

3. Фурсенко А.К. О влиянии высокочастотных колебаний в рабочем процессе на акустическую активность аксиально-поршневых гидромашин // Вестник машиностроения. 1992. № 1. С. 22-24.

4. Селивановский Ю.М., Чуешко К.Е., Поповский С.Ш. Виброакустические характеристики шестеренных насосов основного типа и их использование для анализа рабочего процесса // Судовое энергомашиностроение. Сб. тр. Николаев. кораблестр. ин-т. Николаев, 1973. Вып. 77. С. 17-20.

5. Сидоренко М.К. Виброметрия газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1973. 224 с.

6. Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В., Шорин В.П. Системы автоматического регулирования авиационных ГТД / Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1990. 122 с.

7. Гимадиев А.Г., Шабуров И.В., Шахматов Е.В. Анализ динамических характеристик шестеренных насосов и определение путей снижения их пульсационной производительности. Деп. в ВНИИТЭМР, № 287-МШ89.

8. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 156 с.

УДК 532.528.620

М.М. Глазков, С.В. Пилипенко, А.Н. Швецов

#### СПЕКТРАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КАВИТАЦИОННЫХ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ В ШЕСТЕРЕННЫХ ТОПЛИВНЫХ НАСОСАХ

На основе анализа рабочего цикла шестеренного насоса 934 выявлен механизм возникновения кавитационных пульсаций давления во всасывающей магистрали. Предложенная статистическая модель позволяет рассматривать процесс генерирования кавитационных импульсов как стационарный, эргодический, однородный. На полнатурном стенде получены экспериментальные данные о размахе, частоте и спектре колебаний давления во всасывающей и нагнетающей магистралях насоса. Установлена корреляционная зависимость между интенсивностью пульсаций давления и кавитационно-эрозионными разрушениями корпусов данного типа насосов. Разработанная методика анализа

---

Динамические процессы в установках ЛА. Самара, 1994

---

кавитационных процессов позволяет прогнозировать интенсивность кавитационных пульсаций и эрозионных повреждений и объемных топливных насосах.

В процессе эксплуатации и ремонта топливной системы авиационного двигателя Д-36 были выявлены случаи кавитационно-эрозионного разрушения корпусов шестеренных насосов типа 934 (подача - 84 л/мин, давление - 11,5 МПа). Аналогичные явления в лопастных и шнекоцентробежных насосах исследованы достаточно глубоко [1, 2]. Развитие кавитационных процессов в плунжерных гидравлических насосах происходит в соответствии с механизмом, представленным в работе [3].

В данной статье излагаются некоторые результаты экспериментального анализа процессов генерирования кавитационных колебаний и эрозии в щелевых зазорах объемного насоса шестеренного типа.

Исследования выполнялись с целью определения диапазона частот вращения ротора насоса 934 и давлений на входе и выходе, обеспечивающих его бескавитационную работу.

В соответствии с физической моделью кавитационных процессов [3, 4], генерирование высокочастотных пульсаций и эрозии металлов связаны с объемными колебаниями и коллапсом парогазовых пузырьков, движущихся в потоке со "снарядной" структурой.

В шестеренном насосе кавитационное истечение возникает в случае дросселирования потока утечек на замыкающей гловке с критическим перепадом давлений. Как правило, это является следствием неравномерного распределения нагрузки на корпус с недостаточной жесткостью. Радиальные зазоры в зоне нагнетания увеличиваются в 2-3 раза. При этом в зоне всасывания их величина не превышает номинальных значений. Ламинарное течение в щели, предполагаемое теорией шестеренных насосов, сменяется истечением с кавитацией.

Наиболее информативным экспериментальным методом исследования динамических процессов признан спектральный анализ. Ряд принятых допущений [6-8] позволяет рассматривать случайный процесс генерирования пульсаций давления при кавитации как стационарный и эргодический. При этом вероятность проявления элементарных импульсов, наблюдаемых в течение достаточно длительного периода времени, подчиняется закону Пуассона. Данная последовательность флуктуаций представляет собой совокупность импульсов одинаковой формы со случайными амплитудами. Ее можно рассматривать как сумму обобщенных пуассоновских процессов с независимыми приращениями. Такой процесс является однородным [7].

Таким образом, кавитационные пульсации давления могут быть представлены в следующем виде:

$$p(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \varphi(t-\tau) d\gamma(\tau),$$

где  $\varphi(\tau)$  — описывает форму элементарных импульсов;  $\gamma(\tau)$  — определяет закон распределения случайных амплитуд  $\Delta p_M$ . Процессы  $\varphi(\tau)$  и  $\gamma(\tau)$  являются стационарными в строгом смысле [7].

Предполагая, что элементарный импульс имеет экспоненциальную форму, его можно описать следующим образом:

$$\Delta p_M(t) = p_M^* \exp[-(t-\tau_k)/\tau_0] f(t-\tau_k),$$

где  $p_M^*$  — максимальный заброс давления;  $\tau_0$  — постоянная времени, в течение которого рассматриваемый заброс уменьшается в  $e$  раз;

$f(t)$  — функция Хевисайда.

Зная геометрические параметры устройств, порождающих кавитацию, физические свойства жидкости и математическое ожидание радиуса каверн, нетрудно определить постоянную времени  $\tau_0$ , величину максимального заброса давления  $p_M^*$  и другие параметры [8]. При этом итоговое выражение для определения единичного кавитационного импульса может быть представлено в виде

$$\Delta p_K(t) = MR_K \varphi(t-\tau_k),$$

где  $MR_K$  — математическое ожидание радиуса каверн;

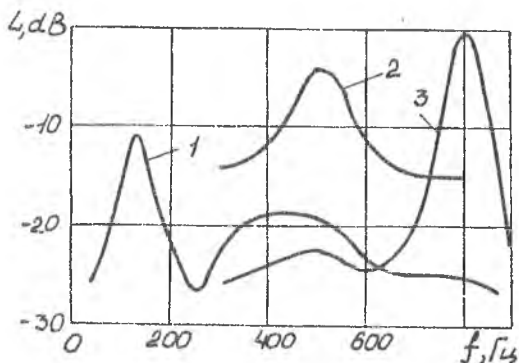
$$\varphi(t-\tau_k) = p_M^* e^{-t/\tau_0} f(t).$$

Аппаратурный анализ размаха, частоты и спектра колебаний давления во всасывающей и нагнетающей магистралях насоса ЗЗ4 производился на полунатурном стенде. Форма и параметры колебаний наблюдались на экране запоминающего осциллографа С8-12. Энергонасыщенность частот определялась с помощью терцоктавного анализатора спектра ТОА 1011. Технические возможности аппаратуры и чувствительность пьезоэлектрического датчика позволяют исследовать процессы, протекающие с частотой до 30 кГц. Фланцы для герметичной установки датчиков приварива -

лись на расстоянии 20 мм от корпуса насоса к всасывающему и нагнетающему патрубкам. Мембрана чувствительного элемента находилась в потоке заподлицо со стенками патрубков.

Анализ осциллограмм динамических процессов на входе в шестеренную ступень насоса и выходе из нее позволил установить следующее. Колебания давления в нагнетающей магистрали насоса определяются его рабочим циклом. Их частота и амплитуда рассчитываются по известным формулам [9]. При частоте

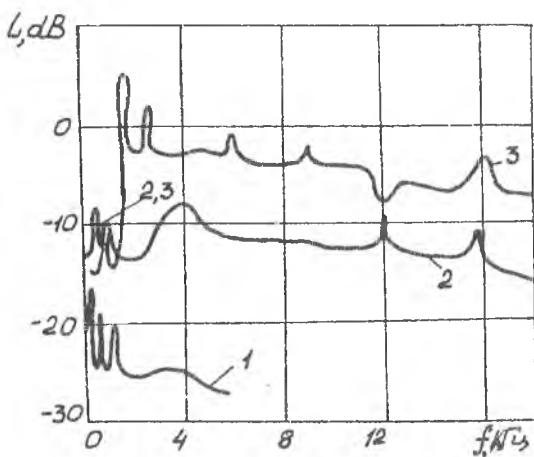
вращения ротора в диапазоне 2000–3000 об/мин форма колебаний – гармоническая. На меньших частотах вращения колебания имеют регулярную форму, незначительно отличающуюся от гармонической. Увеличение частоты вращения вала до 5000 об/мин приводит к появлению колебаний с частотой, кратной роторной. Их амплитуда несоизмеримо мала по сравнению с основной гармоникой. Спектры плотности мощности в этом случае имеют один ярко выраженный максимум (рис. 1).



Р и с. 1. Спектр плотности мощности колебаний давления в нагнетающей магистрали насоса 934: 1 –  $n = 1000$  об/мин;  $P_H = 5,5$  МПа;  $P_{вх} = 0,25$  МПа; 2 –  $n = 3000$  об/мин;  $P_H = 11,5$  МПа;  $P_{вх} = 0,25$  МПа; 3 –  $n = 5000$  об/мин;  $P_H = 11,5$  МПа;  $P_{вх} = 0,25$  МПа

В диапазоне рабочих частот вращения вала насоса размах роторных колебаний изменяется от  $\Delta P_M = 0,6$  МПа при  $P_H = 3,0$  МПа до  $\Delta P_M = 1,2$  МПа при  $P_H = 11,5$  МПа. При этом влияние давления топлива на входе в шестеренную ступень насоса на амплитуду роторных (гармонических) колебаний не выявлено.

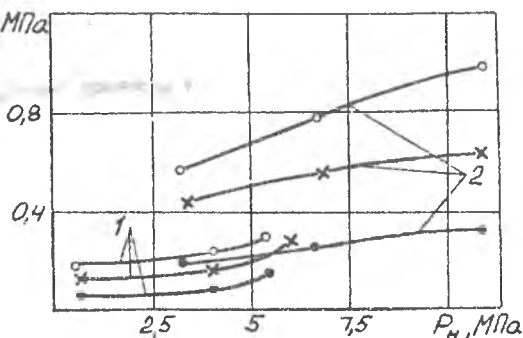
При работе насоса на режимах выше номинального во всасывающей магистрали наблюдаются кавитационные пульсации давления. При частоте вращения насоса  $n = 1000$  об/мин и давлении питания  $P_{вх} = 0,15$  МПа их проявление незначительно. Колебания давления на этих режимах не превышают 0,01 МПа. Их форма близка к гармонической и определяется совместной работой подкачивающей и основной ступеней насоса. Увеличение давления нагнетания  $P_H$  приводит к раскрытию радиальных



Р и с. 2. Спектр плотности мощности пульсаций давления во всасывающей магистрали насоса: 1 -  $n = 1000$  об/мин;  $P_H = 5,5$  МПа;  $P_{ВХ} = 0,25$  МПа; 2 -  $n = 3000$  об/мин;  $P_H = 11,5$  МПа;  $P_{ВХ} = 0,25$  МПа; 3 -  $n = 5000$  об/мин;  $P_H = 11,5$  МПа;  $P_{ВХ} = 0,25$  МПа

во всасывающей магистрали основной ступени достигает 1,1 МПа.

В процессе экспериментальных исследований зафиксирован существенный рост размаха кавитационных импульсов при увеличении давления подпитки (рис. 4). В силу специфики протекания кавитационных процессов [5] повышение давления на входе в шестеренную ступень насоса 934 приводит к тому, что паргазовые каверны схлопываются с большей энергией. Следовательно, при этом соотношении геометрических параметров пузырьков

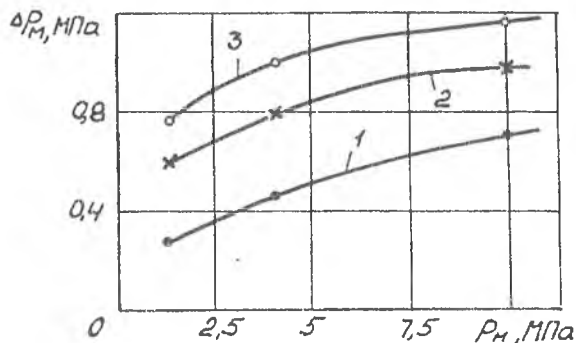


Р и с. 3. Зависимость размаха кавитационных пульсаций давления  $\Delta P_H$  во всасывающей магистрали насоса от давления нагнетания: 1 -  $n = 1000$  об/мин;  $x - P_{ВХ} = 0,15$  МПа; 2 -  $n = 5000$  об/мин;  $o - P_{ВХ} = 0,25$  МПа;  $\bullet - P_{ВХ} = 0,04$  МПа

зазоров и, как следствие - к кавитационному истечению через них. Значительно возрастают размах и частота пульсаций, изменяется их форма. Максимум энергетического спектра смещается в диапазон 4-16 кГц (рис. 2).

Из зависимостей, представленных на рис. 3, следует, что интенсивность высокочастотных пульсаций давления определяется давлением в магистралях нагнетания и всасывания, т.е. реальным перепадом на замыкающей головке зуба шестерни. При давлении  $P_H = 11,5$  МПа и  $P_{ВХ} = 0,25$  МПа размах кавитационных импульсов

и давления окружающей среды близко к оптимальному. Снижение интенсивности кавитационных пульсаций давления, а вместе с тем и эрозионных разрушений, можно достигнуть путем повышения давления на входе в основную ступень. В пределе эта мера позволяет полностью устранить кавитационные эффекты.



Р и с. 4. Зависимость размаха кавитационных пульсаций давления  $\Delta P_m$  на входе в насос 934 от давления нагнетания  $P_m$ . Частота вращения ротора  $n = 3000$  об/мин: 1 -  $P_{вх} = 0,04$  МПа; 2 -  $P_{вх} = 0,15$  МПа; 3 -  $P_{вх} = 0,25$  МПа

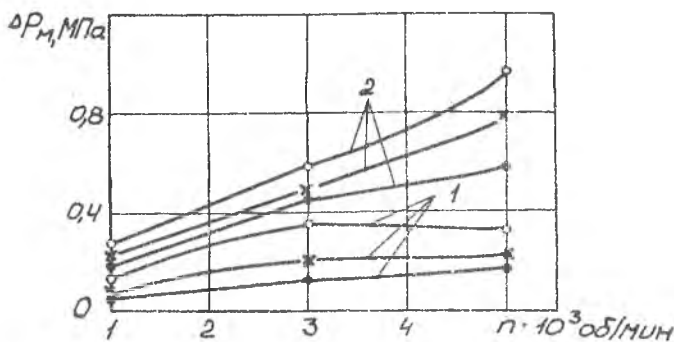
Наиболее энергетически насыщенными являются импульсы от схлопывания каверн с частотами  $f = 3,15-16,0$  кГц. Практически на всех режимах работы насоса они модулированы колебаниями с роторной частотой. При этом интегральная энергетическая насыщенность кавитационных импульсов значительно превышает мощность роторных колебаний.

Исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Предложен, разработан и подтвержден экспериментально механизм возникновения кавитационных эффектов в объемных насосах шестеренного типа. На основании статистической модели процесса генерирования кавитационных пульсаций давления разработана методика приборного и аналитического анализа кавитационных пульсаций давления.

2. Полученные данные о спектральной плотности мощности колебаний давления выражают распределение суммарной энергии пульсаций по частотным составляющим. В нагнетающей магистрали практически вся энергия приходится на пульсации роторной частоты, что составляет 166,

500 и 330 Гц при частотах вращения ротора 1000, 3000 и 5000 об/мин соответственно. Энергия пульсаций во всасывающей магистрали насоса 934 распределяется между колебаниями с роторной частотой и кавитационными пульсациями. В зависимости от режима работы насоса, по мере повышения давления нагнетания и подпитки доля кавитационных пульсаций возрастает и достигает своего максимального значения при частоте вращения ротора  $n = 5000$  об/мин, давлении нагнетания  $P_n = 11,5$  МПа и давлении топлива на входе в шестеренную ступень  $P_{вх} = 0,25$  МПа (рис. 5).



Р и с. 5. Зависимость размаха кавитационных пульсаций давления во всасывающей магистрали насоса от частоты вращения ротора  $n$  : 1 -  $P_{вх} = 0,04$  МПа; 2 -  $P_{вх} = 0,25$  МПа

3. Интенсивность кавитационных пульсаций давления существенно возрастает при повышении давления во всасывающей магистрали насоса от 0,04 до 0,25 МПа (см. рис. 4). Это указывает на неоптимальность выбранной величины давления подпитки насоса 934. Устранение кавитационных эффектов во всасывающей магистрали насоса может быть достигнуто путем дальнейшего повышения давления за центробежной ступенью. Эффективной мерой, исключаяющей щелевые кавитационные истечения, является повышение жесткости корпуса насоса.

## Библиографический список

1. Пилипенко С.В. Кавитационные автоколебания. Киев: Наукова думка, 1989. 314 с.
2. Ершов Н.С. Экспериментальное исследование кавитационных автоколебаний насосной системы //Динамика насосных систем: Сб.науч.тр. Киев: Наукова думка, 1980. С. 3-9.
3. Глазков М.М., Ланецкий В.Г. и др. Кавитация в жидкостных системах воздушных судов. Киев: КИИГА, 1987. 62 с.
4. Глазков М.М., Пилипенко С.В. Определение плотности спектра мощности кавитационных пульсаций давления в гидросистемах воздушных судов //Эффективность и сертификация бортового оборудования гражданских воздушных судов /Сб.науч.тр. ГосНИИ ГА, М., 1988. С. 41-44.
5. Кнэпп Р., Дэйли Дж., Тэммит Ф. Кавитация. М.: Мир, 1974. 688с.
6. Отнес Р., Эноксон Л. Прикладной анализ временных рядов. Основные методы. М.: Мир, 1982. 387 с.
7. Марченко Б.Г. Метод стохастических интегральных представлений и его приложения в радиотехнике. Киев: Наукова думка, 1973. 190 с.
8. Миклович И.Я., Перник А.Д., Петровский В.С. Гидродинамические источники звука. Л.: Судостроение, 1972. 480 с.
9. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.

УДК 621.452:681.521.34

И.С.Загузов

О СНИЖЕНИИ УРОВНЕЙ ПУЛЬСАЦИЙ, ВИБРАЦИЙ И ШУМА  
В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМАХ

Рассмотрены физические основы образования шума, пульсаций и вибраций в трубопроводных цепях и некоторые методы их уменьшения.

---

Динамические процессы в установках ЛА. Самара, 1994.

---