

О ВОЗМОЖНОСТИ КРИОСТАТИРОВАНИЯ СВЕРХПРОВОДЯЩИХ МАГНИТНЫХ СИСТЕМ УСКОРИТЕЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ЦИРКУЛЯЦИИ ЖИДКОГО ГЕЛИЯ

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

Объединенный институт ядерных исследований, Дубна

Криостатирование сверхпроводящих магнитных систем ускорителей может осуществляться как погружением обмоток магнитов в кипящий гелий, так и циркуляцией жидкости по расположенным внутри или около обмоток каналам. Циркуляционный способ имеет ряд преимуществ, в особенности при криостатировании крупных магнитных систем.

При циркуляционном способе в системе содержится, как правило, меньшее количество жидкого гелия. Это упрощает и удешевляет оборудование для хранения газа, сокращает пусковой период. Кроме того, проще становится система эвакуации гелия.

Доступ к сверхпроводящим магнитам ускорителя при циркуляционном способе может обеспечиваться без существенного усложнения криостатов, а при погружном способе разборные горизонтальные криостаты имеют весьма сложную конструкцию.

При циркуляционном способе отпадает необходимость регулировать уровень кипящей жидкости в криостатах. Задача регулирования уровня становится все более сложной при увеличении протяженности системы. Из-за малой плотности жидкости приходится разбивать систему на ряд мелких криостатов и регулировать уровень в каждом из них в отдельности. В противном случае даже незначительный перепад давлений приведет к заметной разнице уровней.

И, наконец, при погружном способе из-за сложной конфигурации магнитов возможно скопление пузырьков пара, не имеющих доступа к поверхности жидкости. При циркуляции жидкого гелия со сверхкритическим давлением такая возможность устраняется, и, таким образом, нет опасности локального повышения температуры в результате перегрева паровой фазы.

Например, при выборе схемы криостатирования сверхпроводящего ускорителя авторы проекта ^{/1/} отдадут предпочтение циркуляционному способу. Более того, этот способ указывается в качестве единственно практически реального для систем большого масштаба.

В работе ^{/2/} были рассмотрены схемы, в которых циркуляционный поток жидкого гелия получают с помощью механического насоса или системы, состоящей из компрессора и теплообменников.

В настоящем докладе анализируется возможность применения для циркуляции жидкого гелия струйного насоса. В отличие от механических устройств струйные аппараты исключительно просты, имеют ничтожную стоимость, обладают практически неограниченным ресурсом и не требуют обслуживания в процессе эксплуатации.

Принцип действия такого аппарата (рис.1) состоит в том, что поток сжатого газа разгоняется в сопле и при дальнейшем движении увлекает за собой инжектируемый поток. Смешанный поток, выходящий из камеры смешения, расширяется в диффузоре, при этом снижается его скорость и увеличивается статическое давление. Отношение расхода инжектируемого потока к расходу рабочего потока называют коэффициентом инъекции

$$U = \frac{G_2}{G_1} \quad (1)$$

Теория струйного насоса ^{/3/} основана на использовании уравнения импульсов и коэффициентов скоростей, учитывающих потери в различных частях аппарата. Из уравнения импульсов для цилиндрической камеры смешения

$$\begin{aligned} \varphi_2 (G_1 w_{16} + G_2 w_{26}) - (G_1 + G_2) w_{3c} = \\ = (p_{3c} - p_{16}) f_{16} + (p_{3c} - p_{26}) f_{26} \end{aligned} \quad (2)$$

и уравнения Бернулли для течения несжимаемой жидкости можно получить уравнение характеристики струйного насоса

$$\begin{aligned} \Delta p = \frac{w_{1a}^2}{V_{1a}} \frac{f_{1a}}{f_{3c}} \left[\varphi_2 + U^2 \frac{f_{1a}}{f_{26}} \frac{V_2}{V_{1a}} \left(\varphi_2 - \frac{0.5}{\varphi_4^2} \right) - \right. \\ \left. - (1+U)^2 \frac{f_{1a}}{f_{3c}} \frac{V_3}{V_{1a}} (1 - 0.5 \varphi_3^2) \right], \end{aligned} \quad (3)$$

где по ^{/3/} $\varphi_2 = 0,97$; $\varphi_3 = 0,90$; $\varphi_4 = 0,92$ - коэффициенты скоростей соответственно камеры смешения, диффузора и входного участка камеры смешения; G - массовый расход; w - скорость; p - давление; f - площадь сечения; V - удельный объем; Δp - напор струйного насоса; $\Delta p = p_3 - p_2$.

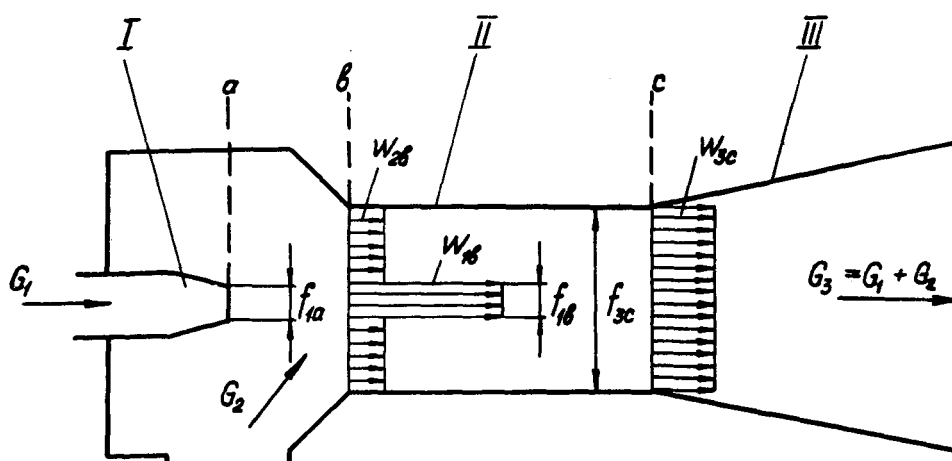


Рис. I. Схема струйного насоса: I - сопло; II - цилиндрическая камера смешения; III - диффузор.

Цифровой индекс относится к потоку, буквенный указывает сечение аппарата (см. рис. I и 2).

Оптимальное отношение сечений сопла и цилиндрической камеры смешения, соответствующее максимальному напору, определяется из условия $d(\Delta p)/d(f_{1a}/f_{3c}) = 0$. После преобразований можно получить

$$\left(\frac{f_{1a}}{f_{3c}}\right)_0 = \frac{\varphi_2 + U^2 \frac{V_2}{V_{1a}} \left(\varphi_2 - \frac{0,5}{\varphi_2^2}\right) \left\{ \left[1 - \left(f_{1a}/f_{3c}\right)_0\right]^2 - 1 \right\}}{(1+U)^2 \frac{V_2}{V_{1a}} (2 - \varphi_2^2)} \quad (4)$$

Наименьший из трех корней уравнения даст нужное решение. Это решение можно получить итерационным методом, принимая начальное приближение равным нулю. Достижимый напор при заданном коэффициенте инжекции определяется путем подстановки в (3) величины $(f_{1a}/f_{3c})_0$.

Параметры W_{1a} и V_{1a} на срезе сопла определяют по параметрам торможения рабочего потока при помощи термодинамических таблиц или диаграмм и с использованием уравнения течения реального газа с трением

$$w_a = \varphi_1 \sqrt{2\Delta i_s} \quad , \quad (5)$$

где Δi_s – разность энтальпий рабочего потока при изоэнтропном течении; φ_1 – коэффициент скорости сопла. По нашим измерениям в среднем $\varphi_1 = 0,94$.

Схема циркуляционной системы криостатирования представлена на рис.2. В качестве рабочего потока используется сжатый газ, выходящий из концевго теплообменника рефрижератора. Смешанный поток при сверхкритическом давлении после охлаждения в змеевике до температуры жидкого гелия подается в 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.

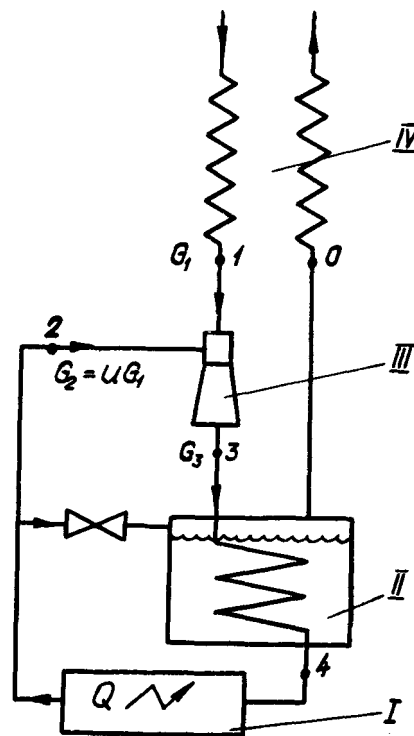


Рис.2. Схема циркуляции со струйным насосом: I – криостатируемый объект; II – сборник жидкого гелия; III – струйный насос; IV – теплообменник.

Расход сжатого газа определяется уравнением энергетического баланса

$$G_1 = \frac{Q}{i_0 - i_1}, \quad (6)$$

где Q - тепловая нагрузка; i_0, i_1 - энтальпии в соответствующих точках установки.

В зависимости от допустимого нагрева жидкого гелия $\Delta T = T_2 - T_4$ необходимый коэффициент инжекции определяется соотношением

$$u \geq \frac{i_0 - i_1}{C_{4-2} \Delta T} - 1, \quad (7)$$

где C_{4-2} - средняя удельная теплоемкость жидкого гелия в интервале параметров от точки 4 до точки 2.

На рис.3 зависимость (7) показана графически. Как видно из графика, для получения величины $\Delta T = 0,2 \dots 0,3$ К необходимо обеспечить коэффициент инжекции $8 \dots 4$.

Чтобы выяснить, возможно ли получение таких коэффициентов инжекции, струйный насос был испытан на стенде, работающем совместно с гелиевым рефрижератором холодопроизводительностью 240 Вт. В ходе экспериментов получен расход жидкого гелия в $5 \dots 10$ раз превышающий расход сжатого газа G_1 . Поток жидкости, воспринимая соответствующую холодопроизводительности тепловую нагрузку, нагревался лишь на $\Delta T = 0,15 \dots 0,25$ К. При этом напор струйного насоса изменялся в пределах $\Delta p = (0,15 \dots 0,40) \cdot 10^5$ Н/м².

На рис.4 приводится сравнение одной из полученных экспериментальных характеристик с расчетной. Как видно из рисунка, результаты расчета по уравнению характеристики (3) хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Заштрихованная зона соответствует неустойчивому режиму работы и резкому снижению эффективности струйного насоса. Исследования показали, что для того чтобы исключить подобное явление, нужно выполнить условие

$$\frac{\ell}{d_{из}} < \frac{1+u}{0,31}, \quad (8)$$

где ℓ - расстояние между сечениями "а" и "в" струйного аппарата; $d_{из}$ - выходной диаметр сопла.

На основе соотношений (3) и (4) нами рассчитаны параметры

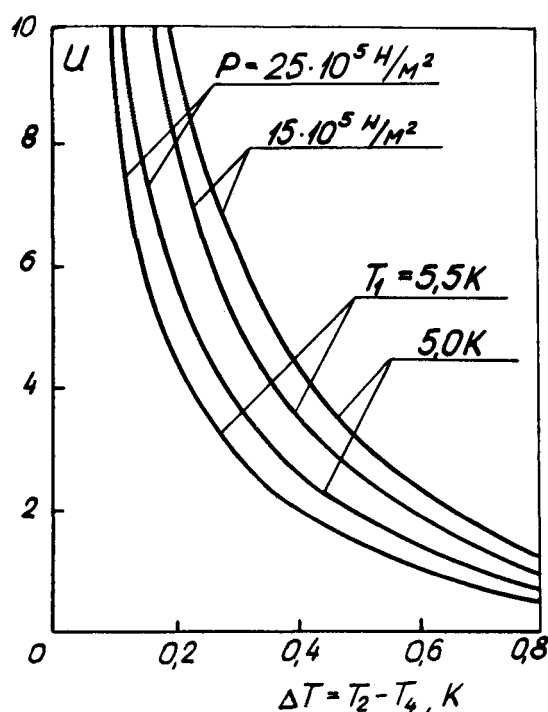


Рис.3. Зависимость коэффициента инжекции от допустимого нагрева жидкого гелия.

циркуляционного контура и оптимальные геометрические размеры струйного насоса для различных случаев. Результаты расчетов приведены в таблице. При работе с таблицей исходными данными являются давление P_1 и температура T_1 сжатого газа на входе в сопло, а также допустимый нагрев жидкого гелия ΔT . По таблице определяют необходимую величину коэффициента инжекции U , достижимый напор струйного насоса ΔP , расход рабочего потока \bar{G}_1 и площадь выходного сечения сопла \bar{f}_{1a} на единицу тепловой нагрузки, а также оптимальное отношение сечений $(f_{1a}/f_{3c})_o$ сопла и цилиндрической камеры смешения.

Расстояние от среза сопла до входного сечения цилиндрической камеры смешения определяют из условия (8). Другие осевые размеры определяют по следующим рекомендациям ^{/3/}:

угол раствора входного участка камеры смешения $60 \dots 90^\circ$;

угол раствора диффузора $8 \dots 10^\circ$;

Таблица

$$P_0 = 13 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 \quad P_2 = 30 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

$P_1,$ $10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$	$T_1,$ К	$\Delta T,$ К	U	$\Delta P,$ $10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$	$\bar{G}_1,$ $10^{-3} \frac{\text{кг/сек}}{\text{Всм}}$	$\bar{f}_{1a},$ $10^{-8} \frac{\text{М}^2}{\text{Всм}}$	$\left(\frac{f_{1a}}{f_{3c}} \right)_0$
15.0	5.00	.200	9.48	.136	.0885	.553	.0147
15.0	5.00	.300	6.04	.269	.0885	.558	.0293
15.0	5.00	.400	4.33	.436	.0885	.558	.0471
15.0	5.00	.500	3.30	.612	.0885	.558	.0674
15.0	5.20	.200	8.84	.155	.0947	.602	.0147
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	.0463
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	.0346
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	.776	.2227	1.090	.0495
25.0	5.60	.300	2.63	1.405	.2227	1.090	.0912
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

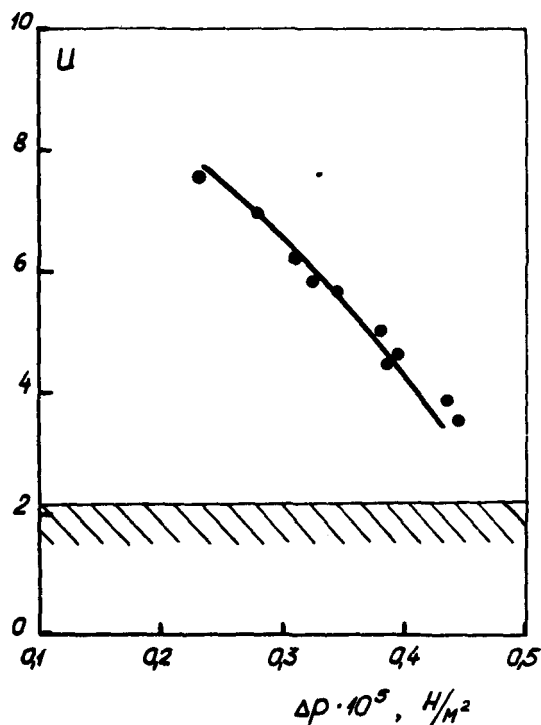


Рис.4. Экспериментальная и расчетная характеристики струйного насоса. $Q = 200$ Вт; $G_1 = 28,6$ г/с ; $\rho_1 = 19 \cdot 10^5$ Н/м²; $T_1 = 5,55$ К; $\rho_2 = 4,0 \cdot 10^5$ Н/м².

длина цилиндрической камеры смешения $(6 \dots 10) d_{3c}$;
длина диффузора $(6 \dots 7)(d_3 - d_{3c})$, где d_3 - диаметр выходного сечения диффузора; d_{3c} - диаметр цилиндрической камеры смешения.

На рис.5 представлены принципиальные схемы криостатирования кольца ускорителя: первая - с механическими насосами, вторая - со струйными. Охлажденная до температуры кипящего гелия жидкость при сверхкритическом давлении подается в магнитную систему, на выходе из магнитной системы поток сжимается в механическом или струйном насосе и снова охлаждается в сборнике с кипящим гелием. Существенное отличие этих схем состоит в том, что в первом случае в цикл извне вносится затрачиваемая на привод механических насосов работа и для ее компенсации требуется дополнительная холодопроизводительность рефрижератора. Во втором случае потребляемая холодопроизводи-

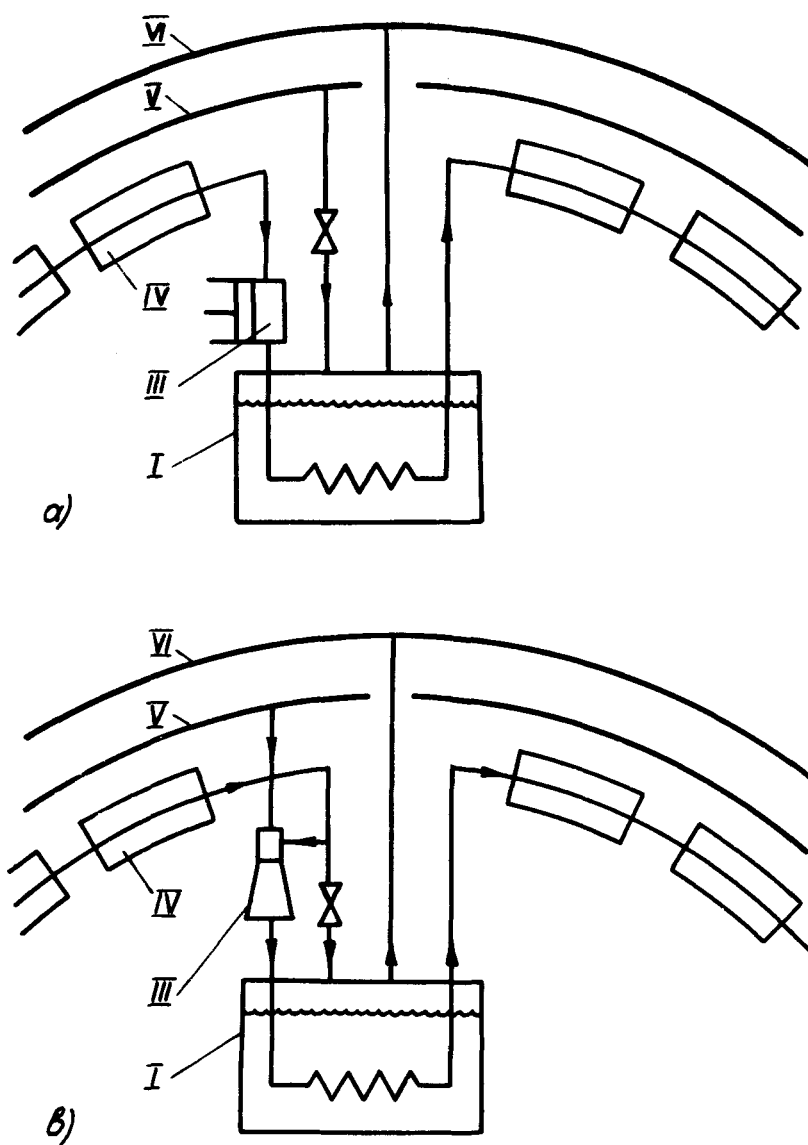


Рис.5. Схемы криостатирования сверхпроводящих магнитных систем ускорителей: а) с механическими насосами, б) со струйными насосами. I - сборник жидкого гелия; II - струйный насос; III - механический насос; IV - магнит; V - коллектор сжатого газа; VI - коллектор возврата пара.

тельность не увеличивается, ее величина равна тепловой нагрузке от магнитной системы.

Так чтобы обеспечить полученные в экспериментальной установке параметры при использовании механического насоса с к.п.д. $\eta = 0,5$ пришлось бы увеличить холодопроизводительность работающего по циклу с дросселированием рефрижератора на 50%. Следовательно, замена дросселя струйным насосом не только повышает надежность циркуляционной системы, но и уменьшает удельные энергозатраты.

Следует, однако, отметить, что включение струйного насоса в схему рефрижератора исключает возможность повышения холодопроизводительности путем установки детандера на потоке газа, выходящего из конечного теплообменника. Поэтому для окончательной оценки схему со струйным насосом целесообразно сравнить со схемой с детандером и механическим насосом (рис.6).

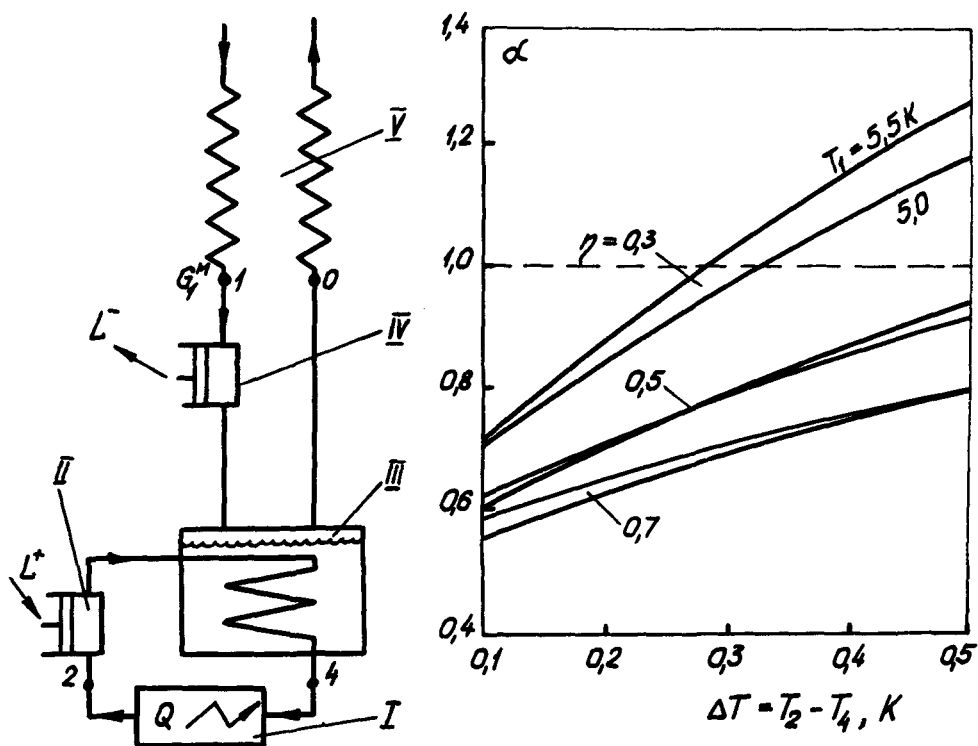


Рис.6. Схема с детандером и механическим насосом и ее сравнительная характеристика: I – криостатируемый объект; II – механический насос; III – сборник жидкого гелия; IV – детандер; Y – теплообменник.

Повышение холодопроизводительности при отводе работы детандера L^- и снижение при подводе работы насоса L^+ приводит к тому, что получаемые в схеме со струйным насосом параметры – тепловая нагрузка Q , повышение температуры жидкости ΔT и напор Δp – достигаются при расходе сжатого газа G_1^M , отличающемся от G_1 , вычисленным из (6). Для оценки изменения расхода сжатого газа и в конечном итоге удельных энергозатрат можно ввести коэффициент

$$\alpha = \frac{G_1^M}{G_1} = \frac{Q + L^+ - L^-}{Q} . \quad (9)$$

В зависимости от к.п.д. машин этот коэффициент может быть больше или меньше единицы.

При параметрах сжатого газа $p_1 = 20 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ и $T_1 = 5,0 \dots 5,5 \text{ К}$ и к.п.д. детандера 70% зависимость α от ΔT и к.п.д. механического насоса η представлена на графике рис.6. Видно, что с применением струйного насоса может быть связан некоторый перерасход энергии. Например, при $\Delta T = 0,25 \text{ К}$ и $\eta = 0,5$ перерасход составляет 25%.

Однако несмотря на выигрыш в удельных энергозатратах, схема с механическими устройствами может не иметь экономических преимуществ. Техничко-экономический анализ показал, что применение струйного насоса ввиду его простоты и надежности позволяет снизить расходы на ремонт и эксплуатацию оборудования, а также уменьшить капитальные вложения. В конечном итоге экономические показатели схем со струйным насосом и механическими устройствами оказываются приблизительно одинаковыми.

Между тем важное преимущество струйного насоса заключается в том, что такие аппараты с оптимальными для каждого потребителя параметрами могут изготавливаться в любой мастерской и поставляться в очень короткий срок. Отпадает необходимость разработки сложных механических устройств, работающих при температуре жидкого гелия, их испытание и освоение в промышленности.

Таким образом, наряду с известными схемами, в которых для циркуляции жидкого гелия применяются механические циркуляторы, при криостатировании сверхпроводящих магнитных систем можно использовать схему со струйными насосами.

Литература

1. The Energy Doubler. FNAL, Batavia (1976).
2. J.W.Dean. RHEL/M, A22 (1971).
3. Е.Я.Соколов, Н.М.Зингер. Струйные аппараты, М., "Энергия", 1970.