

Автор.  
Ш  
И. Ренделюк

МИНИСТЕРСТВО  
ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР  
ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
ПИЩЕВОЙ И ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Инж. А. А. ШМЫГЛЯ

Экз. № 1729  
3/266

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ  
РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА  
И ПУТИ УМЕНЬШЕНИЯ  
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ОБЪЕМНЫХ ПОТЕРЬ**

**АВТОРЕФЕРАТ**  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Принят 1966

Научный руководитель —  
доктор технических наук  
профессор В. С. МАРТЫНОВСКИЙ

МИНИСТЕРСТВО  
ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
ПИЩЕВОЙ И ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

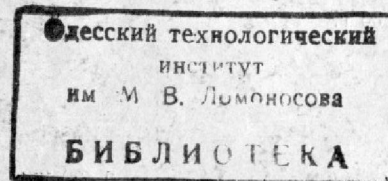
*Инж. А. А. ШМЫГЛЯ*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ  
ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ  
ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА  
И ПУТИ УМЕНЬШЕНИЯ  
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ОБЪЕМНЫХ ПОТЕРЬ

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель —  
доктор технических наук  
профессор В. С. МАРТЫНОВСКИЙ

000.0. 894 ✓



ОДЕССА — 1966

Работа выполнена в лаборатории холодильных машин Одесского технологического института пищевой и холодильной промышленности.

Директору по научной  
работе Одесского технологического  
института  
им. Ломоносова

Одесский технологический институт пищевой и холодильной промышленности направляет Вам для отзыва настоящий автореферат диссертации тов. А. А. Шмыгли, представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук!

Отзыв в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения, просим направить в Совет института по адресу: Одесса, ул. Петра Великого, 1/3.

Защита состоится в 14.30 30 мая 1966 г.

30 апреля 1966 г.  
№ 04-205

Ученый секретарь Совета доцент

В. З. ЖАДАН

Развитие холодильного машиностроения, расширение применения холодильных установок малой и средней производительности в народном хозяйстве выдвигает новые требования к совершенству конструкции холодильного компрессора и в первую очередь к его энергетической и объемной эффективности.

Распространение холодильных установок приводит к тому, что они играют все более заметную роль в энергетическом балансе страны. Поэтому важность повышения энергетической эффективности холодильных установок непрерывно возрастает (хотя и при существующих масштабах применения холода в народном хозяйстве снижение мощности, потребляемой холодильными установками, представляет определенный интерес). Наибольший расход электроэнергии в холодильной установке приходится на долю компрессора, и поэтому повышение энергетических показателей компрессора существенно уменьшит расход электроэнергии всей холодильной установки.

Проектирование холодильного компрессора на основе существующей в настоящее время теории дает возможность определить энергетические показатели нового компрессора более или менее правильно только в диапазоне средних температур кипения и конденсации. С повышением быстроходности компрессоров, расширением диапазона температур кипения и конденсации, увеличением номенклатуры применяемых холодильных агентов проектирование новых компрессоров только на основе существующих методов расчета становится недостаточно обоснованным. В этих условиях возрастает роль систематических исследований опытных образцов новых компрессоров с целью максимального выявления возможностей новой конструкции и устранения возможных ошибок. Особенно нуждаются в экспериментальном исследовании и доводке новые конструкции клапанов.

Сравнение показателей некоторых выпускаемых у нас холодильных компрессоров показывает, что основные вели-

ны, характеризующие экономичность и совершенство компрессора, имеют большой разброс. Это указывает на то, что конструкции компрессоров не оптимальны и имеют большие скрытые резервы.

На заводах холодильного машиностроения до настоящего времени создание новых образцов компрессоров и освоение их серийного выпуска сопровождалось только испытанием компрессора с определением внешних характеристик — холодопроизводительности и потребляемой мощности. Возможные дефекты конструкции и скрытые резервы оставались не выявленными. Такое положение не может считаться нормальным и в значительной мере тормозит дальнейшее развитие конструкции холодильных компрессоров.

Отсюда понятен интерес, проявляемый к исследованию рабочего процесса фреонового компрессора в заводских лабораториях и в лабораториях институтов, специализирующихся в холодильной технике.

Длительное изучение компрессоров различной конструкции в лаборатории Одесского завода холодильного машиностроения и в лаборатории Одесского института пищевой и холодильной промышленности показало, что в настоящее время отсутствует разработанный комплекс исследовательской техники, позволяющий достаточно полно и с высокой точностью получить характеристики рабочих процессов компрессора.

Целью проведенной работы является:

1. Разработка современного метода экспериментального исследования рабочих процессов холодильного компрессора.

Новый метод должен отвечать следующим основным требованиям:

а) простота и доступность применения на всех заводах холодильного машиностроения;

б) универсальность и возможность применения для исследования компрессоров в широком диапазоне размеров и типов;

в) оборудование компрессора датчиками должно минимально влиять на протекание рабочего процесса;

г) новый метод экспериментального исследования должен обеспечить получение возможно более полного объема информации о протекании рабочих процессов компрессора.

2. Исследование компрессора с различными конструктивными вариантами клапанной группы в широком диапазоне давлений всасывания.

3. Разработка рекомендаций по конструированию компрессоров на основе полученных экспериментальных данных.

## ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Для получения достаточно полной информации о рабочем цикле в цилиндре компрессора необходимо получить осциллограммы, характеризующие следующие процессы:

- 1) изменение давления в цилиндре компрессора;
- 2) изменение давления в нагнетательной полости;
- 3) изменение давления во всасывающей полости;
- 4) изменение температуры агента в цилиндре;
- 5) движение пластинки нагнетательного клапана;
- 6) движение пластинки всасывающего клапана.

Получение полного комплекта перечисленных диаграмм представляет достаточно трудную задачу и ранее не производилось.

В большинстве описанных в технической литературе исследований ограничиваются съемкой только некоторых диаграмм. Упрощенные исследования также могут дать полезную информацию о протекании рабочего цикла в цилиндре компрессора, хотя и не с такой полнотой, как в случае съемки всех вышеперечисленных характеристик.

В исследованиях современных быстроходных компрессоров применяются почти исключительно электрические методы преобразования измеряемой величины с последующим усилением и регистрацией полученных электрических сигналов при помощи электронной аппаратуры. Механические индикаторы совершенно не применяются в силу ряда причин. Поэтому в обзоре выполненных исследований остановимся только на электрических методах.

Из зарубежных лабораторий, ведущих работу по исследованию холодильных компрессоров, наибольший интерес представляет холодильная лаборатория государственной инженерной школы в Карлсруэ. Группа исследователей (V. Füneg, E. Schöberl, K. Bach, K. Tauchmann, H. Ruf, R. John), работающая в этой лаборатории, специализируется на изучении малых герметичных компрессоров. Характерной чертой опытов, проводимых группой, являются непрерывные поиски новых средств исследования. Для снятия индикаторных диаграмм применяются три типа датчиков давления:

а) тензометрический, с наклейкой плоских проволочных датчиков на упругую диафрагму, деформирующуюся под действием давления;

б) индуктивный, основанный на изменении индуктивного сопротивления обмотки датчика, вызванном движением упру-

гой диафрагмы или сердечника, связанного с этой диафрагмой;

в) пьезоэлектрический.

Общим недостатком индикаторов давления, построенных на этих датчиках, является не только непостоянство свойств самих датчиков, но и изменение параметров регистрирующей аппаратуры. Поэтому практика установления масштабов диаграмм путем предварительной тарировки считается ненадежной и ведутся поиски других путей. Для установления масштабов диаграммы и реперных линий применяется следующий прием. Один и тот же датчик при помощи переключающего устройства поочередно соединяется с цилиндром, нагнетательной полостью и всасывающей полостью; получаются три различных диаграммы, соответствующие изменению давления в этих полостях. Затем датчик соединяется с источником эталонного давления и с атмосферой и записываются две реперные прямые, соответствующие двум разным давлениям. Запись всех линий производится не одновременно, но за достаточно короткий промежуток времени, позволяющий считать, что все линии записаны в одном и том же масштабе.

Примечание: Как показали наши опыты, такой способ не может обеспечить точного воспроизведения изменения давлений на индикаторных диаграммах из-за наличия соединительных каналов между датчиком и исследуемой полостью. Соединительный канал вносит в диаграмму недопустимые искажения, особенно в переходных точках, в которых резко изменяется давление. Наибольшие искажения вносят резонансные колебания давления в соединительном канале. Определенные неудобства представляет также разделение всех линий при записи и необходимость их совмещения при обработке диаграмм. Это снижает точность полученных результатов.

В работах группы отмечается возможность применения контактного отметчика давления, но признается большая техническая сложность такого способа. Освоение контактного отметчика давления предполагается в будущем.

Для съемки индикаторных диаграмм прямо в  $P-V$  координатах применяются датчики перемещения поршня емкостного и индуктивного типа. Существенной частью испытания холодильного компрессора считается измерение его шума и вибрации.

Группа французских исследователей (I. Millot, I. le Goff, A. Danten, I. Gruat) провела опыты по исследованию быстрого фреонового компрессора средней производительности. Применен пьезодатчик давления с переключателем для поочередного соединения датчика с цилиндром, нагнетательной полостью и атмосферой. Отмечается наличие сдвига по фазе действительного изменения давления и воспроизведения его

на диаграмме из-за наличия канала между датчиком и нагнетательной полостью. Для установления величины сдвига и внесения поправки в диаграмму проведены опыты по измерению скорости распространения импульсов давления во фреоне. Установлено, что в проведенных опытах сдвиг по фазе достигал  $6^{\circ}30'$ .

Примечание: Опыт французских исследователей не может считаться полным, так как оставлена без внимания всасывающая полость. Как показали наши опыты, величина депрессий во всасывающих клапанах и пульсация давления во всасывающей полости лишь немного меньше таковых на нагнетательной стороне. Индикаторная диаграмма, записанная без линии давления во всасывающей полости, не может служить для оценки объемных и энергетических потерь.

Среди работ зарубежных исследователей представляют интерес опыты, проведенные в Норвежской высшей технической школе Г. Лоренцем. Работы Лоренца известны по докладом на Международных Конгрессах по холоду в 1955 и 1959 гг.

Опыты по исследованию рабочего процесса компрессора и движения пластинок клапанов, описанные в американских журналах, представляют мало интереса. Надо отметить невысокий технический уровень опытов, что, по-видимому, объясняется недооценкой исследования и совершенствования рабочего процесса компрессора, вызванной специфическими американскими условиями.

В нашей стране за последние годы придается все большее значение исследованиям холодильного компрессора, что обеспечивает развитие исследовательской техники и методов. Наибольшего прогресса в этом направлении достигли лаборатории холодильных машин ВНИИХ, Харьковского ОКБ, ОТИПХП; разнообразие методов, применяемых при исследовании рабочих процессов, свидетельствует об интенсивных поисках в этом направлении.

Общие выводы, которые можно сделать из обзора существующих методов исследования рабочих процессов холодильного компрессора, следующие:

1. Все эти методы исследования сложны и доступны сравнительно немногим исследовательским лабораториям.

2. В большинстве проведенных исследований ограничиваются съемкой только некоторых характеристик рабочего процесса, и поэтому отсутствует достаточно полная информация для оценки качества протекания рабочих процессов. Почти совсем не применяется запись температурных диаграмм. Редко применяется запись колебания давления в нагнетательной и всасывающей полости.

3. Установление масштабов и реперных линий производится при помощи тарировки всего преобразующего и усиливающего канала и не может обеспечить точность и надежность полученных результатов. Попытки решить проблему масштабов и реперных линий переключением датчика несостоятельны. Полученные осциллографические кривые мало пригодны для количественных измерений и могут быть использованы только для качественной оценки рабочих процессов.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ  
КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ  
ФРЕОНОВЫХ КОМПРЕССОРОВ**

Опыты проводились на прямоточном компрессоре 2ФВ-10 (ФВ-12) с четырьмя различными конструкциями клапанов. Технические характеристики испытанных клапанов приведены в таблице.

**Конструктивные характеристики испытанных клапанов**

	1		2		3		4	
	Экспериментальные		Серийные (2ФВ-10)		Фирмы „Гербигер“		Старого типа (2ФВ-10)	
	всас.	нагн.	всас.	нагн.	всас.	нагн.	всас.	нагн.
Проходные сечения								
в щели [см <sup>2</sup> ]	9,5	7,9	6,5	5,9	10,0	7,5	6,5	10,2
в седле . . . . .	8,2	12,4	9,9	12,4	14,9	12,8	9,9	8,2
в розетке . . . . .	44	16,5	11,3	16,5	11,3	18,6	11,3	12,3
Мертвый объем в клапанах [см <sup>3</sup> ]	1,7	4,2	15,1	7,6	14,1	11,2	15,1	15,5
Подъем пластинки [м]	1,5	2,0	2,0	1,5	1,4	1,0	2,0	1,0
Вес подвижных частей [г]	25,2	25,6	6,8	25,2	15,6	108,4	6,8	44,7
Мертвый объем [%]	1,57		4,74		5,0		5,6	

С каждым клапаном была проведена серия опытов, достаточная для построения кривых, характеризующих работу компрессора на разных режимах. Наиболее подробно были испытаны клапана № 1 с мертвым объемом, равным 1,57%. Компрессор с этими клапанами испытывался в диапазоне давлений всасывания, соответствующем изменению температуры кипения от +5 до -50°C через каждые 5°C. Конструкция экспе-

**Клапаны компрессора 2ФВ-10**  
(экспериментальные)

$C = 1,57\%$

**Нагнет. клапан**

$F_{щели} = 7,9 \text{ см}^2$

$F_{седла} = 12,4 \text{ см}^2$

$F_{роз.} = 16,5 \text{ см}^2$

**Всас. клапан**

$F_{щели} = 9,5 \text{ см}^2$

$F_{седла} = 8,2 \text{ см}^2$

$F_{роз.} = 34,5 \text{ см}^2$

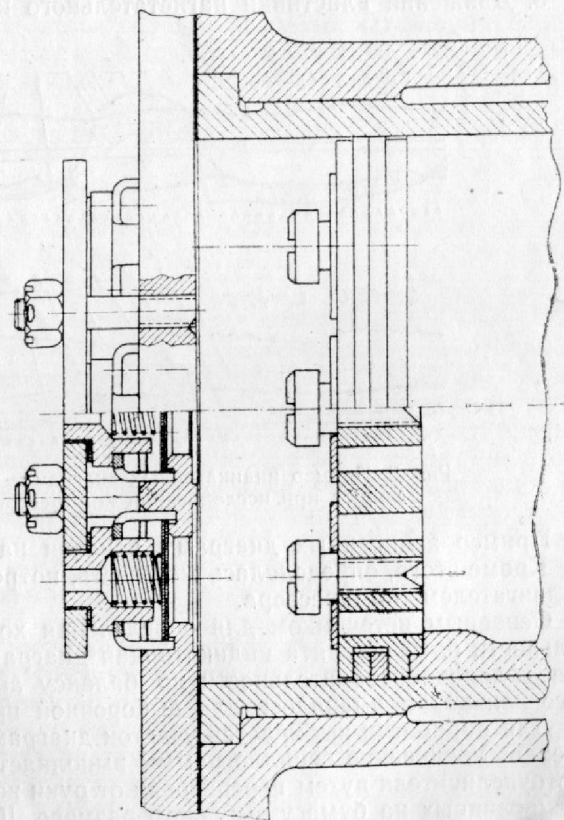


Рис. 1.

риментального клапана показана на рис. 1. Кроме испытания с различными клапанами, были проведены испытания компрессора с изменением конструкции крышки блока и гильз цилиндров. Измененная крышка блока была изготовлена с объемом, в четыре раза превышающим объем обычной крышки блока.

Испытания 1, 2 и 3 конструкции клапанов сопровождались записью следующих диаграмм:

1. Изменения давления в цилиндре.
2. Изменения давления в нагнетательной полости.
3. Изменения давления во всасывающей полости.
4. Изменения температуры агента в цилиндре.
5. Движения пластинки нагнетательного клапана.

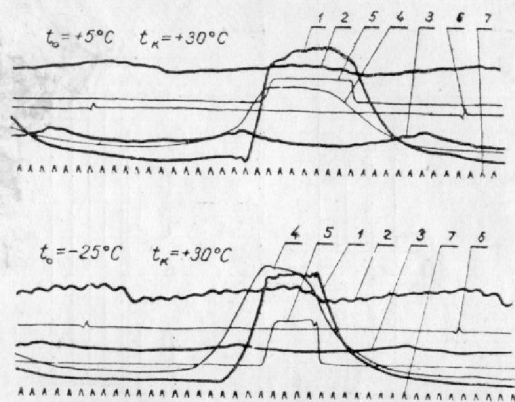


Рис. 2. Пример индикаторных диаграмм, записанных при исследовании компрессора

Пример записанных диаграмм показан на рис. 2.

Кроме этого, определялась мощность, потребляемая электродвигателем компрессора.

Основным источником для определения холодопроизводительности была принята индикаторная диаграмма. Определение холодопроизводительности по балансу аппаратов «газового кольца» применялось для выборочной проверки.

Для обработки выбирается участок диаграммы в середине пленки. Увеличение осциллограммы выполняется при помощи фотоувеличителя путем перерисовки от руки всех линий, спроектированных на бумагу в нужном размере. Для уменьшения искажений копирование производится по частям, захватывая

только середину изображения. Тогда влияние искажений, увеличивающихся к краям кадра, практически ликвидируется. На увеличенной копии осциллограммы указываются значения давлений в экстремальных точках диаграммы. Эти давления записываются во время съемки режима на диаграммах, зарисованных приблизительно от руки с экрана осциллографа. Увеличенная копия индикаторных диаграмм перестраивается в координатах давления ( $P$ ) — хода поршня ( $S$ ) или объема цилиндра ( $V$ ). Индикаторная диаграмма, построенная в координатах  $P-S$  совместно с температурной диаграммой, является исходным материалом для получения характеристик компрессора. В такой диаграмме длина линии нагнетания изображает объем цилиндра, заполненного агентом при давлении  $P_k$  и при температуре  $t_k$ . Длина линии нагнетания берется как расстояние между точкой пересечения горизонтальной линии соответствующей  $P_k$  с линией сжатия и верхней мертвой точкой.

Весовое количество циркулирующего агента в час ( $G_a$ ) равно:

$$G_a = g_a \cdot z \cdot n \cdot 60 \text{ (кг/час)}$$

где  $g_a$  — весовое количество агента, заполняющего цилиндр при давлении  $P_k$ ;

$z$  — число цилиндров;

$n$  — скорость вращения вала компрессора.

Определение количества циркулирующего агента может быть произведено также по длине линии всасывания. Для этого необходимо определить температуру агента, заполняющего цилиндр к концу хода всасывания. Это может быть сделано только с помощью диаграммы изменения температуры агента в цилиндре. Определение  $G_a$  по длине линии нагнетания возможно без температурной диаграммы; необходимо только знать температуру агента в полости нагнетания непосредственно за клапанами. Нашими опытами установлено, что различие между температурой агента в нагнетательной полости и в цилиндре во время хода нагнетания не существенно и может не приниматься во внимание.

Индикаторная мощность определялась по площади индикаторной диаграммы. Таким же образом определялись затраты мощности на преодоление депрессии всасывания и нагнетания, а также на преодоление изменения давления во всасывающей и нагнетательной полости.

Кроме того, индикаторная диаграмма используется для определения объемной потери от расширения агента из мерт-

вого пространства и объемного коэффициента  $\lambda_c$  и объемной потери от депрессии при всасывании. По температурной диаграмме определяется объемная потеря от подогрева агента в компрессоре и коэффициент, учитывающий эту потерю, —  $\lambda_w$ .

Коэффициент подогрева  $\lambda_w$  определяется как отношение удельных объемов агента во всасывающей трубке компрессора и в цилиндре в конце хода всасывания.

Для установления возможности использования остаточной депрессии всасывания при подходе поршня к нижней мертвой точке были проведены испытания компрессора, снабженного специальными цилиндрическими гильзами с отверстиями, расположенными по всему периметру гильзы, на расстоянии от торца, равном ходу поршня.

При подходе поршня к нижней мертвой точке полость цилиндра сообщалась с полостью всасывания помимо всасывающих клапанов через эти отверстия. Разность давления в цилиндре и в полости всасывания, сохраняющаяся в прямоточных компрессорах до нижней мертвой точки, может быть частично использована путем дозарядки цилиндра агентом через отверстия в стенке гильзы.

Увеличение холодопроизводительности от дополнительной зарядки цилиндра агентом через отверстия в стенке гильзы достигает 8%. Эффект от дозарядки может быть увеличен при дальнейшей разработке описанного эффекта.

Намеченная программа исследования потребовала разработки новой исследовательской техники, отвечающей поставленной задаче. Основной целью при разработке было создание индикатора, обеспечивающего съемку индикаторных диаграмм с высокой точностью, позволяющей использовать индикаторные диаграммы не только для оценки рабочего процесса, но и для определения холодопроизводительности и других характеристик компрессора.

### СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ КОМПРЕССОРА

Для проведения опытов был построен стенд, оборудованный необходимым комплексом приборов для осциллографического исследования рабочего процесса. Схема стенда показана на рис. 3.

Под стендом подразумевается система, обеспечивающая работу компрессора на заданном режиме.

Проектирование стенда было подчинено следующим требованиям:

1. Стенд должен обеспечивать получение режимов в ши-

роком диапазоне давлений всасывания и нагнетания и температур всасывания.

2. Установление любого заданного режима должно производиться просто и быстро.

3. Достигнутый режим должен устойчиво сохраняться при любой продолжительности опыта.

4. Конструкция стенда должна обеспечивать не только получение заданного режима работы компрессора, но и возможность измерения расхода холодильного агента, проходящего через аппараты стенда, двумя независимыми способами.

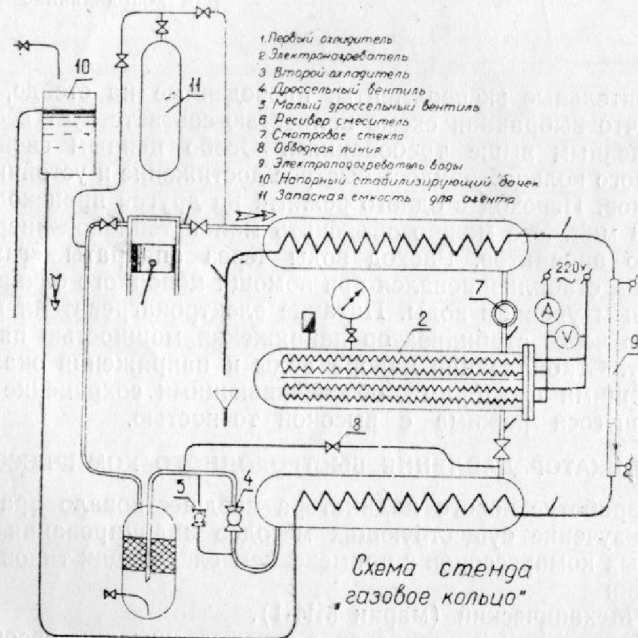


Рис. 3.

Наиболее подходящей схемой стенда было признано «газовое кольцо».

Для опытов было изготовлено «газовое кольцо» с двумя охладителями и с электроподогревателем. Один из охладителей и электроподогреватель используется для определения часового количества циркулирующего агента по тепловому ба-

лансу аппарата. Процессы, происходящие в «газовом кольце», показаны на рис. 4.

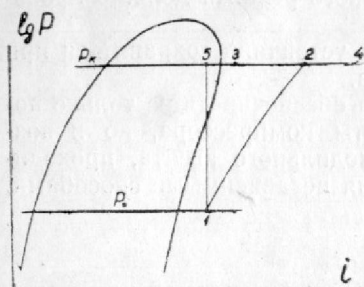


Рис. 4.

1, 2, 3, 4, 5—цикл в «газовом кольце» с электронагревателем и вторым холодильником; 2, 3—процесс в первом холодильнике; 3, 4—процесс в электронагревателе; 4, 5—процесс во втором холодильнике

Длительные эксперименты, проведенные на стенде, показали, что выбранная схема полностью соответствует всем перечисленным выше требованиям. Особо ценным свойством «газового кольца» явилось быстрое достижение и устойчивость режимов. Переход с одного режима на другой происходит за 20—30 мин. Это можно объяснить малой тепловой инерционностью аппаратов. Расход воды через аппараты «газового кольца» стабилизировался при помощи напорного бачка с постоянным уровнем воды. Питание электронагревателя происходило через стабилизатор напряжения мощностью пять киловатт. Стабилизация напора воды и напряжения оказались решающими факторами, обеспечивающими сохранение установившегося режима с высокой точностью.

#### ИНДИКАТОР ДАВЛЕНИЯ БЫСТРОХОДНОГО КОМПРЕССОРА

Разработке нового индикатора предшествовало практическое изучение существующих методов индицирования холодильных компрессоров с применением следующих типов индикаторов:

1. Механический (марки МИ-1).
2. Электронный индикатор с тензометрическим преобразованием давления в электрический сигнал.
3. Пьезоэлектрический индикатор.

Ни один из перечисленных методов не удовлетворял поставленным требованиям. Работа над новым индикатором привела к созданию конструкции, представляющей собой синтез положительных качеств индикаторов с тензодатчиком и пьезодатчиком давления. Разработанный нами индикатор обеспечивает высокую точность полученных индикаторных диаграмм за счет применения чувствительного контактного

определителя давления в экстремальных точках диаграммы. Индикатор позволяет записывать одновременно три диаграммы давления. Основные приборы, входящие в состав индикатора, выпускаются отечественной промышленностью.

Датчиком определителя давления является прерыватель, изображенный на рис. 5.

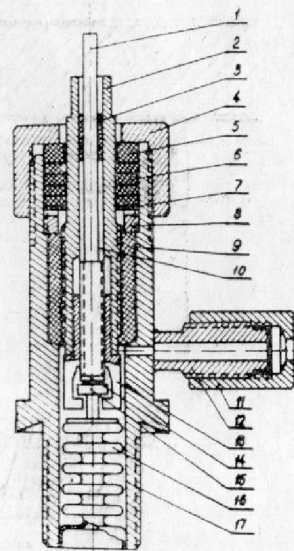


Рис. 5. Прерыватель отметчика давления.

1—Внутренний регулирующий стержень. 2—Внешний рег. стержень. 3—Уплотнительная набивка. 4—Нажимная гайка. 5—Букса. 6—Сальник. 7—Центрующая шайба. 8—Стопорная гайка. 9—Маточная гайка. 10—Наполнительная втулка. 11—Накидная гайка. 12—Входной штуцер. 13—Вильчатый контакт. 14—Внутренний контакт. 15—Подвижный контакт. 16—Сильфон. 17—Корпус.

В тот момент когда давление в исследуемой полости становится равным постоянному давлению, поданному в полость прерывателя, происходит разрыв электрической цепи в сетке катодного повторителя пьезоэлектрического индикатора.

Кратковременный разрыв цепи вызывает выброс на индикаторной диаграмме, наблюдаемой на экране осциллографа. Изменяя давление, подаваемое в полость прерывателя, можно определить давление в любых точках диаграммы, в том числе и в экстремальных. Малый зазор в контактах (порядка  $2 \div 3 \mu$ ) и малый вес подвижных частей прерывателя позволяет определить давление с высокой точностью.

Таким образом, отпадает необходимость тарировки тензометрического индикатора давления и обеспечения стабильности его механических свойств, требования к термокомпенсации также резко понижаются.

Тензометрический датчик давления, применяемый в новом индикаторе, должен обеспечивать только два обязательных качества:

1. Линейность зависимости изменения сопротивления тензометрической проволоки от изменения давления.
2. Высокая чувствительность.

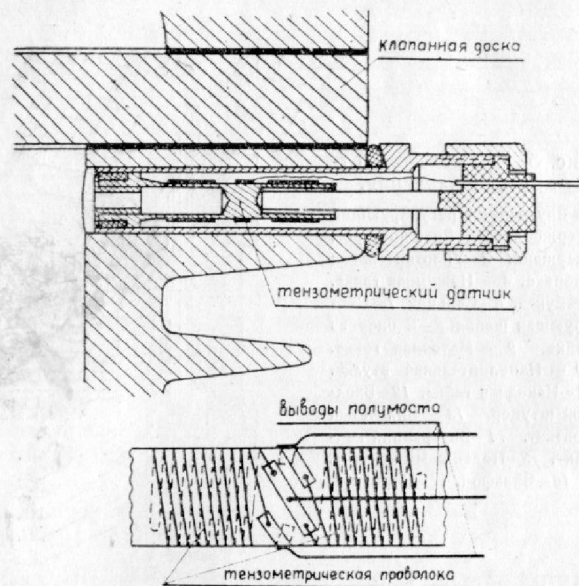


Рис. 6. Конструкция и расположение обмоток тензометрического датчика давления.

Наилучшим образом этим двум требованиям соответствует конструкция тензометрического датчика, разработанного нами. Датчик представляет собой эластичный тонкостенный фторопластовый цилиндр, армированный тензометрической проволокой. Таким образом, силовым элементом датчика является сама проволока. Конструкция датчика показана на рис. 6. Датчик проверен в работе на компрессорах различных конструкций в широком диапазоне режимов.

Комбинация пьезоэлектрического и тензометрического индикатора давления представляет собой новый прибор, обладающий целым рядом положительных качеств, обеспечивших высокую эффективность применения нового индикатора.

## ПРИБОР ДЛЯ ЗАПИСИ ТЕМПЕРАТУРНОЙ ДИАГРАММЫ

Для регистрации изменения температуры агента в цилиндре во время работы компрессора был применен проволочный температурный датчик, изготовленный из платиновой проволоки толщиной в  $10\mu$ . Такая толщина проволоки обеспечила определение температуры практически без искажения, что было установлено специально проведенным исследованием. Величина искажения определялась путем записи температурной диаграммы одновременно с трех датчиков, изготовленных из проволоки толщиной 10, 20 и  $30\mu$ , с последующей экстраполяцией измеренных температур в сторону проволоки с нулевым диаметром. Установлено, что проволока с диаметром  $10\mu$  обеспечивает запись температурных диаграмм практически без искажений при скорости вращения вала компрессора 960 об/мин.

Преобразование изменения температуры в электрический сигнал производится при помощи четырехплечего моста. Датчик с сопротивлением около 100 ом является одним плечом моста. Применена схема моста, обеспечивающая быструю регулировку при замене датчика. Мост питается несущей частотой 7000 гц при напряжении 0,5 в. Сигнал с диагонали моста после усиления и детектирования подается на шлейф осциллографа. Температурная диаграмма записывается совместно с индикаторной. Для определения температуры в любой точке диаграммы достаточно зафиксировать температуру в максимуме и минимуме диаграммы. Это достигается путем совмещения экстремальных точек температурной диаграммы, наблюдаемой на экране шлейфного осциллографа, с нулевой линией, отмеченной на экране. Перемещение диаграммы производится изменением сопротивления уравновешивающего плеча моста при помощи переключателей, набирающих нужное сопротивление.

Температура, соответствующая балансу моста, читается на шкалах, нанесенных вокруг рукояток переключателей.

## ПРИБОР ДЛЯ РЕГИСТРАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ПЛАСТИНКИ КЛАПАНА

Для преобразования высоты подъема пластинки клапана в электрический сигнал был применен индуктивный датчик движения пластинки. Индуктивный датчик включает в себе два плеча моста, образованных обмотками из медной проволо-

✓ 00.0.894

локи на ферромагнитном сердечнике. Одно плечо является рабочим, другое — термокомпенсирующим.

Подбором чувствительности датчика и начального расстояния между датчиком и пластинкой удалось уменьшить главный недостаток индуктивного датчика — нелинейность — до практически неощутимых значений.

Изготовленные нами датчики перемещения пластинки достаточно малогабаритны для применения в компрессорах широкого диапазона размеров.

Конструкция датчиков, разработанная для опытов, оказалась удобной для применения в клапанах разнообразных типов. Следует отметить, что присутствие индуктивных датчиков в клапанах не вносит никаких искажений в движение пластинки и не оказывает никакого влияния на работу клапанов. Запись циклограмм движения пластинки клапана дает наглядную характеристику работы клапанов и позволяет легко выявить дефекты в конструкции подвижных частей.

#### ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА

Съемка всех диаграмм и величин, характеризующих работу компрессора, производилась при разных давлениях всасывания и постоянном давлении нагнетания, соответствующем температуре конденсации  $+30^{\circ}\text{C}$ . Скорость вращения вала компрессора была взята  $960 \text{ об/мин}$ . С изменением нагрузки скорость вращения вала изменялась в пределах от  $950 \text{ об/мин}$  при максимальной нагрузке до  $980 \text{ об/мин}$  при холостом ходе. Изменение оборотов учитывалось при обработке данных опыта. Измерение оборотов производилась двумя способами: тахометром и путем записи отметки времени совместно с диаграммами на пленке осциллографа.

Все давления на стенде измерялись образцовыми манометрами. Давление всасывания, кроме того, измерялось ртутным манометром. Температуры на стенде измерялись термометрами, помещенными в поток через уплотнение в стенке трубопровода и термометровой гильзы. Разность температур на входе и на выходе аппаратов «газового кольца» измерялась гипертермопарой из десяти соединенных последовательно термопар. Это повышает точность определения количества циркулирующего агента по тепловому балансу аппаратов.

Давление всасывания устанавливалось в соответствии с заданной температурой кипения. Большинство опытов проводилось при давлениях всасывания, соответствующих температурам кипения  $+5$ ;  $-5$ ;  $-15$ ;  $-25$ ;  $-35^{\circ}\text{C}$ . Эксперименталь-

ные клапана испытывались при изменении температуры кипения через каждые  $5^{\circ}\text{C}$  до  $t_0 = -50^{\circ}\text{C}$ . Все измерения производились при установившемся режиме четыре раза с интервалами времени между замерами 10 мин. Съемка осциллограммы производилась один раз за режим. Одновременно со съемкой измерялось давление в экстремальных точках диаграммы. Измерение электрической мощности, потребляемой электродвигателем, производилось комплектом приборов класса точности 0,5. Исследование работы компрессора с применением усовершенствованных приборов для записи индикаторных диаграмм, циклограмм движения пластинок клапанов и температурной диаграммы позволили получить объективные

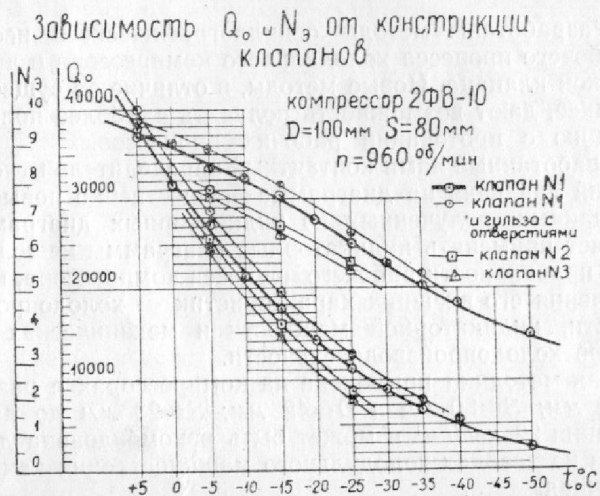


Рис. 7.

данные для оценки различных факторов, влияющих на протекание рабочих процессов компрессора и его объемные и энергетические характеристики. Индикаторная диаграмма, снятая одновременно во всасывающей полости, цилиндре компрессора и в нагнетательной полости, наглядно показывает потери энергии от депрессии в клапанах и от пульсации давления во всасывающей и нагнетательной полостях. Основные характеристики испытанных конструктивных вариантов клапанных групп показаны на рис. 7.

Определение холодопроизводительности компрессора про-

извдилось двумя способами: по тепловому балансу первого охладителя и электронагревателя «газового кольца» и расчетом по индикаторной диаграмме. Исходной величиной для расчета количества циркулирующего агента и холодопроизводительности по индикаторной диаграмме служила длина линии нагнетания. Расхождения в определении холодопроизводительности двумя этими способами не превышало 5%. Для обработки были приняты данные по холодопроизводительности, полученные из индикаторной диаграммы.

#### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ:

1. Разработаны методы осциллографического исследования рабочего процесса холодильного компрессора и движения пластинок клапана. Новые методы, в отличие от существовавших ранее, дают возможность получить наиболее полную информацию о протекании рабочих процессов.

Разработанный нами контактный определитель мгновенных значений давления на диаграммах существенно повысил точность данных, полученных из индикаторных диаграмм. Это позволяет применять индикаторные диаграммы не только для оценки правильности рабочего процесса компрессора, но и для определения его внешних характеристик — холодопроизводительности, индикаторной мощности и механических потерь, удельной холодопроизводительности.

Новая методика применена на компрессорах с размерами  $D=100$  мм;  $S=80$  мм и  $D=42$  мм;  $S=23$  мм до давлений нагнетания  $22$  кгс/см<sup>2</sup> и может быть рекомендована для применения на заводах холодильного машиностроения как унифицированная.

2. Проведена запись на пленку осциллографа следующих характеристик рабочего процесса холодильного компрессора:

- 1) Диаграммы давления в цилиндре.
- 2) Диаграммы давления в нагнетательной полости.
- 3) Диаграммы давления во всасывающей полости.
- 4) Диаграммы температуры агента в цилиндре.
- 5) Циклограммы движения пластинки нагнетательного клапана.

Съемка полного комплекта диаграмм, характеризующих рабочие процессы фреонового компрессора в широком диапазоне давлений всасывания, произведена впервые.

3. Рассмотрение и сопоставление полученных осциллограмм позволило определить величину объемных и энергетических

потерь рабочих процессов и их изменение с изменением параметров режима.

На основании сопоставления объемных и энергетических потерь при различных режимах могут быть рекомендованы следующие меры, уменьшающие энергетические и объемные потери в выпускаемых серийно компрессорах.

Выпускать дополнительно к основной модели еще две модификации, предназначенные для работы при повышенных и пониженных температурах кипения. Конструкция компрессора, предназначенного для работы при повышенных давлениях всасывания, должна отличаться от основной большим проходным сечением клапанов, даже за счет некоторого увеличения мертвого объема и большим объемом нагнетательной и всасывающей полости.

Низкотемпературная модификация должна иметь возможно меньший мертвый объем за счет уменьшения проходных сечений клапанов. Проходные сечения могут быть уменьшены вдвое по сравнению с основной моделью.

При этом неизменная основная модель должна использоваться в пределах температур кипения (ориентировочно) от  $-7^{\circ}\text{C}$  до  $-18^{\circ}\text{C}$ . Высокотемпературная модификация — при температуре кипения от  $+10$  до  $-8^{\circ}\text{C}$ . Низкотемпературная модификация — при температуре кипения от  $-15$  до  $-30^{\circ}\text{C}$ .

4. Применение специальных клапанов с малым мертвым объемом, не превышающим 1,5%, дает возможность расширить пределы экономически целесообразных температур кипения для одноступенчатого фреонового компрессора до  $-50^{\circ}\text{C}$ .

5. Холодильные компрессоры, предназначенные для работы в диапазоне температур кипения от  $+10$  до  $-20^{\circ}\text{C}$ , целесообразно выпускать с гильзами цилиндров, снабженными дозаправочными отверстиями в стенке, расположенными на уровне нижней мертвой точки.

Дозаправка цилиндра агентом в конце хода всасывания, минуя всасывающие клапана, дает прирост холодопроизводительности в среднем на 8% с соответствующим возрастанием индикаторной мощности. Удельная холодопроизводительность  $K_e$  или  $K_s$  при этом возрастает, т. к. механические потери в компрессоре не изменяются.

6. Пульсация давления в нагнетательной и всасывающей полости увеличивает индикаторную мощность за счет избыточной депрессии на нагнетании и всасывании, затраченной на преодоление временного изменения давления в соответствующей полости. В проведенных опытах мощность, затраченная на преодоление пульсаций, составила в среднем 5% от по-

требляемой мощности. Для уменьшения этой потери целесообразно увеличивать объем всасывающей и нагнетательной полостей, примыкающих непосредственно к клапанам.

7. На основании проведенных опытов разработана конструкция клапанов для прямоточного холодильного компрессора. Прототипом предложенной конструкции послужили экспериментальные клапана (в описании эксперимента фигурируют под № 1). Предложенная нами конструкция показала лучший результат из четырех испытанных клапанов. Новая конструкция обеспечивает получение увеличенных проходных сечений в клапанах и малый мертвый объем, не превышающий 1,5% вместе с линейным мертвым объемом. Применение новой конструкции на прямоточных клапанах позволит довести скорость вращения вала до 2880 об/мин при  $D=100$  мм;  $S=80$  мм (70 мм) и расширить температурный диапазон применения одноступенчатого компрессора.

8. Обнаружено резкое увеличение индикаторной и потребляемой мощности при всасывании компрессором влажного пара.

Увеличение потребляемой мощности при всасывании влажного пара наблюдалось при работе компрессора с различными агентами.

#### По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Чайковский В. Ф., Шмыгля А. А., Совков К. И. Сравнительные испытания клапанов различных конструкций. «Холодильная техника», № 5, 1959.
2. Чайковский В. Ф., Шмыгля А. А. The volumetric Efficiency of medium Capacity Refrigerating Compressors, доклад на 10 Международном конгрессе по холодильной технике. Копенгаген, 1959 г.
3. Чайковский В. Ф., Шмыгля А. А. Сравнительная оценка различных клапанных групп компрессоров. Доклады Всесоюзной конференции по достижениям и задачам в производстве и применении холода в народном хозяйстве СССР, Ленинград, 1959.
4. Чайковский В. Ф., Шмыгля А. А., Водяницкая Н. И. Методы регистрации изменения давления в цилиндре компрессора, во всасывающей и нагнетательной полостях. «Холодильная техника», № 5, 1962.
5. Чайковский В. Ф., Шмыгля А. А., Водяницкая Н. И. Техника исследования рабочего процесса холодильной техники в народном хозяйстве СССР, Госторгиздат, 1963.
6. Шмыгля А. А., Водяницкая Н. И. Экспериментальное исследование движения пластинок клапанов в компрессоре. «Холодильная техника», № 4, 1965.