

К ПРОБЛЕМЕ НЕУСТОЙЧИВОСТИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ ПРИ МАЛЫХ ВЕЛИЧИНАХ КАВИТАЦИОННОГО ЗАПАСА

Гоцуленко В.В., студент, Гоцуленко В.Н., ст. преподаватель
Днепродзержинский государственный технический университет

Утверждается механизм автоколебаний, которые возбуждаются перед срывом подачи лопастных насосов, а также представлен способ его нейтрализации

Лопастные насосы, напорные характеристики $H(Q)$ которых не имеют восходящих ветвей или петли гистерезиса, работают устойчиво [1, 2], но перед срывом их подачи возникают автоколебания больших амплитуд, природа которых неизвестна [3].

В работе [4] экспериментально установлено, что с уменьшением величины кавитационного запаса Δh при пониженных подачах образуются восходящие кавитационные разветвления $H(Q, \Delta h)$ монотонно убывающей напорной характеристики $H(Q)$ (рис. 1). Автоколебания, которые возбуждаются перед срывом подачи в неустойчивой области разветвлений $H(Q, \Delta h)$, имеют характер помпажа.

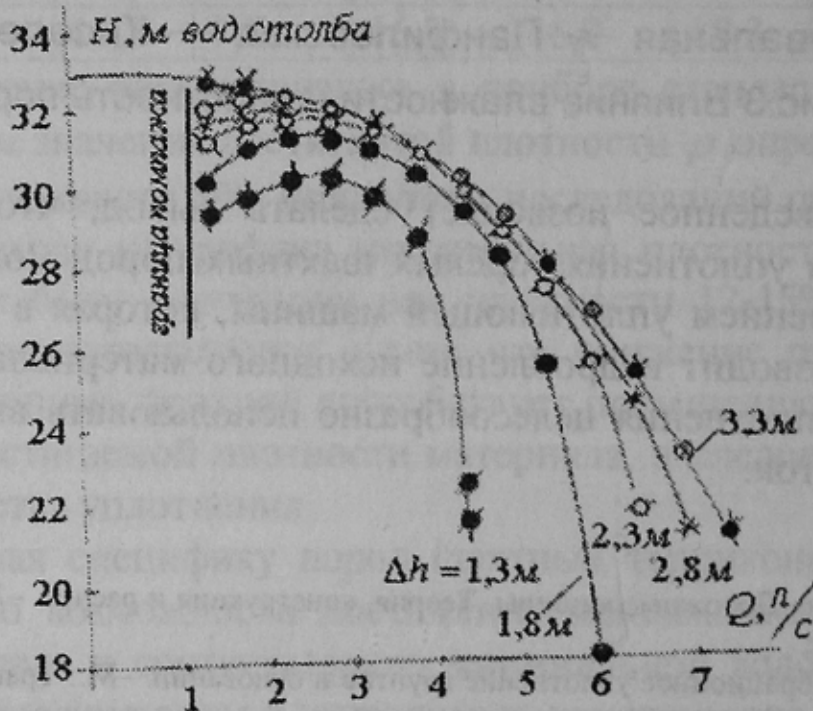


Рисунок 1 – Напорная характеристика $H(Q)$ центробежного насоса 2К-6 и ее кавитационные разветвления $H(Q, \Delta h)$

Выполненные экспериментальные исследования показали, что кавитационные разветвления характеристики $H(Q, \Delta h)$ деформируются при изменении поля скорости и давления перед входом в насос, а с увеличением газосодержания в перемещаемой жидкости область восходящих кавитационных разветвлений смещается в сторону больших расходов [5].

Исходя из закономерностей изменения характера восходящих разветвлений $H(Q, \Delta h)$, наблюдаемых экспериментально, нами найден способ преобразования их в монотонно убывающие (рис. 2). Это достигается эжектированием основного потока по его периферии струями, закрученными в сторону вращения рабочего колеса, с применением эжектора, в который жидкость подается из напорной магистрали.

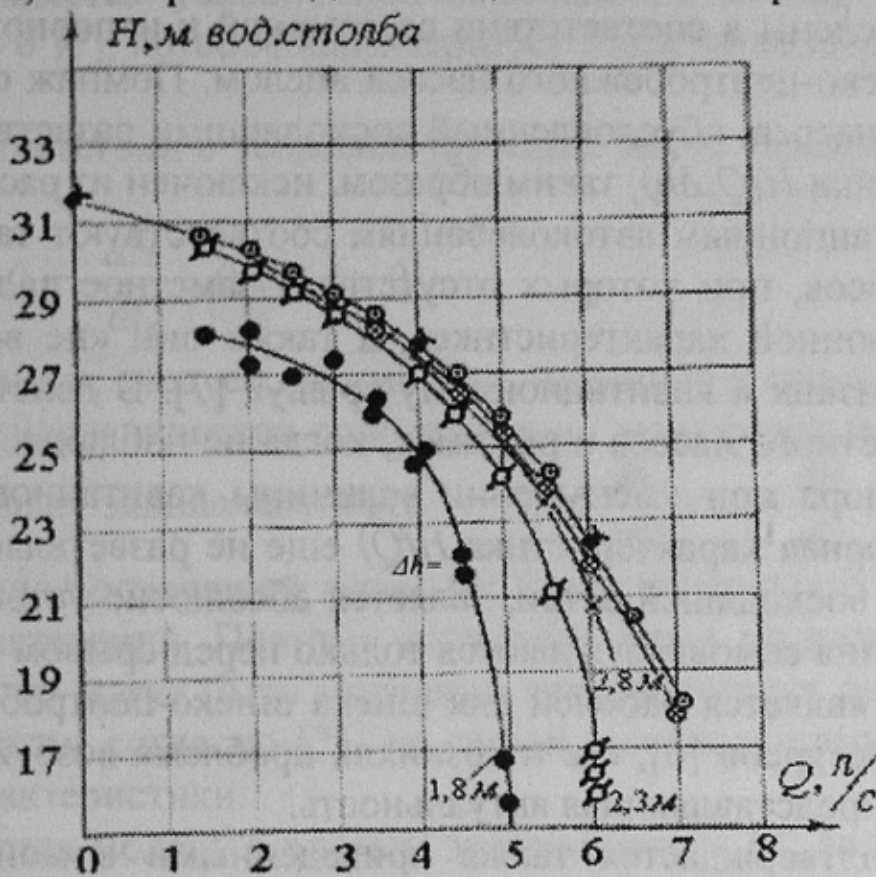


Рисунок 2 – Напорная характеристика насоса 2К-6 и ее кавитационные разветвления при реализации предложенного выше способа ее изменения

В системах, включающих шнеко-центробежные насосы малых ресурсов, шнек работает перед срывом подачи, т.к. давление на входе в насос часто принимают близкое к срывному [6]. Автоколебания, возбуждаемые в таких системах, представляют собой помпаж шнека, обусловленный восходящими кавитационными разветвлениями его

характеристики $H(Q, \Delta h)$. Напорная характеристика шнеко-центробежного насоса в целом при таких режимах работы может быть монотонно убывающей, а ее характер на динамическую устойчивость осевого шнекового насоса не влияет, т.к. из-за сепарационных каверн в центробежной ступени гидросистема имеет две степени свободы.

В монографии [7] неустойчивая работа шнеко-центробежного насоса малого ресурса рассматривается как возбуждение нового нестационарного режима, получившего название «кавитационные автоколебания». «Прежде всего следует отметить, что появление кавитационных автоколебаний не связано с работой шнеко-центробежного насоса на левой ветви напорной характеристики» [7].

Введенный в рассмотрение неустойчивый режим и его особенности определены в соответствии со срывной и напорной характеристиками шнеко-центробежного насоса в целом. Помпаж осевого шнекового преднасоса, обусловленный восходящими разветвлениями его характеристики $H(Q, \Delta h)$, таким образом, исключен из рассмотрения.

«Кавитационным автоколебаниям соответствуют такие режимы работы насосов, при которых отсутствует заметное падение напора по кавитационной характеристике», а также они «не возникают на режимах близких к кавитационному срыву» [7]. В действительности работа лопастного насоса в режимах, когда не наблюдается заметное падение напора при уменьшении величины кавитационного запаса Δh , т.е. напорная характеристика $H(Q)$ еще не разветвляется, при отсутствии ее восходящей ветви, является абсолютно устойчивой [1,4]. Автоколебания самовозбуждаются только перед срывом подачи [4], а эта область является рабочей для шнека шнеко-центробежных насосов малых ресурсов [6], где и возникла проблема возбуждения автоколебаний, представляющая актуальность.

Это подтверждается также приведенными в монографии [7] срывными характеристиками шнеко-центробежного насоса в целом и осевого преднасоса. В области кавитационных автоколебаний напор шнека, в соответствии с его срывной характеристикой, уменьшается с уменьшением давления на входе. Поэтому в рассматриваемой области величины производной $m_{\text{ши}} = \frac{\partial H}{\partial P_{\text{вх}}} \neq 0$ и напорная характеристика шнекового преднасоса разветвляется, что имеет место перед срывом подачи, где напор зависит от расхода Q и давления $P_{\text{вх}}$.

Таким образом, определение стадии развития кавитации в шнеке по характеристике шнеко-центробежного насоса в целом привело к

тому, что область возбуждения кавитационных автоколебаний [7] определена неверно по сравнению с реальной, имеющей место в практике, где наблюдаются автоколебания [4, 6].

Поскольку кавитационные автоколебания своего механизма не имеют, то для обоснования возможности их возбуждения и поддержания в монографии [7] предложены четыре модели, три из которых в своей основе имеют отрицательное сопротивление.

Известно, что из-за проявления отрицательного сопротивления образуется нисходящая ветвь зависимости гидравлических потерь от расхода $h_z(Q)$, производная которой $\frac{dh_r}{dQ} < 0$. Этому условию эквивалентным является условие положительности потока акустической энергии $A > 0$ [7], которое характеризует нарастание амплитуды колебаний.

В соответствии с теоремой [8] имеет место эквивалентность условий:

$$\frac{dh_r}{dQ} < 0 \Leftrightarrow \frac{dH}{dQ} > 0 \Leftrightarrow A > 0, \quad (1)$$

из которых следует, что модели, имеющие в своей основе отрицательное гидравлическое сопротивление, реализуют механизм помпажа поскольку эквивалентность условий $\frac{dh_r}{dQ} < 0 \Leftrightarrow \frac{dH}{dQ} > 0$ соответствует наличию восходящей ветви $H(Q)$ или восходящих ее кавитационных разветвлений. Поэтому цитируемые три модели, предложенные в [7], не могут быть моделями кавитационных автоколебаний, т.к. этот режим согласно [7] не связан с восходящими ветвями напорной характеристики.

Четвертая модель с чистым запаздыванием [7] является известным механизмом, способствующим неустойчивости парообразования, и в определенной степени реализуется в периодических волновых движениях в межлопастных каналах [9].

Итак, автоколебания больших амплитуд, обусловленные неустойчивой работой шнеко-центробежного насоса малого ресурса, представляют собой помпаж шнека в области восходящих кавитационных разветвлений его характеристики $H(Q, \Delta h)$, возникающий перед срывом подачи.

В связи с малой сжимаемостью жидкости для возбуждения помпажа лопастного насоса при его бескавитационной работе в гидросистеме с небольшими давлениями требуется наличие аккумулятора

массы [1]. При малых величинах кавитационного запаса роль аккумулятора массы в таких гидросистемах могут выполнять объемы кавитационных каверн.

Утверждение, приведенное в монографии [7], что «помпаж – это вид неустойчивости, характерный для пневматических систем, содержащих вентиляторы и компрессоры», опровергается практикой [1] и противоречит понятию помпажа, как продольной гидродинамической неустойчивости, обусловленной характером подвода энергии к перемещаемому потоку жидкости или газа лопастными нагнетателями.

Список источников.

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. М.: Машгиз, 1960, 683 с.
2. Казакевич В.В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах. М.: Машиностроение, 1974, 264 с.
3. Вильнер Я.М., Вопнярский И.П. и др. Лабораторный практикум по гидравлике и гидравлическим машинам (насосам). Минск, Высшая школа, 1967, с. 169-170.
4. Гоцуленко В.Н., Гоцуленко Н.Н. Экспериментальное исследование автоколебаний в системе, включающей лопастной насос с монотонно убывающей напорной характеристикой // Энергомашиностроение, 1978, №5, с. 44-45.
5. Боднер В.А., Гоцуленко В.Н. Экспериментальное исследование разветвления напорной характеристики насоса при впуске воздуха в подводящую магистраль // Изв. вузов. Энергетика, 1984, №1512, Эниформэнерго, Д-84.
6. Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1973, 152 с.
7. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. М.: Машиностроение, 1977, 352 с.
8. Гоцуленко В.В. Об особенностях действия механизмов обратной связи при вибрационном горении // Системные технологии, 2001, №12, с. 94-98.
9. Стриплинг Л.Б., Акоста А.Дж. Кавитация в лопастных насосах //Труды американского общества инженеров – механиков. Сер.Д.Техническая механика. Ч. II. М.: Ил., 1962, №2, с. 29-41.