

## УМЕНЬШЕНИЕ АМПЛИТУДЫ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ В КРУГОВЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧКАХ С ПОМОЩЬЮ СТАБИЛИЗАТОРА ДАВЛЕНИЯ БЕЗ УПРУГИХ КАМЕР

Ф.В. РЕКАЧ, канд. техн. наук, доцент  
 Российский университет дружбы народов,  
 117198, Москва, ГСП-6, ул. Миклухо-Маклая, 6

*В статье описан расчет конструкции устройства для снижения вынужденных колебаний в цилиндрических оболочках. Принцип работы устройства основан на сложении волн давления, диссипативном и упруго-демпфирующем воздействии на поток.*

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** вынужденные колебания, стабилизатор давления, упругая камера, диссипация энергии.

При пуске турбоагрегата с малой частотой ( $\approx 1 \text{ мин}^{-1}$ ) быстро изнашиваются вкладыши подшипников. Для уменьшения этого процесса турбоагрегат оснащают устройством централизованного гидростатического подъема роторов турбины и генератора посредством подачи под опорные шейки роторов масла из специального насоса (под высоким давлением – до 12 МПа и выше).

Источником вынужденных колебаний в системе гидростатического подъема является радиально – поршневой насос, работающий на постоянной частоте.

В работе [2] описаны конструкция и методы расчета стабилизатора давления с упругими камерами. Стабилизаторы этого типа установлены на многие агрегаты, в частности, на первый блок Калининской АЭС (Тверская обл., г. Удомля). Однако следует отметить, что изготовление подобных устройств является достаточно сложным и технологичным, а как следствие, дорогим. Поэтому возникла идея создания стабилизатора давления без упругих камер (назовем его «жестким стабилизатором»), работающего на определенной частоте и исследовать возможность его работы на других частотах.

Если спектр работы устройства будет широким, то его можно будет использовать в качестве микростабилизатора для определения постоянной составляющей давления в гидравлических системах.

Идея создания жесткого стабилизатора состоит в сложении волн давления, находящихся в противофазе (рис. 1). Поток жидкости разделяется на два потока, помещенные в две трубы, отличающиеся по длине на  $\lambda/2$ , где  $\lambda$  – длина волн при заданной частоте. Она определяется по формуле

$$\lambda = c / \eta, \quad (1)$$

где  $\eta$  – частота работы насосного агрегата.

Период колебаний  $T$  равен

$$T = \lambda / c = 1 / \eta. \quad (2)$$

Конструкция жесткого стабилизатора давления изображена на рис. 2.

Жесткий стабилизатор состоит из корпуса 1, входящей трубы диаметра  $d$ , разделяющейся в точке А на две трубы, одна из которых является прямой длины  $l_2$ , вторая длины  $l_4$  (от точки А до точки В) завивается вокруг первой внутри корпуса.

Должны быть выполнены соотношения:

$$l_4 - l_2 = \lambda / 2 \text{ и } d^2 = 2d_c^2,$$

определяющее равенство площадей поперечных сечений труб.

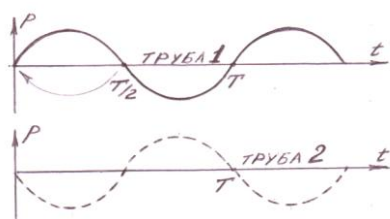


Рис. 1

Участок 3 является областью смешивания потоков.

Участок 4 с отверстиями для диссипации энергии служит для дополнительного снижения амплитуды вынужденных колебаний давления за счет большого объема жидкости внутри корпуса.

Недостатком такой конструкции является ее (пусть и небольшое) гидравлическое сопротивление. В качестве преимуществ можно отметить простоту изготовления, не требующей большой технологичности.

Расчет жесткого стабилизатора (без участка 4) проводился численным методом характеристик, описанным в [3]. В качестве основных характеристик потока приняты расход  $Q = Fv$  и гидродинамический напор  $H$  (выраженный в метрах водяного столба), где  $F$  – площадь поперечного сечения трубы [м<sup>2</sup>],  $v$  – средняя по живому сечению скорость потока [м/сек].

Уравнения движения и скорости потока несжимаемой жидкости при этом имеют вид:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( gFz + gFH + \frac{Q^2}{2F} \right) + \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\zeta}{2DF} Q|Q| = 0, \quad \left[ \frac{m^3}{сек^2} \right] \quad (3)$$

$$\frac{Q}{F} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{gF} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0, \quad \left[ \frac{m}{сек} \right], \quad (4)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;  $z$  – геометрическая высота;  $t$  – время;  $\zeta$  – коэффициент гидравлического трения по длине;  $D$  – диаметр трубопровода;  $c$  – скорость распространения волн давления;

Численный метод реализован на языке C++ (Fr2), а графическое представление – в среде MAPLE (FrGFAF). Схема численного расчета представлена на рис. 3, где напор в точке 0 известен и равен

$$H_0 = H + \Delta H \sin(2\pi\eta t),$$

напор в точке 3 равен нулю.

*Пример.* Дано:  $H = 20 м$ ,  $\Delta H = 0.5 м$ ,  $l_1 = 2 м$ ,  $d_1 = 0.02 м$ ,  $l_3 = 34 м$ ,  $d_3 = 0.02 м$ ,  $D_B = 0.1 м$ , гидравлическое сопротивление трубопроводов

$$\zeta = 0.02, \quad c = 1000 м/сек, \quad \eta = 200 гц.$$

*Решение.*

Принимаем  $l_2 = 0.3 м$ , тогда

$$l_4 - l_2 = \lambda / 2 = c / (2\eta) = 2.5 м, \quad l_4 = 2.8 м, \quad d_2 = d_4 = \sqrt{d_1^2 / 2} = 0.0141 м.$$

Длина одного витка разветвления равна:

$$l_p = D_B \pi = 0.1 \pi = 0.314 м.$$

Число витков разветвления  $n = (l_4 - l_2) / l_p = 2.5 / 0.314 = 7.96 \approx 8$  витков.

Ориентировочная длина стабилизатора

$$L \approx (n + 6) \cdot 0.02 + 0.2 = 0.3 м.$$

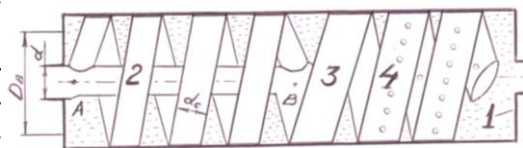


Рис. 2.

- 1 – корпус, 2 – витки разветвления,
- 3 – виток(ки) смешивания потоков,
- 4 – витки с перфорацией.

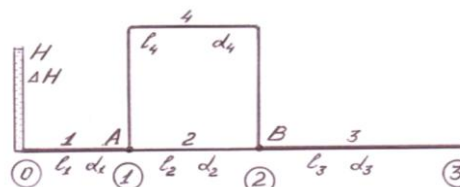


Рис.3

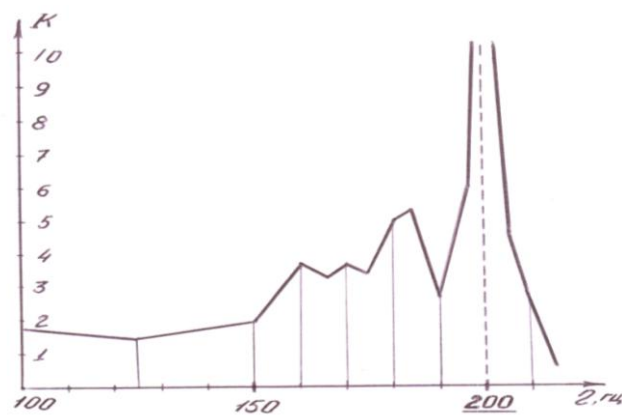


Рис. 4

На рис. 4 представлен график зависимости коэффициента понижения амплитуды давления

$$k = \Delta H_{123} / \Delta H_{1234}$$

в точке *B* в зависимости от частоты  $\eta$ , где  $\Delta H_{123}$  – половина амплитуды колебания напора без трубы 4 и  $d_2 = 0.02$  м;  $\Delta H_{1234}$  – половина амплитуды колебания напора с трубой 4 и  $d_2 = 0.0141$  м. Очевидно, что при  $k > 1$  стабилизатор понижает амплитуду давления, при  $k < 1$  имеет место повышение амплитуды давления.

#### Выводы

1. Жесткая схема граничных условий при имеющихся допущениях (несжимаемости жидкости, постоянства скоростей по поперечному сечению и т.д.), по-видимому, искажает реальную картину амплитуд колебаний, однако дает приемлемое качественное представление.

2. Жесткий стабилизатор неплохо работает на частотах ниже расчетной ( $k > 1.7$ ) и может увеличить амплитуду напора при частотах выше расчетной.

#### Л и т е р а т у р а

1. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. – М.: Недра, 1975. – 296 с.
2. Ганиев Р.Ф., Низамов Х.Н., Дербуков Е.И. Волновая стабилизация и предупреждение аварий в трубопроводах. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996. – 260 с.
3. Рекач Ф.В. Расчет колебаний в круговых цилиндрических оболочках со стабилизатором давления методом характеристик// Строительная механика инженерных конструкций и сооружений. – 2010. – №1. – С. 60-66.

### REDUCTION OF FORCED OSCILLATIONS AMPLITUDE IN CIRCULAR CYLINDRICAL SHELLS WITH PRESSURE STABILIZER WITHOUT ELASTIC CHAMBERS

F.V. Rekach

Effective facility for reduction of harmful wave processes in circular cylindrical shells based on waves interference, dissipative and damping action is described.

KEY WORDS: forced oscillations, pressure stabilizer, elastic chamber, energy dissipation.