

# ГИДРАВЛИКА И ГИДРОТЕХНИЧЕСКИЕ СООРУЖЕНИЯ

УДК 627.844

## ГАШЕНИЕ ВРЕДНЫХ КОЛЕБАНИЙ ОПРЕДЕЛЕННОЙ ЧАСТОТЫ С ПОМОЩЬЮ ЖЕСТКОГО СТАБИЛИЗАТОРА ДАВЛЕНИЯ

Е.К. Синиченко, Ф.В. Рекач

Российский университет дружбы народов  
ул. Орджоникидзе, 3, Москва, Россия, 115419

В статье описаны конструкция и расчет устройства для гашения вредных колебаний давления на определенной частоте. Расчет ведется методом характеристик с постоянным шагом по времени.

**Ключевые слова:** вынужденные колебания, стабилизатор давления.

При пуске турбоагрегата с малой частотой ( $\approx 1 \text{ гц}^{-1}$ ) 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.

В связи с этим 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, 2). Поток жидкости разделяется на два по-

тока, помещенные в две трубы, отличающиеся по длине на  $\lambda/2$ , где  $\lambda$  — длина волны при заданной частоте. Она определяется по формуле

$$\lambda = \frac{c}{\eta}, \quad (1)$$

где  $\eta$  — частота работы насосного агрегата.

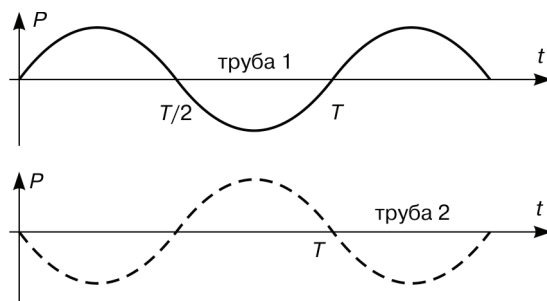


Рис. 1. Жесткий стабилизатор

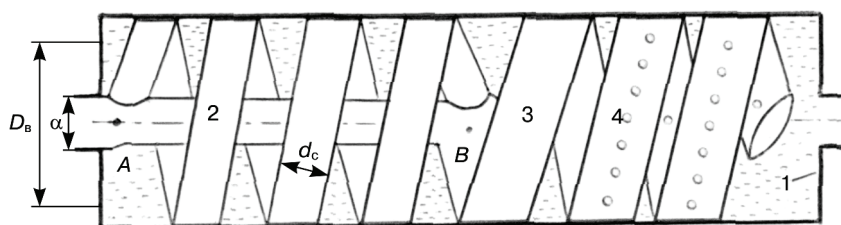


Рис. 2. Конструкция жесткого стабилизатора давления:

1 — корпус; 2 — витки разветвления; 3 — виток (ки) смешивания потоков; 4 — витки с перфорацией

Период колебаний  $T$  равен

$$T = \frac{\lambda}{c} = \frac{1}{\eta}. \quad (2)$$

Жесткий стабилизатор состоит из корпуса 1, входящей трубы диаметра  $d$ , разделяющейся в точке  $A$  на две трубы, одна из которых является прямой длины  $l_2$ , вторая длины  $l_4$  (от точки  $A$  до точки  $B$ ) завивается вокруг первой внутри корпуса. Должны быть выполнены соотношения:  $l_4 - l_2 = \lambda/2$  и  $d^2 = 2d_c^2$  (определяющее равенство площадей поперечных сечений труб). Участок 3 является областью смешивания потоков, а 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 гидравлическое сопротивление (пусть и небольшое), в качестве преимуществ можно отметить простоту изготовления, не требующего большой технологичности.

Расчет жесткого стабилизатора (без участка 4) проводился численным методом характеристик, описанным в [3]. В качестве основных характеристик потока приняты расход  $Q = F \cdot v$  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

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

$$\frac{Q}{F} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{gF} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (\text{м/сек}), \quad (4)$$

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.

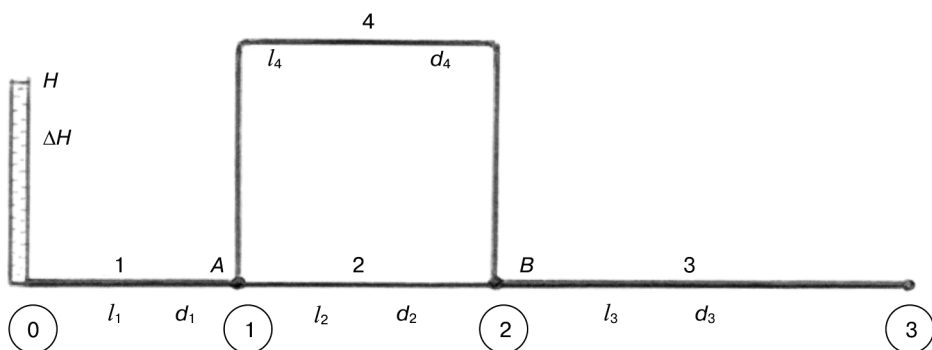


Рис. 3. Схема численного расчета

**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,  $D_A = 0,1$  м, гидравлическое сопротивление трубопроводов  $\zeta = 0,02$ ,  $c = 1000$  м/сек,  $\eta = 200$  гц.

**Решение.** Принимаем  $l_2 = 0,3$  м, тогда  $l_4 - l_2 = \lambda/2 = c/(2\eta) = 2,5$  м,  $l_4 = 2,8$  м,  $d_2 = d_4 = \sqrt{d_1^2/2} = 0,0141$  м.

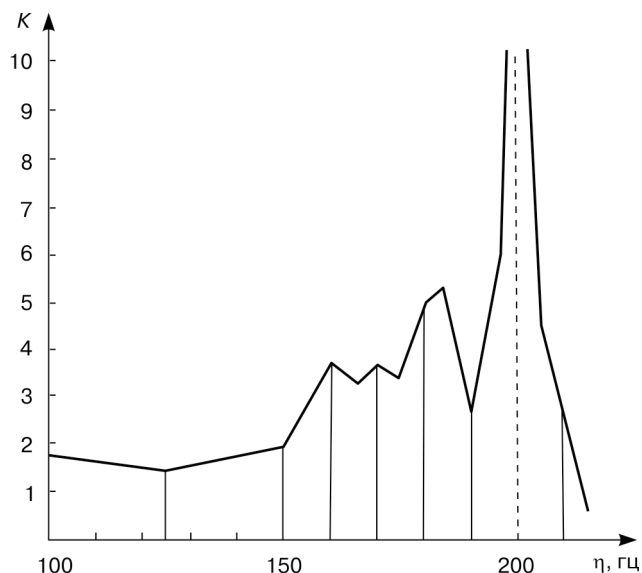
Длина одного витка разветвления равна  $l_p = D_B\pi = 0,1\pi = 0,314$  м.

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.

На рисунке 4 представлен график зависимости коэффициента понижения амплитуды давления  $k = \frac{\Delta H_{123}}{\Delta H_{1234}}$  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.



**Рис. 4.** График зависимости коэффициента понижения арматуры давления

Очевидно, что при  $k > 1$  стабилизатор понижает амплитуду давления, при  $k < 1$  имеет место повышение амплитуды давления.

\*\*\*

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.

Жесткий стабилизатор неплохо работает на частотах ниже расчетной ( $k > 1,7$ ) и может увеличить амплитуду напора при частотах выше расчетной.

В ходе испытаний может выясниться, что устройство хорошо работает в определенных диапазонах частот. В этом случае при небольших амплитудах колебаний давления можно так подобрать параметры гасителя, что он будет являться микростабилизатором давления (прибором, облегчающим снятие показаний постоянной составляющей давления) в гидравлических системах.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. — М.: Недра, 1975.
- [2] Ганиев Р.Ф., Низамов Х.Н., Дербуков Е.И. Волновая стабилизация и предупреждение аварий в трубопроводах. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996.
- [3] Рекач Ф.В. Расчет колебаний в круговых цилиндрических оболочках со стабилизатором давления методом характеристик // Строительная механика строительных конструкций и сооружений. — 2010. — № 1.
- [4] Синиченко Е.К., Рекач Ф.В. Определение частот свободных колебаний в трубопроводах с упругим элементом // Вестник РУДН. Серия «Инженерные исследования». — 2010. — № 2.

- [5] *Рекач Ф.В., Синиченко Е.К. Определение оптимальной площади отверстий перфорации в колпаке при гидроударе в напорных водоводах // Вестник РУДН. Серия «Инженерные исследования». — 2010. — № 2.*

**REDUCTION OF HARMFUL OSCILLATIONS  
OF DEFINITE FREQUENCY  
WITH RIGIT PRESSURE STABILIZER**

**E.K. Sinichenko, F.V. Rekach**

Peoples' Friendship University of Russia  
*Ordshonikidze str., 3, Moscow, Russia, 115419*

Analysis and design of device for reduction of harmful pressure oscillations is described in this article. Is used characteristics method with constant time step.

**Key words:** forced oscillations, pressure stabilizer.