

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШНЕКОВОГО ПРЕДНАСОСА, РАБОТАЮЩЕГО В УСЛОВИЯХ СКРЫТОЙ КАВИТАЦИИ

Шахматов Е.В., Прокофьев А.Б., Крючков А.Н.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

В работе [1] представлены некоторые результаты экспериментального исследования пульсационного состояния топливных систем на входе в шнекоцентробежные ступени насосов типа НД, свидетельствующие об отсутствии интенсивных высокочастотных составляющих спектра (с частотой выше 200 Гц). В то же время на выходе шнекоцентробежной ступени указанных агрегатов спектр пульсаций характеризуется наличием интенсивных высокочастотных составляющих. На подавляющем большинстве режимов работы двигателя наибольшая амплитуда среди прочих составляющих соответствует "зубцовой" частоте шестеренного насоса. Указанная составляющая при увеличении режима двигателя изменяется в диапазоне 960...1400 Гц, т.е. на порядок выше составляющих спектра пульсаций на входе в шнековый преднасос.

Данное обстоятельство позволило высказать гипотезу об одностороннем нагружении шнекового насоса пульсациями давления со стороны его выхода. Такой характер нагружения обусловлен тем, что шнековый преднасос агрегата обладает свойствами низкочастотного фильтра, т.е. не пропускает колебания высоких частот, что, в частности объясняется наличием газовой фазы в жидкости, т.е. кавитационными явлениями.

Для анализа влияния интенсивности кавитационных явлений, режимов работы насоса, параметров рабочей жидкости на уровень виброакустических нагрузок, действующих на упорный графитовый подшипник центробежной ступени, необходима разработка математической модели, описывающей динамические свойства шнекового преднасоса при распространении с его выхода на вход вынужденных высокочастотных пульсаций давления в условиях наличия скрытых кавитационных процессов.

Сложность описания кавитационных процессов в насосах приводит к тому, что формирование расчетных соотношений требует предварительной идеализации, а полученная на основе принятой идеализации модель имеет качественный характер.

Присутствие растворенного воздуха или иных газов в жидкости приводит к существенному уменьшению ее модуля упругости. Полость с кавитирующей жидкостью характеризуется значительным увеличением ее емкостных свойств. В то же время, в кавитирующей жидкости в

полости шнекового преднасоса имеют место активные потери, связанные с потерями на удар (они обусловлены натеканием жидкости на лопасти шнека), вихревыми движениями в зоне обратных токов, диссипацией и дисперсией волн на пузырьках и прочих неоднородностях.

В связи с вышесказанным динамическую модель шнекового преднасоса для случая распространения вынужденных пульсаций давления с выхода на его вход предлагается представить в виде последовательного соединения емкостных и активного сопротивлений (см. рис. 1). Емкостные свойства определяются повышенной податливостью кавитационных камер; активные потери - упомянутыми выше факторами.

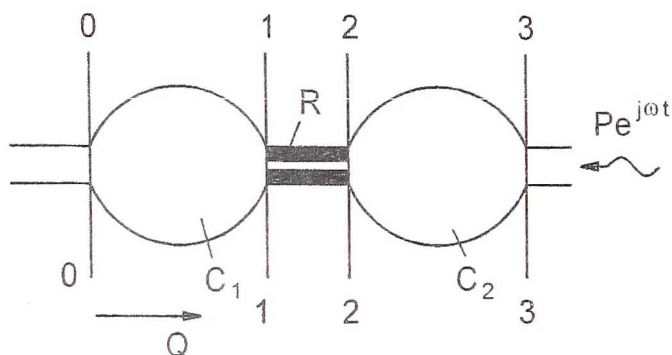


Рис. 1. Динамическая модель шнекового преднасоса

В модели выделено два элемента с емкостными свойствами – два упругих объема. Первый из этих объемов образован объединением всех газовых включений во входной магистрали и помещен в зоне входных кромок шнека. Второй расположен между шнеком и центробежным колесом и образован объединением газовых включений в проточных каналах шнека с газом, скопившимся за шнеком в результате сепарации (такие скопления газа обнаружены визуально в экспериментальных исследованиях [2] через прозрачную вставку в корпусе насоса).

Кроме этого при формировании идеализированной модели принимаются следующие допущения:

- рассматриваются режимы работы шнекового преднасоса с обратными токами;
- процесс сжатия упругих объемов считается политропическим;
- рассматривается одномерная задача;
- вынужденные пульсации давления, генерируемые лопастями шнека, не учитываются;

- существует возможность нарушения уравнения неразрывности движения жидкости.

С учетом принятых допущений можно записать:

$$Z_{C_i} = \frac{1}{j\omega C_i}, \quad i = 1, 2;$$

$$C_i = \frac{V_{ш}}{E_{смi}};$$

$$R = R_1 + R_2 + R_3,$$

- где Z_{C_1} - емкостное сопротивление первого упругого объема;
 Z_{C_2} - емкостное сопротивление второго упругого объема;
 C_i - акустическая емкость первого упругого объема с учетом податливости кавитационных камер;
 C_2 - акустическая емкость второго упругого объема;
 $V_{ш}$ - объем полости шнека;
 R - активное сопротивление полости шнека;
 R_1 - активные потери на удар о лопасти шнека;
 R_2 - активные потери, обусловленные вихревым движением;
 R_3 - активные потери, связанные с диссипацией и дисперсией;
 $E_{см}$ - модуль упругости газожидкостной смеси, который при адиабатических процессах находится по известной формуле для двухфазной среды [3]:

$$E_{см} = E_{жс} \frac{1 - \frac{P - P_0}{E_{ожс} + \frac{1}{2} Ap} + \frac{V_{ог}}{V_{ожс}} \left(\frac{P_0}{P}\right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \frac{P - P_0}{E_{ожс} + \frac{1}{2} Ap} + \frac{V_{ог}}{V_{ожс}} \left(\frac{P_0}{P}\right)^{\frac{1}{n}} \frac{E_{жс}}{nP}},$$

- где $E_{жс} = 1,21 \cdot 10^9$ Па - модуль упругости керосина;
 $V_{ог}$ - объем газовой фазы при нормальных атмосферных условиях;
 $\frac{1}{2} Ap = E_{жс} - E_{ожс}$; $E_{жс}$ - среднее значение модуля упругости в интервале от P_0 до P ;
 n - показатель политропы; ($n = 1, 2 \dots 1, 4$ - для высокочастотных процессов).

Для определения объема газовой фазы в проточных каналах на режимах с интенсивными обратными токами ($q < 0.4$) можно воспользоваться результатами работы [4]:

$$V_{\kappa} = \frac{V_{\text{ш}}}{7.5q^2} \ln \frac{1 + 0.167 \frac{q}{k^*}}{1 + 0.167 \frac{q}{k_{o.}^*(q)}}$$

где k^* - число кавитации:

$$k^* = \frac{2(p_1 - p_{1cp})}{\rho w_1^2};$$

$k_{o.}^*$ - число кавитации, соответствующее зарождению кавитации. Число кавитации $k_{o.}^*$ зависит от режима работы насоса $k_{o.}^* = k_{o.}^*(q)$ [4];

p_1 - давление на входе в шнек;

p_{1cp} - входное давление, соответствующее кавитационному срыву насоса по второму критическому режиму;

ρ - плотность рабочей среды;

w_1 - относительная скорость жидкости при входе в межлопаточные каналы шнека.

Объем газовых включений во входной магистрали насоса (в зоне входных кромок шнека) на режимах с интенсивными обратными токами $V_{\text{н.ш}}$ может быть определен по соотношению:

$$V_{\text{н.ш}} = V_{\Sigma} - V_{\kappa}$$

где V_{Σ} - суммарный объем газовой фазы, выделившийся в результате кавитационных явлений:

$$V_{\kappa} = V_{\text{ш}} \left[\frac{1}{7.5q^2} \ln \frac{1 + 0.167 \frac{q}{k^*}}{1 + 0.167 \frac{q}{k_{o.n.ш}^*}} + \tilde{V}_{\kappa.ш} \right]$$

В последнем соотношении $k_{o.n.ш}^*$ - число кавитации, при котором исчезают (или появляются) кавитационные каверны перед шнеком.

Число кавитации $k_{o.n.ш}^*$ зависит от параметра q и в первом приближении может быть определено по зависимости статического давления перед лопастями шнека от режима работы насоса [5];

$\tilde{V}_{\kappa.ш}$ - относительный объем кавитационных каверн в межлопаточных каналах шнека при числе кавитации $k^* = k_{o.n.ш}^*$. Этот объем может быть определен по соотношению:

$$\tilde{V}_{\kappa.u} = \frac{I}{7.5 a q_{\kappa p}^2} \ln \left(1 + 0.167 \frac{a q_{\kappa p}}{k_{\sigma.n.u.}^*} \right);$$

a – эмпирический коэффициент [4];

$q_{\kappa p}$ – граничное значение параметра режима, ниже которого реализуется течение с обратными токами во входном трубопроводе [6].

Анализ работ, посвященных исследованию потерь энергии в осевых шнековых преднасосах на режимах с обратными токами, позволяет сделать вывод о том, что указанная задача еще весьма далека от ее разрешения. В настоящее время существуют либо полуэмпирические, либо качественные соотношения, учитывающие влияние различных параметров и характеристик насоса на уровень активных потерь энергии. В работе [5] для определения суммарных потерь активного потока, состоящих из потерь на поворот обратных токов и потерь на удар при входе активного потока на лопатки шнека под некоторыми углами атаки, при интенсивных обратных токах, предложено следующее соотношение:

$$\Delta P = \frac{\rho u_n^2}{2} \left[\frac{57.2 - 73 q}{0.32 + q} \cdot 10^{-3} - \text{tg}^2 \beta_{л.н.} (1 - q^2) - \frac{2(1 - \varphi)}{\bar{r}_a^2 - \bar{r}_{\sigma m}^2} \int_{\bar{r}_n}^{\bar{r}_a} \bar{c}_u^2 \bar{r} d\bar{r} - \frac{4}{\bar{r}_a^2 - \bar{r}_{\sigma m}^2} \int_{\bar{r}_n}^{\bar{r}_a} \left[\int_{\bar{r}_n}^{\bar{r}_a} \frac{\bar{c}_u^2}{\bar{r}} d\bar{r} \right] \bar{r} d\bar{r} \right].$$

В последнем выражении обозначено:

u_n – окружная скорость лопастей шнека на периферии;

$\beta_{л.н.}$ – угол установки лопастей шнека на периферии;

φ – коэффициент потерь на удар. Можно принять [7] $\varphi \approx 0.6$;

$\bar{r} = \frac{r}{R_n}$ – относительный радиус;

\bar{r}_a – относительный радиус активного потока;

$\bar{r}_{\sigma m}$ – относительный втулочный радиус;

\bar{r}_n – относительный радиус, при котором окружная составляющая абсолютной скорости потока $c_u = 0$.

Высокая сложность процессов, имеющих место при диссипации и дисперсии волн на пузырьках и прочих неоднородностях в потоке, в настоящее время не позволяет разработать инженерную методику их расчета. С учетом допущения о качественном характере рассматриваемой модели можно принять $R_3 = 0$. Однако, в дальнейшем, очевидно, одним из направлений совершенствования модели будет анализ диссипа-

ционных и дисперсионных явлений на пузырьках газовой фазы (на кавитационных кавернах).

С учетом всего вышесказанного, используя импедансный метод и линеаризуя активное сопротивление полости шнека, можно записать:

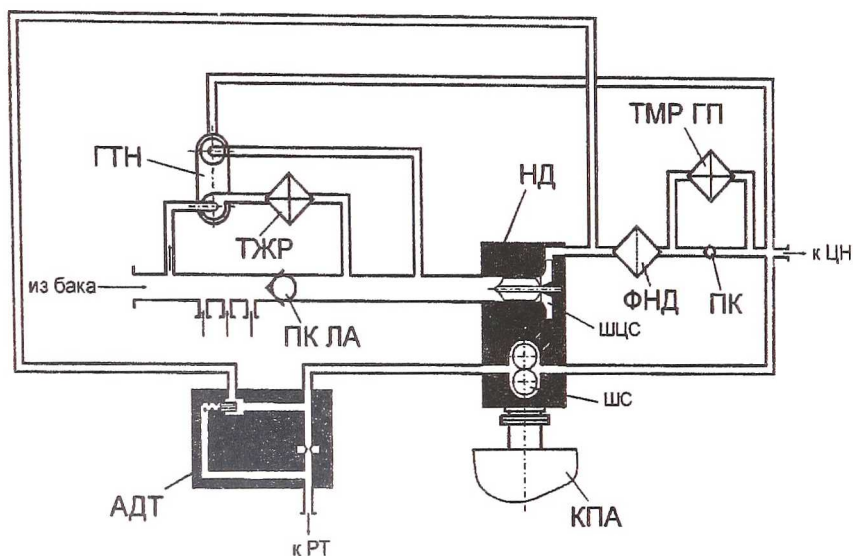


Рис. 2. Структурная схема участка топливной системы НК

ГТН - гидротурбонасос; ТЖР - топливно-жидкостный радиатор; ПК ЛА - подпорный клапан летательного аппарата; НД - насос двойной; ШЦС - шнеко-центробежная ступень насоса; ШС - шестеренная ступень насоса; ФНД - фильтр низкого давления; ПК - подпорный клапан; ТМР ГП - топливно-масляный радиатор гидропривода; ЦН - центробежный насос; КПА - коробка приводов агрегатов; РТ - регулятор топлива; ДИ - дозирующая игла; АДТ - агрегат дозировки топлива.

$$R = \frac{2\Delta P}{Q},$$

где Q - расход рабочей жидкости на режиме, для которого проводилась линеаризация.

Используя импедансный метод, выражение для отношения пульсаций давления в сечениях 3-3 и 0-0 рассматриваемой системы (рис. 1) можно записать в виде:

$$\frac{P_3}{P_0}(\omega) = \left| 1 + R \left(j\omega C_1 + \frac{1}{Z_0} \right) \right|, \quad (1)$$

где Z_0 – импеданс в сечении 0-0.

В выражение (1) в явном виде не входят характеристики емкости C_2 . Однако величина этой емкости определяет абсолютные значения амплитуд пульсаций давления в различных сечениях системы. Поэтому учет величины емкости C_2 является необходимым условием расчета пульсаций давления и скорости в системе с моделируемым насосом. Кроме того величина емкости C_2 определяет характер динамических процессов в рабочем колесе центробежной ступени. Анализ этих процессов выходит за границы исследуемого вопроса и в настоящей работе не рассматривается.

С использованием предложенной модели оценим степень затухания высокочастотных вынужденных пульсаций давления, распространяющихся с выхода шнекового насоса на его вход. В качестве входного участка рассматриваемой системы возьмем трубопровод с акустически закрытым концом. В реальной системе топливопитания ТРДДФ этому случаю соответствует подпорный клапан (рис.2). Тогда выражение для импеданса системы в сечении 0-0 имеет вид:

$$Z_0 = Z_e \operatorname{cth} \gamma l \quad (2),$$

где Z_e – волновое сопротивление входного трубопровода;

γ – постоянная распространения волнового процесса;

l – длина входного трубопровода.

Выражение (1) с учетом (2) можно переписать в виде:

$$\frac{P_3}{P_0}(\omega) = \left| 1 + R \left(j\omega C_1 + \frac{1}{Z_e} \operatorname{th} \gamma l \right) \right|.$$

В качестве примера рассмотрим шнековую ступень двойного насосного агрегата, геометрические параметры и статические характеристики которой представлены в работе [1]. Отличительной особенностью работы этой ступени является то, что частота вращения ротора достаточно высока на всех режимах работы двигателя (изменяется от 5130 об/мин на малом газе до 7280 об/мин на форсажном режиме). Следует также отметить, что при столь незначительном изменении частоты вращения ротора (в 1.42 раза) с увеличением режима расход рабочего тела через ступень возрастает с 1260 кг/ч на МГ до 50000 кг/ч на форсаже, т.е. более чем в 30 раз. Шнековый преднасос ступени обеспечивает беспрывную работу на форсажном режиме. Однако этот шнек в области пониженных расходов работает при сверхнизких значениях параметра

режима ($q=0.03$ на МГ). Это приводит к возникновению зоны обратных токов, интенсивных кавитационных процессов, которые, тем не менее, не влияют на статические характеристики насоса (так называемые “скрытые” кавитационные процессы). В то же время, как показывают расчеты, они в корне меняют динамические свойства ступени. На рис. 3 приведена расчетная зависимость, полученная на базе описанной выше модели, показывающая высокую степень затухания вынужденных колебаний давления, генерируемых центробежной и шестеренной ступенями насосного агрегата, при их распространении через шнековый преднасос. Из графика рис. 3 видно, что затухание колебаний уменьшается с увеличением частоты вращения ротора агрегата. Это объясняется тем, что повышение частоты вращения ротора сопровождается увеличением параметра режима и снижением интенсивности скрытых кавитационных явлений. В то же время, даже на номинальном и максимальном режимах работы двигателя, отношение пульсаций давления на выходе и на входе шнека более 10. Т.е. даже на этих режимах шнековый насос работает в условиях скрытой кавитации. Это подтверждается расчетами параметра режима ($q \approx 0.17$).

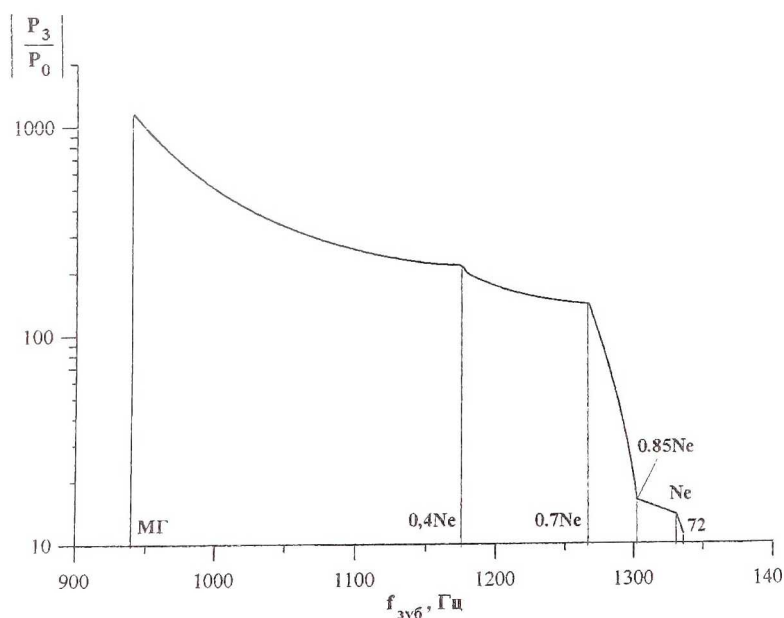


Рис. 3. Затухание вынужденных пульсаций давления на шнековом преднасосе агрегата НД

Проведенные расчеты качественно согласуются с экспериментальными данными. Однако допущения, сделанные при разработке модели, в настоящее время не позволяют говорить о создании инженерных методик расчета динамических процессов в шнековом преднасосе. Ведутся работы по совершенствованию модели. Тем не менее общие подходы, использованные при разработке модели, и качественное согласование полученных результатов с экспериментом, позволяют использовать модель при анализе эффективности мероприятий, направленных на повышение надежности топливного агрегата.

Список литературы

1. Ивашин А.Ю., Крючков А.Н., Прокофьев А.Б. Влияние скрытых кавитационных процессов на колебания элементов топливного насоса авиационного ГТД // Вестник СГАУ. Серия: Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Выпуск 3, часть 2. – Самара, СГАУ, 1999 г. – С. 148-153.
2. Водяницкий В.П. Возникновение автоколебаний в гидросистеме при подаче свободного газа на входе в насос // Кавитационные автоколебания в насосных системах, ч.1. – Киев: Наукова думка, 1976. – С.86-95.
3. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
4. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.
5. Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1973. – 152 с.
6. Григорьев Ю.Е., Пилипенко В.В. Экспериментально-расчетное определение упругости кавитационных каверн в шнеко-центробежных насосах на режимах с обратными течениями // Динамика насосных систем. - Киев: Наукова думка, 1980, с.37-46.
7. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. М.: Машгиз, 1960.