

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
НЕКОММЕРЧЕСКОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО

“АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ”

Кафедра "Тепловые энергетические установки"

“ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ”

Зав.кафедрой к.т.н., профессор Кибарин Андрей Анатольевич

(ученая степень, звание, ФИО)

“ “ 2020 г.

(подпись)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: Совершенствование методов диагностики

паровых и газовых турбин

Специальность: 5B071700 Теплоэнергетика

Выполнил: Ажикенов Серик Сатимович Группа ТЭЗв 18-2

Научный руководитель: к.т.н., профессор, Кибарин Андрей Анатольевич

(ученая степень, звание, ФИО)

Рецензент: Заместитель директора управления по обеспечению АО “АлЭС” Ергарин М.М

(ученая степень, звание, ФИО)

“ “ 2020 г.

(подпись)

Консультанты:

По экономической части:

ст. преподаватель, Абильдина А. Ш

(ученая степень, звание, ФИО)

“ “ 2020 г.

(подпись)

По безопасности жизнедеятельности:

Бекмуратова Н. С

(ученая степень, звание, ФИО)

“ “ 2020 г.

(подпись)

Нормоконтроль: Олжабаева К. С

(ученая степень, звание, ФИО)

“ “ 2020 г.

(подпись)

АЛМАТЫ 2020

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
НЕКОММЕРЧЕСКОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
“АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ”

Институт: Теплоэнергетики и теплотехники

Специальность: 5В071700 Теплоэнергетика

Кафедра: "Тепловые энергетические установки"

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Студент: Ажикенов Серик Сатимович

(фамилия, имя, отчество)

Тема работы: Совершенствование методов диагностики паровых и газовых турбин

утверждена приказом ректора № ___ от “___” _____ 2020 г.

Сроки сдачи законченной работы: “___” _____ 2020 г.

Исходные данные, требуемые параметры результатов и исходные данные:

1, Наблюдение и изучение показаний по вибрации турбоагрегата типа Т-110/120 – 130 ТЭЦ-2 г. Алматы

2, Перечень загрязняющих веществ, выбрасываемых тепловыми электрическими станциями

3, Характеристика основных загрязнителей атмосферного воздуха

4, Среднемесячные температуры воздуха, относительная влажность и испарение

5, Повторяемость и скорость ветра по направлениям

6, Ставки платежей за эмиссии загрязняющих веществ от источников стационарного типа

Перечень вопросов, подлежащих разработке в дипломной работе или краткое содержание:

1, Показаны результаты изучений и разработок, решающих комплексные проблемы по улучшению надежности турбоагрегатов в области вибрации, методов и рекомендаций в части касающейся напрямую балансировки гибких роторов по всем интервалам частот.

2, Влияние тепловых электрических станций с окружающей средой представлено в разделе БЖД

3, Определение затрат на природоохранную деятельность предприятия представлено в экономической части

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

1. Схема взаимодействия ТЭС с атмосферой

2. Балансировочная карта

Рекомендуемая основная литература

1. Шульженко Н.Г. Задачи термодинамики, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований): монография / Н.Г. Шульженко

2. «Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий» (РНД 211.2.01.01-97 (ОНД-86).

3. Система вибродиагностики турбоагрегатов Т-110/120 - /Урьев Е.В., Мурманский Б.Е., Нураков В.Б., Колядин В.П. // Контроль и диагностика процессов и оборудования энергоблоков с

быстрыми натриевыми реакторами: Сб. научн. тр. Екатеринбург: 9р0 РОН, 1994.

4. Об утверждении Гигиенических нормативов к атмосферному воздуху в городских и сельских населенных пунктах. Приказ Министра национальной экономики Республики Казахстан от 28 февраля 2015 года № 168. Зарегистрирован в Министерстве юстиции Республики Казахстан 13 мая 2015 года № 11036

5. Надежность работы турбоустановок ТЭС "Свердловэнерго"

/Мурманский Б.Е., Мительман У.М., Бухман Т.Д., Зайцев В.А., Грин-Фельд Р.Н., Бродов S.S. //Труды первой научно-технической конференции Регионального Уральского отделения Академии инженерных наук РФ "Наука и инженерное творчество XXI века". Екатеринбург. 1995

6. РД 34.02.305-98 «Методика определения валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от котельных установок ТЭС»

7. Рыжкин В. Я. — Тепловые электрические станции, 1987 г.

8. Официальный портал РГП «КАЗГИДРОМЕТ» Министерство экологии, геологии и природных ресурсов Республики Казахстан (<https://www.kazhydromet.kz/>).

9. Официальный портал группы компаний «Интеграл» / онлайн-сервисы (<https://integral.ru/>).

10. Официальный портал АО «КазНИПИ Энергопром», Алматы (<https://kneп.kz/>)

Консультанты по работе с указанием относящихся к ним разделов

Раздел	Консультант	Сроки	Подпись

ГРАФИК

ПОДГОТОВКИ ДИПЛОМНОЙ РАБОТЫ

№ п/п	Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки предоставления руководителю	Примечание

Дата выдачи задания: “ _____ ” _____ 2020 г.

Заведующий кафедрой:

(подпись)

(Фамилия и инициалы)

Руководитель:

(подпись)

(Фамилия и инициалы)

Задание принял к исполнению:

(подпись)

(Фамилия и инициалы)

Аннотация

В дипломной работе раскрыты результаты исследований, комплексно решающие проблемы совершенствования вибрационной надежности турбоагрегатов. Также представлены разработки методов и рекомендаций по вопросам балансировки роторов во всем диапазоне от низких до высоких частот.

Вибрация, неизбежный спутник роторных агрегатов так-как любое вращающееся оборудование вращает детали, тем самым вызывая механические колебания. Вибрация - источник шума, воздействует на фундамент и подшипники, порождает износ деталей, теряется энергия машин, понижая их КПД и влечет аварии.

Цель вибрационной диагностики — это получение и анализ виброинформации так-как та же самая вибрация - ценный источник состояния работающей машины.

Андатпа

Бұл жұмыста турбиналық қондырғылардың тербеліс сенімділігін арттыру мәселелерін жан-жақты шешетін зерттеулердің нәтижелері көрсетілген. Төменгіден жоғары жиілікке дейінгі барлық диапазондағы роторларды теңдестіру бойынша әдістер мен ұсыныстар әзірленді.

Діріл, кез-келген айналмалы жабдық бөлшектерді айналдыратындықтан, ротор жинақтарының сөзсіз серігі болып табылады, осылайша механикалық тербелістер туғызады. Діріл - шу көзі, іргетасқа және подшипниктерге әсер етеді, бөліктердің тозуына әсер етеді, машиналардың энергиясы жоғалады, олардың тиімділігі төмендейді және апатқа әкеледі.

Діріл диагностикасының мақсаты - діріл туралы ақпаратты сол діріл сияқты алу және талдау - жұмыс істеп тұрған машинаның маңызды күйінің көзі.

Annotation

In this work, the results of studies that comprehensively solve the problems of improving the vibrational reliability of turbine units are disclosed. The development of methods and recommendations on balancing rotors in the entire range from low to high frequencies is also presented.

Vibration, the inevitable companion of rotor assemblies as any rotating equipment rotates parts, thereby causing mechanical vibrations. Vibration is a source of noise, affects the foundation and bearings, affects the wear of parts, the energy of machines is lost, lowering their efficiency and leads to accidents.

The purpose of vibration diagnostics is to obtain and analyze vibration information in the same way that the same vibration is a valuable source of state of a running machine

Содержание

Введение.....	8
1 Вибрационная диагностика.....	11
1.1 Причины вибрации оборудования.....	11
1.2 Размещение и характер дефекта.....	11
1.3 Причины вибрации.....	11
1.3.1 Дисбаланс - определение.....	11
1.3.2 Характерные дефекты муфты.....	14
1.3.3 Низкочастотная составляющая вибрации.....	14
1.3.4 Балансировки и ее тактики.....	14
1.3.5 Расчеты балансировки.....	15
1.3.6 Оптимализация тактики балансировки.....	17
1.4 Динамические коэффициенты влияния.....	17
1.4.1 Дополнительные плоскости.....	19
1.4.2 Неуравновешенные роторы.....	20
1.4.3 Неравножесткие роторы.....	20
1.4.4 Роторы - внутреннее трение.....	20
1.4.5 Дефекты и силовые реакции подшипников.....	22
1.4.6 Силовые реакции бесконтактных уплотнений.....	24
1.5 Улучшение методики расчета.....	26
1.6 Моделирование двухфазного течения в зазоре уплотнения.....	27
1.6.1 Запись воздействий на динамику ротора.....	27
1.6.2 Изучение динамики ротора.....	29
1.6.3 Исследование конструкций и моделирование поведения работы бесконтактных уплотнений.....	29
1.7 Газо-жидкостные потоки.....	30
2 Диагностические признаки и типы брака промышленных машин.....	30
2.1 Вибродиагностические признаки неуравновешенности.....	30
2.1.1 Вибродиагностические признаки расцентровки.....	30
2.1.2 Вибродиагностические признаки механических ослаблений.....	31
2.1.3 Вибродиагностические признаки дефектов подшипников скольжения.....	31
2.2 ВЧС вибрации.....	33
2.2.1 Сложный спектр вибрации.....	33
2.2.2 Выявление источника вибрации.....	33

ДП-5В071700-2020-30-ПЗ

Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата		Лит	Лист	Листов
	2	3	Небаланс..	Содержание	7	103
			Проверил	Олжабаева К				

АУЭС, Институт
теплоэнергетики и
теплотехники, ТЭС16-3

2.2.4	Прогиб ротора.....	34
2.2.5	Тепловой прогиб ротора генератора	34
2.2.6	Трещина ротора.....	34
2.2.7	Тепловой прогиб в опорных шейках.....	34
2.2.8	Технологический прогиб.....	33
2.2.9	Основные дефекты муфты	33
2.2.10	Технологические дефекты.....	33
2.3	Составляющая двойной оборотной частоты	33
2.3.1	Двоякая жесткости роторов.....	33
2.3.2	Эллипсность шеек	33
2.3.3	Электромагнитные силы.....	34
2.3.4	Коленчатость муфты.....	34
2.3.5	Резонансы системы роторов.....	34
2.3.6	Трещина ротора.....	34
3	Наблюдение и изучение вибрационных показаний турбины Т-110/120 – 130 на ТЭЦ-2 г. Алматы.....	34
3.1	Улучшение методов уравнивания посредством ДКВ для турбоагрегата Т-110/120-130 на ТЭЦ-2 г. Алматы	40
	Вывод	40
4	Безопасность жизнедеятельности	43
	Влияние тепловых электрических станций с окружающей средой.....	43
4	Расчет выбросов загрязняющих веществ на атмосферный воздух	
4.1.	Методика расчета выбросов загрязняющих веществ от	43
4.2	Расчет выбросов загрязняющих веществ в атмосферу тепловой электрической станции	55
4.3	Расчет приземных концентраций загрязняющих веществ	61
4.4	Обоснование санитарно-защитной зоны предприятия	67
4.5	Мероприятия по уменьшению выбросов в атмосферу.....	68
4.6	Расчет уровня производственного шума	71
5	Экономическая часть	75
5.1	Расчет трат на деятельность предприятия по охране природы.....	75
5.2	Расчет выплат за выбросы в окружающую среду	78
5.3	Производство платежей за выбросы в атмосферу от оборудования котельных	80
	Сокращения и обозначения	83
	Заключение.....	84
	Рекомендуемая литература.....	85

Введение

Методы современной диагностики проводят онлайн мониторинг и дают точную оценку технического состояния оборудования, правильно и аргументированно определяют сроки и объемы ремонтных работ, делают минимальными затраты и помогают избегать аварии. Вибродиагностика корректно раскрывает состояния агрегатов и позволяет видеть как максимально эффективно и рационально приводить производства на одну линию с существующими высокими стандартами.

Современная диагностика постоянно отслеживает изменения вибрационных показателей и термомеханических значений турбоагрегатов, а также собирает и анализирует данные для диагностирования развития неисправностей и браков.

Методы вибродиагностики применяются и получили всеобщее признание во всем мире. Они позволяют перейти на более безопасный и экономичный режим работы электростанции. Внедрение систем вибродиагностики на электростанциях позволяет избежать аварии и избежать дорогостоящего ремонта турбоагрегата, делая ремонт на основе данных, полученных при возникновении неисправности в конкретном агрегате.

Использование «коэффициентов динамического воздействия», полученных из опыта подобной балансировки типовых турбин, тем-самым уменьшая время простоя.

Важным критерием надежности работы турбоагрегатов является уровень их вибрации. Высокая вибрация ведет к раннему износу и повреждению отдельных деталей турбины и далее к серьезным авариям. Все это увеличивает время капитального ремонта при большом количестве ремонтного персонала, реже периоды капитального ремонта.

Один из главных способов обеспечить высокую вибрационную надежность, это качественная балансировка роторов на предприятии-производителе турбоагрегата. На многих больших заводах изготовителях турбоагрегатов имеющиеся балансировочные технологии позволяют сделать подвижки к улучшению качества турбин, например возможность выполнить балансировку отдельных роторов, или целых частей линии вала, на рабочих скоростях.

ДП-5В071700-2020-30-ПЗ

Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата	Лит	Лист	Листов
						9	105
Разраб	Ажикенов С				Введение		
Проверил	Олжабаева К						
					АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		

Желание минимизировать габариты и массу на единицу мощности в современных турбоагрегатах позволяет учитывать тот факт, что рабочая скорость роторов современных машин превышает и первую, и вторую критические скорости. Для таких роторов эффективность существующих методов балансировки резко снижается. Сложность конструкций, которая растет с увеличением мощности и, следовательно, сложность балансировки, иногда длительные простои при аналогичных технологических операциях - это причины, которые требуют не только минимизации, но и полного исключения ряда тестовых запусков во время балансировки. Поэтому дальнейшее улучшение методики многоплоскостной балансировки гибких роторов с повышением их эффективности остается актуальной задачей. Вращения в условиях бустерно-балансируемых стенов, а также балансировка роторов в собственных опорах в условиях силовых установок. Целью данной работы является разработка более совершенных методов балансировки как для отдельных гибких роторов на РБС, так и для валов в их собственных подшипниках, что улучшит качество балансировки широкого спектра роторов и узлов в целом.

Научное новшество дипломной работы

Подробно изучены амплитудно-фазочастотные характеристики реакций опор при различных видах неуравновешенности и выявлены принципиальные их отличия от АФЧХ прогиба ротора. Это стало возможным в процессе моделирования симметричного ротора с распределенной массой. Существует методика суммирования ДКВ, которая позволяет получить более разумные значения динамических коэффициентов влияния для роторов или агрегатов одинакового размера и, как следствие этого, уменьшить количество пробных пусков во время балансировки.

Множество данных экспериментов, реалистичность опытных данных, использование стандартной регистрирующей и анализирующей аппаратуры (обязательно наличие сертификатов метрологической поверки) и четкая согласованность экспериментальных данных с результатами расчетов - все это дает нам право доверять и обосновать результаты работы.

На практике все это для нас важно потому, что весь комплекс изучений, предлагаемые технологические выводы, скорректированные методы уравновешивания роторов турбин применяются на производстве при решении научно-технических проблем совокупного достижения надежности паровых и газовых турбин в области вибрации.

Своевременность дипломной работы для энергокомплексов

Изучение и применение инженерных методов сбора вибрационной информации турбоагрегатов теплоэлектростанций и централей очень важно, особенно для турбин выработавших свой ресурс. Технологии диагностирования причин повышенной вибрации с использованием свершений современной компьютерной автоматики также очень важны.

Для того чтобы обеспечить повышенную безопасную эксплуатацию энергоагрегатов необходимо подходить комплексно, попутно решая задачи постоянного мониторинга и анализа вибрационного, механического и теплового состояния турбоагрегата и вспомогательного оборудования энергоблока. Необходимо непрерывно контролировать изменения вибро-данных опор и роторов турбины во избежания дальнейшего развития дефектов машин.

Согласно процедур предприятия нужно внедрять системы сигнализации и отключений турбоагрегата по повышению виброскорости корпусов подшипников и осевому смещению ротора и своевременно оценивать термонапряженное состояние и срабатывание ресурса высокотемпературных роторов.

1 Вибрационная диагностика

Диагностика проводится на анализе временного сигнала или спектра вибрации того или иного оборудования.

Из данных анализа получаем алгоритм анализа диагностики и последующие действия согласно алгоритму - определение изменений параметров вибрации и выбор квалифицирующей части спектра вибрации .

1.1 Причины вибрации оборудования

Существуют множество причин, включая качество сборки агрегата, наличие перекоса ротора и других которые могут стать причиной вибрации.

Указываемые в технических условиях на машину максимальные допустимые уровни вибрации обычно относятся к суммарной (общей) вибрации, имеющей сложный частотный спектр и возникающей в результате действия всех факторов. Производитель в паспорте заявляет пределы вибрации, создаваемой неуравновешенностью ротора, когда суммарная вибрация не превышает предельных уставок.

1.2 Размещение и характер дефекта

Распространенной локацией дефекта являются роторы, основывающиеся на опорах NN X- 1, X, X+1, где X-опора характеризуется наибольшим уровнем оборотной вибрации.

Необходимо проверить наличие дисбаланса на роторах и их выявлении на поврежденном роторе более выявлено по сравнению с изменениями на первой скорости сваливания. Если дисбаланс является следствием изгиба ротора, значит присутствуют вибрации на первой скорости сваливания, превышающей рабочую скорость. В противном случае дисбаланс связан с дефектами в лопатке турбоагрегата или отложившимися солями, в основном на стадии приближения к краю.

1.3 Определение причин вибрации

Распространенными причинами вибрации являются небаланс ротора, изгиб или излом вала ротора, дефекты подшипников качения, неправильная центровка и другие. Взяты основные варианты, которые на данных анализа не могут быть устранены. Но есть и прочие дефекты.

1.3.1 Дисбаланс

Происходит из-за отложения солей или эрозии лопаток, повреждения их с медленным изменением вибрации (в течение нескольких месяцев). Также причиной может быть ослабление посадки дисков.

Медленное изменение вибрации по времени - в течение нескольких месяцев. Если небаланс на РНД, то, вероятно, эрозия лопаток или неравномерное отложение солей. При повреждении лопатки вибрация меняется быстро со скачками на рассматриваемый период.

При ослаблении посадки дисков небаланс меняется при нагрузке. Чаще наблюдается на новых роторах после замены или пересадки дисков и только в местах насадки дисков.

При ремонтном небалансе признаки появляются соответственно после ремонта роторов: на генераторе, на турбине после обратной насадки или замены дисков (диска). После любой замены ротора изменения вибрации неизбежны.

При остаточном прогибе ротора вибрация практически не зависит от режима остается постоянной по времени.

При тепловом прогибе ротора турбины появляется низкочастотная вибрация. Появляется на роторах турбин, в основном на РВД и РСД. Основные причины: при наличии тепловых зазоров. Если зазоры отсутствуют в сварных деталях состоянию на конец укупорки сжатий, то причина в изменении температуры пара, которая подается при сжимании.

Присутствие масла, по всей поверхности ротора, иногда высокочастотная вибрация происходит непрерывно во времени в очень больших значениях. Сконструировано внутреннее отверстие ротора.

Пропуск пара в роторе обычно случаются на роторах до подготовки для проведения испытаний. Наблюдение вблизи от внутреннего отверстия ротора.

Очень редко встречается тепловая неустойчивость ротора по причине бракованной поковки – такие детали роторов турбин обычно отбраковываются на заводе изготовителе.

При тепловом прогибе ротора генератора, при анализе изменения вибрации растут с увеличением электрической нагрузки, и находятся на суппортах ротора генератора. Основными причинами являются неравномерное охлаждение ротора и из-за несоответствия диаметров каналов охлаждения.

При трещине в роторе амплитуды вибрации растут очень быстро, и очень заметны по записям скорости амплитудно-вазовых частотных характеристик.

При тепловом прогибе в опорных шейках вибрация изменяется, регистрируя достаточно высокие показания, в не зависимости от загрузки.

Обычно возникают по причине наличия неравномерного распределения и отвода тепла при трении на опорах. При технологическом прогибе (обычно

после ремонта) как правило, на роторах на которых были проведены работы по перенасадке деталей или коррекции. Проблема устраняется за счет ускорения ротора.

1.3.2 Дефекты муфты

Дефекты муфты появляются в процессе эксплуатации при этом показатели вибрации обычно остаются неизменными, не меняясь при загрузке.

Также характерны дефекты после ремонтных работ – разборка муфты и повторная сборка с применением некачественных фланцев и шпилек, нарушения технологии соединения полумуфт.

1.3.3 Низкочастотная составляющая вибрации

Основой данных о состоянии машин, ее местоположении и частоты является низкочастотная составляющая вибрации. Основывается на уровне вибрации, а не на ее изменении.

1.3.4 Тактика балансировки

- Тактика балансировки определяет последовательность, в том числе коррекцию плоскостей, выбор варианта с испытательной нагрузкой или с расчетом нагрузок в нескольких плоскостях, определяя необходимость переноса нагрузки по длине. Это определяется технологической ситуацией (в зависимости от наличия корректирующих плоскостей, возможного количества пусков и др.), Состоянием психической нестабильности линии вала и наличием данных о ДКВ. После каждого запуска определяются дальнейшие действия.
- Необходимые рекомендации содержатся в соответствующих пунктах. Передача нагрузок по длине ротора осуществляется с целью компенсации разбросанного дисбаланса при установке нагрузок на обычные концевые плоскости для коррекции дисбаланса с целью приемлемого снижения вибрации на рабочих и критических скоростях вращения. Передача балансировочной нагрузки на машину происходит правильно, что устраняет необходимость балансировки на месте, чтобы углубить ротор для передачи нагрузки. Передача нагрузок по длине ротора также может иметь прорези для чрезмерной балансировки нагрузки для объекта расцепления. Работам предшествует перенос нагрузок с балансировки с использованием обычных самолетов.
- Существует несколько случаев переноса, различного характера,

предшествующих балансировке работы и по назначению:

- - после балансировки на машине;
- - В известных значениях двух разных систем нагрузок в регулярных плоскостях первая компенсирует колебания на рабочих, а вторая на первых критических частотах, чтобы компенсировать влияние дисбаланса на обеих частотах та же система загрузки;
- - при известных значениях системы нагрузок в обычных плоскостях, компенсирующих вибрацию на первой критической частоте, с целью уменьшения вибрации и улучшения перспектив, балансирующих на рабочей скорости;
- при известных значениях нагрузки системы в обычных плоскостях, компенсирующих вибрацию от рабочей частоты, с целью уменьшения вибрации на первой критической скорости

1.3.5 Балансировочные расчеты

Расчеты балансировки на месте выполняются в программном пакете, содержащемся в модулях этапов «Расчет» и «КОНТРОЛЬ». На этапе «РАСЧЕТ» выполняется поиск оптимальных эффектов с учетом реальной вибрационной ситуации и всей имеющейся информации.

Балансировочные расчеты предполагают нормализацию амплитуд колебаний. Поскольку при одинаковых возбуждающих силах на совместимых подшипниках вибрация больше по амплитуде, в отличие от жестких, лучше применить коэффициент уменьшения, после умножения на которое указанные значения вибрации становятся пропорциональными.

Каждая точка имеет определенный коэффициент нормализации соприкосновений, поэтому все значения вибрации были одинаковы при оценке качества вибрации. Для большинства точек, где имеет место нормальная подача опор, нормирование необходимо, и коэффициенты нормирования равны единице. Для точек с высокой негибкостью (при отрицательном соответствии) коэффициенты больше единицы (обычно 2-3), для точек с чрезвычайно высокой пластичностью соответственно меньше единицы (0,2-0,5). Уменьшение коэффициента по той же причине должно быть введено и для амплитуд колебаний на критических частотах.

Коэффициенты точности не требуются для коэффициентов нормализации: они могут быть назначены совершенно произвольно, с учетом вышеизложенных соображений.

Учет коэффициентов нормализации оптимально влияет на рассчитанные значения балансировочных весов, в то время как рассчитанные значения остаточных колебаний выдаются в реальном масштабе (без умножения на коэффициенты стандартизации).

Надежные значения ДКВ известны. Определите все плоскости коррекции, доступные при остановке. Укажите доступные плоскости ДКВ и сформируйте матрицу ДКВ, заполнив соответствующие таблицы.

Примерные значения ДКВ известны. Повторите операции, предусмотренные пунктом «Надежные значения ДКВ известны». Укажите приблизительную оценку надежности существующих ДКВ.

Для установки выберите вариант с одной или двумя корректирующими плоскостями. Если среди автоматически выбранных опций нет необходимости (более двух плоскостей), перейдите к выбору плоскостей и определите приемлемый вариант. Мы тщательно рассматриваем расчет прогноза вибрации: наряду с уменьшением одного значения возможно увеличение для друга, фактическое увеличение здесь может показаться больше, чем расчет. влияют друг на друга: это позволит указать значение ДКВ в следующей отправной точке. Вибрация увеличилась после настройки нагрузки.

Причины:

- увеличение вибрации произошло в соответствии с расчетным прогнозом за счет установки товара;
- фактические значения ДКВ значительно отличаются от использования в расчетах;
- Изменения в состоянии роторов произошли при обрезании. Первая причина не требует комментариев.

Определить вторую и третью причины о возможности повышения заданной нагрузки: если значение вибрации вернулось к основной, то имеет место вторая причина, в противном случае третья.

Об отличиях в ДКВ от правильной нагрузки, используемой для расчета указанных значений ДКВ. При изменении состояния роторов необходимо проанализировать резку, выполненную работу и последующий запуск. Причины могут быть связаны либо с выполненной работой, либо с влиянием запуска.

ДКВ неизвестно, ходовые испытания. Вы впервые встретились с балансировкой агрегата этого типа. ДКВ не известен; Вы будете иметь решимость провести испытание, которое проводится на доступных самолетах, по крайней мере, в этом разделе вала, где локализована повышенная вибрация. Рекомендации по проведению морских испытаний и балансировке содержатся в других пунктах меню. Чтобы выбрать размер и место установки тестовых нагрузок, необходимо использовать эти правила.

Первый самолет для установки нагрузки может быть выбран ближе к месту максимальной вибрации с учетом технологических соображений для организации доступа к месту установки.

Определите вес и угол установки груза по формуле: $P_{pr} = -A / a$, где, A - комплексное значение вибрации, a - комплексное значение ДКВ.

Используйте комплексное значение ДКВ из числа, хорошо известного в совокупности, которое ближе всего к регулируемому по мощности и резонансному описанию регулируемого ротора. Если есть несколько разных аналогов, используйте большинство модулей значений ДКВ, это предотвратит установку теста с чрезмерно большой нагрузкой. Например, $A = 50$ мкм / 120° , $a = 80/90^\circ$ соответственно.

$$P_{pr} = - A / a = - (50/120 \text{ }^\circ) : (80/90 \text{ }^\circ) = 0,625 \text{ кг} / 210 \text{ }^\circ.$$

Если вы не можете подобрать аналог с известным ДКВ, то определите массу тестовой нагрузки по формуле:

$$P_{pr} [\text{г}] = 0,2 * A [\text{мкм}] * M [\text{кг}] / R [\text{мм}],$$

где, A - максимальный пик-пик вращающейся составляющей вибрационного смещения в вертикальном или поперечном направлении на подшипнике, ближайшем к плоскости установки по испытательной нагрузке, M - масса ротора, на которой расположен летательный аппарат, R радиус установки нагрузки.

Угол установки нагрузки будет определяться по формуле: $\alpha [\text{град}] = F - \Phi + 90 \text{ }^\circ$,

где F - фаза упомянутой вибрации с амплитудой A , а Φ - угол установки датчика вдоль конечности.

Удаление АФЧ (описание амплитудно-фазовой частоты) по очереди ротора необходимо главным образом для исключения чрезмерной вибрации при запуске несбалансированного набора или при установке с испытательной нагрузкой, если вы не уверены, что она не вызовет такую вибрацию. ,

Если будет достигнуто максимальное значение вибрации (его размер должен быть согласован с обслуживающим персоналом), то дальнейшее увеличение скорости должно быть остановлено. Если вибрация вызвана первоначальным дисбалансом, необходимо начать балансировку на достигнутой частоте и только после уменьшения вибрации продолжать увеличивать скорость. Измените испытательную нагрузку и перезапустите если установка была не корректной. Удаление АФЧ (описание амплитудно-фазовой частоты) по очереди ротора необходимо главным образом для исключения чрезмерной вибрации при запуске несбалансированного набора или при установке с испытательной нагрузкой, если вы не уверены, что она не вызовет такую вибрацию. ,

Если будет достигнуто максимальное значение вибрации (его размер должен быть согласован с обслуживающим персоналом), то дальнейшее увеличение скорости должно быть остановлено. Если вибрация вызвана первоначальным дисбалансом, необходимо начать балансировку на достигнутой частоте и только после уменьшения вибрации продолжать увеличивать скорость. Если увеличение вибрации связано с неудачной установкой испытательной нагрузки, то эту нагрузку необходимо

соответствующим образом изменить и перезапустить. Для расчетов необходимо по возможности использовать АФЧ для ротора СВТ. Если

Измерительное оборудование АФЧ желательно снимать в вертикальном или поперечном направлении вдоль всего или большей части подшипника блока. Во всех случаях АФЧ должен быть снят на одном из подшипников ротора в вертикальном (поперечном) направлении, если испытание на нагрузку проводится во время полета этого ротора, при запуске и во время установки этой нагрузки.

Гармонический вибрационный анализ.

Ввод времени, параметров режима и названия устройства производится в соответствии с вводом для номинальной скорости.

Запись состоит из групп, каждая из которых включает в себя:

это индикатор контроля (например, 1с или 2п или 3о и т. д.);

- Для каждой из введенных гармоник величина, которая не превышает шести, представляет собой частоту и интенсивность.

Интенсивность гармоник представляет среднеквадратическое значение скорости колебаний из-за опор и при записи гармоники спектра колебаний контактных колец (что, по-видимому, будет крайне редко) соответственно от пика к пику смещения вибрации; может быть организовано, что все данные хранятся в форме РМС, и, если необходимо, представлены в виде пика в пике смещения вибрации, здесь происходит истинное разделение частоты и постоянного коэффициента.

ДКВ Вибрация.

Амплитудно-фазово-частотные характеристики (АЧХ) вибрации - это зависимость параметров (амплитуды и фазы) циркулирующей или двойной циркуляции вибрации от частоты вращения на КПП (вращение) в валу вала.

Введены следующие данные (одно окно ввода):

это время начала;

это ТОС или поворот;

Это общее время процесса СВТ (очередь);

параметры режима в начале процесса: вакуум в конденсаторе, тепловое смещение подшипника N1 (обобщенный параметр теплового состояния турбины), температура масла после воздушно-масляного потока; какие указатели точек (точек) виброметра выполнены в этом; это циркуляция или (и) двойная циркуляция вибрации.

1.3.6 Оптимальная тактика балансировки

На балансировочном станке с низкой скоростью, как правило, выполняется только динамическая балансировка такого ротора, как жесткий, поскольку на низких частотах его прогиб вследствие дисбаланса и (или) наличия гибких элементов незначителен. Используя соответствующие методы, можно сбалансировать ротор класса 2 на низких частотах таким

образом, чтобы он обеспечивал удовлетворительную работу в диапазоне рабочих частот.

1.4 Наличие ДКВ

Тактика зависит от степени вашей уверенности в известных значениях АФЧ.

Если значение ДКВ ненадежно, переходите к началу испытаний с нагрузками, используя ДКВ для определения значений испытательных нагрузок. Перед этим полезно рассчитать оптимальную комбинацию самолетов для настоящего ДКВ, и суд работает в основном для выполнения для выбранных самолетов. В диалоговом окне укажите оценку достоверности доступного ДКВ. Это позволит нам искать оптимальные варианты балансировки с учетом ограничений, налагаемых на массы балансировочных грузов, связанных с недостаточной надежностью ДКВ.

Если результатом является удовлетворительный вариант, то устанавливается, что необходимо вращать нагрузку на ротор в соответствии с расчетом. Если расчет стоимости вибрации еще не наступил, то при следующем запуске рассчитывают нагрузку на вариант расчета с регулированием ДКВ.

Поскольку даже полностью надежные значения ДКВ могут значительно отличаться от существующих в настоящее время балансировок, предусматривают возможную необходимость корректировки начальных значений и отдают предпочтение вариантам с меньшими условиями полета самолета. Не исключайте возможности реализации дополнительных тестовых запусков для уточнения значений ДКВ.

Если в результате получается удовлетворительный вариант, установку следует вращать на нагрузочном роторе в соответствии с расчетом. Если расчет значения вибрации не достигнут, то при следующем запуске дождитесь загрузки опции расчета с регулируемым ДКВ.

Поскольку даже довольно надежные значения ДКВ могут значительно отличаться от тех, которые существуют во время балансировки, предусматривают возможную необходимость корректирующих запусков и отдают предпочтение вариантам с меньшим количеством грузовых установочных плоскостей. Не исключается возможность проведения дополнительных тестовых запусков для уточнения значений ДКВ.

Если после попытки сбалансировать использованные ДКВ, как вы видели, необходимость определения их более надежных значений передается процедуре морских испытаний, то для начала полезно изучить ее как суда для установленных систем нагрузки: это уменьшит общую сумму, начиная с текущего баланса. Каждая из установленных систем должна рассматриваться здесь как одна плоскость, и следует назначить значение Расчет нагрузки для всех плоскостей в этой системе (например, для симметричных и кососимметричных нагрузок). Некоторые вычислительные трудности,

связанные с вводом дополнительной информации, окупаются, сокращая время балансировки и накопления базы знаний «опыта».

Однако вам необходимо прибегнуть к этой рекомендации, если вы не полностью расслабились в правильности своих расчетов или измерений.

1.4.1 Дополнительные плоскости, перенос грузов

Если при расчете прогноза остатки вибрации больше или близки к вероятности, то балансировка с помощью задействованных плоскостей коррекции не может дать желаемого результата. Таким образом, параметры могут быть:

1. Дополнительные самолеты из числа доступных без значительной сортировки могут дать желаемый результат. Может быть установлен по расчету с подключением ДКВ из дополнительных плоскостей в нем.

В этом случае необходимо продолжить балансировку с привлечением дополнительных самолетов.

2. Использование всех плоскостей, которые позволяли организовать доступ без значительной сортировки по совокупности, не может привести к необходимому снижению вибрации.

- Валы имеют дефекты, исключительные возможности компенсации для их методов балансировки (сочленение, разрушение оси, изгиб в достаточно большом масштабе); в этом случае необходимо прекратить балансировку и устранить дефекты;

- дисбаланс неблагоприятно рассеивается вверх по длине ротора, что из-за гибкости ротора не позволяет компенсировать его с помощью обычных плоскостей; В этом случае необходимо учитывать возможность установки нагрузок в труднодоступных плоскостях доступа при движении, в частности, для передачи нагрузок вдоль ротора.

Передача нагрузок ограничена тяжелыми зарядами при длительном останове агрегата, в связи с этим, при принятии решения о переносе нагрузок детальные и квалифицированные оценки результатов балансировки должны выполняться опытными специалистами.

Передача нагрузок наиболее распространена при балансировке ротора генератора, как самой длинной и самой гибкой области вала. Таким образом, перевод может стать необходимым в двух случаях:

- на рабочих скоростях вращения имеются синфазные вибрации на подшипниках ротора, квалификационные и регулярные плоскости коррекции нечувствительны к симметричным нагрузкам, использование самолета не поможет с консольными участками ротора; В этом случае ротор должен быть сбалансирован на первой критической частоте симметричных нагрузок, а затем запускать их в полете в соответствии с расчетом;

- при установке симметричных нагрузок компенсация вибрации при рабочей скорости недопустимой вибрации увеличивает первую критическую

нагрузку; В этом случае необходимо определить две системы нагрузки, одна из которых компенсирует вибрацию на рабочей частоте, а другая - первую критическую, а затем определить систему нагрузки на рассчитанной траектории движения, которая одновременно компенсирует вибрация как на работе, так и на критических частотах.

В связи с тем, что расчеты во время переноса не могут обеспечить точное значение рассчитанных нагрузок, после переноса необходимо спланировать балансировку с установкой товара в доступных плоскостях.

1.4.2 Неуравновешенность роторов

Неизбежные технологические отклонения при изготовлении, неточная сборка и конструктивные особенности роторов нарушают осевую симметрию. Центр масс в некоторых сечениях не совпадает с геометрическим центром сечений. Возможен также особый тип массового дисбаланса роторов, который возникает только при определенных условиях, то есть он может появляться, а затем исчезать. Условно говоря, к нему можно применить термин «блуждающий дисбаланс». Поэтому часто в ТНА возникает ситуация с неравномерным тепловым нагревом роторов, которые через некоторое время загнуты.

Статический дисбаланс ротора полностью определяется основным вектором дисбаланса или эксцентриситетом центра масс ротора s_s или относительным смещением главной, центральной, оси инерции и оси ротора, равным значению эксцентриситета центра масс.

Значение, равное отношению модуля основного вектора дисбаланса к массе ротора, также называется удельным дисбалансом, поскольку он определяет дисбаланс на 1 кг массы ротора.

1.4.3 Неравножесткость роторов

Балансировка роторов жесткого класса может быть проводится при помощи любых двух выбранных плоскостей корректировки.

При любой частоте вращения вплоть до максимальной рабочей остаточный дисбаланс жесткого ротора существенно не изменяется.

Ротор, уравнивание которого проводится при помощи любых двух выбранных плоскостей корректировки, без существенного изменения остаточного баланса даже при максимальной рабочей частоте вращения.

1.4.4 Роторы - внутреннее трение

Вращение гибких роторов неизбежно сопровождается их деформацией, внутренним демпфированием материала или помехами, создаваемыми зданием, что связано с трением между ротором и прижатыми к нему деталями. Дисперсия энергии описывается здесь как петли гистерезиса. При

линейном увеличении его можно рассматривать как линейное соединение, вязкое трение, которое пропорционально скорости деформации, то есть относительной скорости ротора. Исходя из этой гипотезы, гибкие роторы в случае неравномерной прецессии и малого внешнего трения становятся нестабильными на скоростях, превышающих первую критическую. Существуют колебания роторов с собственной частотой и увеличением амплитуды. Для борьбы с этим явлением ротор установлен на достаточно гибкой опоре (по сравнению с валом ротора).

1.4.5 Дефекты и силовые реакции подшипников

В подшипнике скольжения под действием веса и динамической нагрузки происходит что-то в точках контакта тел качения с внутренним и внешним держателями (кольцами). А также, упругость подшипника качения едва ли нелинейна и определяется коэффициент, зависящий от размера подшипника ϵ , представляет собой радиальное смещение внутреннего кольца относительно внешнего. Нелинейные колебания гибких роторов, определяемые «жестким» описанием подшипника скольжения, препятствуют прохождению скорости сваливания при ускорении. Характерно так называемое «затягивание» резонансных колебаний. Подшипник скольжения всегда имеет радиальное и угловое скольжение, а также дефекты, элементы качения и / или клетки практически. Увеличение скольжения в подшипнике приводит к значительному снижению скорости сваливания и расщеплению резонансных пиков. Существуют выраженные резонансы как в горизонтальном направлении, поступающем на более низких скоростях, так и в вертикальном.

В подшипниках качения под действием веса и динамических нагрузок возникают пластические деформации - в точках контакта тел качения с внутренними и внешними клетями (кольцами). Причем, согласно теории контакта: Герца, а также на основании экспериментов, упругость подшипника качения жестко нелинейна и определяется по формуле:

$P = bs^3 / 2$, где b - коэффициент, зависящий от размера подшипника, g - радиальное смещение внутреннего кольца относительно внешнего. Гибкость контакта подшипников качения снижает критические скорости вращения ротора. и является причиной возбуждения стационарных колебаний с конечной амплитудой, даже идеально сбалансированных роторов

Характерные частоты определяются коэффициентами, зависящими от количества тел качения в одном ряду подшипника, увеличенных при скорости вращения ротора ω . Эти коэффициенты кратны числу выстрелов за оборот вала, возникающих из-за наличия определенного дефекта. Например, если коэффициент дефекта внешнего тракта для подшипника качения равен 5,22, то спектр колебаний будет включать в себя гармоники этого компонента, которые соответствуют коэффициентам 5,22, 10,44, 15,66, 20,88 и выше.

Использование подшипника качения в качестве подшипников ротора ограничено параметром с максимальной высокой скоростью $D \cdot \omega$, определяемой при работе среднего диаметра (диаметра в центре элементов качения) подшипника в миллиметрах от скорости вращения ротора в оборотах в минуту. Этот параметр для подшипников качения с высокой циркуляцией составляет $2 \cdot 10^6$ мм / мин, в лучших уникальных моделях керамических шарикоподшипников выпускается с размерами порядка $4 \cdot 10^6$ мм / мин, дальнейшее увеличение максимального параметра приводит к высокой скорости и значительному снижению надежности и срок службы подшипника качения. Одним из способов преодоления этого ограничения является использование зазоров с жидкой или газовой смазкой в качестве опор ротора.

Чтобы возбудить колебания роторов вокруг зазоров, приведите овальность шеек возникновения действующих сил в смазочные слои зазоров. Выводы роторов округлые как овальность из-за неточной обработки. При скорости вращения возникают колебания, перемещение его центра в подшипнике овального штифта, что вызывает колебания всего ротора. За один ход ротора центр пальца выполняет две полные волны. Поэтому овальность контактов вызывает возбуждающий эффект с двойной скоростью. Следует отметить, что при определенных условиях работы роторов контактная секция может иметь некоторую трехгранность, тетраэдрическую форму и т. Д. В этом случае колебания ротора в зазорах являются частью гармоник, пропорциональных работе частоты циркуляции по «порядку эллипса» контактов.

Гравиметрическая и динамическая нагрузка роторов приводит к эксцентриситету расположения штифтов относительно вкладышей подшипников. В результате, когда ротор вращается в зазоре подшипника, создается неравномерное поле давления смазки с гнойной зоной в качестве клина смазки и зоной разгрузки. Результирующее поле давления создает упругие F_s , направленные против смещения ротора и неконсервативных гидрогазодинамических сил F_n .

Действие неконсервативных гидро (газ) динамических сил в смазочных слоях направляющих приводит к нестационарным режимам колебаний ротора. При потере устойчивости роторов движения переходят в опасные автоколебания как прямая асинхронная прецессия амплитуды, которая может достигать значений, в несколько раз превышающих возможный уровень. Частота этих колебаний для жесткого ротора, по-видимому, всегда близка к половине скорости вращения, а для гибкого ротора она близка к своей первой собственной частоте (при первой скорости сваливания). Эта частота является показателем относительной скорости потока смазки в зазоре между неподвижным вкладышем и ходом штифта. Средняя скорость слоя смазки составляет примерно половину скорости ротора. Происходят субгармонические колебания, например, на жестких роторах с высокими скоростями вращения и в гибких роторах со скоростью в области или более

для удвоенной первой скорости сваливания. Динамическая устойчивость роторов зависит от характеристик подшипников скольжения: от несущей способности (величины и направления динамической силы упругого гидро (газа)), от жесткости и демпфирования слоя смазки. Последние, в свою очередь, зависят от ряда факторов, в частности от условий смазки и свойств самой смазки, геометрических особенностей и деформаций подшипников. В зависимости от принципа смазки подшипники скольжения подразделяются на гидродинамические, в которых смазка не перекачивается извне, и гидростатические, в которых смазка подается под давлением. Последние обладают лучшими характеристиками для стабильной работы ротора. Их несущая способность увеличивается за счет подачи смазки от источника давления, поскольку равновесие между упругими гидро (газ) динамическими и внешними силами обеспечивается не столько вращением или вибрацией ротора (гидро (газ) динамических подшипников) как под давлением среды. В подшипнике скольжения с высоким давлением подачи смазки, что обеспечивает большой конечный поток, исключается масляное голодание подшипника. Такой подшипник позволяет избежать явления субгармонических колебаний ротора. В высокоскоростных подшипниках скольжения и недостаточной смазке смазочная пленка разрушается.

Границы динамической устойчивости ротора при полном и частичном объеме смазки журнала. Процессы выделения тепла за счет вязкого рассеяния и теплообмена с поверхностями подшипников приводят к значительным изменениям температуры смазочной ленты. Поэтому с ростом частоты вращения вязкость и близость смазки понижаются, а несущая способность подшипника падает. Анализ влияния тепловых эффектов статьи посвящен. В подшипнике с большими зазорами или в случае смазки с низкой вязкостью возникает вопрос о влиянии турбулентного режима на описания подшипников. Эффектом инерции при непрерывной смазке ремня можно пренебречь только для чисел Рейнольдса $Re < 10000$. Для роторов, поскольку выводы составляют значительную часть всех роторов, необходимо учитывать влияние добавленной массы смазки, то есть силы инерции смазки. Эффект может быть эквивалентен увеличению массы штифта в несколько раз. В подшипниках с большим отношением L / D необходимо учитывать отклонения

Подшипник также широко используется в качестве промежуточной плавающей пластины. Такой подшипник содержит два слоя смазки и двойной слой, что определяет их преимущества - возможность самостоятельной установки ротора в подшипнике, относительно небольшой момент трения вращения, простота принятия, что немаловажно и изотропность переменной нагрузки. Однако для гидро (газовой) группы динамическая нагрузка с свободно вращающимися кольцами, бессмысленность их использования была впоследствии хорошо известна из-за наличия вибраций ротора на НБК. Без гидро (газ) статической турбины резервное копирование.

В соответствии с одной интересной особенностью гидро (газовой) динамической нагрузки, кольца свободно движутся по размеру частоты автоколебаний ротора, которая появляется в среднем около $1 / 4\omega$, а для ротора с обычным подшипником она близка к $1 / 2\omega$.

Положительный опыт работы с этим нестабильным рабочим временем получается при использовании гидростатической (газовой) нагрузки с плавающей пластиной. Кроме того, чтобы усилить эффект колебаний ротора и демпфирующей пластины, а также перенести нагрузку на подшипник

1.4.6 Силовые реакции бесконтактных уплотнений

К компрессиям с гарантированным разрушением трещины, а также компрессии относятся с плавающими кольцами. Компрессионная плита практически не предусмотрена в корпусе. Сжатие с плавающими кольцами производится в виде движения в радиальном направлении пластины (кольца), которые поддерживаются концами на конце корпуса. Преимущество последнего заключается в том, что во время работы плавающее уплотнительное кольцо самоустанавливается относительно уплотнительной поверхности ротора, наблюдая все его движения. Чтобы сделать уплотняющий эффект более компактным, он заключается не в удалении, а только в ограничении потока среды между соседними полостями и зависит от гидравлического сопротивления круглого зазора. Разнообразные способы увеличения сопротивления дроссельной заслонки приводят к обилию структурных штрафных застроек. Часто они делают более компактную поверхность, сделанную из лабиринта канав. Очень высокие скорости утечки связаны с уплотнительными узлами с несколькими плавающими кольцами. Влияние конструкции уплотнений на колебания роторов заключается в действиях сил реакции слоя среды в контрольных зазорах. Происхождение этих сил отличается от такового в подшипниках скольжения, поскольку при сжатии среда задушена в осевом направлении. Для него некоторое различие между описаниями сжатия связано с гидро (газ) динамическими направляющими. Пока жесткость смазки ненагруженной направляющей в концентрическом месте штифтов ротора отсутствует, жесткость сжимающей среды - это ротор в центре, который не равен нулю. В монографии Симоновского В.И. Знаки также указывают на то, что гидродинамическая (трещинная) жесткость трещины при сжатии способствует жесткости на изгиб, собственной и критической скоростям ротора. затем он также показал им, что неконсервативная сила сжатия трещины приводит к потере устойчивости гибкого ротора и появлению его субгармонических колебаний, принимая характер прямой асинхронной прецессии с большой отрицательной частотой собственных колебаний. Таким образом, коэффициент потери устойчивости равен удвоенной первой (частичной) собственной частоте вращения ротора с учетом гидрогаз (газа) до динамической негибкости. Потеря устойчивости вращения ротора в трещинах сжатия, как с гладкими,

так и с поверхностями лабиринта дросселирования на частотах выше 2 г v , наблюдалась экспериментально с середины 20-го века. В общем, явления динамики и неустойчивости ротора при сжатии имеют трещины, аналогичные тем, которые возникают в роторе при прогибе. При расчете статического равновесия кольца под действием упругих гидро (газ) динамических сил в радиальном зазоре, дополнительных сил упругости подвески, сил силы тяжести и контактных реакций на граничной поверхности кольца, слагаемых самого кольца -центрирование относительно ротора и отсутствие раскрытия стыка разреза были получены. При расчете реакции была отмечена контактная возможность существования трех мод в разрезанной паре: жидкое, полужидкое и сухое трение. Динамическая радиальная устойчивость кольца на жестком роторе была проанализирована в режиме малого сухого трения гармонической линеаризации с разумным замечанием, что устойчивость кольца повышается с увеличением силы сухого трения из-за постепенной потери подвижности. Без учета регистра зависимости трения от скорости поверхность контакта потери устойчивости плавающего уплотнительного кольца равна удвоенной (частичной) собственной частоте кольца: в книге показано, что после потери устойчивости происходит -сгибание кольца с собственной частотой ν и амплитудой сравнимо с радиальным зазором. Важные фундаментальные результаты Марцинковский В.А. получено, учитывая совместные колебания системы, состоящей из упругого несбалансированного ротора и упруго подвешенного бесконтактного кольца с массой того же порядка, что и ротор, которые связаны между собой гидродинамическими силами в кольцевом зазоре. Аналитические решения, которые он построил, и амплитудно-частотные характеристики указывают на то, что в такой системе будет дополнительная критическая скорость из-за кольцевых колебаний. В ходе численного анализа устойчивости системы «упругий ротор - плавающее кольцо» было установлено, что ее пороговая частота стабильности ω^* всегда больше, чем удвоенная собственная частота невращающегося ротора $0 \text{ } 2\omega$, но не более чем пороговая частота кольца $\omega^* \text{ к}$ на жестком роторе.

1.5 Улучшение методики расчета

Д. Чайлдс рассчитывает динамические соотношения жидкостного и газового гладкого зазора (описания) в развитом турбулентном потоке. Определение коэффициентов негибкости и ослабления сжатия лабиринта всегда представляло сложную проблему. В лабиринте рвов имеются вихри и зоны застоя, их интенсивность и размеры, которые зависят от числа Рейнольдса и колебаний ротора. Поэтому опыт был впервые получен. Например, А.Н. Гули проводил сравнительные испытания трех типов компрессионных лабиринтов, в том числе сотовых, ямочных и лабиринтных с восстановленными гребнями. Он определил как затраты / пл описания и коэффициенты гидродинамической негибкости, согласно параметрам на экспериментальных передаточных

функциях частоты неустойчивого вращения ротора при соответствующем сжатии. В качестве стандарта для оценки скоростей потока / PL и жестких описаний плавного сжатия трещины он был принят с той же длиной и с тем же радиальным зазором. Гидродинамическая негибкость компрессионного лабиринта определялась на границе динамической устойчивости ротора. Согласно экспериментальным данным, лучший результат был показан при сжатии дырок; его гидродинамическая негибкость, по-видимому, является самой большой среди других типов компрессионного лабиринта - примерно в два раза ниже, чем у гладкой трещины. На рисунке приведен расчет затрат, жесткое описание сжатия лабиринта осуществляется на сложных трехмерных моделях, включая множество гидродинамических корреляций для определения давления в канавах. их совершенство в конечном итоге привело к хорошему согласию между расчетными и экспериментальными данными. Таким образом, следующие результаты находятся в процессе: жесткость гидродинамического сжатия сравнима с адгезией смазочного слоя направляющей: для гладкого зазора 50% жесткости подшипника и лабиринта, в зависимости от сложности форма принятия, более компактная поверхность 10,30%. Задача определения реакций рабочего слоя сегодня целесообразно решить сжатие лабиринта на основе метода возможных объемов, что особенно эффективно при сложной геометрии создавая более компактную поверхность. Анализ механики жидкости и газа на основе этого метода будет реализован в большинстве программных пакетов вычислительной механики жидкости. Набор программ этой научной лаборатории позволяет спроектировать лабиринт рвов любой геометрии и достоверно определить коэффициенты жесткости и затухания соответствующего сжатия. Использование такого программного обеспечения обеспечивает возможность быстрого выбора оптимальной формы сжатия для набора внешних условий, требований к герметичности, надежности и вибрации состояния.

1.6 Моделирование двухфазного течения в зазоре уплотнения

Развитие этого направления связано с повышением надежности работ с уплотнениями высокоскоростных и криогенных роторных машин. Возможно кипение и двухфазный парожидкостный поток рабочего тела в дроссельных зазорах компрессий приводит к резкому падению как их счета / PL, так и жестких характеристик, что может привести к контакту ротора с компрессиями. В России к вопросу о кавитации рабочего тела в гидравлических линиях научные сотрудники Орловского государственного технического университета (ОГТУ) всерьез участвуют. Они определяют поля давления в смазочном материале и делают более компактный слой с учетом возможных фазовых переходов совместным решением уравнения Рейнольдса для выравнивания, обобщенным на случай двумерного турбулентного потока вязкой сжимаемой парожидкостной среды. При сжимании лабиринта в расчет также добавляется выравнивание и получаем давление в протоках. Научно-исследовательская

лаборатория «Конструкция гидромеханических систем» создала программный продукт, разработанный на основе метода возможных отличий. Тем самым данная задача была решена передовыми способами, не уступающим зарубежным.

При высокочастотных колебаниях проявляются упругие свойства плавающего уплотнительного кольца. В этой ситуации необходимо учитывать влияние кольцевых деформаций на внутренние характеристики (подсчет, коэффициенты жесткости и ослабление слоя, силы трения в корпусе, амплитуды и частоты собственных колебаний). При расчете уплотнительного кольца с учетом зависимости между давлением и деформацией используется теория упругогидродинамического смазывания с использованием уравнений теории упругости. В настоящее время эта проблема может быть решена одновременно с использованием метода возможных объемов и метода конечных элементов. Поэтому следующая процедура расчета описаний уплотнительного кольца в процессе принята с учетом деформаций: вначале метод возможных объемов от условия равных зарядов до контрольного объема в радиальном и обходном направлениях, распределение поле построено.

После этого из совокупности рабочей мощности от давления окружающей среды и температуры нагружения из-за выделения тепла при деформации материала определяются размеры поверхностных деформаций в узлах кольцевой модели, которые являются размерами изменения зазора. На основании полученных результатов рассчитывается изменение размера зазора из-за уплотнительного кольца. Сравнение описаний герметичности с учетом и с учетом регистра символов кольцевой деформации показало, что при больших перепадах давления (более 2 МПа) эффект деформаций очень значительный. Учет деформации кольца приводит к увеличению средних потерь в два раза по сравнению с расчетом без деформации корпуса.

1.6.1 Запись воздействий на динамику ротора

С учетом значительного трения уплотнительного кольца на поверхности штифта, угловых колебаний кольца и свойств, сделанных более компактной средой. При высоком, более компактном давлении на плавающее уплотнительное кольцо усилие прижима действует на конец корпуса. В результате силы трения, отрывающей контактную поверхность, в радиальном зазоре может появиться уже упругая гидродинамическая сила. В этом случае кольцо теряет подвижность и влияет на динамические характеристики ротора, такие как сжатие трещины. Однако промежуточность по силе трения на конце и упругому гидро (газу) в зазоре может динамически изменять силу в интересах прошлого при изменении режима работы, в частности, когда ротор проходит критическую скорость. В прокате показано, что из-за большой амплитуды резонансных колебаний ротора кольцо становится подвижным и начинает влиять на жесткость и остановку двигателя скорости ротора в виде плавающего сжатия. Изменение характера влияния кольца вызывает эффект «растекания»

срыва скорости вращения ротора, т. Е. Его стоимость варьируется в диапазоне, ограниченном критической скоростью вращения, определенной с учетом эффекта сжатия трещины, и критическая скорость вращения определяется с учетом влияния плавающего уплотнительного кольца. Чтобы изменить промежуточность за счет силы трения на конце и упругого гидро (газа), динамический диск также может усиливать зазор: деформации и угловые колебания кольца, вызывая разрыв соединения, а также уменьшение и уменьшение вязкость среды с частотой вращения, обусловленная повышенным тепловыделением. Важно отметить работу, где классификация более уплотнительных колец основана на методах уменьшения трения на поверхности штифта и увеличения упругих гидро (газ) динамических сил в создаваемом круговом зазоре. Работа была освящена динамической устойчивостью ротора в уплотнительном кольце с учетом трех решений гидродинамических сил (неконсервативных, упругих и демпфирующих), действующих в зазоре, а также силы сухого трения на кольце фланка. Они аналитически показаны положением, основанным на типе прецессионных траекторий ротора, который, в отличие от сжатия трещины (1), может сохранять стабильное вращение ротора в плавающем кольце с угловой скоростью. Кроме того, дается открытое физическое объяснение разработанным квазистабильным модам колебаний неустойчивого ротора, а также возможности вейвлет-анализа, который позволяет судить по движениям любых показанных систем ротора..

1.6.2 Изучение динамики ротора

Исследование колебаний ротора, взаимодействующего через слой жидкости (газа) с плавающими элементами, требует рассмотрения расчетной модели “ротор - среда - плавающий элемент” с учетом их подвижности и упругости в условиях высоких скоростей вращения, а также гидродинамической жесткости среды. Вибрации ротора и кольца ожидаются в предположении, что их поверхность абсолютно гладкая и нет трения при ударе, а также в предположении, что сила трения кольца на корпусе постоянна и не зависит от гидродинамические силы. В качестве динамических гасителей будут использованы элементы конструкции роторной системы (плавающие уплотнительные кольца) и специально устанавливаемые на ротор (автобалансирующие устройства с плавающими элементами в полостях, заполненных жидкостью). Предлагаемые гасители являются пассивными системами виброгашения колебаний ротора и поэтому отличаются простотой и надежностью.

Виброударная система с кольцом ротора теряет свою динамическую устойчивость, почти задерживая скорость ротора ρv , а также свои дробные частоты $\rho v 2n$, где $n = 1,2,3$. Это также получено аналитически, в случае абсолютно гладких поверхностей ротора. Кольцо является очевидным решением их виброударного движения. Сложность заключается в получении

таких решений, поскольку вибрации и выстрелы, описываемые различными типами уравнений, преодолеваются с помощью стыковочных решений или методом «подгонки».. Эффект гидродинамического гашения может быть достигнут в системе только при определенных условиях, основным из которых является совпадение скорости вращения ротора с парциальной частотой плавающего элемента. Кроме того, воздействие оценивается по характеру стационарных колебаний системы «ротор-кольцо», а также по процессу ее перехода через скорости сваливания. Таким образом, вибрации многомодальности являются внутренними; оказалось 4 типа траекторий виброударного движения кольца. Модель ротора на двух подшипниках с плавающими втулками использована в относительно небольшом числе других работ, однако в них вопросы исследования формы установившегося движения ротора в широком диапазоне частот вращения остались незатронутыми. В зависимости от размера радиальных снимков разрыв вызывает суб- или супергармоническую вибрацию кольца с частотами, кратными ангулятору - ω 3 или 3ω , а также приводит к увеличению амплитуды силы вибрации ротора в среднем на 10%. ротор; В изотропии роторно-кольцевой системы 4 хода всегда выполнялись по очереди, а при анизотропных упругих свойствах системы и низких коэффициентах трения можно установить 2 ударные моды. Установлено, что виброударное прохождение скорости сваливания завершается захватом роторно-кольцевой системы ударных колебаний. Таким образом, это явление не возникает в случае так называемого полуизмеримого кольца.

Полученные результаты проекта могут быть использованы для существенного снижения амплитуд колебаний неуравновешенных роторов, особенно быстровращающихся, как при прохождении критических скоростей, так и на номинальных скоростях вращения. Наблюдается значительное, вплоть до критического, увеличение амплитуды колебаний ротора во всем диапазоне частот. Этот результат автор объясняет центрирующим эффектом сжатия, при котором контакты ротора смещаются в области низкой скорости, где зазоры нестабильны. Однако он также заметил, что при определенной комбинации эксплуатационных и геометрических параметров стабилизируется сжатие ротора..

1.6.3 Исследование конструкций и моделирование поведения работы бесконтактных уплотнений

Бесконтактные уплотнения имеют низкий момент трения, малый износ рабочих элементов. Основным признаком бесконтактных уплотнений является гарантированный зазор между сопряженными деталями. Применение динамических уплотнений этой группы всегда сопровождается определенной (в некоторых случаях незначительной) величиной утечки, которая зависит от величины зазора и формы поверхностей уплотнения и вращающегося вала.

Конструкции бесконтактных уплотнений позволяют реализовать в зазорах физические процессы, которые препятствуют утечке сред. По

признакам этих процессов выделяют вязкостные, массовые и вихревые уплотнения. В вязкостных уплотнениях сопротивление движению сред создается силами трения. Принцип действия массовых уплотнений состоит в создании противодействия путем использования массы сред или развивающихся в них инерционных сил.

1.7 Газо-жидкостные потоки

Возбуждение определенных колебаний роторов приводит к потоку сред через лопаточный аппарат и уплотнительные лабиринты. В моменты прохождения лопастей рабочего колеса мимо лопастей направляющего аппарата или канала отвода (подачи) возникают пульсации давления среды. В результате вибрации ротора возбуждаются с так называемой частотой лопастей, которая кратна произведению числа лопастей рабочего колеса на скорость вращения. Кроме того, при определенных сочетаниях осевого зазора между рабочим колесом и направляющей лопаткой и радиального зазора в лабиринтах появляются аэрогидроупругие колебания недостаточно жестких элементов ротора. Были сделаны предположения об акустическом резонансе в полостях между роторной и статорной частями машины. Были предложены различные меры для отстройки от резонансных частот, например, установка на рабочем диске дополнительного кольца, которое рассеивает энергию во время вибраций из-за трения о диск (вращающиеся машины компании General Electric). Однако внедрение новых элементов в дизайн неэффективно. В связи с этим, учитывая, что по своей природе аэрогидроупругие колебания близки к явлению флаттера панелей, А.И. Белоусов предложил метод расчета параметров лабиринтов и осевых зазоров, при которых неустойчивость не проявляется.

2 Диагностические признаки и типы брака промышленных машин

Нужно знать все типы неисправности деталей при диагностикитурбины, редуктора подшипника качения.

2.1 Вибродиагностические признаки неуравновешенности

Характерные диагностические признаки дисбаланса являются высокий уровень радиальной вибрации в горизонтальном направлении и низкий уровень, аксиальная вибрация; в спектре преобладает амплитуда 1-ой оборотной частоты. Вибрация устойчивая и дисбаланс присутствует на роторных подшипниках.

2.1.1 Вибродиагностические признаки расцентровки

Качество центровки валов, не соединенных муфтой в целом определяется взаимным пространственным положением геометрических осей опорных вкладышей подшипников скольжения или качения в подшипниковых стойках или щитах отдельных механизмов. Так-как валы отдельных механизмов в агрегате чаще всего имеют различные диаметры, то мы еще раз подчеркнем, что центровка валов производится не по опорным поверхностям подшипников, а по их геометрическим осям.

2.1.2 Вибродиагностические признаки механических ослаблений

Все разнообразие проявлений ослабления связей между элементами механизмов и агрегатов имеет ниже общее название «механические ослабления» по одной простой причине - в спектрах вибросигналов все они дают качественно примерно одинаковые картины.

Большое количество (без пропусков, вплоть до 10) гармоник оборотной частоты, причем количество этих гармоник и их амплитуды могут сильно меняться от измерения к измерению даже при неизменной величине механических ослаблений. Наличие только целых гармоник объясняется тем, что все соударения, так или иначе, связаны с частотой вращения ротора, а большое и переменное количество гармоник – значительной нестационарностью количества соударений.

Наибольшая амплитуда первых 5-7 гармоник и постепенное уменьшение амплитуды с увеличением кратности;

Нозможный подъем спектра вблизи одной из основных гармоник или уширение самой гармоник, что объясняется наличием несинхронных компонент в вибросигнале – например, компонент, связанных с числом пальцев в изношенной муфте, или с числом лопаток дефектного рабочего колеса

2.1.3 Вибродиагностические признаки дефектов подшипников

скольжения

Признаками появления дефектов подшипника являются шумы и вибрации при работе, то есть паразитные механические колебания, вызванные повреждением деталей подшипника – колец, дорожек качения, сепаратора или даже тел качения. Повреждения в свою очередь возникают из-за воздействий (силовых, моментных, ударных, температурных и т.д.) на подшипник, каждый из видов которых приводит к появлению определенных дефектов. Дефекты, возникающие при изготовлении, монтаже и эксплуатации подшипника

скольжения в составе роторной машины, могут оказывать влияние практически на все составляющие вибрации с различной природой возбуждения. С целью обеспечения высокой надежности работы оборудования с подшипниками скольжения, а это обычно самое ответственное и дорогое оборудование, необходимо обеспечивать необходимый уровень мониторинга технического состояния и диагностики возникающих дефектов.

2.1.4 Вибродиагностические признаки дефектов лопаток и рабочих

колес

Нарушение крепления лопаток на ведущем колесе, ослабление посадки ведущего колеса на валу вызывает высокий уровень вибрации как в радиальном, так и в осевом направлениях.

2.2 Высокочастотная составляющая вибрации

Высокочастотной вибрацией (ВЧ) называют вибрацию с частотой $f_{вб}$, вдвое превышающей частоту вращения ротора $f_{вр}$, т.е. $f_{вб} = 2f_{вр}$. Например, для турбоагрегаторов, имеющих обратную частоту вращения $f_{вр} = 50 \text{ min}06.wmf$, Гц высокочастотная вибрация составляет $f_{вб} = 100 \text{ min}06.wmf$, Гц.

Вибрация двойной оборотной частоты возникает под действием силы веса при нарушении поперечной прочности в сечениях бочки ротора в горизонтальном и вертикальном направлениях, т.е. по осям X и Y. При этом моменты сопротивлений W_x и W_y становятся неравными, что и вызывает двойной прогиб и двойное колебание вала за один оборот.

2.2.1 Сложный спектр вибрации

Коленчатость муфты, трещины ротора, сочетание дефектов вызывающих циркулирующих и двухместные оборотные составляющие спектра вибрации.

2.2.2 Определение источника вибрации

Дисбаланс, изгиб ротора, дефекты муфты, ниже рассмотрены (кроме описанного здесь, могут быть и другие виды дефектов).

Дисбаланс происходит из-за отложения солей или эрозии лопаток, повреждения их с медленным изменением вибрации (в течение нескольких месяцев). Также причиной может быть ослабление посадки дисков

2.2.3 Прогиб ротора

Небольшая вибрация, зависящая от режима, практически не меняется со временем и возникает из-за отсутствия тепловых осевых зазоров между насадными деталями.

2.2.4 Тепловой прогиб ротора генератора

Возникает при неравномерном охлаждении ротора из-за неравномерности сечений каналов охлаждения..

2.2.5 Трещина в роторе

Изменения вибрации быстро увеличиваются, очень заметно на описании скорости (АФЧХ).

2.2.6 Тепловой прогиб в опорных шейках

Появляется при неравномерном распределении тепла во время трения подшипника. Можно устранить за счет увеличения масляных зазоров, балансировки.

2.2.7 Технологический (ремонтный) прогиб

Связано в основном с заклиниванием посадки при охлаждении деталей, установленных в горячем состоянии.

2.2.8 Дефекты муфты

Возникают в процессе эксплуатации неожиданно, в основном, после поворотного удара и при максимальной нагрузке когда меняется положение одной из полумуфт.

2.2.9 Технологические (ремонтные) дефекты

Появляются если при ремонте разбиралась муфта, проблем фланца и призонных болтов.

2.3 Составляющая двойной оборотной частоты

Выявляет двоякую жесткость ротора, эллипсность шеек, резонанс системы ротор-опоры и трещина в роторе.

2.3.1 Двоякая жесткость ротора

Вибрации появляются на подшипнике ротора генератора.
Необходимо применение динамических гасителей вибрации (ДГВ).

2.3.2 Эллипсность шеек

Неравномерный износ шейки вала

2.3.3 Электромагнитные силы

Возникает при деформации оправки статора.

2.3.4 Коленчатость муфты

Вибрация основного корпуса вблизи с жесткой муфтой, в сочетании с расцентровкой опасно.

2.3.5 Резонанс системы ротор-опоры второго рода

Требуется установка динамического гасителя вибрации.

2.3.6 Трещина в роторе

Признаки: Высокая временная вибрация. При наличии трещины требуется замена ротора.

3 Наблюдение и изучение вибрационных показаний турбины Т-110/120 – 130 на ТЭЦ-2 г. Алматы

Вибрационное состояние ТА типа Т-110/120 –130 + ТВФ-110-2 ЕУЗ ст.№6. после текущего ремонта

Представителями гр. вибрации Лаборатории Регулирования и Вибрации были выполнены работы по вибрационному обследованию ТА ст. №6 после текущего ремонта.

Вибрационное состояние ТА ст.№6 после ремонта удовлетворяет нормам ПТЭ.

холостой ход без возбуждения. (опора № 8 без виброгасителя).

	1	2	3	4	5	6	7	8
--	---	---	---	---	---	---	---	---

вертик.	4/0,6 140	6/0,9 120	3/0,4 120	16/0,9 300	7/0,9 140	13/1,7 355	6/0,9 190	25/2,9 330
попер.	1/0,6 160	5/0,7 90	9/1,0 55	3/0,4 140	7/0,8 160	7/0,9 70	6/1,3 315	6/0,7 220
осевая	2/0,8 190	2/0,3 130	2/0,4 300	7/0,9 160	6/0,8 135	10/1,3 220	9/1,3 30	76/9,0 315

$N_p=18$ МВар $J_p=0,7$ КА (опора № 8 без виброгасителя)

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	5/0,8 80	3/0,5 160	3/0,5 70	19/2,5 300	11/1,5 150	14/1,9 340	3/1,8 220	26/3,2 330
попер.	2/0,5	6/0,9	9/1,1	6/0,7	9/1,2	5/0,9	7/1,2	4/1,6

	300	70	40	100	160	50	310	260
осевая	2/1,1 250	1/0,4 260	1/0,4 75	9/0,5 170	10/1,4 160	9/1,6 210	9/1,4 30	80/10,0 320

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	4/0,7 60	3/0,7 90	2/0,4 50	29/3,6 285	9/1,2 110	8/1,2 330	8/1,5 330	21/2,5 30
попер.	4/0,8 350	10/1,4 100	8/1,0 60	5/0,7 90	6/0,8 140	14/1,9 120	6/1,2 0	4/1,0 10
осевая	5/1,0 200	3/0,9 330	3/0,6 160	8/1,1 230	9/1,1 135	12/1,7 290	8/1,3 100	10/1,3 350

$N_a=90$ МВт; $N_p=38$ МВар; $J_p=1,25$ КА: виброгаситель на опору №8 установлен

В таблицах значения даны: в числителе – оборотная вибрация, в мкм; в знаменателе – виброскорость, мм/с. и фаза вибрации.

В связи с производственной необходимостью представителями гр. вибрации ЛРиВ были выполнены работы по вибрационному обследованию ТА ст. №6.

Вибрационное состояние ТА ст. №6 удовлетворяет нормам ПТЭ:

ТА №6 таблица замеров $N_a=88$ МВт $N_p=35$ МВар $J_p=1,2$ КА

	1	2	3	4	5	6	7	8
--	---	---	---	---	---	---	---	---

вертик.	3/0,9 240	3/0,8 220	4/1,1 270	16/2,3 80	10/1,5 120	18/2,4 315	9/2,5 265	6/0,8 280
попер.	8/1,2 0	11/1,8 15	12/2,3 345	6/1,1 50	3/0,5 270	8/1,3 140	7/1,4 210	8/1,3 260
осевая	10/2,5 150	2/0,8 150	4/0,8 230	10/1,5 210	11/1,4 220	10/1,8 340	12/1,8 330	26/3,0 240

ТА №6 таблица замеров $N_a=107$ МВт $N_p=18$ МВар $J_p=1,1$ КА

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	2/0,7 10	3/0,2 90	2/0,3 190	18/2,1 300	5/0,8 125	9/2,1 80	5/0,8 320	8/1,1 50
попер.	5/0,9 350	10/1,1 140	4/0,5 135	5/0,9 270	5/0,7 150	10/1,3 95	2/1,2 70	6/1,1 95
осевая	4/1,5 180	2/0,2	2/0,4 90	7/0,8 35	6/0,1 120	11/1,8 270	8/1,5 60	9/1,3 275

ТА №6. таблица замеров $N_a=75$ МВт $N_p=35$ МВар $J_p=1,15$ КА

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	3/0,9 200	2/0,8 150	4/0,9 270	17/2,3 70	10/1,4 120	21/2,6 310	17/2,8 270	5/0,8 280
попер.	6/1,0 250	13/2,0 0	16/2,5 330	8/1,1 35	2/0,6 290	9/1,3 135	7/1,3 210	8/1,2 280
осевая	5/2,5 170	2/0,7 240	2/0,6 260	11/1,6 220	12/1,6 220	10/1,7 180	11/2,1 340	15/1,8 235

ТА №6 таблица замеров за 17.01. $N_a=57$ МВт $N_p=38$ МВар $J_p=1,1$ КА

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	2/0,8 230	2/0,7 210	4/1,1 260	17/2,3 60	8/1,2 120	14/1,7 310	6/2,0 240	6/0,9 280
попер.	7/1,1 270	12/2,0 15	10/2,3 340	7/1,0 60	3/0,5 260	8/1,3 120	6/1,3 210	8/1,2 270
осевая	8/2,8 150	3/0,7 210	3/0,7 220	11/1,5 210	11/1,5 210	9/1,7 150	11/1,9 320	27/3,3 250

Вывод:

От изменения режимов работы вибросостояние турбин не меняется.

Вибрационное состояние ТА типа Т-110/120 -130 ст.№6. после капитального ремонта. Вибрационное состояние ТА ст.№6 после капитального ремонта удовлетворяет нормам ПТЭ:

холостой ход

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	3/0,6 135	5/0,7 260	18/2,4 220	13/1,6 70	9/1,4 135	17/2,1 330	15/1,8 310	4/0,5 240
попер.	2/0,6 30	3/0,6 300	10/1,3 270	5/0,7 5	3/0,5 290	5/0,6 90	8/1,1 250	4/0,5 270
осевая	3/0,9 220	13/2,0 220	12/1,8 210	13/1,7 200	15/1,9 200	9/1,1 200	12/1,4 30	34/4,3 180

До установки виброгасителя на опору №8 $N_a=105$ МВт $N_p=35$ МВар
 $J_p=1,28$ КА

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	5/0,9 150	6/0,9 230	7/0,9 270	16/2,1 80	11/1,4 140	12/1,5 300	5/1,3 240	7/1,0 315
попер.	3/0,8 210	7/1,0 340	15/1,8 315	5/0,8 20	2/0,4 260	4/0,7 130	8/1,2 220	5/0,8 260
осевая	4/1,1 350	5/0,9 300	3/0,8 300	15/1,9 190	15/1,9 200	9/1,3 150	9/1,2 330	6/0,8 290

После установки виброгасителя на опору №8 представителями гр. вибрации ЛРВ были выполнены работы по вибрационному обследованию ТА ст. №6 после текущего ремонта. Вибрационное состояние ТА ст.№6 после ремонта удовлетворяет нормам ПТЭ.

холостой ход без возбуждения.(опора № 8 без виброгасителя).

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	3/0,5 130	10/0,3 300	12/1,6 190	20/2,2 60	15/1,7 115	15/1,7 285	15/1,9 275	10/1,1 200
попер.	2/0,5 180	4/0,5 270	12/1,4 240	5/0,7 30	2/0,4 255	6/0,7 60	5/1,0 220	6/0,7 280
осевая	2/0,6 190	7/1,6 185	7/1,5 185	16/1,7 175	15/1,8 180	8/1,1 170	7/0,9 320	72/7,8 155

$N_a=15$ МВт $N_p=25$ МВар $J_p=1,8$ КА (опора № 8 без виброгасителя).

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	2/0,5 150	4/0,6 330	8/1,1 240	21/2,3 40	14/1,6 95	13/1,5 285	13/1,7 300	12/1,4 195
попер.	2/0,6 190	2/0,4 245	12/1,3 240	8/0,9 335	4/0,6 240	5/0,7 45	4/0,9 220	4/1,0 280
осевая	1/0,8 270	5/1,5 210	5/1,2 200	11/1,3 180	13/1,5 180	4/0,7 185	3/0,7 330	78/8,4 160

$N_a=95$ МВт; $N_p=45$ МВар; $J_p=1,3$ КА. виброгаситель на опору №8 установлен

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	8/1,4 130	5/0,8 185	7/1,2 250	24/2,7 50	16/1,8 105	14/1,5 260	4/0,8 60	13/1,4 270
попер.	3/0,7 200	4/0,6 305	12/1,3 270	6/0,7 15	3/0,5 200	7/0,9 60	5/1,0 180	8/1,0 230
осевая	6/1,0 290	6/1,0 300	6/0,9 300	18/2,0 180	19/2,1 170	10/1,3 90	12/1,5 270	30/3,4 250

Вывод:

виброгаситель значительно снижает осевую вибрацию,
состояние ГА ст.№6 после ремонта удовлетворяет нормам ПТЭ.
холостой ход без возбуждения.

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	5/0,7 330	3/0,5 200	2/0,3 190	12/1,5 30	1/1,3 225	12/1,5 70	9/1,2 80	9/1,2 70
попер.	4/0,6 60	6/0,8 200	7/0,9 140	3/0,5 135	3/0,9 139	13/1,6 160	9/1,3 90	4/0,5 90
осевая	2/0,8 110	2/0,4 70	2/0,4 265	4/0,8 280	3/0,7 120	7/1,1 315	6/1,0 140	31/3,8 0

$N_a=102$ МВт; $N_p=22$ МВар; $J_p=1,5$ КА.

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	6/0,9 20	5/0,7 65	3/0,6 330	29/3,6 10	7/1,4 10	4/1,3 60	9/1,2 45	13/1,5 140
попер.	9/1,2 85	9/1,2 210	7/1,0 110	7/1,0 275	3/1,4 0	15/2,1 160	9/1,4 100	10/1,4 140
осевая	1/1,0 -	1/0,5 -	1/0,5 -	5/1,6 195	3/1,2 45	9/1,4 40	9/1,3 200	25/3,0 20

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	3/0,7	4/0,6	10/1,3	24/2,7	15/2,1	19/2,4	29/3,6	8/0,9
попер.	2/0,8	1/0,2	1/0,7	6/0,8	5/0,9	4/0,8	5/0,8	10/1,2
осевая	3/0,8	7/1,1	7/1,2	12/1,5	15/1,8	5/1,2	5/1,1	13/1,5

$N_a=22$ МВт; $N_p=20$ МВар; $J_p=0,95$ КА.

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	4/0,8	4/0,7	8/1,1	19/2,3	11/1,5	12/1,4	9/1,3	5/0,9
попер.	4/0,9	4/0,8	1/0,2	4/0,6	4/0,6	5/0,6	5/0,7	7/1,5
осевая	3/1,0	4/0,7	4/0,7	13/1,8	10/1,4	4/0,9	4/0,8	13/1,5

$N_a=78$ МВт; $N_p=27$ МВар; $J_p=0,8$ КА.

	1		2	3	4	5	6	7	8
--	---	--	---	---	---	---	---	---	---

вертик.	5/0,8		8/1,2	8/1,0	26/3,0	14/1,8	17/1,9	3/0,8	12/1,3
попер.	6/1,2		5/1,0	3/1,2	2/0,4	3/0,7	5/0,7	4/0,5	11/1,7
осевая	4/1,8		3/1,0	2/1,0	16/1,9	17/2,0	14/1,9	12/1,5	15/1,7

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	5/0,9 0	3/0,7 40	2/0,4 80	12/1,6 330	2/0,8 225	5/1,0 350	6/1,0 340	8/1,0 135
попер.	4/0,7 40	11/1,4 170	6/0,8 150	4/0,6 220	6/0,8 140	13/1,4 135	4/0,7 80	3/0,8 160
осевая	4/1,1 150	2/0,8 310	2/0,6 185	6/1,4 150	5/1,2 160	12/1,5 135	5/1,1 150	6/1,0 270

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	5/0,7 140	7/0,9 0	3/0,6 130	20/2,0 150	9/1,0 20	20/2,4 120	7/0,9 140	20/2,5 240
попер.	7/0,9 150	12/1,5 330	9/1,0 260	6/0,8 330	3/0,4 180	16/1,9 100	8/1,1 180	9/1,0 135
осевая	2/2,0 260	7/1,1 340	7/1,1 350	12/1,4 180	7/0,9 20	22/2,6 220	18/2,0 240	34/4,0 340

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	3/0,7 45	3/0,7 120	4/0,6 20	24/2,9 180	6/1,0 350	15/2,0 200	7/1,0 180	17/1,9 210
попер.	9/1,4 150	10/1,4 300	5/0,9 210	5/0,8 260	3/0,5 -	17/2,1 100	12/1,5 190	6/1,0 110
осевая	4/1,4	8/1,5	2/0,7	9/1,1	8/1,1	9/1,2	3/1,2	40/4,4

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	5/0,7 90	10/1,2 130	5/1,3 150	32/3,7 0	8/1,0 160	13/1,6 20	9/1,3 10	5/0,6 90
попер.	5/0,7 330	13/1,6 170	9/1,3 130	9/1,3 140	2/0,4 220	18/2,0 120	4/0,9 60	8/1,0 10
осевая	3/1,2 310	3/0,5 180	5/0,7 340	10/1,2 150	11/1,4 220	7/1,2 280	3/1,1 100	38/4,3 90

$N_a=17 \text{ МВт};$

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	6/0,9 50	5/1,1 170	4/1,8 90	27/3,2 0	11/1,2 150	12/1,6 30	2/1,3 30	7/1,0 90
попер.	1/1,0 280	15/1,8 150	24/2,6 120	15/1,7 130	9/1,0 180	11/1,3 120	6/0,8 30	2/1,4 260
осевая	2/1,1	5/1,0 240	5/0,8 30	18/2,1 10	11/1,3 210	10/1,8 60	9/1,5 60	50/5,5 30

$N_a=75 \text{ МВт};$

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	6/0,9 50	4/0,7 45	2/0,5 150	33/3,7 345	4/0,6 190	9/1,3 20	4/0,6 10	7/0,8 120
попер.	1/1,0 280	7/1,1 190	6/0,9 190	13/1,4 170	6/0,8 180	14/1,6 120	9/1,3 60	4/1,3 40
осевая	2/1,1	2/0,7 0	2/0,5 180	11/1,6 20	4/1,0 210	6/1,1 160	4/1,1 150	19/2,1 120

Рекомендации:

Чтобы улучшить вибросостояния опор № 4 в вертикальном направлении надо проверить уравновешенность полумуфты и проверить подшипник № 4 (натяга, масляные зазоры) и если требуется коорректировать их.

Вибрационное состояние ТА ст.№ 6 Нормы ПТЭ при следующих параметрах соответствуют нормам: $N_a=93,2 \text{ МВт}; N_r=26,5; I=0,8 \text{ кА}; P=108 \text{ кгс/см}^2; Q=500 \text{ т/ч}$

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	7/1,3 100	21/0,9 350	9/0,5 300	11/1,4 0	8/0,9 60	16/1,7 55	9/0,4 40	14/1,1 320
попер.	6/0,8 190	17/0,7 260	12/0,5 255	9/1,1 75	9/0,8 220	30/2,7 0	12/1,3 170	13/1,8 190
осевая	12/1,1 10	7/0,9 290	7/0,8 170	7/1,0 20	7/0,8 25	11/1,1 170	12/1,3 210	15/1,6 40

3.1 Улучшение методов уравновешивания посредством ДКВ для турбоагрегата Т-110/120-130 на ТЭЦ-2 г. Алматы

Главной задачей балансировки валопровода турбины на электростанциях стоит не делать из этой операции самую дорогую и избегать длительного простоя турбин(временами от одной смены до недель). Надо перенимать

опыт аналогичных балансировок типовых турбоагрегатов с использованием динамических коэффициентов влияния, теи самым сокращая время простоя. Возьмем виброданные турбины Т-110/120-130 Алматинской ТЭЦ-2, полученные с 2019г по 2020г.

ТГ ст.№5 $N_a=100$ МВт; $N_p=25$ МВар; $J_p=1,25$ КА.

	1подш	2подш	3подш	4подш	5подш	6подш	7подш	8подш
вертик.	5/0,9 0	3/0,7 40	2/0,4 80	12/1,6 330	2/0,8 225	25/2,0 350	<u>36/4,0</u> <u>280</u>	8/1,0 135
попер.	4/0,7 40	11/1,4 170	6/0,8 150	4/0,6 220	6/0,8 140	23/2,4 135	<u>34/3,7</u> <u>80</u>	3/0,8 160
осевая	4/1,1 150	2/0,8 310	2/0,6 185	6/1,4 150	5/1,2 160	12/1,5 135	<u>5/1,1</u> <u>150</u>	6/1,0 270

Из этих значений видно, что вибросостояние опоры №7 не удовлетворяет нормам ПТЭ. Данные из таблицы возьмем за нулевой пуск. Пробный груз весом 2,5 кг устанавливаем в балансировочный паз на роторе генератора.

Опора №7: $A_0= 36$ мкм, угол 280 град.

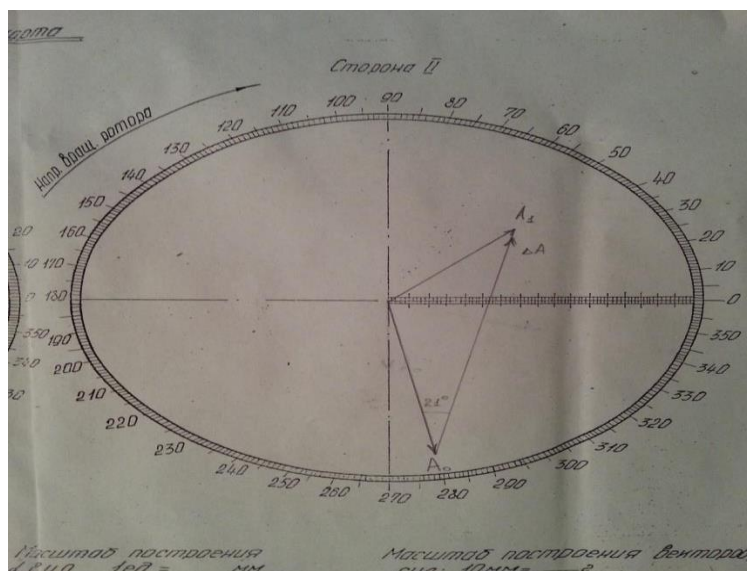
$P = 2,5$ кг, угол 115 град.

где, A_0 – вибрация нулевого пуска в мкм P_1 – пробный груз, P – капитальный груз A_1 – вибрация первого пуска в мкм

α – динамический коэффициент влияния

ΔA – вектор влияния

Занесем все значения в балансировочную карту (рис №1)



холостой ход без возбуждения

	1подш	2подш	3подш	4подш	5подш	6подш	7подш	8подш
вертик.	5/0,9 0	3/0,7 40	2/0,4 80	12/1,6 330	2/0,8 225	5/1,0 350	<u>23/1,0</u> <u>45</u>	8/1,0 135
попер.	4/0,7 40	11/1,4 170	6/0,8 150	4/0,6 220	6/0,8 140	13/1,4 135	<u>14/0,7</u> <u>80</u>	3/0,8 160
осевая	4/1,1 150	2/0,8 310	2/0,6 185	6/1,4 150	5/1,2 160	12/1,5 135	<u>6/1,1</u> <u>150</u>	6/1,0 270

Место установки груза находим на балансировочной карте. В данном случае повернуть на 21 градус против вращения.

ТГ ст.№5 холостой ход без возбуждения

	1подш	2подш	3подш	4подш	5подш	6подш	7подш	8подш
вертик.	5/0,9 0	3/0,7 40	2/0,4 80	12/1,6 330	2/0,8 225	5/1,0 350	<u>6/1,0</u> <u>340</u>	8/1,0 135
попер.	4/0,7 40	11/1,4 170	6/0,8 150	4/0,6 220	6/0,8 140	13/1,4 135	<u>4/0,7</u> <u>80</u>	3/0,8 160
осевая	4/1,1 150	2/0,8 310	2/0,6 185	6/1,4 150	5/1,2 160	12/1,5 135	<u>5/1,1</u> <u>150</u>	6/1,0 270

Вибросостояние ТГ ст№5 удовлетворяет нормам ПТЭ.

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	7/1,3 100	21/0,9 350	9/0,5 300	11/1,4 0	8/0,9 60	36/1,7 55	<u>49/5,4</u> <u>270</u>	14/1,1 320
попер.	6/0,8 190	17/0,7 260	12/0,5 255	9/1,1 75	9/0,8 220	30/2,7 0	<u>32/3,3</u> <u>170</u>	13/1,8 190
осевая	12/1,1 10	7/0,9 290	7/0,8 170	7/1,0 20	7/0,8 25	11/1,1 170	<u>12/1,3</u> <u>210</u>	15/1,6 40

Пуск ТГ №ст.5 $N_a=93,2\text{МВт}$; $N_r=26,5$; $I=0,8\text{кА}$; $P=108\text{ кгс/см}^2$;

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	7/1,3 100	21/0,9 350	9/0,5 300	11/1,4 0	8/0,9 60	16/1,7 55	<u>9/0,4</u> <u>40</u>	14/1,1 320
попер.	6/0,8 190	17/0,7 260	12/0,5 255	9/1,1 75	9/0,8 220	10/1,7 0	<u>12/1,3</u> <u>150</u>	13/1,8 190
осевая	12/1,1 10	7/0,9 290	7/0,8 170	7/1,0 20	7/0,8 25	11/1,1 170	<u>12/1,3</u> <u>205</u>	15/1,6 40

Зная динамический коэффициент влияния, мы сокращаем динамическую балансировку до двух пусков.

Вывод:

Динамическая балансировка значительно сокращается за счет использования динамических коэффициентов влияния.

4 Безопасность жизнедеятельности и охрана окружающей среды

4.1 Краткая оценка воздействия ТЭС на окружающую среду

На сегодняшний день современным наиболее известным из антропогенных источников загрязнений являются станции на традиционном топливе. Очевидно, что из числа наиболее опасных источников загрязнения станции и энергетика в целом занимает 20-30% [9] по анализу состава выбросов, в том числе взвешенные твердые частицы, оксиды серы, углерода и азота.

Для оценк текущей обстановки в вопросе влияния энергетической отрасли на экологическую обстановку, а именно на распределение доли выбросов загрязняющих веществ на тот или иной тип станций, можно воспользоваться традиционной структурой. В структуре мирового производства электроэнергии тепловыми электрическими станциями (ТЭС) на угле составляют 40%, ТЭС на мазуте – 7%, ТЭС на газе – 20%, АЭС - 16%, ГЭС - 18,6%, прочие – 1% [10].

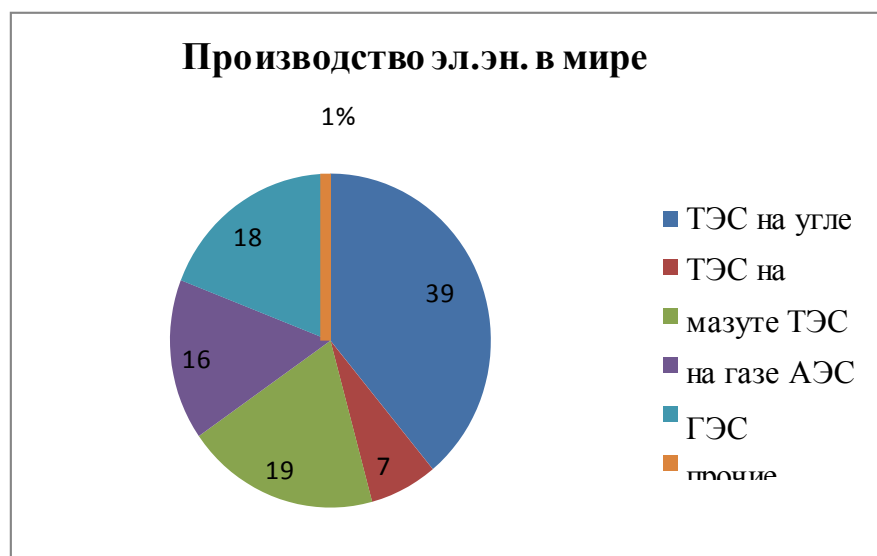


Рисунок 4.1 – Мировое производство элэн по долям

При эксплуатации источников генерации, в том числе наиболее типичных представителей – ТЭС, в атмосферу производится выброс дымовых газов, в составе которых находятся в том числе загрязняющие вещества. Именно через дымовые трубы с уходящими газами, пожалуй происходит основное загрязнение воздушного бассейна станциями. На рисунке 4.2 представлена структура факторов воздействия ТЭС на ОС [9]. Необходимо понимать, что помимо воздушного бассейна ТЭС имеет воздействие на окружающую среду и по другим аспектам при эксплуатации, так например это и воздействие на местность (ландшафт), загрязнение окружающей среды шумом, вибрацией, наконец тепловым загрязнением. Значительное воздействие на природу следует выделять при складировании ЗШО, и работе водоподготовительным систем станции. Непосредственного воздействия в последнем нет, однако тепловое загрязнение сбросной воды при прямоточной схеме охлаждения всё-же влияет на внутренний мир водоемов и каналов. На сегодняшний день влияние ТЭС находится под строгим контролем и четко регламентировано законодательством [11].

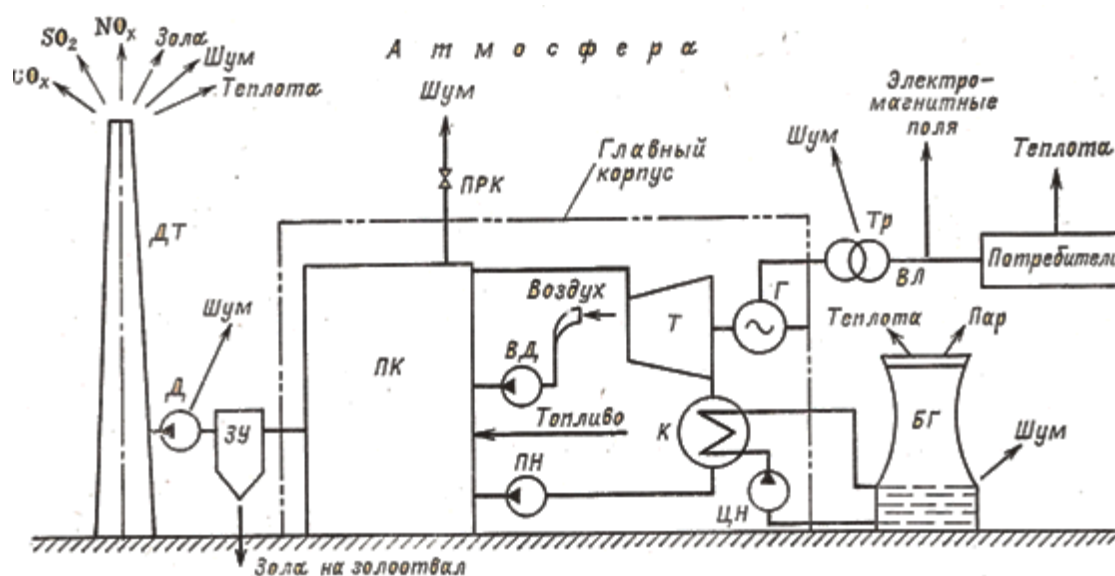


Рисунок 4.2 – Воздействие ТЭС на воздушный бассейн ОС

С точки зрения воздействия ТЭС на окружающую среду можно говорить о достаточно длительном периоде выстраивания структуры эксплуатации и формирования текущих на сегодняшний день порядковых значений и структуры выбросов. Наиболее важными при рассмотрении загрязнения воздуха можно считать выбросы окислов азота и серы, на сегодняшний день показатели этих выбросов со стороны генерирующих предприятий составляют в долевым отношении порядка 50 и более процентов [11].

Именно вопрос выбросов вредных веществ с уходящими газами на сегодняшний день является, пожалуй, наиболее важным при эксплуатации

станций. По воздействию на экологичную среду оценивают эффективность ТЭС, её надежное и безопасную работу по отношению к ОС.

Можно показать, что уходящие газы, в составе которых сконцентрировано содержание различных смесей вредных веществ в ходе выброса частично химически реагируют между собой и атмосферой, при этом образуя несколько химических порядков других веществ, которые в дальнейшем образуют сухие, жидкие или остаются в газообразном состоянии. С учетом того, что при проектировании уже существуют требования строительства дымовых труб определенной высоты [9, 11] здесь также можно отметить, что с расстоянием эти вещества рассеиваются в атмосфере и их концентрация снижается, именно поэтому чем мощнее станция, тем более высокие трубы строятся и тем на дальнее расстояние производится унос веществ дымовыми газами.

Наиболее опасными при выбросах считаются вещества, классифицируемые как токсичные и канцерогенные полициклические углеводороды [12]. Их выбросы связаны с образованием в воздушной среде опасных оксидов и характеризуются значительным воздействием на окружающую среду. Такие вещества образуются в основном в высокотемпературных процессах с восстановительным фоном реакции. Однако для станций такие процессы всё же не характерны, так как на выходе в дымовые трубы уходящие газы имеют значительно меньший уровень температуры, при этом на сегодня реализуется значительное количество превентивных мер по улавливанию наиболее опасных вредных веществ. В мире уже существует накопленный опыт работы станций с показателями, минимизирующими вредное воздействие на экологию за счет режима горения в основном. Поэтому уровень выброса именно токсичных и канцерогенных полициклических углеводородов строго контролируется и не превышает допустимых величин ПДК.

Существует также воздействие на окружающую среду с сбросом и складированием золошлаковых отходов, так как их количество при эксплуатации станции достаточно велико, то можно говорить и о вредном воздействии в связи с радиоактивным загрязнением. Однако, необходимо отметить, что такое загрязнение минимально и радиационный фон ЗШО очень низкий для оказания сильного влияния, при этом соблюдаются также строгие мероприятия по условиям хранения этих отходов, поэтому можно отметить, что в шлаке и в золе содержание радионуклидов мало, а общее воздействие на экологию гораздо меньше 1%.

Непосредственно для дымовых газов, выбрасываемых на тепловых станциях с типовыми схемами и на традиционном топливе, существует ряд ограничений по установлению режимов работы и по очистке перед сбросом в атмосферу. Это обусловлено тем, что при процессах недожога или химического или физического с частицами летучей золы в атмосферу может быть унесено значительное количество вредных веществ и на уровне микросостава там могут содержаться различные примеси твердых частиц таких элементов, как Fe, Al, Ca, Mn, Mg и прочие. А также следует отметить, что при взаимодействии в

дальнейшем с окружающей средой и процессами распада и содениения частиц и микроэлементов могут появляться соединения при конденсировании и адсорбировании, например, характеризующиеся наличием в составе никеля, ванадия, меди, цинка и прочих тяжеловыводимых веществ. Поэтому за процессами сжигания необходим жесткий контроль.

При работе станции в атмосфере могут попасть микрочастицы, в размере не превышающие как правило 5 мкм, после систем улавливания и очистки. Эти частицы далее могут оседать на поверхности земли, при этом с концентрацией некоторых веществ воздействуют с литосферой (почвой). Так к примеру, есть вероятность при попадании окислов серы в почву и грунтовые воды возейдствтия на естественные процессы роста и развития растений и микроорганизмов.

Следует отметить, что само по себе содержание некоторых окислов в атмосфере и в природе в целом является нормой, так диоксида азота не вызывает каких либо изменений, озон и атмосферные азотсодержащие соединения являются нормальных явлением в природе. Однако комплекс таких соединений, создание примесий на их основе, в окислительной или восстановительной среде может повлиять на ход развития флоры и фауны, в частности не встречающиеся в прямом виде в природе комплексные соединения серы и азоты в форме окислов могут воздействовать на атропогенные сооружения, на организмы такие соединения могут оказывать раздражающий эффект [9,12].

Наиболее прямым и наиболее распространяемым эффектом от работы ТЭС всё же является тепловое загрязнение с выбросом дымовых газов с температурой порядка 70-120 градусов Цельсия. Такое воздействие вызывает, как уже установлено в мировой практике [13], процессы теплового загрязнения и повышения концетрации окислов углерода, способствуя наращиванию так называемого «парникового эффекта». На этот счет было проведено множество исследований, и показано, что этот процесс – процесс глобального потепления [12,13] можно назвать достаточно растянутым по времени, но однозначно связанным с развитием энергетической отрасли. Напрямую соединения углерода не регламентированы выбросами, однако выбросы диоксида углерода наряду с другими веществами стараются при работе станций минимизировать. За существенное время функционирования ТЭС было разработано множество всевозможных методов и способов миминизации воздействия станций на парниковый эффект, в том числе процедуры улавливания дымовых газов и консервацию диоксида углерода [13].

Как уже было отмечено ранее, основные выбросы при работе станций характеризуются наличием различных соединений, которые как правило, либо доокисляются при выбросах, либо связываются с другими элементами в атмосфере и выпадают в виде осадков. Есть четки регламентированные доли выбросов вредных веществ (ПДК).

Для энергетики Казахстана, и в целом мировой энергетики характерным традиционным топливом является угольное твердое топливо, и также как сопутствующее, как правило, резервное топливо – сернистый мазут. Эти виды

топлива характеризуются содержанием в своем составе некоторого количества тяжелых металлов и таких вредных веществ, как например, мышьяк, кадмий, бор, молибден, селен [14] которые являются вредными для здоровья человека и оказывают крайне негативное воздействие на природную среду при их прямом выбросе. Особенно вредными являются образующиеся на основе этих элементов кислотные соединения.

Содержание всевозможных вредных веществ в выбросах, негативное воздействие станций, и фактор невозможности полной ликвидации таких выбросов привело к появлению требований на мировом уровне к контролю за выбросами и контролю за воздействием на окружающую среду. Одной из наиболее влиятельных в этом отношении организацией является ООН, именно рамочная конвенция об изменении климата ООН (1992), принятая Казахстаном в 1995 году РКИК ООН [15] стала основным документом в борьбе с воздействием ТЭС на ОС. По требованиям конвенции было принято соглашение на мировом уровне снижения уровня и качества выбросов станций и постоянные процессы контроля и улучшения методов улавливания вредных веществ.

Казахстан и еще 157 стран мира подписал ратифицирован рамочную конвенцию в 1995 году. Согласно этому документу наша страна приняла на себя обязательство по контролю, фиксации и снижению воздействия на окружающую среду с учетом и контролей за выбросами парниковых газов, с разработкой и внедрением превентивных и ликвидирующих мероприятий.

Поэтому на сегодняшний день неотъемлемой частью эксплуатации любой станции является комплекс мероприятий по защите окружающей среды, и одним из пунктов надежной и технически совершенной работы ТЭС является показатель воздействия на окружающую среду, характеризующий степень полноты сгорания топлива, применение эффективных методов улавливания вредных веществ, использование современных процессов подготовки, переработки и использования сырья.

Таким образом воздействие ТЭС на окружающую среду, на атмосферу в частности, регламентировано рядом нормативных документов, определяющих состав и концентрации выбросов их в составе уходящих газов. Эти требования утсановлены с предельно-допустимыми концентрациями веществ (ПДК), основные из которых представлены в таблице 4.1 [16].

Наименование вещества	критерий	Значение критерия	Класс опасности
Азот (IV) оксид	ПДК м/р	0,085	2
Азот (II) оксид	ПДК м/р	0,40	3

Углерод черный (Сажа)	ПДК м/р	0,15	3
Сера диоксид	ПДК м/р	0,500	3
Углерод оксид	ПДК м/р	5,000	4
Бенз/а/пирен (3,4-Бензпирен)	ПДК с/с	0,0000010	1
Взвешенные вещества	ПДК м/р	0,50	3
Мазутная зола электростанций	ПДК с/с	0,0020	2
Пыль неорганическая: 70-20% SiO ₂	ПДК м/р	0,30	3
Пыль неорганическая: до 20% SiO ₂	ПДК м/р	0,50	3

Таблица 4.1 – утвержденный перечень загрязняющих веществ, в составе выбросов ТЭС [16].

Представленные в таблице значения являются предельными концентрациями, их превышение вызывает неотвратимые последствия на функционирование живых организмов и должны быть минимизированы.

В таблице 4.2 представлены характеристики основных воздействий на человеческий организм различных вредных веществ.

Таблица 4.2 – Воздействие на организм человека различных вредных веществ [13,15]

Тип вещества	Источник образования	Характеристика вредного воздействия
Взвешенные вещества	Являются результатом сжигания традиционных топлив энергетических объектов, транспортных средств, промышленных предприятий при производстве строительных материалов. Образуются при эрозии почвы, при естественных процессах «сдува» с поверхностей.	- поражение дыхательных путей человека с образованием новообразований (доброкачественных, злокачественных); - вызывают нарушения в работе дыхательной системы и органов респираторного тракта; - влияют на респираторный тракт и на другие органы за счет токсичного воздействия входящих в состав частиц компонентов. - вызывают нарушение работы бронх, кровообращения и пр.

Оксиды серы	Являются результатом сжигания серосодержащего топлива (как правило уголь и сернистый мазут) на объектах производств, электрических станциях, малых и крупных котельных	- воздействие на верхние дыхательные пути человека, оказывает раздражающий эффект; - воздействие на слизистые оболочки органов дыхания; - нарушение работы трахеи, бронх
Бенз(а)пирен	Являются результатом сжигания традиционных видов топлива на объектах производств, электрических станциях, малых и крупных котельных	- канцерогенные эффекты, тератогенные и мутагенные воздействия.
NO и NO₂	Как правило является результатом сгорания топлива при высоких температурах и превышении избытка кислорода в процессе сжигания. Является результатом при сжигании топлива на объектах генерации тепловой и электрической энергии, а также на транспорте. Может образовываться при горении газов, воспламенении отходов и прочих процессах горения.	Являются высокотоксичными соединениями; Вызывают ярко выраженное воздействие на организм человека: Изменения в составе крови и плазмы; уменьшение гемоглобина; Воздействие на органы зрения; Воздействие на дыхательные пути; Вызывают тяжелые заболевания дыхательных путей в первую очередь.
CO и CO₂	Образуются при процессах неполного сгорания традиционного топлива на объектах генерации тепловой и электрической энергии, на производствах, на транспорте, при процессах горения, тления, непроизвольного воспламенения отходов и т.д.	Воздействует на естественный процесс транспорта в крови кислорода; Вызывает нарушение сердечной деятельности; Вызывает нарушения дыхательных путей, Симптомами отравления можно назвать головные боли, сонливость, тошноту, недостаток кислорода.

При работе тепловых электростанций также, как уже было отмечено ранее, образуется значительное количество сточной воды, которая при прямоточной схеме работы сбрасывается обратно в водоемы и каналы. Непосредственно перед сбросом ведется контроль состава воды и содержания в ней химических элементов. Загрязнение может происходить и при

транспорте насосных оборудовании систем промывок, водоподготовки, транспорта золошлаковых отходов.

Непосредственно при работе станции образующие ЗШО утилизируются несколькими путями, либо транспортируются на отвалы и там складироваться, либо частично или в большей / меньшей степени используются для изготовления строительных материалов, как правило не имеющие в составе значительного количества серных соединений таки ЗШО могут быть использованы для производства пеноблоков, кирпича и т.д. Складирование же ЗШО является вынужденной мерой и требует для этой процедуры выделения значительного количества пространства литосферы. К тому же для предотвращения загрязнения близлежащих вод, водоемов, грунтовых вод и почв используются методы снижения этого воздействия путем залива водов золоотвалов, для предотвращения выветривания, специальной подготовки отвалов и т.д. [14].

На сегодняшний день существует достаточно большое количество различных методов, способов, конструкций и аппаратов предотвращения и улавливания большего (основного) количества вредных выбросов с уходящими газами. В первую очередь то улавливание летучей золы. К настоящему моменту технологии, используемые на станциях позволяют улавливать до 99% золы и пыли [17]. Наиболее распространенные трубы вентуры, мокрые скрубберы, сухие и влажные золоуловители, электрофильтры, рукавные фильтры способны улавливать основную долю вредных веществ в уходящих газах. Эти процессы жестко контролируются и ведется постоянный мониторинг состава уходящих газов для выполнения требований законодательства в сфере охраны окружающей среды.

Климатические условия

Очевидно, что климатические условия накладывают особые факторы в процессе вредного воздействия станций.

Так, для рассматриваемых условий необходимо учитывать сам климат точки расположения станции. Характерными условиями задаются и нормативные значения для проектирования объектов генерации и в первую очередь условий функционирования и строительства дымовых труб станций (с учетом розы ветров). По климатическим данным конкретного региона определяются величинны температур наиболее холодной пятидневки, средней, среднестатистической температур отопительного периода, непосредственно сами продолжительность отопительного периода в сутках для конкретного метосрасположения. Эти величины задаются по строительными нормами Респубилки Казахстан [18].

Основной вопрос в осуществлении природоохранных мер, связанных с предоставлением и минимизацией воздействия вредных веществ в уходящих газах станций является их распространение. На это влияет однозначно роза ветров региона, в котором происходит выброс. Эти данные также определяются нормативными документами [17, 18].

Так для проведения расчетов взяты данные для города Алматы. Здесь можно отметить, что основная доля ветров для Алматы характеризуется несильными потоками со скоростью не более 3 м/с, сильные и порывистые ветры в Алматы наблюдаются редко. Соответственно можно говорить об умеренном и стабильной втеровом фоне.

По данным СН РК представлены скорости ветра по направлениям сторон света в таблице 4.3, а на рисунках 4.3 и 4.4 представлены розы ветров.

Таблица 4.3-Характеристика сростей ветра для города Алматы [18]

Месяцы	С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ	Штиль
<u>январь</u> повторяемость, % скорость, м/с	$\frac{9}{1.4}$	$\frac{12}{1.5}$	$\frac{7}{1.4}$	$\frac{23}{1.8}$	$\frac{16}{1.8}$	$\frac{20}{1.9}$	$\frac{7}{1.7}$	$\frac{6}{1.3}$	34
<u>июль</u> повторяемость,% скорость, м/с	$\frac{5}{1.9}$	$\frac{11}{2.0}$	$\frac{6}{1.6}$	$\frac{45}{2.8}$	$\frac{17}{2.8}$	$\frac{8}{2.4}$	$\frac{4}{2.2}$	$\frac{4}{1.9}$	13
<u>ГОД</u> повторяемость, %	8	12	6	35	15	11	7	6	21

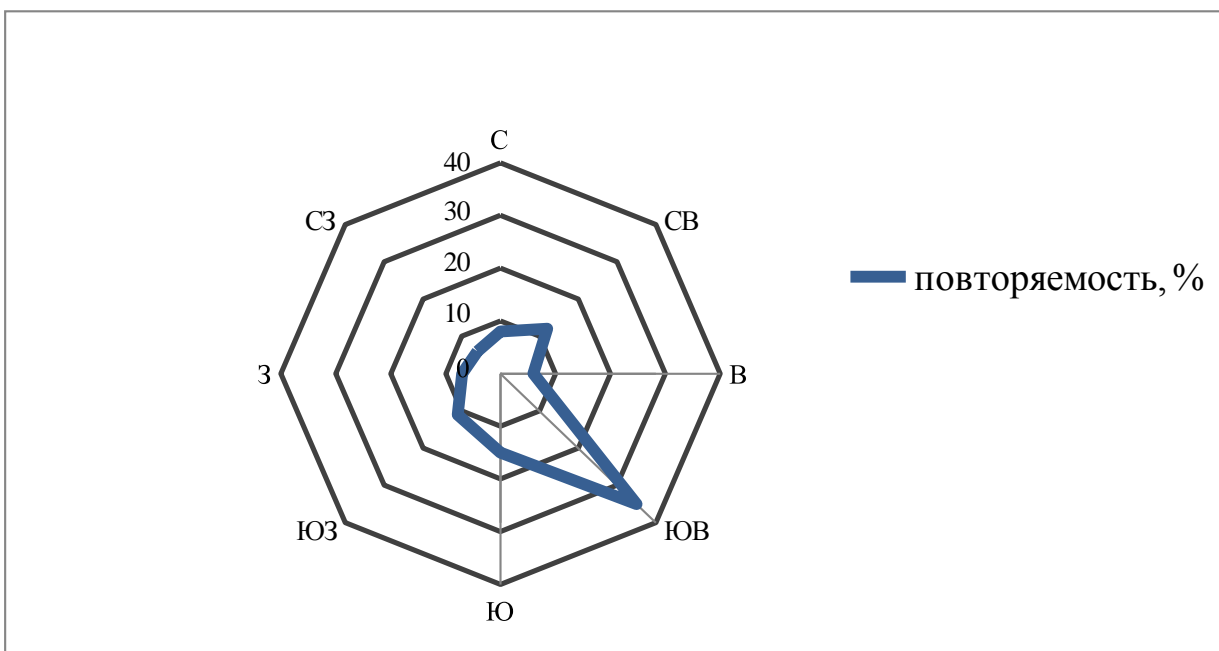


Рисунок 4.3 – Роза ветров для Алматы, повторяемость ветров %

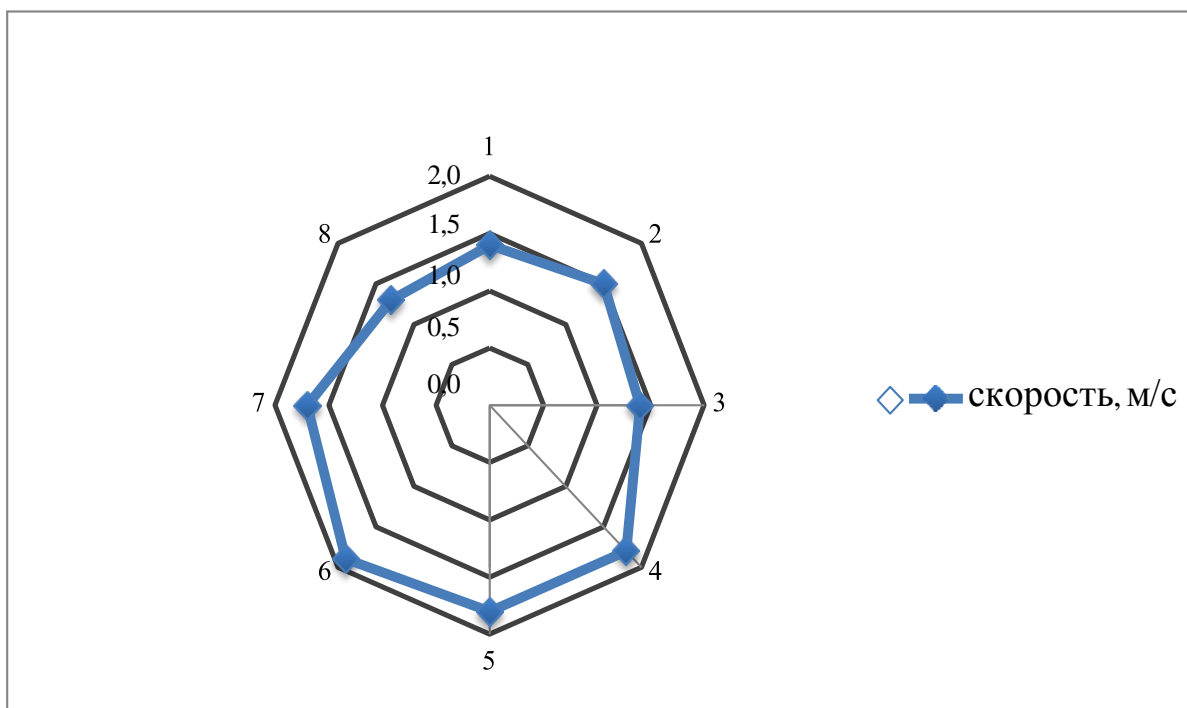


Рисунок 4.4- Роза ветров Алматы, скорость ветра, м/с

Из представленных графиков видно, что основными направлениями ветров для города являются южные потоки.

Также для характеристики климатических составляющих региона определяются средние по данным гидрометеорологических служб значения

выпадаемых осадков по разделению на месяцы годы [18]. Данные сведены в таблицу 4.5.

Таблица 4.5 – Данные по количеству осадков (мм) [18]

Месяцы	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	год
Алматы	0	0	6	8	7	0	0	6	8	1	1	4	11

Представленные данные характеризуют наиболее распространенные периоды выпадения осадков, так видно, что наибольшее их количество приходится на весну, а на лето и осенне-зимний периоды их количество вполнину меньше.

Далее на рисунке 4.5 представлен суточный срез данных по осадкам для летнего периода для города Алматы.

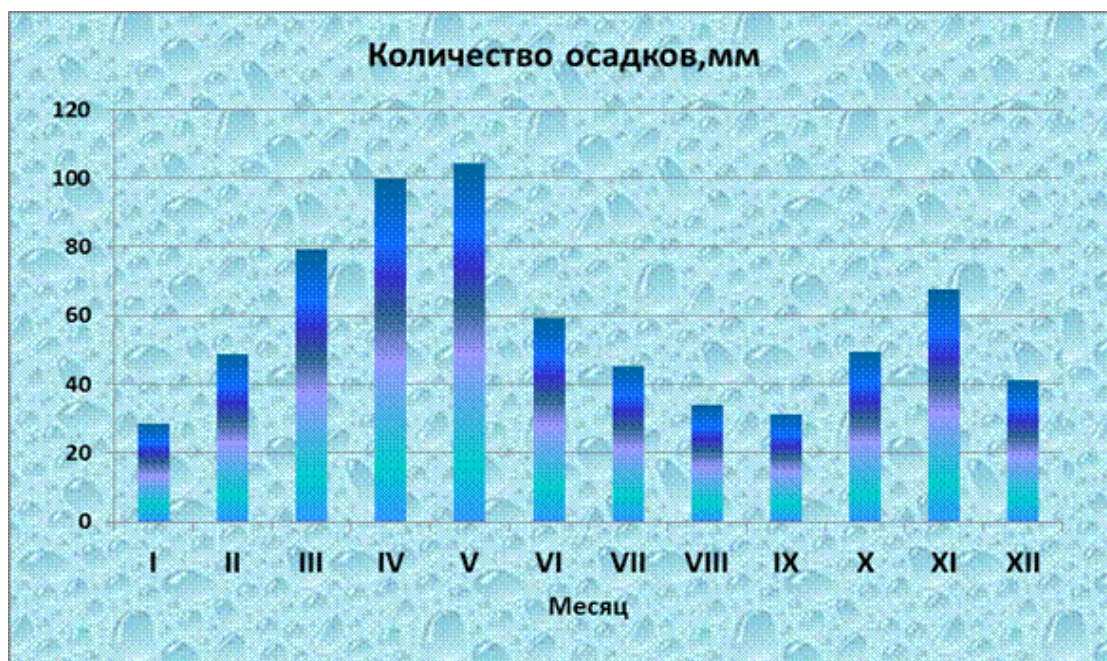


Рисунок 4.5- Суточный срез осадков в г. Алматы [19]

Для оценки нужно также отметить характерные для города Алматы климатические явления. Так для города характерный период выпадения снега составляет порядка 1,1 месяца, уровень снежного покрова может колебаться в этот период от 20 до 80 см, при этом величина глубины промерзания грунта всасывает до 1,5 метра. Это воздействует на процессы обмена влагой с осажденных из атмосферы частиц с грунтом и подземными водами.

Для Алматы характерна так называемая инверсия температур [19] из-за географического месторасположения и специфики застройки. Также следует

отметить, что летний период характеризуется достаточной длительностью и большим значением поступающей солнечной радиации.

Из-за специфических климатических условий и созданной формы «ямь» город характеризуется наличием большой вероятности приземистости летучих вредных веществ и поэтому значительное влияние оказывает на атмосферу города не только ТЭС, но и в большей мере автотранспорт, выбросы которого непосредственно находятся в приземной слое.

Для города Алматы, как и для всех городов производится постоянный мониторинг уровня загрязненности атмосферного воздуха, данные собираются от станций РГП «Казгидромет» [19], расположенных в разных точках города и пригородных районах.

В качестве примера можно представить данные по загрязненности воздуха для центра (условного) города Алматы в период 2004-2009 годов, данные сведены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – значения ПДК для определения уровня загрязненности окружающего (атмосферного) воздуха в г.Алматы для участка СПН12

	Концентрация загрязняющих веществ, доли ПДК			
	пыль	диоксид азота	диоксид серы	оксид углерода
Концентрация С	(ПДК=0, мг/м ³)	(ПДК=0,085 мг/м ³)	(ПДК=0,5 мг/м ³)	(ПДК=5 мг/м ³)
- мг/м ³	00,6072	0,2292	0,0340	9,2533
- доли ПДК	1,2144	1,146	0,0272	1,8507

Как и для большинства крупных городов с большим количеством транспорта и влиянием ТЭЦ для города Алматы существенное воздействие оказывают концентрации веществ NO₂, CO, SO₂. ПДК по данным показателям имеет завышенные значения для города.

Характеристика Алматинской ТЭЦ-2 как источника выбросов

Станция Алматинская ТЭЦ-2 является по типу ТЭЦ с поперечными связями, работающая на Экибастузском рядовом угле с пылеугольным типом сжигания. Так как Экибастузский уголь характеризуется высокой зольностью [10], то можно отметить, что на станции приняты повышенные мероприятия для улавливания летучей золы и пыли в уходящих газах. Используется система мокрых скрубберов для улавливания частиц, при этом эффективность их достигает 95-97%. Основным оборудованием станции являются паровые турбины типа ПТ-60-90 и Т-110-130, есть один ТА типа Р-25-90; в котельном цехе установлено 8 паровых энергетических котлов типа БКЗ-420-140. Станция впервые была пущена в 1960 году, с постепенным вводом дополнительной мощности (вплоть до 1996года). За период эксплуатации были проведены

различного рода мероприятия по модернизации станции, последний КАН^{№8} является самым новым, оснащен системой автоматики и компьютерным управлением. Для станции характерна работа в комбинированном цикле, она является основным источником тепла и электроэнергии для города Алматы и близлежащих районов. В целом отлаженный режим и выверенные действия персонала станции позволяют работать в штатном режиме без превышений предельно-допустимых концентраций вредных веществ в уходящих газах. На ежесуточной основе проводится мониторинг состава уходящих газов.

4.2 Расчет выбросов загрязняющих веществ с уходящими газами

4.2.1 Расчет по методике выбросов загрязняющих веществ от тепловых электростанций

Расчет выбросов загрязняющих веществ выполнен по всем условиям согласно РД 34.02.305-98 «Методика определения валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от котельных установок ТЭС» [20]. Для выполнения расчетов использованы данные фактических замеров с помощью газоанализаторов, учены объемы дымовых газов.

Изначально производится расчет объемов дымовых газов.

Определяется максимальный разовый объем дымовых газов согласно формуле [20]:

$$\left(V_c \cdot [V_r + (\alpha_d - 1) \cdot V_b] \cdot \frac{t_d + 273}{273} \right) \cdot 10, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.2.1)$$

Где:

V_c – фактический максимальный расход топлива, г/с;

V_r - теоретический объем дымовых газов, образующихся при сжигании топлива, м³/кг;

V_b - теоретический объем сухого воздуха, необходимого для полного сгорания 1 кг топлива, м³/кг;

α_d - коэффициент избытка воздуха, определенный за дымососом;

t_d - температура уходящих газов, определенная за дымососом, °С.

Определяется значение теоретического объема сухого воздуха для полного сгорания 1 единицы топлива:

$$V^o_b = 0,0889C^p + 0,0333S^p + 0,265H^p - 0,0333O^p, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (4.2.2)$$

Определяется значение составляющих объемов:

Объем водяных паров:

$$V_{H_2O} = 0,111H^P + 0,0124W^P + 0,0161V^0_B, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (4.2.3)$$

Объем дымовых газов (теоретический):

$$V^0_G = 0,01866(C^P + 0,375S^P) + 0,79V^0_B + 0,0008N_P + V_{H_2O} \text{ м}^3/\text{кг} \quad (4.2.4)$$

Объем сухих газов (при значениях $\alpha = 1,4$ и $t = 0$ грС):

$$V^{1,4}_{сг} = (V^0_G - V_{H_2O}) + (1,4 - 1) \times (1 - 0,0161) \times V^0_B, \text{ м}^3/\text{к} \quad (4.2.5)$$

Далее рассчитываются составляющие газов, по полученным значениям данных с газоанализаторов.

для определения концентрации выбросов окислов азота для угля мазута соответственно:

$$M_{NO_x} = C_{NO_x} \times V^{1,4}_{сг} \times V_p \times K \times 10^{-6} \quad (4.2.6)$$

$$M_{NO_x} = C_{NO_x} \times V^{1,4}_{сг} \times V \times K \times 10^{-6} \quad (4.2.7)$$

где, K - коэффициент трансформации оксидов азота в диоксид азота в атмосфере [10, 20], для расчетов выбросом монооксидов азота принимается равным 0,8, для расчета выбросов диоксида азота – соответственно 0,13;

V_p - расход натурального топлива (угля), фактический (расчетный) г/с;

V - расход натурального топлива (мазута); расчетный т/год;

$C_{([NO])_{\text{хсп}}}$ и $C_{([NO])_{\text{(хmax)}}}$ – среднее и максимальное значения концентраций NO_x в уходящих газах при стандартном избытке воздуха (по данным газоанализатора).

Для определения концентрации выбросов оксидов углерода для угля и мазута соответственно:

$$M_{CO} = C_{CO} \times V^{1,4}_{сг} \times V \times 10^{-6} \quad (4.2.8)$$

$$M_{CO} = C_{CO} \times V^{1,4}_{сг} \times V \times 10^{-6} \times 0,3 \quad (4.2.9)$$

где

C_{CO} – концентрация оксида углерода по данным газоанализатора,

Для определения концентрации выбросов оксидов серы:

$$M_{SO_2} = 0,02 \times B \times S^P \times (1 - \eta'_{SO_2}) \times (1 - \eta''_{SO_2}) \times (1 - \eta^{\circ} n/n), \quad (4.2.10)$$

где

S^P – значение доли содержания серы в топливе, %;

η'_{SO_2} - доля оксидов серы, связываемых летучей золой топлива, η''_{SO_2} - доля оксидов серы, улавливаемых в золоуловителе.

n_0 , n_k - длительность работы сероулавливающей установки и котла соответственно, ч/год.

Для определения содержания твердых частиц в дымовых газах (содержащие оксид кремния):

$$M_3 = [B \times A^P / (100 - \Gamma_{ун})] \times a_{ун} \times (1 - \eta_{зуу}), \text{ г/с; (т/год)} \quad (4.2.11)$$

где

A^P - зольность топлива на рабочую массу, %;

$\Gamma_{ун}$ - содержание горючих в уносе, %;

$a_{ун}$ - доля золы, уносимой дымовыми газами, = 0,95;

$\eta_{зуу}$ - доля твердых частиц, улавливаемых в золоуловителе.

Для определения доли выбрасываемой золы от мазута:

$$M_{V_2O_5} = 10^{-6} \times G_{V_2O_5} \times B \times (1 - \eta_{ос}) \times (1 - \eta_{зуу}), \text{ г/с; т/год} \quad (4.2.12)$$

Где:

B - расход натурального топлива, г/с или т/год;

A^P - зольность топлива на рабочую массу, %;

$\eta_{зуу}$ - доля твердых частиц, улавливаемых в золоуловителе.

$\eta_{ос}$ - коэффициент оседания оксидов ванадия на поверхностях нагрева котлов.

$G_{V_2O_5}$ - уровень содержания ванадия в мазуте;

Для определения содержания ванадия в выбросах:

$$M_{V_2O_5} = 10^{-6} \times 2222 \times A^P \times B \times (1 - \eta_{ос}) \times (1 - \eta_{зуу}), \text{ г/с; т/год} \quad (4.2.13)$$

Где:

A - коэффициент, характеризующий конструкцию топki (для жидкого шлакоудаления принимается равным 0,378)

4.2 Расчет выбросов загрязняющих веществ в атмосферу с уходящими газами от ТЭЦ

По представленной методике и с использованием компьютерной программы автоматического расчета показателей выбросов [21] определяются значения для концентраций выбросов вредных веществ ТЭЦ.

Далее представлены результаты расчетов для определения уровня выбросов загрязняющих веществ при эксплуатации ТЭЦ для котла №8. Для расчетов использована программа «Котельные-ТЭС», производства фирмы «Интеграл», Спб. [21]

Таблица 4.7- Характеристика топлива, сжигаемое ТЭЦ

Вид топлива	Характеристика топлива	Обозначение	Среднегодовое значение
Уголь	зольность	A^r	25
	сера	S^r	0,55
	влага	W^r	8,5
	низшая теплота сгорания ккал/кг	Q^r_i	5068
Мазут	зольность	A^r	0,22
	сера	S^r	0,31
	низшая теплота сгорания ккал/кг	Q^r_i	9596
Газ	низшая теплота сгорания ккал/кг	Q^r_i	8138

Результаты расчетов получены для валовых величин согласно методике РД 34.02.305-98 [20]

Далее приведен расчет выбросов вредных веществ по описанной методике для котельного агрегата №8 при сжигании угля и мазута.

Расчет для варианта при сжигании твердого топлива (Экибстазского угля):

Согласно методике определяются последовательно выбросы газообразных составляющих:

Выбросы оксидов азота:

$k_n = 0.000001$ (валовое значение);

$k_n = 0.000278$ (максимальное разовое значение).

$$MNO_x = CNO_x \cdot V_{сг} \cdot B_p \cdot k_p = 50.04 \text{ т/год};$$

$$MNO_x' = CNO_x' \cdot V_{сг} \cdot B_p' \cdot k_p = 30.06 \text{ г/с};$$

$$MNO = 0.13 \cdot MNO_x = 6.49 \text{ т/год};$$

$$MNO' = 0.13 \cdot MNO_x' = 3.88 \text{ г/с};$$

$$MNO_2 = 0.8 \cdot MNO_x = 40.02 \text{ т/год};$$

$$MNO_2' = 0.8 \cdot MNO_x' = 23.59 \text{ г/с}.$$

Выбросы оксидов углерода:

Коэффициенты пересчета идентичны представленным для расчета оксидов азота.

$$MCO = CCO \cdot V_{сг} \cdot B_p \cdot k_p = 10.20 \text{ т/год};$$

$$MCO' = CCO' \cdot V_{сг} \cdot B_p' \cdot k_p = 3.09 \text{ г/с}.$$

Выбросы оксидов серы:

Коэффициенты пересчета также идентичны.

$$MSO_2 = CSO_2 \cdot V_{сг} \cdot B_p \cdot k_p = 1.89 \text{ т/год}.$$

$$MSO_2' = CSO_2' \cdot V_{сг} \cdot B_p' \cdot k_p = 5.01 \text{ г/с}.$$

После расчета газообразных составляющих, определяются значения выбросов твердых частиц:

Суммарное значение выбросов твердых частиц:

$$M_{ТВ} = B_p \cdot Ar / (100 - G_{ун}) \cdot A_{ун} \cdot (1 - v_3) = 38.95 \text{ т/год};$$

$$M_{ТВ}' = B_p' \cdot Ar' / (100 - G_{ун}) \cdot A_{ун} \cdot (1 - v_3) = 12.91 \text{ г/с};$$

Аналогично для валового и максимально-разового значения определяются выбросы летучей золы:

$$M_3 = 0.01 \cdot B_p \cdot Ar \cdot A_{ун} \cdot (1 - v_3) = 32.01 \text{ т/год};$$

$$M_3' = 0.01 \cdot B_p' \cdot Ar' \cdot A_{ун} \cdot (1 - v_3) = 12.00 \text{ г/с}.$$

Определяются значения коксового остатка при сжигании угля

$$M_k = M_{ТВ} - M_3 = 6.15 \text{ т/год};$$

$$M_k' = M_{ТВ}' - M_3' = 2.30 \text{ г/с};$$

Определяются значения выбросов бензопиренов:

$$M_{\text{бенз}} = B_p \cdot V_{\text{сг}} \cdot C \cdot 10^{-6} = 0.0299 \text{ т/год};$$

$$M_{\text{бенз}'} = B_p' \cdot V_{\text{сг}} \cdot C' \cdot 10^{-6} \cdot 10^{-3} = 0.00001246 \text{ г/с}.$$

Аналогично представленному расчету выполняется расчет выбросов газообразных и твердых вредных веществ для работы котла при сжигании мазута:

Доли выбросов газообразных веществ по составляющим:

Выборы оксидов азота:

Коэффициенты пересчета сохраняются для волового и максимального разового значений (0,000001 и 0,000278 соответственно).

$$MNO_x = CNO_x \cdot V_{\text{сг}} \cdot B_p \cdot k_p = 0.369 \text{ т/год};$$

$$MNO_x' = CNO_x' \cdot V_{\text{сг}} \cdot B_p' \cdot k_p = 12.067 \text{ г/с};$$

$$MNO = 0.13 \cdot MNO_x = 0.03997 \text{ т/год};$$

$$MNO' = 0.13 \cdot MNO_x' = 1.5467 \text{ г/с};$$

$$MNO_2 = 0.8 \cdot MNO_x = 0.2897 \text{ т/год};$$

$$MNO_2' = 0.8 \cdot MNO_x' = 9.6042 \text{ г/с}.$$

Выборы оксидов углерода:

$$MCO = CCO \cdot V_{\text{сг}} \cdot B_p \cdot k_p = 0.04345 \text{ т/год};$$

$$MCO' = CCO' \cdot V_{\text{сг}} \cdot B_p' \cdot k_p = 1.6879 \text{ г/с};$$

Выборы оксидов серы:

$$MSO_2 = CSO_2 \cdot V_{\text{сг}} \cdot B_p \cdot k_p = 0.29787 \text{ т/год};$$

$$MSO_2' = CSO_2' \cdot V_{\text{сг}} \cdot B_p' \cdot k_p = 15.995 \text{ г/с}.$$

По аналогичной методике определяются значения выбросов твердых веществ:

$$M_{\text{ТВ}} = B_p \cdot Ar / (100 - \text{Гун}) \cdot A_{\text{ун}} \cdot (1 - v_3) = 0.00778 \text{ т/год};$$

$$M_{\text{ТВ}'} = B_p' \cdot Ar' / (100 - \text{Гун}) \cdot A_{\text{ун}} \cdot (1 - v_3) = 0.3621 \text{ г/с}.$$

Определяются выборы летучей золы:

$$M_z = 0.01 \cdot B_p \cdot Ar \cdot A_{\text{ун}} \cdot (1 - v_3) = 0.00656 \text{ т/год};$$

$$M_z' = 0.01 \cdot B_p' \cdot Ar' \cdot A_{\text{ун}} \cdot (1 - v_3) = 0.2968 \text{ г/с};$$

Также, при сжигании мазута определяются выборы сажи:

$$M_K = M_{ТВ} - M_3 = 0.00122 \text{ т/год};$$

$$M_K' = M_{ТВ}' - M_3' = 0.0621 \text{ г/с}.$$

Как было представлено в методике [20] определяются выбросы мазутной золы в пересчете для ванадия, при этом учитывается, что степень улавливания твердых частиц более 98%.

Фактические показатели содержания ванадия в мазуте:

$$A_v = 0.50 \%$$

$$G_v = 10000 \cdot A_v = 5000 \text{ г/т}.$$

$$M_{M3} = G_v \cdot B_p \cdot (1 - V_{oc}) \cdot (1 - V_{3y}/100) \cdot k_p = 0.3111 \text{ т/год};$$

$$M_{M3}' = G_v' \cdot B_p' \cdot (1 - V_{oc}) \cdot (1 - V_{3y}/100) \cdot k_p = 14.0337 \text{ г/с}.$$

Выбросы бензопиренов:

$$M_{бенз} = B_p \cdot V_{сг} \cdot C \cdot 10^{-6} = 0 \text{ т/год};$$

$$M_{бенз}' = B_p' \cdot V_{сг} \cdot C' \cdot 10^{-6} \cdot 10^{-3} = 0 \text{ г/с}.$$

Из представленного расчета видно, что значительную долю в количестве выбросов по структуре занимают оксиды азота, поэтому мероприятия по повышению энергоэффективности в первую очередь должны быть направлены на подавление оксидов азота.

Также можно отметить, что при сжигании угольного топлива на порядок больше значения выбросов серы и азота (оксидов), однако в среднем можно отметить, что сжигание мазута сопровождается активным выделением сажи, и твердых частиц.

С учетом представленного, необходимо учесть, что при эксплуатации ТЭЦ необходимо строго соблюдать выведенные графики режимов работы, обеспечивающих наибольшую экономичность и экологичность работы в первую очередь котельных агрегатов, как основных источников выбросов вредных веществ в атмосферу.

4.3 Расчет приземных концентраций загрязняющих веществ

Как было показано в предыдущих главах для определения концентраций загрязнения вредными веществами атмосферного воздуха в районе ТЭЦ необходимо учитывать с большой долей участия в расчетах розу ветров (ветровую характеристику) и температуру в регионе. Т.е. климатические факторы имеют существенное влияние на распространение (рассеивание) вредных веществ.

Капли тумана поглощают загрязнения не только вблизи подстилающей поверхности, но и из наиболее загрязненных слоев воздуха. В результате

концентрация примесей значительно увеличивается в слое тумана и уменьшается над ним. [17, 19]

В таблице 4.8 представлены климатологические данные с показателями и коэффициентами, определяющими степень рассеивания вредных веществ уходящих газов в районе распространения.

Таблица 4.8 – Основные метеорологические параметры, и характерные коэффициенты для расчета степени рассеивания вредных веществ

№ п/п	Наименование характеристики	Обозначение Размерность	Величина
1.	Коэффициент, зависящий от стратификации атмосферы	A	200
2.	Коэффициент рельефа местности	K _p	I
3.	Средняя температура наружного воздуха наиболее холодного месяца	T _з , °C	-6,8
4.	Средняя максимальная температура наружного воздуха наиболее жаркого месяца	t ⁰ °C	+29,7
6.	Скорость ветра, повторяемость которой не превышает 5%	м/с	3

Расчет приземных концентраций для вредных веществ при рассеивании уходящих газов ТЭЦ проводится по методике ОНД-86 [22].

Максимальная величина приземной концентрации i-го вредного вещества определяется по формуле:

$$c_{\text{ж}} = \frac{AMF_{\text{жжз}}}{H^2 \sqrt[3]{V_1 \Delta T}}, \quad (4.3.1)$$

где

M – масса вредного вещества, выбрасываемого в единицу времени,

A – коэффициент, учитывающий метеорологические условия, принимается по данным метеослужб (из справочных данных) [22], принят равным 200.

F– коэффициент, определяющий с какой скоростью будут оседать частицы (вредные вещества); обычно он равен для ТЭЦ – 2, при условии нормального функционирования очистных систем (с показателем более 95%).

η – коэффициент рельефа местности; где либо принимается равным 1 для равнинной местности, либо учитывается высота нахождения источника;

V_1 – расход газовой смеси, м³/с; который определяется по формуле

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} w_0 \eta, \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (4.3.2)$$

Где:

D(м)- диаметр устья источника, т.е. диаметр устья дымовой трубы ТЭЦ;

w_0 (м/с) - средняя скорость вылета уходящих газов из устья трубы;

Определяются условия достижения максимальных параметров выбросов, по формуле:

$$x_{\text{ж}} = \frac{5 - F}{4} d H, \quad (4.3.3)$$

По представленной методике производится расчет показателей выбросов загрязняющих веществ для радиуса вокруг источника в квадрате 8 км, с шагом определения показателей 1 км. Итогами расчетов являются карты рассеивания вредных веществ от ТЭЦ, которые получены в программной среде на основе расчетов. На картах обязательно отмечаются зоны производственной площадки ТЭЦ, санитарно-защитная зона. Расчетная программа представлена АО «КазНИПИЭнергопром» [23].

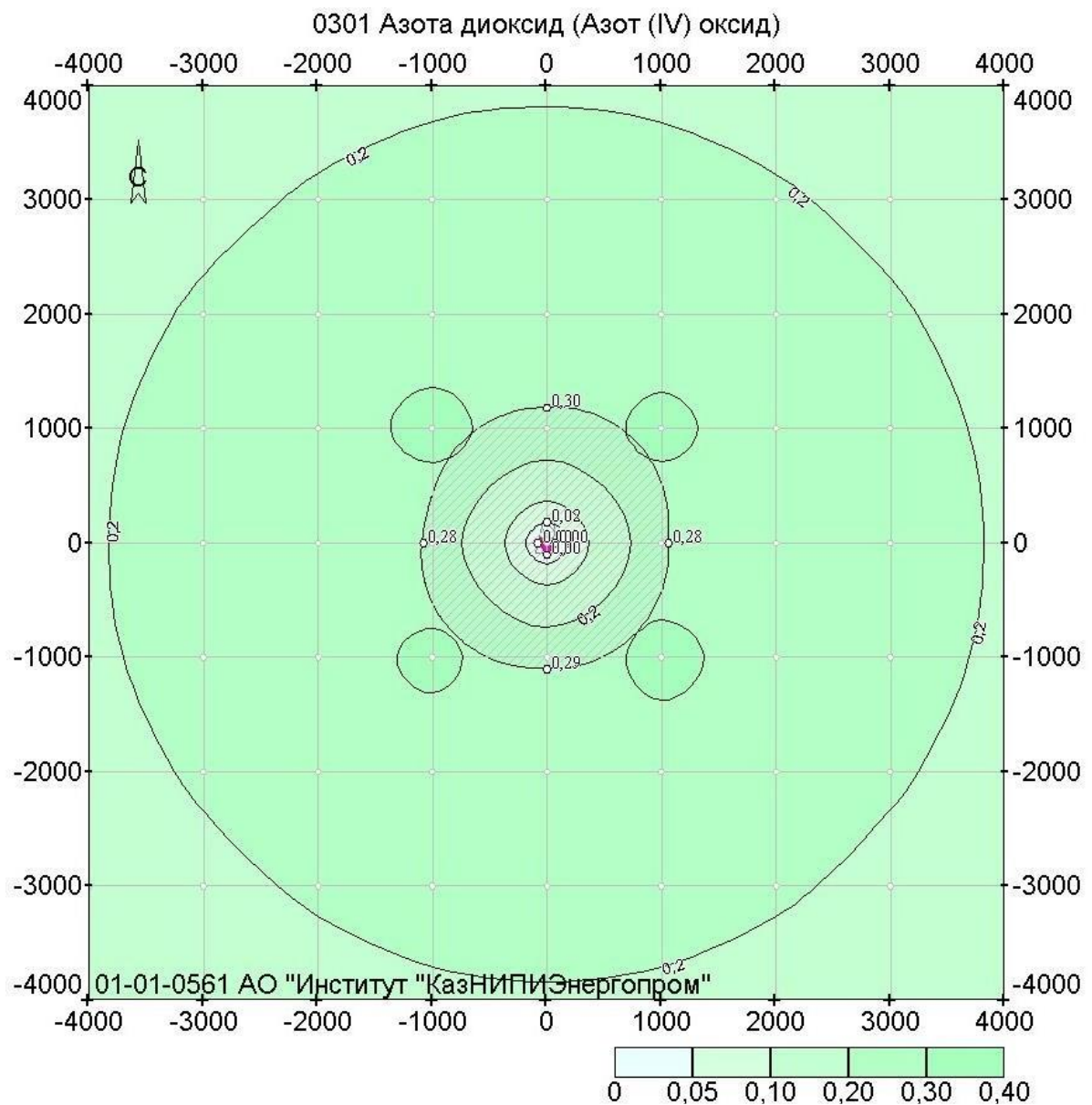


Рисунок 4.6 – Карта рассеивания для оксидов азота 2

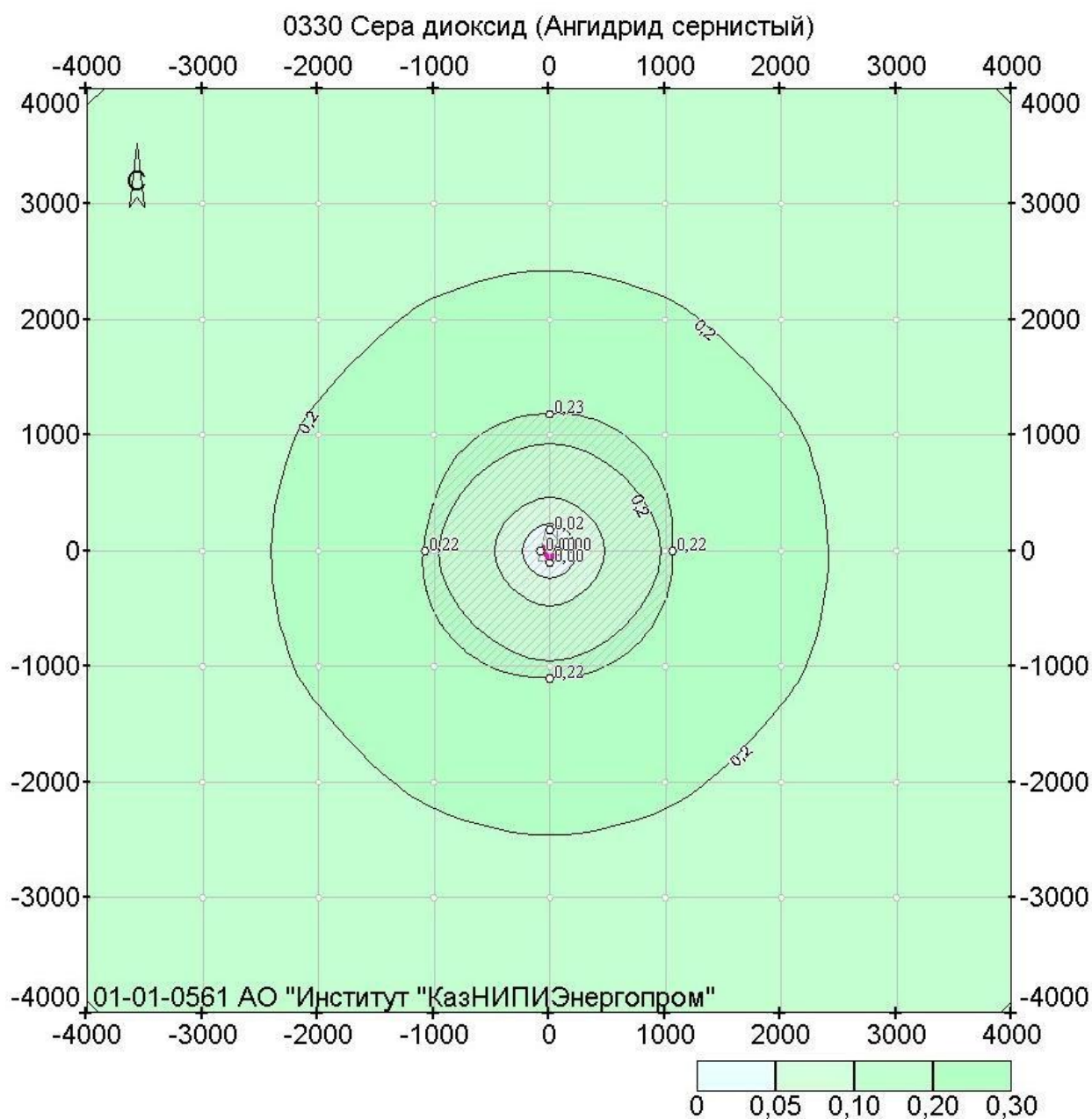


Рисунок 4.7 – Карта рассеивания оксидов серы 2

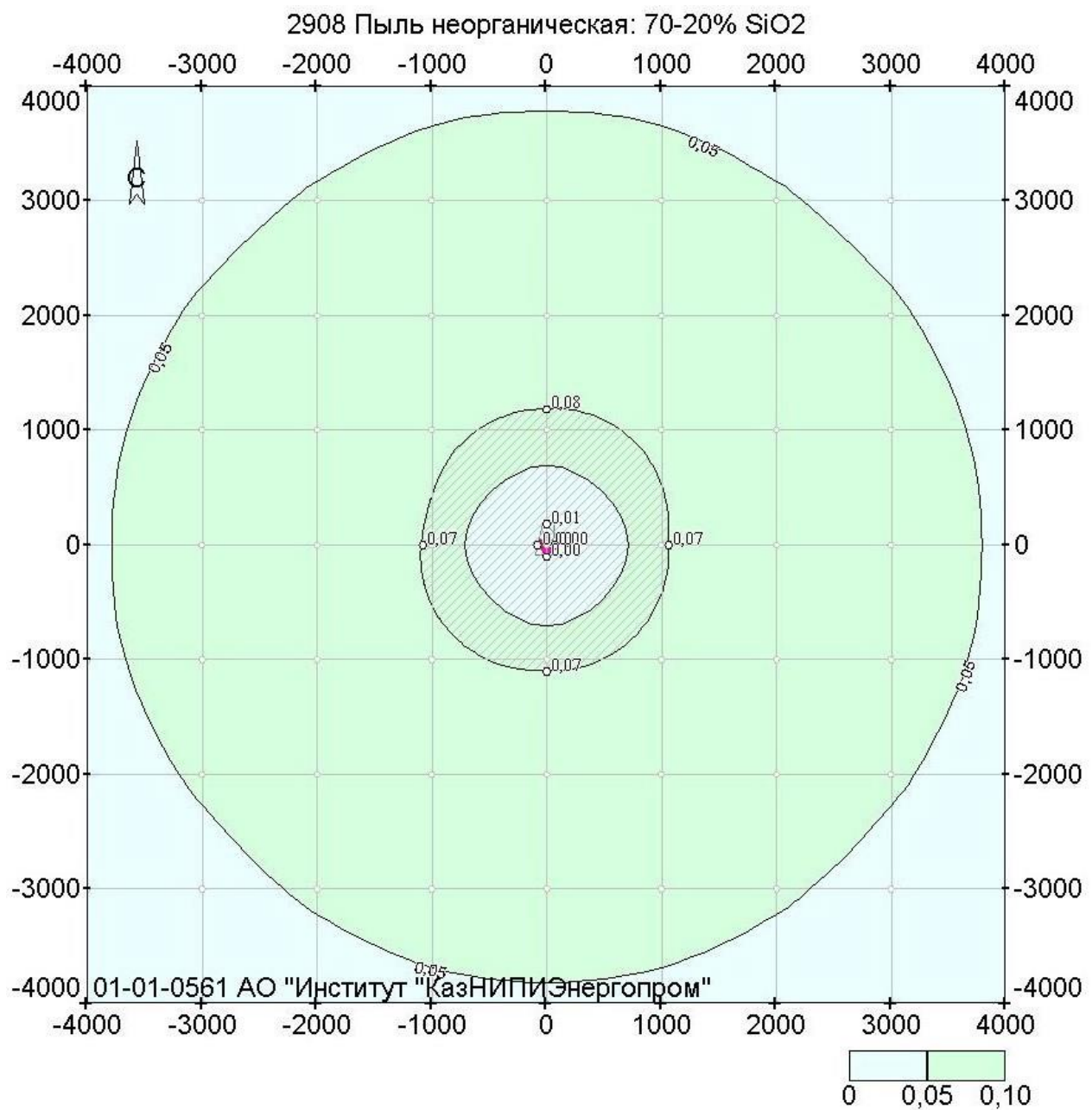


Рисунок 4.8 – Карта рассеивания оксидов кремния 2

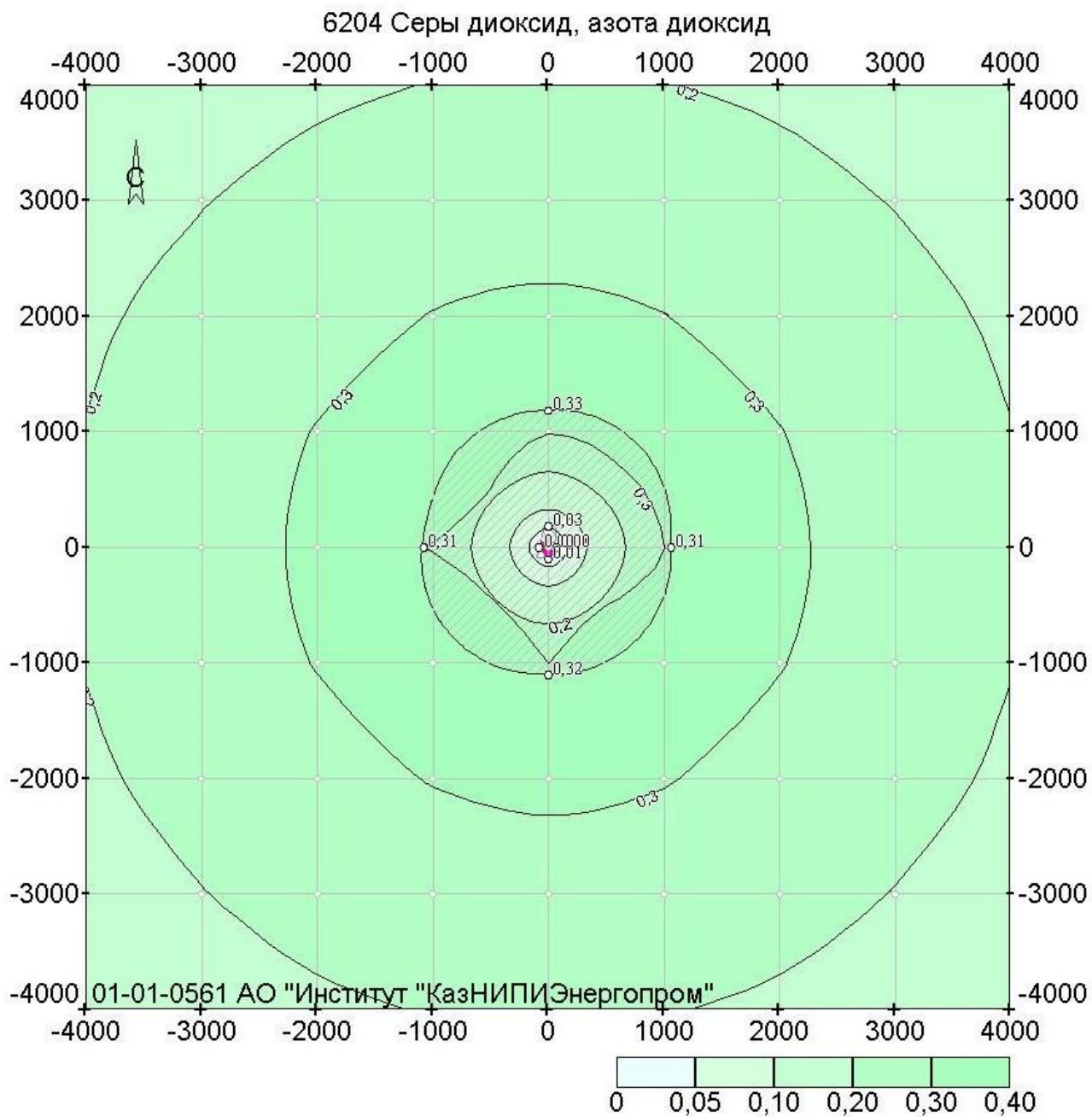


Рисунок 4.9 – Карта рассеивания суммарных концентраций оксидов серы и азота

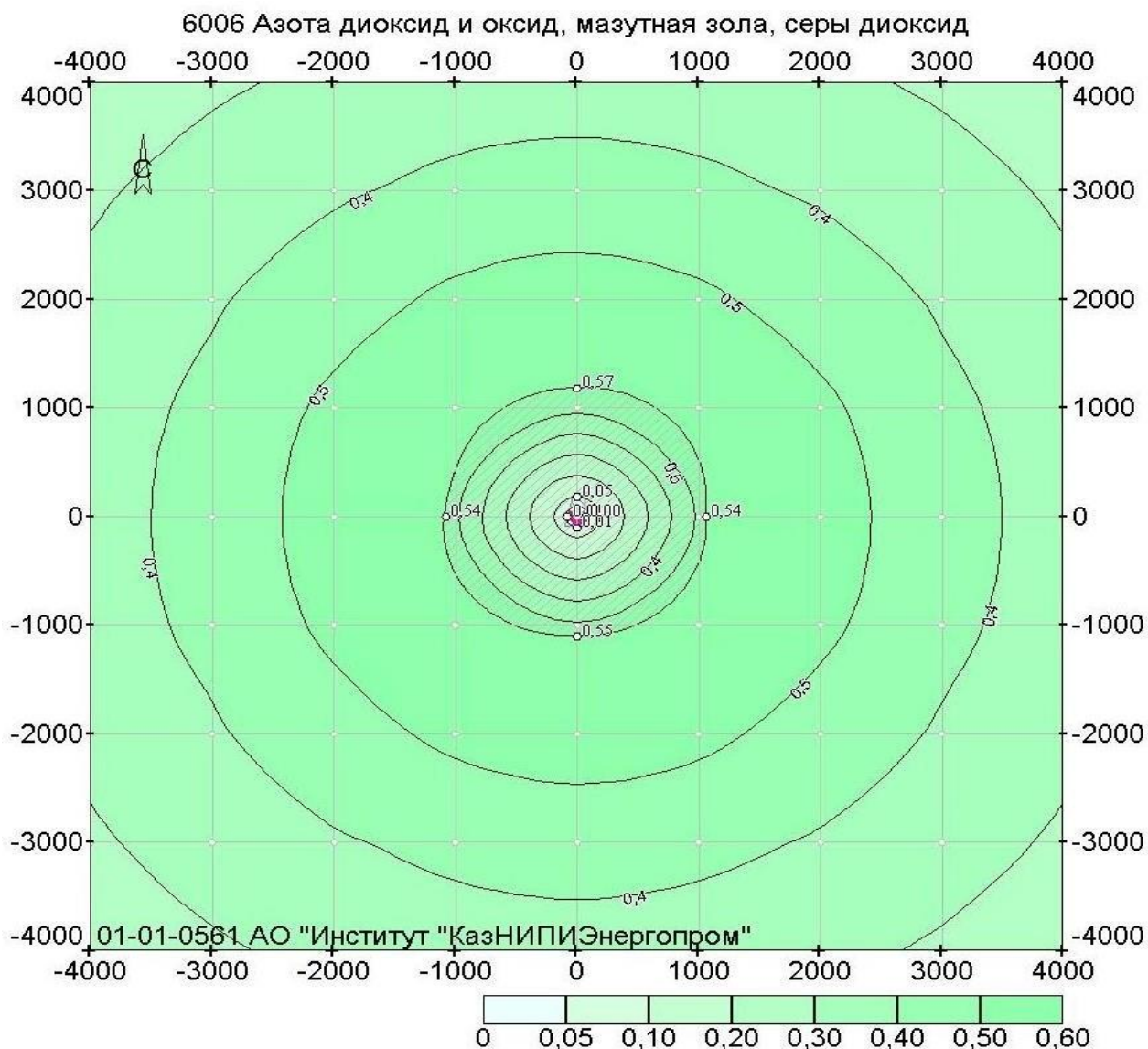


Рисунок 4.10 – Карта рассеивания суммарных концентраций вредных веществ, включая оксиды серы 2, азота 1 и 2, мазутная зола

По представленным картам можно сделать вывод о допустимых концентрациях ПДК в пределах границ производственной площадки и санитарно-защитной зоны ТЭЦ.

4.4 Аргументирование санитарно-защитной зоны предприятия

Санитарно-защитная зона (СЗЗ) является обязательным элементом любого промышленного предприятия и представляет собой территорию между границами промплощадки, складов открытого и закрытого хранения материалов и селитебной (жилой) застройки [16, 17, 18].

В зависимости от категории опасности предприятия определяется величина этой зоны согласно установленным требованиям санитарных правил [24].

Так как ТЭЦ-2 с установленной мощностью (согласно требованиям) 600 МВт и выше относится к 1-ой категории опасных объектов, то санитарно-защитная зона должна быть расположена на расстоянии не менее 1 км (1000м), при этом жилые постройки (поселки энергетиков) могут быть размещены на границе этой зоны при соблюдении условия не превышения ПДК рассеивания загрязняющих веществ по проведенным расчетам на максимальные нагрузки.

Целью установления санитарно-защитной зоны можно считать недопущение рассеивания загрязняющих веществ на территории заселенного участка, минимизации воздействия возможных организованных выбросов (масла, парения, вентиляционных выбросов и прочее) от площадок ТЭЦ.

4.5 Мероприятия по уменьшению количества выбросов вредных веществ в атмосферу

В качестве превентивных и минимизирующих мероприятий для сокращения воздействия на окружающую среду от ТЭЦ-2 были предприняты ряд мероприятий по улучшению экологической ситуации в регионе, а также улучшения показателей работы станции и снижения воздействия ее на окружающую среду:

1. Была проведена реконструкция станции с строительством тепловой магистрали, соединяющей несколько источников генерации тепловой энергии (ЗТК, ТЭЦ-1 и ТЭЦ-2), при этом снижается нагрузка на ТЭЦ-1 и ЗТК, а за счет оптимального режима работы ТЭЦ-2 поддерживаются экономичные и экологичные параметры ее работы. Таким образом снижается нагрузка на окружающую среду от ТЭЦ-1 и ЗТК, расположенных внутри города.

2. В качестве мероприятий, напрямую влияющих на экологичность работы станции был предпринят ряд конкретных действий по улучшению процессов сжигания топлива, улучшено качество топлива (поставки топлива; обновлена система золоулавливания (установлены новые эмульгаторы); а также модернизированы системы мокрого золоулавливания для повышения эффективности улавливания оксидов серы.

3. В качестве мониторинговых и профилактических мероприятий были включены ряд обязательных мероприятий в ремонтные работы, а именно: ремонт золопроводов, установлена периодичность проведения экологических обследований и обследований котлов на соответствие работы согласно режимных карт;

На ежегодной основе ТЭЦ-2 проходит производственный экологический контроль, с определением и фиксацией параметров работы всех организованных источников выбросов вредных веществ, а также с учетом значений выбросов при оперативных замерах.

К примеру, на угольных складах проверяются условия эксплуатации техники и складирования топлива, нормируются выбросы угольной пыли в процессе перевалки, сухом складировании, транспорте.

Частные неорганизованные, или мелкие источники выбросов (вентиляции, бытового характера выделения тепла, и прочее) нормированию не подлежат.

На станции функционирует в обязательном порядке отдел экологического контроля мониторинга. Станция в обязательном порядке производит озеленение собственных площадок и прилегающих территорий. Проводится работа по рекультивации земель, отведенных под золоотвалы.

Регулирование выбросов в период неблагоприятных метеорологических условий (НМУ).

В отдельные периоды года, когда метеорологические условия способствуют накоплению вредных веществ в приземном слое атмосферы, концентрации примесей в воздухе могут резко возрасти. Чтобы в эти периоды не допускать возникновения высокого уровня загрязнения, необходимо заблаговременное прогнозирование таких условий и своевременное сокращение выбросов вредных веществ в атмосферу. Прогнозирование периодов НМУ осуществляется органы ДГП «Центр гидрометеорологического мониторинга». Регулирование выбросов осуществляется с учётом прогноза НМУ на основе предупреждений о возможном росте концентраций примесей в воздухе с целью его предотвращения. План мероприятий по сокращению выбросов вредных веществ в атмосферу в период НМУ разработан в соответствии с РД 5 2.0452-85 [25].

Параметры нормирования уровня шума производственных помещений.

Для такого источника шума как станция характерно разделение по цехам для оценки звукового воздействия. В зависимости от установленной мощности и компоновки станции могут быть выделены несколько зон (участков) для обследования. Целью является определение предельно допустимых уровней шумового загрязнения, согласно требований СанПиН [26].

Такие помещения как турбинный и котельный цеха, вспомогательные компрессорные цеха характеризуются постоянными нагрузками и поэтому в них должны соблюдаться нормы звукового давления как для рабочих мест с постоянными источниками шума. По правилам допустимый уровень шума не должен превышать 80 дБ, а единовременный максимальный уровень – 95 дБ.

При работе персонал обязательно должен быть защищен специальными средствами защиты органов слуха.

В таблице 4.9 перечислены источники шума для цехов станции.

Таблица 4.9 - Источники шума внутри помещений цехов станции

Помещение	Источники шума				
	Наименование	Кол-во	Уровень звукового давления от источника дБ(А)	Расстояние, м	Стеновое ограждение
Повысительная насосная (реконструкция)	Трансформатор Тип ТСЗ-250/10-УЗ	2	65	на расстоянии 1,5 м	Трехслойные стеновые панели с негорючим утеплителем
Подкачивающая и подпитывающая насосная	Насос Тип 300-NJK-600-58	3-раб., 1 рез.	80	на расстоянии 1,5 м	Трехслойные стеновые панели с негорючим утеплителем
Насосной станция ливневых стоков с отстойником	Насос Тип 300-NJK-600-58	3-раб., 1 рез.	80	на расстоянии 1,5 м	В насосной станции подземная часть выполнена из сборных железобетонных колец, надземная часть – кирпичная
	Насос Тип 250-NJK-450-62	3-раб., 1 рез.	80	на расстоянии 1,5 м	
	Насос Тип Д200-36	1	95	На расстоянии 1,5 м	
	Насос Тип Х80-50-160Д	1-раб., 1 рез.	93	на расстоянии 1,5 м	
	Насос Тип ВКС 2/26А	1-раб., 1 рез.	68	На расстоянии 1,5 м	
	Кондиционеры сплит-система «LG»	1	47	на расстоянии 1 м от вентилятора	
	Кондиционеры сплит-система «LG»	1	56	на расстоянии 1 м от вентилятора	
	Кондиционеры сплит-система «LG»	1	60	на расстоянии 1 м от вентилятора	
	Трансформатор А Тип ТСЗ-1000/10-УЗ	4	65	на расстоянии 1,5 м	
	Трансформатор Тип ТСЗ-6300/10-УЗ	2	65	на расстоянии 1,5 м	
Трансформатор Тип ТСЗ-	2	65	на расстоянии		
Повысительная насосная (реконструкция)	Трансформатор Тип ТСЗ-250/10-УЗ	2	65	на расстоянии 1,5 м	Трехслойные стеновые панели с негорючим утеплителем
	250/10-УЗ			1,5 м	

Продолжение таблицы 4.9

Помещение	Источники шума				
	Наименование	Кол-во	Уровень звукового давления от источника дБ(А)	Расстояние, м	Стеновое ограждение
Коллекторная обратных трубопроводов «Южная»	Насос Тип ЦН400-210-б	1	91	на расстоянии 1,5 м	Трехслойные стеновые панели с негорючим утеплителем
ЗРУ 6кВ	Насос Тип Х50-32-250-А-С-УЗ	1-раб. 1-рез.	92	на расстоянии 1,5 м	Трехслойные стеновые панели с негорючим утеплителем
	Насос Тип ГНОМ 10-10	1	71	на расстоянии 1,5 м	
	Кондиционеры сплит-система «LG»	1	47	на расстоянии 1 м от вентилятора	

4.6 Расчет уровня производственного шума

Для акустических расчетов оценки звукового давления в помещениях используется программа «Эколог-Шум», разработанная фирмой Интеграл г. Санкт-Петербург [21].

Расчет выполнен для установленных снаружи источников шума, при этом не учитывается проникающий из помещений уровень шума с занижением на долю установленных поглощающих материалов и характеристик непосредственно ограждающих конструкций. Выбираются точки рассмотрения, определяются конкретные координаты, и высота расположения точки. Звуковое давление определяется для различных уровней звукового давления.

Таблица 4.11 – Определение параметров точки рассмотрения

N	Тип	Комментарий	Координаты точки		Высота (м)
			X (м)	Y (м)	
1	точка пользователя	Расч. точка пользователя №1	14847.00	3900.00	1.50
2	точка пользователя	Расч. точка пользователя №2	15482.00	2418.00	1.50
3	точка пользователя	Расч. точка пользователя №3	1941.00	3270.00	1.50
4	точка пользователя	Расч. точка пользователя №4	845.00	2377.00	1.50

Таблица 4.12 – Определение координат площадки расчетного положения

Координаты середины первой стороны		Координаты середины второй стороны		Ширина (м)	Шаг (м)	Шаг (м)	Высота (м)	Всего точек
X (м)	Y (м)	X (м)	Y (м)					
-370.00	2560.00	16300.00	2560.00	5560.00	1667.00	556.00	1.50	121

Таблица 4.13 – Излучаемые частоты источников шума

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота, Г	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	La

Задаются исходные (как правило замеренные инструментально) уровни шума от источников. Все представленные в расчете источники являются отдельными единичными (точечными), кроме силового трансформатора.

Таблица 4.14 – Характеристика источников шумового воздействия

N	Источник	Координаты точки 1		Высота подъема (м)	Дистанция замера (расчета) R (м)	Уровни звукового давления (мощности*), дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами в Г										L	
		X (м)	Y (м)			31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000			
0320	Осевой вентилятор AW250E2-K	8118.0	4222.00	2.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	69
0320	Осевой вентилятор AW250E2-K	8076.0	4129.00	2.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	69
0320	Осевой вентилятор AW630E6	7894.0	4120.00	3.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	72
0320	Осевой вентилятор AW630E6	7295.0	4173.00	3.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	72
0320	Осевой вентилятор AW630E6	7369.0	4338.00	3.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	72
0320	Осевой вентилятор AW630E6	7600.0	4336.00	3.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	72
1520	Осевой вентилятор AW400E4-K	13993.0	3400.00	9.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	68
1520	Осевой вентилятор AW400E4-K	13902.0	3349.00	9.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	68
1520	Осевой вентилятор AW400E4-K	13893.0	3163.00	9.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	68
1520	Осевой вентилятор AW400E4-K	14016.0	3087.00	9.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	68

Продолжение таблицы 4.14

N	Источник	Координаты точки 1	Высота подъема (м)	Уровни звукового давления (мощности*), дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами в Гц											D		
		X (м)		Y (м)	Дистанция замера (расчета) R (м)	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000			
1520	Осевой вентилятор AW400E4-K	13900.00	3322.0	3.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	68
1520	Осевой вентилятор AW400E4-K	13900.00	3138.0	4.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	68
1520	Крышный вентилятор ВКРМ-12,5-02	14163.00	3255.0	10.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	94
1520	Крышный вентилятор ВКРМ-12,5-02	14274.00	3252.0	10.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	94
1520	Крышный вентилятор ВКРМ-12,5-02	14367.00	3257.0	10.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	94

Таблица 4.15 - Результаты проведенных расчетов по определению уровня звукового давления

Наименование	Расчетные точки в жилой застройке			
	№ 1, юг	№ 2, юг	№ 3, север	№ 4, север
Допустимый (максимальный) уровень шума, дБА	55/70			
Акустическое воздействие объектов по приему тепла, дБА	34	44	60	58

Расчеты, проведенные для всех точек свидетельствуют о том, что расчетный допустимый уровень шума ниже нормативных значений и не превышает нормируемые величины.

Согласно проекту, шум от вентиляционного оборудования можно снизить за счет установка пластинчатых шумоглушителей, использовать гибкие вставки при подсоединении к сети вентиляторов и регулировкой скорости движения воздуха в воздухопроводах во избежании аэродинамического шума (учитывать назначение помещения и наличие персонала). Также поможет использование современных насосов с минимальным уровнем шума. Необходимо установить прокладки для поглощения шума на дверях и покрыть трубопроводы специальным шумопоглощающим материалом.

Для снижения уровней вибрации от технологического оборудования и трубопроводов применение вибробезопасных механизмов и установок. Предусмотреть установку отдельных фундаментов под тяжелое вибрирующее оборудование и максимальное использование гибких муфт, упругих прокладок, пружинных опор и подвесок.

5 Экономическая часть

5.1 Определение затрат на природоохранную деятельность предприятия

Для любой станции одним из основных перечней в затратах по природоохранной деятельности является выполнение предписаний законодательных органов, выполнение плановых текущих, восстановительных ремонтов оборудования, или же модернизация того или иного элемента или узла, установки, агрегата в целом.

Так, к примеру, на ТЭЦ в качестве природоохранного мероприятия было выполнено мероприятие по ремонту насосного оборудования системы водоподготовки, а именно водоочистных сооружений. Это мероприятие имеет целью восстановление нормативных значений работы системы водоочистки для предотвращения завышения показателей наличия в сточных водах превышающих предельные величины вредных примесей. Это мероприятие в качестве мониторинга имеет процесс производственного экологического контроля, разработанную карту мероприятий по оценке выполнения и так далее, для исполнения требований соответствия нормативных значений, в том числе по инспектируемым подземным и поверхностным водах в зоне расположения золоотвала.

По отчетным данным в среднем для восстановления систем золопроводов, нормируемых показателем системы - ремонт насосного оборудования, а также ремонт сопутствующего оборудования на площадке ТЭЦ общая необходимая сумма инвестиций должна составлять порядка 70,125 млн. тенге.

Природоохранная деятельность ТЭЦ-2.

Эффективность работы станции тесно связана с природоохранной деятельностью. Так к примеру по отчетным данным среднегодовое значение выбросов загрязняющих веществ от ТЭЦ-2 находится на уровне 3-4 тонн. При этом необходимо отметить, что последние отчетные годы этот показатель снижен значительно за счет оптимизации режимов работы станции, так при увеличении комбинированного отпуска тепла и электроэнергии, снижаются удельные показатели и соответственно общая экономичность, а с ней и экологичность, работы станции растет.

Станция имеет разрешения на природопользование (0000054 от 26.12.2012 г. и 0056865 от 07.06.2012 г.) выданные Министерством охраны окружающей среды РК, и др. В том числе имеющие в качестве ограничительных нормативных значений порядка 6 тыс. Тонн выбросов в год.

Если говорить о эксплуатации станции, то некоторые вопросы перекликаются с требованиями природоохранной деятельности, в частности работа котельных агрегатов. Так в качестве мероприятий по улучшению

показателей и снижению выбросов вредных веществ в атмосферу были предложены следующие [17]:

- Замена труб и форсунок промывки окон на котлах № 8-13.
- Восстановлено защитное покрытие опорных балок на котлах ст. № 9-13.
- Восстановлен торкрет на котлах № 8-13.
- Произведён ремонт каплеуловителей, эмульгаторов на котлах № 8-13.
- Заменён блок завихрителя на котлах №№ 10, 11, 12.
- Произведён ремонт короба «грязного» газа корпуса эмульгатора на котле № 12.

Одним из достаточно затратных мероприятий как уже видно из перечня является модернизация золоуловителей, по расчетам эти мероприятия составляют стоимость в порядка 55 млн. тенге.

Если посмотреть калькуляцию затрат на природоохранную деятельность, то сюда необходимо включить вывоз ТБО, сдача и утилизация ртутьсодержащих ламп, отработавшего масла, ветоши и прочее.

Таблица 6.1-Калькуляция затрат по природоохранной деятельности

В тысячах тг.	31 декабря расчетной года	31 декабря предыдущего года
Налог на добавленную стоимость	750,267	-
<i>Плата за загрязнение окружающей среды</i>	156,336	147,932
Индивидуальный подоходный налог	84,215	84,639
Социальный налог	71,003	65,004
Прочие налоги	37,597	1,325
Итого прочие налоги к уплате	1,099,418	298,9

Резерв на восстановление золоотвалов.

Как уже было отмечено ранее, станция имеет обязательство по восстановлению земельного фонда, отчужденного под нужды строительства золоотвала. Так, полигон для размещения отходов производства должен в последствии быть рекультивирован, по правилам и методам, установленным экологическим законодательством. Всего оценочная стоимость таких затрат составляет по подсчетам станции порядка 500 тыс. Тг. Однако эти затраты являются не окончательными и могут быть увеличены после проведения исследовательских работ по возможным методам восстановления земель.

В общем объеме исполнения инвестиционных обязательств природоохранные мероприятия в последующем расчетном году составят 2% от общих затрат, затраты на строительство золоотвалов составят 16,62%.

Таблица 6.2 – Инвестиционные расходы на природоохранную деятельность связанную с рекультивацией и восстановлением

№	Наименование мероприятия	Затраты на реализацию	%
1	Мероприятия, направленные на увеличение объемов производства	11186	60,71
2	Мероприятия по снижению затрат на производство	203,4	1,10
3	Поддержка уровня производства	3593,4	19,50
4	Строительство золоотвалов	3063,3	16,62
5	Природоохранные мероприятия	379,3	2,06
	Всего, в том числе:	18425,9	100,00
	За счет собственных средств	8042,9	
	За счет заемных средств	10382,8	



Рисунок 6.1 –Инвестиционные обязательства станции по мероприятий ООС

5.2 Определение платы за выбросы в окружающую среду

Платы за произведенные эмиссии в окружающую среду взимается за эмиссии в окружающую среду в порядке специального природопользования. Специальное природопользование осуществляется на основании экологического разрешения, выдаваемого уполномоченным государственным органом в области охраны окружающей среды или местными исполнительными органами областей, городов республиканского значения и столицы, за исключением выбросов загрязняющих веществ от передвижных источников.

Эмиссии в окружающую среду без оформленного разрешительного документа рассматриваются как эмиссии сверх установленных нормативов эмиссий в окружающую среду. Исключением являются выбросы загрязняющих веществ от передвижных источников.

Территориальные органы уполномоченного государственного органа в области охраны окружающей среды и местные исполнительные органы областей, городов республиканского значения и столицы ежеквартально не позднее 15 числа второго месяца, следующего за отчетным кварталом, представляют налоговым органам по месту своего нахождения сведения о плательщиках платы и объектах обложения по форме, установленной уполномоченным органом.

Плательщиками платы являются физические и юридические лица, осуществляющие деятельность на территории Республики Казахстан в порядке специального природопользования.

Юридическое лицо своим решением может признать свое структурное подразделение самостоятельным плательщиком платы по объектам обложения по месту нахождения такого структурного подразделения. Решение юридического лица о таком признании или прекращении такого признания вводится в действие с 1 января года, следующего за годом принятия такого решения.

В случае если самостоятельным плательщиком платы признается вновь созданное структурное подразделение, то решение юридического лица о таком признании вводится в действие со дня создания данного структурного подразделения или с 1 января года, следующего за годом создания данного структурного подразделения.

Плата взимается за фактический объем эмиссий в окружающую среду в пределах и (или) сверх установленных нормативов эмиссий в окружающую среду:

- 1) выбросов загрязняющих веществ;
- 2) сбросов загрязняющих веществ;
- 3) размещенных отходов производства и потребления; выбросов загрязняющих веществ.

Налоговым кодексом РК предусмотрены ставки платы за выбросы загрязняющих веществ от стационарных источников, ставки платы за выбросы загрязняющих веществ от сжигания попутного и природного газа в факелах, ставки платы за выбросы загрязняющих веществ в атмосферный воздух от передвижных источников, ставки платы за сбросы загрязняющих веществ, ставки платы за размещение отходов производства и потребления, ставки платы за размещение серы.

Котельное оборудование тепловых электрических станций является основным источником выбросов загрязняющих веществ в атмосферный воздух.

Расчет платы за выбросы каждого загрязняющего вещества от стационарных источников в пределах нормативов эмиссий осуществляется по формуле (5.3.1):

$$C_{\text{ивыб}} = N_{\text{ивыб}} \cdot M_{\text{ивыб}}, \quad (5.3.1)$$

где

$C_{\text{ивыб}}$ – плата за выбросы i -го загрязняющего вещества от стационарных источников (МРП);

$N_{\text{ивыб}}$ – ставка платы за выбросы i -го загрязняющего вещества;

$M_{\text{ивыб}}$ – суммарная масса всех разновидностей i -ого загрязняющего вещества, выброшенного в окружающую среду за отчетный период (тонн). По результатам производственного экологического контроля природопользователями самостоятельно рассчитываются масса загрязняющих веществ, выброшенных в окружающую среду, использованного топлива и отходов, размещенных в окружающей среде. Эти данные подлежат проверке в процессе осуществления государственного экологического контроля. За загрязнение окружающей среды сверхустановленных нормативов плата за эмиссии в окружающую среду рассчитывается в соответствии с Кодексом Республики Казахстан "О налогах и других обязательных платежах в бюджет". [12, 28]

Ставка платы за выбросы загрязняющих веществ ежегодно утверждается органами местной исполнительной власти Маслихатами областей в соответствии с налоговым законодательством Республики Казахстан. Ставки платы за выбросы загрязняющих веществ от стационарных источников указаны в статье 495 Налогового кодекса Республики Казахстан (Таблица 6.3.).

При расчете платежей в бюджет для организаций, оказывающие коммунальные услуги, энергопроизводящих организаций, субъектов естественных монополий применяются коэффициенты к ставкам платы:

- при расчете ставки платы за выбросы загрязняющих веществ от стационарных источников применяется коэффициент 0,3.
- при расчете ставки платы за сбросы загрязняющих веществ применяется коэффициент 0,43;
- при расчете ставки платы за размещение отходов производства и потребления на полигонах, в накопителях, санкционированных свалках и специально отведенных местах коэффициент 0,05;

Таблица 6.3 - Ставки платы за выбросы загрязняющих веществ от стационарных источников

№ п/п	Виды загрязняющих веществ	Ставки платы за 1 тонну, (МРП)	Ставки платы за 1 килограмм, (МРП)
1.	Окислы серы	10	
2.	Окислы азота	10	
3.	Пыль и зола	5	
4.	Свинец и его соединения	1993	
5.	Сероводород	62	
6.	Фенолы	166	
7.	Углеводороды	0,16	
8.	Формальдегид	166	
9.	Окислы углерода	0,16	
10.	Метан	0,01	
11.	Сажа	12	
12.	Окислы железа	15	
13.	Аммиак	12	
14.	Хром шестивалентный	399	
15.	Окислы меди	299	
16.	Бенз(а)пирен		498,3

Данные коэффициенты не используются при расчете платежей за сверхнормативный объем эмиссий в окружающую среду.

Плательщики платы представляют декларацию в налоговые органы по месту нахождения объекта загрязнения. Исключением являются декларации по передвижным источникам загрязнения. Декларация представляется плательщиками платы ежеквартально не позднее 15 числа второго месяца, следующего за отчетным кварталом.

Плательщики платы с объемами платежей до 100 месячных расчетных показателей в суммарном годовом объеме представляют декларацию не позднее 20 марта отчетного налогового периода. В случае оформления разрешительного документа после срока, установленного пунктом 3 настоящей статьи, указанные плательщики представляют декларацию не позднее 20 числа месяца, следующего за месяцем получения разрешительного документа. Налогоплательщики, применяющие специальный налоговый режим для крестьянских или фермерских хозяйств, декларацию по плате не представляют [28].

5.3 Расчет платежей за произведенные эмиссии в атмосферу от котельного оборудования ТЭЦ-2

Исходя из требований налогового и экологического законодательства расчет выбросов от котельного оборудования ТЭЦ-2 будет рассчитываться как от субъекта естественной монополии по генерации тепла, и будет учитываться коэффициентом, равным 0,3.

Аналогично методике в разделе 4 [20, 22] расчет проводится для группы опасных веществ (загрязняющих веществ), а именно: оксидов серы, азота, углерода, а также тверды частиц (зола, пыли). Расчет произведен по средним утвержденным ставкам.

Таблица 6.4.– Результаты расчета платежей за эмиссии от котельного оборудования ТЭЦ-2

Загрязняющие вещества	Ставка платы за одну тонну	МРП на 201 г., тг	К	Тенге за тонну	Выбросы, т/год	Плата за загрязнение, тыс. тг.
Окислы серы	20	1982	0,3	11892	2980,860	35448,387
Окислы азота	20	1982	0,3	11892	256,084	3045,347
Пыль и зола	10	1982	0,3	5946	96,046	571,091
Окислы углерода	0,32	1982	0,3	190,272	197,460	37,571
Итого:						39102,396

Как видно из таблицы наиболее важным компонентом (из-за вредного воздействия) так и наиболее дорогостоящим для оплаты эмиссий является оксид серы. На станции постоянно проводятся работы по совершенствованию методики и установок улавливания соединений серы.

Вывод по экономической части

В данном разделе была рассмотрена Алматинская ТЭЦ-2 как источник вредных выбросов. В качестве основных показателей здесь были рассмотрены нормируемые величины ПДК, а также представлены некоторые расчетные калькуляции по установленным законодательством ставкам расчета платежей за эмиссии. Основными составляющими расчета были наиболее вредные, и по совместительству основные выбрасываемые элементы и соединения: это оксиды азота, серы, углерода, твердые частицы в виде пыли и зола. В расчете по оценке экологического воздействия были проведены расчеты выбросов с учетом фактических величин полученных замеров концентраций различных веществ в составе уходящих газов. В ходе работы были построены карты рассеивания на основе расчетов приземных концентраций выбрасываемых загрязняющих веществ.

Проведенными исследованиями воздействия тепловой электрической центрально выяснено, что на уровне земли превышений ПДК загрязняющих веществ в зоне воздействия предприятия не обнаружено.

По итогам расчетов, описания текущей обстановки, рассмотрения возможностей реализации инвестиционных программ, были сделаны следующие выводы, говорящие в пользу необходимости проведения мониторингов и контролей:

- проведение мониторинга и учета всех показателей на постоянной основе и перед каждым планируемым мероприятием реконструкции, ремонта и модернизации;

- возможное рассмотрение улучшение показателей топлива, в частности переход на уголь меньшей зольности, рассмотрение актуальных проектов строительства ГТУ и ПГУ;

- Недопущение или сдерживание строительства вблизи санитарно-защитной зоны жилых и общественных построек;

В целом соблюдение требований эксплуатации и разработанных нормативных и режимных карт позволит работать станции на экономических и экологических параметрах. А возможность постоянного совершенствования и превентивных мониторинга и ремонта позволят сдерживать ухудшение показателей ввиду морального и физического износа.

Список сокращений

ТЭЦ – тепловая электрическая централь
АФЧХ – амплитуднофазочастотная характеристика
РБС – разгоннобалансировочный стенд
НЧВ – низкочастотная вибрация
ВЧВ – высокочастотная вибрация
ДКВ – динамический коэффициент влияния
СКЗ – среднеквадратичное значение
ПК – подшипник качения
ПС – подшипник скольжения
ДПВ – динамический поглотитель вибрации
ДГВ – динамический гаситель вибрации
ВГ- виброгаситель
ТА – турбоагрегат
ПТЭ – правила технической эксплуатации
УТМЗ – уральский турбомоторный завод
ТЭС – тепловая электрическая станция
ЛРиВ – лаборатория регулирования и вибрации

Заключение

Проанализированы показатели состояния вибрации двух турбин (Т-110/120-130) Алматинской ТЭЦ-2. и на этой основе проведена динамическая балансировка по наладке вибрации используя ДКВ турбин. Есть основания что возможно применение этих данных на похожие турбины.

Создана база данных по часто выполняемым ремонтам во время работы после выявления повреждений во время ремонта и проверки турбин. Созданные и примененные на местах мероприятий по улучшению методики диагностики и балансировки турбин показал эффективность и надежность при эксплуатации турбин в течении десяти лет. Разработан метод диагностического контроля опор вала для предотвращения ухудшения дефектов. Выявлены главные факторы сбоев хода смещения корпусов подшипников турбоагрегатов Т-110/120-130. Нормализации эксплуатации подшипников скольжения способствовал перечень мероприятий.

При установленных вброгасителях надолго снижается значимо амплитуда колебаний в оси и трения на поверхностях скольжения корпусов подшипников уменьшились тем самым продлевая срок их службы. Все это продемонстрировано изучением и опытами. Общий вывод исследований, применение на производстве и улучшение качества – появилась хорошая возможность улучшить на практике ремонт паровых турбин Т-110/120-130 на ТЭЦ-2. В результате изучения в этой работе представлен актуальный раздел науки, который улучшает и разрабатывает диагностической системы характеристик эксплуатации паровых и газовых турбин. Выходит что очень важно внедрить, улучшить и адаптировать автоматических систем вибрационного контроля и диагностики. Основной целью данной работы было изучить проблему защиты атмосферы от вредных эмиссий ТЭЦ, производящих электричество и тепло посредством сжигания органического топлива.

В основном загрязняют воздух котельное оборудование, сбрасывающие в атмосферный воздух пыль, окислы азота, окислы серы и углерода, бенз(а)пирен, мазутную золу. Произведя анализ и расчёты было показано количество и качество характеристик эмиссии. Проверили все имеющиеся на ТЭЦ источники выбросов. Построены карты рассеивания при расчете на уровне поверхности земли концентраций вредных эмиссий турбоагрегатов. Прослежено их расширение при взаимодействии с АСК за оборудованием энергоблоков ТЭС.

При эксплуатации турбоагрегата Алматинской ТЭЦ-2 в данной работе разработан опытный образец и создан канал наблюдения процессов пульсации в части распределения пара их ЦВД. Исследования проводились для нахождения эффектов подвижных процессов в системе парораспределения турбины, их влияния на характеристики вибрации валопровода турбин. Некоторые заключения по проведенным изучениям и разработкам показаны в соответствующих разделах данной работы.

Список литературы

1 Шульженко Н.Г. Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований): монография / Н.Г. Шульженко

2 Урьев Е.В..- Мурманский Б.Е. Диагностика состояния лопаточного аппарата паровых турбин //Тезисы докладов международной научно-технической конференции "Совершенствование энергетических и транспортных турбоустановок методами математического моделирования, вычислительного и физического экспериментов" Харьков, 1994, Ч.3.

3 Система вибродиагностики турбоагрегатов Т – 110/120 - /Урьев Е.В.. Мурманский Б.Е., Нураков В.Б., Колядин В.П. // Контроль и диагностика процессов и оборудования энергоблоков с быстрыми натриевыми реакторами: Сб. научн. тр. Екатеринбург: 9p0 РОН, 1994.

4 Урьев Е.В., Мурманский Б.Е. Разработка базы знаний экспертной системы вибродиагностики турбоагрегатов //Труды первой научно-технической конференции Регионального Уральского отделения академии инженерных наук РФ "Наука и инженерное творчество XXI веку". Екатеринбург. 1995

5 Надежность работы турбоустановок ТЭС "Свердловэнерго" /Мурманский Б.Е., Мительман У.М., Бухман Т.Д., Зайцев В.А., Грин-Фельд Р.Н., Бродов S.S. //Труды первой научно-технической конференции Регионального Уральского отделения Академии инженерных наук РФ "Наука и инженерное творчество XXI веку". Екатеринбург. 1995

6 Урьев Е.В., Мурманский Б.Е.. Бродов И.М. Концепция системы вибрационной диагностики паровой турбины //Теплоэнергетика. 1995. N4

7 Рыжкин В. Я. — Тепловые электрические станции, 1987 г.

8 Дукенбаев К. – Энергетика Казахстана. Технический аспект, - Алматы, 2001 г.

9 Алферова Т.В., Попова О.М. Экология энергетики. Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2008. — 124 с.

10 Дукенбаев К. - Энергетика Казахстана. Условия и механизмы ее устойчивого развития, 2002 г.;

11 Об утверждении Технического регламента "Требования к эмиссиям в окружающую среду при сжигании различных видов топлива в котельных установках тепловых электрических станций" Постановление Правительства Республики Казахстан от 14 декабря 2007 года N 1232.

12 Экология: учебник / В. Н. Большаков [и др.]; под ред. Г. В. Тягунова, Ю. Г. Ярошенко. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Университетская книга: Логос, 2010. 504 с

13 Жабо В.В. Охрана окружающей среды на ТЭС и АЭС./ В.В.Жабо. М.: Энергоатомиздат, 2012. 240с

14 Рихтер Л.А. Охрана водного и воздушного бассейнов ТЭС./ Л.А. Рихтер, Э.П. Волков, В.Н. Покровский. М.: Энергия, 2001. 296с.

15 О ратификации рамочной Конвенции Организации Объединенных Наций об изменении климата. Указ Президента Республики Казахстан от 4 мая 1995 г. N 2260

16 Об утверждении Гигиенических нормативов к атмосферному воздуху в городских и сельских населенных пунктах. Приказ Министра национальной экономики Республики Казахстан от 28 февраля 2015 года № 168. Зарегистрирован в Министерстве юстиции Республики Казахстан 13 мая 2015 года № 11036

17 Лабейш В.Г. Природоохранные технологии в теплоэнергетике. / В.Г. Лабейш. СПб.: СЗТУ, 2002. 82с.

18 Государственные нормативы в области архитектуры, градостроительства и строительства. СП РК 2.04-01-2017. Строительная климатология с изменениями от 01.04.2019 г.

19 Официальный портал РГП «КАЗГИДРОМЕТ» Министерство экологии, геологии и природных ресурсов Республики Казахстан (<https://www.kazhydromet.kz/>)

20 РД 34.02.305-98 «Методика определения валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от котельных установок ТЭС»

21 Официальный портал группы компаний «Интеграл» / онлайн-сервисы (<https://integral.ru/>)

22 «Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий» (РНД 211.2.01.01-97 (ОНД-86)).

23 Официальный портал АО «КазНИПИ Энергопром», Алматы (<https://knep.kz/>)

24 "Санитарно-эпидемиологические требования к зданиям и сооружениям производственного назначения" и "Санитарно-эпидемиологические требования по установлению санитарно-защитной зоны производственных объектов", утвержденными Постановлением Правительства Республики Казахстан от 17 января 2012 года № 93.

25 Методические указания регулирование выбросов при неблагоприятных метеорологических условиях РД 52.04-52-85

26 ГОСТ 12.1.003-83 (СТ СЭВ 1930-79). Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности

27 Тупов Б.В. Снижение шумового воздействия от оборудования в энергетике -М.:2004 г.- 285с.

28 Кодекс Республики Казахстан О налогах и других обязательных платежах в бюджет (Налоговый кодекс). (с изменениями и дополнениями по состоянию на 30.05.2020 г.)

29 ГОСТ ИСО 11342-95 Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов (<http://docs.cntd.ru/document/1200012870>)

