

УДК 621.674+621.671.001.5

ОСОБЕННОСТИ ГЕНЕРИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ В ГИДРОСИСТЕМАХ, ВКЛЮЧАЮЩИХ ЛОПАСТНОЙ И РОТАЦИОННЫЙ НАСОСЫ

Гоцуленко В.В., ассистент, Гоцуленко В.Н. ст. препод.,
Желтоводский институт предпринимательства "Стратегия"
Днепродзержинский государственный технический университет

Исследованы колебания в замкнутой гидросистеме с лопастным и ротационным насосами.

Fluctuations in the closed hydrosystem with centrifugal pump and rotational pump are investigated.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Автоколебания, обусловленные характером подвода к потоку гидравлической энергии, самовозбуждаются в области восходящей ветви напорной характеристики $H(Q)$, где H - напор, Q - объемный расход. При монотонно убывающей зависимости $H(Q)$ лопастные насосы работают абсолютно устойчиво [1]. Однако, при снижении величины кавитационного запаса Δh , перед срывом подачи также возникают колебания неизвестной природы [2]. Экспериментально установлено [3], что причиной колебаний, наблюдаемых перед срывом подачи, является образование восходящих кавитационных разветвлений напорной характеристики $H(Q, \Delta h)$ с уменьшением значений Δh . Особенности помпажа в области восходящих разветвлений характеристики $H(Q, \Delta h)$ исследованы путем математического моделирования [4]. Поскольку помпаж зависит от реактивных сопротивлений системы и гидравлической характеристики сети $h_c(Q)$ представляет интерес рассмотреть изменение амплитуды и формы колебаний при подключении в систему ротационного насоса, который компенсирует гидравлические потери $h_c(Q)$, обеспечивая при этом постоянство расхода через сеть $Q = \xi = const$. В этой работе полагается бескавитационный режим подачи лопастного насоса.

Постановка задачи. В замкнутой гидросистеме (рис.1) при отсутствии в ней ротационного насоса, движение при

бескавитационном режиме описывается системой нелинейных уравнений [4]:

$$\begin{cases} L_a \frac{dQ}{dt} = H(Q) - P \\ C_a \frac{dP}{dt} = Q - \varphi(P) \end{cases}, \quad (1)$$

где $P = p_b - p_e$, $H(Q)$ - напорная характеристика лопастного насоса аппроксимирована полиномом 3-й степени, а обращение функции $\varphi(P)$ есть зависимость $P = h_c(Q)$ гидравлических потерь в системе приключенной к колебательному контуру с акустическими параметрами L_a и C_a .

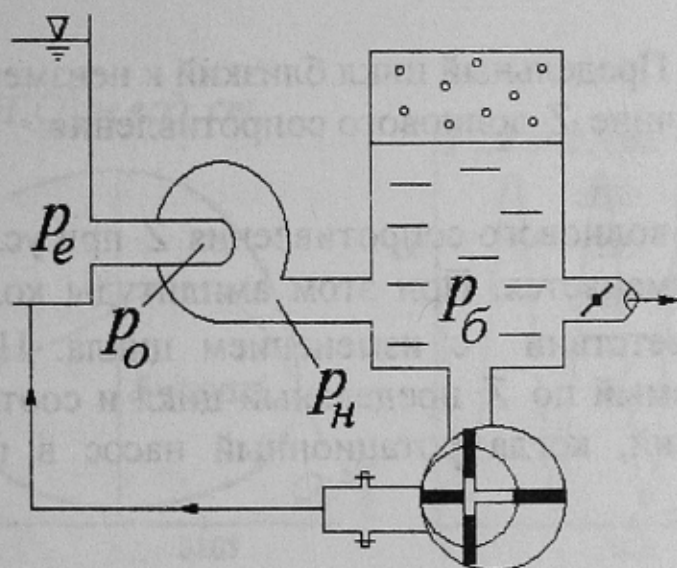


Рисунок 1- Схема замкнутой гидросистемы

Изложение материала и результат. Используя алгоритм [5] построения предельных циклов и периодических решений системы уравнений (1) было установлено, что при уменьшении величины

волнового сопротивления $Z = m \sqrt{\frac{L_a}{C_a}}$, где $m = \frac{1}{\rho g}$ [4] образуется при

определенном значении Z^* неизменный с дальнейшим уменьшением Z предельный цикл. Такой предельный цикл состоит из горизонтальных траекторий и участков седлообразной характеристики $H(Q)$ является неизменным при изменении величины расхода на всей восходящей ветви $H(Q)$. При включении в гидросистему ротационного насоса рассматриваемый неизменный

предельный цикл также остается неизменным. Предельный цикл близкий к неизменному (рис.2) остается практически неизменным при включении в систему ротационного насоса.

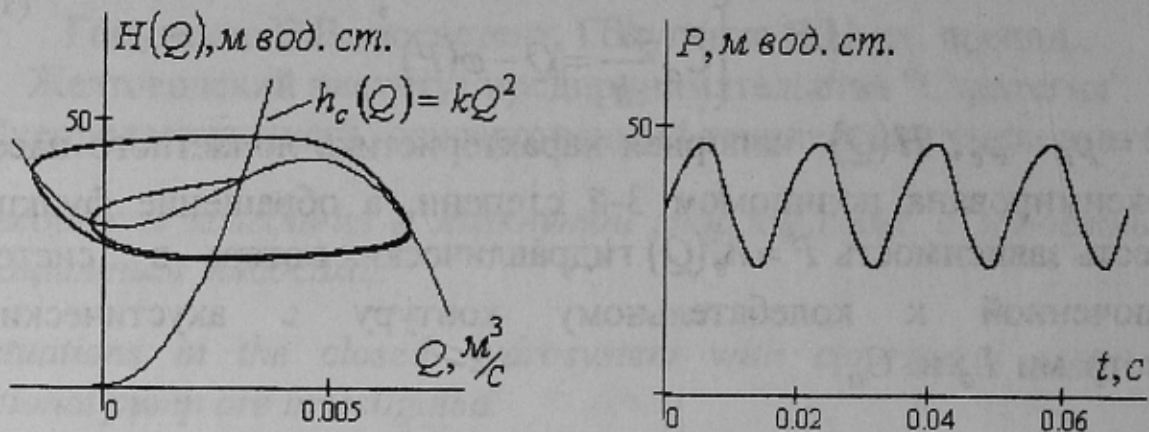


Рисунок 2- Предельный цикл близкий к неизменному по величине Z волнового сопротивления

С увеличением волнового сопротивления Z при условии $Z > Z^*$ предельный цикл изменяется. При этом амплитуды колебаний $P(t)$ изменяются в соответствии с изменением цикла. На рисунке 3 изображены изменяемый по Z предельный цикл и соответствующая ему форма колебаний, когда ротационный насос в гидросистеме отсутствует.

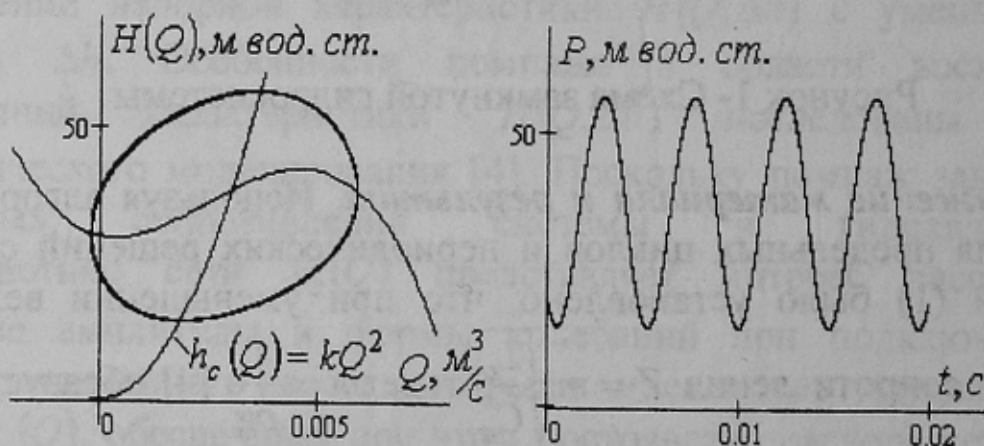


Рисунок 3- Предельный цикл изменяемый в зависимости от варьирования величины волнового сопротивления

При включении в гидросистему (рис.1) ротационного насоса, когда дроссель на выходе из напорной емкости перекрыт, т.е. система

работает в замкнутом режиме, движение в ней описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} L_a \frac{dQ}{dt} = H(Q) - P \\ C_a \frac{dP}{dt} = Q - \xi \end{cases}, \quad (2)$$

где ξ - значение стационарного расхода через ротационный насос.

Неизменный предельный цикл и соответствующая ему форма колебаний в таких условиях остались неизменными. Предельный цикл, изменяемый по Z увеличился по величине и амплитуды колебаний $P(t)$ возросли, что изображено на рисунке 4.

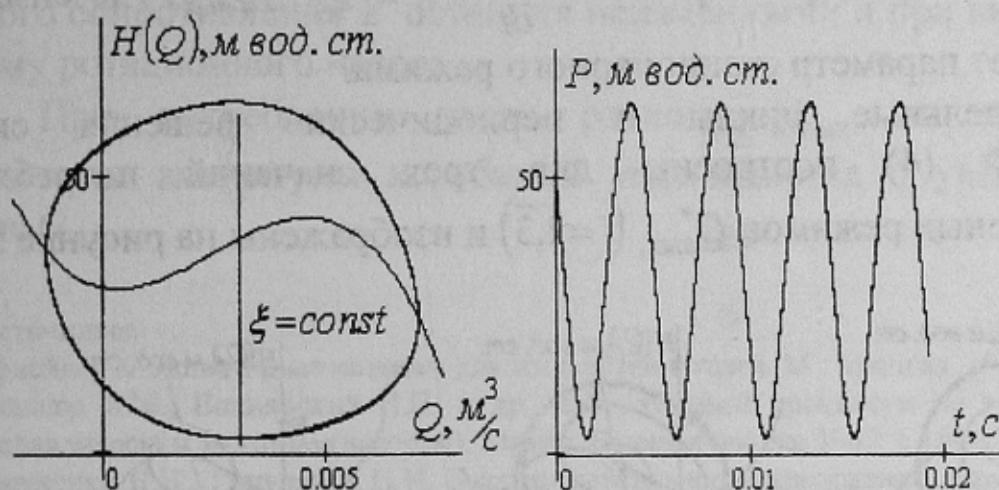


Рисунок 4- Предельный цикл и колебания $P(t)$ при включении в замкнутую гидросистему ротационного насоса

Если из гидросистемы будет отбираться расход $Q_{\text{вых}}$, величина которого регулируется открытием дросселя на патрубке напорной емкости, то амплитуды колебаний будут изменяться в зависимости от значения $Q_{\text{вых}}$.

Движения в колебательном контуре гидросистемы (рис.1) при таком режиме описываются уравнениями:

$$\begin{cases} L_a \frac{dQ}{dt} = H(Q) - P \\ C_a \frac{dP}{dt} = Q - \xi - Q_{\text{вых}} \end{cases}, \quad (3)$$

где $\xi = const$, $Q_{вых} = \psi(P)$.

Введем обозначение $Q_\xi = Q - \xi$, тогда система уравнений (3) запишется так:

$$\begin{cases} L_a \frac{dQ_\xi}{dt} = H_\xi(Q_\xi) - P \\ C_a \frac{dP}{dt} = Q_\xi - \psi(P) \end{cases}, \quad (4)$$

где $H_\xi(Q_\xi) \equiv H(Q)$ - перестроенная напорная характеристика лопастного насоса, обращение функции $\psi(P)$ представляет зависимость $P = k_{вых} \cdot Q_{вых}^2$, т.е. $Q_{вых} = \sqrt{\frac{P}{k_{вых}}}$.

При стационарном режиме $\frac{dQ}{dt} = 0$ и $Q_\xi^* = Q_{вых}^*$, где символ '*' обозначает параметр стационарного режима.

Предельные циклы и периодические решения системы уравнений (4) построены для трех значений потребляемых стационарных режимов $Q_{вых,i}^*$ ($i = \overline{1,3}$) и изображены на рисунке 5.

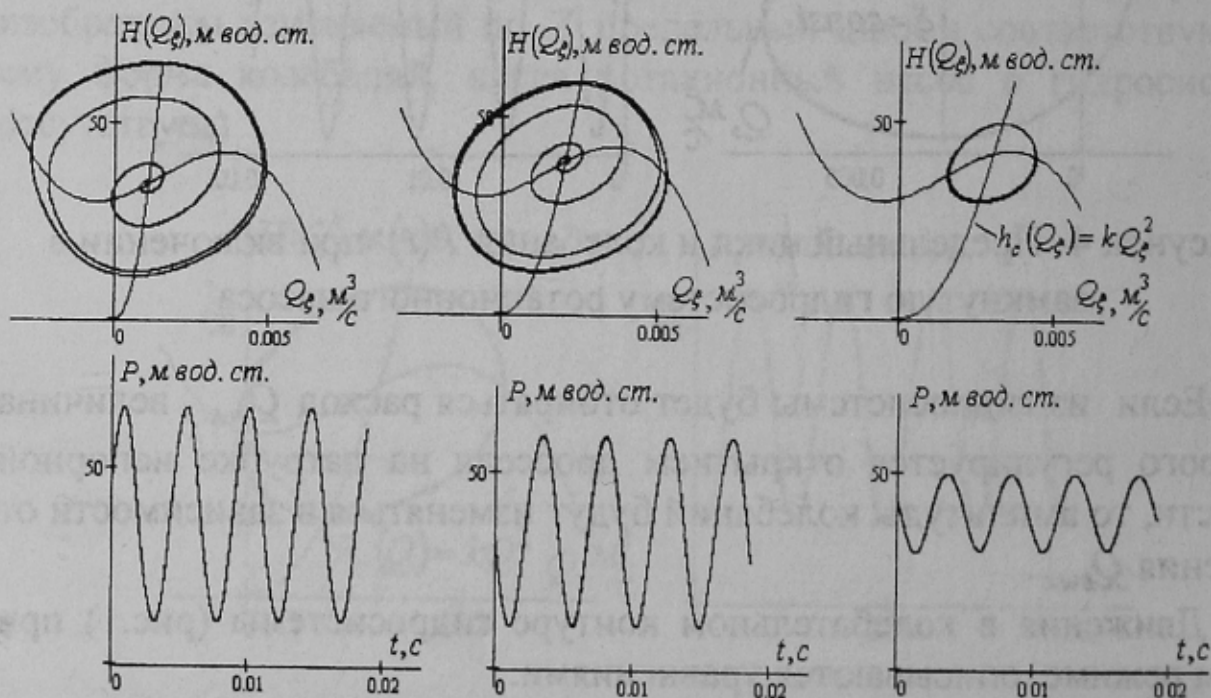


Рисунок 5 – Предельные циклы и соответствующие им формы колебаний, которые самовозбуждаются при стационарных расходах $Q_{вых,i}^*$ выходящих из системы к потребителю

На рисунке 5 иллюстрирован характер уменьшения амплитуды колебаний с увеличением потребляемого расхода $Q_{\text{вых}}$ при величине расхода $\xi = 0,001 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ ротационного насоса. В случае, когда расход не потребляется, т.е. $Q_{\text{вых}} = 0$, амплитуды колебаний являются наибольшими, что изображено на рисунке 4.

Выводы

1. Амплитуды колебаний помпажа, возбуждаемые в замкнутой гидросистеме, можно увеличить подключив к аккумулятору массы напорной магистрали ротационный насос постоянного расхода.

2. Амплитуды релаксационных колебаний неизменного предельного цикла как по величине расхода, так и по величине волнового сопротивления Z остаются неизменными и при включении в систему ротационного насоса.

3. При потреблении части расхода $Q_{\text{вых}}$ из замкнутой гидросистемы амплитуды колебаний уменьшаются с увеличением величин $Q_{\text{вых}}$.

Список источников

1. Пфлейдер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. М.: Машгиз, 1960, 683с.
2. Вильнер Я.М., Вопнярский И.П. и др. Лабораторный практикум по гидравлике и гидравлическим машинам(насосам). Минск, Высшая школа, 1967, с.169-170.
3. Гоцуленко В.Н., Гоцуленко Н.Н. Экспериментальное исследование автоколебаний в системе, включающей лопатный насос с монотонно убывающей напорной характеристикой //Энергомашиностроение, 1978, N5, с. 44-45.
4. Гоцуленко В.В., Гоцуленко В.Н. Особенность помпажа центробежного насоса // Труды международной научно-технической конференции "Горная Энергомеханика и автоматика", Донецк, 2003, т.2, с.60-67.
5. Гоцуленко В.В. Построение периодических решений феномена трубы Рийке //Сборник тезисов 1-й Международной студенческой конференции "Прикладная математика и информатика", ЛНУ, Львов, 2003, с. 87-88.