

## ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев В. А., Иванов Г. А., Костарев С. А., Лютов В. А., Туомомен Э. М. Гидростатический двусторонний упорный подшипник. А. с. № 241834, 1967. (Бюллетень «Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки». 1969, № 14).
2. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. М., Машгиз, 1963.
3. Черноусов Н. П., Кутин А. Н., Федоров В. Ф. Герметические химико-технологические машины и аппараты. М.-Л., «Машиностроение», 1965.

В. П. ШОРИН, А. Г. КОНЕВ

### РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛУНЖЕРНОГО ГИДРОПУЛЬСАТОРА

Условные обозначения:  $V$ ,  $V_0$ ,  $v$  — соответственно объем рабочей камеры гидропульсатора, объем при среднем положении плунжера и объем, вытесняемый плунжером;  $x$ ,  $X$  — осевое перемещение плунжера и амплитуда перемещения;  $P$ ,  $P_0$ ,  $p$  — соответственно давление в рабочей камере, средний уровень и переменная составляющая давления;  $A$  — амплитуда колебаний давления жидкости;  $S_n$  — площадь плунжера;  $\rho$ ,  $\rho_0$  — плотность жидкости и плотность, соответствующая среднему давлению;  $k_{ж}$  — модуль упругости жидкости;  $M_{др}$ ,  $M_n$  — массовый расход жидкости через дроссель и в объект исследования (нагрузку);  $\mu$  — коэффициент расхода дросселя;  $F_{др}$  — площадь проходного сечения дросселя;  $|Z_n|$ ,  $\varphi_n$  — модуль и аргумент импеданса нагрузки;  $\omega$  — круговая частота колебаний;  $k_x$  — клирфактор закона движения плунжера;  $k_p$  — клирфактор кривой давления жидкости в рабочей камере;  $N$  — мощность, потребляемая гидропульсатором;  $N_a$  — акустическая мощность, развиваемая гидропульсатором;  $\eta_a$  — акустический к. п. д. гидропульсатора.

Плунжерные гидропульсаторы, работающие по принципу периодического изменения объема замкнутой полости, используются для исследования частотных характеристик элементов гидравлических систем и динамической тарировки датчиков давления. Такие гидропульсаторы при достаточно жестких требованиях к форме сигнала должны обеспечивать плавное регулирование амплитуды и частоты колебаний давления жидкости.

Регулирование частоты колебаний осуществляется изменением числа оборотов привода. Плавное регулирование амплитуды колебаний можно реализовать двумя способами. Первый способ [1, 2] заключается в том, что изменяется величина линейного перемещения плунжера, однако при этом усложняется конструкция гидропульсатора и его эксплуатация. Второй способ — дросселирование жидкости из рабочей камеры гидропульсатора. Достоинством этого способа является простота регулирования амплитуды и удобства эксплуатации, но вследствие нелинейности характеристики дросселя закон колебаний жидкости в рабочей камере при гармоническом законе движения плунжера становится полигармоническим.

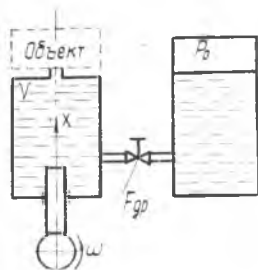


Рис. 1.

Авторам неизвестны исследования рабочего процесса и характеристик гидропульсаторов, в которых регулирование амплитуды колебаний давления осуществляется дросселированием жидкости из рабочей камеры. Поэтому в работе рассматриваются следующие вопросы:

— определение закона движения плунжера, обеспечивающего гармонический закон изменения давления в рабочей камере гидропульсатора,

— определение конструктивных параметров гидропульсатора, при которых возможно применение гармонического закона движения плунжера,

— энергетический расчет гидропульсатора.

Расчетная схема гидропульсатора приведена на рис. 1. Будем считать, что жидкость баротропна, постоянный расход через исследуемый объект отсутствует, характеристики объекта линейны и при гармоническом законе колебаний давления в рабочей камере могут быть заданы в виде импеданса. Давление в полости подпитки постоянно. Уравнение неразрывности для рабочей камеры гидропульсатора запишется в виде

$$\frac{d}{dt}(\rho V) = M_{др} + M_n. \quad (1)$$

Так как

$$M_{др} = \mu F_{др} \sqrt{2\rho |p|} \cdot \text{sign } p; \quad M_n = \frac{A}{|Z_n|} \cdot \sin(\omega t + \varphi_n);$$

$$p = A \sin \omega t; \quad V = V_0 + v; \quad v = S_n x; \quad \rho = \rho_0 + \frac{\rho_0}{k_{ж}} \cdot p,$$

будем иметь из уравнения (1)

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} \left( \rho_0 S_n + \frac{\rho_0 S_n}{k_{ж}} \cdot A \sin \omega t \right) + \frac{S_n \cdot \rho_0}{k_{ж}} A \cdot \omega (\cos \omega t) \cdot x = \\ = \mu F_{др} \sqrt{2 \left( \rho_0 + \frac{\rho_0}{k_{ж}} \cdot A \sin \omega t \right) |A \sin \omega t| \cdot \text{sign}(A \sin \omega t) +} \\ + \frac{A}{|Z_H|} \sin(\omega t + \varphi_H) - \frac{V_0 \rho_0}{k_{ж}} \omega A \cos \omega t. \end{aligned} \quad (2)$$

$$\text{Ввиду того, что } A \ll k_{ж}, \quad \left( 1 + \frac{A}{k_{ж}} \sin \omega t \right) \approx 1. \quad (3)$$

Ошибка вследствие использования условия (3) при  $A = 2 \text{ МПа}$  составляет величину порядка 0,1%. С учетом (3) уравнение (2) примет вид

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} + \frac{\omega A \cdot \cos \omega t}{k_{ж}} x = \frac{\mu F_{др} \sqrt{2 \rho_0 |A \sin \omega t|} \cdot \text{sign}(A \sin \omega t)}{\rho_0 S_n} + \\ + \frac{A \sin(\omega t + \varphi_H)}{\rho_0 S_n} - \frac{V_0 \cdot \omega \cdot A \cos \omega t}{k_{ж} \cdot S_n}. \end{aligned} \quad (4)$$

Решая уравнение (4), получим закон движения плунжера, обеспечивающий гармонический закон изменения давления в рабочей камере гидропульсатора:

$$\begin{aligned} x = \frac{V_0 A}{S_n k_{ж}} \cdot \sin \omega t + \frac{A}{\rho_0 S_n \cdot \omega |Z_H|} \cdot \cos(\omega t + \varphi_H) - \\ - \frac{\mu F_{др} \sqrt{2 \rho_0 A}}{\rho_0 S_n \cdot \omega} \int V |\sin \tau| \cdot \text{sign}(\sin \tau) d\tau, \end{aligned} \quad (5)$$

где  $\tau = \omega t$ .

Из выражения (5) видно, что при  $F_{др} = 0$ , для получения гармонических колебаний давления в рабочей камере гидропульсатора закон движения плунжера должен быть гармоническим. При заданных значениях  $A_{\max}$ ,  $\omega_{\min}$  и известных  $|Z_H|_{\min}$ ,  $V_0$ ,  $S_n$  амплитуда перемещения  $x$ , обеспечивающая получение  $A_{\max}$ , требуется при  $\varphi_H = -\frac{\pi}{2}$  и определяется:

$$X = \frac{V_0 A_{\max}}{S_n \cdot k_{ж}} + \frac{A_{\max}}{\rho_0 S_n \omega_{\min} |Z_H|_{\min}}. \quad (6)$$

Используя вычисленное из (6) значение  $X$  и полагая  $Z_H = \infty$ , можно определить предельно-возможную амплитуду колебаний давления жидкости в рабочей камере:

$$A_{п.в} = \frac{X}{V_0} S_n \cdot k_{ж}. \quad (7)$$

Величина этой амплитуды необходима при прочностном расчете камеры гидропulsатора.

В последнем слагаемом выражения (5) интеграл через элементарные функции не выражается. Вычисленная на ЭВМ первообразная функция имеет вид, показанный на рис. 2 (там же для сравнения нанесен график функции  $f(t) = \cos \tau$ ). Ряд Фурье подынтегральной функции имеет вид

$$\sqrt{|\sin \tau|} \cdot \text{sign} \sin \tau = \sum_{n=0}^{\infty} B_{2n+1} \cdot \sin(2n+1)\tau. \quad (8)$$

Значения первых пяти коэффициентов ряда:

$$B_1 = 1,1128; \quad B_3 = 0,1596; \quad B_5 = 0,072; \quad B_7 = 0,0417; \quad B_9 = 0,03.$$

С использованием (8) из (5) получим

$$\begin{aligned} x = & \frac{V_0 A}{S_n k_{ж}} \cdot \sin \omega t + \frac{A}{\rho_0 S_n \cdot \omega |Z_H|} \cdot \cos(\omega t + \varphi_H) + B_1 \frac{\mu F_{лр} \sqrt{2\rho_0 A}}{\rho_0 S_n \omega} \cos \omega t + \\ & + \frac{\mu F_{лр} \sqrt{2\rho_0 A}}{\rho_0 S_n} \left[ \frac{B_3}{3\omega} \cos 3\omega t + \frac{B_5}{5\omega} \cos 5\omega t + \dots \right. \\ & \left. \dots + \frac{B_{2n+1}}{(2n+1)\omega} \cdot \cos(2n+1)\omega t \right]. \quad (9) \end{aligned}$$

Из (9) видно, что наибольшее отклонение закона изменения « $x$ » от гармонического реализуется в том случае, когда  $|Z_H| \rightarrow \infty$ . Поэтому, пользуясь понятием клирфактора, определим степень отклонения закона движения плунжера от гармонического на основе соотношения

$$\begin{aligned} x = & B_{1\Sigma} \sin(\omega t + \psi) + \frac{\mu F_{лр} \sqrt{2\rho_0 A}}{\rho_0 S_n} \left[ \frac{B_3}{3\omega} \cos 3\omega t + \frac{B_5}{5\omega} \cdot \cos 5\omega t + \dots \right. \\ & \left. \dots + \frac{B_{2n+1}}{(2n+1)\omega} \cdot \cos(2n+1)\omega t \right], \quad (10) \end{aligned}$$

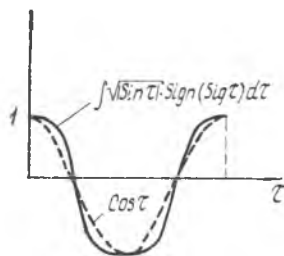


Рис. 2.

$$\text{где } B_{1\Sigma} = \sqrt{\frac{V_0^2 A^2}{S_n^2 k_{ж}^2} + B_1^2 \frac{\mu^2 F_{др}^2 2A}{\rho_0 S_n^2 \omega^2}}.$$

Тогда клирфактор закона движения плунжера равен

$$k_x = \frac{\sqrt{\sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{B_{2n+1}}{2n+1}\right)^2}}{\sqrt{\frac{V_0^2 A \rho_0 \omega^2}{2k_{ж}^2 \mu^2 F_{др}^2} + B_1^2}}. \quad (11)$$

Принимая во внимание, что  $B_1 = 1,1128$ , и используя равенство Парсеваля, выражение для клирфактора можно преобразовать следующим образом:

$$k_x = \frac{C}{\sqrt{\frac{V_0^2 A \rho_0 \omega^2}{2k_{ж}^2 \mu^2 F_{др}^2} + 1,1128^2}}, \quad (12)$$

$$\text{где } C = \sqrt{\left\{ \frac{2}{\pi} \int_0^{2\pi} \left[ \int \sqrt{|\sin \tau|} \cdot \text{sign}(\sin \tau) d\tau \right]^2 dt \right\}^2 - 1,1128^2} \approx 0,055.$$

Из формулы (12) следует, что закон движения плунжера приближается к гармоническому при увеличении объема рабочей камеры пульсатора « $V_0$ » и уменьшении площади проходного сечения дросселя « $F_{др}$ ».

Можно показать, что клирфактор закона движения плунжера при условии получения гармонических колебаний давления в рабочей камере равен клирфактору кривой давления жидкости при гармоническом движении плунжера, т. е.  $k_x = k_p$ . Тогда по формуле (12) можно непосредственно вычислить клирфактор  $k_p$  при заданных параметрах гидропульсатора ( $V_0$ ,  $A$ ,  $\omega$ ,  $F_{др}$ ) и гармоническом законе движения плунжера.

Для определения основных параметров гидроимпульса ( $X$ ,  $S_n$ ,  $V_0$ ,  $F_{др \max}$ ) должны быть заданы:

- 1) диапазон частот генерируемых колебаний  $\omega_{\min} - \omega_{\max}$ ;
  - 2) диапазон регулирования амплитуд  $A_{\min} - A_{\max}$ ;
  - 3) клирфактор кривой давления  $k_p$ ;
  - 4) возможные характеристики нагрузки в виде диапазона изменения модуля импеданса  $|Z_n|_{\min} - |Z_n|_{\max}$ ;
  - 5) рабочая жидкость ( $k_{ж}$ ,  $\rho_0$ ) и средний уровень давления  $P_0$ .
- При заданных значениях  $P_0$  и  $A_{\max}$  площадь плунжера  $S_n$  выби-

рается из условия ограничения максимальной нагрузки, действующей на вал эксцентрика. Объем рабочей камеры  $V_0$  определяется из условий реализации независимого источника колебаний давления:

$$Z_{p.k} \leq \frac{1}{k} |Z_n|_{\min}, \quad (13)$$

где  $k$  — коэффициент, характеризующий степень приближения характеристики пульсатора к характеристике идеального источника давления. Считая, что рабочая камера обладает только емкостным сопротивлением, и учитывая, что наименьшая емкость камеры будет при  $F_{др} = 0$ , получим

$$\frac{k_{ж}}{\omega_{\min} V_0} \leq \frac{|Z_n|_{\min}}{k},$$

откуда

$$V_0 \geq \frac{k_{ж} \cdot k}{\omega_{\min} |Z_n|_{\min}}. \quad (14)$$

Амплитуда перемещения плунжера  $X$ , обеспечивающая получение максимальной амплитуды давления жидкости в рабочей камере, вычисляется из выражения (6). Максимальная площадь сечения дросселя  $F_{др \max}$  находится из условия получения минимальной амплитуды давления. Для этого используется уравнение расхода в виде

$$\omega_{\max} \cdot \rho_0 S_n \cdot X = \mu F_{др \max} \cdot \sqrt{2\rho_0 A_{\min}}, \quad (15)$$

откуда

$$F_{др \max} = \frac{\omega_{\max} \cdot \rho_0 S_n \cdot X}{\mu \sqrt{2\rho_0 A_{\min}}}. \quad (16)$$

Рассмотрим влияние различных параметров гидропульсатора на характер изменения  $k_p$ . Из выражения (9), пренебрегая высшими гармониками, имеем при  $\varphi_n = 0$

$$F_{др} = \frac{\rho_0 S_n \cdot \omega}{B_1 \mu \sqrt{2\rho_0 A}} \left[ \sqrt{X^2 - \left(\frac{V_0 A}{S_n k_{ж}}\right)^2} - \frac{A}{\rho_0 S_n \omega |Z_n|} \right]. \quad (17)$$

Подставляя (17) в (12), получим

$$k_p = \frac{C}{B_1 \sqrt{1 + \frac{V_0^2 A^2}{\left[ \sqrt{X^2 S_n^2 k_{ж}^2 - V_0^2 A^2} - \frac{A k_{ж}}{\rho_0 \omega |Z_n|} \right]^2}}}. \quad (18)$$

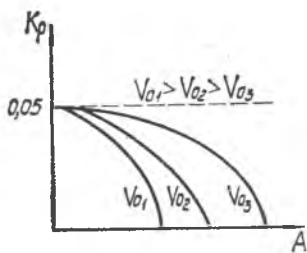


Рис. 3.

Из (18) следует, что при неизменной амплитуде колебаний давления и возрастании  $\omega$  и  $|Z_H|$  клирфактор увеличивается. Наибольшее искажение формы кривой будет при  $|Z_H| \rightarrow \infty$ , и выражение для клирфактора примет вид

$$k_p = \frac{C}{B_1 \sqrt{1 + \frac{V_0^2 A^2}{X^2 S_n^2 k_{ж}^2 - V_0^2 A^2}}} \quad (19)$$

Произведение  $X S_n$  есть объем, вытесняемый при движении плунжера. При заданном объеме  $V_0$  и постоянной амплитуде колебаний давления  $A$  увеличение  $X S_n$  будет приводить к возрастанию клирфактора. После преобразования выражения (19)

$$k_p = \frac{C \sqrt{X^2 S_n^2 k_{ж}^2 - V_0^2 A^2}}{B_1 S_n \cdot X \cdot k_{ж}} \quad (20)$$

Из (20) следует, что при  $X S_n = \text{const}$  и  $V_0 = \text{const}$  увеличение амплитуды колебаний приводит к уменьшению клирфактора. Характер изменения клирфактора в зависимости от амплитуды колебаний давления в рабочей камере при постоянных остальных параметрах приведен на рис. 3.

Выражения (18) или (19) позволяют определить область частот и амплитуд колебаний давления жидкости в рабочей камере, при которых величина клирфактора не превышает допустимой.

Мощность, потребляемая пульсатором,

$$N = \frac{1}{\eta_M T} \int_0^T p \cdot q dt,$$

где  $p = A \sin \omega t$ ,  $q = S_n \frac{dx}{dt}$ ,

$\eta_M$  — механический к. п. д. гидропульсатора, учитывающий потери мощности в приводе.

Используя выражение (5), после интегрирования получим

$$N = \frac{1}{\eta_M} \left[ \frac{A^2 \cdot \cos \varphi_H}{2 \rho_0 |Z_H|} + \frac{3,496 \mu F_{др} \sqrt{2 \rho_0 A^3}}{\rho_0} \right] \quad (21)$$

Подставляя (17) в (21), выражение для определения мощности можно привести к виду

$$N = \frac{1}{\eta_m} \left[ \frac{A^2 \cos \varphi_n}{2\rho_0 |Z_n|} + 3,1416AS_n \cdot \omega \sqrt{X^2 - \left( \frac{V_0 A}{S_n k_{ж}} \right)^2 - \frac{3,1416A^2}{\rho_0 |Z_n|}} \right]. \quad (22)$$

Акустическая мощность, развиваемая гидропульсатором,

$$N_a = \frac{A^2 \cos \varphi_n}{2\rho_0 |Z_n|}. \quad (23)$$

Акустический к. п. д.

$$\eta_a = \frac{N_a}{N\eta_m} = \frac{1}{1 + \frac{6,2832S_n \cdot \omega \rho_0 |Z_n|}{A \cdot \cos \varphi_n} \sqrt{X^2 - \left( \frac{V_0 A}{S_n k_{ж}} \right)^2 - \frac{6,2832}{\cos \varphi_n}}}. \quad (24)$$

Полученные выражения для определения основных конструктивных параметров гидропульсатора и потребляемой мощности позволяют спроектировать плунжерный гидропульсатор в соответствии с заданными техническими условиями.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Бурмака В. Л., Плотников А. И., Платонов В. А. Пульсатор гидравлический для вибропитателей. А. с. № 247573, 1969.
2. Потапенко Е. Н., Донченко Ю. В. Гидропульсатор. А. с. № 171627, 1965.

В. П. ШОРИН, В. И. САНЧУГОВ

### РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОТВЕТВЛЕННОГО РЕЗОНАТОРА КАК ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

#### УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$l_p$  — длина горла резонатора;  $S_p$  — площадь поперечного сечения горла резонатора;  $V_p$  — объем полости резонатора;  $v_1$  — объемная скорость в горле резонатора;  $A_{y1}$  — амплитуда объемной скорости в горле резонатора;  $\beta, \xi$  — коэффициенты линейной и квадратичной составляющих гидравлических потерь в горле резонатора;  $R_{ey}, J_{my}$  — действительная и мнимая части сум-