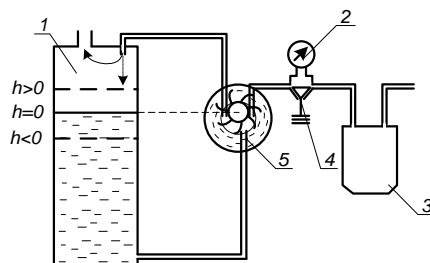
Это экономически нецелесообразно. На рисунке 1 представлена зависимость производительности ротационного вакуум-насоса с жидкостным поршнем от температуры рабочей жидкости. Как видно из графика, максимальное значение нагрева насоса составляет 50...55 °С, которое допускает снижение производительности насосов на 25 %. Учитывая максимальное значение воздуха в условиях республики (30 °С), можно принять предельное повышение температуры оборотной воды в пределах 20 °С.



**Рисунок 1. – Зависимость производительности ротационного вакуум-насоса с жидкостным поршнем от температуры рабочей жидкости**

На фермах применяются вакуумные установки с замкнутым водяным циклом с различными гидростатическими давлениями: избыточным (рисунок 2) или вакуумметрическим. Достоинством первой схемы являются более высокий вакуум по сравнению с другими способами, а также простота запуска, так как не требуется доливки воды при пуске. Недостатком данного способа считается необходимость

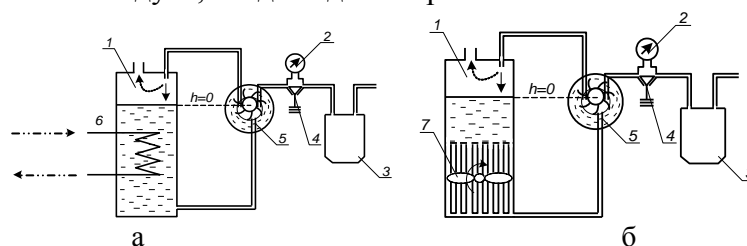
закачивания воды на относительно большую высоту и регулирования подачи воды. Если же в вакуумный насос подавать много воды и под большим давлением, то он начинает работать рывками, периодически выбрасывая отдельными толчками большое количество воды. Излишнее количество воды он выбрасывает в нагнетательный трубопровод. Преимущество второго способа в том, что уровень воды в насосе перед запуском всегда оптимальный, потери энергии на передвижение воды минимальны. При третьем способе достигается максимальная компактность агрегата (насос можно устанавливать прямо на емкости), однако затрачивается максимальная энергия на подъем воды в насос.



1 – емкость с водой; 2 – вакуумметр; 3 – баллон; 4 – клапан; 5 – вакуумный насос

**Рисунок 2. – Схемы рециркуляции воды**

Эффективность вакуумной установки можно повысить путем применения водяных или воздушных охладителей воды (рисунок 3). Однако эти схемы не решают проблемы потери работоспособности водокольцевых вакуумных насосов при низких температурах наружного воздуха, когда вода замерзает.



1 – емкость с водой; 2 – вакуумметр; 3 – молокоприемник; 4 – клапан; 5 – вакуумный насос

**Рисунок 3. – Схемы рециркуляции воды с охлаждением:**  
а – с водяным конденсатором (6); б – с воздушным конденсатором (7)

Объем водосборника должен обеспечить непрерывную работу установки без теплообменника в течение 3 часов. Массу воды определяют двумя методами – экспериментальным и расчетным. Экспериментальным методом оценивают количество теплоты, передаваемой от насоса в резервуар, по изменению температуры оборотной воды в баке произвольного объема при работе насоса в течение определенного времени. Требуемая масса воды в водосборнике определяется из условия равенства скорости изменения тепловых потоков:

$$\frac{cM_x(t_{дон} - t_{oc})}{T_x} = \frac{cM_0(t_{дон} - t_{oc})}{T_0},$$

где  $c$  – средняя удельная теплоемкость рабочей жидкости, Дж/(кг·К);

$M_x$  – масса жидкости в водосборнике, кг;

$M_0$  – расчетная масса жидкости для водосборника, кг;

$t_{дон}$  – допустимая температура насоса, К;

$t_{oc}$  – температура окружающей среды, К;

$T_x$  – продолжительность работы насоса, с;

$T_0$  – расчетная продолжительность работы насоса, с.

Отсюда следует, что

$$\frac{M_x}{T_x} = \frac{M_0}{T_0}.$$

Или

$$M_0 = M_x \frac{T_0}{T_x}.$$

Экспериментальный метод оценки требуемого объема водосборника не учитывает изменения температуры окружающей среды, расхода воды через насос при различном вакууме, зависимости производительности насосов от температуры оборотной воды. Например, установлено, что отношение объемов всасывания при рабочей температуре воды  $V_x$  и нормальной  $V_{15}$  прямо пропорционально отношению разностей общего давления  $P$  и парциального давления пара при рабочей  $P_{dx}$  и нормальной  $P_{d15}$  температуре:

$$\frac{V_x}{V_{15}} = \frac{P - P_{dx}}{P - P_{d15}}.$$

Имеющиеся теоретические работы оценивают объем водосборника исходя из количества теплоты, выделяемой уже в насосе в единицу времени:

$$V = \frac{Q}{\rho \cdot c (T_{ж.к.} - T_{ж.н.})},$$

где  $V$  – объем резервуара,  $m^3$ ;

$Q$  – количество теплоты на нагрев воды в водосборнике;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости,  $kg/m^3$ ;

$T_{ж.н.}$  – начальная температура рабочей жидкости в резервуаре,  $K$ ;

$T_{ж.к.}$  – конечная температура рабочей жидкости,  $K$ .

Причем количество теплоты, выделяемой насосом для нагрева оборотной воды, определяется мощностью вращения жидкостного кольца. Эффективная мощность на валу водокольцевого насоса складывается из мощности сжатия парогазовой смеси, мощности вращения жидкостного кольца и мощности, затрачиваемой на преодоление трения в сальниках и подшипниках (рисунок 4):

$$N_e = N_z + N_{сж} + N_{тр},$$

где  $N_e$  – эффективная мощность на валу насоса,  $Bm$ ;

$N_z$  – мощность гидродинамических потерь;  $Bm$ ;

$N_{сж}$  – мощность сжатия парогазовой смеси;  $Bm$ ;

$N_{тр}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление трения в сальниках и подшипниках,  $Bm$ .

В водокольцевом насосе применяют подшипники качения и сальники торцового типа. Причем мощность, затрачиваемая на преодоление трения в сальниках и подшипниках, не превышает 1–1,5 % эффективной мощности  $N_e$  на валу насоса. Около 50 % мощности, подводимой к рабочему колесу насоса, затрачивается на вращение жидкостного кольца объемом более 2 литров.

Однако следует учитывать то, что не вся мощность, затрачиваемая на сжатие парогазовой смеси, идет на нагрев воды в водосборнике. Часть мощности возвращается на вал насоса при расширении газа, прошедшего из области нагнетания в область всасывания. Кроме того, игнорируется процесс теплообмена между оборотной водой и жидкостным кольцом: расходом воды и вращающейся массой жидкостного кольца. Процессы теплообмена различны при значительном расходе воды и малой массе жидкостного кольца и малом расходе воды и большой массе жидкостного кольца. Отсутствует полная ясность в вопросе о том, как учитывать расход воды через нагнетательное окно. Эта величина, особенно у вакуумных насосов, колеблется (3...60 литров в минуту) в зависимости от величины вакуума и производительности насоса.

Быстроту действия вакуумного насоса при давлении  $p$  можно определить, рассматривая производительность насоса как разницу прямого и обратного потоков. Номинальная быстрота действия  $S_n$  вакуумного насоса при приближении к предельному давлению стремится к нулю. Если обозначить как  $Q_0$  поток натекающего воздуха, то откачиваемый вакуумным насосом воздушный поток составит:

$$Q = S_n p - Q_0 = S_n p (1 - Q_0 / S_n p).$$

При достижении вакуумным насосом предельного давления  $p_0$  воздушный поток  $Q$  равен нулю и  $Q_0 = S_n p_0$ . Тогда быстрота действия вакуумного насоса ( $S$ ) в области предельного давления уменьшается согласно уравнению:

$$S = S_n (1 - p_0 / p).$$

При малых значениях предельных давлений насосов быстрота их действия изменяется незначительно. Допустимое снижение быстроты действия насоса составляет 30 %. Это значит, что предельное давление не должно превышать 18 *кПа*. Последнее объясняется тем, что образующийся пар занимает часть ячейки, уменьшая ее полезный объем. Как известно, давление парообразования при оптимальной для насоса температуре воды (15–25 °С) намного меньше рабочего давления на его входе. Однако давление паров воды при 70 °С становится равным давлению в жидкости, вызывая частичное вскипание поверхностного слоя жидкостного кольца. Следствием этого процесса является кавитационное разрушение лопаток и корпуса на стороне нагнетания, а также значительное падение быстроты действия насоса. Плотность давления насыщенных паров при данной температуре – наибольшая и растет с увеличением температуры (таблица 1). Влияние теплой производственной жидкости увеличивается при превышении давления насыщенных паров относительно предельного давления, создаваемого вакуумным насосом. Допустимое снижение производительности вакуумных насосов составляет 25 %. Так как предельные остаточные давления водокольцевых насосов высоки (до 15 *кПа*), то влияние температуры оборотной воды начинает сказываться лишь при температуре оборотной воды, превышающей 60 °С. Быстрота действия насоса изменяется лишь при превышении давления насыщенных паров относительно предельного давления самого насоса. Это изменение начинает сказываться лишь при температуре производственной жидкости, превышающей 50 °С.

**Таблица 1. – Давление насыщенных паров, Па**

Температура окружающей среды, °С	Давление насыщенных паров, Па
10	1220
20	2330
30	4240
40	7350
50	12300
60	19800

Существующие методы расчета объемов водосборников ротационных машин с жидкостным поршнем являются условными и гарантируют обустройство их лишь на основе интуитивных соображений. Нами за критерий принят тепловой поток, получаемый при сжатии водяных паров. Поэтому тепловой поток, выделяемый насосом для нагрева оборотной воды, принимают равным мощности сжатия пара.

$$V = \frac{N_{сж}^{пара} t_{раб}}{\rho \cdot c (T_{ж.к} - T_{ж.н})},$$

где  $N_{сж}^{пара}$  – мощность сжатия пара, Вт;

$t_{раб}$  – продолжительность работы насоса, с.

Этот тепловой поток, уносимый из насоса оборотной водой, можно выразить уравнением:

$$Q = cm_t \Delta t,$$

где  $m_t$  – расход жидкости через нагнетательное окно, кг/с;

$\Delta t$  – среднее повышение температуры жидкости, выходящей из насоса, К.

С другой стороны, для воды, находящейся в водосборнике, этот тепловой поток можно выразить уравнением:

$$Q = \frac{cM(t_{don} - t_{oc})}{t_{раб}}.$$

Приравняв эти выражения, получаем окончательную зависимость для нахождения массы воды в водосборнике  $M$ :

$$\frac{cM(t_{don} - t_{oc})}{t_{раб}} = cm_t \Delta t.$$

Отсюда

$$M = \frac{m_t \Delta t T_0}{(t_{don} - t_{oc})}.$$

Выразим массу жидкости через плотность:

$$M = \rho \cdot V,$$

где  $V$  – объем резервуара, м<sup>3</sup>;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Тогда можно определить объем резервуара:

$$V = \frac{M}{\rho}.$$

Получаем зависимость для нахождения массы воды в водосборнике:

$$V = \frac{m_t \Delta t \cdot t_{раб}}{\rho(t_{don} - t_{oc})}.$$

Таким образом, следует лишь определить среднюю величину повышения температуры оборотной воды. Так как процесс сжатия в водокольцевом насосе близок к изотермическому процессу, то в первом приближении процесс сжатия парогазовой смеси можно выразить уравнением с двумя слагаемыми (первое слагаемое соответствует мощности, затрачиваемой на сжатие воздуха, второе – мощности, затрачиваемой на сжатие пара):

$$N_{из} = p_в V_e \left[ \ln \frac{p_n - p_{н.н}}{p_в - p_{н.н}} + p_{н.н} \left( \frac{1}{p_в - p_{н.н}} - \frac{1}{p_n - p_{н.н}} \right) \right],$$

где  $V_e$  – быстрота действия насоса, м<sup>3</sup>/с;

$p_{н.н}$  – давление насыщенных паров жидкостного кольца, Па.

Нагрев жидкостного кольца происходит за счет перемешивания сконденсированных паров с жидкостным кольцом. Поэтому можно записать мощность  $N_{сж}^{паров}$  нагрева жидкостного кольца

$$N_{сж}^{паров} = p_в S_n p_{н.н} \left( \frac{1}{p_в - p_{н.н}} - \frac{1}{p_n - p_{н.н}} \right),$$

где  $p_в$  – давление всасывания, Па;

$p_n$  – давление всасывания, Па;

$p_{н.н}$  – давление насыщенных паров при температуре жидкостного кольца, Па;

$S_n$  – быстрота действия насоса, кг/м<sup>3</sup>.

Среднее повышение температуры жидкости, выходящей из насоса, определяется из соотношения:

$$cm_0 \Delta t = p_s S_n P_{n,n} \left( \frac{1}{p_s - P_{n,n}} - \frac{1}{P_n - P_{n,n}} \right) t_{\text{раб}},$$

где  $m_0$  – расход жидкости в насосе, кг/с.

Находим повышение температуры порции жидкости, проходящей через насос:

$$\Delta t = \frac{p_s S_n P_{n,n} \left( \frac{1}{p_s - P_{n,n}} - \frac{1}{P_n - P_{n,n}} \right) t_{\text{раб}}}{cm_0}.$$

Тогда объем жидкости в водосборнике:

$$V = \frac{m_t p_s S_n P_{n,n} \left( \frac{1}{p_s - P_{n,n}} - \frac{1}{P_n - P_{n,n}} \right) t_{\text{раб}}^2}{\rho c m_0 (t_{\text{дон}} - t_{\text{ос}})}.$$

Подставляя данные из таблицы 1, при максимальной температуре окружающей среды 30 °С, водокольцевого насоса – 70 °С получим:

$$V_{30}^{70} = \frac{0,1 \cdot 0,02 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 4000 \left( \frac{1}{50000 - 4000} - \frac{1}{100000 - 4000} \right) \cdot (10^4)^2}{1000 \cdot 4190 \cdot 12 \cdot (70 - 30)} \rightarrow V = 0,250 \text{ м}^3.$$

Объем емкости для оборотной воды для эффективной работы водокольцевого вакуумного насоса ВВН-70 в процессе доения коров в течение трех часов в летнее время должен составлять не менее 250 литров.

### Заключение

Разработана математическая модель водосборника водокольцевого вакуумного насоса, учитывающая режимы работы доильных установок (величину рабочего вакуума, температуру окружающей среды и продолжительность дойки) и конструктивные параметры (быстроту действия и расход жидкости) насоса.

01.07.2016

### Литература

1. Использование водокольцевых вакуумных насосов для доильных установок / Н.А. Яковенко [и др.] // Техника в сельском хозяйстве. – 1985. – № 9. – С. 22–24.
2. Яковенко, Н.А. Использование водокольцевых вакуумных насосов для доильных установок / Н.А. Яковенко, А.И. Оберемченко, И.К. Хлебников // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1998. – № 3.
3. Вакуумная техника. Справочник / Е.С. Фролов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 359 с.

УДК 637.118

**М.В. Колончук, Г.Г. Тычина, Ф.Д. Сапожников**  
(УО «БГАТУ»,  
г. Минск, Республика Беларусь)  
**В.К. Клыбик**  
(РУП «НПЦ НАН Беларуси  
по механизации сельского хозяйства»,  
г. Минск, Республика Беларусь)

**РАСЧЕТ ДЛИНЫ РОТОРА  
ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ  
ДЛЯ ДОИЛЬНЫХ  
УСТАНОВОК**

### Введение

При конструировании вакуумных насосов практическое значение имеет правильный выбор длины ротора [1–4]. Быстрота действия ротационного вакуумного