

A-233

ОБЪЕДИНЕННЫЙ
ИНСТИТУТ
ЯДЕРНЫХ
ИССЛЕДОВАНИЙ
ДУБНА



1868/2-78

24/10-78

8 - 11236

Н.Н.Агапов, А.И.Агеев, В.А.Белушкин,
А.Г.Зельдович, В.В.Крылов

ИССЛЕДОВАНИЕ
СТРУЙНОГО НАСОСА ЖИДКОГО ГЕЛИЯ
ДЛЯ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ
КРИОСТАТИРОВАНИЯ

1978

8 - 11236

Н.Н.Агапов, А.И.Агеев, В.А.Белушкин,
А.Г.Зельдович, В.В.Крылов

**ИССЛЕДОВАНИЕ
СТРУЙНОГО НАСОСА ЖИДКОГО ГЕЛИЯ
ДЛЯ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ
КРИОСТАТИРОВАНИЯ**

Направлено в "Cryogenics"

Агапов Н.Н. и др.

8 - 11236

Исследование струйного насоса жидкого гелия
для циркуляционных систем криостатирования

Описана принципиальная схема криостатирования с циркуляцией жидкого гелия при помощи струйного насоса. Выведены уравнения для расчёта струйных аппаратов, работающих на жидком гелии.

В экспериментальной установке со струйным насосом получен расход жидкости, в $5 \div 10$ раз больший, чем расход сжатого газа в прямом потоке рефрижератора. Напор струйного насоса составил $(0,15 \div 0,40) \cdot 10^5$ Н/м². Циркуляционный поток жидкого гелия при сверхкритическом давлении, воспринимая тепловую нагрузку, соответствующую холодопроизводительности рефрижератора, нагревался на $0,15 \div 0,25$ К.

На основе проведенных исследований составлена таблица для определения параметров циркуляционного контура и основных геометрических размеров струйного насоса.

Работа выполнена в Лаборатории высоких энергий ОИЯИ.

Препринт Объединенного института ядерных исследований. Дубна 1978

ВВЕДЕНИЕ

Наряду с широко распространенным способом криостатирования сверхпроводящих магнитов погружением в кипящий гелий может быть использован также и циркуляционный способ, при котором жидкий гелий прокачивается по расположенным внутри объекта каналам. В этом случае в криогенной системе содержится существенно меньшее количество жидкого гелия, упрощается конструкция криостатов и облегчается доступ к сверхпроводящим магнитам, отпадает необходимость регулировать уровень кипящей жидкости, а при давлениях гелия выше критического устраняется возможность локального повышения температуры в результате нагрева паровой фазы.

На рис. 1 показана принципиальная схема циркуляционной системы криостатирования с механическим насосом. При сверхкритическом давлении в отсутствие фазового перехода подвод тепла от объекта к жидкому гелию в процессе 4-2 происходит с повышением температуры. Из-за снижения критической плотности тока в сверхпроводнике приемлемой разностью температур $\Delta T = T_2 - T_1$ можно считать величину не более нескольких десятых градуса. При этом условии циркуляционный поток должен в несколько раз превышать поток в рефрижераторе G_1 , чем и вызвана необходимость применения насоса. Отметим, что при такой схеме часть холодопроизводительности рефрижератора расходуется на компенсацию вносимой в цикл работы насоса:

$$G_1(i_0 - i_1) = Q + L^1,$$

где Q - тепловая нагрузка, L^1 - работа насоса.

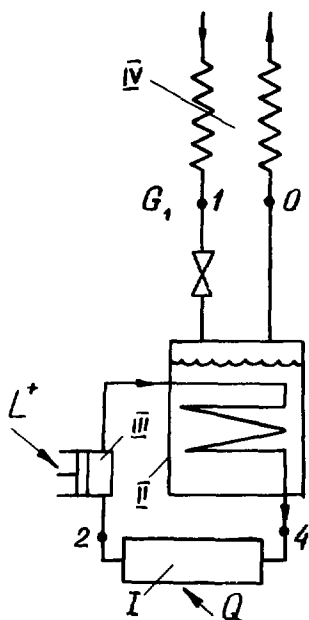


Рис. 1. Принципиальная схема циркуляционной системы криостатирования с механическим насосом. I - криостатируемый объект; II - сборник жидкого гелия, III - механический насос, IV - теплообменник рефрижератора.

Для циркуляции жидкого гелия может быть использован также и струйный насос. Этот аппарат исключительно прост, имеет ничтожную стоимость, обладает практически неограниченным ресурсом и не требует обслуживания в процессе эксплуатации. Схема криостатирования с использованием струйного насоса показана на рис. 2. Поток G_1 , выходящий из концевой теплообменника рефрижератора, разгоняется в сопле струйного насоса и при дальнейшем движении увлекает за собой инжектируемый поток G_2 . Выходящий из струйного насоса

смешанный поток G_3 после охлаждения в погруженном в жидкий гелий змеевике подается в криостатируемый объект. На выходе из объекта поток разделяется на две части, одна из которых направляется в струйный насос, а другая, равная G_1 , дросселируется в сборник. В отличие от схемы с механическим насосом в данной схеме дополнительная работа в цикл не вносится. Циркуляция осуществляется за счет энергии выходящего из теплообменника рефрижератора сжатого газа, и, следовательно,

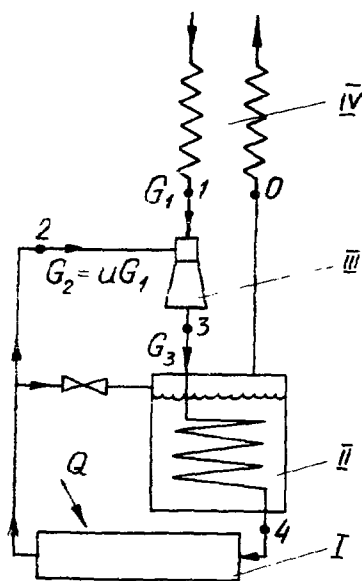


Рис. 2. Принципиальная схема циркуляционной системы криостатирования со струйным насосом. I - криостатируемый объект, II - сборник жидкого гелия, III - струйный насос, IV - теплообменник рефрижератора.

холодопроизводительность равна тепловой нагрузке объекта:

$$G_1(i_0 - i_1) = Q.$$

Для получения данных, необходимых при проектировании подобных криогенных систем, нами проведены теоретические и экспериментальные исследования струйного насоса жидкого гелия. В настоящей работе описаны результаты этих исследований.

УРАВНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРУЙНОГО НАСОСА

При выводе уравнения характеристики струйного насоса использовались следующие обозначения:

- d - диаметр,
- f - площадь сечения потока,
- G - массовый расход,
- i - энтальпия,
- l - расстояние от выходного сечения сопла "а" до входного сечения цилиндрической камеры смешения "б",
- p - давление,
- T - температура,
- u - коэффициент инжекции, $u = G_2/G_1$,
- v - удельный объем,
- w - скорость,
- Δp - напор струйного насоса,
- ρ - плотность,
- $\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4$ - коэффициенты скоростей сопла, камеры смешения, диффузора и входного участка камеры смешения.

Переменные с простыми цифровыми индексами /кроме коэффициентов скоростей/ обозначают параметры торможения потока в соответствующих точках. В схемах со струйным насосом индекс 1 относится к рабочему потоку перед соплом, 2 - к инжектируемому потоку, а 3 - к смешанному. В сложных индексах цифра обозначает поток, а буква - сечение струйного аппарата. Например, p_{2b} -

давление инжектируемого потока на входе в камеру смешения /т.е. в сечении "b" аппарата - см. рис. 3/.

При анализе уравнений для циркуляционного струйного насоса мы основывались на теории струйных аппаратов, изложенной в ¹, однако при этом учитывалась особенность работы в области низких температур, заключающаяся в существенном отклонении поведения рабочего потока от поведения идеального газа или идеальной жидкости, что не позволяет получить такие уравнения, в которые параметры торможения p_1 и T_1 входили бы в явном виде.

Ниже приводится вывод уравнения характеристики струйного насоса, в которое входят скорость и плотность рабочего потока на выходе из сопла. Эти величины легко могут быть определены по параметрам торможения при помощи термодинамических таблиц или диаграмм и использовании уравнения течения реального газа с трением

$$w_{1a} = \phi_1 \sqrt{2 \Delta i_s} \quad (1)$$

где Δi_s - разность энгалпий рабочего потока при изэнтропном течении в сопле.

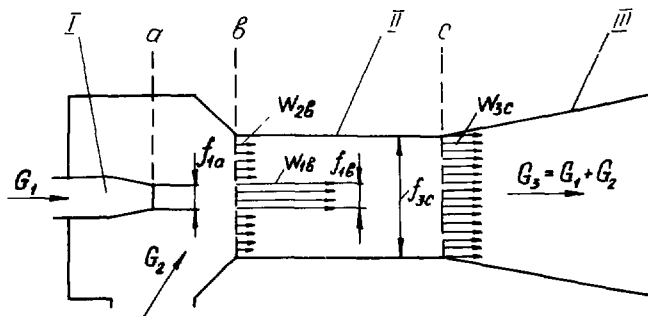


Рис. 3. Схема струйного насоса. I - сопло, II - камера смешения, III - диффузор.

Если пренебречь взаимодействием рабочего и инжектируемого потоков при их течении до входного сечения "b" цилиндрической камеры смешения /рис. 3/, уравнение импульсов для участка между сечениями "b" и "c" можно записать в виде

$$\phi_2 (G_1 w_{1b} + G_2 w_{2b}) - (G_1 + G_2) w_{3c} - (p_{3c} - p_{1b}) f_{1b} + (p_{3c} - p_{2b}) f_{2b} = 0 \quad /2/$$

При отсутствии взаимодействий между потоками до сечения "b" справедливы также следующие соотношения:

$$\begin{aligned} w_{1b} &= w_{1a} \\ p_{1b} &= p_{1a} \\ f_{1b} &= f_{1a} \end{aligned} \quad /3/$$

С учетом /3/ имеем

$$\phi_2 (G_1 w_{1a} + G_2 w_{2b}) - (G_1 + G_2) w_{3c} - (p_{3c} - p_{1a}) f_{1a} + (p_{3c} - p_{2b}) f_{2b} = 0 \quad /4/$$

Отметим, что для цилиндрической камеры смешения

$$f_{2b} = f_{3c} - f_{1a} \quad /5/$$

Считая гелий в инжектируемом потоке несжимаемой жидкостью, выражение для скорости w_{2b} можно получить из уравнения Бернулли для изозэнтропного течения:

$$(w_{2b})_s = \sqrt{\frac{2(p_2 - p_{2b})}{\rho_2}} \quad /6/$$

Введя коэффициент скорости ϕ_4 , учитывающий потери во входном участке камеры смешения, имеем

$$w_{2b} = \phi_4 (w_{2b})_s = \phi_4 \sqrt{\frac{2(p_2 - p_{2b})}{\rho_2}} \quad /7/$$

Используя уравнение неразрывности

$$G_2 = f_{2b} \rho_2 w_{2b} \quad /8/$$

можно получить другое выражение для w_{2b} :

$$w_{2b} = \frac{G_2}{f_{2b} \rho_2} = \frac{u G_1}{f_{2b} \rho_2} \quad /9/$$

Из /7/ и /9/ определим статическое давление инжектируемой среды в сечении "b" на входе в цилиндрическую камеру смешения:

$$p_{2b} = p_2 - \frac{u^2 G_1^2}{2 \phi_4^2 f_{2b}^2 \rho_2} \quad /10/$$

Аналогично из уравнений

$$w_{3c} = \frac{1}{\phi_3} \sqrt{\frac{2(p_3 - p_{3c})}{\rho_3}} \quad /11/$$

и

$$w_{3c} = \frac{G_1 + G_2}{f_{3c} \rho_3} = \frac{(1+u)G_1}{f_{3c} \rho_3} \quad /12/$$

получим статическое давление смешанного потока в сечении "с" на выходе из цилиндрической камеры смешения:

$$p_{3c} = p_3 - \frac{\phi_3^2 (1+u)^2 G_1^2}{2 f_{3c}^2 \rho_3} \quad /13/$$

Подставив /9/, /10/, /12/ и /13/ в уравнение /4/, обозначив напор струйного насоса $p_3 - p_2$ Δp и используя уравнение неразрывности

$$G_1 = \rho_{1a} w_{1a} f_{1a}, \quad /14/$$

получим уравнение характеристики

$$\begin{aligned} \Delta p = \rho_{1a} w_{1a}^2 \frac{f_{1a}}{f_{2b}} \left\{ \frac{p_{1a} - p_3}{\rho_{1a} w_{1a}^2} + \phi_2 + u^2 \frac{f_{1a}}{f_{2b}} \frac{\rho_{1a}}{\rho_2} \left(\phi_2 - \frac{0.5}{\phi_4^2} \right) - \right. \\ \left. - (1+u)^2 \frac{f_{1a}}{f_{3c}} \frac{\rho_{1a}}{\rho_3} (1 - 0.5 \phi_3^2) \right\}. \end{aligned} \quad /15/$$

Если заменить плотности соответствующими удельными объемами, а вместо p_3 в качестве переменной использовать p_2 , можно получить иную форму записи этого уравнения:

$$\begin{aligned} \Delta p = \frac{w_{1a}^2}{v_{1a}} \frac{f_{1a}}{f_{3c}} \left[\frac{v_{1a}}{w_{1a}^2} (p_{1a} - p_2) + \phi_2 + u^2 \frac{f_{1a}}{f_{2b}} \frac{v_2}{v_{1a}} \left(\phi_2 - \frac{0.5}{\phi_4^2} \right) - \right. \\ \left. - (1+u)^2 \frac{f_{1a}}{f_{3c}} \frac{v_3}{v_{1a}} (1 - 0.5 \phi_3^2) \right]. \end{aligned} \quad /16/$$

В расчетном режиме, а также в условиях дозвукового истечения из сопла $p_{1a} = p_2$. В этом случае уравнение характеристики упрощается и имеет вид

$$\begin{aligned} \Delta p = \frac{w_{1a}^2}{v_{1a}} \frac{f_{1a}}{f_{3c}} \left[\phi_2 + u^2 \frac{f_{1a}}{f_{2b}} \frac{v_2}{v_{1a}} \left(\phi_2 - \frac{0.5}{\phi_4^2} \right) - \right. \\ \left. - (1+u)^2 \frac{f_{1a}}{f_{3c}} \frac{v_3}{v_{1a}} (1 - 0.5 \phi_3^2) \right]. \end{aligned} \quad /17/$$

При расчете схем со струйными насосами величины удельных объемов заранее неизвестны. В первом прибли-

жении можно принять $v_2 \cdot v_3 = v_{1a}$, а в дальнейшем уточнить эти параметры методом последовательных приближений.

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ СТРУЙНОГО НАСОСА

Обозначим

$$\frac{f_{1a}}{f_{3c}} = \psi,$$

$$u^2 \frac{v_2}{v_{1a}} \left(\psi_2 - \frac{0,5}{\psi_4^2} \right) = B,$$

$$(1+u)^2 \frac{v_3}{v_{1a}} (1 - 0,5\psi_3^2) = C,$$

тогда с учетом /5/ из /17/ получим

$$\lambda p = \frac{w_{1a}^2}{v_{1a}} \left(\psi \psi_2 + \frac{\psi^2}{1-\psi} B - \psi^2 C \right). \quad /18/$$

Оптимальную величину ψ_0 , соответствующую максимальному напору, определим из условия $\frac{d}{d\psi}(\lambda p) = 0$. После преобразований имеем

$$\psi_0 = \frac{\psi_2 + B \left[\frac{1}{(1-\psi_0)^2} - 1 \right]}{2C}. \quad /19/$$

Наименьший из трех корней дает нужное решение. Это решение можно получить итерационным методом, принимая начальное приближение равным нулю.

Разложив функцию $F(\psi_0) = \frac{1}{(1-\psi_0)^2} - 1$ в ряд Маклорена $F(\psi_0) = 2\psi_0 + 3\psi_0^2 + \dots$ получим приближенные формулы, в ко-

торых величина ψ_0 выражена в явном виде. Поскольку $\psi_0 \ll 1$ можно ограничиться одним или двумя членами разложения. В первом случае имеем

$$\psi_0 \approx \frac{0,5\phi_2}{C-B}, \quad /20/$$

во втором

$$\psi_0 \approx \frac{C-B - \sqrt{(C-B)^2 - 3\phi_2 B}}{3B}. \quad /21/$$

Достижимый напор при заданном коэффициенте инжекции определяется путем подстановки в /18/ величины ψ_0 .

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Схема экспериментального стенда показана на рис. 4. Низкотемпературное оборудование размещено внутри криостата, связанного с рефрижератором двумя трубопроводами с экранно-вакуумной изоляцией. Вентиль В1 предназначен для сокращения пускового периода, вентилем В2 регулировалось давление в циркуляционном контуре, а при помощи задвижки В3 изменялось его гидравлическое сопротивление. Точки замера температуры и давления обозначены цифрами 0,1,2,3,4.

В качестве датчиков температуры использовались угольные резисторы Аллен-Бредли с номинальным сопротивлением 100 Ом. Погрешность измерения составила 0,01 К. Датчики были прокалиброваны по германиевому термометру; при расчете калибровочных таблиц использовались программы, описанные в [2]. Сопротивление датчиков в рабочих условиях определялось при помощи стабилизированного источника тока и цифрового вольтметра. Чтобы исключить влияние теплопритоков по измерительным проводам, те из них, которые имеют на одном из концов температуру окружающей среды, на длине около 5 м находятся в тепловом контакте с медной трубой, погруженной в жидкий гелий. Для того,

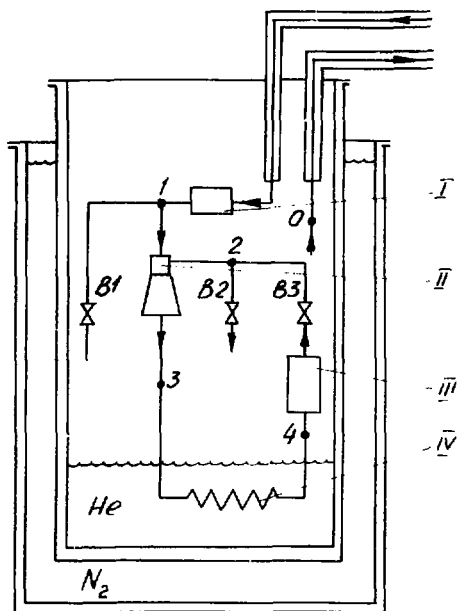


Рис. 4. Схема экспериментального стенда. I - фильтр, II - струйный насос, III - электронагреватель, IV - змеевик.

чтобы устранить погрешность, связанную с нагревом термодатчиков, измерения проводились при различных величинах измерительного тока. Результаты измерений при 10 и 100 мкА отличались не более чем на 0,003 К.

Давление измерялось манометрами с погрешностью 0,6%, напор - дифманометром с погрешностью 2%.

Во время измерений режим поддерживался таким образом, что уровень жидкого гелия в криостате оставался постоянным. Регулирование уровня осуществлялось электронагревателем, а выделяемое им количество тепла определялось по ваттметру с погрешностью 1%.

Контроль уровня жидкого гелия производился при помощи сверхпроводящего уровнеметра с самопишущим потенциометром в качестве вторичного прибора.

Коэффициент инжекции вычислялся на основе экспериментальных данных из уравнения энергетического баланса

$$\mu = \frac{i_1 - i_3}{i_3 - i_2} \quad /22/$$

При достигнутой точности измерения температур погрешность при определении μ составила около 3%.

Расход сжатога газа G_1 вычислялся по формуле

$$G_1 = \frac{Q}{i_0 - i_1} \quad /23/$$

где Q - мощность электронагревателя.

Коэффициент скорости сопла ϕ_1 определялся по величине расхода G_1 с использованием /1/ и /14/ методом последовательных приближений. Погрешность при определении ϕ_1 составила 2%.

В экспериментальной установке при гидравлическом сопротивлении циркуляционного контура в пределах /0,15 : 0,40/ 10^5 Н/м² получен коэффициент инжекции 4,9. Поток жидкого гелия при сверхкритическом давлении, воспринимая соответствующую холодопроизводительности тепловую нагрузку, нагревался лишь на 0,15 : 0,25 К. Для того, чтобы обеспечить такие параметры при использовании механического насоса с к.п.д., равным 0,5, для компенсации вносимой в цикл работы пришлось бы увеличить холодопроизводительность рефрижератора на 50%.

Основные размеры струйного насоса приведены на рис. 5. Конструкция позволяет менять сопла и регулировать величину расстояния l от среза сопла до входного сечения цилиндрической камеры смешения. Применялись только конические сопла, поскольку во всех исследованных режимах скорость потока в сопле не превышала скорости звука.

Испытывались два сопла: одно изготовлено при помощи сверла, а другое, для получения лучшей чистоты поверхности, разверткой. Кроме того, первое сопло имеет минимальный диаметр $d_{1a} = 1,345 \text{ мм}$ на сравнительно большой длине /около 1 мм/, а второе, $d_{1a} = 1,408 \text{ мм}$ - только на острой выходной кромке сопла. Для первого сопла получено среднее значение коэффициента скорости $\phi_1 = 0,83$ и адиабатного к.п.д.* струйного насоса - 8,10% /рис. 6а/. У второго сопла эти показатели выше: $\phi_1 = 0,94$, а к.п.д. - 12,14% /рис. 6б/.

Снятие характеристик $\Delta P = F(u)$ производилось при следующих параметрах установки:

$$\begin{aligned} \text{a/ } Q &= 152 \text{ Вт}; & G_1 &= 23,4 \text{ г/с}; & T_1 &= 5,27 \text{ К}; \\ p_1 &= 22,8 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; & p_2 &= 4,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2. \\ \text{б/ } Q &= 200 \text{ Вт}; & G_1 &= 28,6 \text{ г/с}; & T_1 &= 5,55 \text{ К}; & p_1 &= \\ &= 19,0 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; & p &= 4,0 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2. \end{aligned}$$

Расчетные кривые, представленные на рис. 6, получены на основе уравнения /17/ при $\phi_2 = 0,97$; $\phi_3 = 0,90$; $\phi_4 = 0,92$.

Несмотря на то, что эти коэффициенты получены в экспериментах¹ при температуре окружающей среды, при их использовании получается хорошее согласие экспериментальных и расчетных характеристик для струйного насоса жидкого гелия.

В ходе экспериментов обнаружено, что при увеличении напора до величин, соответствующих зоне I на рис. 6, происходит срыв, характеризующийся резким снижением коэффициента инжекции. При последующем плавном

* Адиабатный к.п.д. струйного аппарата определяется по формуле

$$\eta = \frac{u \Delta i_{2-3s}}{\Delta i_{1-3s}}$$

где Δi_{1-3s} (Δi_{2-3s}) - разность энтальпий в начале и конце изотропного расширения /сжатия/ рабочего /инжектируемого/ потока до давления P_3 .

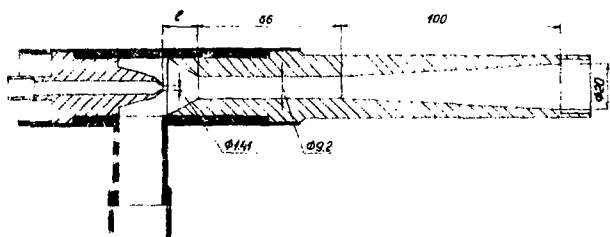


рис. 5. Конструкция струйного насоса.

уменьшении λp коэффициент инжекции практически не увеличивается (точка внизу на рис. 6а). Оказалось, что положение зоны срыва I зависит от величины λ (рис. 5). Это позволило предположить, что срыв вызывается ударом в камеру смешения жидкого геля в количестве большем, чем может переработать аппарат при данном давлении. Тогда возникает обратное течение жидкости, которое приводит к снижению эффективности струйного насоса.

На основе указанного предположения можно частично определить величину коэффициента инжекции λ для которой происходит срыв. Согласно объемным балансам жидкости в несимметричной затопленной камере на расстоянии l от выходного сечения сопла (рис. 6б):

$$V_{1a} + V_{1b} = V_{1c} + V_{1d} \quad (24)$$

Поскольку

$$V_{1a} = \frac{1}{4} V_{1c} \frac{d_{1c}^2}{d_{1a}^2},$$

вместе

$$V = 0,31 V_{1c} \frac{V}{d_{1a}^2}.$$

Величине коэффициента инжекции λ соответствует расход жидкости в струе на расстоянии l от сопла. Считая

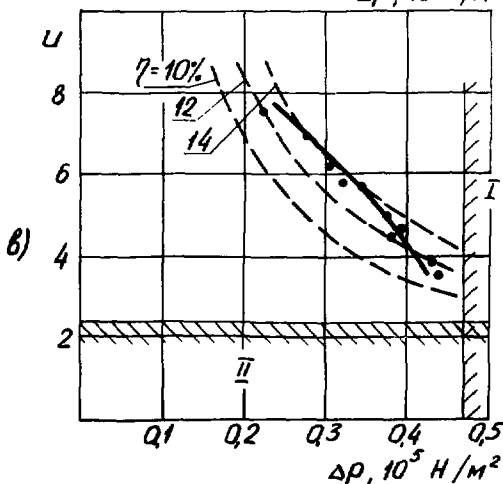
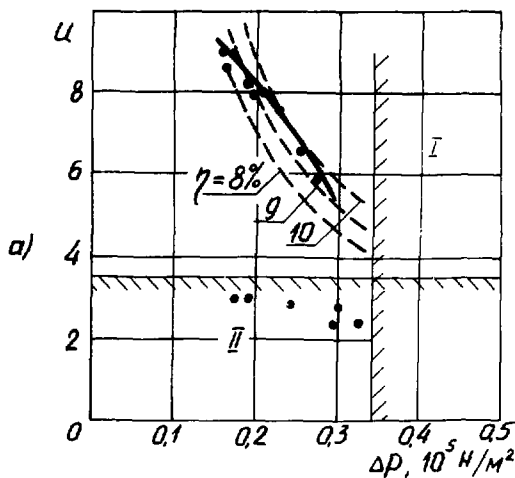


Рис. 6. Характеристики струйного наоса: а/ $\phi_1 = 0,83$, $r = 19,6$ мм; б/ $\phi_2 = 0,94$, $r = 15,7$ мм. I - зона срыва, определенная экспериментально, II - расчетная зона срыва.

плотности рабочего и инжектируемого потоков одинаковыми, можно записать

$$\frac{G_1}{\rho} (1 + \mu^2) = 0,31 \frac{G_1}{\rho} \frac{f}{d_{1a}},$$

откуда

$$\mu^2 = 0,31 \frac{f}{d_{1a}} - 1. \quad /25/$$

Срыв наступает при $\mu = \mu^*$. Зона срыва, определенная по формуле /25/, показана на рис. 6 цифрой II. Сопоставление зон I и II с характеристикой $\Delta p = F(\mu)$ подтверждает изложенное выше предположение о причине срыва. Таким образом, величину f нужно выбирать так, чтобы во всех режимах коэффициент инжекции был больше, чем μ^* . Однако не следует чрезмерно уменьшать f . При этом меньше становится рабочая длина камеры смешения, что приводит к большей неравномерности скоростей в сечении "с" аппарата.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ И ДОСТИЖИМОГО НАПОРА СТРУЙНОГО НАСОСА

Данные для определения оптимальных геометрических размеров и достижимого напора представлены в таблице. Расчеты проведены по экспериментально проверенным уравнениям /18/ и /21/. Давление инжектируемого потока принималось $p_2 = 3,0 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, а давление в сборнике жидкого гелия - $p_0 = 1,3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ /рис. 2/.

При работе с таблицей исходными данными являются параметры сжатого газа p_1 и T_1 и допустимая разность температур $\Delta T = T_2 - T_4$. По таблице определяют необходимую величину коэффициента инжекции μ , достижимый напор Δp , расход рабочего потока G_1 и площадь выходного сечения сопла f_{1a} на единицу тепловой нагрузки, а также оптимальное отношение сечений ψ_0 сопла и цилиндрической камеры смешения.

Таблица

P_1 $10^5 \frac{H}{M^2}$	T_1 К	ΔT К	u	λp $10^5 \frac{H}{M^2}$	\bar{G}_1 $10^{-3} \frac{кг/с}{Вт}$	\bar{t}_{1a} $10^{-8} \frac{M^2}{Вт}$	ψ_0
15.0	5.00	.200	9.48	.136	.0885	.558	.0147
15.0	5.00	.300	6.04	.209	.0885	.558	.0293
15.0	5.00	.400	4.33	.430	.0885	.558	.0471
15.0	5.00	.500	3.30	.512	.0885	.558	.0674
15.0	5.20	.200	8.84	.155	.0947	.602	.0167
15.0	5.20	.300	5.62	.304	.0947	.602	.0331
15.0	5.20	.400	4.01	.484	.0947	.602	.0529
15.0	5.20	.500	3.05	.685	.0947	.602	.0753
15.0	5.40	.200	8.24	.174	.1015	.655	.0190
15.0	5.40	.300	5.23	.341	.1015	.655	.0374
15.0	5.40	.400	3.72	.539	.1015	.655	.0596
15.0	5.40	.500	2.82	.760	.1015	.655	.0844
15.0	5.60	.200	7.61	.199	.1097	.720	.0219
15.0	5.60	.300	4.81	.386	.1097	.720	.0428
15.0	5.60	.400	3.41	.606	.1097	.720	.0677
15.0	5.60	.500	2.58	.851	.1097	.720	.0957
20.0	5.00	.200	7.53	.266	.1128	.601	.0207
20.0	5.00	.300	4.79	.512	.1128	.601	.0403
20.0	5.00	.400	3.43	.798	.1128	.601	.0631
20.0	5.00	.500	2.61	1.119	.1128	.601	.0891
20.0	5.20	.200	6.95	.302	.1223	.659	.0238
20.0	5.20	.300	4.41	.577	.1223	.659	.0457
20.0	5.20	.400	3.15	.892	.1223	.659	.0712
20.0	5.20	.500	2.39	1.243	.1223	.659	.0998
20.0	5.40	.200	6.41	.344	.1329	.725	.0273
20.0	5.40	.300	4.06	.649	.1329	.725	.0519
20.0	5.40	.400	2.89	1.000	.1329	.725	.0805
20.0	5.40	.500	2.19	1.383	.1329	.725	.1120
20.0	5.60	.200	5.85	.397	.1461	.807	.0317
20.0	5.60	.300	3.70	.741	.1461	.807	.0596
20.0	5.60	.400	2.63	1.132	.1461	.807	.0917
20.0	5.60	.500	1.99	1.557	.1461	.807	.1270
25.0	5.00	.200	5.62	.512	.1563	.738	.0317
25.0	5.00	.300	3.60	.938	.1563	.738	.0585
25.0	5.00	.400	2.59	1.415	.1563	.738	.0889
25.0	5.00	.500	1.98	1.940	.1563	.738	.1227
25.0	5.20	.200	5.13	.589	.1741	.829	.0366
25.0	5.20	.300	3.27	1.072	.1741	.829	.0672
25.0	5.20	.400	2.35	1.600	.1741	.829	.1009
25.0	5.20	.500	1.78	2.184	.1741	.829	.1387
25.0	5.40	.200	4.67	.676	.1952	.942	.0425
25.0	5.40	.300	2.95	1.219	.1952	.942	.0772
25.0	5.40	.400	2.12	1.806	.1952	.942	.1152
25.0	5.40	.500	1.60	2.446	.1952	.942	.1571
25.0	5.60	.200	4.23	.778	.2227	1.090	.0495
25.0	5.60	.300	2.63	1.405	.2227	1.090	.0902
25.0	5.60	.400	1.86	2.075	.2227	1.090	.1341
25.0	5.60	.500	1.39	2.790	.2227	1.090	.1814

Расстояние от среза сопла до входного сечения цилиндрической камеры смещения определяют с учетом /25/. Другие осевые размеры по рекомендациям ¹ принимают равными:

угол раствора входного участка камеры смещения — 60° – 90° ;

угол раствора диффузора — 8° – 10° ;

длину цилиндрической камеры смещения — $6 \pm 10/d_{3c}$;

длину диффузора — $6 \pm 7/d_{3c} - d_{3c}/2$, где d_{3c} — диаметр выходного сечения диффузора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исследования показали перспективность применения струйного насоса в циркуляционных системах криостатирования. Имея ряд преимуществ по сравнению с механическими устройствами, такой аппарат позволяет получить расход жидкого гелия при сверхкритическом давлении в несколько раз больше, чем расход сжатого газа в рефрижераторе. При этом обеспечивается минимальный нагрев жидкости в процессе отвода тепла от криостатируемого объекта.

Авторы выражают благодарность Г.П.Цвиневой и В.И.Батяну за помощь при проведении расчетов и экспериментов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соколов Е.Я., Зингер Н.Н. Струйные аппараты. "Энергия", 1970.
2. Менке Х., Цвинева Г.П. ОИЯИ, Р8-9055, Дубна, 1975.
3. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. "Энергия", 1974, с. 414-415.

Рукопись поступила в издательский отдел
5 января 1978 года.