

УДК 62-82:532.528.(045)

**Т.В. ТАРАСЕНКО**, канд. техн. наук; доц. НАУ; Киев;  
**В.Г. РОМАНЕНКО**, канд. техн. наук; доц. НАУ; Киев;  
**В.Н. БАДАХ**, канд. техн. наук; доц. НАУ; Киев

## ВОЗНИКНОВЕНИЕ КАВИТАЦИИ В ОБЪЕМНОМ НАСОСЕ

В авиационном гидроприводе большой мощности в качестве источников питания получили распространение аксиально-поршневые насосы регулируемой подачи. Режимы работы насоса, при которых происходит выделение воздуха и кавитация, сопровождаются повышенным шумом, снижением подачи, интенсивными колебаниями давления. Отрицательные последствия этих явлений – эрозия деталей, усталостное разрушение трубопроводов, снижение вязкости рабочей жидкости, ее загрязнение продуктами износа. В статье рассмотрен механизм возникновения кавитации в аксиально-поршневых насосах, определены факторы, влияющие на возникновение кавитации и аэрации рабочей жидкости в аксиально-поршневых насосах. Получены формулы для определения кавитационного запаса насоса и пересчета его кавитационных характеристик на другие обороты приводного вала.

**Ключевые слова:** кавитация, аксиально-поршневой насос, кавитационный запас, кавитационная характеристика, порог кавитации, подача насоса, рабочая жидкость.

### Введение

В практике машиностроения наблюдается устойчивая тенденция перехода гидропривода на высокие рабочие давления. Это обстоятельство обусловило ряд проблем и выдвинуло повышенные требования к конструкции как отдельных гидроагрегатов, так и гидросистем в целом. К актуальной проблеме современного гидропривода большой мощности относятся проблемы, связанные с кавитацией и аэрацией рабочих жидкостей.

В авиационном гидроприводе большой мощности в качестве источников питания получили распространение аксиально-поршневые насосы регулируемой подачи. Режимы работы насоса, при которых происходит выделение воздуха и кавитация, сопровождаются повышенным шумом, снижением подачи, интенсивными колебаниями давления. Отрицательные последствия этих явлений – эрозия деталей, усталостное разрушение трубопроводов, снижение вязкости рабочей жидкости, ее загрязнение продуктами износа.

Повышенный уровень колебаний давления в напорных магистралях, обусловленный процессами кавитации и аэрации, является причиной возникновения вибраций трубопроводов системы, приводит к ложному срабатыванию регулирующей аппаратуры [1]. Кавитационные колебания давления являются одной из причин разгерметизации гидравлической системы. Они способствуют развитию незатухающих колебаний клапанов, золотников, сервопоршней, что приводит их к преждевременному износу, появлению наклепа и задиров на рабочих поверхностях.

Чтобы исключить или предупредить возникновение кавитационных колебаний давления в гидросистемах необходимо иметь сведения о их характере и проявлениях [2], сущности физических явлений вызывающих кавитацию, а также об особенностях протекания кавитации и аэрации в том или ином гидроагрегате.

### Цель исследований

При определенной наработке авиационных аксиально-поршневых насосов было обнаружено кавитационные повреждения торцевых распределителей и поверхностей

---

© Т.В. Тарасенко, В.Г. Романенко, В.Н. Бадах, 2015

блоков цилиндров аксиально-поршневых насосов [3]. В связи с этим были проведены исследования по работоспособности аксиально-поршневых насосов в условиях кавитации и воздуховыделения. А также исследованы вопросы механизма возникновения кавитации в аксиально-поршневых насосах в фазе всасывания и нагнетания насоса и экспериментальные исследования значения допустимого кавитационного запаса и входных критических давлений для насосов с подобными качающими узлами, разработки рекомендаций по повышению ресурса насосов.

### Результаты исследований

В качестве объектов исследования были выбраны аксиально-поршневые насосы типов НП-43М, НП-89Д, НП-72МВ.

Как известно, во входной магистрали насоса критическим сечением с точки зрения возникновения кавитации является вход в окно цилиндра (рис. 1.). Закономерность изменения давления в этом сечении можно установить, суммируя потери во входном трубопроводе [1÷4]:

$$p_{вх} = p_б - k_{тр} Q_n^2,$$

где  $k_{тр}$  – коэффициент характеристики трубопровода;

$Q_n$  – средняя по времени подача насоса.

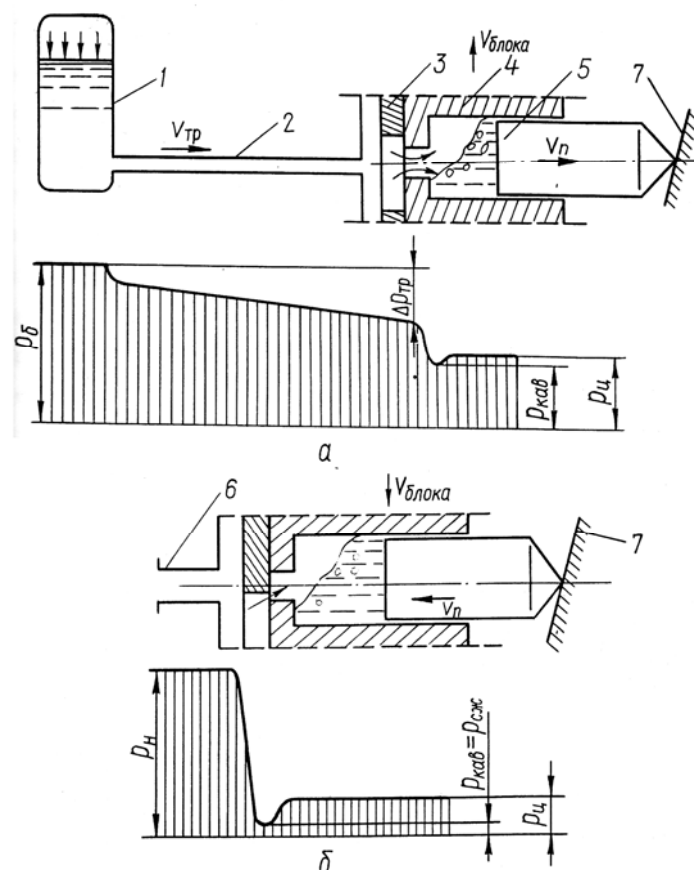


Рис.1 – Схема всасывающей линии аксиально-поршневого насоса с золотниковым распределением потоков: а – эпюра давлений во всасывающем трубопроводе; б – эпюра давлений при дозаполнении из линии нагнетания; 1 – бак; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – распределитель; 4 – блок цилиндров; 5 – поршень; 6 – напорный трубопровод; 7 – наклонный диск

Скорость истечения жидкости через окно цилиндра изменяется в соответствии с законом движения поршня:

$$V = V_M \sin \varphi,$$

где  $V_M$  – модуль мгновенной скорости поршня;

$\varphi$  – фазовый угол.

Непосредственно в окне цилиндра давление дополнительно снижается в результате сжатия потока и гидравлического сопротивления. Потери давления пропорциональны переменной скорости истечения. Давление в сечении поршня:

$$p_{\text{ц}} = p_{\text{вх}} - k_{\text{ок}} q_{\text{т}}^2,$$

где  $k_{\text{ок}}$  – коэффициент гидравлической характеристики всасывающего окна цилиндра;  $q_{\text{т}}$  – мгновенное теоретическое значение объемов жидкости, освобождаемых поршнем в такте всасывания, по абсолютной величине равные мгновенной подаче.

В установившемся режиме работы ( $n = \text{const}$ ) давление на входе в насос  $p_{\text{вх}} = \text{const}$ . Давление в цилиндре и в сжатом сечении потока при этих же условиях изменяется циклически [5]. При малом давлении  $p_{\text{вх}}$  и большой подаче  $Q_{\text{н}}$  давление в подводящем окне может снизиться до критической величины  $p_{\text{сж}} = p_{\text{кав}}$  (давление порога кавитации), соответствующей интенсивному выделению из жидкости паровой фазы. Истечение в режиме кавитации сопровождается стабилизацией расхода жидкости. Мгновенные значения стабилизированного и потребного для заполнения цилиндра расхода жидкости представлены на рис. 2.

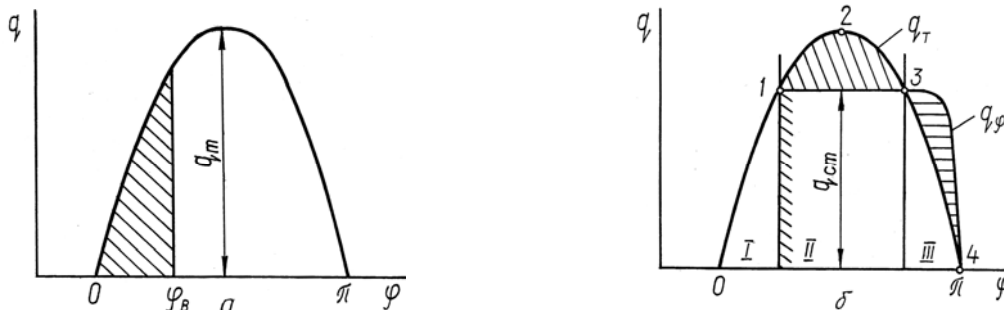


Рис. 2 – Графики мгновенных подач жидкости при газовыделении и кавитации в поршневом насосе:

$a$  – мгновенная подача насоса при наличии в рабочей жидкости нерастворенного воздуха;

$b$  – мгновенная подача насоса при кавитационном режиме работы

Из рисунка следует, что на участке до точки 1 заполнение цилиндра происходит без образования пустот (зона I). На некотором угле поворота блока цилиндра, начиная с точки 1, заполнение камеры происходит с постоянным расходом  $q_{\text{ст}}$ . Стабилизация расхода обусловлена стабилизацией перепада давления  $p_{\text{вх}} = p_{\text{кав}}$ . В результате стабилизации расхода на участке подачи [1] 1 – 2 – 3 (зона II) будет нарастать объем камеры цилиндра, его величина пропорциональна заштрихованной площади графика. На участке 3 – 4 (зона III) потребный расход в связи с интенсивным убыванием  $q_{\text{т}}$  становится меньше  $q_{\text{ст}}$  и возможно частичное дозаполнение камеры цилиндра жидкостью, если начало кавитации достаточно удалено от начала хода поршня.

Таким образом, первопричиной кавитации и выделения воздуха является недостаточное давление [6] для обеспечения неразрывности потока в процессе заполнения цилиндра жидкостью вслед за всасывающим поршнем. В результате выделения воздуха и кавитации, цилиндры в начало фазы нагнетания приходят с камерами, частично недозаполненными жидкостью [3], что является причиной повышенных пульсаций давления в магистрали нагнетания. Повторно явление кавитации развивается при дозаполнении цилиндра жидкостью из линии высокого давления. После перехода торцевого распределителя замкнутые объемы цилиндров сообщаются с напорной линией. Это приводит к обратному течению жидкости из трубопровода в цилиндр. Встречное соударение втекающей струи с поршнями вызывает ударные волны.

На рис. 3. представлены кавитационные характеристики насосов НП-43М, НП-89Д, НП-72МВ. Для каждой из них характерно наличие трех участков. На линейном участке подача насоса не зависит от давления на входе. Второй участок характеризуется постепенным снижением подачи из-за начала развития процессов кавитации и воздуховыделения. Резкое понижение подачи из-за интенсификации процессов кавитации и воздуховыделения отражает третий участок характеристики.

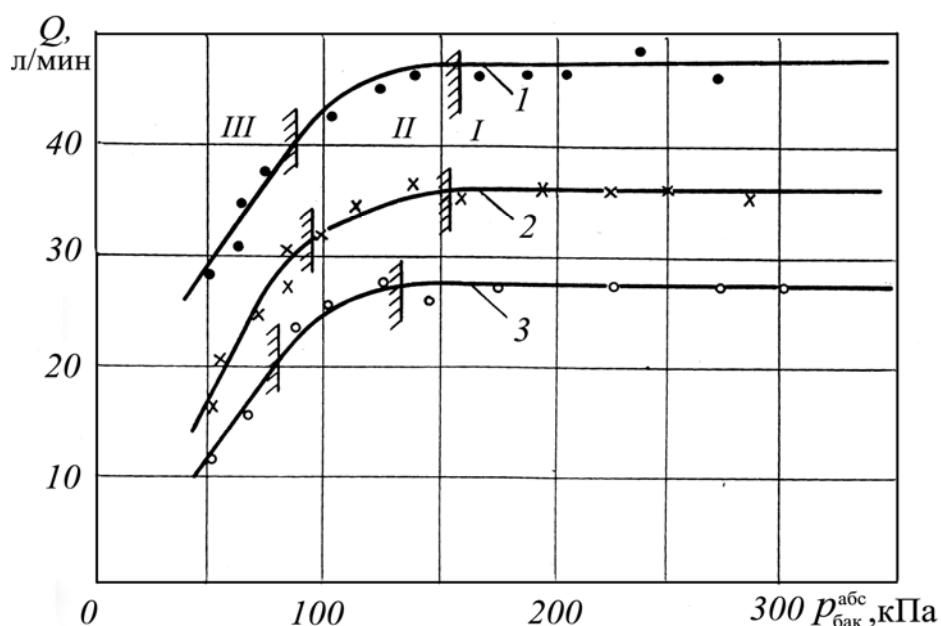


Рис.3 – Кавитационные характеристики аксиально-поршневых насосов НП-89Д, НП-43М, НП-72МВ:  
 1 – насос НП-89Д, при давлении в магистрали нагнетания  $p_n = 15 \text{ МПа}$ , давлении в баке  $p_6 = p_{\text{атм}}$ , частоте вращения  $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$ ; 2 – насос НП-43М, при  $p_n = 15 \text{ МПа}$ ,  $p_6 = p_{\text{атм}}$ ,  $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$ ; 3 – насос НП-72МВ,  $p_n = 15 \text{ МПа}$ ,  $p_6 = p_{\text{атм}}$ ,  $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$ . I – номинальная подача; II – снижение подачи из-за начала кавитации и воздуховыделения; III – кавитационный срыв подачи

Достаточность запаса энергии на входе в насос для обеспечения безкавитационного режима работы определяется по значению кавитационного запаса насоса. Согласно ГОСТ 12373-83 кавитационный запас насоса для установившегося режима определяют по формуле:

$$\Delta h = (p_{\text{вх}} + 0,5 \rho V_{\text{вх}}^2 - p_{\text{нп}}) / \rho g, \quad (1)$$

где  $p_{\text{вх}}$  – давление на входе в насос;

$V_{\text{вх}}$  – скорость потока рабочей жидкости на входе в насос;

$\rho$  – плотность жидкости;

$p_{\text{нп}}$  – давление насыщенных паров жидкости;

$g$  – ускорение свободного падения.

На практике используют значение допускаемого кавитационного запаса, который обеспечивает работу насоса без основных технических показателей [7] (заметного снижения подачи, чрезмерных шумов и интенсивных колебаний давления).

В инженерных расчетах допускаемый кавитационный запас рассчитывают согласно выражению:

$$\Delta h_{\text{доп}} = k_3 \Delta h_{\text{кр}},$$

где  $\Delta h_{\text{кр}}$  – критическое значение кавитационного запаса насоса;

$k_3 = 1,0 - 1,6$  – коэффициент кавитационного запаса. Значение коэффициента кавитационного запаса принимают с учетом типа рассматриваемого насоса и условий его эксплуатации. В дальнейшем принимаем  $\Delta h_{\text{доп}} = \Delta h_{\text{кр}}$ . Значение критического кавитационного запаса  $\Delta h_{\text{кр}}$  определяют экспериментально.

Рассмотрим величину допускаемого кавитационного запаса для насосов с подобными качающими узлами, применив теорию гидродинамического подобия. В основе данной теории лежат постулаты о геометрическом, кинематическом и динамическом подобии.

Идеальная подача аксиально-поршневого насоса определяется выражением:

$$Q = V_0 z n,$$

где  $V_0$  – рабочий объем одной камеры насоса;

$z$  – число поршней;

$n$  – частота вращения вала насоса.

При известных геометрических параметрах и заданной частоте вращения идеальная подача аксиально-поршневого насоса запишется в виде:

$$Q = 0,25\pi d^2 D \operatorname{tg} \gamma z n = 0,5\pi d^2 r \operatorname{tg} \gamma z n,$$

где  $h$  – полный ход поршня;

$D$  – диаметр делительной окружности блока цилиндров;

$r$  – радиус делительной окружности, на которой расположены оси цилиндров;

$d$  – диаметр цилиндра;

$\gamma$  – угол наклона диска.

На основе условий геометрического подобия можно записать соотношение размеров качающих узлов двух подобных насосов [7]:

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2} = K.$$

Кинематическое подобие для аксиально-поршневых насосов заключается в подобии относительных скоростей и ускорений поршней. Поскольку скорость и ускорение поршня определяются выражениями:

$$v = dx / dt = r \omega \operatorname{tg} \gamma \sin \varphi;$$

$$a = d^2 x / dt^2 = r \omega^2 \operatorname{tg} \gamma \cos \varphi,$$

где  $\varphi = \omega t$  – угол поворота блока цилиндров за время  $t$ ;

$\omega$  – угловая скорость блока цилиндров.

Тогда можно записать:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_1 r_1}{\omega_2 r_2} = K \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{a_1}{a_2} = \frac{\omega_1^2 r_1}{\omega_2^2 r_2} = K \frac{n_1^2}{n_2^2}.$$

На каждый поршень в фазе нагнетания насоса действует сила  $R$ , создаваемая давлением нагнетания  $p_n$ .

Значение силы  $R$  можно представить в виде:

$$R = 0,25 p_n \pi d^2.$$

Также значение силы  $R$  можно представить в виде:

$$R = Ma = \rho V_0 a = 0,25 \rho \pi d^2 2 r t g \gamma r \omega^2 t g \gamma \cos \varphi,$$

где  $M$  – масса жидкости, заключенная в объеме  $V_0$ ;

$a$  – ускорение поршня, выталкивающего массу жидкости  $M$ ;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости.

Выразим давление нагнетания насоса:

$$p_n = 2 \rho r^2 \omega^2 t g^2 \gamma \cos \varphi.$$

Тогда напишем соотношение давлений нагнетания двух насосов, имеющих подобные качающие узлы:

$$\frac{p_{n_1}}{p_{n_2}} = K \frac{n_1^2}{n_2^2}.$$

Рассматривая идеальную индикаторную диаграмму для поршневого насоса [5, 7], можно записать следующие соотношения для двух насосов, имеющих подобные качающие узлы:

$$\frac{p_{n_1}}{p_{n_2}} = \frac{p_{вс_1}}{p_{вс_2}} = \frac{p_{вх.кр_1}}{p_{вх.кр_2}} = \frac{\Delta h_{доп_1}}{\Delta h_{доп_2}},$$

где  $p_{вс}$  – давление всасывания;

$p_{вх.кр}$  – входное критическое давление;

$\Delta h_{доп}$  – допускаемый кавитационный запас.

Исходя из вышеприведенных формул, можно записать:

$$\frac{\Delta h_{доп_1}}{\Delta h_{доп_2}} = K^2 \frac{n_1^2}{n_2^2}; \quad (2)$$

$$\frac{p_{вх.кр_1}}{p_{вх.кр_2}} = K^2 \frac{n_1^2}{n_2^2}. \quad (3)$$

Данные формулы имеют большое практическое значение, так, как экспериментально определив значение допускаемого кавитационного запаса и входного критического давления для одного насоса, отпадает необходимость экспериментально проделывать ту же самую трудоемкую работу для насосов с подобными качающими узлами. Достаточно лишь знать некоторые их геометрические размеры и частоту вращения валов и можно расчетным путем получить значения допускаемых кавитационных запасов и входных критических давлений для любого из подобных насосов.

Анализируя результаты экспериментальных исследований кавитационных характеристик, представленных на рис. 3 и на рис. 4, определим допускаемые значения

кавитационных запасов для некоторых типов авиационных насосов, работающих на жидкости АМГ-10 при температуре 50 °С, используя формулу (1).

$$\Delta h_{\text{доп}} = 6 \div 8 \text{ м для насоса НП-25 при } n = 2200 \text{ мин}^{-1};$$

$$\Delta h_{\text{доп}} = 20 \div 22 \text{ м для насоса НП-43М при } n = 4000 \text{ мин}^{-1};$$

$$\Delta h_{\text{доп}} = 16 \div 18 \text{ м для насоса ПН-89Д при } n = 4000 \text{ мин}^{-1};$$

$$\Delta h_{\text{доп}} = 18 \div 20 \text{ м для насоса НП-72МВ при } n = 4000 \text{ мин}^{-1}.$$

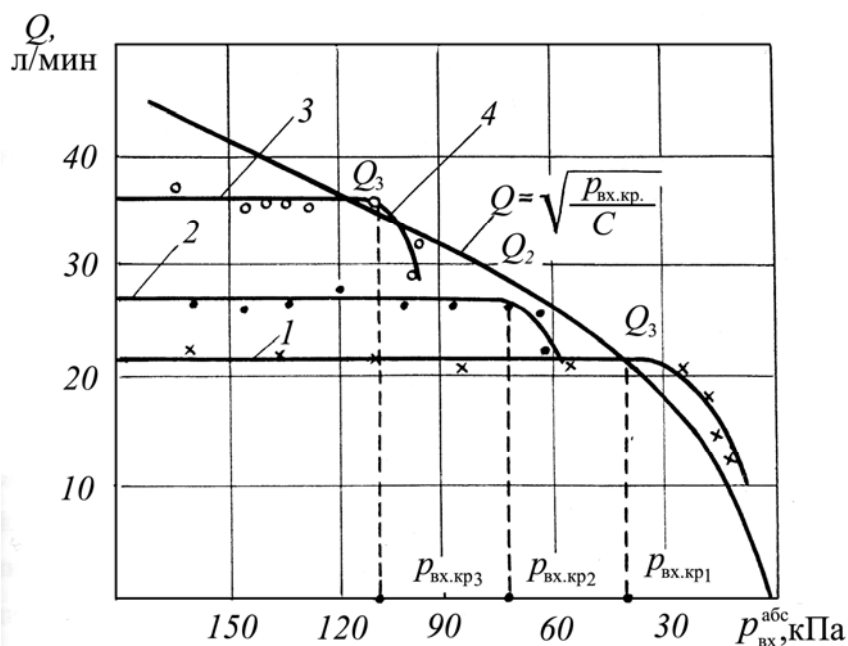


Рис. 4 – Кавитационные характеристики насоса ПН-43М с подобными точками входных критических давлений: 1 – частота вращения  $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ , давление в гидробаке  $p_6 = p_{\text{атм}}$ , температура рабочей жидкости АМГ-10  $T=293 \text{ К}$ ; 2 –  $n=3200 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_6 = p_{\text{атм}}$ ,  $T=293 \text{ К}$ ; 3 –  $n=4200 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_6 = p_{\text{атм}}$ ,  $T=293 \text{ К}$ ; 4 – кривая, полученная теоретически, объединяющая подобные точки  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$ , входных критических давлений начала кавитации

Среди представленных насосов можно выделить группу насосов с подобными качающими узлами: НП-25-5, НП-43М, НП-72МВ. Возьмем в качестве исходных данных  $\Delta h_{\text{доп1}}$  и  $n_1$  значения насоса НП-25-5 и найдем расчетным путем значения допускаемых кавитационных запасов и входных критических давлений для насосов НП-43М и НП-72МВ. После несложных вычислений можно убедиться в том, что расчетные значения  $\Delta h_{\text{доп}}$  и  $p_{\text{вх.кр}}$  совпадут с экспериментальными. Следовательно, можно сделать вывод о том, что соотношения, полученные теоретически для допускаемых кавитационных запасов и входных критических значений давлений для насосов с подобными качающими узлами правомерны.

Рассмотрим частный случай формул (2) и (3), то есть подобные режимы одного и того же насоса при различных значениях частоты вращения приводного вала  $n_1$  и  $n_2$ , то формулы соотношений допускаемых кавитационных запасов и входных критических давлений упрощаются и будут иметь вид:

$$\frac{\Delta h_{\text{доп.1}}}{\Delta h_{\text{доп.2}}} = \frac{n_1^2}{n_2^2}, \quad (4)$$

$$\frac{P_{\text{вх.кр.1}}}{P_{\text{вх.кр.2}}} = \frac{n_1^2}{n_2^2}, \quad (5)$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (6)$$

Данными формулами можно пользоваться при пересчете значений критических точек на кавитационных характеристиках насоса при переходе с одной частоты на другую. На каждой кривой найдется точка с координатами, пропорционально соответствующим выражениям (4 и 5). Каждая из точек будет отображать подобное друг другу состояние на характеристиках. В соответствии с уравнениями (4, 5, 6) для одного ряда подобных точек можно записать соотношения:

$$\frac{\Delta h_{\text{доп.1}}}{Q_1^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп.2}}}{Q_2^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп.3}}}{Q_3^2} = \dots = \text{const} = C;$$

$$\frac{P_{\text{вх.кр.1}}}{Q_1^2} = \frac{P_{\text{вх.кр.2}}}{Q_2^2} = \frac{P_{\text{вх.кр.3}}}{Q_3^2} = \dots = \text{const} = B;$$

$$\frac{\Delta h_{\text{доп.1}}}{n_1^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп.2}}}{n_2^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп.3}}}{n_3^2} = \dots = \text{const} = L;$$

$$\frac{P_{\text{вх.кр.1}}}{n_1^2} = \frac{P_{\text{вх.кр.2}}}{n_2^2} = \frac{P_{\text{вх.кр.3}}}{n_3^2} = \dots = \text{const} = A.$$

Для ряда подобных друг другу режимов имеем:

$$\Delta h_{\text{доп.}} = CQ^2;$$

$$P_{\text{вх.кр.}} = BQ^2;$$

$$\Delta h_{\text{доп.}} = Ln^2;$$

$$P_{\text{вх.кр.}} = An^2.$$

Рассматривая четыре последних выражения, можно заключить, что один ряд подобных точек, каждая из которых в отдельности расположена на одной кривой из семейства характеристик можно описать параболой.

Семейство кривых, полученных экспериментально для насоса НП-43М (рис. 4.) подтверждают истинность математических соотношений. Коэффициент  $A$  находится еще в линейной зависимости от вязкости рабочей жидкости и может быть рассчитан по формуле:

$$A10^{-6} = 0,12\nu + 45,7,$$

где  $\nu$  – вязкость жидкости в сСт.

Таким образом используя теорию гидродинамического подобия, получен ряд формул, представляющих большой практический интерес при рассмотрении подобных режимов работы одного и того же насоса, а также для насосов с подобными качающими узлами.

## Выводы

Кавитация в насосах может развиваться на определенном этапе самостоятельно, а также протекать на фоне воздуховыделения. Без воздуховыделения кавитация развивается вследствие недостаточного входного давления, при котором происходит отрыв жидкости от поршней. Чем больше скорость перемещения поршня, тем больше нужно входное давление для обеспечения бескавитационной работы. Выделение воздуха начинается при давлении меньшем или равном давлению на входе, при котором развивается кавитация.

Для кавитационной характеристики аксиально-поршневого насоса характерно наличие трех участков: на первом участке при достаточных давлениях  $p_{вх}$  подача насоса не зависит от входного давления; на втором – подача постепенно понижается из-за выделения воздуха и начала кавитационного процесса; на третьем – подача резко понижается из-за интенсификации процессов.

Используя теорию гидродинамического подобия, получен ряд формул, представляющих большой практический интерес при рассмотрении подобных режимов работы для одного и того же насоса, а также для насосов с подобными качающими узлами.

Результаты обобщенных экспериментальных исследований кавитационных характеристик ряда аксиально-поршневых насосов, применяющихся в авиационном гидроприводе, позволили получить для них допускаемые значения кавитационного запаса.

**Список литературы:** 1. Глазков, М. М. Кавитация в жидкостных системах воздушных судов [Текст] / М. М. Глазков, В. Г. Ланецкий, Н. Г. Макаренко, И. П. Челюканов. – К., 1987. – 82 с. 2. Валитов, М. З. Исследования колебаний давления в цилиндрах поршневого насоса [Текст] / М. З. Валитов // Гидравлические машины. – Харьков, 1989. – С.93–99. 3. Зайончковский, Г. И. Исследование нестационарных режимов работы гидросистемы самолета Як-42 [Текст] / Г. И. Зайончковский, С. П. Ветров, Э. В. Фоменко // Проблемы динамики пневмогидравлических и топливных систем летательных аппаратов. – Куйбышев, 1990. – С. 14–15. 4. Ивченко, В. М. Гидродинамика многофазных жидкостей. Кавитация [Текст] / В. М. Ивченко. – Красноярск, 1980. – 82 с. 5. Копа, Н. Д. Работа аксиально-поршневого насоса в кавитационном режиме [Текст] / Н. Д. Копа, С. В. Чирков // Вопросы надежности гидравлических систем. – К., 1970. – С. 75–81. 6. Куринков, В. Н. Исследования влияния эксплуатационных факторов на работоспособность насоса НП-43М в гидросистеме самолета Ту-134 [Текст] / В. Н. Куринков, В. А. Найда, Г. Н. Подрез // Надежность гидрогазовых систем воздушных судов. – К., КИИГА, 1983. – С.73–75. 7. Некрасов, Б. Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах [Текст] / Б. Б. Некрасов. – М.: Машиностроение, 1967. – 367 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Glazkov, M. M., et al. *Kavitacija v zhidkostnyh sistemah vozdušnyh sudov*. Kiev, 1987. Print. 2. Valitov, M. Z. "Issledovanija kolebanij davlenija v cilindrah porshneвого nasosa." *Gidravlicheskie mashiny*. Kharkov, 1989. 93–99. Print. 3. Zajonchkovskij, G. I., S. P. Vetrov and Je. V. Fomenko. "Issledovanie nestacionarnyh rezhimov raboty gidrosistemy samoleta Jak-42." *Problemy dinamiki pnevmogidravlicheskih i toplivnyh sistem letatel'nyh apparatov*. Kuybyshev, 1990. 14–15. Print. 4. Ivchenko, V. M. *Gidrodinamika mnogofaznyh zhidkostej. Kavitacija*. Krasnoyarsk, 1980. Print. 5. Kopa, N. D., and S. V. Chirkov. "Rabota aksial'no-porshneвого nasosa v kavitacionnom rezhime." *Voprosy nadezhnosti gidravlicheskih sistem*. Kiev, 1970. 75–81. Print. 6. Kurinkov, V. N., V. A. Najda and G. N. Podrez. "Issledovanija vlijaniya jekspluatacionnyh faktorov na rabotosposobnost' nasosa NP-43M v gidrosisteme samoleta Tu-134." *Nadezhnost' gidroгazovyh sistem vozdušnyh sudov*. Kiev: KIIGA, 1983. 73–75. Print. 7. Nekrasov, B. B. *Gidravlika i ee primenenie na letatel'nyh apparatah*. Moscow: Mashinostroenie, 1967. Print.

Поступила (received) 06.01.2015