

Наибольшее изменение уровня наблюдалось для гармоник

$$\begin{aligned}f_{k1} &= (21 + 5) f_p = 26 f_p; \\f_{k2} &= (6 \times 21 - 6) f_p = 120 f_p; \\f_{k3} &= (6 \times 21 + 6) f_p = 132 f_p\end{aligned}$$

и составляло 9—12 дБ при глубине дефекта 0,2 мм.

Это подтверждает, что наиболее чувствительными к появлению локального дефекта на рабочей поверхности зуба являются комбинационные гармоники.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Балицкий Ф. Я., Генкин М. Д., Кобринский А. А. и др. О математическом моделировании колебаний прямозубых колес в связи с задачей их акустической диагностики. — В кн.: Акустическая динамика машин и конструкций. — М.: Наука, 1973, с. 101—112.
2. Голов Ф. В. Математическая модель зубчатой передачи для целей вибрационной диагностики. — В сб.: Физические методы исследования шумообразования и акустическая диагностика в машиностроении. — Куйбышев, КППИ, 1978, с. 33—34.
3. Ремерс. Спектры возбуждения в зубчатой передаче для произвольных шаговых погрешностей, нагрузок и расчетных коэффициентов перекрытия. Конструирование и технология машиностроения. Пер. с англ., 1978, т. 100, № 4, с. 65—74.
4. Айрапетов Э. Л., Апархов В. И., Генкин М. Д. и др. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах. — В сб.: Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами. — М.: Наука, 1974, с. 3—18.
5. William D. Mark. Analysis of the vibratory excitation of gear systems: Basic theory. — J. Acoust. Soc. Am., 1978, v. 63, № 5, p. 1409—1430.
6. Тераучи, Мори. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований температуры на поверхности зубьев прямозубой цилиндрической зубчатой передачи. Конструирование и технология машиностроения. — Пер. с англ., 1974, т. 96, № 3, с. 323—334.

УДК 62.567:621.66

А. В. Артюхов, Л. И. Брудков

#### ОСОБЕННОСТИ ЧАСТОТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ НАСОСОВ

Практика работы с гидравлическими системами авиационной техники показывает, что существуют задачи, для решения которых необходимо знание характеристик насосов как источников колебаний. К таким задачам относятся, например, аналитиче-

ский расчет колебаний рабочей среды в трубопроводных системах на этапе проектирования, экспериментальная отработка пульсационного состояния систем на этапе доводки, выбор схем и оптимальных параметров гасителей колебаний.

Возможны два подхода к определению граничных условий в системе со стороны насоса. Первый, наиболее часто используемый в литературе, заключается в определении колебаний рабочей среды на выходе из насоса на основе рассмотрения рабочего процесса нагнетания. Принимаемые при этом допущения снижают достоверность расчетной модели краевых условий, а сложность математических выражений затрудняет их применение на практике. Второй, наиболее простой и удобный, использует формальную модель источника колебаний в виде эквивалентного генератора (рис. 1). Возможность использования данной модели основывается на теории динамических аналогий [1]. Производительность идеальных источников  $V_0(\omega)$  или  $P_0(\omega)$  и внутренний импеданс  $Z_{и}(\omega)$  являются акустическими характеристиками моделей реальных источников колебаний и определяются, в основном, экспериментальными методами [2, 3].

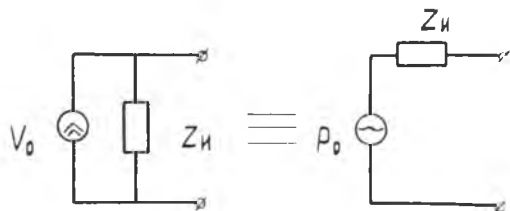
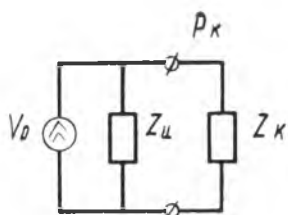


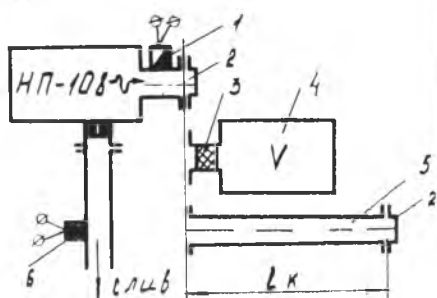
Рис. 1. Схемы формальной модели источников колебаний в виде эквивалентного генератора

В данной работе рассматриваются особенности экспериментального определения акустических характеристик модели аксиально-плунжерных насосов переменной подачи на примере оценки импедансной характеристики насоса НИ-108 по первой плунжерной гармонической составляющей генерируемых колебаний рабочей среды.

За основу экспериментальных работ выбран метод вариаций нагрузок, предусматривающий измерение колебаний расхода или давления рабочей среды на выходе из насоса. Так как простые и надежные средства измерения мгновенных значений колебаний расхода отсутствуют, то в экспериментах измерялись ко-



а



б

Рис. 2. Реализация метода вариаций нагрузок: а — расчетная схема; б — экспериментальная схема: 1 — датчик давления; 2 — заглушка; 3 — дроссель из МР; 4 — емкость ( $V = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ); 5 — трубопровод постоянного сечения; 6 — датчик температуры

лебания давления. Для расчетной схемы (рис. 2, а) будет справедливо выражение

$$V_0 = P_k \frac{Z_u + Z_k}{Z_u Z_k}, \quad (1)$$

где

$$V_0 = |V_0| \cdot e^{j\omega t}; \quad P_k = |P_k| \cdot e^{j(\omega t + \varphi_k)}; \quad Z_u = |Z_u| \cdot e^{j\psi_u}; \\ Z_k = |Z_k| \cdot e^{j\psi_k};$$

$Z_k$  — входной импеданс  $k$ -й нагрузки;  $\omega$  — круговая частота ( $\omega = 2\pi f$ );  $\varphi_k$  — фазовый сдвиг мгновенной составляющей давления относительно  $V_0$ ;  $\psi_k$ ,  $\psi_u$  — аргументы импедансов нагрузки и источника.

Однако насос НП-108 является источником полигармонических колебаний рабочей среды. В процессе экспериментов, используя спектроанализирующую аппаратуру, с достаточной точностью могут быть измерены частота ( $f$ ) и амплитуда ( $|P_k|$ ) отдельных гармонических составляющих колебаний давления, измерение же фазовых соотношений представляет значительные трудности. Исключая величину  $\varphi_k$ , представим выражение (1) в следующем виде:

$$|V_0| = |P_k| \left| \frac{Z_u + Z_k}{Z_u Z_k} \right|.$$

Для определения трех неизвестных ( $|V_0|$ ,  $|Z_u|$ ,  $\psi_u$ ), необходимо как минимум использование трех нагрузок ( $k = 1, 2, 3$ ).

Расчетные соотношения приобретают следующий вид:

$$\left| \frac{P_1}{P_2} \right| = \left| \frac{Z_{ii} + Z_2}{Z_{ii} + Z_1} \right| \left| \frac{Z_1}{Z_2} \right| ; \quad (2)$$

$$\left| \frac{P_1}{P_3} \right| = \left| \frac{Z_{ii} + Z_3}{Z_{ii} + Z_1} \right| \left| \frac{Z_1}{Z_3} \right| .$$

В тех случаях, когда удастся с достаточной степенью точности измерить в процессе эксперимента величину  $\varphi_k$ , возможно использование методики, описанной в работе [3].

Для определения количественных значений характеристик насоса с минимальной погрешностью необходимо использовать нагрузки, входные импедансы которых сравнимы с собственным импедансом источника  $|Z_k| \simeq |Z_u|$ .

Для реализации используемых нагрузок в процессе экспериментов рассматривался только безрасходный режим работы насоса ( $Q_{ст} = 0$ ), являющийся одним из основных эксплуатационных режимов.

На рис. 3 показаны частотные зависимости амплитудных значений первой плунжерной составляющей колебаний давления за насосом. В качестве нагрузок использовались заглушка

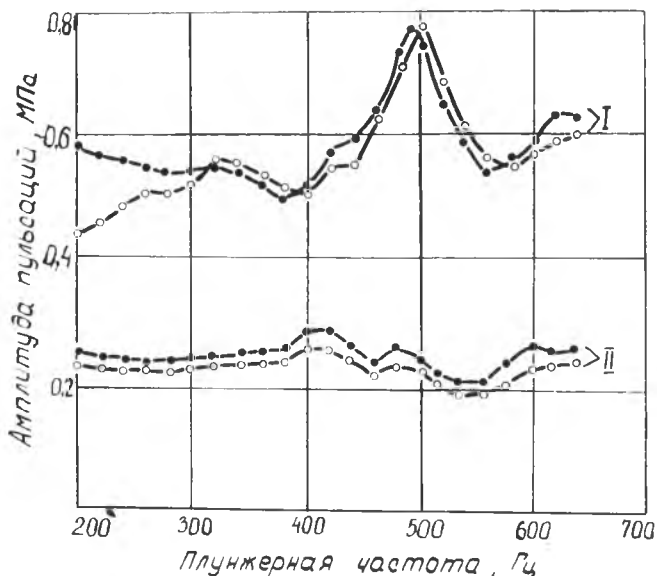


Рис. 3. Частотная зависимость амплитуды 1-й плунжерной гармоники колебаний давления за насосом ( $Q_{ст} = 0$ ): I — насос без гасителя; II — насос с гасителем; ● —  $Z_k = 0,072 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{см}^5}$ ; ○ —  $Z_k \rightarrow \infty$  (заглушка)

( $Z_k \rightarrow \infty$ ) и активное сопротивление ( $Z_k = 0,072 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{см}^3}$ ), реализуемое дросселем из материала МР, установленным на входе в емкость (рис. 2, б). Приведенные данные показывают близость собственного импеданса насоса к нулевым значениям как в штатной компоновке (с гасителем), так и без гасителя (2):

$$\left| \frac{P_1}{P_2} \right| \rightarrow 1, \text{ если } Z_n \rightarrow 0 \text{ и } Z_1 \neq Z_2.$$

При определении количественных значений импедансной характеристики насоса в качестве нагрузок, реализующих входной импеданс близкий к нулю, использовались отрезки заглушенных трубопроводов различной длины

$$Z_k = -j Z_{вс} \text{tg} \left( 2\pi f \frac{l_k}{a} \right),$$

где  $Z_{вс}$  — волновое сопротивление используемого трубопровода;  $f$  — частота колебаний;  $l_k$  — длина трубопровода, реализующего  $k$ -ю нагрузку;  $a$  — скорость звука ( $a = 1300$  м/с).

Так как условие  $|Z_k| \rightarrow 0$  выполняется для каждой нагрузки в определенном диапазоне частот, то число используемых нагрузок увеличено до шести.

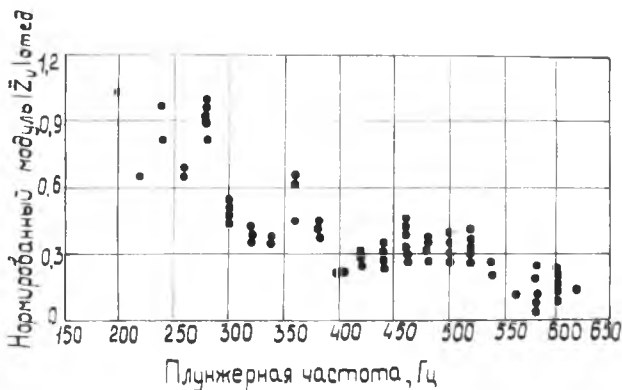


Рис. 4. Частотная зависимость модуля собственного импеданса насоса НП-108

На рис. 4 представлены конечные результаты экспериментального определения импедансной характеристики насоса НП-108 в виде частотной зависимости относительного модуля внутреннего импеданса насоса

$$|\bar{Z}_u| = \frac{Z_u}{|Z_B|}.$$

где  $Z_u = 0,072 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{см}^5}$  — волновое сопротивление трубопровода  $d_y 14$ .

Приведенные результаты показывают, что в первом приближении, по первой плунжерной составляющей в исследуемом диапазоне частот, насос НП-108 является идеальным источником давления.

Таким образом, на примере определения импедансной характеристики насоса НП-108 рассмотрено экспериментальное определение акустических характеристик аксиально-плунжерных насосов переменной передачи.

Для проведенных экспериментальных работ характерны следующие особенности:

1. В качестве параметров колебаний рабочей среды на выходе из насоса измерялись амплитудные значения гармонических составляющих колебаний давления. Это было обусловлено, во-первых, отсутствием надежных и простых средств измерения колебаний расхода рабочей среды, во-вторых, трудностями фазовых измерений в условиях использования спектроанализирующей аппаратуры.

2. Для повышения точности в процессе экспериментов использовались нагрузки с входными сопротивлениями, близкими к нулю.

3. Для реализации используемых в процессе экспериментов нагрузок импедансная характеристика насоса НП-108 определялась на безрасходном режиме.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ольсон Г. Динамические аналогии. — М.: ИЛ, 1947. — 224 с.
2. Артюхов А. В., Санчугов В. И., Шорин В. П. Эффективность гасителя пульсаций в гидравлической системе с аксиально-плунжерным насосом. — В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. — Куйбышев: КуАИ, 1978, вып. 5. — с. 60—67.
3. Брудков Л. И. Экспериментальное определение частотных характеристик источников пульсаций рабочей среды в трубопроводных системах. — В сб.: Вопросы проектирования и доводки малоразмерных ГТД и их элементов: Труды V Всесоюзной межотраслевой научно-технической конференции по микроэнергетике. — Куйбышев: КуАИ, 1975. — с. 101—105.