

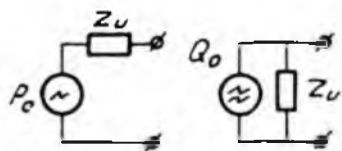
ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СИСТЕМ

УДК 62.567:621.66

А.В.Артюхов, В.П.Лорин

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКИХ НАСОСОВ

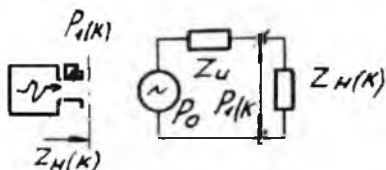
Использование теорий динамических аналогий /1/ для решения задач, связанных с динамическими процессами в гидравлических трубопроводных системах, предполагает описание активных элементов в виде эквивалентных источников колебаний (ЭИК), либо расхода рабочей среды (ЭИКР), либо давления (ЭИКД). Модель активного элемента (как правило гидравлического насоса) представляет сочетание ИИК – идеального источника колебаний (давления $p_0(\omega)$ или расхода $Q_0(\omega)$) и динамического (акустического) сопротивления – импеданса $Z_u(\omega)$, подключаемого к ИИК либо параллельно (для ЭИКР), либо последовательно (для ЭИКД) относительно системы за насосом (рис. 1). Подход к определению импедансной характеристики



Р и с. 1. Схемы моделей насоса в виде ЭИК

Z_u модели насоса в виде ЭИК с использованием зависимости статического давления за насосом от статического расхода $p_{cm} = F(Q_{cm})$ оправдан для решения задач по переходным процессам /2, 3/ в низкочастотной области и не корректен для задач по динамике высокочастотных колебаний. Более приемлемым является метод, описанный в работе /4/ и позволяющий определять динамические характеристики – пульсационную производительность $p_0(\omega)$ или $Q_0(\omega)$ и внутренний импеданс источника $Z_u(\omega)$ в результате пересчета экспериментально определенных значений колебаний давления на выходе из насоса при известных изменениях динамических характеристик (входного импеданса)

гидравлической системы за насосом. Принципиальная схема проведения эксперимента и его электрический аналог приведен на рис. 2. Данный метод является частным случаем общего подхода к определению характеристик разветвленного участка гидравлической цепи произвольной структуры, разработанного Лориным В.П. /5/.



Р и с. 2. Принципиальная схема испытания

Рассматриваемый метод предполагает определение искомым характеристик при решении системы базовых уравнений типа

$$P_1(k) = \frac{P_0 Z_H(k)}{Z_H(k) + Z_U}, \quad (1)$$

где $P_1(k) = |P_1(k)| e^{-j\varphi_k}$ - комплексная амплитуда колебания давления на выходе из насоса при подключении нагрузки $Z_H(k)$;

$P_0 = |P_0| e^{-j\varphi_0}$ - комплексная амплитуда колебаний давления, генерируемых идеальным источником; $Z_U = ReZ_U + jImZ_U$ - внутренний импеданс источника (насоса); $Z_H(k) = ReZ_H(k) + jImZ_H(k)$ - входной импеданс нагрузочной системы за насосом; φ_k и φ_0 - фазовые сдвиги относительно условного синхронного генератора колебаний.

При использовании измеренных значений $P_1(k)$ с учетом φ_k искомые характеристики определяются при решении системы двух уравнений типа (1), при использовании только абсолютных значений $|P_1(k)|$ необходимо решение системы из трех уравнений типа (1).

Так, например, для определения составляющих импеданса $ReZ_U + jImZ_U$ система будет иметь вид

$$\left| \frac{P_1(1)}{P_1(2)} \right| = \left| \frac{Z_U + Z_H(2)}{Z_U + Z_H(1)} \right| \times \left| \frac{Z_H(1)}{Z_H(2)} \right|; \quad (2)$$

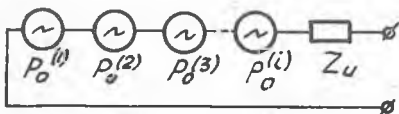
$$\left| \frac{P_1(1)}{P_1(3)} \right| = \left| \frac{Z_U + Z_H(3)}{Z_U + Z_H(1)} \right| \times \left| \frac{Z_H(1)}{Z_H(3)} \right|.$$

Использование только значений $|p_{\sigma}(k)|$ значительно упрощает проведение экспериментальных работ, так как при этом не требуется использования фазоизмерительной аппаратуры и организации дополнительных генераторов колебаний, синхронных и синфазных с работой насоса. Это обстоятельство является весьма существенным для практической работы с полигармоническими колебаниями давления. Значительно упрощается при этом и автоматизация регистрации результатов измерений в процессе эксперимента.

Разработанная методика, с использованием указанного выше подхода, предполагает следующие основные этапы:

- определение состава модели исследуемого насоса и обоснование ограничений по расходным и температурным режимам;
- качественная оценка динамических характеристик насоса и определение вида используемой модели (ЭИКД или ЭИКР);
- определение количественных значений динамических характеристик;
- проверка применимости используемой модели.

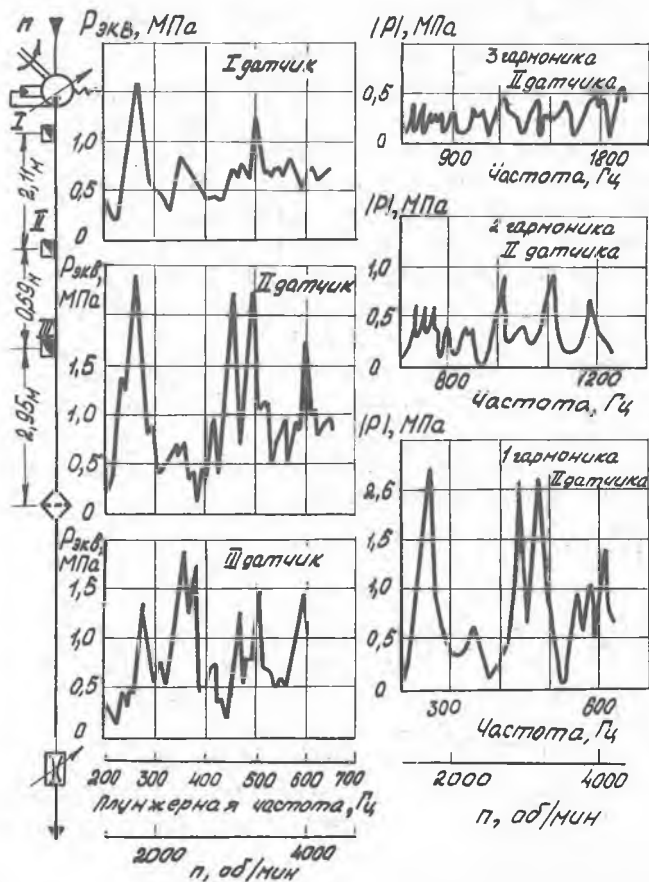
Раскрытие каждого из этапов методики иллюстрируется экспериментальным материалом на примере определения динамических характеристик гидравлического насоса НН-108, представляющего девятиплунжерную аксиальную гидромашину с регулированием по давлению. Так как реальные насосы являются источниками полигармонических возмущений, то на практике используются модели ЭИК, представленные на рис. 3. Состав



используемых моделей, т.е. количество i -х гармонических составляющих пульсационной производительности $p_{\sigma}^{(1)}(n), p_{\sigma}^{(2)}(n), \dots, p_{\sigma}^{(i)}(n)$ или $Q_{\sigma}^{(1)}(n), Q_{\sigma}^{(2)}(n), \dots, Q_{\sigma}^{(i)}(n)$ и частотный диапазон $[\omega_1, \omega_2]$ для $Z_u(\omega)$ определяется по результатам анализа пульсационного состояния гидросистем с исследуемым насосом. По этим же результа-

Р и с. 3. Схема модели насоса как источника полигармонических возмущений

там необходимо определить расходные и температурные режимы, которые необходимо выдержать при определении количественных значений динамических характеристик. На рис. 4. представлены результаты определения пульсационного состояния гидросистемы с исследуемым насосом



Р и с. 4. Частотные зависимости амплитуд колебаний давления в системе с насосом НИ-108

НИ-108, который, как показывает анализ, можно считать источником первых трех плунжерных гармоник $(\omega^{(i)} = i \frac{\pi n}{30} Z)$, где i – номер гармонической составляющей $i = 1, 2, 3$; – скорость привода насоса, об/мин; $Z = 9$ – число плунжеров). Верхняя граница частот для импедансной характеристики определялась соотношением

$$f^{(2p)} = \omega^{(2p)} / 2\pi = 3n_{max} \cdot 9/60 = 1890 \text{ Гц}$$

(для $n_{max} = 4200$ об/мин). Было установлено, что пульсационное состояние гидросистемы практически не зависит от расходных режимов насоса НР-108 и весьма чувствительно к изменениям температуры рабочей среды. Следовательно, дальнейшие испытания могут быть ограничены только безрасходными режимами работы насоса НР-108 ($Q_{cm} = 0$) при поддержании постоянной температуры рабочей среды.

Качественная оценка динамических характеристик гидравлических насосов предполагает выбор вида модели (ЭИД или ЭИР) и определения оценочных значений его характеристик. По результатам испытаний насоса на две резкоменяющиеся (по выходному импедансу $Z'_H \gg Z''_H$) гидравлические системы можно определить возможный диапазон значений модуля импедансной характеристики $|Z_U|$. Можно показать, что при нагрузках $Z'_H = \infty$ и $Z''_H = Z_B = \rho a / S$ (ρ - плотность рабочей среды, a - скорость звука, S - площадь поперечного сечения) будет справедливо соотношение

$$|\bar{Z}'_U| \leq |\bar{Z}_U| \leq |\bar{Z}''_U|, \quad (3)$$

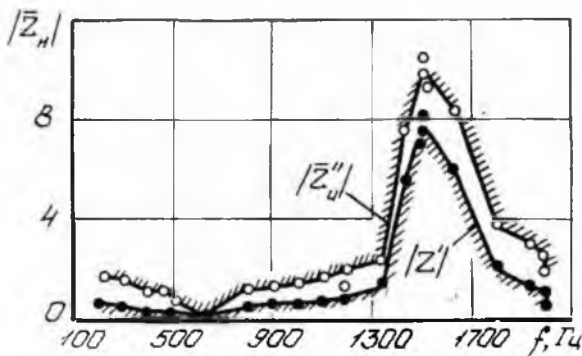
где

$$|\bar{Z}'_U| = |Z'_U| / Z_B = \left(|p_{i(Z_H = \infty)}| / |p_{i(Z_H = Z_B)}| \right)^{-1}, \quad (4)$$

$$|\bar{Z}''_U| = |Z''_U| / Z_B = \sqrt{\left(|p_{i(Z_H = \infty)}| / |p_{i(Z_H = Z_B)}| \right)^2 - 1}. \quad (5)$$

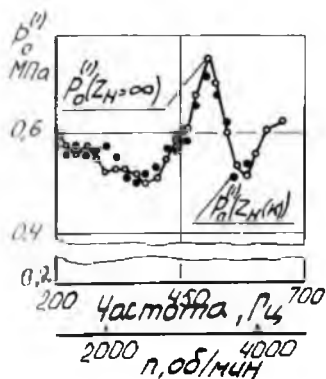
За границу раздела между применением моделей ЭИР и ЭИД можно считать значение $|\bar{Z}_U| = 1$ и считать целесообразным применение модели ЭИД при $|\bar{Z}_U| < 1$.

На рис. 5 представлены результаты определения диапазона модуля внутреннего импеданса насоса НР-108 с использованием первых пяти плунжерных составляющих в диапазоне от 200 до 2000 Гц. Так как определяющей для пульсационного состояния (см. рис. 4) является первая плунжерная составляющая, то для насоса НР-108 была выбрана модель ЭИД. Анализ уравнения (1), составленного с использованием модели ЭИД, показывает, что $p_{i(\kappa)}^{(1)} = p_o^{(1)}$ при $Z_H = \infty$. Таким образом, результаты эксперимента на бесконечно большое сопротивление (в данном случае оно реализовалось в виде заглушки на выходе из насоса) являются оценочными значениями пульсационной производительности (см. рис. 5, рис. 6).

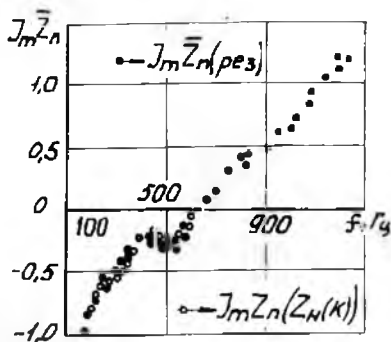


Р и с. 5. Частотная зависимость возможного диапазона для НР-108

Оценочные значения мнимой составляющей импедансной характеристики определяются из условия резонансных режимов колебаний на выходе из насоса (рис. 7): $f'_{(рез)}$ и $f''_{(рез)}$ $P'_0(Z_{H(K)}) \rightarrow \max$ при $J_m \bar{Z}_n(Z_{H(K)})$ что следует непосредственно из уравнения (I)



Р и с. 6. Частотная зависимость пульсационной производительности для первой плунжерной частоты



Р и с. 7. Частотная зависимость мнимой составляющей импеданса насоса НР-108

$$P_{1(k)}^{(i)} = P_c^{(i)} \frac{\sqrt{(\operatorname{Re} \bar{Z}_{H(k)})^2 + (\operatorname{Im} \bar{Z}_{H(k)})^2}}{\sqrt{(\operatorname{Re} \bar{Z}_{H(k)} + \operatorname{Re} \bar{Z}_U)^2 + (\operatorname{Im} \bar{Z}_U + \operatorname{Im} \bar{Z}_{H(k)})^2}} \quad (6)$$

Результаты оценочного определения $\operatorname{Im} \bar{Z}_{U(\text{рез})}$ насоса НЛ-108 для диапазона частот 200...1200 Гц приведены на рис. 7. Диапазон изменения $\operatorname{Im} \bar{Z}_{H(k)}$ для реализации резонансных режимов определяется учетом выражения (5)

$$-|\operatorname{Im} \bar{Z}_U''| \leq \operatorname{Im} \bar{Z}_{H(k)} \leq |\operatorname{Im} \bar{Z}_U''| \quad (7)$$

Количественно-динамические характеристики определяются в общем случае решением системы (2), которая после подстановки $\bar{Z}_U = |\bar{Z}_U| \times (\cos \varphi_{2U} + j \sin \varphi_{2U})$; $\bar{Z}_{H(k)} = \operatorname{Re} \bar{Z}_{H(k)} + j \operatorname{Im} \bar{Z}_{H(k)}$ и $\delta_{(k, k \pm 1)} = |P_{1(k)}| / |P_{1(k \pm 1)}|$ имеет вид

$$\begin{aligned} & |\bar{Z}_U|^2 (1 - \delta_{1,2}^2 |\bar{Z}_{H(2)}|^2 / |\bar{Z}_{H(1)}|^2) + 2 |\bar{Z}_U| \sin \varphi_{2U} [\operatorname{Im} \bar{Z}_{H(2)} - \operatorname{Im} \bar{Z}_{H(2)} \delta_{1,2}^2 \times \\ & \times (|\bar{Z}_{H(2)}| / |\bar{Z}_{H(1)}|)^2] + 2 |\bar{Z}_U| \sqrt{1 - (\sin \varphi_{2U})^2} [\operatorname{Re} \bar{Z}_{H(2)} - \operatorname{Re} \bar{Z}_{H(1)} \delta_{1,2}^2 \times \\ & \times (|\bar{Z}_{H(2)}| / |\bar{Z}_{H(1)}|)^2] = |\bar{Z}_{H(2)}|^2 (\delta_{1,2}^2 - 1); \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & |\bar{Z}_U|^2 (1 - \delta_{1,3}^2 |\bar{Z}_{H(3)}|^2 / |\bar{Z}_{H(1)}|^2) + 2 |\bar{Z}_U| \sin \varphi_{2U} [\operatorname{Im} \bar{Z}_{H(3)} - \operatorname{Im} \bar{Z}_{H(1)} \delta_{1,3}^2 \times \\ & \times (|\bar{Z}_{H(3)}| / |\bar{Z}_{H(1)}|)^2] + 2 |\bar{Z}_U| \sqrt{1 - (\sin \varphi_{2U})^2} [\operatorname{Re} \bar{Z}_{H(3)} - \operatorname{Re} \bar{Z}_{H(1)} \delta_{1,3}^2 \times \\ & \times (|\bar{Z}_{H(3)}| / |\bar{Z}_{H(1)}|)^2] = |\bar{Z}_{H(3)}|^2 (\delta_{1,3}^2 - 1). \end{aligned}$$

Система уравнений (8) предполагает двойное решение как для $|\bar{Z}_U|$ следовательно, для $\operatorname{Im} \bar{Z}_U = |\bar{Z}_U| \sin \varphi_{2U}$; $\operatorname{Im} \bar{Z}_U'$; $\operatorname{Im} \bar{Z}_U''$, так и для

$$|P_0^{(i)}| - |P_0^{(i)}| \text{ и } |P_c^{(i)}|:$$

$$|P_0^{(i)}| = |P_{1(k)}^{(i)}| \frac{\sqrt{(\operatorname{Im} \bar{Z}_U + \operatorname{Im} \bar{Z}_{H(k)})^2 + (\operatorname{Re} \bar{Z}_U + \operatorname{Re} \bar{Z}_{H(k)})^2}}{|\bar{Z}_{H(k)}|} \quad (9)$$

Оценочные значения позволяют делать выбор из двойных решений по минимальной разнице:

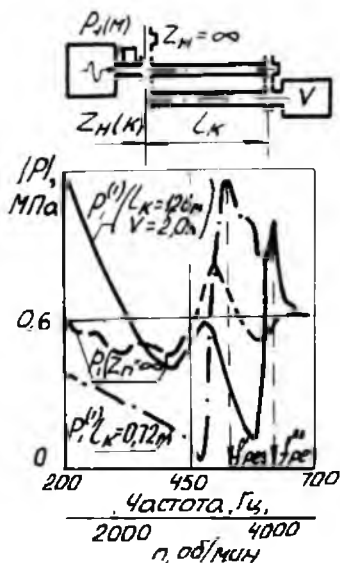
$$| \operatorname{Im} Z'_H - \operatorname{Im} Z'_{u(\text{рез})} | \geq | \operatorname{Im} Z''_H - \operatorname{Im} Z'_{u(\text{рез})} |.$$

Результаты определения для первой плунжерной составляющей насоса III-108 приведены на рис. 7 для $\operatorname{Im} Z'_H$ и на рис. 8 для $p_3^{(r)}$. В качестве исходных данных использовались частотные зависимости $p_3^{(r)}$, полученные экспериментально при подключении к насосу системы акустически закрытых (d_{y14} ; $L_K = 0,445 \dots 1,23 \text{ м}$) и акустически открытых (d_{y14} ; $L_K = -0,345 \dots 1,26 \text{ м}$) трубопроводов (см. рис. 7).

На этапе проверки применимости используемой модели оценивается независимость динамических характеристик от присоединяемых нагрузок за насосом, что для модели эквивалентного источника одновременно является проверкой линейности характеристик эквивалентного источника.

Библиографический список

1. Ольсон Г. Динамические аналогии. - М.: Гос.изд. Иностран. лит., 1947. - 224 с.
2. Гликман Б.Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях. - М.: Машиностроение, 1979. - 256 с.
3. Бердников В.В. Прикладная теория гидравлических цепей. - М.: Машиностроение, 1977. - 192 с.
4. Еорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. - М.: Машиностроение, 1980. - 156 с.
5. Еорин В.П. Метод экспериментального определения частотных характеристик многомерных линейных энергетических систем // Изв АН СССР. Энергетика и транспорт. - 1978. - № 4. - С. 114-120.



Р и с. 8. Частотные зависимости колебаний давления за насосом при сменных нагрузках