

10-я Международная научно-техническая конференция "ТЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10-13 сентября 2002 г.

НЕУСТОЙЧИВЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА С ПРЕДВКЛЮЧЕННЫМ ШНЕКОМ

UNSTABLE MODES OF THE CENTRIFUGAL PUMP WITH BOOSTER

ВИТОШКИН Анатолий Алексеевич, к.т.н.,
главный эксперт по насосному и турбонасосному оборудованию,
ЯРОСЛАВЦЕВ Сергей Владимирович, к.т.н., начальник отдела,
ДЕДОВ Сергей Алексеевич, начальник группы,
ДП «Турбонасос» ФГУП КБХА, г. Воронеж, Россия.

Abstract. The various freelance situations arising at operation of the unified one mode centrifugal pump with booster in structure of multimode installation are considered. The pressure pulsation analysis in postworm area and hydroblows sizes arising on cavitation is carried out. The recommendations concerning the operation of the considered pump type in structure of installations equipped with automatic control systems are summarized.

При проектировании технологических линий выбор насосного оборудования, как правило, проводится по номинальному значению параметров. Практически же параметры технологического процесса поддерживаются в каких-то пределах, что обуславливает работу насосного оборудования в определенных этими пределами переменных режимах. Иногда эти пределы значительны и оборудование может попадать в условия, при которых не может обеспечиваться заданная работоспособность.

Иногда регулирование проводится за счет изменения частоты вращения роторов, иногда за счет изменения сопротивления магистралей.

Таким образом, при проектировании и отработке насосного оборудования необходимо учитывать предельные режимы работы, в которых может оказаться насос, работающий в конкретной технологической линии.

Аналогичная ситуация возникает при унификации существующего оборудования и использовании одnoreжимных насосов в многорежимных установках. Актуальность данной работы продиктована тем, что отличительной особенностью использования подобных насосов в установках, ос-

нащенных системами автоматизированного управления, является функционирование на неустойчивых режимах работы на низких частотах вращения и частотах близких к резонансным (при запуске и выключении).

Для повышения кавитационных качеств центробежных насосов в технике широко применяют предвключенную осевую ступень (шнек). Для выкачивания жидкости из колодцев, заглубленных емкостей часто используют центробежные насосы со следующей конструктивной схемой: насос погружен в перекачиваемую жидкость (колодец, резервуар), а приводной электродвигатель располагают над колодцем, резервуаром. В этом случае крутящий момент от двигателя к насосу осуществляется через валопровод, длина которого иногда достигает нескольких метров, и обеспечение надежной работы такого валопровода часто ограничивает ресурс работы агрегата.

Для обеспечения работы валопровода можно применить несколько видоизмененную конструктивную схему: в жидкость погрузить только предвключенную осевую ступень (шнек), а насос с электродвигателем установить наверху. В этом случае резко снижается мощность, передаваемая валопроводом (обычно мощность осевой ступени составляет 10-15% от мощности агрегата, т.к. осевая ступень обеспечивает только подачу жидкости до центробежной ступени), что должно было повысить надежность работы агрегата.

Очевидно, что если в единой шнекоцентробежной ступени гидравлические пульсационные нагрузки, вызванные несогласованностью между осевой и центробежной ступенью, воспринимались единой конструкцией, то появление отдельных агрегатов, каждого на своих опорах и довольно протяженного гидравлического тракта между ними, привело к тому, что критическим элементом оказались опоры шнековой ступени. Так, например, если гидроудар от резкого перекрытия напорной магистрали воспринимается шнекоцентробежным насосом как резкое изменение крутящего момента, то для осевой ступени это приводит к ударной осевой нагрузке на опоры этой ступени.

В осевые нагрузки на опоры преобразуются и пульсации давления, которые возникают при несогласованных режимах работы осевой и центробежной ступенями, кавитационные процессы, которые могут развиваться в трубопроводе между шнеком, центробежным колесом и сетью.

В ДП «Турбонасос» был разработан агрегат ПВН750/34, предназначенный для перекачки технической воды с температурой до 60°C и с содержанием твердых частиц до 10 г/л. Схема агрегата представлена на рисунке 1.

Номинальная частота вращения $n=1300$ об/мин;

Наружный диаметр крыльчатки $D_2=450$ мм;

Число лопаток крыльчатки $z=7$;

Наружный диаметр шнека $D_2=297$ мм;

Число лопаток шнека $z=5$.

Агрегат эксплуатируется в составе установки вакуумирования стали с переменными настройками по уровню воды в откачиваемом бассейне и подаче. Частота вращения ротора является управляющим параметром системы автоматического управления контроля (САУК).

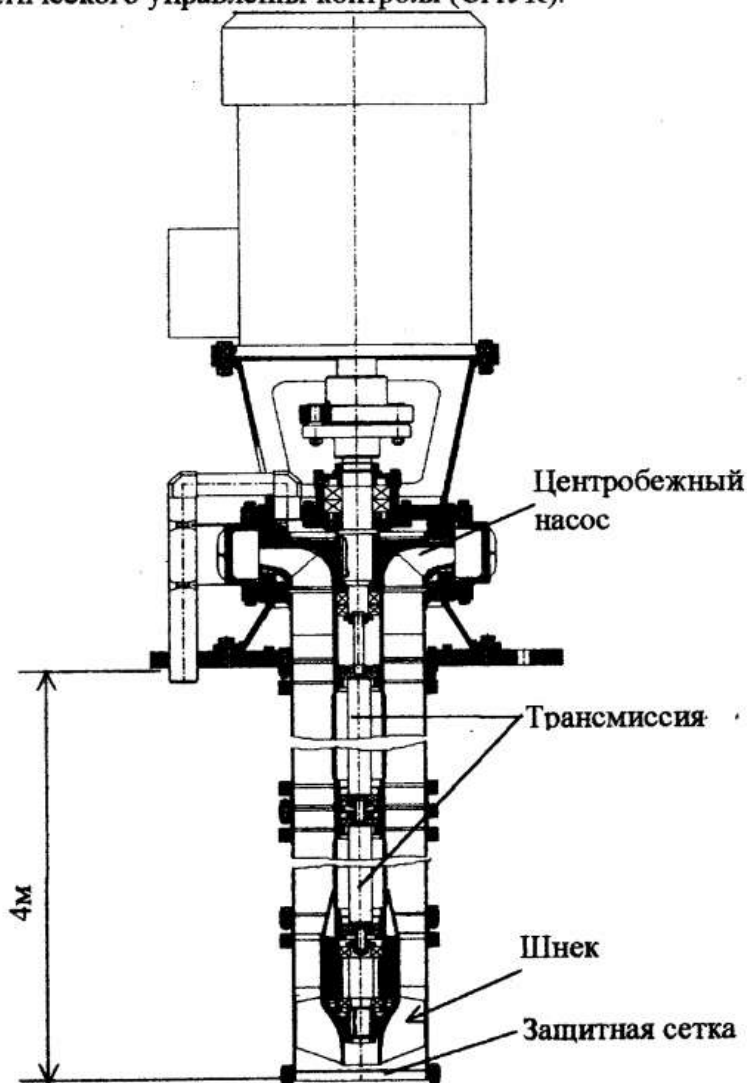


Рисунок 1 - Конструктивная схема агрегата

В соответствии с контрактом три агрегата ПВН750.34 были поставлены и смонтированы у Заказчика для работы в составе установки. Все три агрегата после наработки ≈ 500 часов вышли из строя из-за разрушения упорного подшипника шнекового насоса. По характеру разрушения можно было предположить наличие ударной осевой нагрузки.

Расчетный анализ версий разрушения

Для анализа были приняты следующие версии выхода из строя радиально-упорных подшипников:

1. Низкий запас по критическим частотам вращения (резонансные явления в опорах)
2. Превышение нагрузок на опоры, снижающее требуемую долговечность:
 - 2.1. Повышенный дисбаланс масс ротора;
 - 2.2. Повышение нагрузок, как следствие гидроудара:
 - 2.2.1. Схлопывание каверны, полученной при захвате газовой фазы, обусловленном зыбью в барометрическом устройстве;
 - 2.2.2. Схлопывание каверны, полученной в результате паровой кавитации;
 - 2.2.3. Схлопывание каверны, полученной в результате разрывной кавитации.

Результаты расчета коэффициентов запаса прочности разрушенной материальной части

На одном насосе отмечено усталостное разрушение входной защитной сетки. Также имело место смятие шлицев рессоры и вала трансмиссии со стороны шнека.

Защитная сетка из стальной проволоки $d = 3$ мм при равномерно распределенной нагрузке разрывается при перепаде давления $\Delta P = 5,2$ кгс/см² (сосредоточенная сила $q = 4300$ кгс). Сварной шов отрывается при перепаде давления $\Delta P = 20,4$ кгс/см² (сосредоточенная сила $q = 4800$ кгс).

Полученные значения соответствуют результатам расчета гидроударных явлений.

Расчет рессор на кручение и шлицов на смятие при проектировании проводился на потребляемую мощность шнека $N_{\text{шн}} = 30$ кВт, $\sigma_{\text{см}} = 172$ кгс/см. После разрушения подшипников и заклинивания шнека все рессоры воспринимают потребляемую мощность электродвигателя $N_{\text{де}} = 200$ кВт и напряжение в рессорах бустера и трансмиссии будут $\sigma_{\text{см}} = 10818$ кгс/см, что превосходит допустимое напряжение смятия в 6,35 раза.

После проведения анализа были заменены шарикоподшипники на роликовые, имеющие на порядок большую грузоподъемность, и улучшена защита узлов подшипника от попадания воды.

Результаты расчета резонансных колебаний трансмиссии

Расчетный анализ динамического состояния участка агрегата ПВН750.34 показывает:

1. КЧВ первой формы колебания всей роторной системы

$$n = 2250 \text{ об/мин.}$$

Данная критическая частота находится вне диапазона рабочих частот вращения, поэтому не может являться причиной разрушения подшипников.

2. Максимальное значение амплитуды колебания вала $y = 0,096$ мм не превышает зазора между пнеком и корпусом.
3. Собственная частота первой формы изгибных колебаний бустера с трансмиссией при условии
 - а) жесткого заземления на плите

$$f_1 = 11,9 \text{ Гц (716 об/мин),}$$

$$f_2 = 81,17 \text{ Гц (4870 об/мин),}$$

- б) с учетом податливости заземления

$$f_1 = 7,6 \text{ Гц (457 об/мин),}$$

$$f_2 = 61,9 \text{ Гц (3718 об/мин),}$$

- в) с учетом податливости заземления и массы электродвигателя

$$f_1 = 6,58 \text{ Гц (395 об/мин),}$$

$$f_2 = 18,9 \text{ Гц (1135 об/мин).}$$

Форма колебания показывает, что максимальное перемещение агрегата ПВН750.34 имеет на конце консольного участка агрегата ПВН750.34. Таким образом, на частотах вращения от 457 об/мин до 1135 об/мин могут возникнуть резонансные явления, приводящее к разрушению как отдельных элементов конструкции (в частности подшипников), так и участка агрегата ПВН750.34 в целом. Возбуждающей силой при этом является центробежная сила от неуравновешенности ротора с частотой воздействия равной частоте вращения ротора (≈ 716 об/мин) и силой воздействия, передающейся через опоры $Q = 345$ кГс.

4. Для устранения резонансного явления необходимо ужесточить внешний корпус (трубу) агрегата ПВН750.34 за счет оребрения трубы и введения жестких растяжек. Рекомендовано быстрое прохождение опасного диапазона частот вращения.

Результаты расчета условий возникновения паровой кавитации

Согласно требованиям ТЗ, перекачиваемая среда – жидкость с температурой $\leq 60^\circ \text{C}$.

На рисунке 2 приведена зависимость температуры, соответствующей началу паровой кавитации в центробежном насосе агрегата ПВН750/34, от частоты вращения для различных значений подачи [1].

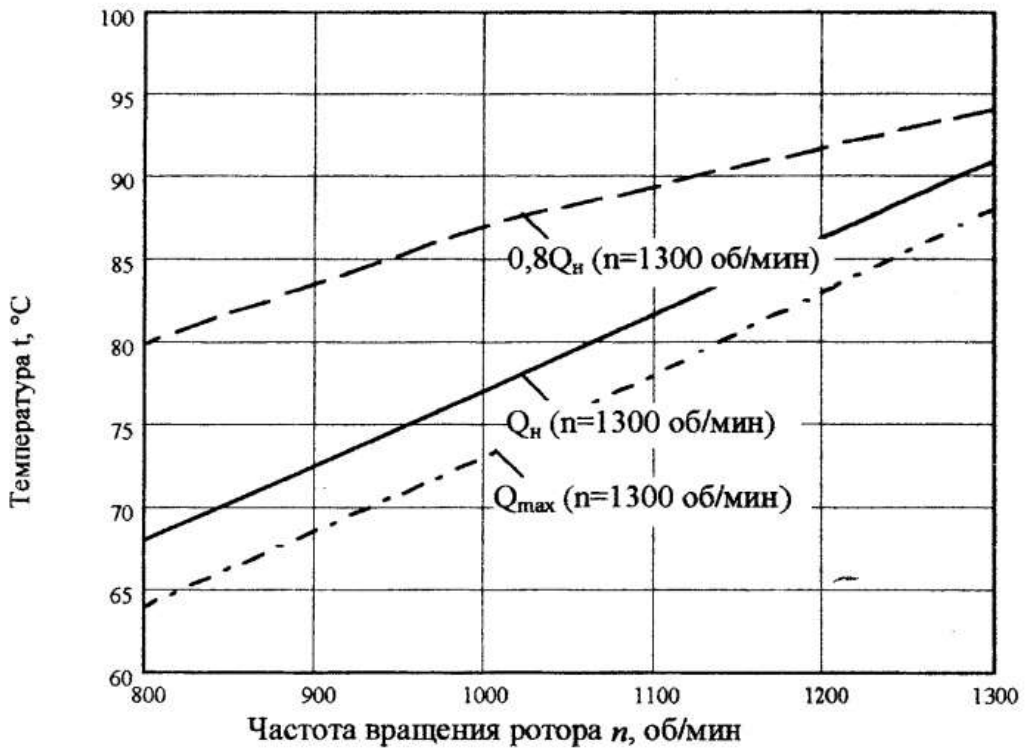


Рисунок 2 – Зависимость температуры, соответствующей началу паровой кавитации в центробежном насосе агрегата ПВН750.34, от частоты вращения ротора (Q_n – номинальная подача для номинальной частоты вращения $n=1300$ об/мин)

Как показывает анализ (рисунок 2) при работе установки на расчетных режимах явления возникновения паровой кавитации не возможно.

Результаты расчета условий возникновения разрывной кавитации

При исследовании явления возникновения разрывной кавитации в насосе была рассмотрена следующая последовательность развития событий:

1. Работа агрегата проходит при вдуве пара в смежный приёмный колодец, что может приводить к насыщению паром перекачиваемой жидкости.
2. Работа установки происходит на пониженном режиме (по частоте вращения и уровню).
3. Напорность шнека при этом может оказаться недостаточной для бескавитационной работы центробежной ступени (из-за насыщения перекачиваемой жидкости паром). При этом неизбежно появляется разрыв потока с образованием паровой каверны, что приводит к пульсационному режиму работы, сопровождающегося гидроударами.

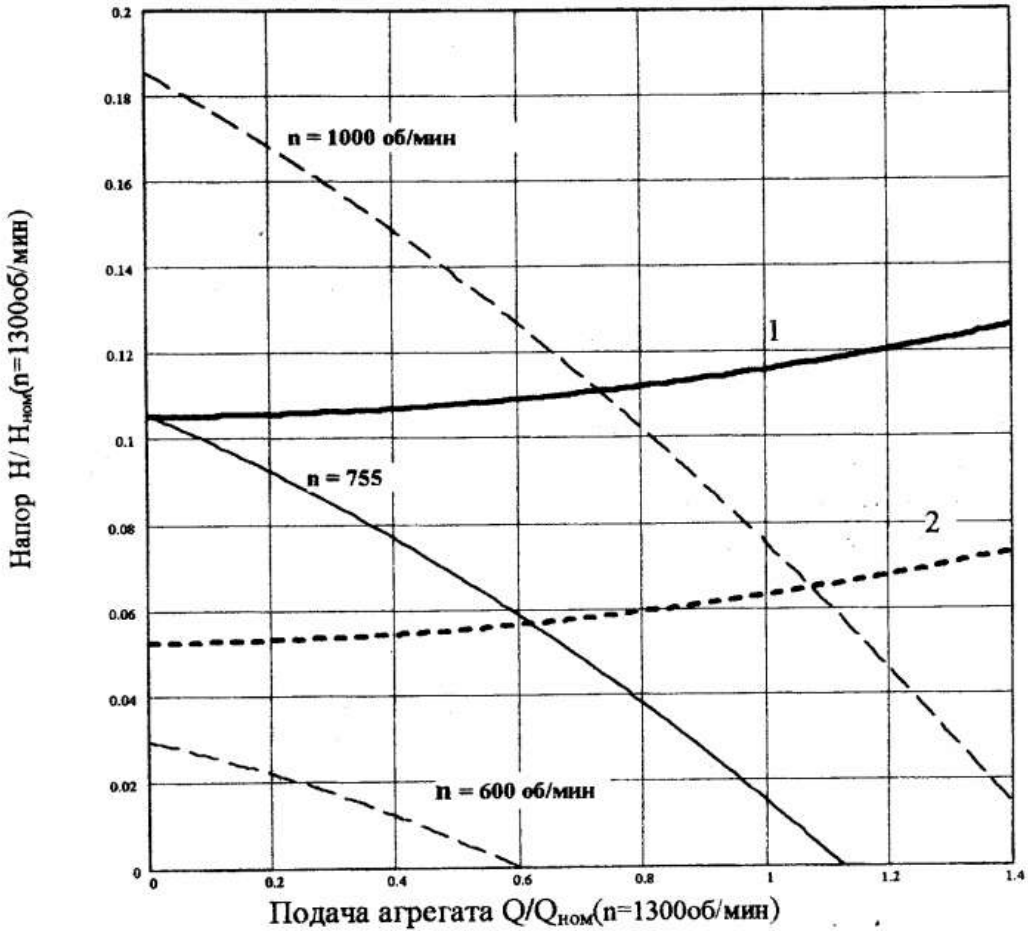


Рисунок 3 – Напорные характеристики предварительной ступени агрегата ПВН750.34 для различных частот вращения ротора

- 1 – Характеристика сети предварительной ступени агрегата при минимальном уровне жидкости в барометрическом устройстве
 2 – Характеристика сети предварительной ступени агрегата при среднем уровне жидкости в барометрическом устройстве

Как показывает анализ, недопустимыми являются режимы по оборотам $n \leq 755 \text{ об/мин}$ (см рис. 3) или по подаче $Q \leq 0,32$ (где Q_n – номинальная подача для данной частоты вращения) [2].

Величина гидроудара составляет $\Delta P \approx 42 \text{ кГс/см}^2$.

Величина осевой силы составляет $F_a \approx 19500 \text{ кГс}$.

Результаты расчета условий работы на двухфазной среде

При работе установки на пониженных режимах зафиксированы волны (зыбь) в барометрическом устройстве с амплитудой ± 30 см. Уровень жидкости в бассейне измеряется ультразвуковым датчиком с большой точностью, но в логику системы было заложено не только поддержание определенного уровня, но и скорость наполнения бассейна, т.е. скорость изменения уровня, чтобы система успела среагировать на быстрое наполнение бассейна и не допустить переполнения бассейна. На наличие волн система отреагировала как на быстрое наполнение, и, несмотря на низкий уровень, вывела насосы на форсированный режим, что привело к падению уровня до заборного патрубка. В такой ситуации происходит обнажение среза заборного патрубка и захват газа на входе. При этом возникает разрыв потока с образованием каверны, последующим схлопыванием ее, которое сопровождается гидроударом.

Величина гидроудара в этом случае составляет $\Delta P \approx 24$ кгс/см².

Величина осевой силы составляет $F_a \approx 9500$ кгс.

Анализ пульсаций давления в зашнековой области

На гидростенде ДП ТН были проведены испытания агрегата ПВН750/34 с замером пульсации давления в зашнековой области.

Пульсации давления исследовались в диапазоне по частоте вращения ротора от $n_{ном} = 1300$ об/мин до 600 об/мин с шагом 100 об/мин на подобных режимах по подаче ($Q/n = \text{const}$), соответствующих $0,7Q_n$, Q_n , $1,3Q_n$ (Q_n — номинальная подача для данной частоты вращения). Параметры максимальных по величине пульсаций давления для каждого режима приведены в таблице 1.

Анализ результатов показывает, что для частот вращения $n = 1300$ об/мин, 1200 об/мин, 900 об/мин, 700 об/мин частота, соответствующая первому пульсационному максимуму определяется как

$$n_n' = n_p \cdot z_{ш} \cdot k,$$

где $z_{ш} = 5$ — число лопаток шнека, $k = 1$ или 2 , что соответствует разложению колебаний в гармонический ряд.

Однако, для частот вращения $n = 600$ об/мин, 800 об/мин, 1000 об/мин и 1100 об/мин первый максимум возникает на низких частотах $n_n = 2 \div 3,5$ Гц. Такие частоты могут быть связаны с кавитационными явлениями. Однако, как видно из таблицы, с увеличением подачи (что соответствует увеличению скорости движения жидкости и уменьшению напора шнека) низкочастотные пульсационные максимумы пропадают.

С понижением частоты вращения ротора, величины пульсаций давления в целом уменьшаются, однако это уменьшение не является монотонным.

Таблица 1

Частота вращения ротора, n_p об/мин (Гц)	Пульсации давления					
	$0,7Q_n$		Q_n		$1,3Q_n$	
	n_{ns} Гц	A , кгс/см ²	n_{ns} Гц	A , кгс/см ²	n_{ns} Гц	A , кгс/см ²
1300 (21,67)	108	0,178	108	0,166	108	0,276
1200 (20)	100	0,121	199	0,17	100	0,21
1100 (18,33)	182	0,0925	2	0,0988	91	0,188
1000 (16,67)	2	0,0957	166	0,0988	83	0,189
900 (15)	75	0,0824	149,5	0,0976	75	0,169
800 (13,33)	2	0,0763	3	0,0906	66,5	0,107
700 (11,67)	58	0,0357	116	0,0609	58	0,15
600 (10)	3,5	0,0135	3	0,0339	50	0,0649

Рассматриваемые пульсации создают дополнительные осевые усилия на подшипниковые опоры бустера, что необходимо учитывать на этапе проектирования.

Как показывают результаты расчетов, причиной разрушения радиально-упорных подшипников является осевая сила, повышенная величина которой обусловлена последствиями гидроудара в насосе. В свою очередь гидроудар вызван схлопыванием паровой каверны, природа появления которой различна, но с одинаковыми последствиями.

Для определения местоположения схлопывающейся каверны и первопричины её образования (появления) необходимо проведение дополнительного трудоемкого анализа, заключающегося в переборке всего насосного агрегата, а также наличие зависимостей измеренных параметров установки по времени (циклограммы работы и настройки системы управления).

Были заменены шарикоподшипники на роликовые, имеющие на порядок большую грузоподъемность, и улучшена защита узлов подшипника от попадания воды. Загрублена система измерения уровня в бассейне и продублирована. После этого насосы наработали уже свыше 2500 часов без замечаний.

Выводы

В конструкции центробежных насосов с вынесенной осевой ступенью на собственных опорах критичной для работоспособности являются опоры осевой ступени при прохождении гидроударов при паровой и разрывной кавитации.

Влияние пульсации давления в зашнековой области также необходимо учитывать, т.к. они снижают ресурс работы опор.

При использовании подобных агрегатов в составе многорежимных установок, необходимо проводить не только согласование работы агрегата с сетью, но и согласование работы каждой ступени со своей сетью, а также с системой управления, что в свою очередь накладывает ограничения на циклограмму запуска, законы регулирования и требуют соответствующей оптимизации пневмогидравлической схемы установки.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Валюхов С.Г., Ярославцев С.В., Дедов С.А., Брюнеткина О.С., Бобкова И.И., Крестинин А.В. Методика поверочного гидравлического расчета и построения рабочих характеристик центробежных пульповых и песковых насосов, Отчет по НИР 2/2000, Воронеж, ВГТУ, 2000, 79 л.
2. Башта Т.М., Руднев С.С. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982, 423 с.