

УДК 621.65/68

**ВЛИЯНИЕ ЗАШЛАМЛЯЕМОСТИ ПРИЕМНОГО КОЛОДЦА
НА РЕЖИМЫ РАБОТЫ ШАХТНЫХ НАСОСОВ**

Малеев В.Б., докт. техн. наук, профессор,
Донецкий национальный технический университет

Указано влияние шлама перекачиваемого шахтными водоотливными установками на переходные процессы в насосах

The influence of particles pumping by mine pump installations on transients in pumps is specified.

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. При пуске насоса водоотливной установки в работу вследствие погружения всасывающего трубопровода под уровень шлама, возрастает вакуум во всасывающем тракте и будет при большом погружении происходить разрыв сплошности потока из-за кавитации. Рассмотрим некоторые случаи протекания переходных процессов в насосных установках при кавитации. При неработающем насосе водоотливной установки в приемном колодце оседает шлам, что приводит к заиливанию всасывающего тракта и увеличению его сопротивления при пуске. Возникшие при этом переходные процессы могут привести к опасным колебаниям давления.

Анализ исследований и публикаций. Исследованиям пуска насосов посвящено много работ [1–5]. Однако, в этих работах не изучено влияние зашламления приемного колодца на пусковой режим насоса и работа последнего на неосветленной шахтной воде при дискретном поступлении твердых включений к всасу.

Постановка задачи. Рассмотрим переходной процесс при запуске насоса в работу, подача которого устанавливается с запаздыванием из-за кавитации во всасывающей линии. При этом считаем, что при отсутствии кавитации давление насоса не зависит от времени и является функцией только подачи и скорости вращения вала. Насос и его всасывающая линия до пуска предварительно заполнены водой и отсутствуют подсосы воздуха. Возмущение в гидравлическую систему вносит слой твердых включений перед входом во всасывающую трубу насоса и нарастающая угловая скорость рабочего колеса.

Изложение материала и результаты. В работе [4] показано, что давление и подача насоса при работе на воде в переходном про-

цессе с учетом кавитации существенно отличаются от полученных для случая, когда ее влиянием пренебрегают. Переходной процесс характеризуется критической подачей:

$$Q = \sqrt{\frac{p_a - p_{\text{НП}} - H_g}{\rho g} \cdot \frac{1}{a_{\text{вс}} + a_K}},$$

Второй параметр – скорость изменения подачи для случая, когда до возмущения расход жидкости во всасывающем трубопроводе $Q_1=0$ запишется так:

$$\left[\frac{dQ}{dt} \right]_{\text{max}} = \frac{gS_g}{L_g} \left(\frac{p_a - p_{\text{НП}} - H_g}{\rho g} \right),$$

Тогда, время для достижения данной подачи, согласно [5]:

$$t = \frac{Q_K}{\left[\frac{dQ}{dt} \right]_{\text{max}}} \cdot \text{arth} \left(\frac{Q}{Q_K} \right),$$

Если же возмущение внесла пробка твердого во всасывающем трубопроводе, то время, необходимое для достижения данной подачи

$$t = \frac{Q_K}{\left[\frac{dQ}{dt} \right]_{\text{max}}} \cdot \left[\text{arth} \left(\frac{Q}{Q_K} \right) - \text{arth} \left(\frac{Q_1}{Q_K} \right) \right], \quad (1)$$

Из последнего выражения видно, что время переходного процесса от работы на воде до работы на смеси и наоборот, будет определяться по уравнению:

$$t = \frac{Q_K}{2 \cdot \left[\frac{dQ}{dt} \right]_{\text{max}}} \cdot \ln \left[\frac{\left(1 + \frac{Q_2}{Q_1} \right) \left(1 - \frac{Q_1}{Q_K} \right)}{\left(1 - \frac{Q_2}{Q_K} \right) \left(1 + \frac{Q_1}{Q_K} \right)} \right], \quad (2)$$

Как показали исследования Г. М. Тимошенко [5], вне рабочей зоны насоса протекание переходного процесса, обусловленного кавитацией существенно отличается от расчетного. Это объясняется тем, что для таких режимов динамическое падение напора на входе в колесо определяется по общепринятому уравнению, отличному от выражения. Если бы в течение всего переходного процесса

$\frac{dQ}{dt} = \left[\frac{dQ}{dt} \right]_{\text{max}}$, то насос развил бы критическую подачу за время, значительную зависящую от постоянной:

$$T = \frac{\left(\frac{Q_K}{S_g}\right) \cdot L_g}{g \left[\frac{P_a - P_{нп}}{\rho g} - H_g \right]}, \quad (3)$$

В этом уравнении $\frac{Q_K}{S_g} = V_g$ - скорость во всасывающем трубопроводе, соответствующая критической подаче (кавитационному режиму). При проектировании насосных установок диаметр всасывающего трубопровода обычно выбирают таким, чтобы $V_g = 0,8 \dots 1,3$ м/с. Поэтому, для того, чтобы T не изменялась при переходе на работу на осветленной шахтной воде, следует брать меньшее значение V_g . На продолжительность переходного процесса при пуске насоса в работу влияет момент сопротивления на валу в установившемся режиме M_{co} , величина которого зависит от характеристики сети [4]:

- при $(M_K - M_n - M_{co}) > 0$

$$t = \frac{T_a}{\sqrt{M_n(M_n + M_{co} + M_K)}} \arctg \omega \sqrt{\frac{M_K - M_n - M_{co}}{M_n}},$$

- при $(M_K - M_n - M_{co}) < 0$

$$t = \frac{T_a}{\sqrt{M_n(M_n + M_{co} - M_K)}} \arctg \omega \sqrt{\frac{M_n + M_{co} - M_K}{M_n}}, \quad (4)$$

где $T_a = I \frac{d\omega_o}{M_o}$ - время разворота вала двигателя до номинальной скорости при постоянном избыточном моменте $M_{изб}$, равном моменту на валу M_o ; M_K - максимальный момент двигателя; M_n - момент двигателя при $\omega_1 = 0$; ω_1 - угловая скорость вала; M_o , ω_o - момент на валу и угловая скорость вала насоса в установившемся режиме; M_{co} - момент сопротивления на валу насоса в установившемся режиме.

$$M_{co} = \rho \cdot g \cdot \frac{H_o \cdot Q_o}{\eta_o \cdot \omega_o}$$

Здесь H_o , Q_o , η_o - напор, подача и КПД насоса в установившемся режиме.

Из этого выражения видно, что момент сопротивления в установившемся режиме при работе на осветленной шахтной воде будет меньше, чем при работе водоотливного насоса на загрязненной твердыми включениями.

При отсутствии кавитации в пусковом режиме из выражения (4) при $(M_K - M_n - M_{CO}) > 0$ можно установить закон изменения мгновенной подачи насоса

$$Q = Q_0 \sqrt{\frac{M_n}{M_K - M_n - M_{CO}}} \cdot \operatorname{tg} \frac{t}{T_a} \sqrt{M_n (M_K - M_n - M_{CO})}, \quad (5)$$

Кавитация не возникает, если

$$\frac{dQ}{dt} < \frac{gS_s}{L_s} \left[\frac{p_a - p_{нп}}{\rho g} - H_s - (a_{вс} + a_K) Q^2 \right], \quad (6)$$

Тогда, из уравнения (5) скорость изменения подачи равна:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{M_n \cdot Q_H \cdot S_s \cdot t \cdot c^2}{T_a} \cdot \sqrt{M_n (M_K - M_n - M_{CO})}, \quad (7)$$

Из анализа последнего выражения видно, что с течением времени, по мере увеличения подачи насоса Q_H $\frac{dQ}{dt}$ повышается, с одной стороны, а с другой, критическое значение $\frac{dQ}{dt}$ (см. выражение 6), с ростом расхода во всасывающем трубопроводе уменьшается. Поэтому, пока $\frac{dQ}{dt}$ не достигнет критического значения, скорость вращения ротора насосного агрегата будет соответствовать вычисленной по уравнению (4). Если $\frac{dQ}{dt}$ превысит критический предел, то переходный процесс следует рассчитывать по уравнению:

$$t = \frac{L_s}{gS_s} \cdot \frac{\operatorname{arth} \sqrt{\frac{(a_{вс} + a_K) Q^2}{\frac{p_a - p_{псм}}{\rho \cdot g} - H_s}}}{\sqrt{\left(\frac{p_a - p_{псм}}{\rho \cdot g} - H_s \right) (a_{вс} + a_K)}}, \quad (8)$$

При отсутствии кавитации изменение подачи насоса четко соответствует изменению частоты вращения, при возникновении кавитации дальнейшее изменение подачи уже не объясняется изменением частоты вращения и определяется законом, выраженным уравнением:

$$Q(t) = Q_K \cdot \operatorname{th} \left[\operatorname{arth} \left(\frac{Q}{Q_K} \right) \right],$$

Зависимость $p(t)$ в этом случае можно найти исходя из того, что связь между давлением и расходом в переходном процессе определя-

ется уравнением $p = \rho \cdot g \cdot a_{\text{вс}2} \cdot Q^2$. При этом процесс протекает от точки с параметрами (Q_1, p_1^1) до точки с параметрами (Q_2, p_2) . Значит, граничными параметрами для него будут $Q = Q_2$ и $p = p_2$.

Анализ характера повреждений и поломок деталей шахтных центробежных насосов показал, что не все они могут быть объяснены только действием гидроабразивного износа. Существенное влияние оказывают также повышенные вибрации, зависящие от многих факторов (первоначальный небаланс, число рабочих колес, режим работы и др.) [6]. Установлено, что чем интенсивнее кавитация, тем выше уровни вибрации. В большинстве случаев на режиме малых подач амплитуды вибраций больше, чем при кавитации. В оптимальных зонах и близких к ним, которым соответствуют максимальные значения КПД, уровни вибраций минимальные. Вибрация насосов занимает широкий спектр частот, от самых низких, равных частоте вращения вала, и до частот порядка 40000 Гц. Запись спектрограмм вибрационного смещения показала, что определяющей в спектре вибраций является первая гармоника, высокочастотные составляющие по амплитуде при нормальной работе насоса незначительны. Развитие же кавитации в насосе приводит преимущественно к увеличению высокочастотных составляющих в спектре вибрации.

Выводы: разрушение рабочих колес насосов водоотлива при пуске последних в работу на неосветленной шахтной воде происходит более интенсивно и длительность переходного процесса в насосных агрегатах при этом больше, чем при работе на воде, осветленной от твердых частиц угля и породы.

Список источников

1. Покровская В.Н. Механизация очистки шахтных водосборников. – М.: Углетехиздат, 1957. – 111 с.
2. Распопов Н. А. К вопросу автоматического выражения характеристик центробежных насосов. // Сб. трудов ИГМТК им М. М. Федорова. - 1964. - С.315-318.
3. Товбич О.В. Экспериментальные исследования структуры потока у ребристой стенки // Гидравлика и гидротехника: Респ. межвед. науч. – техн. сб. – 1989. – Вып.49. - С.26 – 30.
4. Тимошенко Г. М. Уравнения переходных режимов в системе насосный агрегат – трубопровод – потребители энергии. // Разработка месторождений полезных ископаемых. – 1968. - Вып.13. - С.30-37.
5. Тимошенко Г. М. Научные основы проектирования и эксплуатации насосных установок в переходных режимах. – Киев; Донецк: Вища шк., Головное изд-во, 1986. – 127 с.
6. Махинин А. И. Пути увеличения надежности, долговечности и экономичности шахтных центробежных насосов. // Горные машины и автоматика. -М.: Недра. –1967.-№2. –С.12-19.