

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего
образования
«ЮЖНО–УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(национальный исследовательский университет)

Политехнический институт: факультет «Автотракторный»
Кафедра «Колесных и гусеничных машин»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА
Рецензент

_____ 2016 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой

_____/ В.Н. Бондарь/
_____ 2016 г.

Модернизация системы кондиционирования воздуха бронеектов
Российской армии

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ–23.05.02.2016.921.00.00.ПЗ ВКП

Руководитель работы
к.т.н., доцент
С.И. Черепанов

_____ 2016 г.

Автор работы
студент группы П-601
Е.В. Покарев

_____ 2016 г.

Нормоконтролер
доцент, канд. техн. наук
В.И. Дуюн

_____ 2016 г.

Челябинск 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 АНАЛИТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	10
1.1. Системы кондиционирования воздуха зарубежного производства.....	10
1.2. Назначение и область применения модернизируемого агрегата кондиционирования воздуха.....	13
1.3. Техническая характеристика.....	14
2 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ.....	18
2.1 Обоснование выбранной схемы кондиционирования.....	18
2.2 Обоснование выбранных параметров.....	19
2.3 Описание выбранной конструкции и принцип работы турбодетендерного кондиционера.....	19
2.4 Расчёт теплообменника.....	25
2.5 Исходные параметры.....	30
2.6 Теплогидравлический расчёт теплообменника.....	31
2.7 Расчёт на прочность клеевых соединений.....	41
2.7.1 Расчёт сдвигающей силы в клеевом шве.....	41
2.7.2 Расчёт прочности клеевого шва на срез.....	45
3 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	48
3.1 Выбор и обоснование базы сравнения.....	49
3.2 Анализ прогрессивности модернизируемого агрегата кондиционирования.....	51
3.3 Расчёт затрат при производстве детали.....	54
3.4 Расчёт технико-экономических показателей.....	56
3.5 Оценка коммерческой состоятельности инвестиционного проекта.....	58
4 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	65
4.1 Область применения.....	65
4.2 Идентификация опасностей и оценка риска.....	68
4.3 Меры, направленные на снижение риска.....	74
4.4 Информация пользователю.....	75
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	76
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	80
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	85

									Лист
									4
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ				

ВВЕДЕНИЕ

Система кондиционирования воздуха (СКВ) подразумевает автоматическое поддержание в закрытых помещениях всех или отдельных параметров воздуха (температуры, влажности, скорости движения воздуха), с целью обеспечения оптимальных условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей, введение технологического процесса, обеспечения сохранности ценностей [1].

Задача СКВ состоит в том, чтобы улавливать и своевременно устранять последствия изменяющегося тепло- и влаговыделения, а также внешних факторов, например, воздуха, используя систему автоматического регулирования.

В отечественной технике СКВ не достаточно чувствительна к изменению внешних и внутренних факторов, об этом свидетельствует большой диапазон температур.

Существуют СКВ различных типов:

- компрессионно-капельные (парокомпрессионные)
- пьезоэлектрические (термоэлектрические)
- система охлаждения воздуха турбодетандерного типа

По скольку турбодетандерные СКВ наиболее надежны, менее габаритны и удобны в обслуживании и эксплуатации они нашли широкое применение в бронетанковой технике. Но не смотря на это, на сегодняшний день данная система кондиционирования не является совершенной из-за отсутствия системы автоматического регулирования температуры воздуха.

Поскольку турбодетандерные СКВ наиболее надежны, менее габаритны и удобны в обслуживании и эксплуатации они нашли широкое применение в бронетанковой технике. Но не смотря на это, на сегодняшний день данная система кондиционирования не является совершенной из-за отсутствия системы автоматического регулирования температуры воздуха.

Актуальность данной проблемы в том, что при возросшей физической и психоэмоциональной нагрузке на членов экипажа ВГМ, не кардинально не улучшились их рабочие места. Установка агрегата кондиционирования в значительной мере улучшило общее состояние членов экипажа ВГМ. Впервые подобная система была предложена специалистами омского КБ-3 для танка Т-80 в 1970-х гг.

В настоящее время для отечественной боевой машины разработана и используется СКВ типа ПК2Т. Коротко о принципе работы:

									Лист
									5
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ				

Воздух, забираемый из обитаемого отделения, проходит через щелевой фильтр, с целью предварительного отделения от него частиц пыли. Далее он поступает на крыльчатку колеса компрессора, где сжимается до рабочего давления. После сжатия и подогрева в компрессоре горячий воздух подается в теплообменник, где он предварительно охлаждается холодным атмосферным воздухом. Далее, горячий, но предварительно охлажденный, воздух подается на крыльчатку турбины турбодетандера, где и происходит окончательное охлаждение воздуха, вследствие его расширения в каналах турбины и придавая ей вращательное движение, через вал передающееся на вентилятор прососа холодного воздуха. После расширения в турбине охлажденный воздух подается в обитаемое отделение. Холодный же воздух, просасываемый через теплообменник, возвращается обратно в атмосферу.

Эта система хорошо зарекомендовала себя, однако имеет недостаточную холодопроизводительность в условиях тропического леса, что сужает ее применение на ВВТ.

Исходя из этого, решено было модернизировать серийно производимый теплообменник серийно производимой системы кондиционирования воздуха на примере АПК-40Т, с повышением степени рекуперации, обеспечивающей комфортные условия и работу членов экипажа при любых температурах окружающей среды. Выбор базы для модернизации пал в пользу АПК-40Т в связи с большей наглядностью и доступностью для показа АК установленного на нем. А в связи с тем, что аналогов у данной системы просто нет, в связи с монополией ОАО СКБ «Турбина» на рынке специального климатического оборудования, тема работы является актуальной и востребованной на рынке.

Целью данного проекта является повышение степени рекуперации теплообменника АК, и как следствие увеличение общей холодопроизводительности системы кондиционирования в целом. Введу того что все АК ОАО СКБ «Турбина» построены по модульной схеме, т.е. имеется возможность использования данной системы на любых видах ВВТ, мы можем в зависимости от требований заказчика, установить ее на любой существующий и перспективный образец военной техники.

Модернизация теплообменника будет произведена за счет вклеивания на клей ВК-13м разработанного мною турбулизатора потока в проточную часть оребренной трубки матрицы теплообменника предварительного охлаждения горячего воздуха.

Главной проблемой было сохранение живого сечения, максимально приближенного к внутреннему сечению трубки не модернизированного теплообменника. В случае значительного сужения потока возникнет значительное сопротивление, в случае увеличения гидравлического сопротивления теплообменника более чем в 3,5 раза по сравнению с не модернизируемым, упадет расход горячего воздуха и компрессор скатится в помпаж т.е. возникнет газодинамическое запирание компрессора (возникнут местные уплотнения на кромках колеса компрессора и/или щелевого диффузора).

									Лист
									6
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ				

Постановкой цели потребовалось решить следующие задачи:

- изучить и проанализировать существующую СКВ;
- разработать новое конструкционное решение;
- сравнить серийно производимый и модернизированный агрегат кондиционирования.

Характеристика объекта практики

ОАО СКБ «Турбина» является специализированным и единственным в РФ и ближнем зарубежье разработчиком и производителем малогабаритных газотурбинных двигателей (ГТД) и многофункциональных газотурбинных энергоагрегатов (ГТА) мощностью до 45 кВт для объектов бронетанковой техники, ракетно-артиллерийского вооружения и других видов военной техники наземного базирования, а также агрегатов наддува для специальных двигателей отрасли. [2]

ОАО СКБ «Турбина» обладает опытом и возможностями для выполнения разработок в самом широком диапазоне требований Заказчика, обеспечивая при этом многофункциональность агрегатов, суммарную выходную мощность приводных агрегатов в диапазоне 12-45 кВт, выполнение вспомогательных силовых установок с любым уровнем автономности, выполнение вспомогательных силовых установок в любых компоновочных вариантах.

Предприятие ведёт полный цикл работ по своей специализации – научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию новых изделий и их модернизацию, серийный выпуск изделий собственной разработки, их ремонт, гарантийное и послегарантийное обслуживание, авторский надзор.

ОАО СКБ «Турбина» имеет экспериментальную базу, включающую специальные стенды, стенды для испытания отдельных узлов и изделий в целом, владеет комплексом отработанных методик и программ, обеспечивающих создание изделий на высоком техническом уровне.

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

История предприятия

История создания ОАО СКБ «Турбина» берет начало в 1962 г., когда с целью создания аналогов авиационных газотурбинных двигателей для наземного транспорта на Челябинском Тракторном Заводе был создан новый конструкторский отдел «б». Была создана производственно-экспериментальная база, что позволило еще на Челябинском Тракторном Заводе произвести работы по созданию первых изделий. [3]

В 1970 г. отдел «б» Челябинского Тракторного Завода объединился с Челябинским филиалом московского института ВНИИ транспортного машиностроения Миноборонпрома и по постановлению ЦК КПСС и СМ СССР от 12.05.1970 г. № 326-113 для проведения НИОКР в интересах обороны страны по газотурбинным двигателям специальной наземной техники было создано специальное конструкторское бюро «Турбина».

К моменту создания в СКБ «Турбина» был создан ряд принципиальных изделий и узлов, находящихся на уровне мировых достижений. Коллектив отдела главного конструктора работал над турбокомпрессорами и воздухоохладителями, энергоузлами и двух вальными газотурбинными двигателями с теплообменником.

Первыми разработками СКБ являлись транспортные газотурбинные двигатели с теплообменником из состава боевая машина пехоты (БМП): газотурбинный двигатель ГТД-400 и газотурбинный двигатель ГТД-700, из них по ГТД-700 в 1962 г были изготовлены и испытаны в составе машины опытные образцы.

С 1970 по 1985 г.г. было подано 349 заявок на изобретения, получено 173 авторских свидетельств. В 1980 г. К 20-летнему юбилею ОАО СКБ «Турбина» был основан музей предприятия, в котором каждый из сотрудников может ознакомиться с историей развития предприятия и образцами продукции.

Ключевыми моментами в истории развития предприятия стали 1989г. – создание ГТА-18А и 1984 г. – создание АП-18Д. Их серийный выпуск был начат в 1989 г. Агрегаты по настоящее время надежно эксплуатируются в составе БТТ как в РФ, так и за её пределами. Другим ключевым моментом в истории предприятия

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		8

стала работа по созданию агрегатов питания и кондиционирования АПК-40Т и АПК-40-ТМ. Начатая в 1994г. работа по их разработке привела к созданию многофункционального энергоагрегата АПК-40ТМ для комплекса Искандер-Э и организации серийного производства. На ОАО СКБ «Турбина» постоянно ведется работа по направлениям ТКР. За время существования предприятия было разработано около 25 видов ТКР различных типов и размеров, из них доведены до серийного производства 4 вида.

С 2003г. предприятие активно осваивает направления по созданию газотурбинных энергоагрегатов для систем ПВО. В 2003 г. Федеральное Государственное унитарное предприятие Специальное конструкторское бюро «Турбина» преобразовано в открытое акционерное общество «Специальное конструкторское бюро „Турбина“». Во исполнение Указа Президента Российской Федерации от 03.02.2004г. № 136 «Об открытом акционерном обществе „Научно-производственное объединение «Электромашина“», постановления правительства РФ от 25.10.2004г. № 583 «О мерах по реализации Указа Президента Российской Федерации от 03.02.2004г. № 136» ОАО СКБ «Турбина» включено в интегрированную структуру ОАО «НПО „Электромашина“ в 2004 г.

Предприятие сегодня

Сегодня СКБ «Турбина» — это специализированный научно-производственный комплекс, включающий в себя полноценное конструкторское бюро, производственные мощности с уникальными технологиями, а также эксплуатационную базу.

Главной политикой предприятия остаётся концентрическая диверсификация, расширение сферы применения разработок ОАО СКБ «Турбина» по газотурбинным энергоагрегатам и агрегатам наддува. [4]

ОАО СКБ «Турбина» является активным участником российских и международных специализированных выставок таких как: RUSSIAN EXPO ARMS (г. Нижний Тагил), Двигатели (г. Москва), DEFEXPO INDIA (г. Дели, Индия), EUROSATORY (Париж, Франция), Jdex (г. Абу-Даби, ОАЭ)

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1 АНАЛИТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

1.1 Системы кондиционирования воздуха зарубежного производства

Установки кондиционирования получили распространение на воздушном, наземном, водном транспорте, находят применение в зданиях, шахтах и других областях. В основу одних установок положен цикл фреоновой холодильной машины, других – воздушной холодильной машины. [5]

Увеличилось производство агрегатных автономных и не автономных кондиционеров шкафного, крышного типа и специального назначения с водяным охлаждением конденсатора.

Зарубежные фирмы для применения на транспорте производят кондиционеры, в основном, с применением фреоновой холодильной машины. Такие фирмы как Rovac и Worthington Corp. (США) выпустили кондиционеры с воздушными холодильными машинами для применения на наземном транспорте и в других областях. Фирмой Rovac в качестве компрессора и детандера применена ротационная пластинчатая машина «Rovac». Кондиционер фирмы Worthington Corp. сконструирован с отбором воздуха от тормозного компрессора.

Известна конструкция зарубежного кондиционера с воздушной холодильной машиной типа KBXM, который предназначен для использования на наземном транспорте, в зданиях, разработанная и производимая в республике Беларусь. Имеется несколько модификаций кондиционеров KBXM: KBXM1-1,5; KBXM3-2 и другие. Конструктивная схема KBXM1-1,5, представленная на рисунке 3.5, включает первичный воздуховоздушный теплообменник, фильтр для очистки наружного воздуха, турбокомпрессор, вторичный теплообменник, турбодетандер, сепаратор, вентилятор, электродвигатель со следующими показателями:

- холодопроизводительность (расчетная турбодетандера $Q_{дх}$, калл/ч) 1960
- холодопроизводительность (полная) кондиционера $Q_{дх}$, калл/ч 1540
- холодопроизводительность (полезная) $Q_{кдх}$ при температуре наружного воздуха $t_{нар.}=33^{\circ}C$, калл/ч 675

					<i>23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		10

Количество рециркуляционного воздуха может меняться от 0,01 до 0,05 кг/с общем массовом расходе 0,07 кг/с. Сжатый до абсолютного давления 0,13-0,15 Мпа воздух отбирается от агрегата турбонаддува двигателя либо от специального нагнетателя.

В процессе разработки кондиционеров КВХМ были созданы три турбодетандерный агрегата ТД, ТД1, ТД2, имеющих несколько вариантов.

Расчетные параметры турбодетандерных агрегатов ТД, ТД1, ТД2 представлены в таблице 1.1

Таблица 1.1– Параметры турбодетандерных агрегатов типа ТД

Наименование параметра	Значение параметра
Производительность по воздуху, кг/с	0,07
Частота вращения ротора, об/мин	41700
Давление воздуха на входе в компрессорную часть $P_{к.в.}$, Мпа (кг/см ²)	0,14 (1,4)
Давление воздуха на выходе из компрессорной части $P_{к.к.}$, Мпа (кг/см ²)	0,17(1,72)
Адиабатический КПД компрессора η_k	0,75
Адиабатический КПД детандера η_d	0,7
Давление на входе в детандер $P_{д.в.}$ МПа (кг/см ²)	0,1715 (1,715)
Давление на выходе из детандера $P_{д.к.}$ Мпа (кг/см ²)	0,101 (1,01)
Мощность передаваемая на вал турбодетандера N_b , кВт	2,2
Степень реактивности	0,5
Парциальность, %	100
Масса, кг	10,3- 10,5
Габаритные размеры	
Высота, м	0,244
Ширина, м	0,26

Турбодетандерные агрегаты серии ТД2 имеют основные конструктивные характеристики такие же, как и у агрегатов ТД1.

Для кондиционеров типа КВХМ созданы компактные противоточные пластинчатые теплообменники с гофрированным оребрением из алюминиевых сплавов, могут применяться и трубчатые теплообменники. Структурная схема кондиционера КВХМ представлены на рисунке 1.1.

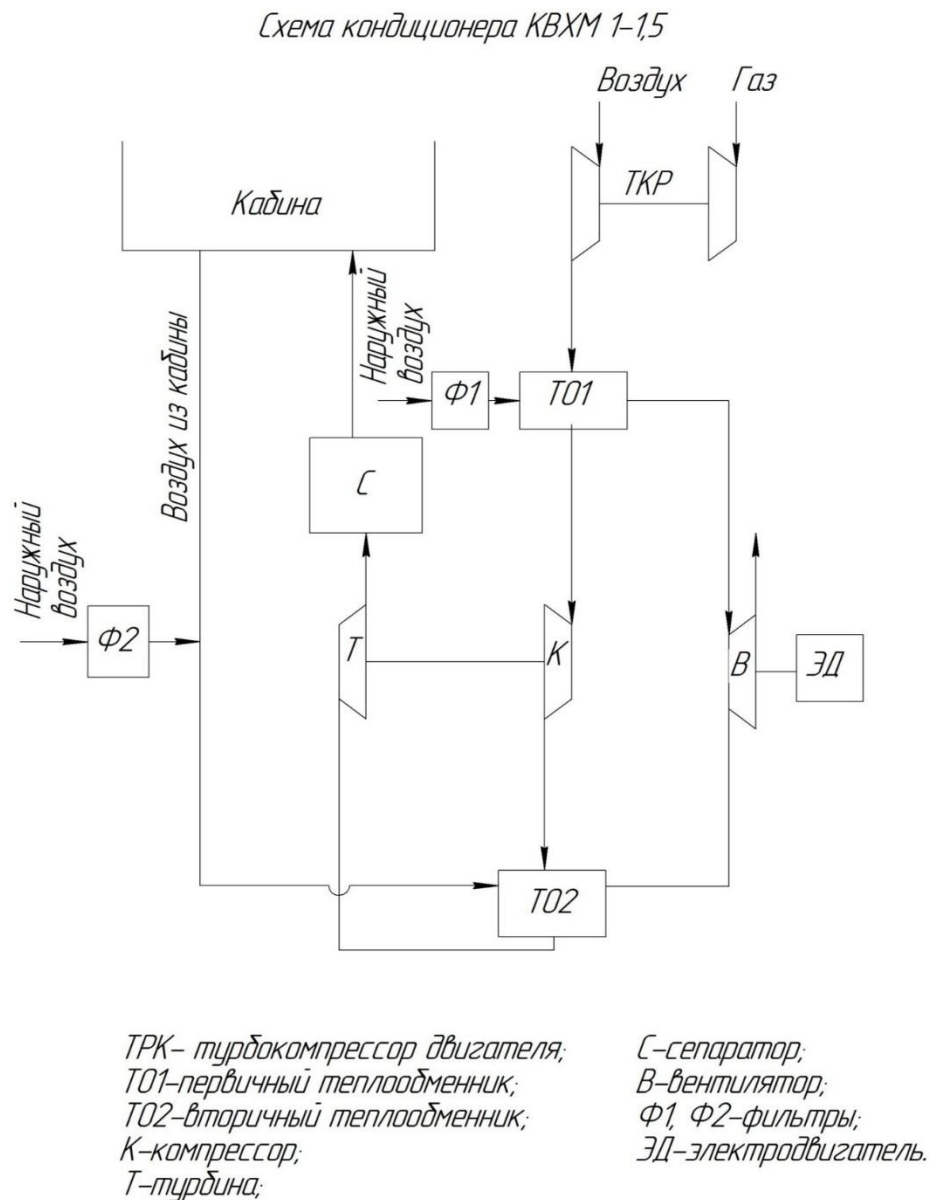


Рисунок 1.1– Структурная схема КВХМ1 – 1,5

1.2 Назначение и область применения модернизируемого агрегата кондиционирования

Модернизируемый агрегат кондиционирования воздуха ПК2Т (в дальнейшем по тексту – АК) предназначен для обеспечения необходимого микроклимата на рабочих местах различных объектов вооружения и техники, создания комфортного температурного фона для членов экипажа и поддержания температурного диапазона для устойчивой работы электрооборудования.

АК должен устойчиво работать при следующих режимах эксплуатации:

- температура окружающего воздуха от минус 50°C до 50°C;
- относительная влажность воздуха до 98% при температуре 30°C;
- атмосферное давление от 640 до 1060 гПа (от 480 до 800 мм рт.ст.);
- кратковременные, ускорения от ударов в любой плоскости 6g;
- постоянные крены и дифференты до 40 градусов;
- без пылезащитного устройства.

АК должен устойчиво работать после воздействия на него:

- ускорений от низкочастотных колебаний с частотой 1-3 Гц в вертикальной плоскости до 3g и в остальных плоскостях до 1g;
- вибрационных ускорений до 6g на частотах от 30 до 300 Гц соответственно линейным возрастаниям нагрузки и равномерным проявлениям частот за наработку[6];
- температуры охлаждаемого воздуха до 200°C;
- агрегат кондиционирования в составе изделия должна обеспечивать выполнение задач после транспортирования железнодорожным, морским и воздушным транспортом без ограничения расстояния со скоростями, допустимыми для каждого вида транспорта (авиатранспортирование может производиться в негерметичных и неотапливаемых отсеках самолетов на высотах до 12000 м).

Предполагается, что модернизированный в данной работе теплообменник, полностью или частично, заменит серийно производимый в системах

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		13

кондиционирования воздуха образцов вооружения и военной техники, таких как:

- 1) СПУ «Искандер» и «Искандер – М»;
- 2) САУ 2С19 МСТА;
- 3) береговой ракетный комплекс «Бал»;
- 4) танков Т – 72, а также машин, разработанных на их базе;
- 5) различных систем поддержания температурного режима;
- 6) перспективных и разрабатываемых в данный момент образцов вооружения и военной техники.

Вместе с тем данный теплообменник заменит серийный в продукции гражданского применения, в частности на холодильнообогревательной установке ХОУ – 2, используемой для заморозки крови на Челябинской областной станции переливания крови, а также в рефрижераторной установке ХОУ – 4 для магистральных полуприцепов, перевозящих замороженные продукты питания.

1.3 ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Основные технические характеристики кондиционера турбодетандерного приведены в таблицах 1.2 и 1.3.

Таблица 1.2 – Характеристики серийно выпускаемого агрегата кондиционирования

Наименование параметра	Значение параметра
1. Номинальная требуемая мощность на привод компрессора на стенде при температуре окружающего воздуха 298К, атмосферном давлении 101325 Па (760 мм рт. Ст.), кВт	12 ₊₂
2. Номинальная холодильная мощность в изделии кондиционера при температуре окружающего воздуха 298К, атмосферном давлении 101325 Па (760 мм рт. Ст.), кВт (ккал/час)	3,5 (3100)

Продолжение таблицы 1.2

3. Номинальная тепловая мощность в изделии кондиционера при температуре окружающего воздуха 253К атмосферном давлении 101325 Па (760 мм рт. Ст.), кВт (ккал/час)	7,5(8600)
4. Качество влагоотделения	70%
5. Максимальный расход охлаждаемого воздуха в стендовых условиях при $t_{окр}=25^{\circ}\text{C}$, $V_o=760$ мм рт. Ст., кг/с	0,145
6. Расход охлаждающего воздуха $t_{окр}=25^{\circ}\text{C}$, $V_o=760$ мм рт. Ст. кг/с	0,35, не менее
7. Расход масла при максимальной холодильной и тепловой мощности по п. 1, кг/ч	0,005, не более
8. Температура воздуха на выходе из кондиционера.	
8.1. Режим работы «Зима», К ($^{\circ}\text{C}$)	303±3 (30±3), не менее
8.2. Режим работы «Лето», К ($^{\circ}\text{C}$)	291±3 (18±3), не более
9. Запуск кондиционера	от ВОР объекта кондиционирования; от агрегата питания типа АПК40Т; от электропривода.
11. Пусковые качества кондиционера	время пуска 16,5 с
12. Время непрерывной работы, ч	24, не менее
13. Агрегат кондиционирования должен быть устойчив, стоек и прочен к воздействиям следующих внешних воздействующих факторов в работающем состоянии.	
13.1. Атмосферного пониженного давления при высоте над уровнем море 4500 м, кПа (мм рт. Ст.)	57,8 (433)
13.2. Повышенной температуры атмосферного воздуха, К($^{\circ}\text{C}$)	323 (50)

Окончание таблицы 1.2

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		15

13.3.Пониженной температуры атмосферного воздуха, К(°С)	223 (-50)
13.4. Повышенной относительной влажности атмосферного воздуха при температуре 298 К (25°С), %	98
13.5. Осадков в виде дождя, снега и града с интенсивностью выпадания и обледенения, мм/мин	5
14. Гамма – процентный ресурс ($\gamma=90\%$) на период до первого капитального ремонта, ч	2000 не менее
15. Средний параметр потока отказов энергоагрегата за гамма – процентный ресурс, ч	не более 1 отказа за 1500
16. Гарантийная наработка, ч	1500, не менее
17. Габаритные, установочные и присоединительные размеры кондиционера (без учета компрессора), мм	L=775 B=550 H=240
18. Масса кондиционера в состоянии поставки, кг	54

Таблица 1.3 – Применяемые масла

основное:	ИПМ–10 ТУ 38.1011299 [7]
дублирующее:	ВНИИ НП–50–1–4ф ГОСТ 13076 [8] или ВНИИ НП–50–1–4у ТУ 38. 401-58-12, [9]
резервное:	МС–8п ОСТ 38.01163 [10] или МС–8рк ТУ 38.1011181[11], или М–16ИХП–3 (М16–В ₂)[12], МТЗ–10П (М–6з/10–Б ₂) ГОСТ 25770 [13], или М–12 В2РК ТУ 38.401 594–86 [14], или МТ–16П ГОСТ 6360–83 [15], или М-8В 2 ТУ 38.401595 [16],

Вывод по первому разделу: в данном разделе рассмотрели назначение, область применения модернизируемого агрегата кондиционирования, его технические характеристики, применяемые масла и сравнили с зарубежными агрегатами кондиционирования.

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		17

2 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

2.1 Обоснование выбранной схемы системы кондиционирования

Выбор схемы АК определяется техническим заданием и предварительно оговоренными габаритами и присоединительными размерами и его весом, а также опытом создания подобных систем кондиционирования в ОАО СКБ «Турбина».

Основные требования и особенности конструкции:

- ресурс не менее 2000 часов (гарантийная наработка 1500 часов);
- наличие системы смазки;
- запуск и работа на высоте 4500 метров над уровнем моря;
- климатическое исполнение удовлетворяющее ТЗ;
- требования по уровню промышленных помех – группа 3.1.6

ГОСТ В 25803-83, ГОСТ В 21951-76 [17, 18];

- масса системы кондиционирования не более 60 кг (без приводного компрессора);
- большой сортамент масел, на которых должен работать энергоагрегат;
- габаритные размеры (без трубопроводов):
 - длина – не более 775 мм;
 - ширина – не более 550 мм;
 - высота – не более 240 мм;
- боковое крепление системы кондиционирования.

Всем этим требованиям, а в особенности массово-габаритным показателям удовлетворяет только турбохолодильные машины, выполненный по одновальной схеме.

Предлагаемая и проработанная конструкция ПК2Т состоит из турбохолодильной машины, выполненного по одновальной схеме, с которым, посредством кожуха турбодетандера, присоединен воздуховоздушный теплообменник. Система кондиционирования снабжена маслосистемой, интегрированной в масляную систему агрегата питания.

					<i>23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		18

2.2 Обоснование выбранных параметров

Номинальная потребная мощность на привод компрессора системы кондиционирования ПК2Т при стандартных атмосферных условиях (САУ) – давлении атмосферного воздуха $P_0 = 101,325$ кПа (760 мм рт. ст.), температуре атмосферного воздуха $T_0 = 298$ К (25°C) определена 12_{+2} кВт при температуре охлаждённого воздуха на выходе из АК не более 278К (5°C) и расход охлаждаемого воздуха не менее 0,120 кг/с при холодильной мощности не менее 3,5 кВт. Были проведены тепловые расчеты. Параметры узлов турбодетандерной установки при расчетах взяты из экспериментальных характеристик узлов серийной системы кондиционирования. [19]

2.3 Описание выбранной конструкции и принцип работы турбодетандерного кондиционера

Кондиционер предназначен для охлаждения воздуха в обитаемом отделении летом и обогрева зимой. Он состоит из двух основных узлов – компрессора и АК, связанных между собой и обитаемым отделением воздухопроводами, принципиальная пневматическая схема которого представлена на рисунке 4.1. Воздух, забираемый из обитаемого отделения, проходит через щелевой фильтр, с целью предварительного отделения от него частиц пыли. Далее он поступает на крыльчатку колеса компрессора, где сжимается до рабочего давления $2_{-0,1}$ кг/см². После сжатия и подогрева в компрессоре горячий воздух подается в теплообменник, где он предварительно охлаждается холодным атмосферным воздухом. Далее, горячий, но предварительно охлажденный, воздух подается на крыльчатку турбины турбодетандера, где и происходит окончательное охлаждение воздуха, вследствие его расширения в каналах турбины и придавая ей вращательное движение, через вал передающееся на вентилятор прососа холодного воздуха. После расширения в турбине охлажденный воздух подается в обитаемое отделение. Холодный же воздух, просасываемый через теплообменник, возвращается обратно в атмосферу [20].

					<i>23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		19

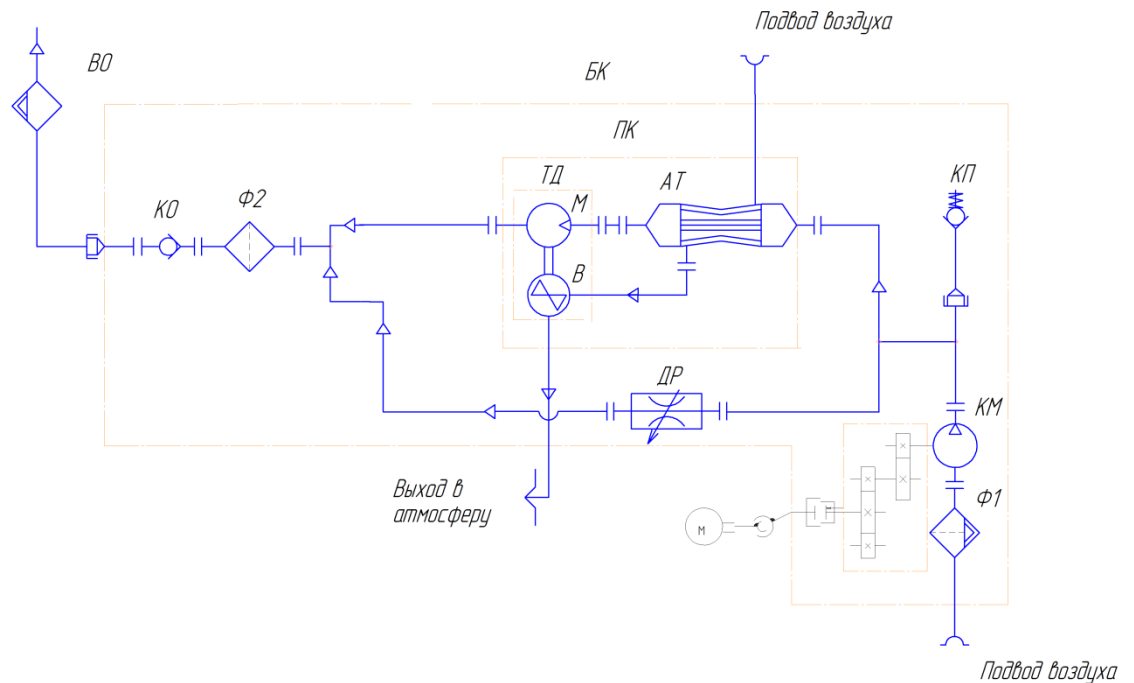


Рисунок 2.1 – Схема принципиальная пневматическая системы кондиционирования ПК2

БК – блок кондиционирования; Ф1-фильтр щелевой; КМ-компрессор; КЛ- предохранительный клапан; ПК-приставка кондиционерная; АТ- аппарат теплообменный; ТД – турбодетандер; М- турбина; В - вентилятор; ДР- кран переключения режима работы; Ф2- фильтр.

Компрессор кондиционера КМ (см. рисунок 2.1) центробежного типа, предназначенный для подачи сжатого теплого воздуха в обитаемого отделение при работе в режиме «Зима» или в кондиционерную приставку в режиме «Лето».

Конструктивно компрессор кондиционера является самостоятельным узлом, который через корпус крепится к редуктору.

Компрессор кондиционера, представленный на рисунке 2.2, состоит из следующих основных узлов: корпуса 1, ротора 2, улитки 3, диска покрывного 4 и диффузора 5. В корпусе расположена втулка, в которой устанавливаются подшипники 9. Ротор состоит из следующих основных узлов: вала 6, крыльчатки 7, приводной шестерни 8 и двух подшипников качения 9: шарикового и роликового.

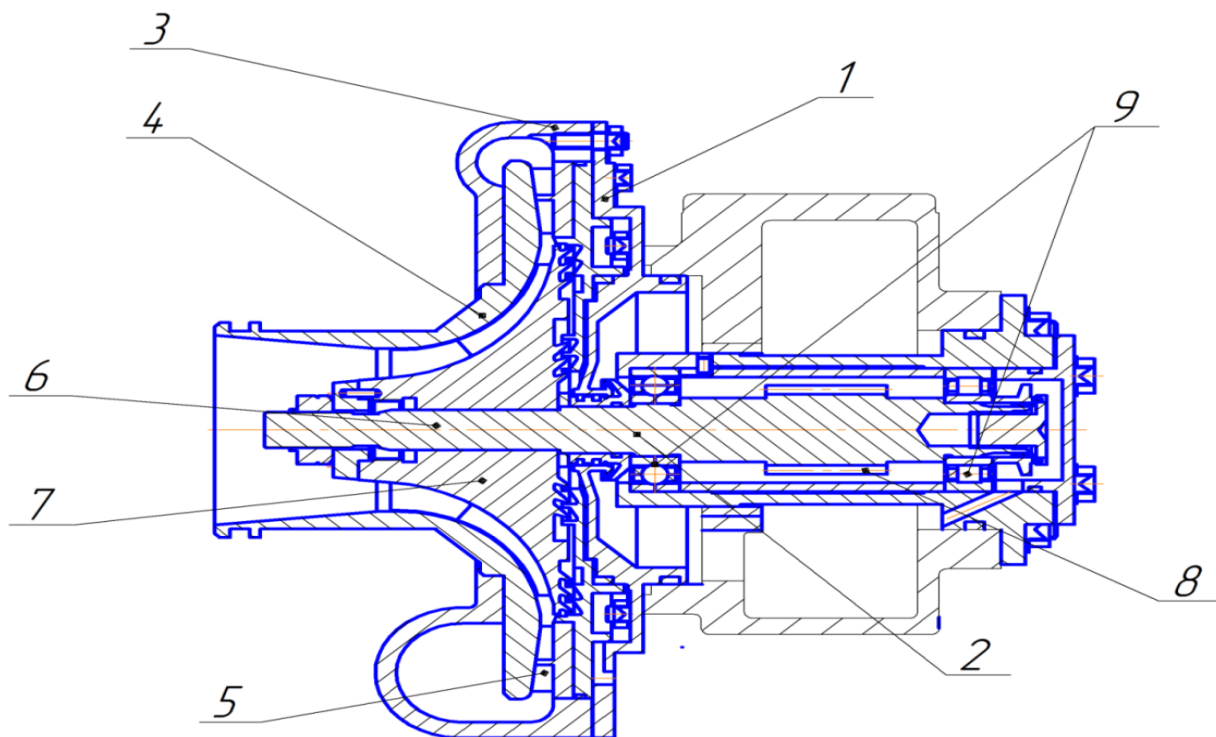


Рисунок 2.2 – Компрессор приводной

1 – корпус компрессора; 2 – ротор; 3 – улитка; 4 – диск покрывной;
5 – диффузор; 6 – вал; 7 – крыльчатка; 8 – приводная шестерня; 9 – подшипники качения

Крыльчатка компрессора 7 цельнофрезерованная из алюминиевого сплава. Улитка компрессора 3 литая из алюминиевого сплава, крепится к корпусу 1. Диск покрывной 4 устанавливаются на улитку 3 и через нее притягивается к торцам лопаток диффузора 5, диффузор лопаточный цельнофрезерованный также из алюминиевого сплава.

Осевая сила от газодинамических сил, действующих на крыльчатку, воспринимается упорным буртом в корпусе.

Смазка подшипников качения ротора осуществляется через форсунку, расположенную в корпусе редуктора. Для устранения попадания масла из редуктора в проточную часть компрессора имеется уплотнение, состоящее из втулки с маслоотражателем и кольцедержателя с двумя уплотнительными кольцами. Сжатый воздух из компрессора выходит через патрубок.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ

Лист

21

Агрегат кондиционирования АК (см. рисунок 2.1) предназначен для охлаждения воздуха, поступающего от приводного компрессора, и подачи его в обитаемое отделение. Он состоит из 2 основных узлов: турбодетандера ТД и теплообменника АТ (см. рисунок 2.1,2.4.), объединенных в один общий узел с помощью кожуха. Кожух изготавливается из алюминиевых листов. К боковым стенкам приварены фланцы и крепления турбодетандера. На боковой стенке кожуха установлены два угольника для подвода и слива масла из турбодетандера. Обечайка приваривается к прямоугольному фланцу и шпильками крепится к теплообменнику. Воздух нагнетенный из компрессора КМ под давлением $2,1 \text{ кг/см}^2$ поступает в трубки теплообменного аппарата и охлаждается атмосферным воздухом просасываемым вентилятором, установленном на валу турбины турбодетандера. После охлаждения нагнетенного компрессором воздуха атмосферный воздух пройдя через теплообменник сбрасывается обратно в атмосферу. Далее охлажденный воздух по трубопроводу поступает на турбину сбрасывая давление на лопатках колеса, тем самым придавая вращение турбине, а она при помощи вала вращает колесо вентилятора прососа охлаждающего воздуха.

Основными элементами турбодетандера, представленными на рисунке 2.3, являются корпус 1, ротор 2, корпус турбины и корпус входной. Корпус является основным силовым элементом турбодетандера. На корпусе имеются радиальное резьбовое отверстие для установки стальной футорки и гладкое отверстие для установки масляной форсунки. Внутри корпуса запрессована стальная вставка, являющаяся опорой для корпуса подшипников. Во фланцах корпуса имеется отверстия для крепления корпуса входного и корпуса турбины. Ротор состоит из вала, на который устанавливается колесо турбины 3, колесо вентилятора 4, два маслоотражателя и два шарикоподшипника. Колеса вентилятора 4 и турбины 3 крепятся гайками. На корпус входной турбодетандера через фланец кожуха устанавливается спрямляющий аппарат и шпильками крепится к фланцу кожуха.

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

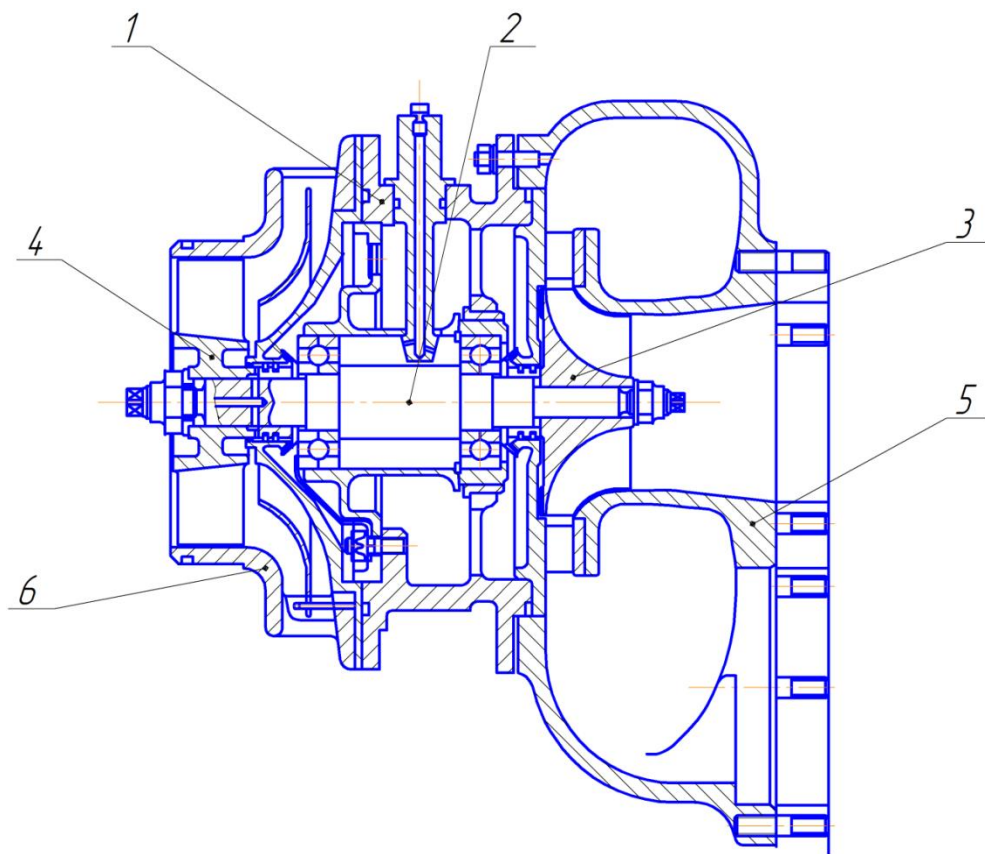


Рисунок 2.3 – Турбодетандер

1 – корпус турбодетандера; 2 – ротор; 3 – колесо турбины; 4 – колесо вентилятора; 5 – входная улитка турбины; 6 – корпус входной вентилятора.

Корпус входной 6 предназначен для организации радиально-осевого канала для подвода воздуха к колесу вентилятора. Колесо вентилятора 4 цельнофрезерованное, с посадкой на вал по гладкому диаметру. Передача крутящего момента осуществляется за счет затяжки гайки.

Теплообменник предназначен для предварительного охлаждения воздуха в системе кондиционирования. Конструктивно он представлен на рисунке 2.4.

										Лист
										23
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ					

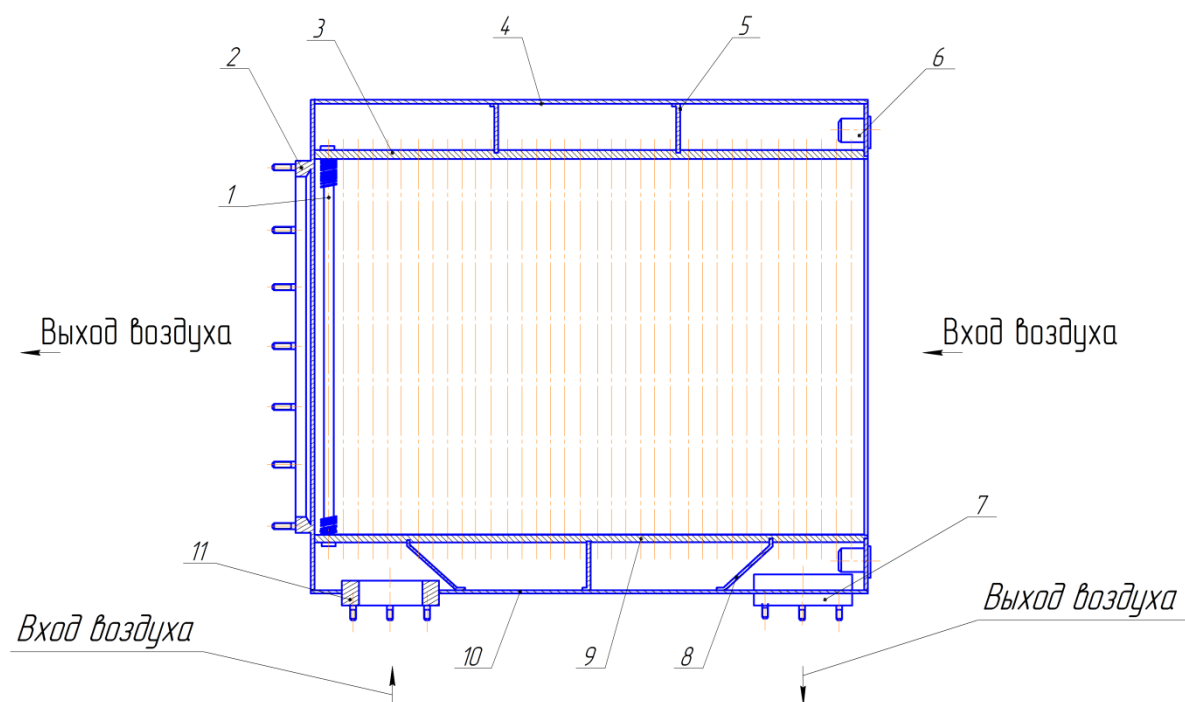


Рисунок 2.4 – Теплообменник

1- трубка оребренная; 2 – фланец; 3,9 – трубная доска; 4,10 – коллектор; 5,8 – перегородки; 6 – втулка; 7,11 – фланец.

Теплообменник алюминиевый воздуховоздушный трубчато-ребристого типа, основной частью которого является шестизаходная теплообменная матрица, представляющая собой шахматный пучок из 486 оребренных накатанных трубок 1 (см. рисунок 2.4), связанных двумя трубными досками. К трубным доскам 3 и 9 приварены коллекторы 4 и 10, которые вместе с оребренными трубками 1 образуют полость горячего воздуха.

Для подвода и отвода горячего воздуха к коллектору приварены два фланца 7 и 11. Полость холодного воздуха образуется фланцем и боковинами, приваренными к трубным доскам. Многозаходность обеспечивается с помощью перегородок 5 и 8 (см. рисунок 4.4), которые с одного края привариваются к коллекторам 4 и 10, а другой конец свободно входит в паз соответствующей трубной доски.

При работе кондиционера в режиме «Лето» воздух из обитаемого отделения поступает в компрессор кондиционера, где происходит его сжатие и после компрессора в теплообменник агрегата кондиционирования. Воздух проходит

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		24

внутри орбренных трубок и охлажденный через патрубок поступает в турбодетандер.

Охлаждающий заборный воздух просасывается вентилятором через теплообменник и выбрасывается в атмосферу. Воздух от компрессора, охлажденный в теплообменнике, поступает на турбину турбодетандера и пройдя последовательно через корпус турбины, сопловой аппарат и колесо турбины поступает в обитаемое отделение. В турбине происходит отбор энергии от сжатого воздуха, в результате чего происходит падение его давления и температуры. Крутящий момент от колеса турбины передается через вал на колесо вентилятора, который прокачивает охлаждающий заборный воздух через теплообменник.

При работе кондиционера в режиме «Зима» воздух из обитаемого отделения поступает в компрессор кондиционера и после сжатия подается в обитаемое отделение, минуя кондиционерную приставку.

Переход с режима «Лето» на режим «Зима» происходит при сезонном обслуживании техники, перестановкой положения заслонки в ручную.

2.4 Расчёт теплообменника

В связи с тем, что в отечественном танкостроении, ориентирующемся на создании высокоманевренных и низкосилуэтных машин при круглогодичном и всепогодном их применении в любых географических и погодных условиях, превалирующее значение придается решению проблем защищенности, огневой мощи и подвижности. Хотя условия обитаемости и обеспечиваются нормированием параметров рабочей среды, медико-биологической защитой, недостаточно внимания уделяется пространственной организации рабочих мест, размещению оборудования и средств управления, выбору рационального уровня автоматизации систем управления, микроклимату и комфорту. Известно, что в боевой обстановке экипаж танка работает в напряженных и даже экстремальных условиях, обусловленных не только высоким эмоциональным напряжением, но и большими физическими нагрузками. Поэтому влияние «человеческого фактора», в

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

немалой степени определяющего эффективность эксплуатации ВГМ, должно оцениваться наряду с ГТХ боевой машины.

Для улучшения рабочих характеристик принято решение о модернизации теплообменного аппарата. Но при этом не должно быть значительного увеличения габаритных и массовых показателей .

В связи с чем были рассмотрены следующие варианты отбора тепла от охлаждаемого воздуха:

- увеличением расхода охлаждающего воздуха;
- увеличение площади теплообмена со стороны горячего воздуха;
- повышение турбулизации охлаждаемого воздуха;

В данном случае увеличение отбор тепла от охлаждаемого воздуха каким-либо одним способом не даст ожидаемого результата [21, 22, 23]. Было принято решение использовать все варианты в комплексе. А именно:

- увеличение площади теплообмена достигается путем увеличения внутренней площади трубок. Согласно исследованиям А.Л. Лондона [24], для теплообменных аппаратов типа «воздух-воздух» охлаждаемая и охлаждающая поверхности теплообмена по площади должны быть равны. Для выполнения этого прорабатывались различные варианты исполнения теплообменного аппарата. Принято решение устанавливать в трубках теплообменного аппарата поперечные ребра различного профиля. В частности рассматривались варианты установки в качестве ребер крестообразной, плоской и витой пластинки. Основным вариантом было принято взять витую пластинку;

- повышение турбулизации охлаждаемого воздуха проходящего сквозь трубки теплообменника в значительной мере повышает теплоперенос (NTU), что благотворно влияет на общую степень рекуперации модернизируемого теплообменника. В качестве турбулизатора было принято решение использовать витую пластинку, которая выполняет двойную функцию: увеличение площади теплообмена и увеличение турбулентности потока внутри трубки;

Как показали испытания, проведенные на 11 стенде испытательного комплекса ОАО «СКБ Турбина» , увеличение расхода воздуха более $G=0,350$ кг/с не приводит

					<i>23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		26

к значительному повышению степени рекуперации, но в связи с тем, что большой расход воздуха обеспечивается большим вентилятором с большой инерционной массой, мы получим что увеличится диаметральный размер вентилятора, что для нас желательно.

Трубчатые теплообменные аппараты, разрабатываемые на предприятии, изготавливают из круглых алюминиевых трубок. Трубки могут быть собраны в пучки шахматного и коридорного типа (рисунок 2.5), характеризующиеся следующими параметрами:

поперечный шаг S_1 , м

продольный шаг S_2 , м

диагональный шаг S_2' , м

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
						27
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Типы пучков

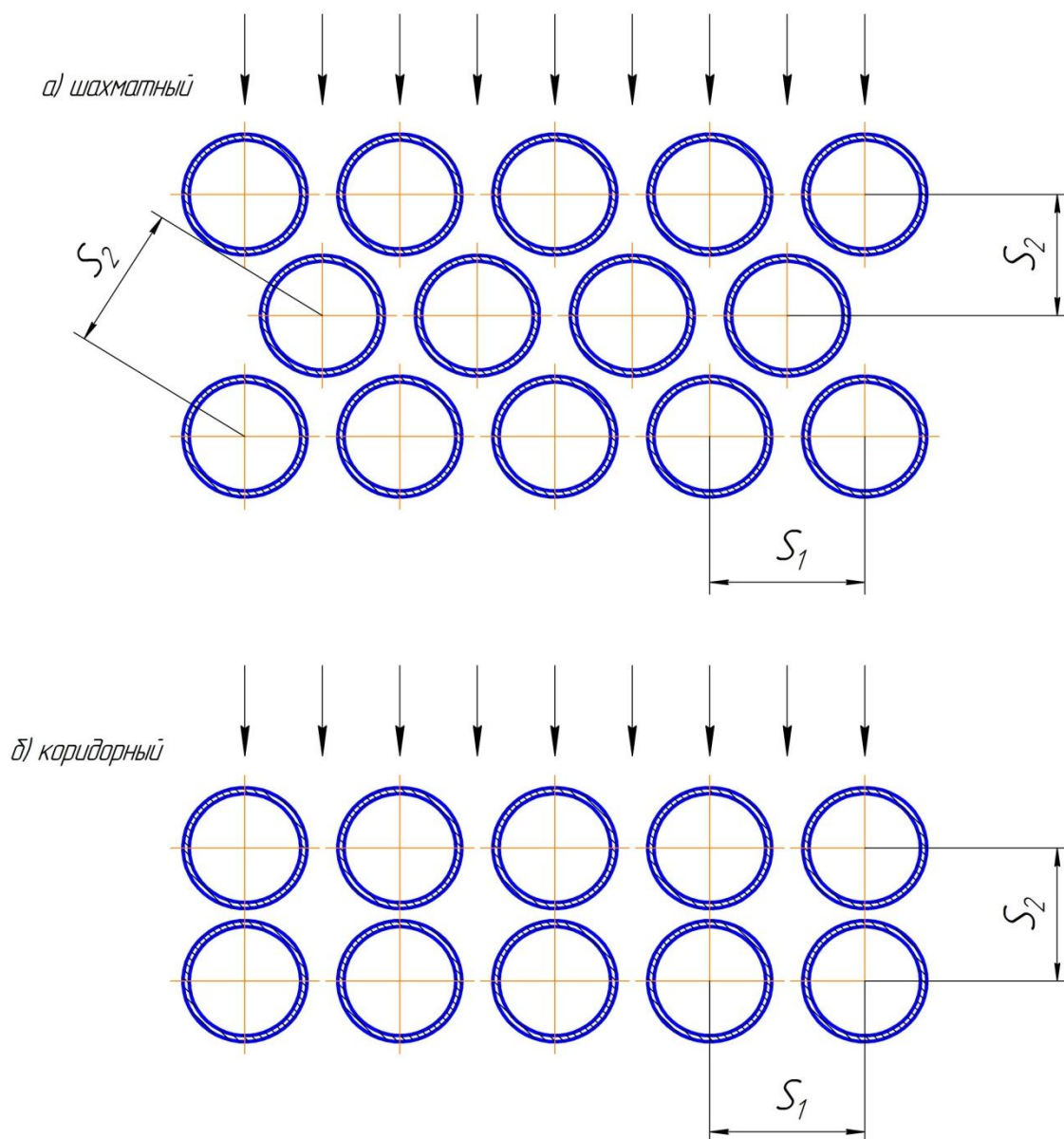


Рисунок 2.5 – Типы пучков трубчатого теплообменника

При модернизации теплообменника, и для улучшения массово-габаритных характеристик, матрица укорочена по сравнению с матрицей прототипа на 50 мм.

Теплообменник (см. рисунок 2.4) представляет собой воздуховоздушный трубчатый (многоходовой по горячему охлаждаемому воздуху) перекрестно-противоточный теплообменный аппарат, движение потоков воздуха которого представлены на рисунке 2.6.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

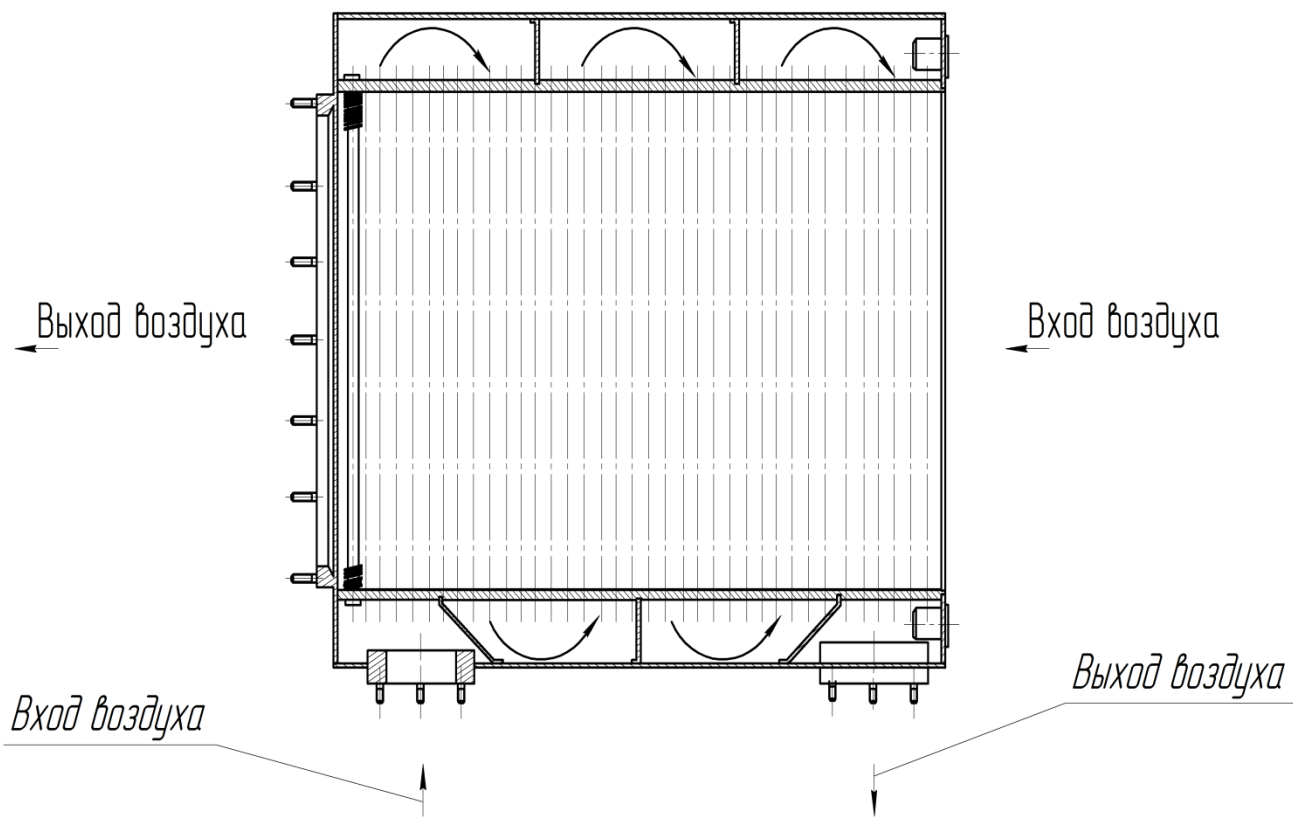


Рисунок 2.6 – Схема движение потоков воздуха в теплообменнике

Охлаждаемый воздух выполняет в матрице шесть ходов. Каждый ход содержит шесть рядов трубок (всего 81 трубку). Матрица теплообменника представляет собой пучок из 486 оребренных накаткой трубок, приваренных к трубных доскам.

Расположение трубок в пучке шахматное. Трубки в пучке расположенных с поперечным шагом 16,5 мм; шаг в глубину пучка 14 мм. Полная длина трубок 328 мм, длина оребренной части 305 мм. Диаметр оребрения трубки $d_{op}=16,5$ мм; наружный диаметр трубки, несущей оребрение, $d_n=10,3$ мм; внутренний диаметр трубки $d_{вн}=7$ мм; толщина ребра $\delta=0,48$ мм; высота ребра $h_p=3,1$ мм, шаг оребрения $t=2$ мм.

2.5 Исходные параметры

Исходные параметры теплоносителей имеют следующие значения:

- расход охлаждаемого (горячего) воздуха G_r , кг/с 0,135;
- давление охлаждаемого воздуха перед теплообменником P_{rI}^* , кПа (кгс/см²) 202(2,062)
- температура охлаждаемого воздуха перед теплообменником T_{rI}^* , К(°С) 432 (159);
- расход охлаждающего воздуха G_x , кг/с 0,332
- давление охлаждающего воздуха P_{xI}^* , кПа (кгс/см²) 100,3 (1,023)
- температура охлаждающего воздуха перед теплообменником T_{xI}^* , К(°С) 323(50)

Теплофизические параметры теплоносителей (плотность, коэффициент теплопроводности, удельная теплоемкость, коэффициент вязкости) определены для расчетных значений температуры и давления теплоносителей, представлены в таблице 2.1. [25]

Таблица 2.1 – Расчетные параметры теплоносителей

Наименование параметра	Значение параметра	
	Охлаждаемый воздух	Охлаждающий воздух
Температура на входе T_1^* , К (°С)	432(159)	323(50)
Температура на выходе T_2^* , К (°С)	353(80)	362(89)
Температура расчетная T_p^* , К (°С)	384(III)	343
Давление расчетное P_p , кПа (кгс/см ²)	198,2(2,02)	98,5(1,004)
Плотность ρ , кг/м ³	1,795	1,0
Коэффициент вязкости μ , (Н·с)/м ²	$22,4 \cdot 10^{-6}$	$20,6 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент кинематической вязкости γ , м ² /с	$12,48 \cdot 10^{-6}$	$20,6 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент теплопроводности λ , Вт/м·К (ккал/(м·ч·°С))	$3,28 \cdot 10^{-2}$ ($2,82 \cdot 10^{-2}$)	$2,96 \cdot 10^{-2}$ ($2,55 \cdot 10^{-2}$)
Удельная теплоемкость C_p , кДж/(кг·°С) (ккал/(кг·°С))	1,009(0,241)	1,009(0,241)
Отношение водяных эквивалентов m_0	0,407	0,407

2.6 Теплогидравлический расчет теплообменника

Тепловой расчет проведен по методике принятой на предприятии, с использованием данных стандартной атмосферы. Результаты теплового расчета приведены в таблице 2.2.

Гидравлический расчет теплообменника проведен по методике разработанной И.Е. Идельчиком с использованием данных (см. таблица 2.1), результаты даны в таблице 2.2.

Значение потерь давления горячего воздуха определено как сумма путевых потерь давления внутри трубок и потерь на входе и выходе из трубок и увеличено в 1,2 раза с учетом результатов испытаний прототипа. При расчете потери на поворотах в коллекторах не учитывались, вследствие малой скорости воздуха (до 4 м/с) и незначительности сопротивлений в этих зонах.

Потери давления определены с учетом числа ходов по формуле (1):

$$\Delta P_{\Gamma} = n_x \left(\lambda_{\Gamma} \frac{l_{\Gamma}}{d_{\text{в}}} + \xi_1 \right) \frac{\rho_{\Gamma} W_{\Gamma}^2}{2} \cdot 1,2, \quad (1)$$

где λ_{Γ} - коэффициент гидравлического сопротивления единицы длины, в соответствии с формулой (2):

$$\lambda_{\Gamma} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (2)$$

где P_x -число ходов воздуха в теплообменнике;

ξ_1 - коэффициент, учитывающий потери напора на входе и выходе из трубок.

Значение потерь полного давления холодного воздуха определено по данным (см. таблица 2.1) с учетом результатов испытаний прототипа по формуле (3): $\Delta P_x = \varepsilon_u \cdot \rho \cdot W_x^2 \cdot n \cdot 1,2$, (3)

где ε_u – критерий Эйлера, отнесенный к одному ряду трубок;

n – число рядов

									Лист
									31
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ				

Параметры теплоносителей приняты исходя из стандартных условий проведения испытаний. Расчеты были проведены по методике В.М. Кейси и А.Л. Лондона, которая основывается на формулах и зависимостях, полученных в результате анализа экспериментальных данных. Данный метод расчета общепризнан и используется как основной для проектировочных и практических расчетов разрабатываемых и уже существующих теплообменных аппаратов [26]. Он характеризуется как простой и доступный метод расчета и анализа теплообменника, однако имеет некоторые особенности и условные и мнимые единицы измерений, такие как число единиц переноса тепла (NTU). Данная единица позволяет в простой форме показать параметры теплообмена данной поверхности.

NTU представляет собой безразмерную характеристику теплообменника в целом с точки зрения передачи тепла. При рассмотрении графика заметен асимптотический характер зависимости между эффективностью и числом единиц переноса тепла NTU при данном соотношении водяных эквивалентов теплоносителей. Когда NTU является малой величиной, эффективность теплообменника низка, а в области больших значений NTU эффективность ϵ асимптотически приближается к пределу, определяемому схемой движения теплоносителей и ограничениями, вытекающими из термодинамических соображений.

Результаты расчетов представлены в таблице 2.2.

					<i>23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						32
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

Таблица 2.2 – Результаты теплогидравлического расчета теплообменника

Наименование параметра	Обозначение или формула	Значение параметра
Живое сечение, м ²	$S_{\Gamma}=0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot Z_{\text{тр.хода}}$	$3,12 \cdot 10^{-3}$
Скорость, м/с	$W_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{S_{\Gamma} \cdot \rho_{\Gamma}}$	24,1
Критерий Рейнольдса для горячего воздуха	$Re_{\Gamma} = \frac{W_{\Gamma} d_{\text{вн}}}{\gamma_{\Gamma}}$	13520
Критерий Нуссельта для горячего воздуха	$Nu_{\Gamma} = 0.018 \cdot Re^{0.8}$	36,3
Коэффициент теплоотдачи, Вт/м ² ·К(ккал/м ² ·ч·°С)	$d_{\Gamma} = \frac{Nu_{\Gamma} \cdot \lambda_{\Gamma}}{d_{\text{н}}}$	170,1 (146,1)
Живое сечение, м ²	$S_{\text{X}}=\sigma \cdot L_{\text{оп}} \cdot H_{\text{ср}}$	$19,4 \cdot 10^{-3}$
Скорость, м/с	$W_{\text{X}} = \frac{G_{\text{X}}}{S_{\text{X}} \cdot \rho_{\text{X}}}$	17,1
Критерий Рейнольдса для холодного воздуха	$Re_{\text{X}} = \frac{W_{\text{X}} d_{\text{н}}}{\gamma_{\text{X}}}$	8560
Критерий Нуссельта для холодного воздуха	$Nu_{\text{X}} = f(Re_{\text{X}})$	57
Коэффициент теплоотдачи, Вт/м ² ·К(ккал/м ² ·ч·°С)	$d_{\text{X}} = \frac{Nu_{\text{X}} \cdot \lambda_{\text{X}}}{d_{\text{н}}}$	164 (141)
Параметр ребра трубки	$mh_{\text{X}} = \sqrt{\frac{2 \cdot d_{\text{X}}}{\delta_{\text{p}} \cdot \lambda_{\text{M}}} \cdot h_{\text{p}}}$	0,217
КПД ребра	$\psi_{\text{p}} = \frac{th \cdot mh_{\text{X}}}{mh_{\text{X}}}$	0,985
Коэффициент оребрения	$\frac{F_{\text{p}}}{F_{\text{X}}} = \frac{d_{\text{оп}} \delta_{\text{p}} + 0,5(d_{\text{ср}}^2 - d_{\text{н}}^2)}{d_{\text{оп}} \delta_{\text{p}} + 0,5(d_{\text{ср}}^2 - d_{\text{н}}^2) + d_{\text{н}}(t - \delta_{\text{p}})}$	
Площадь наружной поверхности пучка труб, м ²	F_{X}	24,82
Площадь поверхности внутри труб, м ²	F_{Γ}	3,26
КПД поверхности	$\psi_0 = 1 - \frac{F_{\text{p}}}{F_{\text{X}}}(1 - \psi_{\text{p}})$	0,987

Продолжение таблицы 2.2

Коэффициент теплоотдачи, Вт/м ² ·К(ккал/м ² ·ч·°С)	$K_x = \frac{1}{\frac{1}{\psi_0 \cdot d_x} + \frac{F_x}{F_r \cdot d_r}}$	16,89 (19,62)
Число единиц переноса тепла	$NTU = \frac{K_x \cdot F_x}{(G \cdot C_p)_{min}}$	3,58
Коэффициент тепловой эффективности	$\eta = f(NTU, \text{число ходов}, m_0)$	0,75
Температурный перепад по горячему воздуху, К	$\Delta T_r = T_{r_1} - T_{r_2}$	83
Температурный перепад по холодному воздуху, К	$\Delta T_x = T_{x_1} - T_{x_2}$	39
Потери полного давления горячего воздуха, кПа (кгс/м ²)	ΔP_r	9,9 (1010)
Коэффициент сохранения полного давления горячего воздуха	σ_r	0,95
Критерий Эйлера для холодного воздуха	ε_{ux}	0,40
Потери полного давления холодного воздуха, кПа (кгс/м ²)	ΔP_x	5,1 (520)
Коэффициент сохранения полного давления холодного воздуха	σ_x	0,95

Данные значения КПД теплообмена данного теплообменного аппарата полностью соответствуют графической интерпретацией 90 экспериментальных исследований Стэнфордского университета, предложенной В.М. Кейси и А.Л. Лондоном, и представленной на рисунке 2.7. На данном графике представлена зависимости КПД от числа единиц переноса тепла NTU.

Безразмерный параметр $W_{мин}/W_{макс}$ (отношение водяных эквивалентов теплоносителей) является просто отношением величин расхода, умноженных на

соответствующие теплоемкости для двух потоков. Каждое из этих произведений может рассматриваться как количество тепла, воспринимаемого или отдаваемого потоком теплоносителя на 1 град изменения температуры.

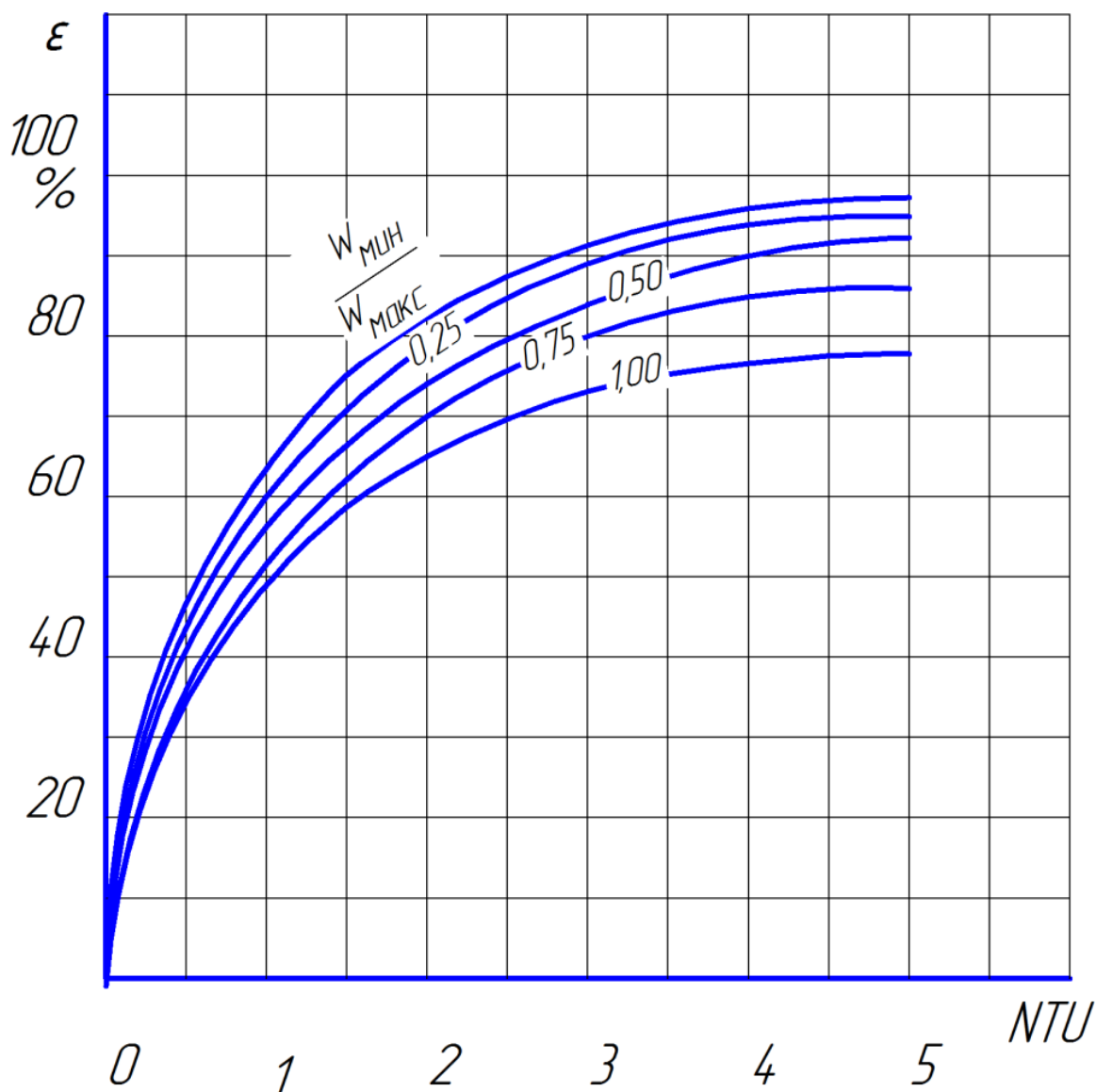


Рисунок 2.7 – Зависимость КПД от NTU трубчатого оребренного теплообменника

Расчетные параметры воздуховоздушного теплообменника в составе АК представлены в таблице 6.3. В ней учтены основные показатели теплообменника до модернизации.

Таблица 2.3 – Параметры агрегата кондиционирования ПК2Т [25]

$^{\circ}\text{C}_{\text{окр}}$	K°	$\Delta\text{T}_{\text{к}} \text{ } ^{\circ}\text{C}$	$\text{T}_{2\text{T}} \text{ K}^{\circ}$	$\text{T}_{\text{T}} \text{ } ^{\circ}\text{C}$	$\Delta\text{T}_{\text{T}} \text{ } ^{\circ}\text{C}$	$\text{Q}_{\text{x,кВт}}$
55	218	69,6	238	-72	40,1	2,72
50	223	71,2	244	-68	41,0	2,78
45	228	72,8	249	-63	41,9	2,84
40	233	74,4	255	-58	42,8	2,91
35	238	76,0	260	-54	43,7	2,97
30	243	77,6	266	-49	44,7	3,03
25	248	79,2	271	-45	45,6	3,09
20	253	80,8	277	-40	46,5	3,16
15	258	82,4	282	-36	47,4	3,22
10	263	84,0	288	-31	48,3	3,28
-5	268	85,6	293	-26	49,3	3,34
0	273	87,2	299	-22	50,2	3,41
5	278	88,7	304	-17	51,1	3,47
10	283	90,3	310	-13	52,0	3,53
15	288	91,9	315	-8	52,9	3,59
20	293	93,5	321	-3	53,9	3,66
25	298	95,1	326	0	54,8	3,72
30	303	96,7	332	5	55,7	3,78
35	308	98,3	337	9,	56,6	3,84
40	313	99,9	342	14	57,5	3,91
45	318	101,5	348	19	58,5	3,97
50	323	103,1	353	23	59,4	4,03
55	328	104,7	359	28	60,3	4,09

В результате теплового и гидравлического расчетов получены следующие значения основных параметров модернизируемого теплообменника:

- коэффициент тепловой эффективности $\eta = 0,75$;
- снижение температуры охлаждаемого воздуха $\Delta\text{T}_{\text{г}} = 63\text{K}$;
- повышение температуры охлаждающего воздуха $\Delta\text{T}_{\text{x}} = 39\text{K}$;
- потери полного давления охлаждаемого воздуха $\Delta\text{P}_{\text{г}} = 1010 \text{ кгс/м}^2$;
- потери полного давления охлаждающего воздуха $\Delta\text{P}_{\text{x}} = 520 \text{ кгс/м}^2$;
- коэффициент сохранения полного давления охлаждаемого воздуха $\sigma_{\text{г}} = 0,95$;
- коэффициент сохранения полного давления охлаждающего воздуха $\sigma_{\text{г}} = 0,95$.

Из этого можно сделать вывод, что повышение степени рекуперации данного теплообменника имеет достаточно важное значение.

Расчет повышения степени рекуперации за счет повышения числа Рейнольдса достигается установкой в потоке газа турбулизаторов различных конструкций. Основанием для повышения числа Рейнольдса служит наличие пограничного слоя во время переходного режима течения. Именно пограничный слой является основной причиной понижения общей степени рекуперации, в сравнении с расчетными. При числах Рейнольдса свыше 10000 происходит отрыв пограничного слоя от поверхности и тем самым теплообмен фактически начинает проходить на границе воздушной среды и внутренней поверхности трубки. Точное значения числа Рейнольдса и режим течения потока определить расчетными методиками не представляется возможным, в связи с пространственной конфигурацией проточной части трубки. Однако приблизительно определить режим течения потока можно через уравнение теплопередачи, в соответствии с формулой (4):

$$Q = K_r \cdot F_r \cdot \Delta t, \quad (4)$$

где Q – общая тепловая нагрузка теплообменника, *ккал/ч*;

K_r - общий коэффициент теплопередачи, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ($\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}$);

F_r - поверхность теплообмена, м^2 , к которой относится общий коэффициент теплопередачи;

Δt - разность температур на входе и выходе из теплообменника, °С .

Таким образом мы сможем исходя из формулы (5), сможем качественно определить эффективность постановки турбулизатора:

$$\text{NTU} = \frac{K_r \cdot F_r}{(G \cdot C_p)_{\min}}, \quad (5)$$

Так как теплоносителем используемым в теплообменнике является воздух, критерий $(G \cdot C_p)_{\min}$ является постоянным, следовательно эффективность теплообмена качественно можно, исходя из формулы (5), оценить изменением произведения $K_r \cdot F_r$, найденной по формуле (6):

									Лист
									37
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ				

$$K_{\Gamma} F_{\Gamma} = \frac{Q}{\Delta t}, \quad (6)$$

Значения Q получено экспериментально во время испытаний на стенде 11 ОАО СКБ «Турбина». Данные расчета представлены в таблице 6.4. Из них следует повышение степени рекуперации достигаемое установкой турбулизатора в проточной части оребренной трубки.

Таблица 2.4 – Сравнительные показатели серийного и модернизированного теплообменника

Наименование параметра	При 233К (-40°C)		При 313К (+40°C)	
	До установки турбулизатора	После установки турбулизатора	До установки турбулизатора	После установки турбулизатора
$(G \cdot C_p)_{\min}$ кДж/(кг°C)·кг	0.141	0.141	0.141	0.141
K_{Γ} Вт/м ² ·К(ккал/м ² ·ч·°C)	16,89 (19,62)	17,12 (19,88)	16,89 (19,62)	17,12 (19,88)
F_{Γ} (м ²)	3,26	4,075	3,26	4,075

Продолжение таблицы 2.4

Q_x кДж/ч (ккал/ч)	3,5 (3100)	4,05 (3517)	5,2 (4515)	5,82 (5053)
Δt	18	22	32	39

NTU	3,32	3,41	3,38	3,51
η	0,75	0,92	0,75	0,92

Повышение степени рекуперации теплообменника путем увеличения поверхности теплообмена со стороны горячего воздуха достигается установкой дополнительного ребра внутри оребренной трубки. Нами было принято решение в установке в качестве дополнительного ребра внутри трубки витой пластинки. В этом случае установка витой пластинки, по сравнению с плоской, дает выигрыш в увеличении площади теплообмена в 1,25 раза.

В виду установки внутри проточной части трубки турбулизатора и после того как мы убедились в том, что поток внутри трубки стал строго турбулентный и установившийся рассчитаем возникшие полные гидравлические потери, рассчитываемые по формуле (7):

$$\Delta P_{\text{пол}} = \xi_{\text{сум}} \frac{\rho_p \cdot \omega_p^2}{2}, \quad (7)$$

где $\xi_{\text{сум}}$ - коэффициент сопротивления трения гидравлического сопротивления;

ρ_p – плотность газа;

ω_p – средняя скорость потока.

Отсюда коэффициент сопротивления трения гидравлического сопротивления будет определен по формуле (8) и равен:

$$\xi_{\text{сум}} = \xi_m + \xi_{\text{тр}}, \quad (8)$$

где ξ_m – местные сопротивления сечения, находимого по формуле (9);

$\xi_{\text{тр}}$ – сопротивление трения всей трубки, определяемого формулой (10).

$$\xi_m = \frac{2\Delta P_m}{\rho_p \cdot \omega_p^2} = \frac{2 \cdot 525}{1,798 \cdot 24,1^2} = 0,93, \quad (9)$$

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{2\Delta P_{\text{тр}}}{\rho_p \cdot \omega_p^2} = \lambda \frac{l}{D_r}, \quad (10)$$

Для нахождения сопротивления трения нам не известен коэффициент сопротивления трения λ . Для его нахождения воспользуемся формулой Филоненко-Альтшуля (11), с использованием поправочного коэффициента для труб со вставками, при установившемся турбулентном течении потока в полукруглом сечении, равным $k_{тр} = 0,85$. С учетом коэффициента получаем:

$$\lambda = \frac{k_{тр}}{(1,8 \lg Re + 1,6)^2} = \frac{0,85}{(1,8 \lg 14500 + 1,6)^2} = 0,0255, \quad (11)$$

Отсюда получим значение сопротивление трения трубы с учетом изменения геометрии сечения и как следствия гидравлического диаметра равного

$$D_r = 0,92 \cdot S_r.$$

$$\xi_{тр} = \lambda \frac{l}{D_r} = 0,0255 \frac{0,378}{0,92 \cdot 3,1 \cdot 10^{-3}} = 3,37,$$

$$\xi_{сум} = \xi_m + \xi_{тр} = 0,93 + 3,37 = 4,3,$$

Получаем потерю давления на выходе из трубки:

$$\Delta P_{пол} = \xi_{сум} \frac{\rho_p \cdot \omega_p^2}{2} = 4,3 \cdot \frac{1,798 \cdot 24,1^2}{2} = 2245 \text{ кПа (20 кгс/м}^2\text{)},$$

В результате установки турбулизатора гидравлическое сопротивление в тракте продувки выросло в 2 раза по сравнению с серийно производимым теплообменным аппаратом. Но вместе с тем выросли тепловые показатели систем, которые и требовалось обосновать. Выявлять ухудшение работы теплообменника, в результате повышения его внутреннего гидравлического сопротивления, не представляется заслуживающей внимания технической задачей, поскольку возникающее при этом дополнительное гидравлическое сопротивление, повышает общий КПД приводного компрессора [27].

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

2.7 Расчет на прочность клеевых соединений

2.7.1 Расчет сдвигающей силы клеевого соединения

Для определения усилий, которые гарантированного будут действовать на пластинку примем максимальное давление в трубке, выше номинально используемого, равное $P=3 \text{ кгс/см}^2$ и скорость потока равную 20 м/с.

Для надежного закрепления этой пластинки, она устанавливается в трубку на клей ВК-13м ОСТ 1.90281-86 [28], после технологического отпуска остаточных напряжений сварки. Данный клей вибростоек, масло-и влагостоек, обеспечит надежное закрепление и установку постоянного пятна теплопередачи пластинки при работе агрегата кондиционирования на всех режимах работы. Он является одним из самых термостойких и теплопроводных фенолкаучуковых клеев. его получают на основе фенолоформальдегидной смолы Резол-300 и бутадиен-нитрильного карбоксилсодержащего каучука с наполнителем. Клей готовят на месте потребления из двух компонентов. В качестве добавок могут быть использованы различные наполнители, такие как алюминиевая пудра, серебряный порошок, волокнистый асбест, колотый электродный графит. В зависимости от требуемых свойств в смолу включаются и различные наполнители. Мы будем применять в качестве наполнителя алюминиевую пудру, которая позволит нам увеличить теплопроводность клеевого состава и понизить расширение при застывании, с целью как можно меньше загромождать сечение проточной части оребренной трубки. Это позволит нам не только надежно закрепить турбулизатор, но и как можно лучше сохранить проходное сечение.

Клеевые соединения характеризуется хорошей водо- и тропикостойкостью, стойкостью к действию различных сред и выдерживают воздействие температур до 300°C в течение длительного времени. Экспериментальные данные о стойкости к старению клеевых соединений алюминию приведены в таблице 2.5. По данным из этой таблицы следует, что данный клей удовлетворяет требованиям технического задания, а, следовательно, данный клей может быть принят к

					<i>23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						41
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

использованию. Он гарантированно обеспечивает требуемую прочность клеевого шва на всем протяжении срока эксплуатации.

Таблица 2.5 – Прочность клеевых соединений алюминия на клее ВК-13М.

	20°С	200°С	300°С
Разрушающее напряжение при сдвиге, МПа	20	9,8	4,5
Разрушающее напряжение при равномерном отрыве, МПа	13,4	7,2	4,4
Разрушающие напряжение образцов сотовой конструкции, МПа	2,8	1,3	1,1
Прочность при неравномерном отрыве, Мн/м	450	150	80

Расчет прочности клеевого шва оценен в виду максимальных усилий, приложенных к устанавливаемой пластинке со стороны потока горячего воздуха, представленных в таблице 2.6. Для первых приближенных расчетов примем площадь воздействия давления горячего потока на турбулизатор равную площади проточной части трубки. При этом, в случае если из расчетов будет следовать что клеевой шов гарантированно выдержит приложенные усилия, то дальнейшие расчеты проводить будет нецелесообразно. Для приближенного расчета нам будет достаточно знать площадь соприкосновения турбулизатора с внутренней стенкой трубки. Для определения площади соприкосновения необходимо рассчитать общую площадь торцевой поверхности турбулизатора по формуле (32):

$$S_{\text{ш}} = 2(a \cdot b) = 2(0,8 \cdot 385) = 616 \text{ мм}^2 \quad (12)$$

где a - толщина заготовки турбулизатора, мм;

b - длина заготовки турбулизатора, мм.

Таблица 2.6 – Прочность клеевых соединений алюминия на клее ВК-13М после старения при повышенных температурах

Температура старения, °С	Продолжительность старения, ч	Разрушающее напряжение при сдвиге, Мпа				Прочность при неравномерном отрыве, Мн/м			
		20°С	200°С	250°С	300°С	20°С	200°С	250°С	300°С
200	0	21,7	18,0	-	-	570	210	-	-
	1000	21,8	14,2	-	-	290	80	-	-
	2000	17,1	11,9	-	-	180	80	-	-
	3000	15,5	8,1	-	-	120	80	-	-
	5000	8,7	5,6	-	-	-	-	-	-
250	0	21,7	-	10,3	-	570	-	160	-
	500	14	-	9,0	-	100	-	50	-
	1000	9,3	-	4,5	-	80	-	50	-
	1500	6,2	-	3,0	-	80	-	50	-
	2000	-	-	-	-	70	-	40	-
300	0	21,7	-	-	9,2	430	-	-	70
	50	14,6	-	-	6,7	60	-	-	50
	100	14,1	-	-	6,2	60	-	-	50
	500	8,5	-	-	4,0	30	-	-	30
	1000	6,3	-	-	3,0	30	-	-	20

Площадь сечения трубки рассчитывается по формуле (13):

$$S = \pi r^2 = 3.14 \cdot 3.5^2 \cdot 10^{-6} = 3,84 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \quad (13)$$

Сила давления F на клеевой шов, показанную на рисунке 2.8, примем как силу действующую на закрытое сечение трубки. Давление горячего воздуха в трубке имеет значение равное $P = 2,02 \text{ атм.} = 2,0402 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Отсюда по формуле (34) найдем силу, действующую на турбулизатор со стороны потока воздуха:

$$F = P \cdot S = 2,0402 \cdot 10^5 \cdot 3,84 \cdot 10^{-5} = 7,84 \text{ Н} \quad (14)$$

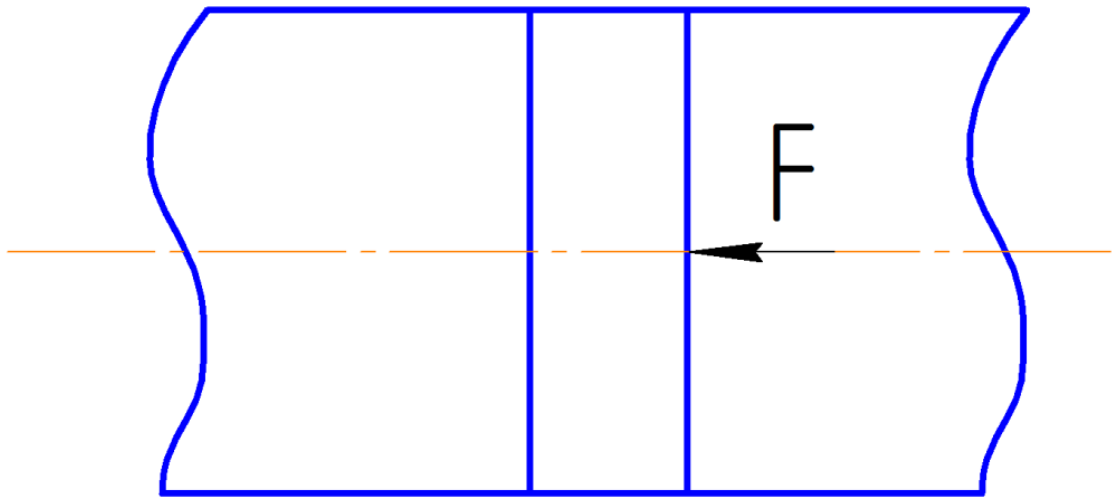


Рисунок 2.8 – Сила давления, действующая на турбулизатор

Сопротивление сдвига находится по формуле (15):

$$\tau_{ед} = \frac{F}{S_{ш}} = \frac{7,84}{616} = 0,012 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \leq 11,9 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = [\tau_{ед}] \quad (15)$$

где $[\tau_{ед}]$ – сопротивление на сдвиг;

$S_{ш}$ – площадь сдвига;

F – нагрузка, действующая на турбулизатор.

Коэффициент запаса прочности определяется по формуле (16) как отношение значения сопротивления на сдвиг при воздействии окружающей температуре равной 200°C в течении 2000 часов к расчетному значению:

$$K = \frac{[\tau_{ед}]}{\tau_{ед}} = \frac{11,9}{0,012} = 991 \quad (16)$$

Как видно из расчета запаса прочности по сдвигу при приближенном расчете, данный клей полностью соответствует предъявленным прочностным характеристикам к клеевому шву.

2.7.2 Расчет прочности клеевого шва на срез

Расчет прочности на срез клеевого шва крутящим моментом первоначально проведем в приближенном виде. В случае если расчет не даст приемлемых результатов, будет проведен более детальный расчет нагрузки, действующей на турбулизатор, с учетом движения потока внутри трубки, показанного на рисунке 6.5.

Для приближенного расчета примем силу давления, как воздействие давления горячего воздуха на общую площадь поверхности турбулизатора, без учета сложного спирального движения потока внутри ребренной трубки.

Откуда сила давления будет найдена по формуле (17) равна:

$$F = P \cdot b \cdot h = 2,0402 \cdot 10^5 \cdot 0,385 \cdot 0,007 = 549,8\text{Н} \quad (17)$$

где P - давление горячего воздуха в трубке, Па;

$b \cdot h$ - площадь турбулизатора, м².

Крутящий момент, действующий на турбулизатор, найден по формуле (18), где r – внутренний радиус трубки, и будет равен:

$$M_{кр} = r \cdot F = 0,0035 \cdot 549,8 = 1,92 \text{ Н} \cdot \text{м}^2 \quad (18)$$

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

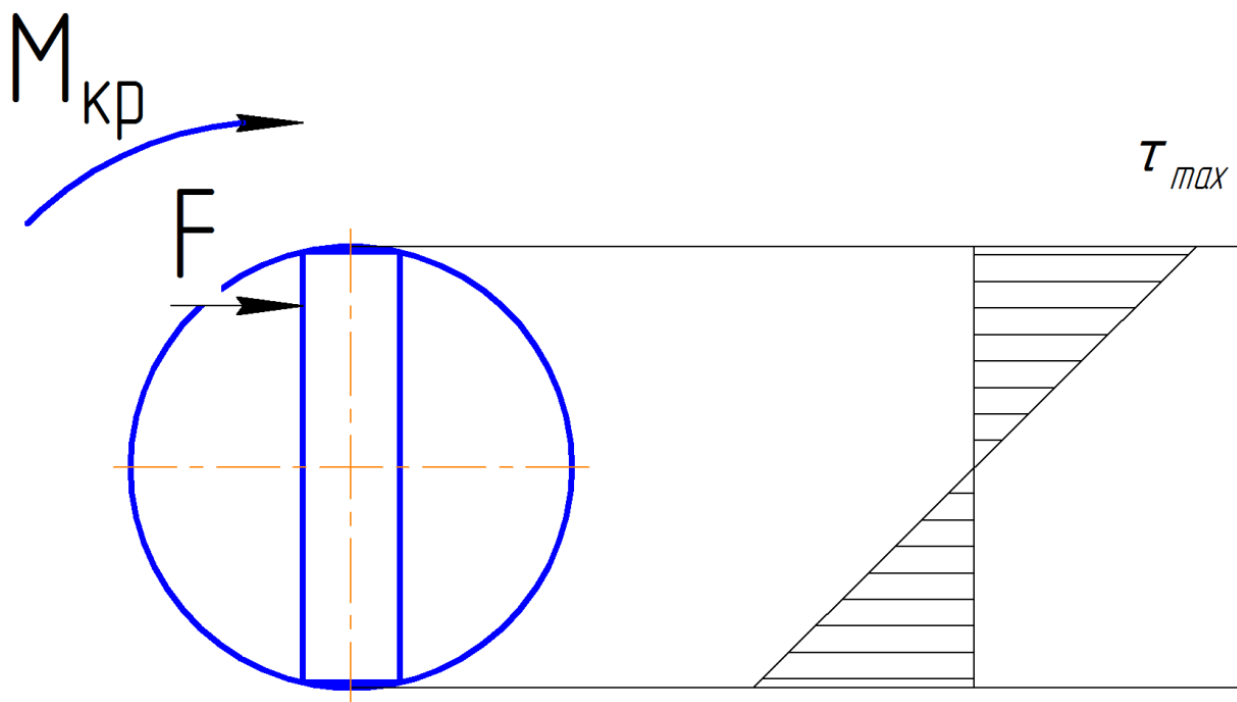


Рисунок 2.9 – Максимальные касательные напряжения, действующие на клеевой шов.

Касательные напряжения, действующие на клеевой шов, будут рассчитаны как напряжения на радиусе равном внутреннему радиусу оребренной трубки. При таком рассмотрении максимальные касательные напряжения будут расположены по радиусу клеевого шва, что упростит расчеты, так же необходимо учесть режим и время работы клеевого шва. Касательные напряжения будут найдены по формуле (20):

$$\tau_{max} = \frac{M_{кр}}{J_p} \leq [\tau_{max}] \quad (20)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент действующий на данном радиусе;

J_p - момент инерции круглого сечения.

Момент инерции данной трубки найден по формуле (21) и будет равен:

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi \cdot (0,007)^4}{32} = 2,3 \cdot 10^{-10} \quad (21)$$

Отсюда, согласно формуле (20), касательные напряжения при 200°C и времени старения 2000 часов равны:

$$\tau_{max} = \frac{M_{кр}}{J_p} = \frac{1,92}{2,3 \cdot 10^{-10}} = 29,5 \text{ МН} \cdot \text{м} \leq [\tau_{max}] = 180 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

Запас прочности по касательным напряжениям клеевого шва будут найдены по формуле (22) и равны:

$$K = \frac{[\tau_{max}]}{\tau_{max}} = \frac{180}{29,8} = 6,2 \quad (22)$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям удовлетворяет предъявленными к нему требованиями. В случае если бы коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям был меньше 2,5, то нам пришлось бы отказаться от применения данного клея.

Вывод по второму разделу: в данном разделе описана выбранная конструкция, принципов её работы, произведён расчёт теплообменника, теплогидравлический расчёт, а так же расчёт на прочность клеевых соединений.

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

3 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.

Сегодня значительная часть мировых образцов бронетанкового вооружения предназначена для использования в экстремальных условиях эксплуатации: от -50 до 50 при относительной влажности 98%.

По мнению специалистов, турбохолодильные машины в ближайшем будущем станут одними из основных источников холода в системах кондиционирования боевых машин, которые после почти семидесятилетнего развития достигли высокого совершенства. Факторами, влияющими на конструкцию турбодетандерных кондиционеров, являются необходимость увеличения удельной холодильной мощности, повышение надежности и возможность использования в различных условиях эксплуатации при различных температурах окружающей среды, стоимости и затратах материалов.

Усложнение конструкции турбодетандеров требует увеличения затрат труда, главным образом, в сфере эксплуатации, что крайне нежелательно. Следовательно, предполагая дефицит рабочей силы, будет действовать тенденция, направленная на разработку и технологию изготовления изделий, требующих минимальных затрат труда при обслуживании и ремонте.

Уже сейчас можно отметить снижение квалификации обслуживающего установку персонала. Другими словами, более совершенные кондиционерные приставки будут передаваться в эксплуатацию в руки в среднем менее квалифицированных работников. Здесь можно назвать несколько причин: расширение сферы применения турбохолодильных машин, медленный рост производительности труда при обслуживании и ремонте. Следовательно, необходимо обеспечить надежную работу турбодетандера даже при нарушении номинальных параметров технических характеристик или неправильном его использовании.

Таковы главные технико-экономические факторы, определяющие направления дальнейшего развития турбохолодильных систем кондиционирования.

										Лист
										48
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ					

3.1 Выбор и обоснование базы сравнения

Модернизируемая кондиционерная приставка имеет холодильную мощность не менее $Ne_x=4$ кВт при расходе охлаждающего воздуха $G=500$ кг/ч, имеет своим прототипом серийно производимые кондиционерные приставки, поэтому образец для сравнения будет целесообразно искать среди современных установок кондиционирования воздуха военной техники.

За базу сравнения можно принять установки кондиционирования воздуха специального назначения с холодильной мощностью 2—6 кВт, которые приведены в таблице 6.1. Выберем для сравнения установки, разработанные отечественным ВПК, в частности кондиционер-энергоагрегат КЭ2К, термоэлектрический кондиционер ТЭК-ВЖ-2000 и энергоагрегат АЭ10 СКВ разработанный КП ХКБД города Харькова (Украина).

В связи с тем, что информация по подобным установкам зарубежных ВГМ частично засекречена и не находится в общем доступе, мы не сможем наглядно и объективно оценить их характеристики. Тем не менее, по данным полученным в результате межгосударственных сравнительных испытаниях, проведенных в условиях тропического климата Индии проведенных в мае-июне 2009 года, показали колоссальное преимущество отечественных турбодетандерных кондиционеров в сравнении с зарубежными парокомпрессионными и термоэлектрическими. Как плюсы отмечены были высокая производительность, надежность, отсутствие промежуточных хладагентов возможность работы даже после повреждения системы охлаждения и воздухоподачи охлаждаемого воздуха. Как минус была отмечена повышенный аэродинамический шум установки и наличие собственной системы смазки.

Вместе с тем, суммируя все плюсы и минусы турбодетандерной системы кондиционирования, можно с уверенностью сказать, что отечественный турбохолодильный агрегат кондиционирования разработанный и производимый ОАО СКБ «Турбина», не имеет прямых конкурентов на рынке климатического оборудования специального назначения.

										Лист
										49
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ					

Таблица 3.1 – Сравнительные данные отечественных и зарубежных кондиционерных установок отечественного и зарубежного производства

Параметр	Марка сравниваемого агрегата			
	Модернизируемый ПК2Т	Термоэлектрический кондиционер ТЭК-ВЖ-2000	АЭ 10 СКВ	Кондиционер-энергоагрегат КЭ2К
Потребляемая мощность, кВт	15	2000	1,8	3,5
Холодильный агент	Атмосферный воздух	-	R134a	R134a
Номинальная холодильная мощность, Q _х кВт	Не менее 4	2	2,5	Не менее 6
Номинальная тепловая мощность, Q _т кВт	Не менее 10	2	1	Не менее 8
Расход воздуха, кг/ч	500	560	300	500
Максимальный перепад температуры воздуха на входе и выходе в режиме "охлаждение" °С	-62	-10	-20	-20
Максимальный перепад температуры воздуха на входе и выходе из ТК в режиме "нагрев" °С	+40	+40	+30	+35
Габариты, мм	763 x 235 x 545	-	1180 x 552 x 840	-
Масса, кг	56	40	60	75

3.2. Анализ прогрессивности модернизированной агрегата кондиционирования

Анализ прогрессивности объектов дипломного проектирования [29], проводится на основе оценки перспективности и конкурентоспособности, определяется по формуле (23):

$$\kappa_1 = \frac{\sum_{i=1}^m K_{n_i} N_i}{\sum_{i=1}^m N_i}, \quad (23)$$

где $K_{n_i} = \frac{B}{B_1}$,

K_1 – критерий технического уровня;

K_2 – критерий технической конкурентоспособности;

B – рациональный частный или редуцированный нерациональный параметр проектируемой конструкции;

B_0 – рациональный частный или редуцированный нерациональный параметр базовой или модернизируемой машины;

N_i – коэффициент весомости частного параметра, расположенного в ранжированной последовательности параметров;

m – количество рассматриваемых параметров.

Коэффициент весомости частного параметра, расположенного в ранжированной последовательности параметров определяется по формуле (36):

$$N_i = \frac{i}{2^{i-1}}, \quad (24)$$

где i – номер рассматриваемого параметра, расположенного в ранжированной последовательности параметров.

									Лист
									51
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ				

Тогда:

$$K_{n1} = \frac{G_{\text{прот}}}{G_{\text{проект}}} = \frac{500}{500} = 1,$$

$$K_{n2} = \frac{N_{e \text{ проект}}}{N_{e \text{ прот}}} = \frac{4,0}{3,2} = 1,25,$$

$$K_{n3} = \frac{M_{\text{п проект}}}{M_{\text{п прот}}} = \frac{56}{52} = 1,06,$$

И следовательно:

$$N_1 = \frac{1}{2^{1-1}} = 1,$$

$$N_2 = \frac{2}{2^{2-1}} = 1,$$

$$N_3 = \frac{3}{2^{3-1}} = 0,75,$$

Откуда:

$$k_1 = \frac{1 \cdot 1 + 1,25 \cdot 1 + 1,06 \cdot 0,75}{1 + 1 + 0,75} = 1,2$$

$1,0 < k_1 \leq 1,2$ изделие относится к среднеперспективной разработке.

Критерий K_2 представляет собой отношение суммы относительных величин ранжированных параметров, исчисленных по отношению к соответствующим параметрам образцов зарубежного производства, к приведенному числу параметров и рассчитывается по формуле (25):

$$k_2 = \frac{\sum_{i=1}^m K_{n_i} N_i}{\sum_{i=1}^m N_i}, \quad (25)$$

									Лист
									52
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ				

где $K_{n_i} = \frac{B}{B_0}$;

B – рациональный частный или редуцированный нерациональный параметр проектируемой конструкции;

B_0 – рациональный частный или редуцированный нерациональный параметр зарубежного образца, например: кондиционер-энергоагрегат АЭ 10 СКВ, $N_x=1,8$ кВт, $G=500$ кг/ч (при 2300 мин⁻¹).

$$K_{n_1} = \frac{n_{\text{АЭ 10 СКВ}}}{n_{\text{ПКЗДМ}}} = \frac{1,8}{15} = 0,12$$

$$K_{n_2} = \frac{N_{x \text{ ПКЗДМ}}}{N_e \text{ АЭ 10 СКВ}} = \frac{4}{1,8} = 2,22$$

$$K_{n_3} = \frac{M_{\text{ПКЗДМ}}}{M_{\text{АЭ 10 СКВ}}} = \frac{56}{60} = 0,93$$

$$N_1 = \frac{1}{2^{1-1}} = 1,$$

$$N_2 = \frac{2}{2^{2-1}} = 1,$$

$$N_3 = \frac{3}{2^{3-1}} = 0,75.$$

$$k_2 = \frac{0,12 \cdot 1 + 1 \cdot 2,22 + 0,93 \cdot 0,75}{1 + 1 + 0,75} = 1,1$$

Так как $k_2 \geq 1,0$, то разработка является разработкой конкурентоспособной.

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		53

3.3 Расчет затрат при производстве детали

Затраты на изготовление агрегата кондиционирования складываются из затрат на изготовление его деталей, сборку, доводку, испытания.

В данном дипломном проекте составлена калькуляция на изготовление штуцера подвода масла. Технологический процесс его изготовления представлен в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Технологические операции

№ операции	Наименование операции	$T_{шт}$, час.	Разряд	Тарифная ставка, руб./час
00	Заготовительная			
05	Отрезная	0,007	3	31,15
10	Токарная с ЧПУ	0,54	3	31,15
15	Токарная с ЧПУ	0,162	3	31,15
20	Сверлильная	0,08	3	31,15
25	Слесарная	0,01	2	24,62
30	Промывка			
35	Контрольная			
40	Покрытие	0,105 4	4	34,95
45	Промывка			
50	Контроль			

Масса заготовки и чистая масса детали рассчитываются по чертежу детали с учетом припусков (коэффициента использования металла) на обработку по формуле (26):

$$G_3 = \frac{G_ч}{K_И}, \quad (26)$$

где G_3 – масса заготовки (черный), кг;

$G_ч$ – масса детали (чистая), кг;

$K_И$ – коэффициент использования металла, принимается по заводским данным.

Примем – 0,3.

$$G_3 = \frac{0,014}{0,3} = 0,046 \text{ кг}$$

Материал детали Сталь 12Х18Н9Т: Цена за 1 кг материала Цм=200руб;
Цена за 1 кг отходов Цотх=25руб.

Расчет себестоимости детали и ее оптовой цены ведется по методике предприятия ОАО СКБ «Турбина». Данные расчета приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Нормативная калькуляция цены на штуцер

№ п/п	Статьи калькуляции	Предложено ОАО СКБ «Турбина»
1	Затраты на материалы – всего	3,00
	в том числе:	
2	сырье и основные материалы	2,93
3	вспомогательные материалы	0,00
4	покупные полуфабрикаты и комплектующие изделия	0,00
5	возвратные отходы (вычитаются)	0,00

Продолжение таблицы 3.3

6	работы и услуги сторонних организаций производственного характера	0,00
7	транспортно-заготовительные расходы (2,2%)	0,00
8	тара (невозвратная) и упаковка	0,00
9	Затраты на оплату труда основных производственных рабочих – всего : в том числе	96,35
10	основная заработная плата	87,12
11	дополнительная заработная плата (10,6%)	9,23
12	Отчисления на социальные нужды (34,2%)	32,95
13	Специальные затраты	0,00
14	Общепроизводственные расходы (130%)	113,25
15	Прочие производственные затраты – всего в том числе	0,00
16	командировочные расходы	0,00
17	Производственная себестоимость	411,07
18	Внепроизводственные расходы	0,00
19	Полная себестоимость	411,07
20	Прибыль	61,66
21	Договорная оптовая цена	472,73

3.4 Расчет технико-экономических показателей

Для проведения оценки использования производственных (материальных, трудовых и финансовых) ресурсов необходим расчет ряда показателей:

а) объем товарной продукции V_T принимаем равной стоимости готовой продукции, предназначенной для реализации по отпускной (свободной, оптовой) цене, определяемой по формуле (27):

$$V_T = C_{\text{опт}} \cdot A_T = 472,73 \cdot 100 = 47272 \text{ тыс.руб.}; \quad (27)$$

б) объем реализованной продукции (V_p). В плане V_p есть стоимость готовых изделий и полуфабрикатов собственного производства, а также услуг промышленного характера, которые будут оплачены потребителями в планируемом периоде. Объем реализованной продукции определяется по формуле (28):

$$V_p = V_T + (O_n - O_k) = 47373 \text{ тыс. руб.}; \quad (28)$$

где V_T – объем товарной продукции;

O_n, O_k – остатки нереализованной товарной продукции на складе и в пути к потребителю соответственно на начало и конец планируемого года.

Примечание. В данной работе изменение остатков нереализованной продукции не учитывать;

в) объем валовой продукции (V_B). Общий объем валовой продукции - производство за планируемый период, а также объем работ (услуг) на сторону, своему капитальному строительству, своим непромышленным хозяйствам независимо от степени готовности. Таким образом, валовая продукция кроме товарной учитывает еще и изменения остатков незавершенного производства будет определена по формуле (29):

$$V_B = V_T + (H_k - H_n) = 47273 + 52000 = 99273 \text{ тыс. руб.}, \quad (29)$$

где V_T – объем товарной продукции;

H_n, H_k – остатки незавершенного производства соответственно на конец и начало планируемого периода.

При расчете объема валовой продукции принимаем, что изменение незавершенного производства составит 10 % от величины его норматива.

г) расчет прибыли и рентабельности. Прибыль от реализации продукции определяется как разность отпускной цены детали и плановой ее полной

										Лист
										57
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ					

себестоимости с учетом годовой программы выпуска, т.е. балансовой прибыли предприятия (Π_6) по формуле (30):

$$\Pi_6 = (C_{отп} - C_{пол}) \cdot A_G = (472,73 - 411,07) \cdot 100 = 6166 \text{ тыс. руб.} \quad (30)$$

где $C_{отп}$ – отпускная цена детали;

$C_{пол}$ – полная себестоимость детали,

A_G – годовая программа предприятия по выпуску.

Прибыль, оставшаяся на предприятии после вычетов налогов и обязательных платежей, называется чистой или расчетной прибылью (Π_p). При расчете чистой (расчетной) прибыли принимаем, что ставка налога на прибыль ($C_{н.приб}$) составляет 24 %, норматив платы за фонды (среднегодовая стоимость и нормируемые оборотные средства) равен 0 %, кредитом в банке предприятие не пользовалось, фиксированными платежами в бюджет не облагается. С учетом этих допущений расчетная прибыль определяется по формуле (31):

$$\Pi_p = (1 - C_{н.приб}) \cdot \Pi_6 = 0,76 \cdot 6166 = 4686 \text{ тыс. руб.} \quad (31)$$

3.5 Оценка коммерческой состоятельности инвестиционного проекта

Необходимо дать коммерческую оценку целесообразности усовершенствования. В общем случае, капитальные вложения (инвестиции) $K_{сум}$, исходя из формулы (32), могут включать в себя:

$$K_{сум} = K_{пр} + K_{сопр} + K_{НИР}, \text{ тыс. руб.} \quad (32)$$

где $K_{пр}$ – прямые капитальные вложения, руб.;

$K_{сопр}$ – сопряженные капитальные вложения в участок, руб.;

$K_{НИР}$ – капитальные вложения, обусловленные проведением научно-исследовательских работ (НИР).

									Лист
									58
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ				

В дипломной работе рассматриваются реальные (капиталообразующие) инвестиции, при этом, как правило, учитываются только прямые капитальные вложения $K_{пр}$, которые численно равны вложениям в основные производственные фонды.

Сопряженные капитальные вложения в участок найдем по формуле (33) в участок:

$$K_{сопр} = 0,2 \cdot C_{пол} \cdot A_T \quad (33)$$

Затраты на НИР можно принимать на уровне 200 % от $K_{пр}$.

$$K_{сум} = 300 + (0,2 \cdot 411,07 \cdot 100) + 600 = 9121,4 \text{ тыс. руб.}$$

Для определения экономической целесообразности осуществления инвестиционного проекта используется система показателей.

Под простой (минимальной) нормой прибыли понимается наименьший гарантированный уровень доходности, найденный по формуле (34). При использовании этого метода средняя за период жизни проекта, например один год, расчетная (чистая) прибыль сопоставляется со средними инвестициями в проект.

$$\text{ПНП} = \Pi_p / K_{сум} = 4686 / 9121,4 = 0,5. \quad (34)$$

Срок окупаемости – это минимальный временной интервал (от начала осуществления инвестиционного проекта), за пределами которого суммарный эффект становится равным нулю и остается в дальнейшем положительным. При этом весь объем получаемых проектом денежных средств (от реализации продукции), к которым относятся суммы прибыли и амортизации, засчитываются как возврат на первоначально инвестированный капитал. Расчет проводится путем постепенного, шаг за шагом, вычитания из общего объема капитальных затрат суммы амортизационных отчислений и чистой прибыли за очередной интервал

										Лист
										59
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ					

времени планирования (год). Интервал, в котором остаток становится отрицательным, означает искомый «срок окупаемости», определяемой формулой 35:

$$T_{ок} = K_{сум} / П_p + \Phi_{амор}, \text{ лет,} \quad (35)$$

где $П_p$ – расчетная (чистая) прибыль;

$\Phi_{амор}$ – сумма (фонд) амортизационных отчислений.

Результаты и затраты, связанные с осуществлением инвестиционного проекта, рассчитываются с дисконтированием или без него. Соответственно получаются два различных «срока окупаемости». В дипломной работе определяем срок окупаемости без учета дисконтирования результатов и затрат, показанных на рисунке 3.1.

$$T_{ок} = 9121,4 / 4686 = 1,9 \text{ года.}$$

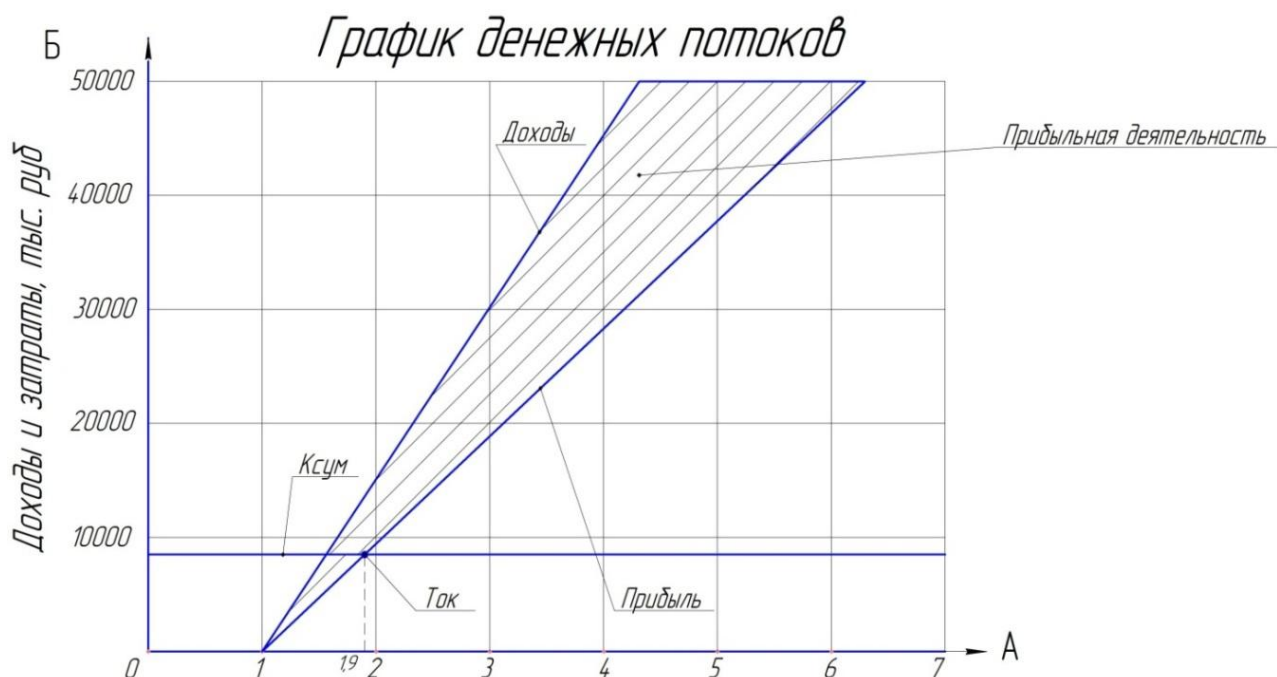


Рисунок 3.1 – Определение срока окупаемости

Цель расчета «точки безубыточности проекта» – определить критический объем производства ($A_{кр}$), при котором прибыль становится нулевой, так как

выручка от реализации совпадает с издержками производства. Сравнение $A_{кр}$ (точка безубыточности) с планируемым объемом производства ($A_{г}$) позволяет определить «запас прочности производства», представлена на рисунке 3.2. Точку безубыточности проекта определяют по формуле (36):

$$A_{кр} = B / Ц_{отп}, \text{ шт.}, \quad (36)$$

где B – условно-постоянные издержки на весь выпуск, руб./год.;

$Ц_{отп}$ – отпускная цена предприятия, руб./шт.;

$$A_{кр} = 40807 / 472,73 = 86 \text{ шт.}$$

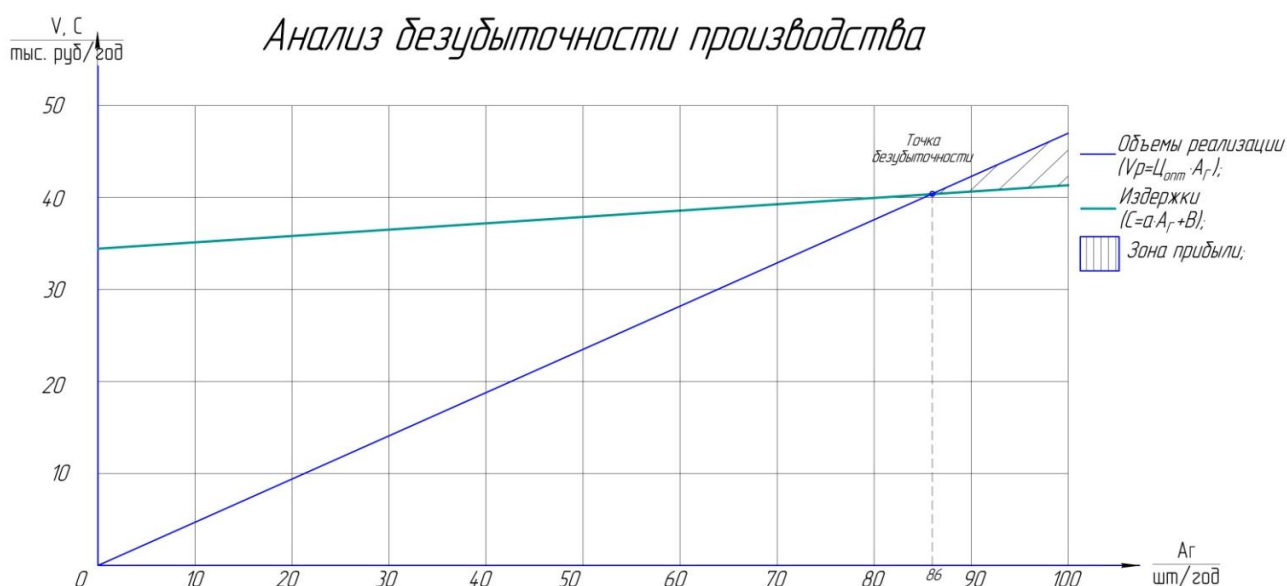


Рисунок 3.2 – Определение точки безубыточности

Для оценки рассчитанного значения $A_{кр}$ и фактической программой выпуска $A_{г}$ следует определить относительный запас прочности (%) по формуле (37):

$$\delta = \frac{A_{г} - A_{кр}}{A_{г}} \cdot 100 \quad (37)$$

$$\delta = \frac{A_r - A_{кр}}{A_r} \cdot 100 = \frac{100 - 86}{100} \cdot 100 = 14\%$$

Запас прочности показывает, на сколько процентов можно снизить объем производства и реализации продукции без угрозы его финансового положения.

Чистый дисконтный доход (ЧДД) определяется по формуле (38):

$$\text{ЧДД} = \sum_{t=1}^T (R_t - Z_t) \cdot \frac{1}{(1+E)^t} - K'_H = \sum_{t=1}^3 \Pi_p \cdot \frac{1}{(1+0,15)^t} - K'_H. \quad (38)$$

В общем случае, при $t_k > 1$, определим по формуле (39):

$$K'_H = \sum_{t=0}^{t_k} K_t \cdot \frac{1}{(1+E)^t}, \quad (39)$$

где K_t – капиталовложения t -го шага (года).

При принятом в дипломной работе условии – капиталовложения производятся за один шаг, $t_k = 1$, $K'_H = K_H = K_{\text{сум}}$, тогда чистый дисконтированный доход за период действия проекта определяется по формуле (40):

$$\text{ЧДД} = \sum_{t=1}^T \Pi_p \cdot \frac{1}{(1+0,15)^t} - K_H = \sum_{t=1}^3 \Pi_p (0,870 + 0,756 + 0,658) - K_H = 2,28 \Pi_p - K_{\text{сум}}. \quad (40)$$

Подставив вычисленные значения получи что:

$$\text{ЧДД} = 2,28 \cdot 4686 - 9121,4 = 1562,7 \text{ тыс. руб.}$$

									Лист
									62
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ				

Индекс рентабельности (ИР) проекта показывает, сколько единиц современной величины денежного потока приходится на единицу предполагаемых первоначальных затрат, т.е. представляет собой отношение суммы приведенных эффектов к величине капиталовложений. Этот метод является, по сути, следствием метода чистой современной стоимости. В отличие от чистого приведенного эффекта ИР является относительным показателем. Благодаря этому он удобен при выборе одного проекта из ряда альтернативных, имеющих примерно одинаковое значение NPV – чистой приведенной стоимости. Для расчета показателя ИР в дипломной работе с учетом ряда допущений (капиталовложения осуществляются в начальный период и за счет собственных средств, получаемые ежегодные эффекты постоянны, ликвидационную себестоимость не учитываем, горизонт расчета 3 года) индекс рентабельности (доходности) определяется по формулам (41), (42), (43):

$$ИР = \frac{1}{K_{\text{сум}}} \cdot (\Pi_p + \Phi_{\text{амор}}) \cdot \frac{(1+E)^T - 1}{E \cdot (1+E)^T}, \quad (41)$$

далее

$$ИР = \frac{1}{K_{\text{сум}}} \cdot \sum_{t=1}^3 \Pi'_t \cdot \frac{1}{(1+E)^t}, \quad (42)$$

где $\Pi'_t = \Pi_p$.

$$ИР = \frac{1}{K_{\text{сум}}} \sum \Pi_p \frac{1}{(1+E)^t} = \frac{1}{9121,4} \cdot \frac{4686}{(1+0,15)} = 4,47 \quad (43)$$

где $E = 0,15$ – принятая величина дисконта.

Если величина индекса рентабельности (доходности) ИР (PI) > 1 , то современная стоимость денежного потока проекта превышает первоначальные инвестиции, обеспечивая тем самым наличие положительной величины чистой приведенной стоимости (NPV), т.е. проект следует принять. Основные технико-экономические параметры представлены в таблице 3.4.

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Таблица 3.4 – Техничко-экономические показатели проекта

Наименование показателей	Единица измерений	Численное значение
Годовая программа	шт.	100
Производственная себестоимость	руб.	411,07
Оптовая цена	руб.	472,73
Годовой доход (V_p)	тыс. руб.	47373
Прибыль	тыс. руб.	4686
Инвестиции	тыс. руб.	9121,4
Простая норма прибыли	%	5
Срок окупаемости	Год	1,9
Точка безубыточности	шт.	86
Чистый дисконтированный доход	тыс. руб.	1562,7
Индекс рентабельности	%	4,47

Вывод по разделу четыре: В данном разделе представлена оценка рынка сбыта данного изделия. Выполнен расчет затрат на изготовление и определена себестоимость бортового турбодетандера. Рассчитана себестоимость изделия. Дана оценка коммерческой состоятельности и эффективности инвестиций. Построены графические зависимости анализа безубыточности производства и график денежных потоков.

4 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

4.1 Область применения

Модернизируемый агрегат кондиционирования воздуха ПК2Т (в дальнейшем по тексту – АК) (Рисунок 4.1) предназначен для обеспечения необходимого микроклимата на рабочих местах различных объектов вооружения и техники, создания комфортного температурного фона для членов экипажа и поддержания температурного диапазона для устойчивой работы электрооборудования.

Модернизируемый в данной работе агрегат кондиционирования, используется в таких образцах вооружения и военной технике как:

- 1) СПУ «Искандер» и «Искандер – М»;
- 2) САУ 2С19 МСТА;
- 3) береговой ракетный комплекс «Бал»;
- 4) танк т-72, а так же машин, разработанных на их базе;
- 5) различных систем поддержания температурного режима;
- 6) перспективных и разрабатываемых в данный момент образцов вооружения и военной техники.

					<i>23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						65
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

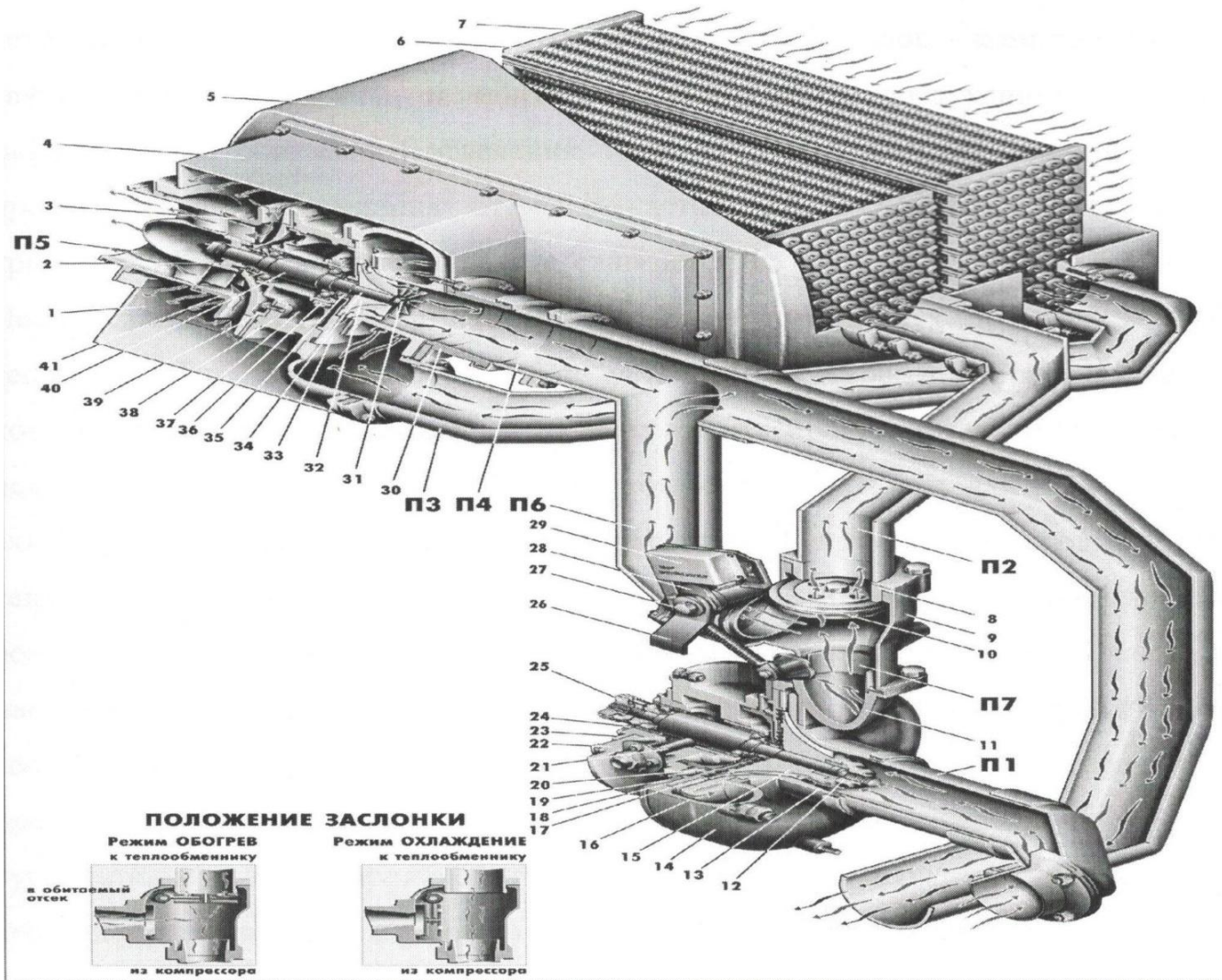


Рисунок 4.1 – Устройство агрегата кондиционирования

1 – Кожух турбодетандера; 2 – колесо вентилятора; 3 – корпус входной; 4 – Приставка кондиционерная; 5 – теплообменник; 6 – доска трубная; 7 - трубка оребренная; 8 – фланец; 9 – заслонка; 10 – двойной обод; 11 – улитка; 12 – вал; 13 – диск покрывной; 14 – компрессор приводной; 15 – крыльчатка; 16 – улитка; 17 – диффузор; 18 – втулка лабиринт; 19 – корпус; 20 – кольцо уплотнительное; 21 – форсунка; 22 – корпус; 23 – корпус подшипников; 24 – крышка; 25 – колесо зубчатое; 26 – ручка; 27 – рычаг; 28 – кулачок; 29 – датчик; 30 – переходник; 31 – гайка; 32 – колесо турбины; 33 – аппарат сопловой; 34 – вал; 35 – кольцедержатель; 36 – вставка; 37 – турбодетандер; 38 – корпус; 39 – корпус подшипников; 40 – ротор; 41 – корпус входной

Кондиционер предназначен для охлаждения воздуха в обитаемом отделении летом и обогрева зимой. Он состоит из двух основных узлов – компрессора и АК, связанных между собой и обитаемым отделением воздуховода. Воздух, забираемый из обитаемого отделения, проходит через щелевой фильтр, с целью предварительного отделения от него частиц пыли. Далее он поступает на крыльчатку колеса компрессора, где сжимается до рабочего давления $2_{-0,1}$ кг/см². После сжатия и подогрева в компрессоре горячий воздух подаётся в трубки теплообменного аппарата, где мной установлены турболизаторы, применение которых позволит в значительной мере повысить производительность системы в целом, и тем самым обеспечить более комфортные условия для работы членам экипажа при любых температурных условиях окружающей среды. Трубки теплообменного аппарата охлаждаются атмосферным воздухом, просасываемым вентилятором, установленным на валу турбины турбодетандера. После охлаждения нагнетённого компрессором воздуха атмосферный воздух пройдя через теплообменник, сбрасывается обратно в атмосферу. Далее, горячий, но предварительно охлаждённый воздух подаётся на крыльчатку турбины турбодетандера, где и происходит окончательное охлаждение воздуха, вследствие его расширения в каналах турбины и придавая ей вращательное движение, через вал передающегося на вентилятор прососа холодного воздуха. После расширения в турбине охлаждённый воздух подаётся в обитаемое отделение. Холодный же воздух, просасываемый через теплообменник, возвращается обратно в атмосферу.

АК должен удовлетворять требованиям ГОСТ Р 50993-96 [30].

АК должен устойчиво работать при следующих режимах эксплуатации:

- температура окружающего воздуха от минус 50 до 50°С;
- относительная влажность воздуха до 98% при температуре 30°С;
- атмосферное давление от 640 до 1060 гПа (от 480 до 800 мм рт.ст.);
- кратковременные, ускорения от ударов в любой плоскости бg;
- постоянные крены и дифференты до 40 градусов;
- без пылезащитного устройства.

					<i>23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						67
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

4.2 Идентификация опасностей и оценка риска

4.2.1 Шум агрегата кондиционирования

4.2.1.1 Механический шум

Источником шума в АК являются узлы и агрегаты установки (компрессор, ротор, турбодетандер, вентилятор). Нормирование проводится по ГОСТ 12.1.003 – 83 [31].

Уровень звука механического шума турбодетандерного кондиционера определяется по формуле (48) [32]:

$$L_M = 30 \lg n + 10 \lg N_e, \quad (48)$$

где n - частота вращения вала, мин^{-1} ;

N_e - номинальная мощность вырабатываемая турбиной детандера л. с.

$$L_M = 30 \lg 50000 + 10 \lg 10,5 = 102,5 \text{ дБ.}$$

Снижение механического шума осуществляется за счет расширения потока газов, обеспечивающего нормальные условия труда на рабочем месте. Так же они должны быть снабжены устройствами, препятствующими распространению шума. В модернизируемой установке в качестве защитного кожуха используется металлический корпус самого АК, либо корпус (негусеничная полка) объекта ВВТ. По согласованию с заказчиком, предусматривается установка звукопоглощающих материалов на внутренней поверхности защитного корпуса. В данной работе не предусматривается установка звукопоглощающие материалов. Суммарный уровень шума определяем по кривой логарифмического суммирования шума.

					<i>23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		68

4.2.1.2 Аэродинамический шум

В АК аэродинамический шум возникает при работе центробежного компрессора, а также благодаря газодинамическим (гидравлическим) процессам.

Уровень звук аэродинамического шума всасывания центробежного компрессора определяется по формуле (41):

$$L_{bc} = 50 \lg u + 3, \text{ дБ} \quad (49)$$

где u - окружная скорость на наружном диаметре колеса компрессора. По экспериментальным данным $u = 215 \text{ м/с}$.

$$L_{bc} = 50 \lg 215 + 3 = 119,6, \text{ дБ}$$

Таблица 4.1 – Предельно допустимые уровни звукового давления, уровни звука и эквивалентные уровни звука для основных видов трудовой деятельности и рабочих мест (Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.562–96) [33]

Вид трудовой деятельности, рабочее место	Уровни звукового давления, дБ в октановых полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука и эквивалентные уровни звука, дБ
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Рабочие места водителей и обслуживающего персонала тракторов, строительно-дорожных машин и др. машин	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Примечание. Запрещается даже кратковременное пребывание в зонах с уровнями звукового давления свыше 135дБ.

4.2.2 Турбодетандерные установки являются источником вибрации, неблагоприятно воздействующей на экипаж машины[34].

Вибрационной характеристикой турбодетандера являются средние квадратичные значения уровней виброскорости в третьоктавных полосах частот в вертикальном L_B и в горизонтальном L_T направлениях. Определяются они по эмпирическим формулам.

Для турбодетандерной установки среднеквадратичные уровни виброскорости находятся по формулам (44) и (45):

$$L_B = 20 \frac{V}{5 \cdot 10^{-8}}; \quad (44)$$

$$L_T = L_B + 2, \quad (45)$$

где V - среднее квадратическое значение виброскорости, м/с.

$$L_B = 20 \lg \frac{5,75 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 10^{-8}} = 101,21;$$

$$L_T = 101,21 + 2 = 103,21.$$

Согласно СН 2.2.4/2.1.8.566-96 [35], величины L_B и L_T не должны превышать 116дБ. Значения виброскорости категории 1-транспортной приведены в таблице 4.2.

Средние квадратические уровни виброскорости в соответствующих направлениях определяются по формулам (46) и (47):

$$L_B' = L_B + 3 = 101,21 + 3 = 104,21 \quad (46)$$

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$L_T' = L_T + 3 = 103,21 + 3 = 106,21 \quad (47)$$

Значение вибрации определяется по СН 2.2.4/2.1.8.566-96 (табл. 4.2).

Таблица 4.2– Предельно допустимые значения вибрации рабочих мест категории 1 – транспортной (Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.566-96) [46]

Среднегеометрические частоты полос, Гц	Предельно допустимые значения виброскорости							
	м/с · 10 ⁻²				дБ			
	в 1/3 октаве		в 1/1 октаве		в 1/3 октаве		в 1/1 октаве	
	Z ₀	X ₀ , Y ₀	Z ₀	X ₀ , Y ₀	Z ₀	X ₀ , Y ₀	Z ₀	X ₀ , Y ₀
0,8	14,0	4,50			129	119		
1,0	10,0	3,50	20,0	6,30	126	117	132	122
1,25	7,10	2,80			123	115		
1,6	5,00	2,20			120	113		
2,0	3,50	1,78	7,10	3,50	117	111	123	117
2,5	2,50	1,78			114	111		
3,15	1,79	1,78			111	111		
4,0	1,30	1,78	2,50	3,20	108	111	114	116
5,0	1,00	1,78			106	111		
6,3	0,79	1,78			104	111		
8,0	0,63	1,78	1,30	3,20	102	111	108	116
10,0	0,63	1,78			102	111		
12,5	0,63	1,78			102	111		
16,0	0,63	1,78	1,10	3,20	102	111	107	116
20,0	0,63	1,78			102	111		
25,0	0,63	1,78			102	111		
31,5	0,63	1,78	1,10	3,20	102	111	107	116
40,0	0,63	1,78			102	111		
50,0	0,63	1,78			102	111		

Продолжение таблицы 4.2

63,0	0,63	1,78	1,10	3,20	102	111	107	116
------	------	------	------	------	-----	-----	-----	-----

80,0	0,63	1,78			102	111		
Корректированные и эквивалентные корректированные значения и их уровни			1,10	3,20			107	116

4.2.3 Пожаро- и взрывоопасность агрегата кондиционирования

Пожаро – и взрывоопасность системы кондиционирования определяется применением горючесмазочных материалов по ГОСТ 12.1.010-76 [37].

В системе смазки турбодетандера применяются масла:

- 1) основное – ИПМ–10 ТУ 38.1011299 [38];
- 2) дублирующие – ВНИИ НП–50–1–4ф ГОСТ 13076 [39], или ВНИИ НП–50–1–4у ТУ 38. 401-58-12 [40];
- 3) резервное – МС–8п ОСТ 38.01163 [41] или МС–8рк ТУ 38.1011181 [42], или М–16ИХП–3 (М16–В₂), МТЗ–10П (М–6з/10–Б₂) ГОСТ 25770 [43], или М–12 В₂РК ТУ 38.401 594–86 [44], или МТ–16П ГОСТ 6360 [45], или М8 В2 ТУ 38.4015-95 [46].

Согласно техническому описанию, не допускается подтекания масла и топлива через уплотнения и стыки трубопроводов, деталей и узлов кондиционера.

В соответствии с ПОТ Р О-112-001-95 [47] масла используемые в системе смазки турбодетандера имеют температуры самовоспламенения гораздо ниже температур возникающих в АК во время его эксплуатации, что косвенно подтверждает пожаробезопасность агрегата в целом. Характеристики воспламенения масел представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Характеристики пожаро- и взрывоопасных свойств масел(ПОТ Р О-112-001-95)

Вещество	Температура °С		Предел воспламенения с воздухом	
	Вспышки	самовоспламенения	Температурный °С	Концентрационный % (по объему)

1	2	3	4	5	6	7
Масла минеральн ые:						
Авиацион ное МК-22	259	380	228	254	-	-
автол 10	167	340	154	193	-	-
Вазелино вое	187	290	124	190	-	-
Висцино вое	172	385	143	171	-	-
индустриал ьное 12	164	280	125	175	-	-
индустриал ьное 50	200	380	146	191	-	-
приборное МВП	135	300	119	159	-	-
МС-8	217	340	187	225	-	-
турбинное ИМП-10	184	400	148	182	-	-
турбинное НП-50-1-4	204	500	148	187	-	-
цилиндрово е 11	197	350	170	210	-	-

4.2.4 Вредные вещества

Воздействие масел на организм человека

При разгерметизации частей АК, например нарушения целостности лабиринтного уплотнения компрессора, или повреждения масляной системы может возникнуть утечка масла, что приведёт к загрязнению окружающей среды.

Наибольшую опасность при работе с маслами представляют масляные туманы и пары масла. При вдыхании масляного тумана наблюдается общая слабость, усталость, рвота, головная боль. Все нефтяные масла представляют реальную угрозу здоровью для человека и особенно в условиях, когда возможно образование масляного тумана. При наличии в маслах серы могут возникать

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		73

условия для выделения сероводорода, который вызывает отравление с мгновенной потерей сознания [48].

Предельная допустимая концентрацией масла в охлаждаемом воздухе нормируется ГН 2.2.5.1313-03 [49]. В нем указаны предельные концентрации основных используемых нефтепродуктов, содержащихся в промышленном воздухе рабочих мест, при которых допускается проведение работ на загрязненных нефтепродуктами рабочих местах. Предельные концентрации нефтепродуктов в воздухе представлены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны

Наименование № CAS	вещества,	ПДК, мг/м ³	Характеристика вещества
Бензин (растворитель, топливный)		100	п, 4 класс
Керосин (в пересчете на С) [8008-20-6]		300	п, 4 класс
Уайт-спирт (в пересчете на С) [8052-41-3]		300	п, 4 класс
Нефрас (в пересчете на С) [С150/200]		100	п, 4 класс
Масла минеральные нефтяные [8042-47-5]		5	а, "+", 3 класс

4.3 Меры направленные на снижение риска

4.3.1 Снижение риска получения тавм органов слуха экипажа, достигается установкой АК в специальном отсеке, на внешнем корпусе машины, отдельным от обитаемого броневым листом. Отсек проклеивается специальной шумопоглощающей. Так же при работе на машине и выполнении поставленных задач, экипаж обязан использовать шлемофоны, что позволяет снизить уровень шума.

4.3.2 Для улучшения мер безопасности доступ к АК снабжен датчиком, благодаря которому при открытии люка, система автоматически отключается.

4.3.3 Взрывоопасность АК обеспечена мерами взрывопредупреждения и взрывозащитными организационными и организационно-механическими

мероприятиями. Согласно ГОСТ 12.1.010-86 [50]. В случае если невозможно применить меры взрывопреупреждения происходит отказ от дальнейшего производства и последующей эксплуатации данного изделия.

4.3.4 В конструкции АК отсутствуют элементы, при работе которых могут возникнуть повышение температуры, т.к. принцип его работы связан с закнутым режимом вентиляции рабочего пространства обитаемого отсека машины.

4.4 Информация пользователю

4.4.1 Персонал, принимающий участие в обслуживании системы кондиционирования, должен быть обучен и проинструктирован о мерах, обеспечивающих безопасную и безаварийную работу, согласно «техническому описанию и инструкции по эксплуатации АПК40ТМ»

4.4.2 Запрещается эксплуатация машины с открытым люком АК

4.4.3 Запрещается использование неисправного инструмента при ремонтных и регулировочных работах.

В целом можно отметить, что конструкция системы кондиционирования соответствует требованиям и положениям действующих в электротехнике и машиностроении инструкций по безопасности при производстве, испытаниях и эксплуатации.

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		75

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Испытания агрегата кондиционирования, с целью наглядного представления результатов проведенной модернизации, были проведены на испытательном стенде ОАО СКБ «Турбина» в составе агрегата питания и кондиционирования АПК40Т [51]. Модернизация теплообменника агрегата кондиционирования ПК была проведена СКБ «Турбина».

Целью испытания была предварительная оценка работоспособности и эффективности модернизированного теплообменника. Оценка параметров микроклимата и теплоощущений экипажа не производилась

Испытания проведены при стоянке изделия с закрытыми люками с работающим на охлаждение кондиционером в течении одного часа. При этом, испытатели находились на рабочих местах.

Предварительно произведен разогрев обитаемого отделения при работе кондиционера на обогрев до температур воздуха на рабочих местах примерно 43...48. Разогрев производился при работе кондиционера повторными циклами. При повышении температуры воздуха до 50-55 °С кондиционер выключался, а при понижении температуры до 30-35°С включался вновь. Общее время работы при разогреве составило примерно 1 час.

Метеоусловия при испытаниях были следующие:

- температура наружного воздуха t_n составляла от 23°С в начале испытаний до 21,5°С в конце испытаний;

- относительная влажность воздуха ϕ составляла 60%;

При испытаниях измерялись:

- температура охлажденного воздуха на входе в обитаемое отделение $t_{\text{вых}}^{\circ}\text{C}$;

- относительная влажность воздуха в центре обитаемого отделения $\phi, \%$;

- температуры воздуха $t_{\text{вод}}^{\Gamma}, t_{\text{ком}}^{\Gamma}, t_{\text{опер}}^{\Gamma}, \text{°C}$ в зонах расположения головы, соответственно, водителя, командира, оператора (на уровне 750±50 от подушки сидения);

- температуры воздуха $t_{\text{вод}}^{\text{H}}, t_{\text{ком}}^{\text{H}}, t_{\text{опер}}^{\text{H}}, \text{°C}$ в зонах расположения ног, соответственно, водителя, командира, оператора;

										Лист
										76
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ					

- время работы кондиционера, мин.

Измерение температуры воздуха, относительной влажности воздуха, скорости ветра производились метеометром МЭС-2.

Визуально оценивались:

- наличие конденсата(влаги) в выходных патрубках подвода воздуха в обитаемое отделение;

- наличие влаги на оборудовании и приборах.

Результаты измерений температур и относительной влажности воздуха в обитаемом отделении во время испытаний приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Результаты испытаний кондиционерной приставки с модернизированным теплообменником в составе изделия.

τ	$t_{\text{вых}}$	$t_{\text{вод}}^{\Gamma}$	$t_{\text{ком}}^{\Gamma}$	$t_{\text{опер}}^{\Gamma}$	$t_{\text{вод}}^{\text{H}}$	$t_{\text{ком}}^{\text{H}}$	$t_{\text{опер}}^{\text{H}}$	Φ
мин								%
0	45,8	47,8	47,2	46,6	47,3	47,0	46,1	42,2
5	20,2	38,5	38,5	38,3	38,4	38,6	37,0	45,5
10	20,0	36,0	37,8	36,2	35,9	35,7	33,3	48,8
15	17,8	32,2	33,1	34,1	31,1	32,7	32,2	51,0
30	15,5	29,1	30,3	31,8	28,1	29,6	30,7	47,4
40	15,3	27,5	28,6	28,4	26,3	27,1	29,9	48,2
50	14,6	26,2	27,1	27,3	25,4	26,2	28,5	48,9
60	14,3	24,1	25,4	26,1	23,4	24,6	27,4	49,0

При испытаниях, за один час работы кондиционера на охлаждение температура воздуха в районе входа охлажденного воздуха в боевое отделение $t_{\text{вых}}$ уменьшилась с 45,8°C до 14,3°C. Температура воздуха в зонах ног членов экипажа уменьшилась с 46,1...47,3°C до 23...27°C.

В начале работы кондиционера в режиме охлаждения обнаружено, что из влагоотделителя в патрубки охлажденного воздуха поступает незначительная часть конденсированной жидкости, начала незначительно увеличиваться влажность.

Начиная примерно с 5-ой минуты опыта вынос воды в мелкораспыленном виде прекратился. Произошло незначительное осаждение конденсата на приборных панелях (верхний правый угол панели).

Через 10 минут прекратился рост влажности в обитаемом отделении. Запотевание и дальнейшее продолжение осаждения конденсата на приборах и внутренних поверхностях обитаемого отделения прекратилось. Из влагоотделителя, установленного на входе в обитаемое отделение, наблюдается неустойчивая струйка воды.

К 15 минуте относительная влажность снизилась до 47,4%, с 30 минуты до конца опыта относительная влажность составляла практически постоянной – 48...49% (при продолжавшемся понижении температуры воздуха в обитаемом отделении).

К 50 минуте струйка воды прекратилась, началось капельное отделение во влагоотделителе.

Таким образом, проведенные испытания макетного образца модернизируемой кондиционерной приставки показали следующее:

- в сравнении с серийно производимыми теплообменниками, данный теплообменник показал более высокие показатели холодопроизводительности.
- показатель вибрации и звукового давления находится в пределах санитарных норм.
- повышение значений аэродинамических шумов в результате установки турбулизаторов не выявлено.
- влагоотделитель обеспечивает частичное отделение конденсируемой влаги из охлаждаемого воздуха (отделено 820 мл за один час).

В результате проделанной работы можно сделать вывод, что модернизация данного агрегата кондиционирования возможна. Опытным путем доказано, что повышение турбулизации потока и увеличение внутренней поверхности теплообмена повышает степень рекуперации теплообменника, и как следствие повышение эффективности всей системы в целом. Данная модернизация не

					<i>23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		78

является дорогостоящей и не требующей дополнительного обучения обслуживающего персонала.

Преимуществом данного варианта модернизации серийно выпускаемого теплообменника системы кондиционирования воздуха, является то, что она позволит более эффективно охлаждать подаваемый в обитаемые отделения машины воздух, в сравнении с серийно выпускаемой АК со стандартным трубчатым воздуховоздушным теплообменником. Внесение серьезные конструктивных изменений, в таких сложных узлах и агрегатах, как компрессор и турбодетандер, при рассмотренном в работе варианте модернизации не потребуются. Модернизированный теплообменник будет полностью взаимозаменяемым с серийно выпускаемым.

					<i>23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						79
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 [http://ru.wikipedia.org/wiki/система кондиционирования воздуха/](http://ru.wikipedia.org/wiki/система_кондиционирования_воздуха/).
- 2 <http://www.skб-turbina.com/o-kompanii>.
- 3 <http://www.skб-turbina.com/o-kompanii/istorija-predpriyatija>.
- 4 <http://www.skб-turbina.com/o-kompanii/predpriyatie-segodnja>.
- 5 Техническое описание и инструкции по эксплуатации АПК40ТМ.00.00.000 ТО. – Челябинск: СКБ «Турбина», 2000г., 167с.
- 6 Холодильная техника и технология: Методические указания / сост. Б. И. Попов, А. Л. Мельников. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2003. – 57 с.
- 7 ТУ 38.10112-99. Масло авиационное ИПМ–10. Технические условия. – М.: Стандартиформ, 2010. – 45 с.
- 8 ГОСТ 13076 – 98. Масло синтетическое ВНИИ НП 50-1-4ф. Технические условия. – М.: Издательство стандартов. 2003. – 15 с.
- 9 ТУ 38.401-58-12. Масло ВНИИ НП 50-1-4У синтетическое дизфирное. Технические условия. – М.: Стандартиформ, 1991. – 32 с.
- 10 ОСТ 38.01163. Масло МС – 8П авиационное. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 15 с.
- 11 ТУ 38.10111-81. Масло МС-8рк. Рабоче-консервационное масло на базе масла МС-8п. Технические условия. – М.: Стандартиформ, 1991. – 42 с.
- 12 ГОСТ 25770-83 Масла моторные для быстроходных дизелей транспортных машин. Официальное издание, сборник ГОСТов. – М.: Стандартиформ, 2011. – 19 с.
- 13 ГОСТ 25770-83. Масла моторные для быстроходных дизелей транспортных машин. Технические условия. Издание официальное. М.: Стандартиформ, 2001. – 14 с.
- 14 ТУ 38.401 594–86. Масло моторное М12В2РК. Всесезонное рабоче-консервационное. Технические условия. – М.: Стандартиформ, 2006. – 42 с.
- 15 ГОСТ 6360-83. Межгосударственный стандарт масла МТ-16П и М-16ПЦ. Масло моторное всесезонное рабоче-консервационное. Технические условия. – М.: Стандартиформ, 2000. – 27 с.

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

- 16 ТУ 38.4015-95. Масло дизельное М-8В 2. Технические условия. – М.: Издательство стандартов, 2002. – 32 с.
- 17 ГОСТ В 25803-83. Радиопомехи промышленные от оборудования и объектов военного назначения. Нормы и методы испытаний. – М.: Издательство стандартов, 1999. – 14 с.
- 18 ГОСТ В 21951-76. Механические колебания. Предельно допустимые значения вибрации на рабочем месте человека–оператора. – М.: 1993. – 24 с.
- 19 Технический акт 67/04 – 2003 «Результаты испытаний агрегата питания и кондиционирования АПК40Т №ЧЗ6ХТ0002», СКБ «Турбина», г. Челябинск, 2003г., – 14с.
- 20 Техническое описание и инструкции по эксплуатации АПК40ТМ.00.00.000 ТО. – Челябинск: СКБ «Турбина», 2000г., – 167с.
- 21 Михеев, М. А., Михеева, И. М., Основы теплопередачи. – 2-е изд., стереотип. – М.: Энергия, 1977. – 344с.
- 22 Основы криогенной техники: Курс лекций по дисциплине «Основы криогенной техники» / КГТУ им. И. Раззакова; сост. С.В. Кочнека. – Б.: ИЦ «Техник», 2009. – 64 с.
- 23 Холодильная техника и технология: Методические указания / сост. Б. И. Попов, А. Л. Мельников. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2003. – 57 с.
- 24 Кэйс, В. М., Лондон, А.Л., Компактные теплообменники. – 2-е изд., пер. с англ. под редакцией Ю.В. Петровского. – М.: Энергия, 1977. – 224с.
- 25 Миллер, Е.А., Описание программы «Расчет характеристик воздухоохладителя», предприятия Р – 6197, Челябинск, 1984. – 37с.
- 26 Микулин, Е. И. Криогенная техника. – М.: Машиностроение, 1969. – 272с.
- 27 Покровский, Г. П. Топливо, смазочные материалы и охлаждающие жидкости: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальностям «Двигатели внутреннего сгорания» и «Автомобили и тракторы». – М.: Машиностроение. 1985. – 200 с.

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
						81
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

- 28 Петрова, А.П, Термостойкие клеи, – М.: Химия, 1977. –198 с.
- 29 Заслонов, В. Г. Организационно – экономическая часть дипломного проекта: Учебное пособие. / В. Г. Заслонов – Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2004 г. – 66 с.
- 30 ГОСТ Р 50993-96 Автотранспортные средства. Системы отопления, вентиляции и кондиционирования. Требования к эффективности и безопасности. Госстандарта России 1996 г. – 228 с.
- 31 ГОСТ 12.1.003 – 83. Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности. – М.: Стандартинформ, 2008. – 13 с.
- 32 Техническое описание и инструкции по эксплуатации АПК40ТМ.00.00.000 ТО. – Челябинск: СКБ «Турбина», 2000г., – 167с.
- 33 СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы. – М. Минздрав России, 1996. – 35с.
- 34 ГОСТ 12.1.012 – 2004. Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2010. – 21 с.
- 35 СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Физические факторы окружающей природной среды. Производственные вибрации, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. Санитарные нормы. – М. Минздрав России, 1996. – 81с.
- 36 ОТС 3-4001-91. Конструкции сварные. Общие требования к изготовлению. Отраслевой стандарт. – М.: Стандартинформ, 2001. – 122 с.
- 37 ГОСТ 12.1.010-86. Система стандартов безопасности труда. Взрывобезопасность. Общие требования. – М.: Издательство стандартов, 2000. – 7 с.
- 38 ТУ 38.10112-99. Масло авиационное ИПМ–10. Технические условия. – М.: Стандартинформ, 2010. – 45 с.

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
						82
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

- 39 ГОСТ 13076 – 98. Масло синтетическое ВНИИ НП 50-1-4ф. Технические условия. – М.: Издательство стандартов, 2003. – 15 с.
- 40 ТУ 38.401-58-12. Масло ВНИИ НП 50-1-4У синтетическое дизфирное. Технические условия. – М.: Стандартинформ, 1991. – 32 с.
- 41 ОСТ 38.01163. Масло МС – 8П авиационное. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 15 с.
- 42 ТУ 38.10111-81. Масло МС-8рк. Рабоче-консервационное масло на базе масла МС-8п. Технические условия. – М.: Стандартинформ, 1991. – 42 с.
- 43 ГОСТ 25770-83. Масла моторные для быстроходных дизелей транспортных машин. Технические условия. Издание официальное. М.: Стандартинформ, 2001. – 14 с.
- 44 ТУ-2257-424-00208947-2004. Герметик анаэробный универсальный термостойкий Анатерм-117 (ТХС). Технические характеристики. – М.: Стандартинформ, 2004. – 72 с.
- 45 ГОСТ 6360-83. Межгосударственный стандарт масла МТ-16П и М-16ПЦ. Масло моторное всесезонное рабоче-консервационное. Технические условия. – М.: Стандартинформ, 2000. – 27 с.
- 46 ТУ 38.4015-95. Масло дизельное М-8В 2. Технические условия. – М.: Издательство стандартов, 2002. – 32 с.
- 47 ПОТ Р О-112-001-95. Министерство топлива и энергетики Российской Федерации. Правила по охране труда при эксплуатации нефтебаз и автозаправочных станций. – М.: Стандартинформ, 1998. – 67с.
- 48 Покровский, Г. П. Топливо, смазочные материалы и охлаждающие жидкости: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальностям «Двигатели внутреннего сгорания» и «Автомобили и тракторы». – М.: Машиностроение. 1985. – 200 с.
- 49 ГН 2.2.5.1313-03. Гигиенические нормативы, «Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны». – М.: Минздрав России, 2003. – 167 с.

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
						83
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

50 Технический акт 67/04 – 2014 «Результаты испытаний агрегата питания и кондиционирования АПК40Т №ЧЗ6ХТ0458», СКБ «Турбина», г. Челябинск, 2014г., –15с.

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		84

ПРИЛОЖЕНИЕ

					23.05.02.2017.921.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		85