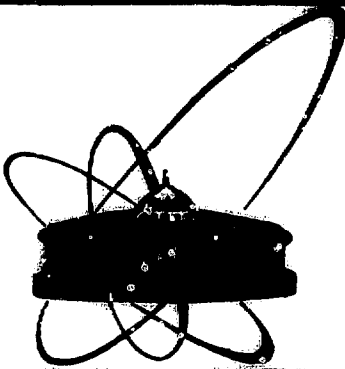


508404309



**СООБЩЕНИЯ  
ОБЪЕДИНЕННОГО  
ИНСТИТУТА  
ЯДЕРНЫХ  
ИССЛЕДОВАНИЙ  
ДУБНА**

13-83-861

К.Дёге, В.И.Миронов, В.В.Скитин, А.С.Щеулин

**СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ АДГЕЗАТОРА КУТИ-20**

**1983**

## ВВЕДЕНИЕ

Необходимость работы коллективного ускорителя тяжелых ионов КУТИ-20 со средней частотой повторений импульсов  $f = 20$  Гц выдвигает целый ряд конструктивных и технологических проблем. Среди них вопросы, связанные с охлаждением различных узлов и элементов ускорителя, занимают одно из центральных мест. Адгезатор КУТИ-20 /адгезатор-20/ является одним из наиболее теплонагруженных узлов ускорителя и требует эффективного охлаждения. Принципиальная возможность отвода тепловых мощностей от катушек магнитной системы рассматривалась в [1]. Настоящая статья посвящена разработке и исследованию системы охлаждения.

Конструкция адгезатора-20 схематично показана на рис. 1. Теплонагруженными элементами являются вакуумная тонколистовая титановая камера и 4 пары катушек, создающих импульсное магнитное поле /ступени сжатия электронного кольца/. Характеристики катушек, с точки зрения возможности их охлаждения, приведены в табл. 1 /для одной катушки из каждой пары/.

Таблица 1

Характеристики катушек магнитной системы адгезатора-20

Степень	Количество витков	Средний диаметр	Длина проводника /м/	Тип проводника	Выделяемая мощность
I	6	1,28	24	полая шина отв. $\phi 6,5$ мм	5,35 кВт
II	32	0,76	$2 \times 24^{\text{ж}}$	полая шина отв. $\phi 6,5$ мм	5,65 кВт
III	28	0,56	49,3	полая шина отв. $\phi 6,5$ мм	3,10 кВт
IV	70	0,3	73	литца	29,3 кВт

<sup>ж</sup> Во II ступени контур охлаждения разбит на 2 части с отводом от середины.

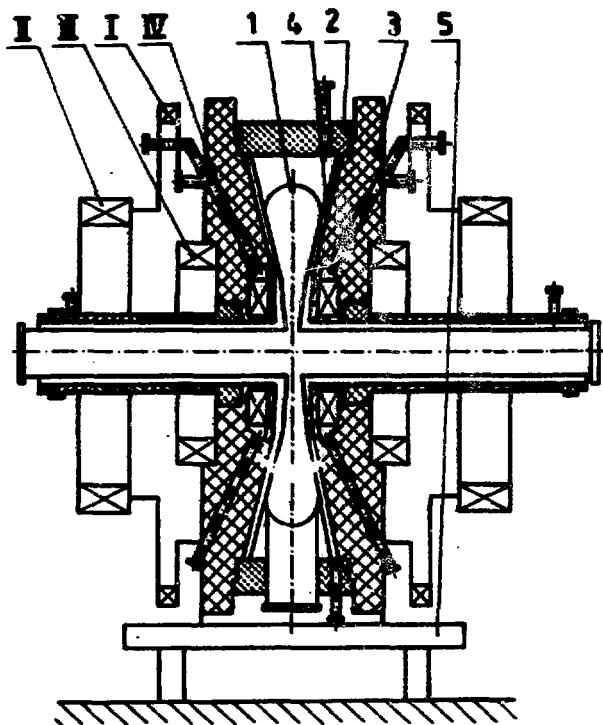


Рис.1. Конструкция адгезатора-20. 1 - камера; 2 - блок жесткости; 3 - ступень, 4 - жидкостная прослойка /трансформаторное масло/, 5 - платформа; I-IV - катушки ступеней сжатия электронного кольца.

В камере, за счет потерь, связанных с вихревыми токами, выделяется мощность  $\sim 100$  кВт при  $f = 20$  Гц. Переход в IV ступени сжатия на многожильный высокочастотный проводник типа литца обусловлен необходимостью подавления вихревых токов в разомкнутых катушках, деформирующих магнитное поле/2/.

С учетом типа проводника и конструктивного выполнения катушек охлаждение I-III ступеней сжатия осуществляется жидкостью, протекающей через отверстие в токоведущей шине. В IV ступени необходимо прокачивать хладагент через зазоры между витками. В этом случае охлаждающая жидкость должна обладать хорошими изоляционными свойствами, в частности, иметь пробивную напряженность электрического поля существенно выше 20 кВ/см. Этому условию удовлетворяет трансформаторное масло, выбранное нами для охлаждения IV ступени и камеры.

Необходимо также сказать о том, что механическая прочность катушек IV ступени сжатия и камеры не допускает избыточного давления выше 1,2 атм и 0,1 атм соответственно.

## ОПИСАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Структурная схема системы охлаждения приведена на рис.2. Первоначально предполагалось использовать трансформаторное масло для охлаждения всех теплонагруженных элементов. Однако гидродинамическое сопротивление катушек I-III ступеней сжатия достаточно велико, и для эффективного теплоотвода требуется давление масла на входе в катушки  $7 \div 10$  атм. В дальнейшем в этом случае трансформаторное масло было заменено на очищенную воду, т.к. теплоемкость воды в 2 раза выше, а кинематическая вязкость на 25% ниже, чем у масла. В результате требуемое давление снизилось до 3,5 атм.

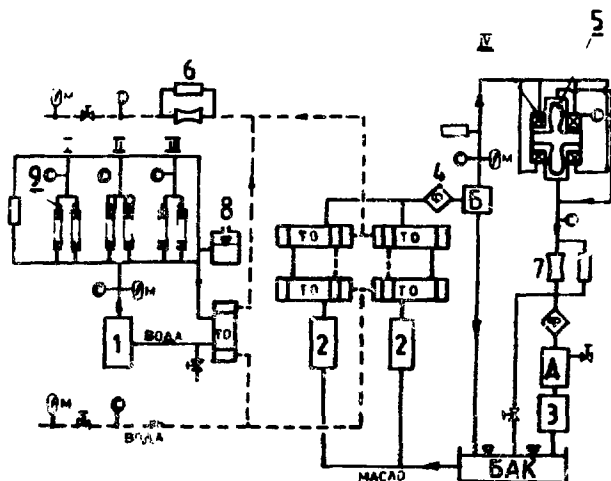


Рис.2. Структурная схема системы охлаждения. 1 - насос ХЗ/40; 2 - насосы Ш-40; 3 - насос ДВН-50; 4 - фильтр; 5 - вакуумная камера; 6 - дифференциальный манометр; 7 - сопло; 8 - расширительный бачок; 9 - термодатчики на основе сплава Вуда; С - полупроводниковый термодатчик; ТО - теплообменник; М - манометр; Б - байпас; Д - демпфирующий объем; I-IV - катушки I-IV ступеней сжатия.

Принцип действия системы охлаждения ясен из рис.2. Замкнутый водяной контур охлаждает I-III ступени. Циркуляция воды

обеспечивается центробежным насосом 1 типа ХЗ/40. В масляном контуре применены два зубчатых насоса типа Ш-40 /2/. В оба контура охлаждения включены теплообменники. Пружинное перепускное устройство Б /байпас/ обеспечивает стабилизацию давления масла на выходе системы. Демпферный объем Д предохраняет камеру от ударных нагрузок. Как видно из структурной схемы, катушки IV ступени сжатия и вакуумная камера охлаждаются последовательно. Между тем предельное избыточное давление на камеру, как указывалось выше, составляет 0,1 атм. Для выполнения этого условия в масляный контур включен форвакуумный насос 3 типа ДВН-50, создающий разрежение. Расчеты показывают, что давление на стенку камеры в такой схеме не превышает 0,05 атм. Стендовые измерения показали, что для эффективного охлаждения IV ступени и камеры важно направление течения масла. Оптимальным является вариант, показанный на рис.2. Масло подается к внешнему диаметру катушек, проходит через их объем, затем вдоль стенок камера возвращается на периферию. Теплообменники охлаждаются внешней водой. К качеству воды особых требований не предъявляется. Система охлаждения оборудована также различным вспомогательным и измерительным оборудованием - фильтрами, расширительным бачком, датчиками давления, температуры и расхода охлаждающей жидкости /сопла/.

## ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

С учетом данных, приведенных в табл.1, и энергопотерь в камере адгезатора-20, водяной контур системы охлаждения должен обеспечивать отвод тепловой мощности -30 кВт, а масляный - -180 кВт. Кроме того, величиной -100°C ограничена максимально допустимая температура катушек магнитной системы. Исходя из этих параметров и ограничений по допустимому давлению в различных участках масляного контура исследовалась и оптимизировалась система охлаждения.

### ВОДЯНОЙ КОНТУР

Конфигурация водяного контура выбиралась исходя из гидродинамических характеристик катушек I-III ступеней сжатия. На рис.3 приведены экспериментальные характеристики /точки и треугольники относятся к разным катушкам из каждой пары/, хорошо /с точностью не хуже -10%/ совпадающие с расчетными по Я.Мори и В.Накаяма<sup>13/</sup> для ламинарного течения воды. Видно, что они существенно отличаются друг от друга. Однако тепловые нагрузки /см. табл.1/ на катушки оказались тем меньше, чем больше их гидродинамическое сопротивление. Это позволило запитать их по воде параллельно, обеспечив длиной подводных шлангов

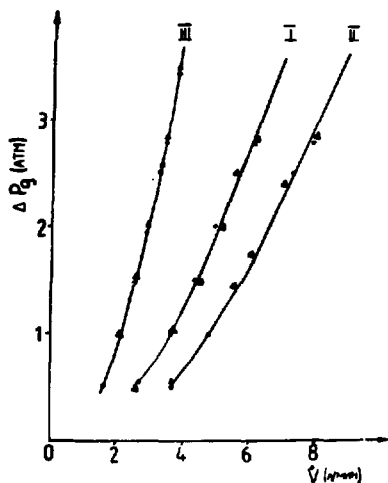


Рис.3. Гидродинамические характеристики катушек I÷III ступеней сжатия.

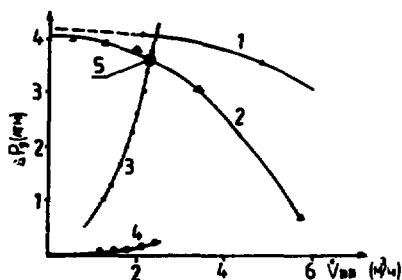


Рис.4. Гидравлические характеристики водяного контура; 1 - паспортная характеристика насоса ХЗ/40, 2 - измеренная характеристика насоса совместно с магистралями, 3 - суммарная характеристика катушек I÷III ступеней сжатия; 4 - характеристика теплообменника; 5 - рабочая точка системы.

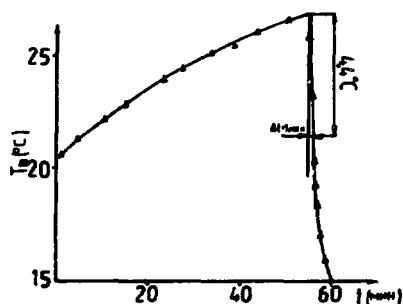
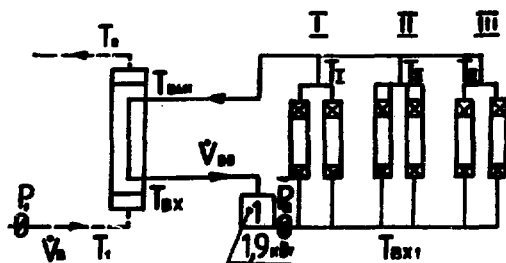


Рис.5. Цикл нагрева и охлаждения водяного контура при определении  $q_B$ .

-3 м соответствующие электрические развязки. Суммарная характеристика водяного контура изображена на рис.4. Как видно из измерений, гидродинамическое сопротивление подводящих магистралей не оказывает существенного влияния на общую характеристику системы.

Одним из важнейших элементов системы является теплообменник. Для определения его характеристик охлаждаемая система в течение длительного времени нагревалась слабым источником мощности /1,9 кВт/ при закрытой внешней водяной магистрали. Затем вентиль внешней воды открывался, и по кривой охлаждения определялся удельный теплосъем  $q_B$  теплообменника /рис.5/. При максималь-



P	P	V <sub>в</sub>	V <sub>об</sub>	T <sub>в</sub>	T <sub>с</sub>	T <sub>об</sub>	T <sub>к</sub>	T <sub>к</sub>	T <sub>к</sub>	T <sub>к</sub>	T <sub>к</sub>
3,5	3,6	32	0,32	20	22,2	32	32,7	4,38	4,19	4,42	4,3
л/с	л/с	л/с	л/с	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C

Рис.6. Параметры водяной системы охлаждения.

ном протоке внешней воды 6,4 л/с и ее температуре  $t = 11^{\circ}\text{C}$ , значение  $q_{\text{в}}$  близко к расчетному и составляет:  $q_{\text{в}} = \dot{Q} / (T_{\text{вых.}} - T_{\text{в}}) = 2,25$  кВт/град. Здесь:  $\dot{Q}$  - мощность нагрева,  $T_{\text{вых.}}$  - температура воды замкнутого контура на входе теплообменника,  $T_{\text{в}}$  - температура внешней воды.

Реально проток внешней воды перераспределяется так: 3,2 л/с течет через теплообменник водяного контура и по 1,6 л/с - через пары последовательно соединенных теплообменников масляного контура. В результате удельный теплосъем снижается до значения  $q_{\text{в}} = 1,85$  кВт/град. На рис.6 приведена схема водяного контура и таблица расчетных температур в различных точках системы при температуре внешней воды  $20^{\circ}\text{C}$ . Суммарная отведенная мощность для данного случая составляет ~43 кВт, что превышает проектное задание при сравнительно невысоких максимальных температурах воды. При этом разность температур охлаждаемого проводника катушек и воды, согласно расчетам [4], оказывается не более  $1^{\circ}\text{C}$ .

### МАСЛЯНЫЙ КОНТУР

Надежность охлаждения катушек IV ступени и камеры определяется двумя факторами: во-первых, объемным расходом охлаждающего масла, во-вторых - эффективностью работы /удельным теплосъемом/ теплообменников масляного контура  $q_{\text{м}}$ . Для охлаждения IV ступени необходим минимальный проток  $\dot{V} \approx 5$  л/с, а камеры -  $\dot{V} \approx 7$  л/с. Производительность каждого насоса Ш-40 ~5 л/с. Однако для стабилизации давления на выходе системы требуется часть масла сбрасывать через байпасное устройство обратно в накопительный бак. При этом полезный объемный расход существенным образом зависит от работы насоса ДВН-50 /см. табл.2/.

Таблица 2

## Влияние насоса ДВН-50 на работу масляного контура

Параметр	Состояние системы	
	ДВН-50 включен	ДВН-50 выключен
Объемный расход масла через камеру и IV ступень	7 л/с	3 л/с
Объемный расход масла через байпас	3 л/с	7 л/с
Давление у выхода байпаса	0,29 атм	0,49 атм

Из таблицы видно, что включение насоса ДВН-50 не только снижает давление на стенку камеры, но и увеличивает полезный расход масла. Наряду с этим при больших расходах масла внутри насоса ДВН-50 начинается кавитация, устраняемая небольшой подачей воздуха в систему. Это - нежелательный фактор, хотя он и не приводит к электрическим проблемам в катушках IV ступени. В дальнейшем, с введением в магнитную систему градиентных соленоидов, предполагается задействовать 2 дополнительных насоса типа Ш-40, 4 теплообменника, а также разделить контуры охлаждения камеры и магнитной системы. При этом насос ДВН-50 будет работать только для охлаждения вакуумной камеры.

Теплообменники масляного контура - кожухотрубчатого типа. При их расчете использовалась методика, предложенная В.Альтманом/5/. Исходным уравнением служило:

$$Nu = (0,22 \pm 0,25) \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} (\eta_M / \eta_C)^{0,14} \quad /1/$$

Здесь  $Nu$ ,  $Re$  - числа Нуссельта и Рейнольдса соответственно, относящиеся к внешнему диаметру труб,  $Pr$  - число Прандтля;  $\eta_M$  и  $\eta_C$  - соответственно динамическая вязкость масла в трубке и на стенке.

Для увеличения поверхности теплоотдачи трубки спаяны с рядом поперечных дисков. Кроме того, для повышения теплопередачи и удаления отложений грязи на трубках имеются две спиральные канавки /рис.7//6/. На рис.8 показано влияние объемного расхода масла и воды на удельный теплосъем теплообменника  $q_M$ . Видно также, что примененные технические решения /диски и канавки/ позволили получить значение  $q_M$ , превышающее расчетное по уравнению /1/.

Измеренная гидродинамическая характеристика теплообменника /рис.9/ подтверждает тот факт, что течение масла в нем носит ламинарный характер/4/. На рис.10 приведены результаты опреде-



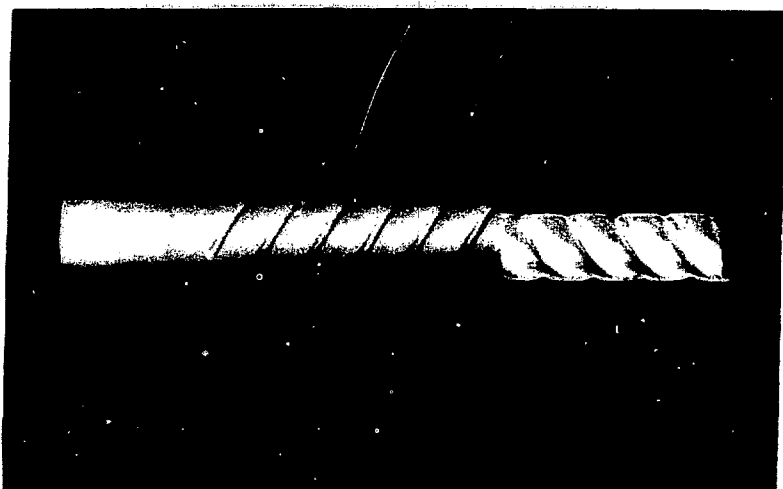


Рис.7. Трубка теплообменника с канавками.

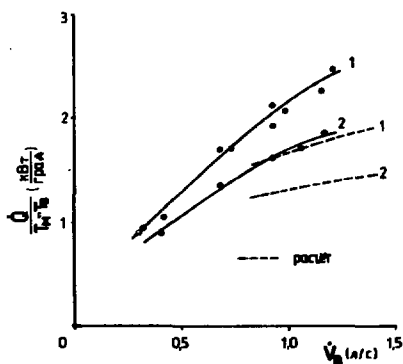


Рис.8. Тепловая характеристика теплообменника масляного контура.  
1 -  $\dot{V}_M = 4,85$  л/с, 2 -  $\dot{V}_M = 2,53$  л/с.

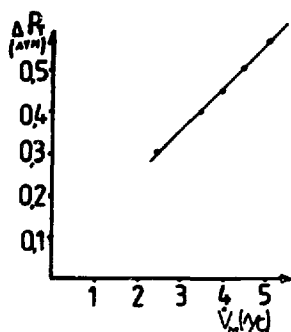
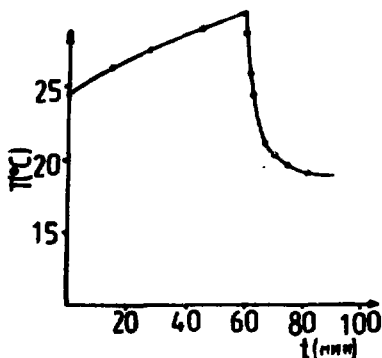


Рис.9. Гидродинамическая характеристика теплообменника масляного контура.

ления величины  $q_M$  по методике, аналогичной описанной выше для водяного контура. Суммарный удельный теплосъем всей группы теплообменников существенно зависит от способа соединения их по воде и по маслу. В оптимальном варианте /рис.2/ производительность 4 теплообменников достигает величины 10,21 кВт/град., т.е. съем проектной мощности 180 кВт достигается при перепаде температур масла и воды  $-17^\circ\text{C}$ .

Рис.10. Цикл нагрева и охлаждения масляного контура при определении  $q_M$ .



### СИСТЕМА КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ

В систему контроля и диагностики входят измерительные температурные датчики, выполненные на базе транзисторов КТ-342, аварийные плавкие термодатчики на основе сплава Вуда, рассчитанные на температуру срабатывания  $70^{\circ}\text{C}$ , манометры и датчики расхода жидкости. Все датчики заведены в систему релейной защиты и отключают высоковольтные источники питания ступеней сжатия и систему охлаждения в случае возникновения аварийной ситуации.

Система термоконтроля на базе полупроводниковых датчиков связана с ЭВМ СМ-3 и позволяет на экране телевизионного монитора непрерывно контролировать температуру в соответствующих точках.

Для измерения расхода охлаждающей жидкости в магистрали вставлены калиброванные сопла. По разности давления в измерительных сечениях сопла можно судить о расходе жидкости. В магистрали общей воды стоит сопло с перепадом давления  $0,05$  атм при расходе  $6,4$  л/с, в масляной - с перепадом давления  $0,07$  атм при расходе  $5,0$  л/с. Разность давления контролируется контактными дифференциальными манометрами типа РКПЖ.

### ВЫВОДЫ

1. Создана система охлаждения, включающая замкнутые водяной и масляный контуры, обеспечивающая отвод тепловой мощности от элементов конструкции адгезатора-20 на уровне  $200$  кВт.

2. Вихревые генераторы /спиральные канавки/ и разделительные диски теплообменников масляного контура позволяют интенсифицировать теплообмен на  $25\%$  и улучшить эксплуатационные характеристики.

3. Опытная эксплуатация на адгезаторе-20 показала достаточную эффективность системы охлаждения. Максимальные температуры масла и воды замкнутого контура не превышают температуры внешней воды более чем на 26°C.

4. Форвакуумный насос, байпасное устройство и демпфирующий объем гарантируют стенки вакуумной камеры от нагрузки избыточным давлением.

В заключение авторы считают своим приятным долгом выразить благодарность Л.В.Дубовику и Н.И.Лебедеву за создание системы термоконтроля на линии с ЭВМ СМ-3.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Беляев Л.Н. и др. ОИЯИ, 9-80-577, Дубна, 1980.
2. Александров В.С. ОИЯИ, Р9-9603, Дубна, 1976.
3. Morigi J., Nakajama V. Int. J. of Heat and Mass Transfer, 1965, vol.8, No.1.
4. Петухов Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубках. "Энергия", М., 1967.
5. Altmann W. Industrielle Wärmeübertrager Lehrbriefe für das Fernstudium. Verlag Technik, Berlin, 1975.
6. "Химия и жизнь", №1, 1977.

Рукопись поступила в издательский отдел  
19 декабря 1983 года.

## НЕТ ЛИ ПРОБЕЛОВ В ВАШЕЙ БИБЛИОТЕКЕ?

Вы можете получить по почте перечисленные ниже книги, если они не были заказаны ранее.

	Труды VI Всесоюзного совещания по ускорителям заряженных частиц. Дубна, 1978 /2 тома/	7 р. 40 к.
	Труды VII Всесоюзного совещания по ускорителям заряженных частиц, Дубна, 1980 /2 тома/	8 р. 00 к.
D11-80-13	Труды рабочего совещания по системам и методам аналитических вычислений на ЭВМ и их применение в теоретической физике, Дубна, 1979	3 р. 50 к.
D4-80-271	Труды Международной конференции: по проблемам нескольких тел в ядерной физике. Дубна, 1979.	3 р. 00 к.
D4-80-385	Труды Международной школы по структуре ядра. Алушта, 1980.	5 р. 00 к.
D2-81-543	Труды VI Международного совещания по проблемам квантовой теории поля. Алушта, 1981	2 р. 50 к.
D10,11-81-622	Труды Международного совещания по проблемам математического моделирования в ядерно-физических исследованиях. Дубна, 1980	2 р. 50 к.
D1,2-81-728	Труды VI Международного семинара по проблемам физики высоких энергий. Дубна, 1981.	3 р. 60 к.
D17-81-758	Труды II Международного симпозиума по избранным проблемам статистической механики. Дубна, 1981.	5 р. 40 к.
D1,2-82-27	Труды Международного симпозиума по поляризационным явлениям в физике высоких энергий. Дубна, 1981.	3 р. 20 к.
P18-82-117	Труды IV совещания по использованию новых ядерно-физических методов для решения научно-технических и народнохозяйственных задач. Дубна, 1981.	3 р. 80 к.
D2-82-568	Труды совещания по исследованиям в области релятивистской ядерной физики. Дубна, 1982.	1 р. 75 к.
D9-82-664	Труды совещания по коллективным методам ускорения. Дубна, 1982.	3 р. 30 к.
D3,4-82-704	Труды IV Международной школы по нейтронной физике. Дубна, 1982.	5 р. 00 к.
D2,4-83-179	Труды XV Международной школы молодых ученых по физике высоких энергий. Дубна, 1982.	4 р. 80 к.
	Труды УШ Всесоюзного совещания по ускорителям заряженных частиц. Протвино, 1982 /2 тома/	11 р. 40 к.
D11-83-511	Труды совещания по системам и методам аналитических вычислений на ЭВМ и их применению в теоретической физике. Дубна, 1982.	2 р. 50 к.
D7-83-644	Труды Международной школы-семинара по физике тяжелых ионов. Алушта, 1983.	6 р. 55 к.
D2,13-83-689	Труды рабочего совещания по проблемам излучения и детектирования гравитационных волн. Дубна, 1983.	2 р. 00 к.

Заказы на упомянутые книги могут быть направлены по адресу:  
101000 Москва, Главпочтамт, п/я 79  
Издательский отдел Объединенного института ядерных исследований

**ТЕМАТИЧЕСКИЕ КАТЕГОРИИ ПУБЛИКАЦИЙ  
ОБЪЕДИНЕННОГО ИНСТИТУТА ЯДЕРНЫХ  
ИССЛЕДОВАНИЙ**

**Индекс**

**Тематика**

1. Экспериментальная физика высоких энергий
2. Теоретическая физика высоких энергий
3. Экспериментальная нейтронная физика
4. Теоретическая физика низких энергий
5. Математика
6. Ядерная спектроскопия и радиохимия
7. Физика тяжелых ионов
8. Криогеника
9. Ускорители
10. Автоматизация обработки экспериментальных данных
11. Вычислительная математика и техника
12. Химия
13. Техника физического эксперимента
14. Исследования твердых тел и жидкостей ядерными методами
15. Экспериментальная физика ядерных реакций при низких энергиях
16. Дозиметрия и физика защиты
17. Теория конденсированного состояния
18. Использование результатов и методов фундаментальных физических исследований в смежных областях науки и техники
19. Биофизика

Дёге К. и др.

13-83-861

Система охлаждения адгезатора КУТИ-20

Описана система охлаждения адгезатора коллективного ускорителя тяжелых ионов КУТИ-20. Система имеет два замкнутых контура - водяной и масляный. Трансформаторное масло, охлаждая катушки магнитной системы, одновременно выполняет роль межвитковой изоляции. Применение в масляном контуре напорных и откачных насосов позволяет осуществить эффективное охлаждение стенок вакуумной камеры при давлении на них  $< 0,1$  атм. В результате оптимизации конфигурации системы получен теплосъем 200 кВт, соответствующий проектному заданию. Показано, что применение вихревых генераторов в трубках теплообменников и разделительных дисков увеличивает теплосъем на 25%.

Работа выполнена в Отделе новых методов ускорения ОИЯИ.

Сообщение Объединенного института ядерных исследований. Дубна 1983

Doge K. et al.

13-83-861

KUTI-20 Adgezator Cooling System

The cooling system of the collective heavy ion accelerator KUTI-20 adgezator is described. The system has two closed water and oil contours. The transformer oil, cooling the magnetic system coils, at the same time fulfils the role of the insulation between windings. The use in the oil contour of head and evacuating pumps permits to carry out cooling of the vacuum chamber with pressure to ics walls smaller than 0.1 atm. The planned heat removal 200 kW as the result of cooling system configuration optimization is obtained. It is shown that the use of vortex generators and of separative discs in heat exchanger tubes increases heat removal to 25%.

The investigation has been performed at the Department of New Acceleration Methods, JINR.

Communication of the Joint Institute for Nuclear Research. Dubna 1983

Перевод О.С.Виноградовой

14 коп.

Редактор Б.Б.Колесова. Макет Н.А.Киселевой.  
Набор В.С.Румянцевой.

Подписано в печать 05.01.84.

Формат 60х90/16. Офсетная печать. Уч.-изд.листов 0,94.

Тираж 345. Заказ 34014.

Издательский отдел Объединенного института ядерных исследований.  
Дубна Московской области.