



ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ИНСТИТУТ ФИЗИКИ ВЫСОКИХ ЭНЕРГИЙ

ИФВЭ 98-45

ФТО

А.В.Плескач

**ИМПУЛЬСНАЯ СИСТЕМА ТЕПЛОСЪЕМА
ДЛЯ ЖИДКОВОДОРОДНОЙ БЫСТРОЦИКЛИРУЮЩЕЙ
ПУЗЫРЬКОВОЙ КАМЕРЫ**

Протвино 1998

Аннотация

Плескач А.В. Импульсная система теплосъема для жидководородной быстроциклирующей пузырьковой камеры : Препринт ИФВЭ 98-45. – Протвино, 1998. – 20 с., 7 рис., 3 табл., библиогр.: 15.

Рассмотрена импульсная система теплосъема для жидководородной быстроциклирующей пузырьковой камеры, которая, снимая динамическое тепловыделение практически во время серии расширений на пучке с длительностью вывода 1с, может позволить увеличить глубину захода в метастабильную область до рабочей плотности пузырьков 240 см^{-1} при размере фотографируемого пузырька $15 \div 20$ мкм. Одновременно частота срабатывания может быть увеличена до 100 Гц, а в случае необходимости можно значительно увеличить длительность непрерывной работы на пучке, например, до 10 с.

Abstract

Pleskach A.V. Switched Refrigeration System of Liquid Hydrogen Rapid Cycling Bubble Chamber: IHEP Preprint 98-45. – Protvino, 1998. – p. 20, figs. 7, tables 3, refs.: 15.

Switched refrigeration system for the liquid hydrogen rapid cycling bubble chamber is considered, which removes a heat load during the series of expansions of a chamber in a beam with the duration of 1s and allows to increase the depth of an intrusion in the region of a metastability upto the track bubble density of 240 cm^{-1} with the bubble diameter of $15 \div 20$ mkm. Simultaneously an expansion rate can be increased upto 100 Hz, and if it is necessary the duration of the series of expansions in the beam can be extended upto 10 s.

Введение

В составе гибридных установок для поиска редких короткоживущих частиц нашли применение быстроциклирующие пузырьковые камеры, которые играют роль прецизионного вершинного детектора. Для обеспечения необходимого разрешения вершин от распада короткоживущих частиц (время жизни $\sim 10^{-13}$ с) такая камера должна работать с большой плотностью пузырьков ($> 100 \text{ см}^{-1}$), существенно превышающей рабочую плотность пузырьков обычных камер ($5 \div 15 \text{ см}^{-1}$).

Плотность пузырьков наряду с их малым фотографируемым размером ($15 \div 20 \text{ мкм}$) является одной из важнейших характеристик, определяющих пространственное разрешение камер этого типа. С другой стороны, эффективность работы гибридной установки (темп набора статистики) зависит от числа срабатываний камеры на выведенном пучке (т.е. от частоты ее работы на пучке — обычно это 30 Гц при длительности вывода пучка $1 \div 1,5$ с).

Однако при исследовании режимов работы быстроциклирующих пузырьковых камер была отмечена обратная зависимость между достигаемой плотностью пузырьков (глубиной захода в метастабильную область) и числом расширений в серии [1,2], что в принципе вносит ограничение на эффективность работы гибридной установки в целом. Целью настоящей работы является анализ причин такого ограничения и поиск путей его устранения.

1. Сравнительный анализ рабочего режима систем термостатирования различных типов камер

Обычные пузырьковые камеры функционируют с частотой работы ускорителя. Стабильность рабочих условий в них обеспечивается системой термостатирования, которая снимает два вида теплопритока: статический и динамический. При этом динамический теплоприток, вызываемый необратимостью рабочего цикла расширения–сжатия камеры, носит импульсный характер. Однако в силу инерционности система термостатирования снимает этот вид теплопритока за время между срабатываниями камеры, т.е. как средний за время ее работы.

Быстроциклирующие пузырьковые камеры в отличие от обычных работают на выведенном пучке большими сериями (до 50 расширений), которые следуют с частотой работы ускорителя в режиме выборочного фотографирования от триггера.

Для сравнения систем термостатирования различных камер по съему динамического теплопритока их целесообразно сравнивать по этой нагрузке, отнесенной к единице рабочего объема камеры:

$$q_{дин} = \frac{U \cdot f \cdot t_{пуч}}{\tau_{уск}} \text{ [Вт/л]},$$

где U — удельное динамическое тепловыделение; f — частота работы камеры (на выводе пучка); $t_{пуч}$ — длительность вывода пучка на камеру; $\tau_{уск}$ — периодичность работы ускорителя.

Известно, что для “грязных” жидководородных камер с жидкостной системой расширения (поршневая или сильфонная) удельное динамическое тепловыделение составляет ~ 1 Дж/(л·цикл) [3], а для камер с газовой системой расширения доходит до 10 Дж/(л·цикл) [3]. С другой стороны, быстроциклирующие пузырьковые камеры с малой величиной рабочего объема в силу изготовления их корпуса из материала, обладающего малой теплоаккумулирующей способностью [4] и качеством поверхности, аналогичным качеству поверхности плавленого стекла, отличаются малым удельным динамическим тепловыделением ($0,03 \div 0,1$ Дж/(л·цикл)). Т.е. эти камеры являются квазичистыми по условию их работы и это предопределяет возможность их устойчивой работы на пучке большими сериями вблизи границы спонтанного вскипания (с большой плотностью пузырьков).

В табл. 1 представлено сравнение систем термостатирования различных водородных камер по удельной тепловой нагрузке при отводе динамического тепловыделения.

Таблица 1.

Камера		Объем л	Плотность пузырьков см^{-1}	$\tau_{уск}$ с	$t_{пуч}$ с	f Гц	U $\frac{\text{Дж}}{\text{л}\cdot\text{цикл}}$	$q_{дин}$ Вт/л
обычные	British 60 [5]	500	5	~ 2	-	-	12	6
	Mirabelle [6]	11000	6	8,8	-	-	1,0	0,11/0,22*
	Prinston 15 [7]	30	6	0,053	-	-	0,4	7,5
быстроциклирующие	LEBC [8]	1,2	80	12	1,8	30	0,025	0,11
	БЦПК [2]	1,1	150	8,8	1,0	30	0,1	0,34

* При работе камеры в режиме двухкратного расширения.

Известно, что системы термостатирования обычных водородных камер, приведенных в табл. 1, обеспечивают их устойчивую работу. Из этой таблицы также следует, что быстроциклирующие водородные пузырьковые камеры в силу того, что они являются квазичистыми, по сравнению с обычными камерами имеют значительный резерв по отношению к максимально достигаемой удельной тепловой

нагрузке (7,5 Вт/л) системы термостатирования по снятию динамического тепловыделения. Однако, несмотря на этот факт, например, при работе БЦПК [2] с частотой 30 Гц при увеличении числа расширений в серии более 55 происходит срыв режима, осциллограмма диаграммы Уатта которого в серии представлена на рис.1. Работа камеры в режиме срыва, как это видно из рисунка, характеризуется образованием и последовательным увеличением от цикла к циклу паровой фазы, что проявляется в резком увеличении площади диаграммы Уатта, уменьшении сброса давления и возрастании верхнего давления в конце серии на 1,5 атм.

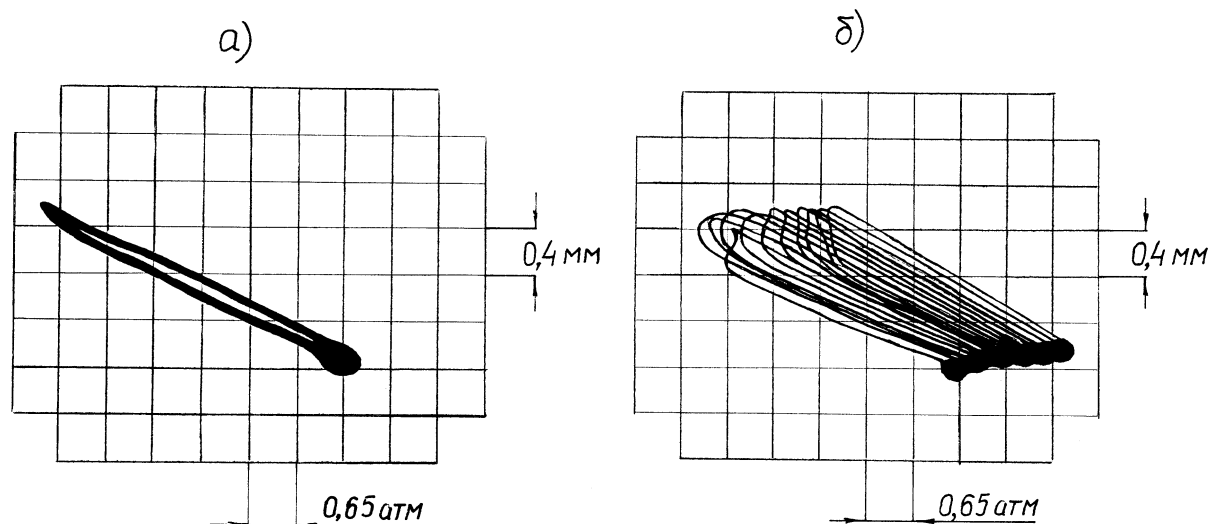


Рис.1. Осциллограмма изменения диаграммы Уатта в серии $N_s = 55$ ($f = 30$ Гц, $\tau_u = 7$ мс и $b = 80$ см⁻¹) во время срыва режима работы камеры при $N_s > 55$ (на осциллограмму записывалась каждая 5-я диаграмма Уатта): а) до срыва; б) после срыва.

Перед срывом режима система термостатирования БЦПК по удельной нагрузке ($q_{дин} = 1,5$ Вт/л) имела по-прежнему значительный резерв ($q_{дин} < 7,5$ Вт/л). Казалось бы, система термостатирования быстроциклирующей камеры должна с такой нагрузкой справляться успешно. Однако этого не наблюдается.

Единственное отличие обычных камер от быстроциклирующих состоит в том, что они работают в указанных режимах (с частотой, равной частоте работы ускорителя) непрерывно, а быстроциклирующие камеры работают большими сериями (до 50 расширений), которые следуют с частотой работы ускорителя. При таком режиме работы камеры динамическое тепло не успевает сниматься к каждому следующему расширению серии и, следовательно, избыток его накапливается к концу серии, поднимаясь при этом вверх и создавая вверху камеры зону с повышенной температурой — перегретую зону. Очевидно, что перегрев вверху будет тем больше, чем больше число расширений в серии, или при сохранении величины серии — чем глубже заход в метастабильную область (т.к. при этом возрастает динамическое тепловыделение).

При определенной величине перегрева температура в верхней части камеры может оказаться такой, что либо приведет (во время расширения) к пересече-

нию границы спонтанного вскипания, либо — к уменьшению локального пережима настолько, что образовавшаяся паровая фаза не успеет сконденсироваться к следующему расширению серии, и любая из этих причин приведет к срыву режима работы камеры.

Таким образом, проведенный анализ показывает, что для преодоления обратной зависимости между частотой работы быстроциклирующей камеры и глубиной захода в метастабильную область необходимо, чтобы тепло, выделяющееся в серии, или, во всяком случае, часть его в наиболее опасной (“горячей”) зоне снималось в течение этой серии. Т.е. теплообменник системы термостатирования должен работать в старт–стопном режиме, что технически представляется очень трудно реализуемой и сложной задачей, т.к. элементы теплообменных систем, использующих поверхностные теплообменники (поверхностного типа), в которых теплота передается через твердую стенку, обладают значительной тепловой инерцией, а именно: стенка теплообменника, разделяющая хладагенты, и сам хладагент. И тем не менее, представляется возможным реализовать теплообменную систему, работающую импульсным образом на рабочий объем камеры путем использования контактного теплообменника (передающего теплоту в результате непосредственного контакта — смешения двух теплоносителей) и органического сочетания его работы с рабочим циклом камеры.

2. Принцип действия импульсной системы теплосъема и выбор ее основных параметров

На рис.2 приведена схема импульсной системы теплосъема. Она состоит из стабилизатора верхнего давления камеры, описанного в [9], двухступенчатого импульсного теплообменника, рабочая полость которого с помощью капилляров соединена с рабочим объемом камеры. Принцип работы импульсного теплообменника заключается в том, что жидкий водород при необходимой и более низкой, чем в рабочем объеме температуре, поддерживается регулирующим контуром в специальном объеме с помощью обычного поверхностного теплообменника 1-й ступени, в котором циркулирует жидкий и нагревающийся до поддерживаемой температуры гелий. Этот объем с жидким водородом изолирован термически относительно рабочего объема камеры, но соединен с ним пространственно с помощью одного или нескольких капилляров. Давление в импульсном теплообменнике поддерживается с помощью стабилизатора давления равным верхнему давлению в камере за счет хорошей связи, обеспечиваемой тонкостенной нержавеющей трубкой. В результате, во время расширения камеры из полости импульсного теплообменника через капилляр происходит инжекция в рабочий объем более холодной жидкости, которая, перемешиваясь с рабочей, охлаждает ее. Натекающая в рабочий объем жидкость частично вытекает в паузах между циклами серии и окончательно — в паузу между сериями. Процесс миграции жидкости через капилляр рассчитывается по методике, изложенной в [10].

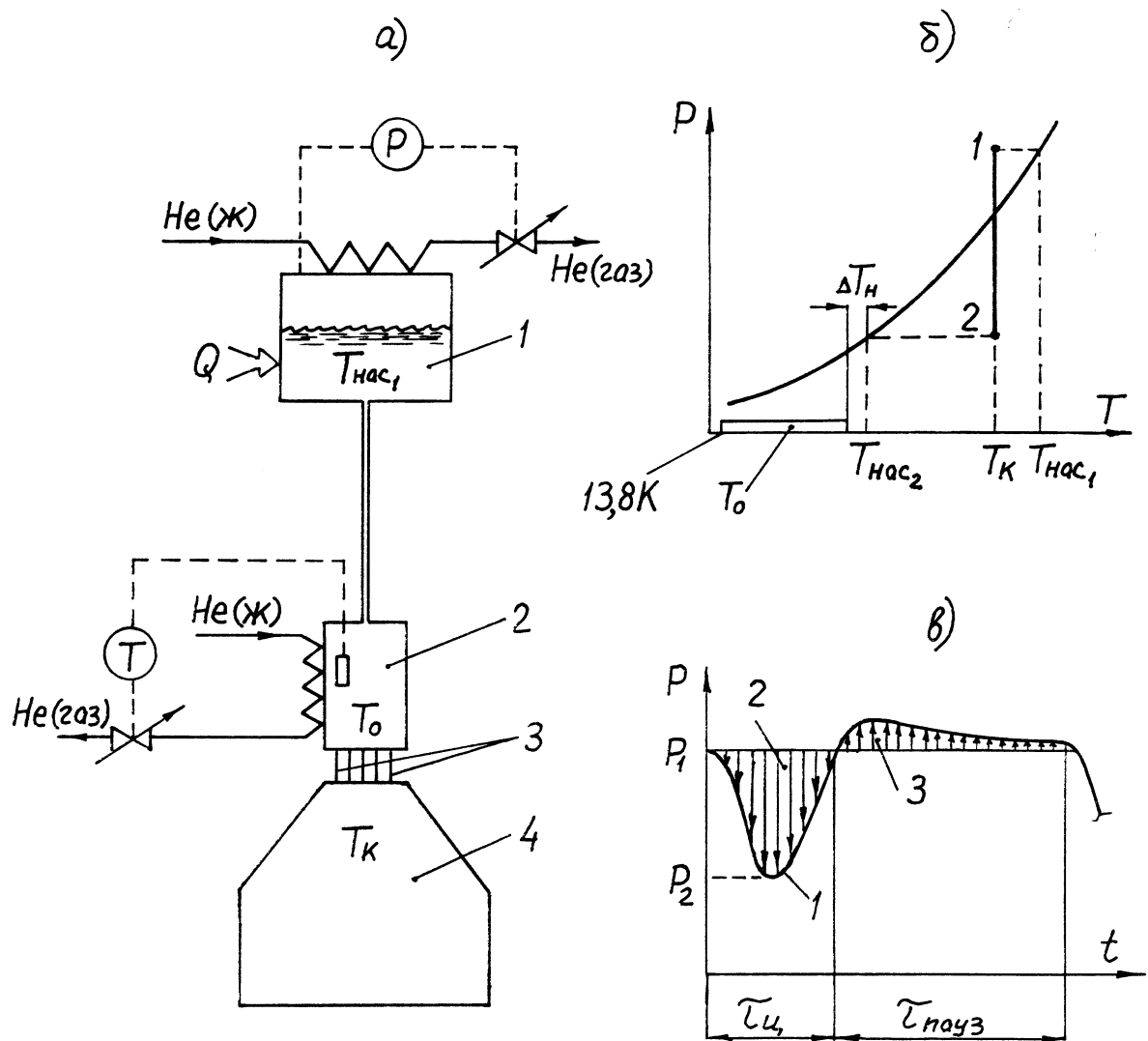


Рис. 2. Схема импульсной системы теплосъема: а) блочная схема: 1 — бачок стабилизации верхнего давления; 2 — импульсный теплообменник смешения; 3 — капилляры связи полости теплообменника смешения и рабочего объема камеры, 4 — рабочий объем камеры; б) рабочий цикл импульсной системы теплосъема в РТ-диаграмме: $T_{нас1}$ — температура насыщения жидкого водорода при верхнем давлении в камере; T_k — рабочая температура в камере; $T_{нас2}$ — температура насыщения при нижнем давлении в камере; T_0 — температура в полости импульсного теплообменника; в) фазовая диаграмма рабочего цикла импульсного теплообменника: 1 — кривая изменения давления в рабочем объеме камеры; 2 — инжекция жидкости из импульсного теплообменника в камеру; 3 — возврат жидкости в импульсный теплообменник.

В соответствии с этой методикой, объемное количество жидкого водорода, натекающее через капилляр в рабочий объем камеры за время цикла расширения-сжатия, определяется следующим образом:

$$\Delta V_o = \bar{v}_o \cdot \tau_u \cdot S_o,$$

где $\bar{v}_o = 0,64 \sqrt{\frac{2g(P_B - P_H)}{\rho(1,5 + \lambda L/d)}}$ — средняя за время цикла расширения–сжатия скорость на выходе из капилляра; P_B — верхнее давление в камере; P_H — нижнее давление в камере; g — ускорение свободного падения; ρ — плотность жидкости; τ_u — длительность рабочего цикла камеры; S_o — свободное сечение капилляра; L — длина капилляра; d — внутренний диаметр капилляра; $\lambda = 0,316/\text{Re}^{0,25}$ — коэффициент трения; Re — число Рейнольдса.

Частичность вытекания жидкости в паузах серии приводит в конце серии к некоторому повышению давления в камере, которое восстанавливается за время паузы между сериями. При этом из камеры в полость импульсного теплообменника вытекает уже жидкость при температуре камеры, чем, собственно, и определяется тепловая нагрузка 1-й ступени импульсного теплообменника: жидкость в камеру инжектируется при пониженной температуре (T_o), а возвращается в паузах между расширениями серии и сериями при температуре камеры (T_κ):

$$\bar{Q}_o = \frac{\bar{c}_p \rho \Delta V_o n N_s}{\tau_{yck}} (T_\kappa - T_o),$$

где \bar{c}_p — средняя теплоемкость жидкости в рабочем температурном интервале; N_s — число расширений в серии; τ_{yck} — периодичность работы ускорителя; T_κ — температура в рабочем объеме камеры; T_o — температура в рабочем объеме импульсного теплообменника; n — число капилляров; ρ — плотность жидкости.

Количество тепла, снимаемого импульсным теплообменником за 1 цикл срабатывания камеры:

$$Q_o = \bar{c}_p \rho \Delta V_o n (T_\kappa - T_o).$$

Величина рабочего объема (объема смешения) импульсного теплообменника должна быть достаточно большой, чтобы во время работы камеры в серии возвращающийся в теплообменник водород из камеры не поднял существенно температуру в нем и тем самым не ухудшил импульсный теплосъем в следующих циклах серии. Соотношение между объемом смешения (V_o) и допустимым повышением температуры (ΔT) в нем было определено из рассмотрения процесса смешения при допущении обеспечения требуемой малости ΔT :

$$V_o = \frac{\alpha \Delta V_o n N_s}{\Delta T_n} (T_\kappa - T_o),$$

где α — коэффициент возврата жидкости в импульсный теплообменник во время серии; ΔT_n — повышение температуры в объеме смешения в конце серии.

На рис.3 приведена зависимость коэффициента возврата инжектированной жидкости (α) от числа расширений в серии (N_s) и частоты работы камеры, определенная по методике, изложенной в [10].

Чтобы заведомо исключить паразитное кипение на выходе из капилляра, импульсный теплообменник должен быть спроектирован так, чтобы его рабочая температура (T_o) была меньше или равна температуре насыщения при нижнем давлении в камере (см. рис.2). Так, при рабочей температуре 29,1 К и нижнем давлении 4 атм температура насыщения составит 26 К. Т.е. рабочая область поддержания температуры в объеме смешения импульсного теплообменника должна быть $T_o < 26$ К и выше тройной точки водорода 13,8 К, и соответствующая разница температур инжектируемой жидкости и рабочей в камере составит $15,6 \text{ К} > \Delta T_o > 3,1 \text{ К}$. В этом случае, в принципе, следовало бы опасаться, что инъекция столь сильно охлажденной жидкости может вызвать появление аномальных конвекционных токов, искажающих следы треков.

Однако наблюдение на действующей камере за работой системы стабилизации давления с сильным (того же порядка) переохлаждением жидкого водорода перед капилляром связи камеры со стабилизатором давления не выявило сколько-нибудь заметных аномальных конвекционных токов, хотя инъекция холодной жидкости (при $\Delta T_o = 5,9 \text{ К}$) из капилляра происходила параллельно оси пучка на высоте 15 мм над фотографируемым объемом [2]. В нашем же случае для этой камеры [2] импульсный теплообменник будет размещаться в ее верхней части и поэтому инъекция переохлажденной жидкости будет осуществляться уже на высоте 170 мм над фотографируемым объемом, но перпендикулярно оси пучка. Тем не менее, на таком пути она должна хорошо перемешиваться перед тем, как попасть в фотографируемый объем.

Оценку справедливости этого предположения можно провести путем рассмотрения движения инжектируемой жидкости на основе теории движения затопленных жидкостных струй [11]. Скорость по оси струи в зависимости от расстояния от точки истечения определится следующим образом:

$$v_{oc} = 12,4 \bar{v}_o r_o / x,$$

где \bar{v}_o — средняя за время цикла скорость на выходе из капилляра; r_o — внутренний радиус капилляра; x — расстояние от точки истечения; v_{oc} — осевая скорость струи на расстоянии x .

Определив из приведенного выражения среднюю осевую скорость на длине струи (x), можно при ее использовании получить следующее трансцендентное уравнение для нахождения пути (x), проходимого передним фронтом следа струи за время с момента начала истечения:

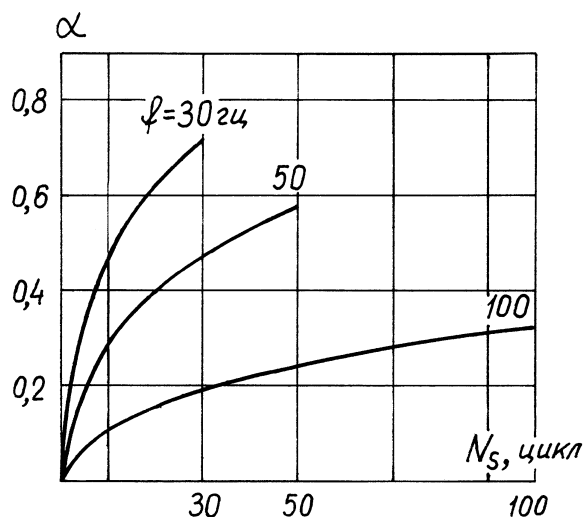


Рис. 3. Зависимость коэффициента возврата жидкости (α) в импульсный теплообменник от числа расширений в серии (N_s) и частоты работы камеры (f).

$$x = \sqrt{12,4\bar{v}_o r_o t \ln \frac{x}{r_o}},$$

где t — время с момента начала истечения.

Средняя скорость в сечении струи:

$$\bar{v} = 0,261v_{oc}.$$

Разность между температурой на оси струи и температурой окружающей среды (избыточная температура) в зависимости от расстояния от точки истечения определяется следующим образом [12]:

$$\Delta T_{oc} = 9,24 \frac{r_o}{x} \Delta T_o / \sqrt{T_o/T_{\kappa}}.$$

Средняя избыточная температура в сечении струи:

$$\overline{\Delta T} = 0,39\Delta T_{oc}.$$

След (факел) струи имеет форму конуса с радиусом (r) основания (на расстоянии x от точки истечения) равным:

$$r = x \operatorname{tg} 12^{\circ} 25'.$$

В соответствии с полученным выражением струя водорода, вытекающего из капилляра $\varnothing 0,1$ мм, за время полуцикла ($t=2,5$ мс), т.е. к началу фотографирования пройдет расстояние $x_{t=2,5 \text{ мс}}=23,3$ мм, осевая скорость струи при этом уменьшится с 67 м/с на выходе из капилляра до 1,52 м/с в конце факела струи (средняя скорость в конце факела 0,4 м/с) при диаметре основания конуса факела $2r=10,2$ мм. Средний температурный напор в конце факела составит $\sim 0,03$ К, а по оси струи 0,07 К. Таким образом, полученный расчетный результат подтверждает описанные ранее экспериментальные наблюдения за последствиями истечения водорода вдоль фотографируемого объема на высоте 15 мм, выразившиеся в отсутствии видимых проявлений конвективного движения сильно переохлажденной жидкости.

Выбор величины объема смешения (V_o) в соответствии с представленным соотношением $V_o(\Delta T_n)$ не является достаточным условием работоспособности импульсного теплообменника. Необходимо, чтобы для выбранных размеров теплообменного устройства теплая жидкость, возвращающаяся через капилляр из камеры, поднялась к следующей серии расширений на пучке на всю высоту импульсного теплообменника и не оставалась в зоне капилляра к следующему расширению серии.

Скорость перемещения теплого фронта жидкого водорода можно оценить по скорости стабильных турбулентных вихрей. В соответствии с [13] и руководствуясь тем, что слишком большой или быстродвижущийся вихрь последовательно распадается на два до образования стабильного и его размер задается критерием стабильности Рейнольдса $Re=2300$, получим зависимость скорости вихря от теплового потока при температуре жидкого водорода 29 К:

$$v = 62,7H^{1/4} \text{ см/с},$$

где H , Вт/см² — тепловой поток.

Используя полученную по [13] зависимость между среднеквадратичной температурной флуктуацией и тепловым потоком в полученном выше выражении, получим (при 29 К):

$$v = 118,5(\sqrt{\Theta^2})^{1/3} \text{ см/с},$$

где $\sqrt{\Theta^2}$ — среднеквадратичная температурная флуктуация в турбулентном потоке.

В момент выхода струи из капилляра (при возврате жидкости из камеры в теплообменник) разность температур (температурный напор) между струей и жидкостью теплообменника $T_{\kappa} - T_o$. Чтобы оценить скорость турбулентного вихря, вызываемую температурным напором, следует предположить, что $\sqrt{\Theta^2} \simeq T_{\kappa} - T_o$. И тогда, принимая, что $T_{\kappa} - T_o = 3,1$ К, получим $v = 173$ см/с = 1,73 мм/мс.

Обратная инжекция жидкости в теплообменник во время паузы (время между расширениями серии) осуществляется за счет повышения давления, вызываемого сжатием жидкости, натекающей в камеру. При работе камеры с частотой 30 Гц величина паузы составляет 28 мс и повышение давления после 1-го расширения $\sim 0,01$ атм. Струя водорода за время паузы пройдет расстояние $x_{t=28 \text{ мс}} = 20,4$ мм, при этом скорость с 4 м/с на выходе из капилляра уменьшится до 0,1 м/с в конце струи (по ее оси), а средний температурный напор в конце факела уменьшится с 3,1 К до 0,03 К и максимальный по оси струи до 0,07 К. В случае возможной работы камеры с частотой 100 Гц длина факела струи в режиме обратной инжекции составит $x_{t=5 \text{ мс}} = 9,7$ мм, при этом средний температурный напор в конце струи составит 0,07 К и максимальный по оси струи 0,19 К. Таким образом, расчетный анализ показывает, что даже при работе камеры с частотой 100 Гц в режиме возврата жидкости в теплообменник в условиях малых температурных интервалов не создаются условия для застоя жидкости в зоне выхода из капилляров. Т.е. скорости, вызываемые напорами давления и температуры, действуя совместно, создают условия для своевременной эвакуации из зоны капилляра возвращающейся жидкости и транспортировки ее к активной зоне теплообменника 1-й ступени.

При разработке импульсной системы теплосъема описанного типа необходимо также учитывать свойственные ей отрицательные проявления. Ими являются:

1) потеря нижнего давления, достигаемого при расширении камеры, из-за натекания жидкого водорода через капилляр, и, соответственно, уменьшение степени расширения при неизменном ходе привода:

$$\Delta P = B \frac{\Delta V_o \cdot n}{2} / V,$$

где V — рабочий объем камеры; B — адиабатический модуль упругости;

2) увеличение необратимости за счет постоянного натекания через капилляр жидкого водорода во время осуществления рабочего цикла камеры (цикла расширения–сжатия):

$$\Delta U = 0,75(P_e - P_n)\Delta V_o \cdot n/V,$$

где P_e — верхнее давление в камере; P_n — нижнее давление в камере.

Потерей охлаждающей способности импульсной системой за счет нагрева тормозящейся струи (по сравнению с перечисленными потерями), как показывают оценки, можно пренебречь.

В табл. 2 на основании приведенных выше соображений и соответствующих зависимостей по выбору основных параметров импульсной системы теплосъема представлены результаты ее расчета для нескольких размеров капилляра при неизменном их числе равном $n = 10$.

Таблица 2.

d_o мм	$\Delta V_o \times n$ мм ³	$\Delta T_o = 3,1\text{K}$						
		$t = 2,5\text{ мс}$			Q_o Дж/цикл	$\Delta U \cdot V$ Дж/цикл	ΔP атм	$U = 0,19\text{ Дж}/(\text{л}\cdot\text{ц})$ $(Q_o - \Delta U \cdot V)/UV$
		x мм	v_{oc} м/с	ΔT_{oc} К				
0,05	$0,52 \times 10$	16,3	1,01	0,046	0,021	0,0016	0,0008	0,1
0,1	$2,24 \times 10$	23,3	1,52	0,07	0,092	0,0072	0,003	0,45
0,15	$5,15 \times 10$	28,4	1,91	0,081	0,21	0,017	0,008	1,02
0,2	$9,25 \times 10$	32,5	2,25	0,094	0,38	0,030	0,014	1,8
0,4	$37,6 \times 10$	44,8	3,31	0,135	1,54	0,12	0,056	7,5
0,6	$84,9 \times 10$	53,7	4,16	0,17	3,47	0,27	0,126	16,8
0,8	$151,3 \times 10$	61,3	4,87	0,2	6,19	0,48	0,225	30
1,0	237×10	67,7	5,5	0,224	9,8	0,75	0,35	47,6

Расчет проводился для сброса давления (при расширении камеры) $P_e - P_n = 4,3$ атм при рабочей температуре $29,1\text{ K}^1$, переохлаждении водорода $\Delta T_o = 3,1\text{ K}$ (температура в объеме смешения $T_o = 26\text{ K}$) и длительности цикла $\tau_u = 5\text{ мс}$. Охлаждающая способность (в импульсе) системы из 10-ти капилляров при вариации их размера оценивается по отношению к необходимости отвода динамического тепловыделения, равного $0,19\text{ Дж}/(\text{л}\cdot\text{цикл})$, которое соответствует потенциальной возможности реализации работы камеры с повышенной плотностью пузырьков $b = 240\text{ см}^{-1}$ при $T_k = 29,8\text{ K}$ [14]. Из приведенной таблицы следует, что меньшему диаметру капилляра соответствует меньшая длина распространения струи к началу фотографирования и лучшее ее перемешивание (т.е. меньше температурный напор на оси в конце струи). В качестве рабочего (с учетом отсутствия условий для застоя жидкости при возврате ее в теплообменник) и обеспечения равномерности охлаждения был выбран капилляр $d_o = 0,1\text{ мм}$. Система из 10-ти капилляров $\varnothing 0,1\text{ мм}$ позволит в рабочем (стандартном) режиме при $T_k = 29,8\text{ K}$ и достигаемой плотности пузырьков $b = 150\text{ см}^{-1}$ [2] отводить соответствующее этой плотности динамическое тепловыделение $U = 0,11\text{ Дж}/(\text{л}\cdot\text{цикл})$ при температуре в объеме теплообменника смешения $T_o = 25,7\text{ K}$ ($\Delta T_o = 4,1\text{ K}$) и $U = 0,19\text{ Дж}/(\text{л}\cdot\text{цикл})$, соответствующее плотности 240 см^{-1} , при $T_o = 22,7\text{ K}$ (т.е. при $\Delta T_o = 7,1\text{ K}$). Максимальная динамическая тепловая нагрузка, которую может отвести теплообменник через обсуждаемую систему капилляров $\varnothing 0,1\text{ мм} \times 10$ в данной камере объемом $1,1\text{ л}$, составляет $0,55\text{ Дж}/(\text{л}\cdot\text{цикл})$. При необходимости отвода бóльшего динамического тепловыделения необходимо использовать капилляр

¹Полученные результаты могут быть использованы для других рабочих температур ($29 \div 30\text{ K}$)

большого размера или увеличить их число. Очевидно, что импульсный теплообменник работает совместно с обычным, предназначенным для отвода статического теплопритока. Однако в действительности представляется, что импульсный теплообменник от заданного в процессе разработки минимального уровня нагрузки, определяемой условием невоскипания, необходимо нагружать в такой степени, в какой это необходимо для обеспечения устойчивой работы в требуемом режиме (частота, длительность вывода пучка).

Рассмотрение размеров капилляра в столь широком диапазоне, как это представлено в табл. 2: $d_o = 0,05 \div 1,0$ мм, представляет интерес как для оценки потенциальной предельной возможности динамического теплосъема рассматриваемой импульсной системой, так и для сравнения характеристик формирования струи в зависимости от размера капилляра в пределах длительности цикла камеры. Например, при $d_o = 0,3 \div 0,35$ мм уже может отводиться динамический теплоприток, типичный для обычных пузырьковых камер ($\sim 1,0$ Дж/(л-цикл)). При этом потеря величины сброса давления составит всего $\sim 1\%$ (при рабочей динамической нагрузке, типичной для быстроциклирующих камер эта потеря составляет весьма малую величину $\sim 0,1\%$).

При $d_o = 1$ мм импульсной системой может отводиться даже динамическая тепловая нагрузка, типичная для пузырьковых камер с газовой системой расширения (~ 10 Дж/(л-цикл)), однако при этом потеря сброса давления уже составляет достаточно большую величину $8 \div 10\%$.

О допустимости температурного напора в конце струи на ее оси можно судить путем сравнения его с температурным напором на поверхности обычного теплообменника при снятии идентичной тепловой нагрузки (часть поверхности обычного теплообменника находится над фотографируемым объемом на расстоянии 20 мм) с учетом работы его в режиме временного усреднения нагрузки. Так, при работе БЦПК в обычном режиме: $f=30$ Гц, $N_s = 30$ и $b = 150$ см⁻¹, внутренний теплообменник, имея поверхность 440 см² [2], для отвода тепловыделения $U = 0,11$ Дж/(л-цикл), соответствующего этому режиму, будет иметь температуру своей поверхности на 0,06 К выше термостатируемой жидкости. При увеличении числа расширений, например до $N_s=100$, температура стенок теплообменника станет выше на 0,14 К в то время как характеристика струи импульсного теплообменника не изменится, т.е. $\Delta T_{oc} = 0,07$ К, в силу иного способа увеличения теплосъема: путем увеличения суммарного количества подаваемой в рабочий объем холодной жидкости в соответствии с увеличением числа расширений в серии. Такое сравнение оказывается в пользу импульсного теплообменника в силу того, что процесс теплообмена в нем путем смешения более холодной жидкости с термостатируемой носит объемный характер в отличие от обычного теплообменника, где процесс теплообмена носит поверхностный характер.

Возможное конструктивное исполнение импульсного теплообменника для БЦПК [2] представлено на рис.4, описание его конструкции приведено в Приложении.

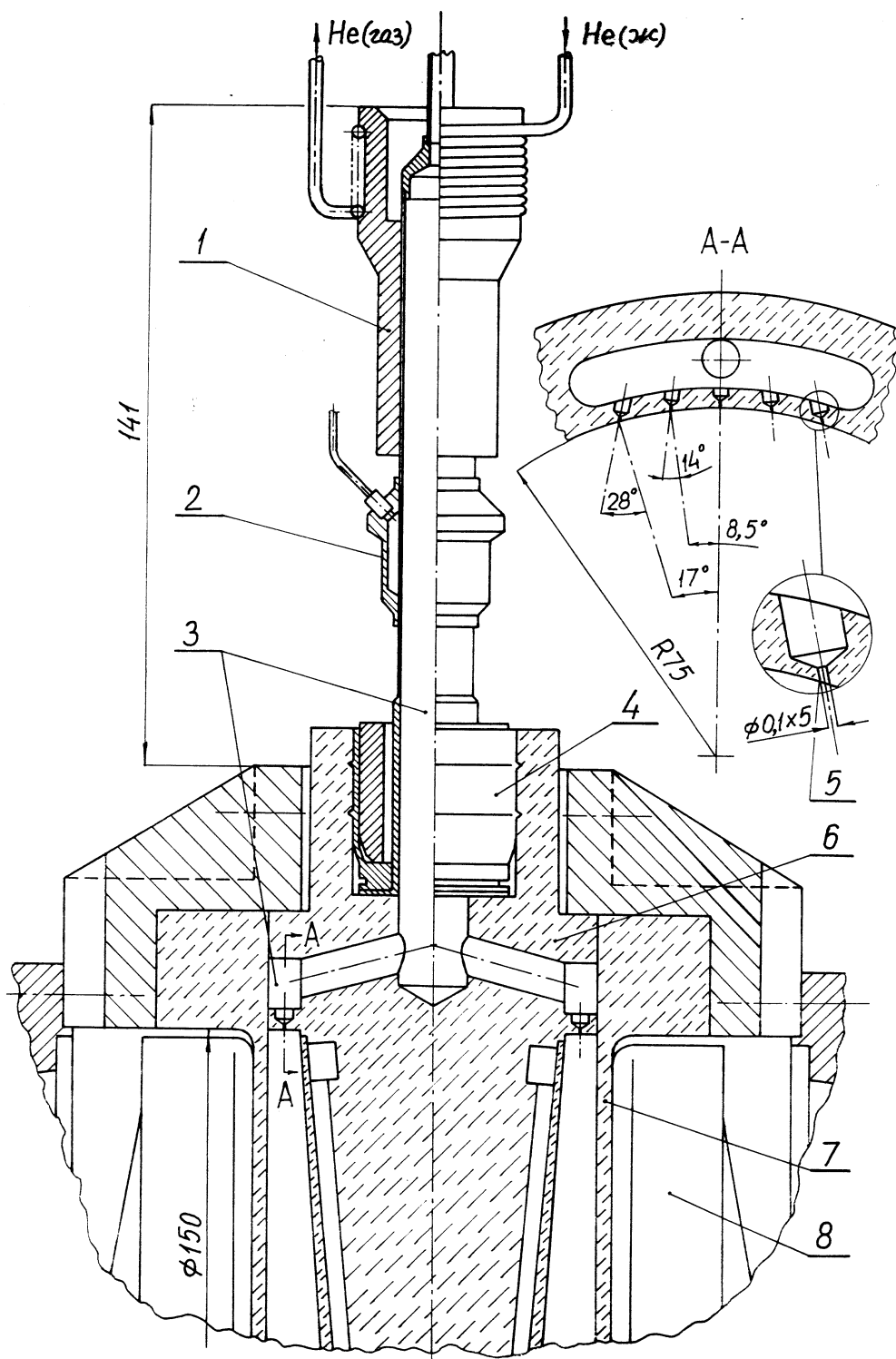


Рис. 4. Схема устройства импульсного теплообменника: 1 — гелиевый теплообменник с теплопроводом; 2 — бульба конденсационного термометра; 3 — полость теплообменника смешения; 4 — уплотнение; 5 — капилляр связи теплообменника смешения и рабочего объема камеры; 6 — лексановый корпус камеры; 7 — мембрана; 8 — поршень.

3. Обсуждение возможностей, обеспечиваемых импульсной системой теплосъема

На рис.5 приведена осциллограмма режима работы БЦПК [2] с частотой $f=100$ Гц при количестве расширений в серии $N_s = 50$ и длительности цикла $\tau_u=7$ мс. Достижимая плотность пузырьков в этом режиме составляет $b = 65$ см⁻¹ при величине пережима равной 2,1 атм. Этот режим является околопредельным: дальнейшее увеличение N_s либо $(P_e - P_n)$ приводит к его срыву (см. рис.1). Таким образом, возможности камеры, обуславливаемые системой расширения (работа с частотой 100 Гц) и ее термодинамическими характеристиками (конденсация образовавшихся в камере пузырьков к следующему расширению) не могут быть реализованы из-за ограничения,

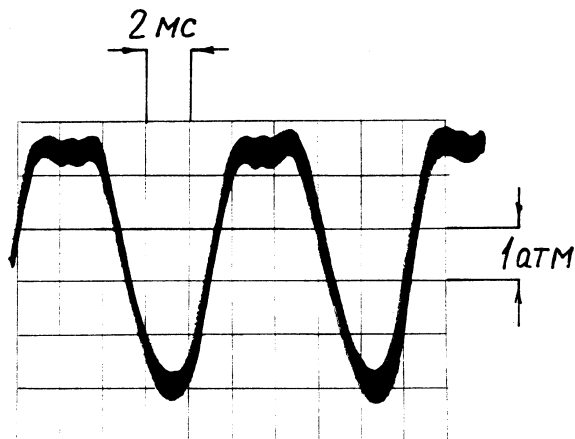


Рис. 5. Осциллограмма изменения давления в серии $N_s = 50$ при работе камеры с частотой $f = 100$ Гц и длительностью цикла $\tau_u = 7$ мс. Рабочая температура водорода 29,1 К, плотность пузырьков 65 см⁻¹.

присущего традиционной системе термостатирования. Однако использование импульсной системы теплосъема (ИСТ) позволит режим работы камеры с частотой 100 Гц довести до рабочих параметров: реализовать его на выводе пучка длительностью 1 с ($N_s = 100$ расширений) при глубине захода в метастабильную область, соответствующую плотности пузырьков $b = 150$ см⁻¹ и при которой $U = 0,11$ Дж/(л·цикл), а также обеспечить принципиальную возможность работы в этом режиме ($f = 100$ Гц/ $N_s = 100$) с плотностью пузырьков, увеличенной до 240 см⁻¹ (при $T_k = 29,8$ К), при которой $U=0,19$ Дж/(л·цикл).

На рис.6 приведена зависимость перепада давления в конце серии (ΔP_s) и необходимого для съема динамического тепловыделения (U) перепада температур (ΔT_o) между объемами камеры и импульсного теплообменника от суммарного проходного сечения капилляров (F_Σ) для режима работы камеры с частотой $f = 100$ Гц при количестве расширений в серии $N_s = 100$ (т.е. при продолжительности вывода пучка $t_s=1$ с) и рабочей длительности цикла $\tau_u=5$ мс. Соотношение между размером капилляров и их количеством (как для коротких): $d_0=1,128\sqrt{F_\Sigma/n}$.

В силу того, что импульсная система теплосъема снимает динамическое тепловыделение практически в течение серии, перепад давления в конце серии (ΔP_s) определялся при $U = 0$. Из графиков, приведенных на рис.6, следует, что из условия минимизации перепада давления (ΔP_s), возникающего в конце серии, следует стремиться: 1) к уменьшению проходного сечения (F_Σ) капилляров (обеспечивая при этом условие невоскипания); 2) к обеспечению работы ИСТ по отводу динамического тепловыделения в его рабочих пределах $U = 0,11 \div 0,19$ Дж/(л·цикл)), находясь при этом в разрешенном температурном интервале: $15,6 \text{ К} > \Delta T_o > 3,1 \text{ К}$.

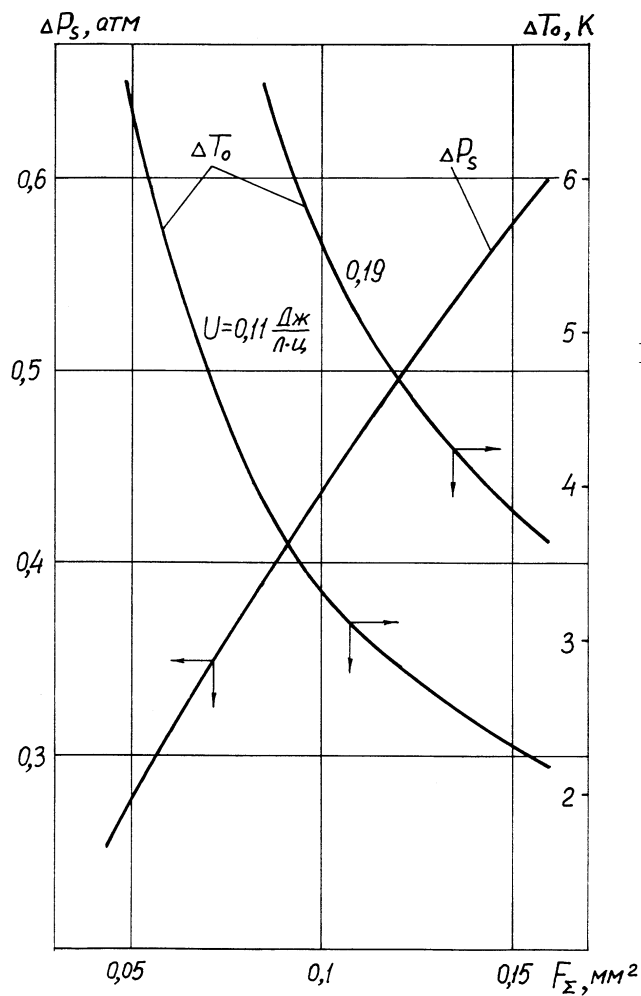


Рис. 6. Зависимость избыточного давления в конце серии (ΔP_s) и необходимого для съема динамического тепловыделения (U) перепада температур между камерой и импульсным теплообменником (ΔT_o) от суммарного проходного сечения капилляров (F_Σ) для режима работы камеры с частотой $f = 100$ Гц при количестве расширений в серии $N_s = 100$ и длительности рабочего цикла камеры $\tau_u = 5$ мс.

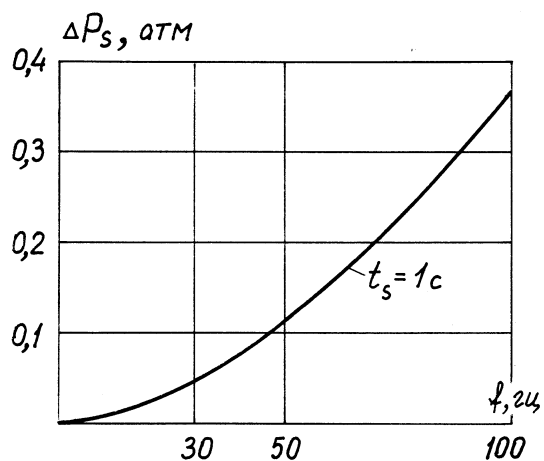


Рис. 7. Зависимость избыточного давления в конце серии (ΔP_s) от частоты работы камеры на выводе пучка длительностью 1 с (длительность рабочего цикла камеры $\tau_u = 5$ мс).

Выбранное суммарное сечение капилляров $\varnothing 0,1 \text{ мм} \times 10$ равно $0,079 \text{ мм}^2$ и ИСТ с ними снимает $U = 0,11 \text{ Дж}/(\text{л}\cdot\text{цикл})$ при $\Delta T_o = 4,1 \text{ К}$ и $U = 0,19 \text{ Дж}/(\text{л}\cdot\text{цикл})$ при $\Delta T_o = 7,1 \text{ К}$.

На рис.7 для выбранной системы капилляров приведены результаты расчета зависимости перепада давления в конце серии (ΔP_s) от частоты работы камеры на пучке длительностью 1 с. Из приведенного графика следует, что при работе камеры с частотой 100 Гц имеет место значительное возрастание избыточного давления в конце серии (до $\Delta P_s = 0,37 \text{ атм}$). Этот факт объясняется резким уменьшением (при $f = 100 \text{ Гц}$) длительности паузы (между расширениями серии), в

которую происходит вытекание инжектированной в камеру во время рабочего цикла жидкости (для $f = 100$ Гц — $t_{наыз} = 5$ мс, в то время как для $f = 50$ Гц — $t_{наыз} = 15$ мс). Такое возрастание давления (при $f = 100$ Гц) приводит к уменьшению рабочей плотности пузырьков ($b = 150$ см⁻¹) в конце серии на 18%, что неприемлемо и необходимо компенсировать. (В то же время для $f = 50$ Гц уменьшение рабочей плотности пузырьков составляет всего $\sim 5\%$, что представляется еще допустимым). Таким образом, режим работы БЦПК с $f = 100$ Гц отличается качественно новой особенностью — необходимостью компенсировать избыточное давление в конце серии.

Компенсацию роста в серии нижнего давления, вызываемого ростом верхнего при постоянной степени расширения (ходе поршня), при работе с частотой 100 Гц можно реализовать двумя путями:

1. Программируемым по линейному закону увеличением хода поршня, компенсирующего возрастание нижнего давления на 0,37 атм. Такой способ приведет к необходимости постепенного увеличения хода поршня к концу серии приблизительно на 0,12 мм (при величине рабочего хода $\sim 1,1$ мм).
2. Стабилизацией верхнего давления во время работы камеры в серии (на пучке) с помощью специально разработанного 2-каскадного контура регулирования исходного положения поршня системы расширения, который будет переключаться с началом серии в двухкаскадный режим работы. В этом режиме контур во время работы в серии, отслеживая заданное верхнее давление в камере, будет изменять положение поршня, отводя его от мембраны камеры и тем самым компенсируя увеличение объема из-за натекающей в циклах жидкости. После окончания серии контур регулирования системы расширения переключается в однокаскадный режим работы. В этом режиме контур, отслеживая заданное нулевое положение поршня, соответствующее плоскому состоянию мембраны, восстановит исходное (перед началом серии) положение поршня, вытеснив при этом всю натекающую в циклах жидкость в полость импульсного теплообменника.

Из описанных двух возможных путей компенсации повышения давления в конце серии в реализации проще первый.

Таким образом, проведенный анализ показывает, что использование ИСТ совместно с модернизацией управления системой расширения делает возможной работу быстроциклирующей водородной пузырьковой камеры с частотой 100 Гц при глубоком заходе в метастабильную область, соответствующую плотности пузырьков 240 см⁻¹.

Кроме того, импульсный характер теплосъема снимает принципиальные ограничения на длительность непрерывной работы камеры на пучке. Это позволяет в случае необходимости использовать быстроциклирующую камеру в экспериментах на пучках УНК при длительности вывода пучка около 10 с. Это проиллюстрировано табл. 3, в которой приведены результаты расчета основных параметров, характеризующих работу ИСТ во время функционирования камеры с частотой

30, 50 и 100 Гц при достигаемой плотности b пузырьков 150 см^{-1} и 240 см^{-1} ($T_{\kappa} = 29,8 \text{ К}$) на пучке длительностью 10 с.

Таблица 3.

f Гц	N_s	ΔT_0 К	$t_{\text{пуч}}=10 \text{ с}$					$\Delta w/w^*$ %
			$\Delta T_n=0$	$\Delta T_n \neq 0$				
			ΔP_s атм	b см^{-1}	ΔT_n К	ΔP_s атм	$\Delta b/b$ %	
30	300	4,1	0,056	150	0,54	0,065	3,1	1,3
		7,1		240	0,94	0,072	2,2	1,5
50	500	4,1	0,19	150	0,86	0,22	10,6	4,4
		7,1		240	1,5	0,25	7,6	5,0
100	1000	4,1	1,41	150	1,3	1,54	74	31
		7,1		240	2,25	1,64	50	33

* $\Delta w/w$ — увеличение хода поршня, компенсирующее возрастание давления (ΔP_s) в конце серии.

Повышение давления (ΔP_s) в конце серии определялось в силу импульсного характера теплосъема при $U=0$, затем оно корректировалось с учетом повышения температуры (ΔT_n) в полости импульсного теплообменника (в конце серии), которое приводит к недосъему динамического тепловыделения в количестве $\Delta \bar{U} = U(\Delta T_n/2)/\Delta T_0$ (усредненного за время серии) и, как следствие этого, — к дополнительному росту избыточного давления (ΔP_s) в конце серии, что отражено в приведенной таблице. В табл. 3 величина ΔT_n вычислялась для конструкции импульсного теплообменника, приведенной на рис.4 и описанной в Приложении. Расчет ΔP_s проводился по методике, изложенной в [10], при этом цикличность ускорителя ($\tau_{\text{уск}}$) принималась равной 58 с.

Из анализа результатов, приведенных в табл. 3, следует, что уже начиная с частоты $f=50 \text{ Гц}$ ($\Delta b/b > 10\%$) для обеспечения стабильной плотности пузырьков в течение серии длительностью 10 с необходимо осуществлять компенсацию роста верхнего давления (ΔP_s) в серии за счет постепенного увеличения в серии хода поршня ($\Delta w/w$). Использование одной из описанных выше схем компенсации роста верхнего давления позволит обеспечить работу быстроциклирующей камеры на пучках УНК с длительностью вывода 10 с при ее работе с частотой 100 Гц и достигаемой плотностью пузырьков 240 см^{-1} . Для обеспечения этого режима увеличение хода поршня к концу серии должно составить $\sim 30\%$, что находится в пределах его рабочего диапазона [15].

В заключение автор считает своим приятным долгом выразить благодарность профессору А.М.Моисееву за постановку задачи, постоянное внимание к работе и полезные обсуждения.

Выводы

1. Разработана импульсная система теплосъема для быстроциклирующей пузырьковой камеры, которая позволит существенно поднять эффективность набора статистики за счет увеличения частоты работы камеры до 100 Гц и улучшить разрешение близлежащих вершин распадов короткоживущих частиц за счет одновременного увеличения глубины захода в метастабильную область, соответствующую плотности пузырьков до 240 см^{-1} .

2. Проведена экспериментальная проверка отсутствия видимого влияния сильного переохлаждения (до $\Delta T_o = 5,9 \text{ К}$) инжектируемого в рабочий объем жидкого водорода на появление аномальной турбулентности, вызывающей искажение следов заряженных частиц.

3. Показано, что импульсная система теплосъема обеспечивает принципиальную возможность использования быстроциклирующей пузырьковой камеры на пучках УНК, отличающихся большой длительностью.

4. Показано расчетным путем, что система теплосъема посредством смешения из-за объемного характера теплоотвода является более предпочтительной, чем система теплосъема за счет конвекции, которая носит поверхностный характер.

Список литературы

- [1] Benichou J.L., Hervé A., Johansson K.E. et al. // Nucl. Instr. and Meth., 1983, v.214, p.245.
- [2] Ardashev E.N., Boguslavsky I.V., Gramenitsky I.M. et al. // Nucl. Instr. and Meth., 1995, v.A356, p.210.
- [3] Александров Ю.А., Воронов Г.С., Горбунков В.М. и др. Пузырьковые камеры. — М.: Госатомиздат, 1963.
- [4] Плескач А.В., Филиппов А.И. В кн.: Материалы рабочего совещания по технике пузырьковых камер. — Дубна, 1969, ОИЯИ, с.97.
- [5] Riddiford I. et al. — In: Proc. Intern. Conf. H.E. Accel. and Instrum., CERN, p.445, 1959.
- [6] Lottin J.C. — In: Proc. Intern. Conf. Bubble Chamber Technology, ANL, p.751, 1970.
- [7] Bazin M., Blumenfeld H., Liverios D. et al. — In: Proc. V Intern. Conf. H.E. Accel., Fraskati, p.57, 1965.
- [8] Benichou J.L., Hervé A., Leutz H. et al. // Nucl. Instr. and Meth., 1981, v.190, p.487.

- [9] Ардашев Е.Н., Киреев В.И., Маляев В.Х. и др. // ПТЭ, 1997, № 2, с.15.
- [10] Плескач А.В. — Препринт ИФВЭ 96-27, Протвино, 1996.
- [11] Абрамович Г.Н., Гиршович Т.А., Крашенинников С.Ю. и др. Теория турбулентных струй. — М.: Наука, 1984.
- [12] Повх И.Л. Техническая гидромеханика. — М.: Машиностроение, 1969.
- [13] Thomas D.B. — In: Proc. Intern. Colloguium on Bubble Chambers, Heidelberg, p.215, 1967.
- [14] Моисеев А.М., Плескач А.В., Попов А.И. и др. // ПТЭ, 1997, № 6, с.27.
- [15] Ардашев Е.Н., Вишняков И.А., Маляев В.Х. и др. // ПТЭ, 1996, № 6, с.14.

Рукопись поступила 17 июня 1998 г.

Приложение

Устройство импульсного теплообменника

На рис.4 представлен схематический чертеж импульсного теплообменника. Он состоит из теплообменника 1-й ступени, который является поверхностным, теплообменника 2-й ступени, который является контактным (теплообменником смешения периодического действия) и конденсационного термометра. Теплообменник 1-й ступени представляет из себя ступенчатую толстостенную медную гильзу, нижняя часть которой на длине 50 мм насажена на серебряном припое на нержавеющую трубку $\varnothing 16$ мм с толщиной стенки 0,5 мм, внутренний объем которой является частью полости теплообменника смешения. Верхняя часть этой гильзы выполнена в виде юбки, концентрически расположенной относительно трубки $\varnothing 16$ мм с зазором 3 мм. На внешней поверхности юбки напаян змеевик из медной трубки $\varnothing 2,5 \times 0,3$ мм и длиной 990 мм, по которому циркулирует жидкий гелий, испаряющийся и нагревающийся до поддерживаемой в теплообменнике смешения температуры. Тепловой поток, отводимый от теплообменника смешения, воспринимается нижней частью гильзы и поднимается по юбке гильзы, где он отводится движущимся навстречу (сверху вниз) потоком гелия в трубчатом змеевике, напаянном на юбку гильзы. Выходит гелий из змеевика в нижней части юбки гильзы с температурой, равной с точностью до величины недорекуперации температуре, поддерживаемой в теплообменнике смешения. Гильза предназначена для переноса тепла вдоль ее оси и поэтому она должна иметь достаточно большое поперечное сечение и высокую теплопроводность. Именно этот перенос тепла (вдоль гильзы), а также теплоотдача от водорода к гильзе в режиме естественной конвекции в значительной степени определяют эффективность теплообменника 1-й ступени. Такая конструкция гелиевого теплообменника с осуществлением теплообмена через промежуточный теплопровод позволяет эффективно использовать всю охлаждающую

способность гелия в температурном интервале $4 \div 29$ К, включающем и тройную точку водорода (13,8 К), без риска замораживания последнего. Подобная конструкция гелиевого теплообменника была успешно использована на БЦПК [2] сначала для охлаждения капилляра системы стабилизации давления, а затем в конденсационных бачках систем стабилизации давления и температуры.

Теплообменник 2-й ступени представляет из себя теплообменник смешения и выполнен в виде нержавеющей трубки $\varnothing 16 \times 0,5$ мм и длиной 175 мм, соединенной с лексановым корпусом камеры посредством специального уплотнения, осуществляемого путем развальцовки (с помощью кольцевой пробки из нержавеющей стали) тонкостенной юбки (с кольцевым двойным зубом на ее наружной поверхности) в лексановом отверстии корпуса камеры. Тонкостенная юбка из нержавеющей стали приварена к утолщенной нижней кольцевой части трубки $\varnothing 16 \times 0,5$ мм. Уплотнение достигается внедрением кольцевого зуба в тело лексана и созданием натяга между юбкой и отверстием. Такое уплотнение было применено и хорошо себя зарекомендовало на БЦПК [2] во всех вводах металла в лексан. В корпусе камеры полость трубки $\varnothing 16 \times 0,5$ мм соединяется с цилиндрической полостью $\varnothing 15$ мм и высотой 19 мм, которая в свою очередь двумя наклонными сверлениями $\varnothing 8$ мм в лексане соединена соответственно с двумя полостями, находящимися над каждым из двух подмембранных объемов (ПМО) камеры. Объем теплообменника смешения, образованный перечисленными полостями, составляет 42000 мм^3 .

Надмембранные полости теплообменника смешения (НМП) выполнены фрезерованием на боковых поверхностях корпуса камеры (в его верхней части) пазов (шириной 10 мм, глубиной 7 мм и длиной 65 мм) эквидистентно наружному контуру мембраны с образованием стенки толщиной 5 мм, отделяющей их от ПМО. После приклейки к корпусу камеры пластин-иллюминаторов с выфрезерованными в них мембранами НМП замкнется и каждая из них будет связана с полостью теплообменника смешения только с помощью наклонного сверления $\varnothing 8$ мм. Кроме того, в стенке, отделяющей НМП от ПМО (и соответственно рабочего объема камеры), равномерно по ее длине выполнены 5 капилляров $\varnothing 0,1$ мм. Под каждый капилляр в разделительной лексановой стенке сделано технологическое заглубление $\varnothing 3$ мм до остаточной толщины стенки 1 мм, на которой затем проводится сверление капилляра. Разделительная лексановая стенка клеивается в нижнюю часть НМП после окончания процесса изготовления капилляров. Капилляры ориентированы таким образом, чтобы следы струй (если бы истечение из капилляров длилось долго) при выходе из ПМО были равномерно перемешаны между собой. В процессе распространения в ПМО струи равномерно его перекрывают и тем самым хорошо перемешиваются. Такая ситуация может возникнуть при работе камеры с частотой 100 Гц, когда длительность паузы между расширениями серии резко сокращается (до 5 мс при длительности цикла 5 мс) и, следовательно, струя к следующему расширению не будет успевать распасться. В этом случае, будучи перемешанными, струи на выходе из ПМО приобретут средние по сечению скорость $\bar{v} = 0,06 \text{ м/с}$ и температурный напор $\overline{\Delta T} = 0,005 \text{ К}$.

Теплообменник смешения соединен трубкой из нержавеющей стали $\varnothing 4 \times 0,5$ мм с существующим стабилизатором статического давления в камере [9]. Стабилизация давления осуществляется путем регулируемой компенсаторной конденсации водорода в двухфазной системе при наличии теплопритока к ней. Функциональное совмещение импульсной системы теплосъема с системой стабилизации давления обеспечивает автоматический запуск импульсного теплообменника рабочими циклами камеры.

Для измерения температуры в объеме теплообменника смешения на его вертикальном участке под гильзой теплообменника 1-й ступени размещена бульба конденсационного термометра в виде охватывающей трубку кольцевой обечайки, которая, будучи приваренной к трубке, образует кольцевую полость бульбы. Объем бульбы составляет $2,5 \text{ см}^3$ и заполняется газообразным водородом.

Разработанная конструкция импульсного теплообменника (ИСТ) допускает повышение температуры в нем (в полости смешения), к концу серии длительностью 1 с при работе камеры с частотой 30 Гц на 0,05 К, с частотой 50 Гц — на 0,07 К и с частотой 100 Гц — на 0,08 К. В худшем случае (при работе с частотой 100 Гц) эта избыточная температура приведет в конце серии к уменьшению тепла, отводимого в импульсе, на 2%. Такая величина потерь не превышает потерь обычных поверхностных теплообменников. При работе камеры с частотой 30 Гц при длительности серии 1 с и необходимости отвода динамического тепловыделения величиной $0,11 \text{ Дж}/(\text{л}\cdot\text{цикл})$ скорость вихрей при транспортировке соответствующего теплового потока по трубке смешения импульсного теплообменника составит 43 см/с. При средней высоте импульсного теплообменника 130 мм и с учетом наклонных каналов длиной 21 мм время достижения температурным фронтом верха теплообменника составляет $\sim 0,4$ с. Это означает, что эффективное перемешивание возвращающейся из камеры теплой жидкости будет частично осуществляться уже в пределах длительности серии (~ 1 с).

А.В.Плескач

Импульсная система теплосъема для жидководородной быстроциклирующей
пузырьковой камеры .

Оригинал-макет подготовлен с помощью системы \LaTeX .

Редактор Л.Ф.Васильева.

Технический редактор Н.В.Орлова.

Подписано к печати 22.06.98. Формат $60 \times 84/8$. Офсетная печать.

Печ.л. 2.5. Уч.-изд.л. 1.92. Тираж 150. Заказ 223. Индекс 3649.

ЛР №020498 17.04.97.

ГНЦ РФ Институт физики высоких энергий
142284, Протвино Московской обл.

