

НАДДОЛОТНЫЙ МАЯТНИКОВЫЙ ВИБРАТОР

Л.Б.Хузина, М.С.Габдрахимов

*Филиал Уфимского государственного нефтяного технического университета
в городе Октябрьском.*

Повышение эффективности нефтяного оборудования для бурения скважин остается актуальной задачей на сегодняшний день. Для ее решения учеными многих научно-исследовательских институтов и конструкторских бюро создаются конструкции вибраторов, виброусилителей и многое другое. В предложенных конструкциях применяются различные механические, звуковые или электродинамические возбудители колебаний. Наиболее надежным, на наш взгляд, являются механические возбудители колебаний, содержащие маятниковый узел. Ниже рассматриваются теоретические основы работы маятникового узла скважинного наддолотного вибратора.

1. Свободные колебания.

При колебаниях маятника кинетическая энергия системы (см. рис.1)

$$T = 0,5 \left(\frac{d\psi}{dt} \right)^2 I_0 = 0,5 \left(\frac{d\psi}{dt} \right)^2 \sum m_i L_i^2 = 0,5 \left(\frac{d\psi}{dt} \right)^2 (m_1 L_1^2 + m_2 L_2^2 + m_3 L_3^2). \quad (1)$$

Потенциальная энергия колебаний

$$U = \sum (m_i L_i g)(1 - \cos \psi) = -(m_1 L_1 + m_2 L_2 + m_3 L_3)g(1 - \cos \psi). \quad (2)$$

Здесь $I_0 = \sum m_i L_i^2$ – суммарный момент инерции маятника относительно центра вращения;

ψ - угол отклонения оси маятника (см. рис.1) при колебаниях;

$m_i L_i (1 - \cos \psi)$ - изменение высоты центра тяжести при колебаниях для каждой i -ой секции маятника массой m_i , центр тяжести которой расположен на расстоянии L_i от центра вращения.

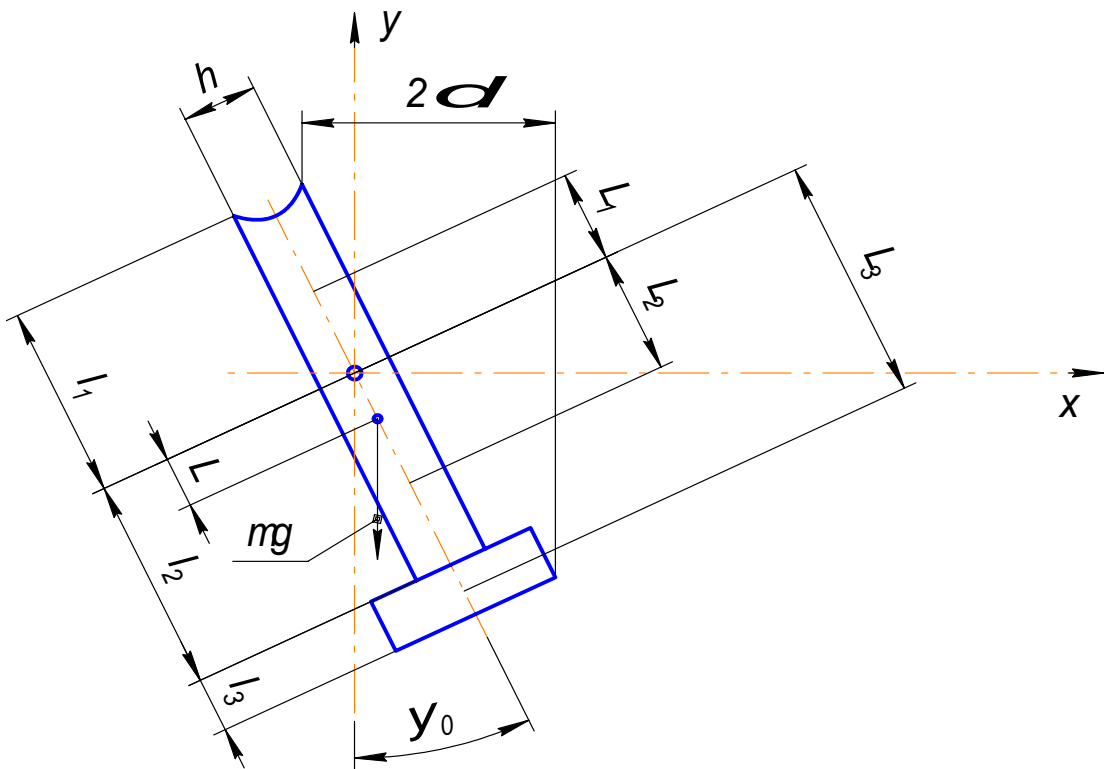


Рис.1. Схема работы маятникового узла скважинного наддолотного вибратора

Поскольку система консервативна, то сумма $T + U = const$, а производная ее по времени $\frac{d(T+U)}{dt}$. В этом случае, дифференцируя сумму энергий получим

$$\frac{d(T+U)}{dt} = \frac{d^2\psi}{dt^2} (m_1 L_1^2 + m_2 L_2^2 + m_3 L_3^2) + (-m_1 L_1 + m_2 L_2 + m_3 L_3) g \sin \psi = 0. \quad (3)$$

Учитывая, что для нашего случая $\sin \psi \approx \psi$ и $\frac{d^2\psi}{dt^2} = \omega_c^2 \psi$, где ω_c собственная круговая частота колебаний, после простых алгебраических преобразований находим собственную частоту

$$\nu_{св} = \frac{\omega_{св}}{2\pi} = \frac{\left(\frac{g}{L_{np}}\right)^{0,5}}{2\pi}, \quad (4)$$

$$\text{где } L_{np} = \frac{m_1 L_1^2 + m_2 L_2^2 + m_3 L_3^2}{-m_1 L_1 + m_2 L_2 + m_3 L_3}. \quad (5)$$

Пример 1. Определить собственную частоту колебаний маятника (по рис.2.3) при следующих исходных данных:

$$L_1 = 0,8a, \dots 1,0a, \dots 1,2a, \dots 1,4a, \dots 1,6a; \quad L_3 = 2,5a; \quad L_2 = 1,0a;$$

$$l_1 = 2 L_1, \quad l_2 = 2 L_2, \quad l_3 = 2 (L_3 - 2 L_2);$$

$$\text{длина маятника } L_M \approx 2 L_1 + 2 L_2 + 2 (L_3 - 2 L_2) = l_1 + l_2 + l_3 = 0,148 \text{ м};$$

$$m_1 = 1,6b, \dots 2,0b, \dots 2,4b, \dots 2,8b, \dots 3,2b; \quad m_3 = 1,0b; \quad m_2 = 2,0b;$$

$$\text{масса маятника - } m_1 + m_2 + m_3 = 2,1 \text{ кг}.$$

Решение. Находим по приведенным в условии задачи формулам l_1 и “а”. Полученные данные заносим в таблицу 1.

Определяем для $L_1 = 0,8a$ приведенную длину

$$L_{np} = \frac{1,6b(0,8a)^2 + 2,0b(1,0a)^2 + 1,0b(2,5a)^2}{-1,6b \cdot 0,8a + 2,0b \cdot 1,0a + 1,0b \cdot 1,5a} = 2,87a = 0,0927 \text{ м}$$

Первая собственная частота (мода) колебаний

$$\underline{\underline{v_{св} = \frac{\left(\frac{g}{L_{np}}\right)^{0,5}}{2\pi} = \frac{\left(\frac{g}{0,0927}\right)^{0,5}}{2\pi} = 1,6 \text{ Гц} .}}$$

Аналогично находим и для других величин L_1 . Результаты расчетов сведены в табл.2.1.

Таблица 1. Определение собственной частоты колебаний маятника ν , Гц

L_1	0,8a	1,0a	1,2a	1,4a	1,6a
l_1	1,6a	2,0a	2,4a	2,8a	3,2a
$a _{L_M=0,148}, \text{ м}$	0,0151	0,0142	0,0135	0,0127	0,0121
$L_{np}, \text{ м}$	0,093	0,121	0,198	0,604	-0,633
$\nu, \text{ Гц}$	1,6	1,4	1,2	0,64	0,63 i

Из таблицы исходит, что собственные частоты колебаний вибратора соизмеримы с вынужденными, возникающими от действия скоростного напора жидкости. При совпадении частот вынужденных и собственных колебаний маятник начнет стучать по стенкам своего корпуса, что необходимо учитывать при выборе соотношений, в первую очередь, L_1 и L_2 .

С уравниванием величин L_1 и L_2 собственная частота будет снижаться. Здесь следует иметь в виду, что величины L_1 , L_2 и L_3 до 1,5...2,0 раз выше реальных, используемых в вибраторе. Поэтому собственные частоты колебаний маятника скважинного вибратора будут выше приведенных, вплоть до кратной величины.

2. Вынужденные колебания.

Выявим зависимость частоты перекрытия седла клапаном маятникового механизма в зависимости от расхода Q или скорости потока жидкости

$V = Q/$ площадь поперечного сечения.

Уравнение вынужденных колебаний маятника от инициируемого потоком жидкости крутящего момента ΔM_c при наличии демпфирования в системе (с коэффициентом c) и упругости (жесткостью k) можно представить в виде (сравнивай с (3))

$$mL_{np}^2 \frac{d^2\psi}{dt^2} + mgL_{np} \sin \psi + c(L_1^2 + L_2^2 + L_3^2) + k(L_1 + L_2 + L_3) = \Delta M_c g \sin \omega t. \quad (6)$$

В нашем случае, для практических расчетов можно принять $k \rightarrow 0$ и $c \approx 0$ (при использовании высоковязких жидкостей частота вынужденных колебаний несколько снижается). Принимая $\sin \psi \approx \psi$ получим более простое выражение

$$mL_{np}^2 \frac{d^2\psi}{dt^2} + mgL_{np} \psi = \Delta M_c g \sin \omega t. \quad (7)$$

С учетом смещения фазы колебаний маятника на какую-то величину φ угол

$$\psi = \psi_0 \sin(\omega t - \varphi). \quad (8)$$

где ψ_0 - амплитуда колебаний. В этом случае уравнение (7) после дифференцирования преобразуется в виде

$$- mL_{np}^2 \omega^2 \psi \sin \omega t + mgL_{np} \psi \sin \omega t = \Delta M_c g \sin \omega t. \quad (9)$$

Откуда

$$\omega^2 = \frac{mgL_{np}\psi_0 - \Delta M_c g}{mL_{np}^2\psi_0} = \frac{g}{L_{np}} - \frac{\Delta M_c g}{mL_{np}^2\psi_0}. \quad (10)$$

Полученное выражение учитывает влияние собственных форм колебаний на смещение угла ωt на величину φ . Поскольку смещение фазы колебаний на величину φ для практических расчетов нас не интересует то частоту вынужденных колебаний можно определять по более простой формуле

$$\omega^2 = \frac{\Delta M_c g}{mL_{np}^2\psi_0}. \quad (10')$$

Вызывающее возникновение крутящего момента M_c давление скоростного напора потока жидкости на боковую поверхность маятника

$$\Delta P_c = \frac{0,01V^2}{2g}, \text{ МПа,}$$

где V – осредненная скорость потока жидкости в полости колебаний маятника.

В этом случае, крутящий момент на маятнике определяется по очевидной формуле (см. рис.1)

$$\begin{aligned} \Delta M_c &= \Delta P_c b [0,5l_1^2 + l_3(l_2 + 0,5l_3) - 0,5l_1^2 - 0,5h^2 \sin \psi_0] = \\ &= 10^3 V^2 (4g)^{-1} b [(l_2 + l_3)^2 - l_1^2 - h^2 \sin \psi_0], \text{ кг} \cdot \text{м} \end{aligned} \quad (11)$$

Здесь b – ширина полости колебаний маятника.

Подставляя (11) в (10') найдем частоту вынужденных колебаний маятника

$$\nu^2 = \frac{\omega^2}{(2\pi)^2} = \frac{10^3 V^2 b [(l_2 + l_3)^2 - l_1^2 - h^2 \sin \psi_0]}{4mL_{np}^2\psi_0 (2\pi)^2}, \text{ с}^{-2}. \quad (12)$$

Пример 2. Определить частоту вынужденных колебаний маятника при конструктивном исполнении по рис.1, с амплитудой колебаний

$$\psi_0 = \arcsin \frac{2\delta}{L_m}, \quad (13)$$

где $\delta=0,015$ м - радиальный зазор между маятником массой $m=2,1$ кг и стенками камеры, ширине полости колебаний маятника $b = 0,062$ м, толщине $h=0,032$ м и длине маятника $L_m = 0,148$ м, величинах L_{np} , соответствующих табл. 2.1, и расходах жидкости $Q = 15, \dots 20, \dots 25, \dots 30$ л/с. Остальные исходные данные соответствуют условиям примера 1.

Решение. Для рассматриваемой конструкции осредненная величина площади потока в зоне расположения маятника

$$F = b \cdot 2 \cdot \delta = 0,062 \cdot 2 \cdot 0,015 = 1,86 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (a)$$

Максимальная амплитуда колебаний

$$\psi_0 = \arcsin \frac{2 \cdot 0,015}{0,148} = 0,203 (11,7^\circ).$$

Осредненная скорость потока

$$V = \frac{Q}{F}. \quad (b)$$

Или

$$V|_{Q=10} = 5,4 \text{ м/с}; \quad V|_{Q=15} = 8,1 \text{ м/с}; \quad V|_{Q=20} = 10,8 \text{ м/с}; \\ V|_{Q=25} = 13,4 \text{ м/с}; \quad V|_{Q=30} = 16,1 \text{ м/с}.$$

Используя данные табл.1 определяем величины l_2 и l_3 которые вносим в табл.2. По формуле (12) находим частоты вынужденных колебаний маятника при $l_1=1,6$ а

$$\omega^2 = \frac{10^3 V^2 \cdot 0,062 \left[(0,064 + 0,032)^2 - 0,052^2 - 0,032^2 \sin^2 11,7^\circ \right]}{4 \cdot 2,1 \cdot 0,0927^2 \cdot 0,203} = 27,5 V^2.$$

Переходя от круговой к обычной частоте $\nu = \frac{\omega}{2\pi}$ получаем искомые данные для различных величин расхода Q . Полученные результаты вносим в табл.2.

Таблица 2. Влияние расхода жидкости Q (скорости потока V) на частоту вынужденных колебаний скважинного вибратора (рис.2.2)

l_1 , м	0,052	0,059	0,066	0,072	0,077
l_2 , м	0,064	0,059	0,055	0,051	0,048
l_3 , м	0,032	0,030	0,027	0,026	0,024
L_{np} , м	0,0927	0,121	0,198	0,604	-0,633
$\nu_{Q=10 \text{ л/с}}$, Гц	4,5	2,2	1,2	0,20	0,22
$\nu_{Q=15 \text{ л/с}}$, Гц	6,8	3,3	1,9	0,30	0,33
$\nu_{Q=20 \text{ л/с}}$, Гц	9,0	4,4	2,5	0,40	0,44
$\nu_{Q=25 \text{ л/с}}$, Гц	11,2	5,5	3,1	0,49	0,54
$\nu_{Q=30 \text{ л/с}}$, Гц	13,4	6,6	3,7	1,26	0,65
Примечания	$\omega = 27,5$ V^2	$\omega = 6,67$ V^2	$\omega = 2,06$ V^2	$\omega = 0,053$ V^2	$\omega = 0,0647$ V^2 i

Здесь следует иметь в виду, что более корректно указывать не величины расхода Q , а скорости потока V . В этом случае, подбирая площади поперечного сечения камеры маятника можно дополнительно (при одном и том же расходе), регулировать частоту колебаний скважинного вибратора. Для снижения частоты колебаний вибратора надо уменьшать скорость V потока жидкости, т.е. следует увеличивать размеры камеры маятника, лучше, с одновременным ростом его длины.

Таким образом, при разработке новых модификаций вибраторов использование маятникового узла позволяет упростить конструкцию и сделать ее более надёжной. Описанные выше теоретические основы делают возможным создание более совершенных конструкций с оптимальными параметрами.

Литература

1. Воскресенский Ф.Ф., Кичигин А.В., Славский В.М., Славский Ю. Н., Тагиев Э.Н. Вибрационное и ударно-вращательное бурение.-М.: Гостоптехиздат, 1961.- 243 с.
2. Мальченко В.О., Уткин И.А. Звуковые вибраторы для бурения.- М.: Недра, 1969. - 136 с.
3. Патент 2241816 С1 RU, Е 21 В 7/24. Скважинный вибратор/ Габдрахимов Н.М., Хузина Л.Б., Габдрахимов М.С., Габдрахимова Л.М.- № 2003104929/03; Заяв. 18.02.2003; Опубл. 10.12.2004, ил. 2., бюл. № 34.