

# ВЛИЯНИЕ СКРЫТЫХ КАВИТАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ НА КОЛЕБАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТОПЛИВНОГО НАСОСА АВИАЦИОННОГО ГТД

Ивашин А.Ю., Крючков А.Н., Прокофьев А.Б.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

В ходе эксплуатации авиационных ГТД, оснащенных топливными насосами типа НД-25 и НД-32, установлено наличие существенных дефектов в топливном агрегате. В процессе разборки и дефектации показано, что аварийное состояние агрегата обусловлено разрушением упорного графитового подшипника центробежной ступени насоса.

Рассматриваемый агрегат НД представляет собой двойной насос и предназначен для подачи топлива в основную камеру сгорания двигателя. Насос состоит из шестеренной и центробежной ступеней, расположенных на одной оси и соединенных между собой посредством шлицевого соединения и упругой муфты. Привод насоса осуществляется от вала ВД двигателя через редуктор. На валу центробежной ступени размещен также шнековый подкачивающий насос. Опорой вала центробежной ступени служит графитовый подшипник.

Предварительный анализ показал, что наиболее вероятными причинами, вызывающими разрушение упорного графитового подшипника центробежной ступени, являются динамические процессы в агрегате и связанных с ним трубопроводах, протекающие в ходе работы насоса. Наличие динамических процессов обусловлено присутствием в системе нескольких источников вынужденных колебаний жидкости. Основным по мощности источником вынужденных колебаний рабочей среды является шестеренная ступень насосного агрегата. При ее работе возбуждаются интенсивные колебания с частотой, соответствующей зубцовой частоте шестеренного насоса. Одной из особенностей конструкции агрегата НД является организация слива излишков топлива из-за шестеренной ступени через АДТ на выход центробежной ступени. Таким образом, высокоамплитудные колебания давления зубцовой частоты проникают на выход центробежной ступени.

Были проведены исследования пульсационного состояния топливных систем изделий "Е" и "Р".

Разница, в спектрах колебаний давлений на выходе из ЦН и входе в ШН позволила высказать предположение о том, что шнекоцентробежная ступень насоса (ШЦН) обладает свойством низкочастотного фильтра, т. е. не пропускает колебания высоких (более 120 Гц) частот. Причем вследствие малой акустической индуктивности столба жидкости в каналах ШЦН данное свойство объясняется по-видимому наличием газовой фазы, т. е. кавитационными явлениями. Проанализируем возможность данной гипотезы.

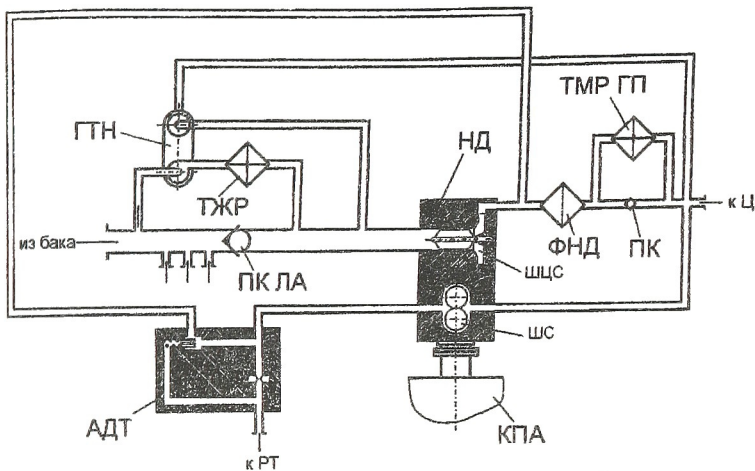


Рисунок 1 - Структурная схема участка топливной системы НК.

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 дозирования топлива.

Из литературных источников [2, 3, 4] известно, что высокооборотные шнекоцентробежные насосы (для которых окружная скорость лопастей  $u$  намного превосходит осевую составляющую скорости потока рабочей среды  $c_m$ :  $u \gg c_m$ ) даже на режимах, близких к оптимальному, работают в условиях скрытой кавитации. Такая кавитация, несмотря на существование в проточной части кавитационных каверн, не оказывает заметного влияния на статические выходные параметры насоса (напор, мощность, КПД), но приводит к изменению динамических характеристик системы, понижению собственных частот колебаний жидкости в питающем трубопроводе и, наконец, при определенных условиях вызывает самовозбуждение колебаний давления и расхода в системе. Степень развития кавитации при обтекании тела потоком жидкости описывается основным кавитационным параметром - числом кавитации  $k$ , определяемым из

$$k = \frac{P_0 - P_1}{\frac{1}{2} \rho v_0^2} = \left( \frac{v_1}{v_0} \right)^2 - 1$$

где  $P_0, P_1$  - давления невозмущенного потока и в сечении с минимальным статическим давлением;  $V_0, V_1$  - скорость потока в аналогичных сечениях;  $\rho$  - плотность.

При снижении давления  $P_1$  до давления насыщенных паров жидкости  $P_n$  при данной температуре на поверхности тела начнется кавитация. Данному режиму соответствует число кавитации:

$$k_0^* = \frac{P_0 - P_n}{\frac{1}{2} \rho v_0^2}$$

Число кавитации используется для количественной оценки степени ее развития и дает достаточно полное представление об интегральных характеристиках потока при различных стадиях кавитации.

Для высокооборотных ШЦН число кавитации  $k$  рассчитывается по окружной скорости ротора  $u$ , т. к. для таких насосов, как уже отмечалось,  $u^2 \gg c_m^2$ , а относительная скорость потока  $w$  (определяемая из треугольника скоростей по соотношению  $w^2 = c_m^2 + u^2$ ) приблизительно равна  $u$ , поэтому для ШЦН:

$$k = k_u = \frac{P_{ax} - P_n}{\frac{1}{2} \rho u^2}$$

Визуальные исследования кавитации показали, что шнековая ступень развивает расчетный напор при начавшейся кавитации [1, 3]. Было выделено 4 стадии развития кавитации в шнеке при снижении входного давления (при постоянных расходе  $Q$  и частоте вращения  $n$ ):

1. Зарождение кавитации- каверны появляются на периферии входных кромок лопастей.
2. Блуждающая по входной кромке кавитация, распространяющаяся по отдельным лопастям.
3. Неустановившаяся кавитация с периодическим волновым движением потока с пульсирующими кавернами на всех лопастях.
4. Кавитационный срыв.

При работе ШЦН на пониженных расходах (а иногда и на расчетном режиме) возникают обратные токи на входе в насос. Обратные токи, обладая значительной окружной составляющей скорости, распространяются по входному трубопроводу навстречу основному потоку, закручивают его в сторону вращения колеса.

Другой (помимо числа кавитации) важной характеристикой режима работы насоса, количественно определяющей степень развитости кавитационных процессов, является коэффициент режима  $q$ , определяемый по отношению текущего расхода  $Q$  к расходу  $Q_0$ , при котором поток входит на лопасти насоса с нулевым углом атаки ( $\alpha = 0$ ):

$q = \frac{Q}{Q_0}$ . Расчетная формула для  $q$  имеет вид:

$$q = \frac{4}{\pi z (D_n^2 - D_{em}^2)} \frac{Q}{n} \approx 1 - \frac{\alpha}{\beta_n}$$

где  $n$ - частота вращения ротора насоса,  $D_n$ - наружный диаметр шнека,  $D_{em}$ - диаметр втулки,  $D_{cp}$ - средний диаметр лопасти,  $z$ - число лопастей,  $S$ - шаг винта,  $\beta_n$ - угол установки лопасти,  $F_m$ - проходная межлопастная площадь шнека,  $V_n$ - объем межлопастных полостей шнека.

В работе [6] приводится эмпирическая формула для определения граничного значения параметра режима  $q_{om}$ , ниже которого реализуется течение с обратными токами во входном трубопроводе:

$$q_{om} = \frac{240 \sqrt{1 - \bar{d}_{em}}}{\pi^2 \text{tg} \beta_n (9,36 - 26,1 \text{tg} \beta_n + 43,6 \text{tg}^2 \beta_n)^3} \quad (1)$$

где  $\bar{d}_{em} = D_{em} / D_n$ .

Формула (1) достаточно хорошо согласуется с экспериментальными данными, свидетельствующими о возникновении обратных токов при  $q \approx 0,5$  и менее. Расчеты по формуле (1) для ШЦН агрегата НД- 25 приводят к следующему значению  $q_{om} = 0,44$ .

Для оценки способности ШЦН фильтровать колебания высоких частот примем его динамическую модель в виде акустической емкости. Такое упрощение динамических свойств ШЦН представляется правомочным в виду наличия газо-воздушной фазы и, в следствие этого, существенным увеличением податливости двухфазного потока в лопастях шнека, а значит и величины акустической емкости.

Приведем приближенный расчет величины данной емкости для различных режимов работы насоса. В расчетах применим аппроксимацию зависимости объема каверн  $V_k$  от входного давления  $P_1$  и параметра  $q$ :  $V_k(P_1, q)$ , заимствованную из работы [1] для двух экспериментальных насосов, причем геометрические параметры ШЦН агрегата НД- 25 "лежат" почти в середине диапазона параметров данных насосов.

Расчеты податливости полости шнека и ее акустической емкости производится для штатных режимов работы насоса по следующему алгоритму:

1) Рассчитывается параметр режима  $q$ , для чего определяются составляющие скорости  $c$  и  $u$  по расходу и частоте вращения для ротора данного режима, для среднего диаметра шнека, после чего находится

$$\text{ся угол атаки и параметр } q \text{ по формуле } q \approx 1 - \frac{\alpha}{\beta_n}.$$

- 2) Определяется число кавитации по заданному давлению на входе  $P_{ax}$  и давлению насыщенных паров  $P_n$ , принятому равным 0,01 Мпа.
- 3) По аппроксимационным зависимостям  $V_k = f(P_{ax}, q)$  и  $V_k = f(q, k)$  определяем суммарный объем газовых каверн.
- 4) Находим модуль упругости газожидкостной смеси по известной формуле для двухфазной среды [5] при адиабатических процессах:

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

где  $E_{жс} = 1,21 \cdot 10^9$  Па - модуль упругости керосина;

$V_{ос}$  - 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; ( $n = 1,2...1,4$  - для высокочастотных процессов).

- 5) Определяем величину акустической емкости смеси в полостях насоса по формуле  $c_{см} = V / E_{см}$ , считая стенки абсолютно жесткими, а также относительное увеличение акустической емкости смеси относительно емкости однофазной жидкости:  $\bar{c} = c_{см} / c_{жс}$ , где  $c_{жс} = V / E_{жс} = 2,07 \cdot 10^{-13}$ .

Из результатов расчета видно, что для всех режимов работы агрегата НД- 25 акустическая емкость двухфазной среды в насосе возрастает при различных входных давлениях в 1000...2000 раз. Это приводит к тому, что для колебаний давления, имеющих место в напорном трубопроводе, ШЦН представляет собой акустически открытый конец. Оценим граничную минимальную частоту, для которой справедливо это утверждение. Известно, что для трубы с волновым сопротивлением  $Z_0$  присоединенная емкость объемом  $V$  будет представлять собой акустически открытый конец если импеданс емкости  $Z_c$ , как минимум, в 5 раз меньше  $Z_0$ , т. е. это условие можно записать в виде

$$Z_c \leq 0,2 Z_0 \quad (2)$$

Для напорной трубы ШЦН имеющий внутренний диаметр 54 мм и

учитывая что  $Z_{шцн} = Z_c = \frac{V_m}{E_{см}}$  для различных режимов работы агрегата НД- 25 условие (2) будет справедливым для частот колебаний  $f \geq 3...9 Гц$ .

Таким образом, из вышеизложенного можно сделать вывод о том, что согласно теоретическим расчетам шнекоцентробежная ступень агрегата НД- 25 работает в условиях скрытой кавитации. При этом возможны следующие механизмы возбуждения колебаний осевой силы, действующей на ступень:

а) вследствие "непропускания" колебаний давления через шнековый преднасос (из-за повышенной податливости кавитационных камер), ШЦН подвержен одностороннему воздействию пульсаций давления со стороны его выхода;

б) возникновение кавитационных автоколебаний, сопровождающихся существенным динамическим перепадом давлений на шнеке.

Для подтверждения "кавитационного" происхождения дефекта упорного подшипника агрегата НД- 25 необходимы экспериментальные исследования с элементами визуального контроля течения рабочей среды в шнековом преднасосе и на его выходе. С этой целью, требуется установка прозрачной проставки на входе в агрегат НД- 25. Из всевозможных методов визуализации потока жидкости в Институте акустики машин при СГАУ наиболее развит метод "лазерного ножа", при котором лазером просвечивается тонкий плоский слой жидкости. С помощью указанных исследований возможно экспериментально подтвердить или опровергнуть версию о наличии скрытых кавитационных процессов в ШЦН агрегата НД- 25.

#### Список литературы

1. Пилипенко В. В., Задонцев В. А., Натанзон М. С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. - М.: Машиностроение, 1977, 352 с.
2. Колесников К. С., Кинелев В. Г. Динамика топливной магистрали с учетом кавитационных явлений в шнеко- центробежном насосе. - "Известия вузов. Сер. Авиационная техника", 1974, № 1, с. 82- 86.
3. Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. - М.: Машиностроение, 1973, 152 с.
4. Григорьев Ю.Е., Пилипенко В.В. Экспериментально-расчетное определение упругости кавитационных камер в шнеко-центробежных насосах на режимах с обратными течениями. // Динамика насосных систем. - Киев: Наукова думка, 1980, с.37-46.
5. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. - М.: Машиностроение, 1972, 376 с.