

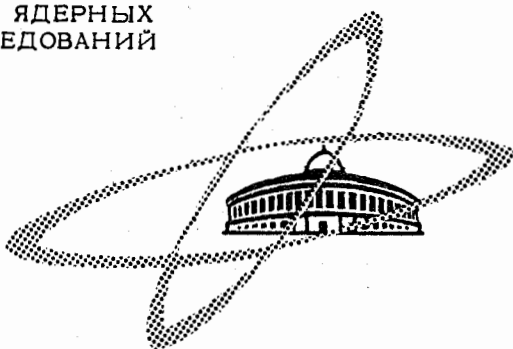
1707

ЭНА. ЧИТ. ЗАЛ

ОБЪЕДИНЕННЫЙ
ИНСТИТУТ
ЯДЕРНЫХ
ИССЛЕДОВАНИЙ

Дубна

1707



Ю.А.Будагов, В.П.Джелепов, Ю.Ф.Ломакин,
В.Б.Флягин, П.В.Шляпников

ЛАБОРАТОРИЯ ЯДЕРНЫХ ПРОБЛЕМ

ГИДРОДИНАМИКА РЕЗОНАНСНОЙ
ПУЗЫРЬКОВОЙ КАМЕРЫ

1964

1707

Ю.А.Будагов, В.П.Джелепов, Ю.Ф.Ломакин,
В.Б.Флягин, П.В.Шляпников

ГИДРОДИНАМИКА РЕЗОНАНСНОЙ
ПУЗЫРЬКОВОЙ КАМЕРЫ

ОИЯИ
БИБЛИОТЕКА

В работе ^{/1/} нами был предложен способ увеличения быстродействия пузырьковых камер, основанный на возбуждении периодических колебаний давления в рабочей жидкости с частотой, равной частоте собственных — "резонансных" осцилляций давления в жидкости, заполняющей камеру.

Очевидная область использования резонансных камер — это быстродействующие кольцевые и линейные ускорители, частота повторения пиков в которых составляет $\sim 10^2 \text{ сек}^{-1}$. Не менее интересная возможность связана с применением резонансных камер в экспериментах, проводимых на синхротроне.

При работе обычных пузырьковых камер с ускорителями последнего типа эффективность использования циркулирующего протонного пучка весьма низка. Вместе с тем хорошо известно, что имеется возможность многократного последовательного сброса ускоренного пучка на мишень синхротрона. Осуществление этого сброса по сигналу от системы управления резонансной камеры, действующей с частотой, скажем, $10\text{--}20 \text{ сек}^{-1}$ повысит соответственно (т.е. в $10\text{--}20$ раз) эффективность использования ускоренного пучка и сократит продолжительность набора необходимого статистического материала.

В этой работе на основе общего подхода к пузырьковой камере как к своего рода объемному резонатору ^{/2/} более подробно рассматривается гидродинамика процесса изменения давления в резонансной камере.

Рассмотрение пузырьковой камеры как резонансной системы приводит к ряду закономерностей, общих для наиболее распространенного в конструктивном отношении типа пузырьковых камер — так называемых камер с горловиной (рис. 1). Зависимость от времени давления в такой камере можно получить из уравнения ^{/2/}

$$\ddot{P} + 2b\dot{P} + \omega_0^2(P - P_B) = 0, \quad (1)$$

в котором $2b$ — коэффициент затухания колебаний, ω_0 — частота обертона, а P_B — давление в расширительном механизме.

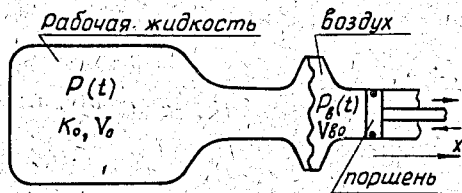


Рис. 1.

В конструктивном отношении наиболее естественным образом возбуждение периодических осцилляций давления в камере может быть достигнуто с помощью поршня, перемещение $x(t)$ которого является гармоническим: $x(t) = x_0 \sin \omega_0 t$. Покажем, что при этом осцилляции давления в жидкости в установившемся режиме также являются гармоническими. Имея в виду, что изменение объема воздуха dV_B в расширителе связано с изменением объема жидкости в камере $dV_{ж} = kV_0 dp$ и перемещением dx поршня с сечением S соотношением:

$$dV_B = dV_{ж} + Sdx, \quad (2)$$

нетрудно установить, что функции $P(t)$ и $\dot{P}_B(t)$ должны удовлетворять уравнениям

$$\ddot{P} + 2b\dot{P} + \omega_0^2(P - P_B) = 0, \quad (3)$$

$$\ddot{P}_B + a_1 \dot{P}_B / P_B^2 + a_2 \cos \omega_0 t = 0;$$

в которых $a_1 = P_0 V_B / kV_0$, $a_2 = S\omega_0 x_0 / kV_0$.

На рис. 2 и 3 иллюстрируются решения $P(t)$ и $\dot{P}_B(t)$ системы (3), полученные в численном виде на электронной вычислительной машине ОИИИ для камеры определенной конструкции^{х)}.

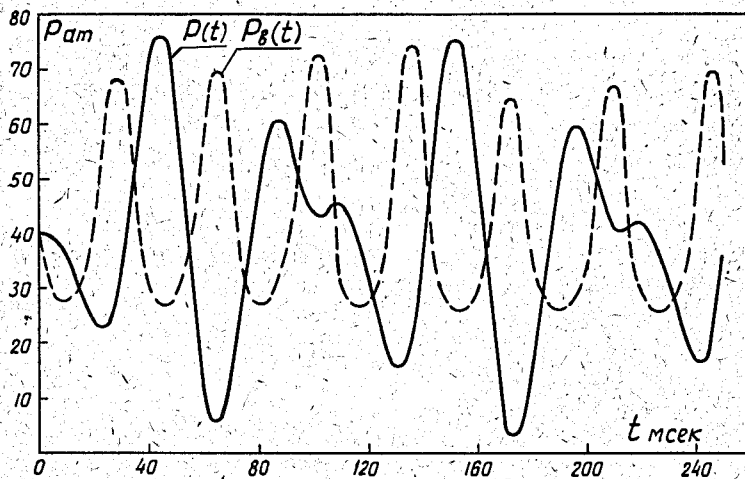


Рис. 2.

х) Результаты расчетов, выполненных в настоящей работе, были получены для следующих значений основных параметров: объем камеры $V_0 = 6$ л; средний уровень колебаний $P_0 = 40$ атм; период колебаний $T = 2\pi/\omega_0 = 54,5$ мсек; коэффициент затухания $2b = 2,5 \text{ сек}^{-1}$.

Непосредственная проверка показывает, что в установившемся ($t > 5$ сек) режиме (см. рис. 3) отклонение осцилляций давления жидкости от чисто гармонических не превышает (3-5)%.

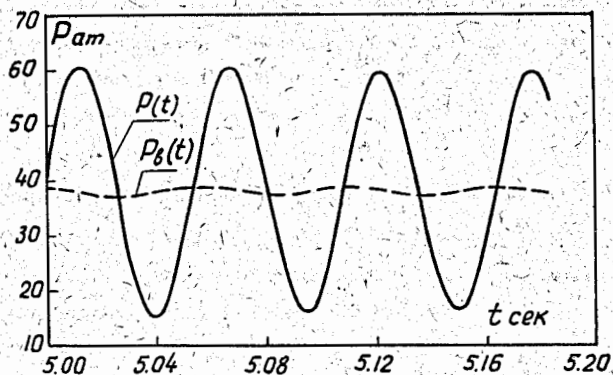


Рис. 3.

Как видно из рис. 2, установление резонансного режима сопровождается значительными модуляциями давления в жидкости и характеризуется большими амплитудами колебаний в воздухе. Зависимость амплитуды осцилляций давления в камере и расширительном механизме от величины объема $V_{B.0.}$ иллюстрируется сравнением кривых $P(t)$ и $P_B(t)$ на рис. 2 и 4, рассчитанных при $V_{B.0.} = \Delta V_{ж} = 0,172л$ (3% от V_0) и $V_{B.0.} = 0,5 л$ соответственно. Модуляции $P(t)$ нежелательны вследствие возможности сильного

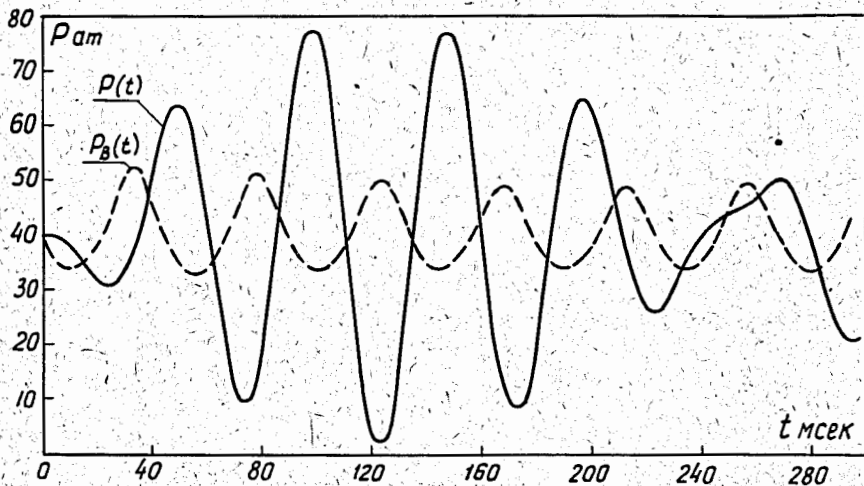


Рис. 4.

вскипания рабочей жидкости при снижении давления в камере значительно ниже границы области чувствительности. Эту опасность можно устранить повышением среднего уровня колебаний P_0 на время переходного процесса. Увеличение амплитуды колебаний $P_B(t)$ связано с перегрузкой поршневого механизма, требует усиления конструкции и увеличения мощности, подводимой к камере на этапе возбуждения колебаний. Снижение амплитуды колебаний $P_B(t)$ достигается увеличением объема $V_{в.о.}$ воздуха в расширительном механизме. При этом существенно, что, как следует из выводимых ниже формул, возрастание величины $V_{в.о.}$ не приводит к значительному изменению хода поршня.

Итак, гармоническое движение поршня вызывает устойчивые резонансные колебания давления в самой камере.

Установим теперь основные соотношения, связывающие главные конструктивные и динамические параметры резонансной камеры, которые необходимо учитывать при ее разработке. Для того, чтобы эти соотношения имели общий характер, они должны быть получены в предположении установившихся резонансных осцилляций давления в жидкости.

Система (2) не имеет аналитического решения но, как показано выше, в установившемся режиме давления $P(t)$ и $P_B(t)$ изменяются по закону, весьма близкому к гармоническому. Поэтому в силу известного свойства уравнения (1) анализ установившегося режима может быть произведен в аналитическом виде при условии, что колебания давления в расширительном механизме определяются выражением:

$$P_B(t) = P_0 - q \sin \omega_0 t. \quad (4)$$

Соответствующее этому решение уравнения (1) есть (см. рис. 5)

$$P(t) = P_0 + \frac{\omega_0}{2b} q \cos \omega_0 t - \frac{q}{2} \left[\frac{\omega_0}{b} \cos \omega_0 t + \sin \omega_0 t \right] e^{-bt}, \quad (5)$$

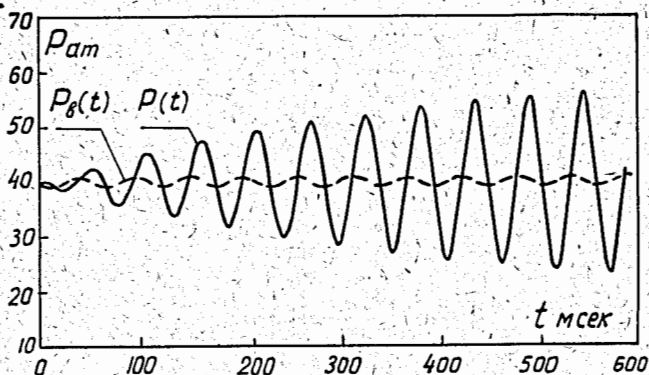


Рис. 5.

асимптотическая форма которого (при $t \gg 1/b$) имеет вид

$$P(t) = P_0 + Q \cos \omega_0 t, \quad (6)$$

где

$$Q = \frac{\omega_0}{2b} q. \quad (7)$$

Поскольку обычно ^{/2/}

$$b/\omega_0 \ll 1, \quad (8)$$

то отсюда следует, что $Q \gg q$.

Полагая, что изменение давления $P_B(t)$ является изотермическим (или поддерживается таковым), из (2), (4) и (5) получим:

$$x(t) = \frac{V_{B.0} q}{S} \frac{\sin \omega_0 t}{P_0 - q \sin \omega_0 t} - \frac{k V_0 q \omega_0}{2bS} \cos \omega_0 t + \frac{k V_0 q \omega_0}{2bS} \left[\cos \omega_0 t + \frac{b}{\omega_0} \sin \omega_0 t \right] e^{-bt}. \quad (9)$$

Поскольку средний уровень y колебаний P_0 сравним с их амплитудой Q , то в силу (8) следует, что $q/P_0 \ll 1$. Поэтому в разложении первого члена в (9) по степеням q/P_0 можно ограничиться первым приближением, так что асимптотическое выражение для $x(t)$ примет вид:

$$x(t) = \frac{V_{B.0} q}{S} \frac{\sin \omega_0 t}{P_0} - \frac{k V_0 q \omega_0}{2bS} \cos \omega_0 t \quad \text{или} \quad (10)$$

$$x(t) = x_0 \sin(\omega_0 t + \phi),$$

где

$$x_0 = \left[\left(\frac{k V_0 q \omega_0}{2bS} \right)^2 + \left(\frac{V_{B.0} q}{S P_0} \right)^2 \right]^{1/2} = \frac{1}{S} \left[(\Delta V_{Ж})^2 + (\Delta V_{П})^2 \right]^{1/2} \quad (11)$$

и

$$\tan \phi = \frac{k Q V_0 P_0}{V_{B.0} q} = \frac{P_0}{q} \frac{\Delta V_{Ж}}{V_{B.0}} \quad (12)$$

Здесь $\Delta V_{Ж} = k V_0 Q$, а ϕ - фазовый сдвиг между оцилляциями давления в камере и перемещением поршня. Из (11) видно, что увеличение объема воздуха $V_{B.0}$ не приводит, как это и отмечалось выше, к существенному изменению хода поршня.

Мгновенная мощность, необходимая для поддержания установившихся оцилляций давления в камере в соответствии с (4) и (10), есть

$$W(t) = x_0 \omega_0 S q \sin \omega_0 t \cos(\omega_0 t - \phi), \quad (13)$$

а средняя мощность, потребляемая за цикл, равна

$$\overline{W(t)} = \left(\frac{\pi}{2} + \phi \right) \frac{x_0 S q}{T} \sin \phi. \quad (14)$$

Для рассматриваемой конструкции камеры ($V_0 = 6$ л) максимальное значение мгновенной мощности $W_{\max} = 1,85$ квт и $\overline{W} = 0,89$ квт.

Наконец, устойчивость амплитуды вынужденных колебаний к отклонениям частоты ω вынуждающих колебаний от резонансной частоты ω_0 можно выявить с помощью резонансной кривой $Q(\omega)$, характеризующей "добротность" камеры как резонансной системы. Полагая, как и ранее, $P_B(t) = P_0 - q \sin \omega_0 t$, из уравнения (1) нетрудно получить, что для установившихся осцилляций давления

$$Q(\omega) = \frac{q \omega^2}{[4b^2 \omega^2 + (\omega_0^2 - \omega^2)^2]^{1/2}}. \quad (15)$$

Зависимость Q от частоты n (мин⁻¹) колебаний поршня показана на рис. 6.

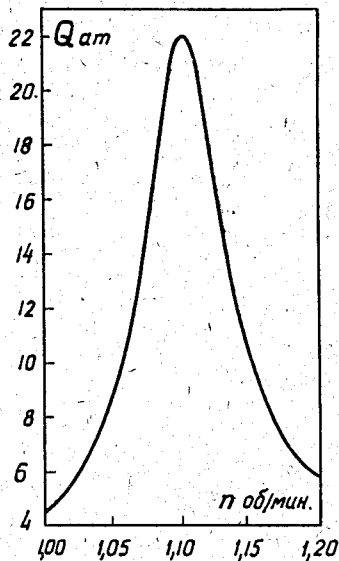


Рис. 6.

Проведенное выше рассмотрение показывает, что возбуждение и поддержание незатухающих резонансных колебаний давления в рабочей жидкости не встречает затруднений как с гидродинамической точки зрения, так и в конструктивном отношении.

Гармонический характер движения поршня и малая амплитуда вынуждающих колебаний $q \ll Q$ существенным образом упрощают изготовление механизма изменения давления.

Л и т е р а т у р а

1. Yu. A. Budagov, V. P. Dzheleпов, V. G. Ivanov, Yu. F. Lomakin, V. B. Flyagin, P. V. Shlyapnikov Nucl. Instr. and Methods, 20, 128 (1963).
2. Ю. А. Будагов, В. П. Дзелепов, В. Г. Иванов, Ю. Ф. Ломакин, В. Б. Флягин, П. В. Шляпников. Препринт ОИИИ, 1307 (1963). ПТЭ, № 2, 48, 1964.

Рукопись поступила в издательский отдел
12 июня 1964 г.