

## ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ПОДОБИЕ ГИДРООБЪЕМНОГО УДАРНОГО МЕХАНИЗМА

Современное состояние математического описания процессов, сопровождающих работу гидрообъемных ударных механизмов, не позволяет решать вопросы, связанные с определением энергочастотных характеристик, поэтому часто их приходится определять экспериментальным путем. При этом определение класса механизмов является справедливым. В статье рассматриваются особенности применения теории подобия. Полученные критерии и индикаторы подобия, а также функции нелинейного преобразования, полученные экспериментально, позволяют распространить результаты исследований на ряд подобных механизмов.

Современное состояние математического описания процессов, сопровождающих работу гидрообъемных ударных механизмов, не позволяет решать вопросы, связанные с определением энергочастотных характеристик, поэтому часто их приходится определять экспериментальным путем. При этом определение классов механизмов, для которых полученные экспериментальные зависимости и коэффициенты являются справедливыми, производится с применением методов теорий размерности и подобия.

Ударный механизм с двумя управляемыми камерами (рисунок 1) [1], испытанный в составе бурильной машины БМГС-24 на буровой установке БТС-75 по городам VIII-IX категории буримости по СНиП, может рассматриваться как сложная гидромеханическая система, включающая: механическую подсистему устройства рабочего хода, гидравлическую подсистему устройства рабочего хода, механическую подсистему устройства холостого хода, гидравлическую подсистему устройства холостого хода.

Согласно первому дополнительному положению о подобии сложных подсистем [2] они подобны, если подобны подсистемы, составляющие сложную систему, и сходственные элементы, являющиеся общими для этих подсистем.

Анализ работы ударного механизма показывает, что рабочий процесс в нем может быть определен следующими независимыми параметрами и обобщенными координатами: пло-

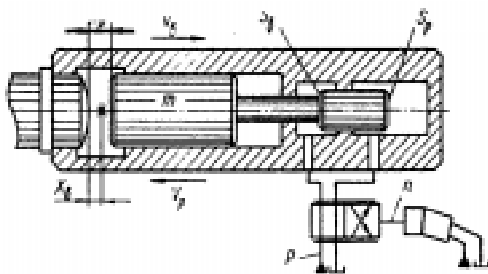


Рисунок 1. Принципиальная схема ударного механизма

щадью плунжера устройства рабочего хода  $S_p$ , перемещением ударной массы в фазе рабочего хода  $x_p$ , площадью плунжера устройства холостого хода  $S_b$ , перемещением ударной массы в фазе холостого хода  $x_b$ , скоростью перемещения ударной массы в фазе рабочего хода  $v_p$ , скоростью перемещения ударной массы в фазе холостого хода  $v_b$ , величиной ударной массы  $M$ , давлением рабочей жидкости  $P$ , частотой ударов  $n$ . При этом будем полагать:

1. Питание ударного механизма осуществляется от источника постоянного давления.

2. Поскольку масса жидкости, находящейся в подводящих и отводящих каналах (между точкой подключения источника питания и ускоренно движущимся бойком), не превышает 30 г, а коэффициент приведения массы жидкости колеблется от 2 до 6 в зависимости от соотношения поперечного сечения подводящих каналов и плунжера рабочего хода, то приведенная масса жидкости на 1-2 порядка меньше массы бойка, вследствие чего инерционностью жидкости можно пренебречь в сравнении с силой инерции бойка.

3. Поскольку длина подводящих и отводящих каналов в рассматриваемом классе механизмов не превышает 70 мм, то потерями на вязкое трение при течении жидкости можно также пренебречь по сравнению с силой инерции бойка.

В этом случае зависимость, описывающая состояние ударного механизма в любой момент времени  $T$ , в общем виде:

$$f(S_p; x_p; S_b; x_b; v_p; v_b; M; P; T; n) = 0. \quad (1)$$

Принимая в качестве независимых единицы измерения длины ( $L$ ), массы ( $M$ ) и времени ( $T$ ) и используя известные преобразования [2], получим семь линейно независимых критериев подобия:

– критерий гомохронности устройства холостого хода

$$\Pi_1 = v_B T x_B^{-1} = H_{0B} = \text{idem}, \quad (2)$$

– критерий гомотокронности устройства рабочего хода

$$\Pi_2 = v_P T x_P^{-1} = H_{0P} = \text{idem}, \quad (3)$$

– критерий связи механических подсистем устройств рабочего и холостого ходов

$$\Pi_3 = S_B S_P^{-1} = i = \text{idem}, \quad (4)$$

– критерий, определяющий отношение постоянной времени устройства холостого хода к текущему времени процесса

$$\Pi_4 = \frac{M n x_B}{S_B P T} = \tau_B = \text{idem}, \quad (5)$$

– критерий связи механической и гидравлической подсистем устройства рабочего хода

$$\Pi_5 = x_P^2 S_P^{-1} = i = \text{idem}, \quad (6)$$

– критерий, определяющий отношение кинетической энергии ударной массы к работе, совершаемой приводом для придания массе этой энергии, т. е. КПД устройства рабочего хода

$$\Pi_6 = \frac{M v_P^2}{2 S_P P x_P} = \eta_P = \text{idem}, \quad (7)$$

– критерий, определяющий отношение постоянной времени устройства движения рабочего хода к текущему времени процесса

$$\Pi_7 = \frac{M n x_P}{S_P P T} = \tau_P = \text{idem}. \quad (8)$$

При моделировании, однако, удобнее пользоваться индикаторами подобия, равными единице и составленными из масштабов моделирования величин, входящих в критерии подобия. В соответствии с (2) – (8) получим семь индикаторов подобия:

$$\Lambda_1 = v_{BC} T_c x_{BC}^{-1} = 1 \quad (9)$$

$$\Lambda_2 = v_{PC} T_c x_{PC}^{-1} = 1 \quad (10)$$

$$\Lambda_3 = S_{BC} S_{PC}^{-1} = 1 \quad (11)$$

$$\Lambda_4 = M_c n_c x_{BC} P_c^{-1} S_{BC}^{-1} T_c^{-1} = 1 \quad (12)$$

$$\Lambda_5 = x_{PC}^2 S_{PC}^{-1} = 1 \quad (13)$$

$$\Lambda_6 = M_c v_{PC}^2 S_{PC}^{-1} P_c^{-1} x_{PC}^{-1} = 1 \quad (14)$$

$$\Lambda_7 = M_c n_c x_{PC} P_c^{-1} S_{PC}^{-1} T_c^{-1} = 1 \quad (15)$$

Наибольший интерес представляет случай, когда исследуется работа одного и того же ме-

ханизма с одной и той же жидкостью на различных режимах, т. е. когда  $T_c = M_c = S_{BC} = S_{PC} = n_c = 1$ .

В соответствии с этим при произвольном выборе масштаба изменения давления получим ряд соотношений масштабов моделирования:  $\Lambda_4$  и  $\Lambda_7 \rightarrow x_{BC} = P_c$ ;  $\Lambda_2$  и  $\Lambda_6 \rightarrow v_{PC} = x_{PC} = P_c$ ;  $\Lambda_1 \rightarrow v_{BC} = x_{BC} = P_c$ .

При этом индикатор подобия  $\Lambda_5$  теряет смысл, т. к.  $S_{PC} = 1$  по условию, а  $x_{PC} = P_c$ , т. е. теряется геометрическое подобие механизма. Это является следствием того, что моделирующие соотношения были получены в предложении линейной системы. На самом же деле рассматриваемый механизм относится к нелинейным системам.

Очевидно, в полученных соотношениях вместо величин  $v_P$  и  $x_P$  должны применяться выражения вида:

$$x_P' = x_P f_{xp}; \quad v_P' = v_P f_{vp},$$

где  $f_{xp}$ ,  $f_{vp}$  – функции нелинейного преобразования перемещения и скорости соответственно;

$v_P$  и  $x_P$  – параметрические значения скорости и перемещения соответственно.

В результате проведения эксперимента и обработки экспериментальных данных в критериальной форме [2] получены формулы, удовлетворительно аппроксимирующие графические зависимости изменения перемещения и скорости в фазе рабочего хода от давления и частоты ударов:

$$x_P = 10,05 \cdot 10^{-6} P n^{-2}, \quad (16)$$

$$v_P = 5,67 \cdot 10^{-5} P n^{-1}. \quad (17)$$

Приведенные зависимости получены при следующих значениях параметров и характеристик ударного механизма:  $M = 6$  кг,  $v_{P.M} = 7,6$  м/с,  $x_{P.M} = 2,24 \cdot 10^{-2}$  м,  $S_{P.M} = 9,6 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>,  $A_M = 173,5$  Дж,  $P_M = 70 \cdot 10^5$  Па,  $S_{B.M} = 4,8 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>,  $n_M = 60$  уд/с,  $v_{B.M} = 4,38$  м/с, причем индекс «м» приписывается параметрам модельного образца.

Приведение зависимости (16) в соответствии с индикатором (13) показало, что функция нелинейного преобразования перемещения  $f_{xp}$  должна иметь вид:

$$f_{xp} = 0,7 \cdot 10^7 P^{-1}. \quad (18)$$

Тогда значение перемещения, подставляемое в критерии и индикаторы подобия:

$$x_P' = x_{Pn} f_{xp} = 0,7 \cdot 10^7 x_{Pn} P^{-1}, \quad (19)$$

где  $x_{Pn}$  – параметрическое значение перемещения ударной массы натурального образца.

Аналогично для скорости получим:

$$f_{vp} = 0,7 \cdot 10^7 P^{-1}, \quad (20)$$

$$v_p / v_{pn} f_{vp} = 0,7 \cdot 10^7 v_{pn} P^{-1}. \quad (21)$$

Таким образом, полученные критерии и индикаторы подобия и функции нелинейного преобразования, полученные экспериментально, позволяют распространить результаты исследований на ряд подобных механизмов, при этом исследованный механизм рассматривается как их нелинейная модель.

Принимая указанные параметры модельного ударного механизма за оптимальные и задаваясь величинами энергии удара  $A_n$ , частотой ударов  $n_n$ , давлением источника питания  $P_n$ , можно предложить следующую методику расчета ударного механизма, подобного исследованному.

Определить:

– скорость приложения ударной нагрузки к инструменту

$$v_{pn} = \sqrt{2A_n M_m^{-1} f_{vp}^{-1}} = 0,22 \cdot 10^{-3} \sqrt{A_n P_n}, \quad (22)$$

– массу бойка

$$M_n = M_m f_{vp} = 42 \cdot 10^6 P_n^{-1}, \quad (23)$$

– перемещение бойка в фазе рабочего хода

$$x_{pn} = x_{pm} f_{xp} = 15,68 \cdot 10^4 P_n^{-1}, \quad (24)$$

– перемещение бойка в фазе холостого хода

$$x_{vn} = x_{vm} f_{xp} = 10,5 \cdot 10^4 P_n^{-1}, \quad (25)$$

– скорость бойка в конце фазы холостого хода

$$v_{vn} = v_{vm} f_{vp} = 30,66 \cdot 10^6 P_n^{-1}, \quad (26)$$

– площадь плунжера устройства рабочего

$$S_{pn} = S_{pm} f_v^2 = 470,4 \cdot 10^8 P_n^{-2}, \quad (27)$$

– площадь плунжера устройства рабочего

$$S_{vn} = S_{vm} f_v^2 = 235,2 \cdot 10^8 P_n^{-2}. \quad (28)$$

При этом значения энергии удара  $A_n$  и давления источника питания  $P_n$  должны подставляться в расчетные формулы в единицах СИ.

#### Список использованной литературы:

1. Гидравлический ударный узел к бурильной машине / Павлов А.С., Эпов Г.К., Лурьев И.Ф., Бледных Л.С.: Информационный листок / КазНИИТИ. – Алма-Ата, 1974, №384, серия 07.06.
2. Веников В.А. Теория подобия и моделирования. – М.: Высшая школа, 1973.