

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Саяно-Шушенский филиал
институт

Кафедра «Гидротехнических сооружений и гидравлических машин»
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ А.А. Андрияс
подпись инициалы, фамилия
«____» _____ 2020г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

15.03.02 – Технологические машины и оборудование
код - наименование направления

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ БАКСАНСКОЙ ГЭС НА РЕКЕ БАКСАН.
НАПРАВЛЯЮЩИЕ ПОДШИПНИКИ ГИДРОТУРБИНЫ. РАЗРАБОТКА
КОНСТРУКЦИЙ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ**

Руководитель _____ Доцент кафедры ГТС и ГМ А.В.Масленникова
подпись, дата Должность, ученая степень инициалы, фамилия

Выпускник _____ Д.А. Фадин
подпись, дата инициалы, фамилия

Саяногорск; Черемушки 2020

Продолжение титульного листа БР по теме «Проектирование Баксанской ГЭС на реке Баксан. Направляющие подшипники гидротурбины. Разработка конструкций и тепловой расчет».

Консультанты по разделам:

Консультант руководителя:

В.Б.Затеев
ициалы, фамилия

Водно-энергетические расчёты

Е.Ю.Затеева
ициалы, фамилия

Основное и вспомогательное оборудование

А.В. Масленникова
ициалы, фамилия

Характеристики турбины

А.В. Масленникова
ициалы, фамилия

Расчёт на прочность лопатки НА

Т.С. Глушенко
ициалы, фамилия

Пожарная безопасность. Охрана труда

В.Б.Затеев
ициалы, фамилия

Охрана окружающей среды

Кадычегов В.А.
ициалы, фамилия

Технико-экономическое обоснование

Лапасова В.В.
ициалы, фамилия

Нормоконтролёр

Чабанова А.А.
ициалы, фамилия

СОДЕРЖАНИЕ

СОКРАЩЕННЫЙ ПАСПОРТ БАКСАНСКОЙ ГЭС.....	6
ВВЕДЕНИЕ	7
1 Анализ исходных данных и определения внешних условий функционирования ГЭС.....	8
1.1 Природные условия и исходные данные	8
1.1.1Местоположение гидроузла и природные условия	8
1.1.2Местоположение гидроузла и природные условия	8
1.1.3Сезонность	8
1.1.4Топография	8
1.1.5Гидрологические данные	8
1.1.6Энерго - экономическая характеристика района	12
1.1.7Существующие ГЭС в республике Кабардино-Балкария	13
2 Водно-энергетические и водохозяйственные расчёты.....	14
2.1 Выбор расчетных гидрографов для маловодного и средневодного года при заданной обеспеченности стока	14
2.2 Нахождение и корректировка маловодного и средневодного года	15
2.3 Построение гидрографа реки Баксан	17
2.4 Построение годовых графиков максимальных и среднемесечных нагрузок энергосистемы	17
2.4.1Расчет режимов работы ГЭС без регулирования с учетом требований водохозяйственной системы.....	19
2.5 Водно-энергетический расчет режима работы ГЭС в маловодном....	21
2.6 Нахождение рабочей мощности проектируемой ГЭС	23
2.7 Определение рабочих мощностей существующей и проектируемой ГЭС в других месяцах	24
2.8 Расчет резервов и определение установленной мощности проектируемой ГЭС, расчет баланса мощностей	24
2.9 Водно-энергетический расчет режима работы ГЭС в средневодном году с учетом ВХК.....	26
2.10 Режимное поле.....	27
3 Выбор гидросилового оборудования	29
3.1 Выбор системы и количества гидроагрегатов	29
3.2 Определение отметки установки рабочего колеса гидротурбины для обеспечения её безкавитационной работы	32
3.3 Выбор типа серийного генератора	34
3.4 Построение рабочих характеристик гидротурбины	34
3.5 Построение эксплуатационной характеристики гидротурбины	37
3.6 Выбор подшипника	38
3.7 Гидромеханический расчет и план построения спиральной камеры ..	41
3.8 Направляющий аппарат	44
3.9 Выбор формы сечения лопатки	44

3.10 Кинематическая схема механизма поворота лопатки направляющего аппарата	46
4 Основные параметры и принцип действия направляющего аппарата ..	50
4.1 Расчет на прочность лопатки направляющего аппарата	51
4.1.1 Условная расчётная схема	51
4.1.2 Исходные данные	52
4.1.3 Расчет сосредоточенного усилия от рычага.....	53
4.1.4 Расчет реакций опор	55
4.1.5 Расчет моментов сопротивления.	56
4.1.6 Расчет суммарных моментов по сечению	56
4.1.7 Расчёт максимального нормального напряжения при изгибе	57
4.1.8 Расчёт лопатки на кручение.....	58
4.2 Построение симметричной лопатки направляющего аппарата в программе Cosmos/M	60
5 Пожарная безопасность и охрана труда	66
5.1 Пожарная безопасность.....	66
5.2 Охрана труда.....	68
5.3 Безопасная организация и содержание рабочего места	70
6 Мероприятия по охране окружающей среды в зоне влияния Баксанского гидроузла	74
6.1 Общие сведения о районе строительства	74
6.2 Мероприятия по обеспечению охраны окружающей среды в период строительства	75
6.4 Отходы, образующиеся при строительстве	78
6.4.1 Лом бетонных изделий, отходы бетона в кусковой форме	78
6.5 Мероприятия по обеспечению охраны окружающей среды в период эксплуатации	79
7 Объемы производства электроэнергии и расходы в период эксплуатации ГЭС	81
7.1 Оценка объемов реализации электроэнергии	81
7.2 Текущие расходы по гидроузлу.....	81
7.3 Налоговые расходы в первые годы эксплуатации	84
7.4 Оценка суммы прибыли от реализации электроэнергии и мощности.	85
7.5 Оценка инвестиционного проекта	87
7.6 Методология, исходные данные	87
7.7 Коммерческая эффективность	87
7.8 Бюджетная эффективность	88
7.9 Анализ чувствительности	88
8 Направляющие подшипники гидротурбины. Разработка конструкций и тепловой расчет	91
8.1 Обзор конструкции направляющих подшипников гидравлических турбин	91
8.2 Конструкционные особенности	92
8.3 Анализ конструкций подшипников	94

8.4	Расчет подшипника	95
8.5	Выбор антифрикционного покрытия	97
8.6	Эксплуатационные показатели качества направляющих подшипников гидротурбин.....	99
8.7	Тепловой расчет подшипника.....	100
8.8	Маслохозяйство подшипников	102
8.9	Требования к сегментным баббитовым направляющим подшипникам вертикальных турбин	103
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	105
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	106
	ПРИЛОЖЕНИЕ А.Водно-энергетические расчёты	108
	ПРИЛОЖЕНИЕ Б.Основное и вспомогательное оборудование	111

СОКРАЩЕННЫЙ ПАСПОРТ БАКСАНСКОЙ ГЭС

1. Наименование ГЭС: Баксанская ГЭС на реке Баксан;
2. Местонахождение ГЭС: Республика Кабардино-Балкарья;
3. Тип проектируемой установки: Гидроэлектростанция;
4. Характерные расходы воды:
 - а) среднемноголетний 33 м³/с;
 - б) максимальный поверочный расход обеспеченностью 0,01%, 149 м³/с;
 - в) минимальный 9 м³/с;
5. Параметры водохранилища:
 - а) характер регулирования стока годичный;
 - б) отметки: НПУ 671,00 м; УМО 652,5 м;
 - в) объемы: полный 0,3 км³; полезный 0,29 км³;
6. Напоры ГЭС:
 - а) максимальный 107,00 м; б) средний 93 м;
 - в) расчетный 98,75 м; г) минимальный 87,27 м;
7. Энергетические характеристики:
 - а) Мощность установленная 71 МВт;
 - б) Среднемноголетняя выработка электроэнергии 246 млн. кВт·ч.;
 - в) Число часов использования установленной мощности 4000 час;
- 8) Плотина:
 - а) деривационная, материал бетон;
 - б) максимальная высота 29,4 м;
 - в) длина деривации 87 м;
- 9) Здание ГЭС:
 - а) тип здания: плотинное. число агрегатов 2;
 - б) грунты в основании скальные (доломиты);
 - в) тип спиральной камеры -металлическая круглого сечения;
 - г) тип отсасывающей трубы - изогнутая;
 - д) расстояние между осями агрегатов 8 м;
- 10) Основное оборудование:
 - а) тип турбины РО115-В-180, диаметр 1,8 м;
 - б) тип генератора СВ-425/135-14, мощность 35,5 МВт;
 - в) частота вращения 428,6 об/мин;
 - г) МНУ - МНУ1,6/1-40-2,5-2;
 - д) ЭГР-100 4/11;
- 11) Технико-экономические показатели:
 - а) период окупаемости 118мес.;
 - б) себестоимость энергии 0,3руб/кВт·ч;
 - в) удельные капитальные вложения 46910 руб/кВт.

ВВЕДЕНИЕ

Потребление энергии является обязательным условием существования человечества. Наличие доступной для потребления энергии всегда было необходимо для удовлетворения потребностей человека, увеличения продолжительности и улучшения условий его жизни. Самым распространенным видом энергии является электрическая энергия

Электрическая энергия вырабатывается на электрических станциях, различного типа. Самым удобным видом электростанций с низкой себестоимостью электроэнергии на сегодняшний день являются гидравлические, с неоспоримым плюсом, таким как экологическая чистота. Одним из основных сооружений гидравлических станций является плотина, которая служит для подпора воды, с последующим преобразованием потенциальной энергии воды в электрическую. В результате разрушения плотины, появляется угроза затопления больших территорий. Поэтому необходим крайне серьезный подход к проектированию гидротехнических сооружений для качественного и безопасного использования гидроресурсов, что регламентируется в СНиПах и нормативных документах.

Целью бакалаврской работы является проектирование сооружений, выбор основного и вспомогательного оборудования, разработка правил охраны труда и окружающей среды, технико-экономическое обоснование эффективности проекта, разработка технологической карты и составление календарного плана строительства гидроузла.

1 Анализ исходных данных и определения внешних условий функционирования ГЭС

1.1 Природные условия и исходные данные

1.1.1 Местоположение гидроузла и природные условия

Баксанский гидроузел расположен на Северном Кавказе, на реке Баксан выше по течению от города Баксан.

Длина реки — 169км, площадь её водосборного бассейна — 6800км². Средний расход воды у села Заюково составляет 33,6 м³/с. Баксан берёт своё начало из ледников в районе г. Эльбрус. Питание преимущественно ледниковое, снеговое и подземное. Температура воды колеблется от +6 до +12 градусов Цельсия Половодье в июле-августе.

Баксан — типичная горная река с большим уклоном и быстрым течением, протекающая в направлении с запада на восток.

1.1.2 Местоположение гидроузла и природные условия

На равнине и в предгорьях распространён влажный континентальный климат, который в горах сменяется на климат субальпийского пояса.

1.1.3 Сезонность

Зима в горной части территории короткая и холодная. Самый холодный месяц зимы — январь, средняя температура воздуха в это время составляет минус 2-15°C. Экстремальные температуры могут достигать больших значений. Так, минимальные температуры на территории строительства опускаются ниже -29градусов Цельсия. Лето на равнине очень тёплое, вторая половина жаркая.

Июнь в среднем самый влажный месяц, выпадает больше всего осадков, и сильной жары в июне обычно не наблюдается (до +37,0° C). Самый жаркий период — конец июля — август. Температура в июле в горной части нередко поднимаются выше +32° C.

1.1.4 Топография

Геодинамическая обстановка на территории Кабардино-Балкарии исключительно разнообразная: рои слабых землетрясений и техногенные явления, локальные геодинамические процессы в районе Эльбруссского вулканического центра, различные экзогенные процессы, такие как оползни, селевые потоки и сходы ледников.

1.1.5 Гидрологические данные

Гидрологический ряд расходов воды за период 1955–2004 гг. представлен в таблице 1.

Таблица 1.1 – Среднемесячные, среднегодовые и среднемноголетние расходы воды ($\text{м}^3/\text{с}$) в створе ГЭС

Годы	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	Qср.год
1955	24	33	35	33	38	32	51	43	19	19	20	22	28
1956	9	10	31	28	41	64	75	60	22	22	9	15	32
1957	14	18	23	24	36	51	70	64	27	17	14	17	31
1958	16	19	25	26	50	56	69	58	23	25	14	17	33
1959	12	18	23	21	33	55	65	53	16	6	6	14	27
1960	8	10	13	19	35	50	61	54	17	6	9	16	25
1961	17	18	23	23	33	50	66	57	21	21	19	17	30
1962	22	23	25	24	34	51	69	58	22	13	10	16	31
1963	15	18	27	30	37	57	66	57	20	14	17	16	31
1964	13	18	29	28	33	52	58	54	18	16	14	15	29
1965	14	18	23	23	40	42	62	59	21	21	16	15	30
1966	17	19	24	22	30	52	68	57	22	14	9	16	29
1967	19	26	42	50	92	102	86	63	23	21	18	17	46
1968	16	21	24	23	32	44	59	61	20	16	7	15	28
1969	17	18	27	31	37	46	57	52	22	17	12	17	29
1970	14	18	23	22	80	70	63	57	19	11	9	15	33
1971	10	17	22	24	59	57	64	59	23	13	11	13	31
1972	26	33	36	38	36	39	62	49	20	18	19	21	32
1973	17	19	24	24	39	56	68	61	37	23	27	17	34
1974	17	24	23	25	35	49	62	57	20	23	17	18	31
1975	19	24	26	32	84	70	82	71	22	31	25	21	42
1976	16	18	22	27	43	52	73	62	25	23	26	16	33
1977	18	19	23	28	38	44	64	55	19	13	23	17	30
1978	6	11	14	41	52	61	57	38	19	19	17	16	29
1979	14	18	24	23	88	85	65	38	24	25	30	16	37
1980	4	10	15	15	44	42	55	56	20	18	12	15	26
1981	17	18	24	28	71	80	60	60	20	16	22	18	36

Окончание таблицы 1.1

Годы	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	Qср.год
1982	14	18	28	30	40	59	72	60	24	20	34	14	34
1983	17	19	24	23	69	63	68	58	22	18	9	29	35
1984	17	19	30	29	60	74	77	63	24	18	16	17	37
1985	17	25	30	52	99	100	87	69	35	29	24	21	49
1986	21	19	24	46	77	74	90	75	39	35	26	17	45
1987	21	23	25	38	63	57	74	63	27	26	23	19	38
1988	9	16	26	38	70	65	73	60	23	25	31	18	38
1989	23	18	27	35	62	59	70	58	22	15	12	16	35
1990	20	19	28	24	46	55	73	59	24	20	20	17	34
1991	18	19	22	22	34	49	65	62	24	20	16	16	30
1992	16	18	23	34	65	103	71	59	22	17	14	15	38
1993	14	15	27	28	48	49	63	53	17	12	6	16	29
1994	16	19	24	35	55	55	73	61	23	23	18	16	35
1995	16	18	23	28	40	44	45	58	19	13	17	15	28
1996	17	17	23	33	46	50	68	55	19	18	25	22	33
1997	17	19	24	32	37	61	64	58	22	19	14	17	32
1998	16	17	18	32	50	52	70	59	20	21	12	16	32
1999	8	10	14	16	33	38	49	41	19	18	15	15	23
2000	16	18	22	19	61	65	65	54	18	10	12	17	31
2001	16	19	24	24	55	57	65	67	25	15	17	15	33
2002	22	22	25	31	70	73	76	60	26	28	16	21	39
2003	21	19	25	37	47	53	72	68	28	25	29	17	37
2004	17	22	29	31	35	44	74	64	25	20	19	16	33
сред.знач	16	18	24	29	51	58	67	58	23	19	17	17	33

Данные ВХК и потери по бытовому расходу представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Данные по ВХК и потери расхода

Параметр	Месяц											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Требования ВХК, м ³ /с	19	26	28	30	36	35	56	47	15,0	15,0	16,0	14,0
Q, испар, м ³ /с	0	0	0	1	1	1	1	1	0	0	0	0

Окончание таблицы 1.2

Параметр	Месяц											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Q, лед, м ³ /с	1	1	0	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0
Q, фильтрация, м ³ /с	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Q, сан.попуск, м ³ /с	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9

Кривые зависимости расходов от уровней воды в НБ, построенные по координатам, представленным в таблице 1.3, показаны на рисунке 1.1.

Таблица 1.3 – Данные для построения кривых связи в НБ

Q, м ³ /с	Z _{НБ} , м
0	652
24,8	652,4
49,6	652,8
74,4	653,2
99,2	653,6
124	653,8
149	564

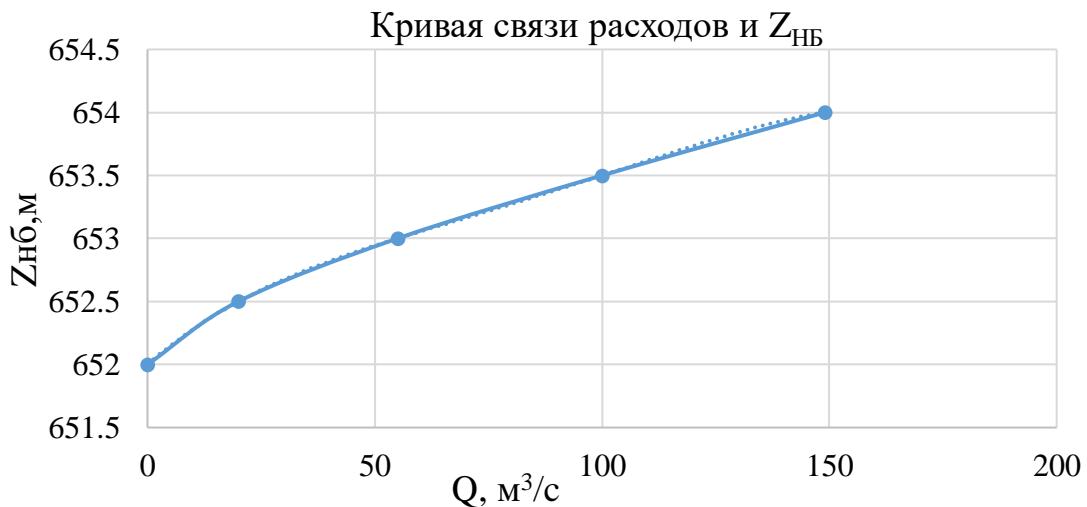


Рисунок 1.1 – Кривая связи расходов и Z_{НБ}

Кривые связи объемов от уровней воды в водохранилище, построенные по данным координат, представленным в таблице 1.4, показаны на рисунке 1.2.

Таблица 1.4 – Данные для построения кривой связи в ВБ

Z, м	V, км ³
652	0
657	0,05
661	0,1

Окончание 1.4

$Z, \text{м}$	$V, \text{км}^3$
665	0,15
668	0,2
670	0,25
671	0,3
672	0,35

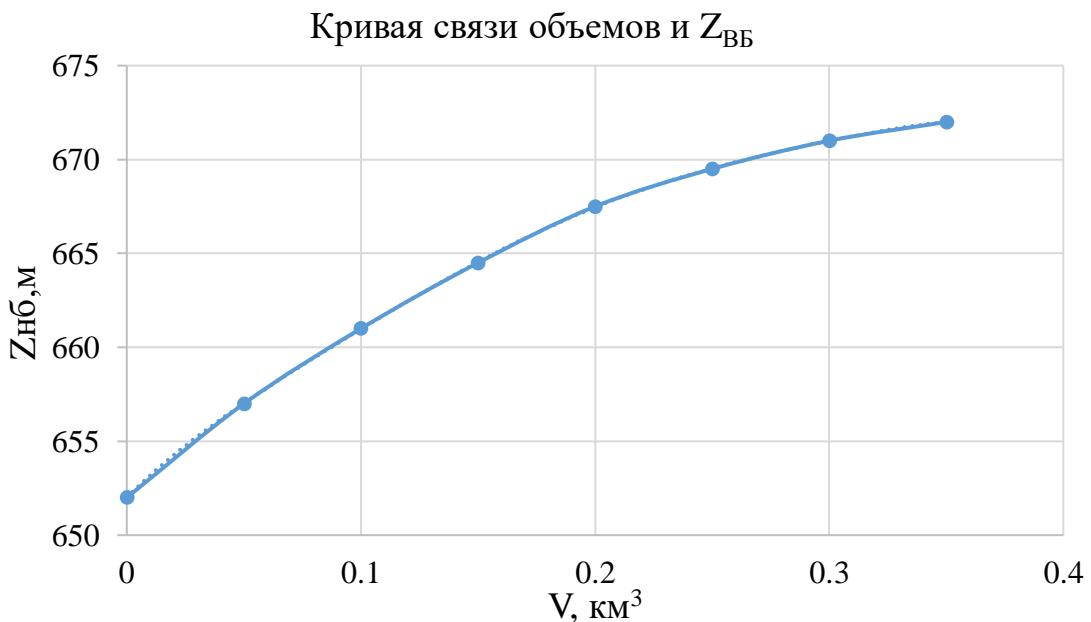


Рисунок 1.2 – Кривая связи объемов и $Z_{\text{ВБ}}$

1.1.6 Энерго - экономическая характеристика района

Баксанский район расположен в северной части республики и граничит: на севере — со Ставропольским краем, на востоке — с Прохладненским районом, на юго-востоке с Урванским районом, на юге — с Чегемским районом, на юго-западе — с Эльбрусским районом и на западе — с Зольским районом. В центральную часть района вдаётся муниципальное образование городской округ «город Баксан».

Кабардино-Балкарская республика работает в составе Объединенной энергосистемы Юга (ОЭС Юга) параллельно с Единой энергосистемой России. Функции оперативно-диспетчерского управления объектами электроэнергетики на территории Кабардино-Балкарии осуществляют Северокавказское РДУ.

Створ Баксанской ГЭС был выбран в Баксанском районе. Этот выбор объясняется тем, что район нуждается в дополнительной поставке электроэнергии, в связи с наличием в районе большого количества туристических баз и баз отдыха, а также заводов и крупнейшей обсерватории.

В недрах земель имеются полезные ископаемые: известняк, туф, вулканический пепел, глина, которая пригодна для производства высококачественного кирпича. При добыче ископаемых используется большое

количество электроэнергии, которой по данным Центра экономических исследований является в недостатке для республики.

Для поддержания энергодостаточности, в регионе будет располагаться проектируемая ГЭС.

Данные по энергосистеме: Энергосистема ОДУ Юга, Северокавказское РДУ, $P_{max}=3604$ МВт.

План потребления Северокавказского РДУ показан на рисунке 1.3



Рисунок 1.3 - Суточные графики нагрузки Северокавказского РДУ

1.1.7 Существующие ГЭС в республике Кабардино-Балкария

Существующие ГЭС представлены в таблице 1.5

Таблица 1.5 – Существующие ГЭС

Название ГЭС	Эгод, млн кВт*ч	Нуст, МВт
Зеленчукская ГЭС	384	200

Аварийный резерв - 7%.

Нагрузочный резерв - 1%.

Коэффициент мощности – $K_m=8,8$.

Потери напора в водопроводящих сооружениях - $\Delta h=0,1\text{м}$.

2 Водно-энергетические и водохозяйственные расчёты

2.1 Выбор расчетных гидрографов для маловодного и средневодного года при заданной обеспеченности стока

Для выбора установленной мощности ГЭС и расчета среднемноголетней выработки необходимо разобраться с условиями водности реки в заданном створе, исходя из представленных в таблице 1.1 гидрографов за 1955-2004 гг., и определить расходы маловодного и средневодного года.

Для этого необходимо разделить каждый год на два периода – половодье и межень.

Считается, что к периоду половодья относятся месяцы, в которых расходы больше или равны среднегодовому расходу. Остальные месяцы составят маловодный период.

Таким образом, к периоду половодья относятся V, VI, VII, VIII, месяцы, а к периоду межени – IX, X, XI, XII и, I, II, III, IV месяцы.

Далее вычисляем средние расходы ($\text{м}^3/\text{с}$) для всех лет ряда, за период межени и половодья и располагаем их в порядке убывания.

Обеспеченность находим по формуле 2.1:

$$P_m = \frac{\sum_{i=1}^{12} Q_i}{\sum_{i=1}^{12} Q_{\text{год}}} \cdot 100\% \quad (2.1)$$

Средние расходы за год в маловодный период и средневодный период представлены в таблице 2.1

Таблица 2.1 – Средние расходы за год в маловодный период и средневодный период

m	P, %	Годы	$Q_{\text{год}}$, $\text{м}^3/\text{с}$	Годы	$Q_{\text{межень}}$, $\text{м}^3/\text{с}$	Годы	$Q_{\text{полов}}$, $\text{м}^3/\text{с}$
1	2	1985	49	1985	29	1985	89
2	4	1967	46	1986	28	1967	86
3	6	1986	45	1967	27	1986	79
4	8	1975	42	1987	25	1975	77
5	10	2002	39	2003	25	1992	75
6	12	1987	38	1975	25	2002	70
7	14	1988	38	2002	24	1979	69
8	16	1992	38	1973	23	1984	68
9	18	1979	37	1988	23	1981	68
10	20	1984	37	1982	23	1970	67
11	22	2003	37	2004	22	1988	67
12	24	1981	36	1996	22	1983	65
13	25	1983	35	1994	22	1987	64
14	27	1989	35	1972	22	1989	62

Окончание таблицы 2.1

m	P, %	Годы	$Q_{\text{год}}, \text{м}^3/\text{с}$	Годы	$Q_{\text{межень}}, \text{м}^3/\text{с}$	Годы	$Q_{\text{полов}}, \text{м}^3/\text{с}$
15	29	1994	35	1976	22	2000	61
16	31	1973	34	1979	22	1994	61
17	33	1982	34	1990	21	2001	61
18	35	1990	34	1984	21	2003	60
19	37	1958	33	1974	21	1956	60
20	39	1970	33	1989	21	1971	60
21	41	1976	33	1981	20	1990	58
22	43	1996	33	1997	20	1958	58
23	45	2001	33	1958	20	1982	58
24	47	2004	33	1969	20	1998	58
25	49	1956	32	1983	20	1976	57
26	51	1972	32	1955	20	1973	56
27	53	1997	32	1992	20	1997	55
28	55	1998	32	1961	20	1957	55
29	57	1957	31	1977	20	1996	55
30	59	1962	31	1963	20	2004	54
31	61	1963	31	1991	20	1963	54
32	63	1971	31	1962	19	1962	53
33	65	1974	31	2001	19	1993	53
34	67	2000	31	1957	19	1972	52
35	69	1961	30	1998	19	1991	52
36	71	1965	30	1965	19	1978	52
37	73	1977	30	1964	19	1966	51
38	75	1991	30	1995	19	1959	51
39	76	1964	29	1956	18	1961	51
40	78	1966	29	1966	18	1965	51
41	80	1969	29	1978	18	1974	51
42	82	1978	29	1968	18	1977	50
43	84	1993	29	1993	17	1960	50
44	86	1968	28	1971	17	1964	50
45	88	1995	28	1970	17	1980	49
46	90	1955	27	2000	16	1968	49
47	92	1959	27	1959	15	1969	48
48	94	1980	26	1999	14	1995	47
49	96	1960	25	1980	14	1955	41
50	98	1999	23	1960	12	1999	40

2.2 Нахождение и корректировка маловодного и средневодного года

- Средневодный (50%) год

На графике отсутствует конкретный год для $P=50\%$, для нужно взять ближайшие расходы от расчетной обеспеченности: 1956 год и 1972. Интерполируя значение расхода для 50% обеспеченности.

1973 и 1976 гг. Эти года пришли на обеспеченность 49% и 51% по половодью. Интерполируя, получаем $Q_{баз}$ половодье = $56,5 \text{ м}^3/\text{с}$. Этот расход приходится на обеспеченность 50% по половодью.

1955 и 1983 гг. Эти года пришли на обеспеченность 49% и 51% по межени. Интерполируя, получаем $Q_{баз}$ межень = $20 \text{ м}^3/\text{с}$. Этот расход приходится на обеспеченность 50% по межени.

Коэффициенты приведения по половодью и межени для сравниваемого 1956 и 1972 г.

1956 год:

$$K_{П} = \frac{\text{баз половодье}}{1956 \text{ по половодью}} = \frac{56.5}{60} = 0.9 \quad (2.2)$$

$$K_{М} = \frac{\text{баз межень}}{1956 \text{ по межени}} = \frac{20}{18} = 1 \quad (2.3)$$

1972 год

$$K_{П} = \frac{\text{баз половодье}}{1972 \text{ по половодью}} = \frac{56.5}{52} = 1.08 \quad (2.4)$$

$$K_{М} = \frac{\text{баз межень}}{1972 \text{ по межени}} = \frac{20}{22} = 0.9 \quad (2.5)$$

Год приведенные коэффициенты которого будут ближе к 1, будет средневодным годом. Исходя из полученных значений коэффициентов средневодным будет 1972 год. Произведем корректировку расходов 1972 года с учетом коэффициентов приведения. Данные расходов с учетом коэффициентов приведения сведены в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Данные расходов с учетом коэффициентов приведения

Месяц	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	сред
Q50% исходное	26	33	36	38	36	39	62	49	20	18	19	21	32
Q50% с коэф.привед.	23	30	32	34	39	42	67	53	18	16	17	19	32

- Маловодный (90%) год

По графику для 90% обеспеченности приходится 1955 год. Вычислим приведенные коэффициенты маловодного года по половодью и по межени для данного года.

$Q_{баз}$ половодье $\text{м}^3/\text{с}$ (1968г). Этот год пришел на обеспеченность 90% по половодью.

$Q_{\text{баз межень}} \text{ м}^3/\text{с}$ (2000г). Этот год пришел на обеспеченность 90% по межени.

$$K_{\text{П}} = \frac{\text{баз половодье}}{1968 \text{ по половодью}} = \frac{49}{41} = 1,1 \quad (2.6)$$

$$K_{\text{М}} = \frac{\text{базовое межень}}{2000 \text{ по межени}} = \frac{16}{20} = 0,8 \quad (2.7)$$

Данные расходов с учетом коэффициентов приведения для маловодного года сведены в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 - Данные расходов с учетом коэффициентов приведения

месяцы	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	сргод
$Q_{90\%}$ исходн.	24	33	35	38	33	32	51	43	19	19	20	22	28
Q привед	19	26	28	30	36	35	56	47	15,0	15,0	16,0	14,0	28

2.3 Построение гидрографа реки Баксан

По данным из таблиц 2.2, 2.3 строится гидрограф реки, представленный на рисунке 2.1.

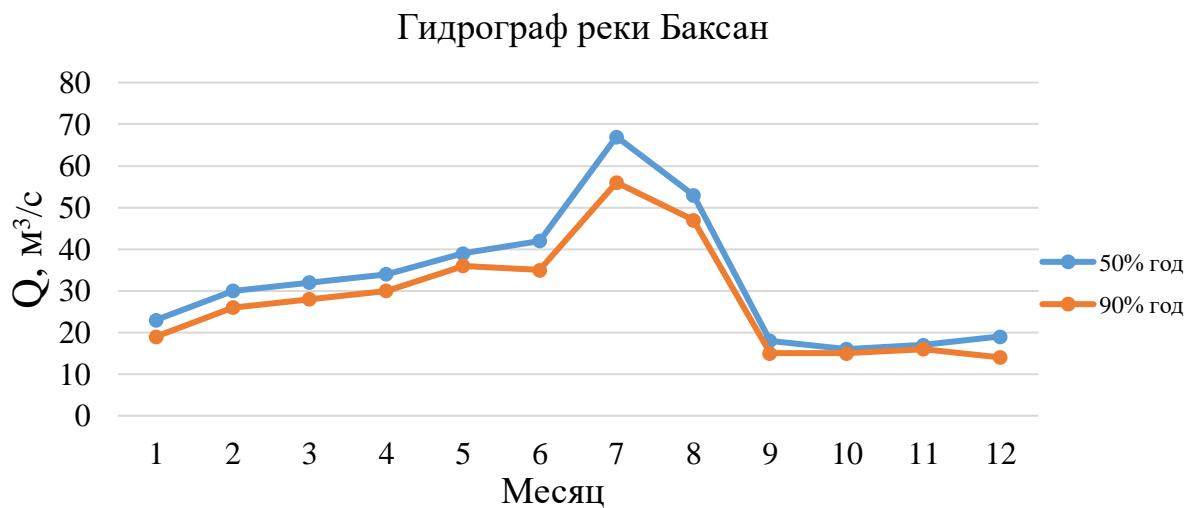


Рисунок 2.1 - Гидрограф реки Баксан

2.4 Построение годовых графиков максимальных и среднемесячных нагрузок энергосистемы

Используя данные из суточного графика $P(t)$, построим годовые графики максимальных и среднемесячных нагрузок энергосистемы:

Максимальная и средняя нагрузка энергосистемы носит синусоидальный характер и для рабочего дня каждого месяца определяется по формуле 2.8:

$$P = a \cdot b \cdot \cos|30^\circ \cdot t - 15^\circ| , \quad (2.8)$$

где t - порядковый номер месяца в году (1- январь, 2- февраль и т. д.);
 a, b - коэффициенты, для определения которых используются формулы:

$$a = \frac{P_{\text{зима}} + P_{\text{лето}}}{2} = \frac{3604 + 2824}{2} = 3222 \quad (2.9)$$

$$b = \frac{P_{\text{зима}} - P_{\text{лето}}}{2} = \frac{3604 - 2824}{2} = 381 \quad (2.10)$$

$$a_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{зима}}^{\text{ср}} + P_{\text{лето}}^{\text{ср}}}{2} = \frac{3215 + 2529}{2} = 2871,9 \quad (2.11)$$

$$b_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{зима}}^{\text{ср}} - P_{\text{лето}}^{\text{ср}}}{2} = \frac{3215 - 2529}{2} = 343,2 \quad (2.12)$$

Были найдены максимальная и среднемесячная нагрузка Северокавказского РДУ для каждого месяца, результаты занесены в таблицу 2.4

Таблица 2.4 - Годовые максимальные и среднемесячные нагрузки РДУ

t	α	$\cos \alpha$	$P(\text{max})$	$P(\text{ср})$
1	0,26	0,97	3591	3204
2	0,79	0,71	3492	3115
3	1,31	0,26	3321	2961
4	1,83	-0,26	3124	2783
5	2,36	-0,71	2953	2630
6	2,88	-0,97	2854	2541
7	3,40	-0,97	2853	2540
8	3,93	-0,71	2952	2629
9	4,45	-0,26	3123	2782
10	4,97	0,26	3320	2960
11	5,50	0,71	3492	3114
12	6,02	0,97	3591	3203

Согласно полученным данным был построен график мощностей рисунок 2.2

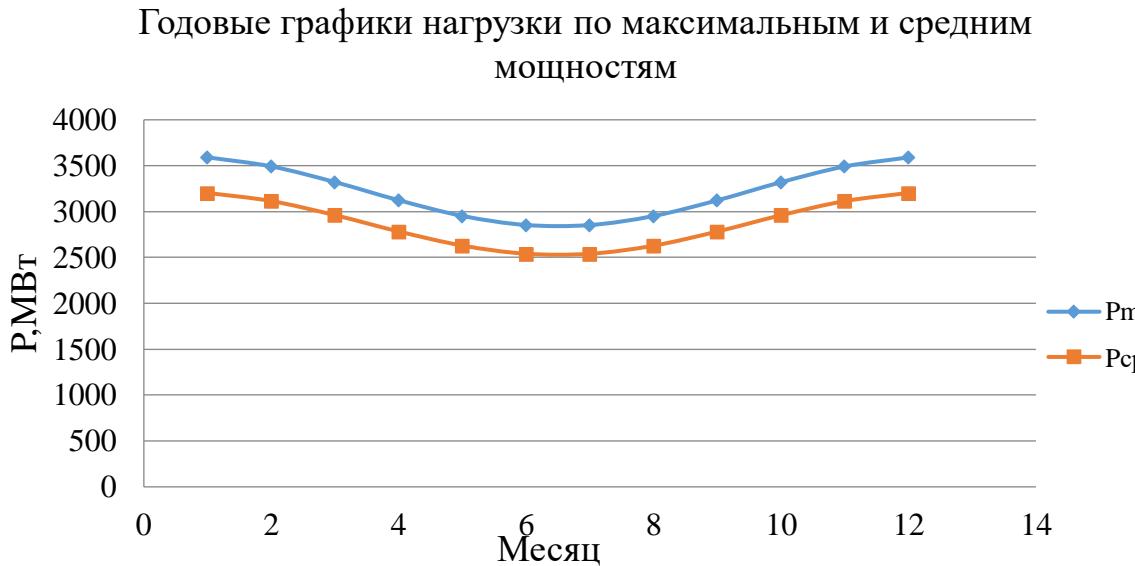


Рисунок 2.2 - Годовые графики нагрузки по мощностям

2.4.1 Расчет режимов работы ГЭС без регулирования с учетом требований водохозяйственной системы

Главным критерием при определении параметров проектируемой ГЭС является максимум вытеснения тепловых мощностей в энергосистеме. Для выбранного расчетного маловодного года (1955г.) вычисляем значение мощности на полезном бытовом стоке для каждого месяца года по формуле 2.13, 2.14:

$$N_{\text{Быт.ГЭС}} = k \cdot Q^{\text{пр}90\%} \cdot H_{\text{ГЭС}}^{\text{подв}}, \quad (2.13)$$

где k — коэффициент мощности, $k = 8,8$;

$Q^{\text{пр}90\%}$ — бытовой расход расчетного маловодного года, $\text{м}^3/\text{с}$;

$H_{\text{ГЭС}}^{\text{подв}}$ — подведенный напор ГЭС, м.

$$H_{\text{ГЭС}}^{\text{подв}} = Z_{\text{ВБ}} - Z_{\text{НБ}} - Q_{\text{НБ}} t - \Delta h, \quad (2.14)$$

где $Z_{\text{ВБ}}$ — отметка верхнего бьефа, соответствующая отметке ∇ НПУ, м;

$Z_{\text{НБ}}$ $Q_{\text{НБ}}$ t — уровень нижнего бьефа, определенный по летней или зимней кривой связи, м;

Δh — потери напора в водоподводящих сооружениях, $\Delta h = 0,1$ м.

Затем рассчитываем мощность ГЭС в режиме работы по требованиям ВХК по формуле (2.15):

$$N_{\text{ВХК}} = k \cdot Q_{\text{ВХК}} \cdot H_{\text{ГЭС}}^{\text{подв}}, \quad (2.15)$$

где $Q_{\text{ВХК}}$ — расход воды по требованиям участников водохозяйственного комплекса, $\text{м}^3/\text{с}$.

По полученным данным заполняем таблицу 2.5

Таблица 2.5 – Режим работы без регулирования с учетом ВХК

Месяц	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Qбыт90%	19,0	26,0	28,0	30,0	36,0	35,0	56,0	47,0	15,0	15,0	16,0	14,0
Qвхк	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19
$Q_{исп}$, м ³ /с	0	0	0	1	1	1	1	1	0	0	0	0
$Q_{лед}$, м ³ /с	1	1	0	-1	-1	0	0	0	0	0	1	1
$Q_{фильтр}$, м ³ /с	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
$Q_{шлюз}$, м ³ /с	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\sum Q_{потерь}$, м ³ /с	1	1	1	1	1	2	2	2	1	1	1	1
$Q_{пол.быт.}$, м ³ /с	18	25	27	29	35	33	54	45	14	14	15	13
$Z_{нб}$, м	564	565	565	565	565	565	565	565	565	565	565	565
$Z_{вб}$, м	671											
H , м	107	107	107	107	107	107	107	107	107	107	107	107

Исходя из данных таблицы 2.5 определяется, что 12 месяц – это месяц начала сработки водохранилища.

Данные для построения баланса энергии представлены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Данные для построения баланса энергии

Месяц	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$N_{быт}$, МВт	17	23	25	27	33	31	50	42	13	13	14	12
$N_{вхк}$, МВт	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
$N_{водот}$ $N_{вхк}$, МВт	4	10	12	14	20	18	37	29	0	0	1	-1

Данный расчёт выполняется с целью определения месяцев, в которые ГЭС будет работать на расходах, превышающих требования ВХК. Мощность, которую мы можем распределить в месяцы регулирования, рассчитывается по формуле 2.16:

$$N_{быт} - N_{вхк} = 145 \text{ МВт} \quad (2.16)$$

По данным таблицы 2.6 строим баланс энергии, представленный на рисунке 2.3, на котором излишки бытовой мощности распределяем таким образом, чтобы обеспечить максимальное вытеснение тепловых мощностей системы и максимально гладить среднемесячную нагрузку на годовом графике среднемесячных мощностей.

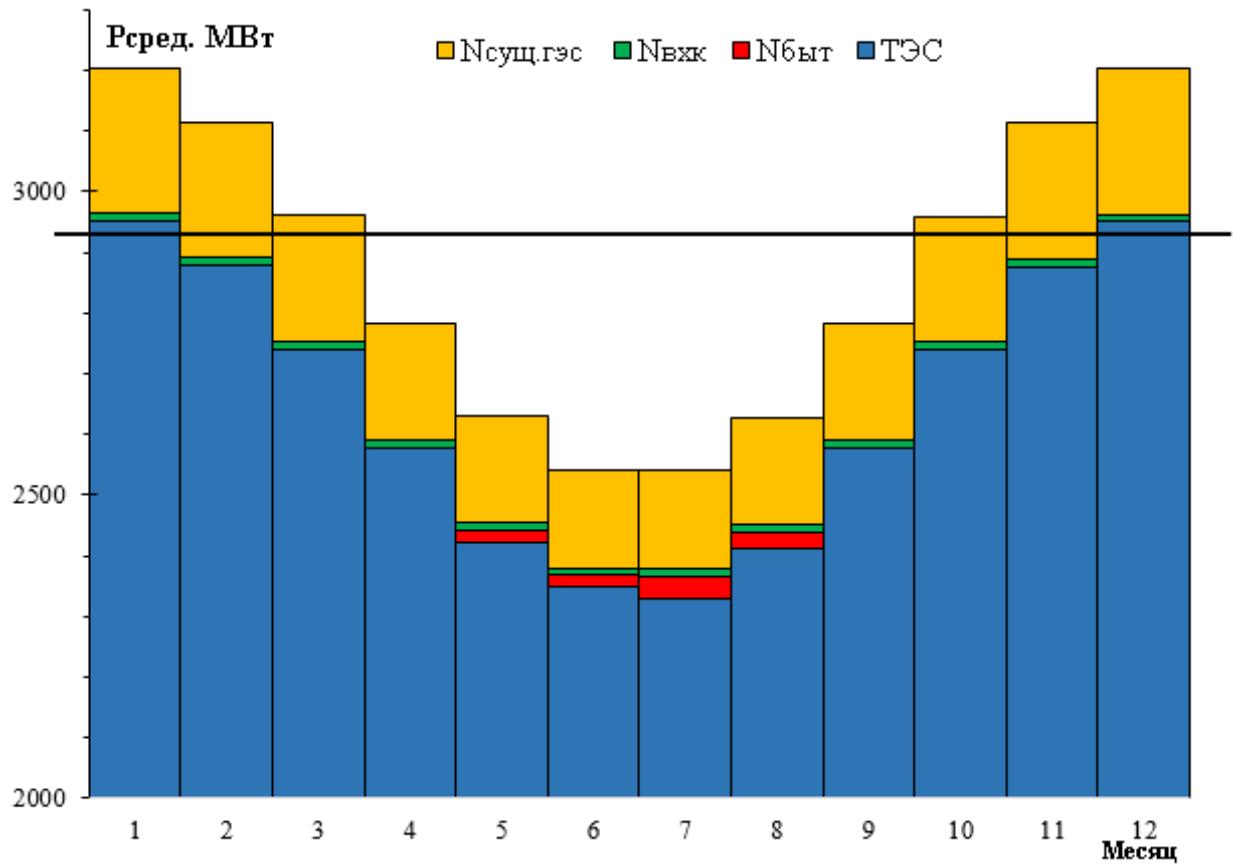


Рисунок 2.3 - Баланс энергии для проектируемой ГЭС с учётом перераспределения бытовых мощностей

Для того, чтобы произвести первый приближенный расчёт гарантированной энергоотдачи, на рисунке проводим горизонтальную прямую гарантированной мощности (чёрная линия).

За месяц сработки принимаем первый месяц после половодья, в котором разница $N_{быт} - N_{вхк}$ будет отрицательной. Из рисунка 2.3 видно, что под регулирование попали 2 месяца, а в остальные месяцы, ГЭС работает по требованиям ВХК. Данные таблицы 2.7 необходимы для проведения 1 итерации ВЭР.

Таблица 2.7 – Гарантированная мощность проектируемой ГЭС

Месяц	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
N_{rap} , МВт	80											80

2.5 Водно-энергетический расчет режима работы ГЭС в маловодном

Расчет работы водохранилища ГЭС производится календарным методом на заданный режим среднемесячных мощностей. Обязательным условием для водоно-энергетических расчётов является равенство уровней воды в водохранилище в начале и в конце расчётного периода регулирования. Это условие обусловлено необходимостью использования всей полезной ёмкости водохранилища.

Расчет начинается с момента, когда водохранилище наполнено и, следовательно, уровень воды в нем равен $V_{НПУ} = 671$ м. Месяцем, в который начинается сработка водохранилища принимается первый после половодья, в котором мощность ВХК превышает мощность проектируемой ГЭС по водотоку, в рассматриваемом случае это ноябрь.

Результаты первого расчета сработки водохранилища представлены в таблице на рисунке А.1 [ПРИЛОЖЕНИЕ А].

В данном расчете видно, что водохранилище не наполняется до нужной отметки ВБ. Это означает, что необходимо выполнить корректировку $N_{\text{гар}}$.

Результаты второго расчета сработки приведены в таблице на рисунке А.2 [ПРИЛОЖЕНИЕ А].

Исходя из выполненных расчетов, принимаем отметку УМО равной 652,5 м.

График сработки-наполнения водохранилища в маловодном году представлен на рисунке 2.4

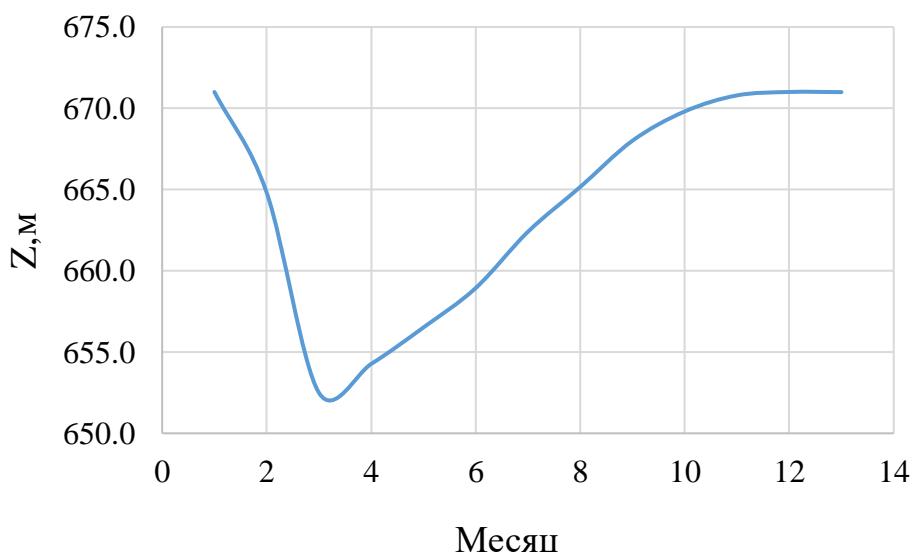


Рисунок 2.4 - График сработки-наполнения водохранилища в маловодном году

Результаты расчетов ВЭР по условию маловодного года:

- гарантированная мощность января, декабря – $N_{\text{гар}}=60$ МВт;
- уровень мёртвого объёма – УМО=652,5 (м).
- полезный объем – $V_{\text{полезн}}=0,29$ (км^3).

Определим коэффициент зарегулированности стока по формуле (2.17), который равен отношению полезного объема водохранилища $V_{\text{полезн}}=0,3 \text{ км}^3$ к среднему за многолетний период объему годового стока ГЭС:

$$\beta = \frac{\text{полезн}}{\text{ср год}} \quad (2.17)$$

$$W = \frac{\frac{\text{ср год}}{10}}{\frac{33 365 24 3600}{10}} = 1,04 \text{ км}^3 \quad (2.18)$$

$$\beta = \frac{0,29}{1,04} = 0,3$$

Таким образом получаем годичный тип регулирования.

2.6 Нахождение рабочей мощности проектируемой ГЭС

Для выбора рабочей мощности, выполнил построение ИКН для 6 месяцев. Необходимо на каждую ИКН вписать выработку за месяц, предварительно разбив ее минимум на 2 части для работы в базе, пике (полупике) графика нагрузки, а также вписать уже существующие ГЭС.

В состав СевероКавказского РДУ входит Зеленчукская ГЭС с суточной гарантированной выработкой энергии:

$$E_{ср.сут}^{сущ.ГЭС} = 1,58 \text{ млн. кВт} \cdot \text{ч}$$

Определим суточную выработку по январю и июню, соответственно добавив и отняв к выше приведённой выработке 20%, взятых от неё же:

$$E_{гар.янв.}^{сущ.ГЭС} = 1,89 \text{ млн. кВт} \cdot \text{ч}$$

$$E_{гар.июнь.}^{сущ.ГЭС} = 1,26 \text{ млн. кВт} \cdot \text{ч}$$

Установленная мощность ГЭС:

$$N_{уст} = 300 \text{ МВт}$$

Строим треугольник существующей ГЭС, где по горизонтальной оси расположена суточная выработка, а по вертикальной-среднесуточная мощность рассматриваемой ГЭС. Интегральные кривые нагрузки, вместе с вписанной проектируемой ГЭС, а также уже существующими ГЭС представлены на рисунке А.3 [ПРИЛОЖЕНИЕ А].

Вписываем его в уже построенную ранее ИКН, так, чтобы две вершины треугольника касались её.

Далее вписываем проектируемую ГЭС в свободную зону пика либо полу пика, а также в базу графика нагрузки.

Для этого необходимо при, $Q_{сан.попуска} = 9 \text{ м}^3/\text{с}$, вычислить по формуле 2.19, 2.20:

$$N_{базы} = \frac{\cdot сан.попуска \cdot гэс}{1000} = \frac{8,8 \cdot 9 \cdot 93,3}{1000} = 7,79 \text{ МВт} \quad (2.19)$$

$$E_{базы} = \frac{24 \cdot N_{базы}}{1000} = 0,18 \text{ млн. кВт} \cdot \text{ч} \quad (2.20)$$

Вписываем полученные значения базы на ИКН. Чтобы вписать проектируемую ГЭС в зону пика или полулуника необходимо. $N_{\text{раб}}=60$ МВт, следовательно по формуле 2.21 и 2.22:

$$\mathcal{E}_{\text{раб}} = \frac{24 \cdot N_{\text{раб}}}{1000} = 1,4 \text{ млн. кВт} \cdot \text{ч} \quad (2.21)$$

$$\mathcal{E}_{\text{пик}} = \mathcal{E}_{\text{раб}} - \mathcal{E}_{\text{баз}} = 1,4 - 0,18 = 1,25 \text{ млн. кВт} \cdot \text{ч} \quad (2.22)$$

Проводим $\mathcal{E}_{\text{пик}}$ на ИКН таким образом, чтобы вершины треугольника коснулись линии ИКН. Катет треугольника параллельный оси Р, примет значение $N_{\text{пик}} = 61,1$ МВт.

В результате, зная мощность базы и пика рассчитаем $N_{\text{раб}}$:

$$N_{\text{раб}} = N_{\text{пик}} + N_{\text{базы}} = 61,1 + 7,79 = 68,9 \text{ МВт} \quad (2.23)$$

2.7 Определение рабочих мощностей существующей и проектируемой ГЭС в других месяцах

Расчет рабочих мощностей для оставшихся месяцев проводятся аналогично пункту 2.6 и заносится в таблицу 2.8

Таблица 2.8 – Сводная таблица рабочих мощностей для проектируемой ГЭС

Месяц	$N_{\text{раб}}, \text{МВт}$
Январь	69
Февраль	39
Март	25
Апрель	37
Май	32
Июнь	24
Июль	24
Август	32
Сентябрь	37
Октябрь	25
Ноябрь	39
Декабрь	69

2.8 Расчет резервов и определение установленной мощности проектируемой ГЭС, расчет баланса мощностей

При составлении баланса мощности энергосистемы учитываем, что нагрузочный резерв системы равен 1 % от P , аварийный резерв составляет 7% от P .

Нагрузочный резерв расположен на существующих и на проектируемой ГЭС, поэтому аварийный будет размещен на ТЭС. Результаты расчёта представлены в таблице 2.9.

Ремонт оборудования ГЭС осуществляется в те месяцы, когда оно не полностью используется в энергосистеме, т.е. когда на ГЭС имеется свободная мощность.

Капитальный ремонт оборудования ТЭС по формуле 2.24:

$$F_{\text{рем}}^{\text{TЭС}} = \frac{N^{\text{TЭС}}}{6} \cdot 1 \text{мес} = \frac{3288}{6} = \frac{548}{4} = 309 \text{ МВт} \cdot \frac{\text{мес}}{\text{год}} \quad (2.24)$$

Таблица 2.9 – Баланс мощности энергосистемы в маловодном году

Мес яц	Система			Сущ.ГЭС			Моя ГЭС			ТЭС		
	Pcm	Nн.р	Na.p	Nраб	Nн.р	Nр	Nр	Nн.р	Nрем	Nр	Nap	Nрем
I	3591	36	251	240	34		69	2		3282	251	
II	3492	35	244	224	33		39	1		3229	244	
III	3321	33	232	208	32		25	1		3088	232	
IV	3124	31	219	192	30		37	1		2895	219	
V	2953	30	207	176	28		32	1		2745	207	67
VI	2854	29	200	160	27		24	1		2670	200	179
VII	2853	29	200	160	27		24	1		2669	200	179
VIII	2952	30	207	176	28		32	1		2744	207	67
IX	3123	31	219	192	30	40	37	1		2894	219	
X	3320	33	232	208	32		25	1	12	3087	232	
XI	3492	35	244	224	33		39	1		3229	244	
XII	3591	36	251	240	34		69	2		3282	251	
Нус т	65			274			71			3533		

По данным таблицы 2.9 строится баланс мощностей, рисунок 2.5

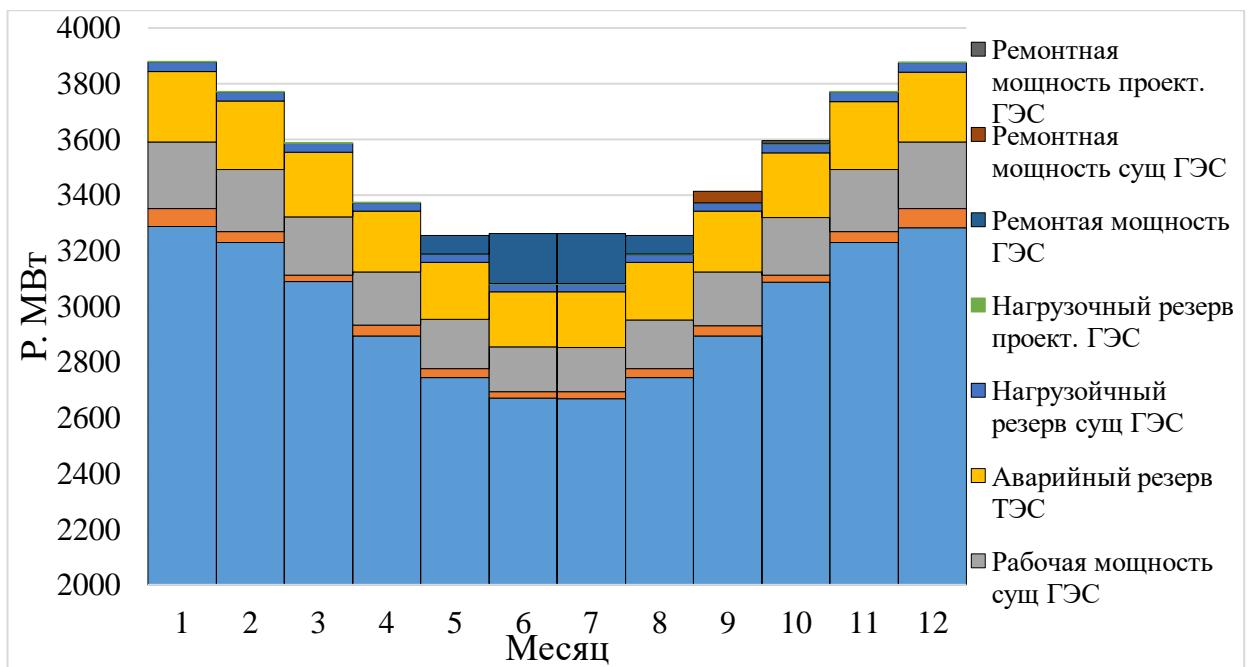


Рисунок 2.5 –Баланс мощности энергосистемы в маловодном году

Установленную мощность проектируемой ГЭС представим по формуле 2.25 в виде суммы:

$$N_{\text{уст.}}^{\text{ГЭС}} \quad N_{\text{раб}}^{\text{ГЭС}} \quad N_{\text{рез}}^{\text{ГЭС}} \quad 69 \quad 2 \quad 71 \text{ МВт} \quad (2.25)$$

2.9 Водно-энергетический расчет режима работы ГЭС в средневодном году с учетом ВХК

Задача ВЭР режима работы ГЭС в средневодном году – определить среднемноголетнюю выработку.

Рассмотрим режим наполнения водохранилища режим по мощностям в период наполнения в маловодном году, результаты которого представлены в приложении А2.

По данному расчёту построим график сработки и наполнения водохранилища ГЭС в средневодном году и объединим его с маловодным рисунок 2.6

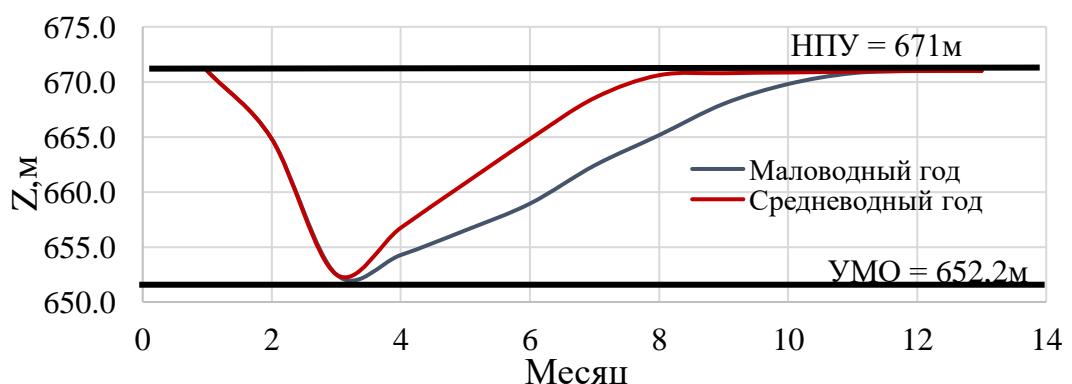


Рисунок 2.6 - График сработки-наполнения в течение года

2.10 Режимное поле

Необходимо определить область допустимых режимов работы, проектируемой ГЭС, для этого строим режимное поле с указанием линий ограничений для различных режимов, представленное на рисунке 2.7

При составлении режимного поля пользуемся методикой, приведенной в методическом пособии «Выбор параметров ГЭС»

Результаты расчётов сводим в таблицу 2.10.

Таблица 2.10 – Данные расчёта режимного поля

Кривые связи ВБ и НБ		Напорные характеристики			Линия огранич. по расчетной $N_{уст}$		Линия огранич. по пропуск способ. ГЭС	
$Q_{нб}, \text{м}^3/\text{с}$	$Z_{нб}, \text{м}$	$H_{НПУ}, \text{м}$	$H_{УМО}, \text{м}$	$H_{ВБ}^{я\text{НВ}}$	$H, \text{м}$	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$H, \text{м}$	$Q, \text{м}^3/\text{с}$
0	564,00	107,00	88,5	99,97	119,1349	62	98,75	42,7
15	564,00	106,60	88,10	99,57	111,58	66,20	94,70	42
30	564,68	106,32	87,82	99,29	104,92	70,40	91,00	41,3
45	564,88	106,12	87,62	99,09	98,75	74,60	87,00	40,6
60	565,06	105,94	87,44	98,91	93,74	78,80	84,00	39,9
75	565,22	105,78	87,27	98,75	88,99	83,00	83,90	39,2
90	565,38	105,62	87,12	98,59	84,71	87,20	83,80	38,5
105	565,56	105,44	86,94	98,41	80,81	91,40	83,70	37,8
120	565,73	105,27	86,77	98,24	77,26	95,60	83,60	37,1
135	565,89	105,11	86,61	98,08	74,01	99,80	83,50	36,4
150	566,01	104,99	86,49	97,96	71,02	104,00	83,40	35,7

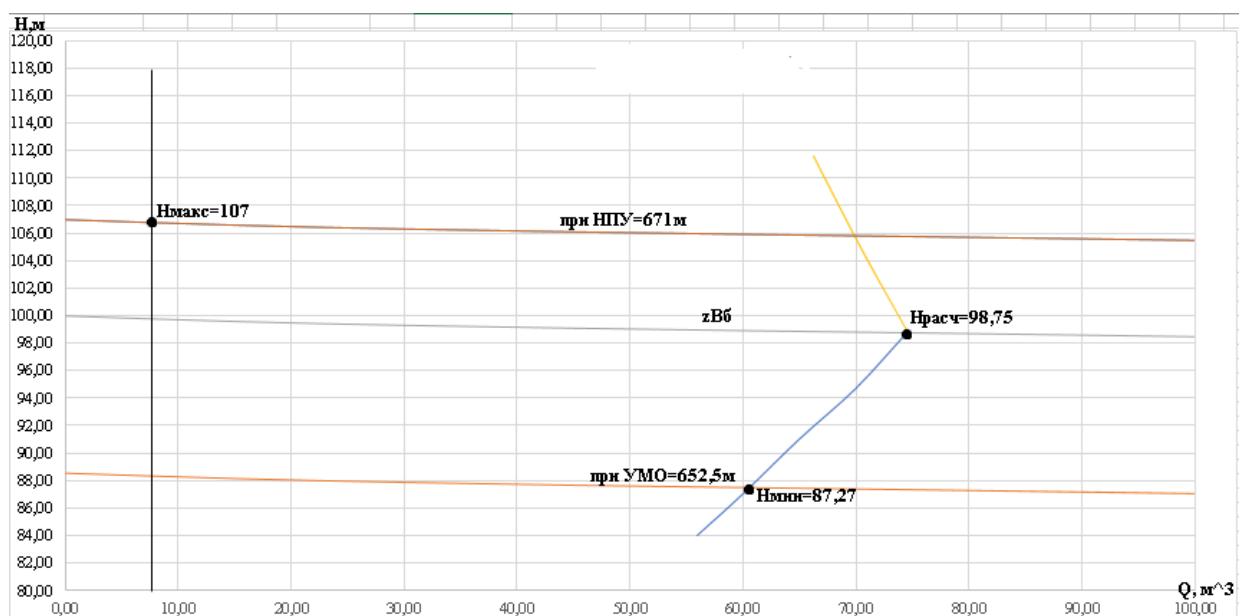


Рисунок 2.7 – Режимное поле

Из построенного режимного поля (рисунок 2.7) определяем:

- максимальный напор $H_a = 107$ м. Определяется в точке пересечения напорной характеристики при НПУ и линии ограничения по минимальному расходу;
- расчётный напор $H_{расч} = 98.75$ м. Определяется в точке пересечения линии ограничения по расчетной установленной мощности с линией расчётного напора;
- минимальный напор $H = 87.27$ м. Определяется в точке пересечения напорной характеристики при УМО и линии ограничения по пропускной способности ГЭС.

3 Выбор гидросилового оборудования

3.1 Выбор системы и количества гидроагрегатов

Для полученного диапазона изменения напора по справочным материалам подбираем все возможные типы гидротурбин, исходя из следующих условий:

1) Значение предельного напора не должно быть меньше максимального расчетного, т.е. $H \geq H_{\text{пред.}}$;

2) Отношение $\frac{H}{H_{\text{пред.}}} \geq 0,83$ должно быть не меньше справочных данных (По справочным данным $\frac{H}{H_{\text{пред.}}} = 0,6$).

3) Максимальный диаметр рабочего колеса должен выбираться с учетом транспортировки к месту монтажа.

Для данного максимального напора выбираем следующие гидротурбины:

- ПЛД115-В;
- РО115-В.

Составил таблицу параметров моделей данных гидротурбин (таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Параметры выбранных типов модельных гидротурбин

Параметр	ПЛД115-В	РО115-В
$H_{\text{пред.}}, \text{м}$	115	115
H_{\min}/H_{\max}	0,5	0,6
$n'_{I\text{opt}}, \text{мин}^{-1}$	83	75
$Q'_{I\text{opt}}, \text{л/с}$	830	900
$\eta_{M\text{ opt}}$	0.916	0.927
$Q_{I\text{ max}}, \text{л/с}$	1200	1080
$D'_1, \text{м}$	0.40	0.15
$H_{\text{mod}}, \text{м}$	0.460	0.5156
$t_{\text{mod}}, {}^{\circ}\text{C}$	4	4
$v_{\text{mod}} \cdot 10^{-6}, \text{м}^2/\text{с}$	4	2

На главных универсальных характеристиках турбин наметил расчетные точки Р1, предварительно проведя линию через оптимум КПД.

Задаёмся рядом стандартных значение диаметров D_1 и для каждого диаметра рассчитываем следующие параметры:

Мощность агрегата в расчетной точке по формуле 3.1:

$$N_a = 9,81 Q_{Ip} D_1^2 \overline{H_p} \eta_t \cdot \eta_r, \quad (3.1)$$

где Q'_{Ip} - приведенный расход в расчетной точке;

η_t - КПД натурной турбины;

η_g - КПД генератора. Принимаем $\eta_g=0,97$
КПД натурной турбины по формуле 3.2:

$$\eta_t = \frac{1}{\eta_m} \cdot \frac{1}{D_1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon} \cdot \frac{D_{mod}}{D} \cdot \frac{H_{mod}}{H_p} \cdot \frac{v_h}{v_{mod}}, \quad (3.2)$$

где η_m - КПД модельной турбины;

D_{1mod} - диаметр модельной турбины;

H_{mod} - напор модельной турбины;

D_1 - диаметр натурной турбины;

H_p - расчетный напор натурной гидротурбины;

v_h, v_{mod} - коэффициенты кинематической вязкости воды для натурной и модельной турбины, которые зависят от температуры воды для натурных и модельных условий; v_h при средней температуре воды в году 10°C составляет $1,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{s}$;

ε - коэффициент, выражающий отношение потерь трения ко всем гидравлическим потерям ($\varepsilon=0,75$).

Количество агрегатов по формуле 3.3:

$$Z'_{agr} = \frac{N_{ust}}{N_{agr}}, \quad (3.3)$$

где N_{ust} - установленная мощность ГЭС ($N_{ust}=71000 \text{ кВт}$);

N_a - мощность агрегата;

Поправка КПД по формуле 3.4:

$$\Delta_1 = \frac{v_h}{v_{mod}}, \quad (3.4)$$

Частота вращения турбины (с последующим округлением до стандартного значения) рассчитывается по формуле 3.5:

$$n = \frac{p \cdot H_p}{\Delta_1}, \quad (3.5)$$

где n'_{Ip} - приведенная частота вращения модельной гидротурбины в расчетной точке.

Приведенные максимальная, расчетная и минимальная частоты вращения рассчитываются по формулам 3.6, 3.7 и 3.8:

$$n_{I,a} = \frac{\sinh D}{\Delta H}. \quad (3.6)$$

$$n_{I, \text{расч}} = \frac{\sinh D}{\Delta H_p}. \quad (3.7)$$

$$n_I = \frac{\sinh D}{\Delta H} \quad . \quad (3.8)$$

Произведение приведённого расхода в расчетной точке на КПД по формуле 3.9:

$$Q' \cdot \eta_T = \frac{N}{9,81 \cdot D \cdot H' \cdot g_{cp}} \quad (3.9)$$

Левая часть уравнения определяется подбором такой точки на линии n'_I , чтобы произведение $Q' \cdot \eta_T$ в этой точке обеспечивало выполнение указанного равенства.

Произведение для ограничения по генератору рассчитывается по формуле 3.10:

$$Q' \cdot \eta_T = \frac{N}{9,81 \cdot D \cdot H' \cdot g_{cp}} \quad (3.10)$$

Приведенные расходы по формулам 3.11 и 3.12:

$$Q'_p = \frac{Q}{D \cdot H} \quad . \quad (3.11)$$

$$Q'_p = \frac{Q}{D \cdot H} \quad . \quad (3.12)$$

Расчеты для нескольких диаметров турбины, ПЛД115 и РО115 представлены в таблицах 3.2 и 3.3 соответственно.

Таблица 3.2 – Параметры гидротурбины ПЛД115-В45

D1,m	1	1,25	1,4	1,6	1,8	1,9	2	2,12
КПД турб	0,941	0,943	0,944	0,945	0,946	0,946	0,946	0,947

Окончание таблицы 3.2

D1,м	1	1,25	1,4	1,6	1,8	1,9	2	2,12
Q _{max}	476,26	406,05	647,12	495,21	586,66	526,43	475,02	422,68
Q _{min}	528,17	450,31	717,66	549,19	650,61	583,81	526,80	468,75

Таблица 3.3 – Параметры гидротурбины РО115

D1,м	1	1,25	1,4	1,6	1,8	1,9	2	2,12
КПД турб	0,920	0,922	0,923	0,925	0,926	0,926	0,927	0,927
N ^{агр} МВт	9,312	14,550	18,251	23,839	30,171	33,616	37,248	41,852
Za`	7,625	4,880	3,890	2,978	2,353	2,112	1,906	1,696
Za	8	6	2	3	2	2	2	2
N _{арп} МВт	8,875	11,833	35,500	23,667	35,500	35,500	35,500	35,500
m(Δ1)	1,041	1,043	1,044	1,046	1,047	1,048	1,048	1,049
nc`	761,2	609,7	544,7	477,0	424,2	402,0	382,0	360,5
n _{синхр}	1000,0	750,00	600,00	500,00	428,60	428,60	375,00	375,00
n1`H _{max}	94,8	88,7	79,5	75,6	72,9	76,9	70,8	75,0
n1`H _p	98,5	92,3	82,6	78,6	75,8	80,0	73,6	78,0
n1`H _{min}	105,1	98,4	88,1	83,9	80,8	85,3	78,5	83,2
Q1*η _p	1,039	0,887	2,120	1,082	1,283	1,151	1,039	0,925
Q1*η _{max}	0,925	0,789	1,887	0,963	1,142	1,025	0,925	0,823
Q _{max}	390,92	333,17	796,33	406,17	481,10	431,67	389,49	346,54
Q _{min}	433,5	369,4	883,1	450,4	533,5	478,7	431,9	384,3

Сопоставим различные турбины по следующим параметрам:

- Максимальный КПД;
- Оптимальная рабочая зона турбины;
- Сокращение количества агрегатов;

Построим рабочую зону этих турбин для окончательного решения, рисунок Б.1 [приложение Б]

$$\nabla Z_{\text{п.к.}} \quad Z_{\text{нб}} \quad Q_{\text{нб}} \quad H , \quad (3.13)$$

где $Z_{\text{нб}}$ $Q_{\text{нб}}$ - отметка уровня воды в НБ при расходе, соответствующем расчетному значению высоты отсасывания.

Расчетное значение высоты отсасывания H_s определяется наиболее неблагоприятным с точки зрения кавитации режимом работы гидротурбинного оборудования. Анализ кавитационной характеристики показывает, что наиболее опасными с точки зрения кавитации, т.е. требующими наибольшего заглубления являются, как правило, три режима:

- для максимального напора H_{\max} и номинальной мощности;
- для расчетного напора H_p и номинальной мощности;
- для минимального напора H_{\min} и номинальной мощности.

Высота отсасывания находится по формуле 3.14:

$$H = 10,33 - \frac{\frac{H_{\text{нб}}}{900}}{900} \sigma * H - 1,5 \Delta Z_{x.\text{пл}}, \quad (3.14)$$

где σ – коэффициент кавитации, определяемый по главной универсальной характеристике для расчетных условий;

H – напор турбины, определяемый уровнем верхнего бьефа и $Z_{\text{нб}}(Q_{\text{нб}})$;

$\Delta Z_{x.\text{пл.}}$ – разность высотных отметок двух характерных плоскостей модельной и натурной турбин, для осевых вертикальных ПЛ-турбин $\Delta Z_{x.\text{пл.}}=0$.

При H_{\min} :

$$H = 10,33 - \frac{564,48}{900} - 0,1 \cdot 87 - 1,5 - 0,284 = 0,21 \text{ м}$$

При H_p :

$$H = 10,33 - \frac{564,48}{900} - 0,1 \cdot 99 - 1,5 - 0,284 = 1,41 \text{ м}$$

При H_{\max} :

$$H = 10,33 - \frac{564,47}{900} - 0,1 \cdot 107 - 1,5 - 0,284 = 2,213 \text{ м}$$

Рассчитанные высоты отсасывания входят в допустимые пределы.

Рассчитываем отметку установки рабочего колеса при каждой из вычисленных высот отсасывания по кривой связи нижнего бьефа.

$$\nabla Z_{\text{п.к.}} \quad Z_{\text{н.б.}} \quad Q_{\text{н.б.}} \quad H ,$$

где $Z_{\text{н.б.}}$, $Q_{\text{н.б.}}$ – отметка уровня воды в НБ при $Q_{\text{н.б.}}$, соответствующего расчётному значению высоты отсасывания H .

Для всех вышеописанных случаев:

$$\nabla Z_{\text{р.к.}} \quad 564,48 \quad 0,21 \quad 564,69 \text{ м.}$$

$$\nabla Z_{\text{р.к.}} \quad 564,48 \quad 1,41 \quad 563,07 \text{ м.}$$

$$\nabla Z_{\text{р.к.}} \quad 564,47 \quad 2,213 \quad 562,257 \text{ м.}$$

Рассчитываем отметку установки рабочего колеса при каждой из вычисленных высот отсасывания.

Для турбины: РО115-В-180

$$Z_{\text{РК}} H \quad 564,69 \text{ м}$$

$$Z_{\text{РК}} H_{\text{расч}} \quad 563,07 \text{ м}$$

$$Z_{\text{РК}} H \quad 562,257 \text{ м}$$

Таким образом, проведя анализ всех возможных диаметров рабочего колеса и высот отсасывания, наиболее оптимальной является турбина РО115-В-180. Для безкавитационного режима работы принимаем минимальную отметку установки рабочего колеса $Z_{\text{рк}} (H_{\text{расч}}) = 562,257 \text{ м.}$

3.3 Выбор типа серийного генератора

Гидрогенератор подбирается по справочным данным серийных типов, исходя из расчетного значения его номинальной мощности и синхронной частоты вращения.

В книге “Гидроэнергетическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанций” под редакцией Д.С.Щавелева, в главе «15.8 Конструкции крупных гидроагрегатов» определён тип генератора в таблице 15.2 – 15.3 по синхронной частоте вращения и номинальной мощности. Этим перечням соответствует гидрогенератор СВ-425/135-14.

Здесь же и определяется тип исполнения и его компоновка. В представленном варианте, генератор подвесного типа.

3.4 Построение рабочих характеристик гидротурбины

Для выбранной турбины рассчитана и построена зависимости $\eta = f(N)$, $H_{\text{доп}}^s = f(N)$ и $Q = f(N)$ при синхронной частоте вращения $n_{\text{синх}}$ для четырех значений напора (H_{max} , $H_{\text{ср}}$, H_p , H_{min}).

Для определения $H_{\text{ср}}$ воспользуемся формулой 3.15.

$$H_{\text{ср}} = (H_{\text{min}} + H_p)/2, \quad (3.15)$$

При выполнении условия $(H_{\max} - H_p) < (H_p - H_{\min})$.

$$H_{cp} = (87 + 99)/2 = 93 \text{ м.}$$

Расчет произведен на основании УХ выбранной модели. Данные расчета приведены в таблицах 3.4, 3.5, 3.6 и 3.7.

Таблица 3.4 – Значения рабочих характеристик для H_{\min}

Модель $n_1=83,8$ (об/мин)						Натура $H_{\min}=87,2\text{м}; k_Q=30; k_N=8,8$				
Точка	η_m	$Q_1, \text{м}^3/\text{с}$	σ	$\eta_m \sigma$	$Q_{1\sigma}, \text{м}^3/\text{с}$	η_h	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$N, \text{kВт}$	$H_{\text{допс}}, \text{м}$	$N\sigma, \text{kВт}$
1	0,88	0,382	0,05	0,892	0,45	0,894	11,81	8013,9	3,53	11091,5
2	0,89	0,436	0,1	0,916	0,69	0,904	13,48	10123,3	-1,41	17464,6
3	0,9	0,502	0,15	0,9205	0,826	0,914	15,52	12101,9	-6,36	21009,6
4	0,91	0,588	0,2	0,918	0,938	0,924	18,18	14708,9	-11,31	23793,5
5	0,915	0,652	0,25	0,917	1,03	0,929	20,16	16484,72	-16,26	26098,7
6	0,919	0,79	0,3	0,916	1,096	0,933	24,42	20061,14	-21,21	27740,8
7	0,915	1,11	0,35	0,913	1,157	0,929	34,32	28064,48	-26,16	29188,9
8	0,91	1,23	0,4	0,911	1,215	0,924	38,03	30928,54	-31,11	30584,9
9	0,909	1,245	0,415	0,909	1,245	0,923	38,49	31271,32	-32,59	31271,3

Таблица 3.5 – Значения рабочих характеристик для $H_{\text{расч}}$

Модель $n_1=86,0$ (об/мин)						Натура $H_p=98,7\text{м}; k_Q=30; k_N=8,8$				
Точка	η_m	$Q_1, \text{м}^3/\text{с}$	σ	$\eta_m \sigma$	$Q_{1\sigma}, \text{м}^3/\text{с}$	η_h	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$N, \text{kВт}$	$H_{\text{допс}}, \text{м}$	$N\sigma, \text{kВт}$
1	0,6	0,283	0,08	0,905	0,783	0,647	9,33517	5695,404	4	12001
2	0,65	0,31	0,1	0,926	0,881	0,697	10,2258	6758,68	-1,41	18509
3	0,7	0,338	0,12	0,918	0,961	0,747	11,1494	7935,998	-3,39	20308
4	0,75	0,367	0,14	0,908	1,023	0,797	12,106	9232,39	-5,37	21707
5	0,82	0,43	0,15	0,89	1,08	0,867	14,1842	11826,85	-6,36	22306
6	0,84	0,467	0,13	0,872	1,123	0,887	15,4047	13157,79	-12	25502
7	0,86	0,523	0,125	0,869	1,29	0,907	17,2519	15086,45	-20	28704
8	0,88	0,597	0,12	0,865	1,34	0,927	19,6929	17621,54	-29	31308
9	0,9	0,66	0,11	0,86	1,39	0,947	21,7711	19923,85	-32,5	33309

Таблица 3.6 – Значения рабочих характеристик для $H_{\text{сред}}$

Модель $n_1=86,7$ (об/мин)						Натура $H_{cp}=93\text{м}; k_Q=30; k_N=8,8$				
Точка	η_m	$Q_1, \text{м}^3/\text{с}$	σ	$\eta_m \sigma$	$Q_{1\sigma}, \text{м}^3/\text{с}$	η_h	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$N, \text{kВт}$	$H_{\text{допс}}, \text{м}$	$N\sigma, \text{kВт}$
1	0,88	0,39	0,05	0,89	0,447	0,894	11,4007	6789	4,59	9287,14
2	0,89	0,447	0,1	0,915	0,69	0,904	13,067	8252,1	0,71	14738,6
3	0,9	0,52	0,15	0,92	0,824	0,914	15,201	10125	-3,17	17697
4	0,91	0,6	0,2	0,918	0,94	0,924	17,5396	12136,3	-7,06	20144,4
5	0,915	0,655	0,25	0,917	1,034	0,929	19,1474	13541	-10,95	22134,7
6	0,919	0,838	0,3	0,916	1,105	0,933	24,497	17978,12	-14,83	23628,8
7	0,915	1,116	0,35	0,9125	1,17	0,929	32,6237	23838,01	-18,72	24923,2
8	0,91	1,223	0,4	0,91	1,23	0,924	35,7516	25980,8	-22,61	26129,5
9	0,905	1,284	0,445	0,905	1,286	0,919	37,5348	27126,78	-26,11	27169

Таблица 3.7 – Значения рабочих характеристик для H_{max}

Точка	Модель n1=88,3(об/мин)					Натура Hmax=107м; kQ=30; kN=8,8.				
	η_m	$Q_1, \text{ м}^3/\text{с}$	σ	$\eta_{m\sigma}$	$Q_{1\sigma}, \text{ м}^3/\text{с}$	η_h	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$N, \text{ кВт}$	$H_{dop_s}, \text{ м}$	$N_\sigma, \text{ кВт}$
1	0,6	0,27	0,08	0,912	0,78	0,647	9,25921	6105,549	4,0	13012
2	0,65	0,29	0,1	0,926	0,88	0,697	9,94508	7104,296	-2,5	20309
3	0,7	0,32	0,12	0,913	0,97	0,747	10,9739	8442,241	-3,5	21310
4	0,75	0,36	0,14	0,898	1,03	0,797	12,3456	10175,92	-5,5	22907
5	0,8	0,439	0,15	0,88	1,1	0,847	15,0548	13236,23	-7,0	24108
6	0,82	0,485	0,13	0,82	1,2	0,867	16,6323	14988,75	-9,5	25607
7	0,84	0,54	0,12	0,8	1,25	0,887	18,5184	17095,54	-12,0	27306
8	0,86	0,595	0,1	0,78	1,3	0,907	20,4046	19285,24	-18,5	31005

Графики зависимости $\eta = f(N)$, $H_{dop_s} = f(N)$ и $Q = f(N)$ для каждого из напоров представлены на рисунках 3.1, 3.2 и 3.3 соответственно.

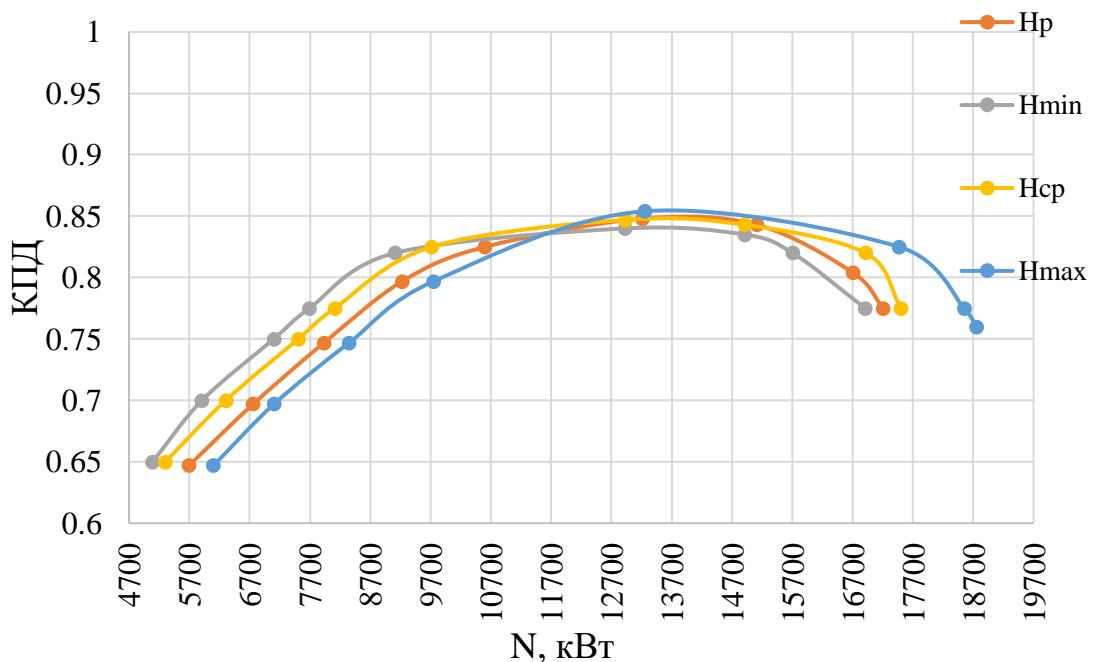


Рисунок 3.1 - Зависимость КПД от мощности

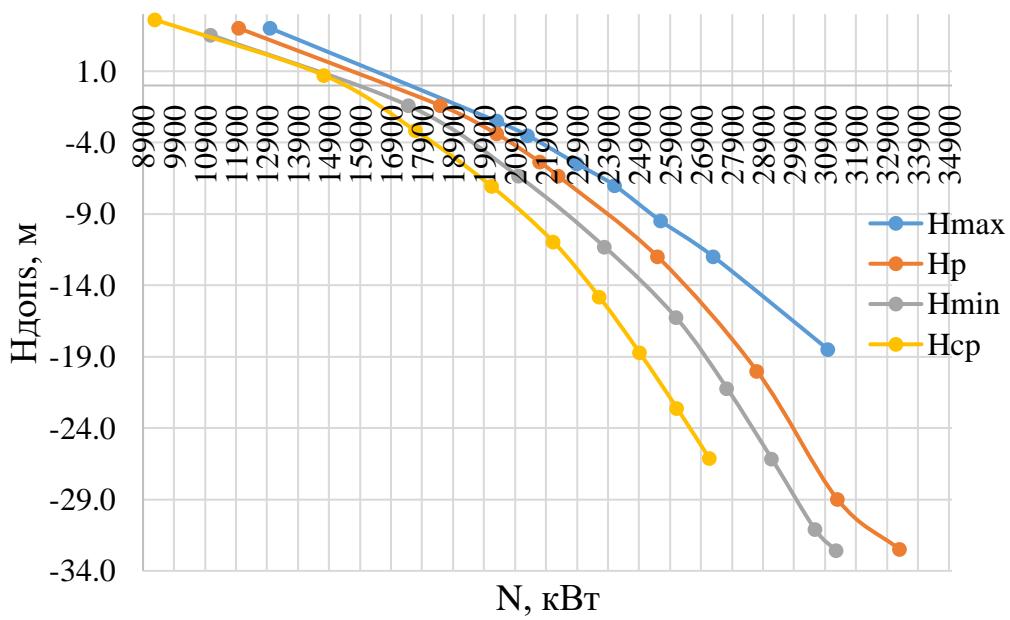


Рисунок 3.2 - Зависимость высоты отсасывания от мощности

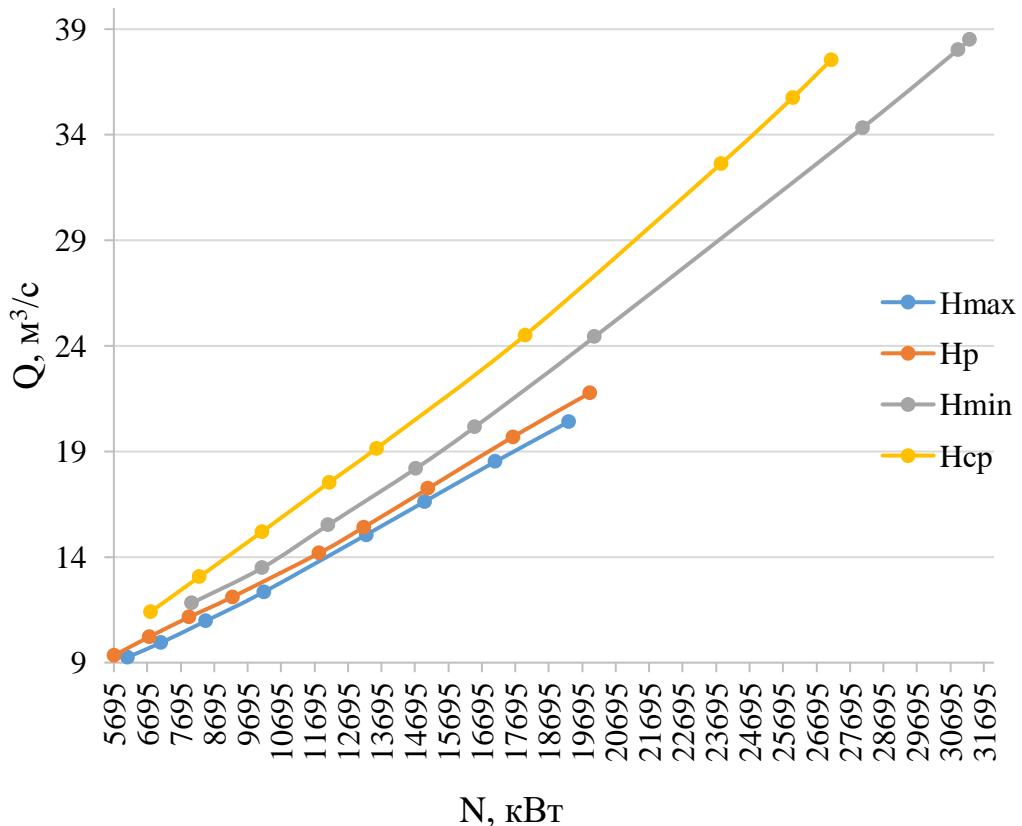


Рисунок 3.3 - Зависимость расхода от мощности

3.5 Построение эксплуатационной характеристики гидротурбины

Для построения эксплуатационной напорно – мощностной характеристики турбины, используя рабочие характеристики, а также вспомогательные зависимости открытий направляющего аппарата, сведенные в таблицы 3.8, 3.9.

Таблица 3.8 – Зависимость открытия НА $a_o=f(N)$

a_o [мм]	55		73		92	
	H [м]	N [кВт]	H [м]	N [кВт]	H [м]	N [кВт]
107	19005	107	23598	107	27900	
99	20455	99	25362	99	30043	
93	21677	93	27006	93	32999	
87	22574	87	28640	87	34365	

Таблица 3.9 – Зависимость открытия НА $a_o=f(N)$

a_o [мм]	105		125		140	
	H [м]	N [кВт]	H [м]	N [кВт]	H [м]	N [кВт]
107	32056	107	34755	107	36369	
99	34600	99	36300	99	38188	
93	37893	93	39125	93	41509	
87	40900	87	42489	87	44897	

После расчёта открытий направляющего аппарата при всех напорах, строится эксплуатационная характеристика натурной турбины. Для этого на рисунок переносятся изолинии КПД, линии высоты отсасывания и открытия НА. Эксплуатационная характеристика прилагается рисунок Б.2 [Приложение Б].

3.6 Выбор подшипника

Вал гидроагрегата предназначен для передачи крутящего момента от рабочего колеса к ротору генератора. Расчет вала на прочность необходимо производить с учетом совместного действия скручивающих, изгибающих и растягивающих усилий.

Предварительно рассчитывается наружный диаметр вала по формуле 3.16.

$$D_B^* = 5,1 \cdot \frac{M_{kp}}{\tau_{dop}}^{0,33}, \quad (3.16)$$

где $[\tau_{dop}] = 30-35$ МПа, а крутящий момент M_{kp} определяется по формуле 3.17.

$$M_{kp} = 0,00974 \cdot \frac{N}{\sin \chi} \quad (3.17)$$

Полученное значение диаметра округляют до стандартизированного (кратное 50 мм при D_B менее 1000мм и кратное 100 мм при D_B 1000мм)

Далее производится расчет по вышеописанным формулам 3.16 и 3.17.

$$M_{kp} = 0,00974 \cdot \frac{35500}{428,6} = 0,807 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$D_B = 5,1 \cdot \frac{0,807}{35}^{0,33} = 0,5 \text{ м}$$

Окончательный диаметр вала принимается равным 0,5 м

Направляющий подшипник турбины предназначен для восприятия радиальных нагрузок.

Расчет подшипника сводится к определению его размера и проверке по критерию работоспособности.

Радиальная сила на рабочем колесе определяется по эмпирической зависимости по формуле 3.18.

$$R_{rad} = 0,8 \cdot \frac{\text{рад}}{\sinh \cdot \pi} \quad (3.18)$$

Диаметр вала под подшипником d_{π} , с учетом облицовки, обычно принимается на 15 – 20 мм больше D_B .

Для кольцевого подшипника удельное давление рассчитывается по формуле 3.19.

$$p_{ud} = \frac{\text{рад}}{\pi \cdot \pi} \quad p_{ud} \quad (3.19)$$

Экспериментально получено, что допускаемое $p_{ud} = 29 \cdot U, \text{ кПа}$,

$$U = \frac{\cdot \sinh \cdot \pi}{30} \quad (3.20)$$

Расчет кольцевого подшипника:

$$R_{rad} = \frac{0,8 \cdot 35500}{428,6 \cdot 1,8} = 36,8 \text{ кН}$$

$$U = \frac{3,14 \cdot 428,6 \cdot 0,515}{30} = 23,10 \text{ кПа}$$

$$p_{ud} = 29 \cdot 23,10 = 669,9 \text{ кПа},$$

$$p_{ud} = \frac{36,8}{0,515 \cdot 0,3} \quad p_{ud} = 238,18 \text{ кПа} \quad 669,6 \text{ кПа.}$$

$p_{уд}$ [$p_{уд}$], так как это условие выполняется, кольцевой подшипник способен выдержать радиальные нагрузки в процессе работы.

Для сегментного подшипника предварительно выбирается число и высота сегментов из таблицы 3.10.

Таблица 3.10 – Данные для сегментного подшипника

$D_b, \text{мм}$	500-800	850-1100	1200-1600	1700-2200
$H_p, \text{мм}$	300	400	500	600
$Z_{сег}$	8	8	10	12

Определяется усилие на наиболее загруженный сегмент по формуле 3.21.

$$R_1 = \frac{\text{рад}}{1+2 + 2\cos\alpha}, \quad (3.21)$$

где α – центральный угол расположения сегментов рассчитывается по формуле 3.22:

$$\alpha = \frac{360^\circ}{\frac{\text{сегм}}{\text{сегм}}} \quad (3.22)$$

Рассчитывается удельная нагрузка на сегмент по формуле 3.23.

$$p_{уд} = \frac{\text{рад}}{\frac{\text{сегм} \cdot \pi}{\text{сегм}}} \quad p_{уд}, \quad (3.23)$$

где $l_{сегм}$ – длина сегмента в окружном направлении, причем по формуле 3.24:

$$l_{сегм} = \frac{0,85 - 0,95 \cdot \pi}{\frac{\text{сегм}}{\text{сегм}}} \quad (3.24)$$

Для таких подшипников экспериментально получено, что допускаемое $p_{уд} = 50 \cdot U, \text{ кПа}$.

Расчет сегментного подшипника:

$$\alpha = \frac{360^\circ}{8} = 45^\circ$$

$$R_1 = \frac{36,8}{1 - 2\cos 45^{\circ} - 2\cos 2 \cdot 45^{\circ}} = 15,24 \text{ кН}$$

$$l_{сегм} = \frac{0,85 \cdot 3,14 \cdot 0,515}{8} = 0,17 \text{ м}$$

$$p_{уд} = 50 \cdot 23,10 = 1155 \text{ кПа}$$

$$p_{уд} \frac{36.8}{0,17 \cdot 0,3} \quad p_{уд} \quad 721.56 \quad 1155 \text{ кПа}$$

$p_{уд}$ [$p_{уд}$], так как это условие выполняется, сегментный подшипник способен выдержать радиальные нагрузки в процессе работы.

Исходя из условия экономичности, принимается сегментный подшипник.

3.7 Гидромеханический расчет и план построения спиральной камеры

Целью расчета является определение размеров спиральной камеры и ее формы.

Металлическая спиральная камера имеет круглое поперечное сечение с переходом на эллиптические в районе зуба, служит для подвода воды к турбине и формированию потока на входе в НА.

Для турбины РО115-В-180 выбираются соответствующие параметры:

$$b_0 \quad 0,316 \cdot D_1 \quad 0,316 * 1,8 \quad 0,338\text{м}$$

$$\text{угол обхвата } \varphi \quad 351^{\circ}$$

$$\text{высота статора } b_1 \quad b_0 \quad 0,02 \quad 0,338 \quad 0,02 \quad 0,340 \text{ м}$$

Основные размеры статора для $D_1 = 1,8\text{м}$

$$D \quad 3000\text{м}; h_1 \quad 210;$$

$$D \quad 3300\text{м}; R = 200 \text{ м}$$

Расход через входное сечение рассчитывается по формуле 3.25.

$$Q_{вх} \quad Q \cdot \frac{1}{360} \quad 32,175 \frac{\text{л}}{\text{с}} \quad (3.25)$$

Площадь входного сечения рассчитывается по формуле 3.26.

$$F_{вх} \quad \frac{Q}{c_p} \quad 3,853\text{м} \quad (3.26)$$

Радиус входного сечения рассчитывается по формуле 3.27.

$$r_{вх} \quad \frac{F_{вх}}{2} \quad 1,108\text{м} \quad (3.27)$$

Полная высота статора рассчитывается по формуле 3.28.

$$H_1 \quad b_1 \quad 2 \cdot h_1 \quad 1,0088\text{м} \quad (3.28)$$

Расстояние от оси турбины до центра входного сечения рассчитывается по формуле 3.29.

$$a_{bx} \quad R_4 \quad \sqrt{r_{bx}^2 - \frac{H}{2}^2} \quad 2,636\text{м} \quad (3.29)$$

Наружный радиус входного сечения рассчитывается по формуле 3.30.

$$R_{bx} \quad a_{bx} \quad r_{bx} \quad 3,744\text{м} \quad (3.30)$$

Значение $\frac{c}{c}$ входного сечения рассчитывается по формуле 3.31.

$$\frac{1}{c} = \frac{360 \cdot a_{bx} - \sqrt{a_{bx}^2 - b_{bx}^2}}{360 \cdot a_{bx}} \quad 0,250\text{м} \quad (3.31)$$

Далее задаваясь рядом значений углов φ через $\Delta\varphi = 15^\circ$, рассчитываются все сечения спиральной камеры по формуле 3.32.

$$x = \frac{\sqrt{2 \cdot \frac{c}{c}^2 - 1}}{2} \quad 0,244\text{м} \quad (3.32)$$

Расстояние до центра расчетного сечения рассчитывается по формуле 3.33.

$$a = R_4 \quad x = 1,063 \text{ м} \quad (3.33)$$

Радиус расчетного сечения рассчитывается по формуле 3.34.

$$P = \sqrt{x^2 + \frac{H}{2}^2} \quad 2,432 \text{ м} \quad (3.34)$$

Данные расчета сводятся в таблицу 3.11.

Таблица 3.11 – Сводная таблица

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
φ	-	-	-	-	x	x^2	p^2	p	a	R	
	$\varphi/360$	φ/c	$2R_4 * [3]$	$[4] - (H/2)^2$	$\sqrt{[5]}$	$[6] + [3]$	$[7]^2$	$[8] + (H/2)^2$	$\sqrt{[9]}$	$R_4 + [7]$	$[10] + [11]$
351	0,975	0,290	0,956	0,702	0,838	1,13	1,271	1,525	1,24	2,777	4,012
336	0,933	0,277	0,915	0,661	0,813	1,09	1,188	1,443	1,20	2,740	3,941
321	0,892	0,265	0,874	0,620	0,787	1,05	1,107	1,362	1,17	2,702	3,869
306	0,850	0,253	0,833	0,579	0,761	1,01	1,027	1,282	1,13	2,663	3,796
291	0,808	0,240	0,793	0,538	0,734	0,97	0,948	1,203	1,10	2,624	3,720
276	0,767	0,228	0,752	0,497	0,705	0,93	0,870	1,125	1,06	2,583	3,644
261	0,725	0,215	0,711	0,456	0,676	0,89	0,794	1,048	1,02	2,541	3,565
246	0,683	0,203	0,670	0,416	0,645	0,85	0,719	0,973	0,99	2,498	3,484
231	0,642	0,191	0,629	0,375	0,612	0,80	0,645	0,899	0,95	2,453	3,401

Окончание таблицы 3.11

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
φ	-	-	-	-	-	x	x^2	p^2	p	a	R
	$\varphi/360$	φ/c	$2R4^*[3]$	$[4]-(H1/2)2$	$\sqrt{[5]}$	$[6]+[3]$	$[7]2$	$[8]+(H1/2)2$	$\sqrt{[9]}$	$R4+[7]$	$[10]+[11]$
216	0,600	0,178	0,588	0,334	0,578	0,76	0,572	0,826	0,91	2,406	3,315
201	0,558	0,166	0,547	0,293	0,541	0,71	0,500	0,755	0,87	2,357	3,226
186	0,517	0,154	0,507	0,252	0,502	0,66	0,430	0,684	0,83	2,306	3,133
171	0,475	0,141	0,466	0,211	0,460	0,60	0,361	0,615	0,78	2,251	3,035

Далее снимается значение R_v для угла φ : $R_{\varphi=156} = 2,956$ м

Размеры эллиптических сечений спиральной камеры рассчитываются по формуле 3.35:

$$p_1 = \frac{H}{2 \cdot a_k} = \frac{0,84}{2 \cdot 35} = 0,88 \text{ м.} \quad (3.35)$$

Меньший радиус для любого эллиптического сечения по формуле 3.36:

$$p_2 = 111 \cdot \frac{- + \cdot 1-c}{2 \cdot c \cdot 35} \quad (3.36)$$

$$p_2 = 111 \cdot \frac{2,073 - 1,650 \cdot 0,88 \cdot 1 \cdot \cos 35}{2 \cdot \cos 35^0} = 0,313 \text{ м}$$

Данные заносятся в таблицу 3.12, сводные данные таблицы 3.12 и 3.11 сводятся в график, рисунок 3.4.

Таблица 3.12 – Расчет эллиптического сечения спиральной камеры

φ	P_1	R	P_2
156	0,88	3,0	1,21
141		2,8	1,10
126		2,8	1,00
111		2,7	0,90
96		2,6	0,85
81		2,5	0,80
66		2,5	0,72
51		2,4	0,64

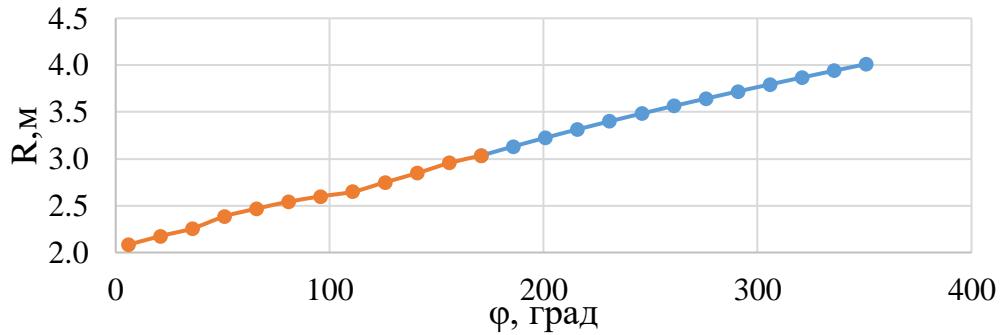


Рисунок 3. 4 - Изменение наружного диаметра спиральной камеры

Чертеж спиральной камеры прилагается рисунок Б.3 [Приложение Б]

3.8 Направляющий аппарат

Направляющий аппарат реактивных гидротурбин создает закрученный относительно оси вращения турбины поток на входе в рабочее колесо и регулирует расход воды через турбину с полным перекрытием рабочей части при остановке турбины, как при нормальной ее работе, так и в случае разгона. Таким образом, направляющий аппарат является направляющим, регулирующим и запорным органом гидротурбины.

Основным элементом направляющего аппарата являются лопатки, количество которых равно z_0 . Оси поворота лопаток равномерно расположены вокруг рабочего колеса турбины на окружности с диаметром D_0 .

В направляющем аппарате поворот лопаток может осуществляться либо через центрально расположенное регулирующее кольцо с приводом его от 1 — 4 сервомоторов, либо индивидуальными сервомоторами, по той или иной схеме синхронизации управляемыми положением каждой лопатки.

Внешнее расположение регулирующего кольца применяют для малых гидротурбин с диаметром расположения осей поворота лопаток $D_0 \leq 4020$ мм. По формуле 3.37.

$$D_0 = k \cdot D_1 \quad (3.37)$$

$$D_0 = 1,212 \cdot 1,8 = 2,2 \text{ м.}$$

По рекомендации, приведенной в литературе, выбираем D_0 и z_0 для гидротурбины РО115-В-180 с диаметром рабочего колеса $D_1 = 1,8$ м, $D_0 = 2,2$ м; $z_0 = 20$, $\phi = 351^\circ$.

3.9 Выбор формы сечения лопатки

Лопатка направляющего аппарата выполняется в виде литой или сварно-литой конструкции, состоящей из профильной части и круглых опорных цапф.

Форма сечения профильной части лопатки и его относительные размеры оказывают влияние на энергетические показатели турбины, например, ее КПД, и силовые характеристики направляющего аппарата.

При выполнении работы применяем симметричные профили лопаток НА. Размеры профиля для конкретной турбины можно определить по таблице относительных размеров симметричных профилей различной относительной толщины.

Таблица 3.13 – Размеры профиля лопатки направляющего аппарата

Наименование	Отн. размеры, м	Абс. размеры, м
L	0,16789	0,369
L1	0,07867	0,173
r	0,00337	0,07
k	0,0011	0,02
a	0,00524	0,011
b	0,0093	0,020
c	0,0133	0,029
d	0,01648	0,036
e	0,01826	0,040
g	0,01848	0,040
h	0,01755	0,038
m	0,01508	0,033
n	0,01105	0,024
p	0,0074	0,016

Для получения абсолютных размеров профиля лопатки натурной гидротурбины, необходимо их относительные размеры умножить на D_0 . Приведем таблицу пересчета относительных размеров на абсолютные (таблица 3.13).

На величину гидравлического момента так же влияет эксцентризитет (ε), под которыми понимают величину смещения оси поворота лопатки относительно точки приложения равнодействующей сил давления при закрытом её положении, значение относительного эксцентризитета по формуле 3.38.

$$n_0 = \varepsilon / L_1 L_2 \quad (3.38)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{2} L_1 L_2 = 0,12$$

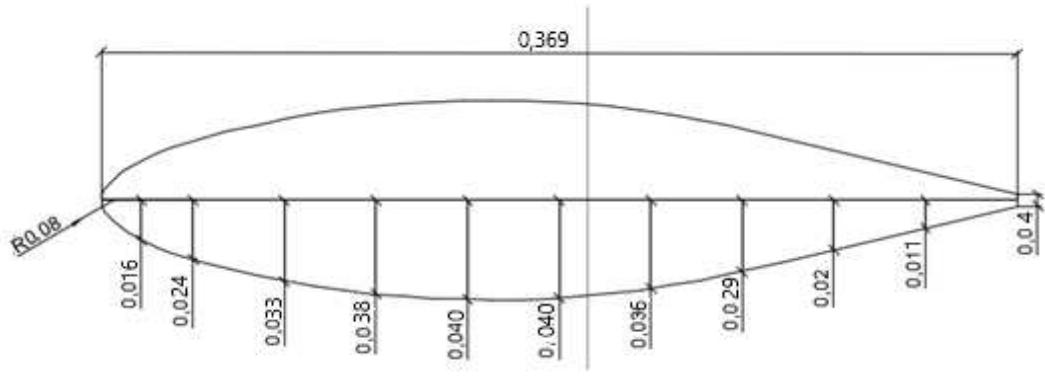


Рисунок- 3.5 Лопатка НА (размеры указаны в метрах)

Определим максимальное открытие направляющего аппарата $a_{0\max}$. Величина a_0 для модели определяется по универсальной характеристике. Пересчет для натурной гидротурбины по формуле 3.39.

$$a_0 = a_{0M} \cdot \frac{D}{D_M} \quad (3.39)$$

$$a_{0N} = 37,1 \cdot \frac{1,8}{1,212 \cdot 0,5156} \cdot \frac{20}{20} = 133,7 \text{ мм}$$

3.10 Кинематическая схема механизма поворота лопатки направляющего аппарата

Кинематическая схема механизма поворота лопатки направляющего аппарата строится для определения хода поршня сервомотора. Определяется максимальный ход поршня, позволяющий обеспечить максимальное открытие лопаток направляющего аппарата.

Для построения кинематической схемы поворота лопатки НА нужно знать размеры деталей механизма поворота: L_h – длину накладки и L_c – длину серьги, а также диаметры D_c (соединение регулирующего кольца с серьгами) и D_k (соединение регулирующего кольца с сервомоторами).

Для данной схемы механизма поворота все эти размеры приведены в таблице и показано, как выполняется построение. Диаметр D_k зависит от типа и расположения сервомоторов направляющего аппарата, выбирается из соотношения по формуле 3.40 и 3.41

$$\frac{D_k}{D_c} = 0,9 \quad 1,1 \quad (3.40)$$

$$D_k = D_c \cdot 1,065 \quad (3.41)$$

$$D_k = 3000 \cdot 1,064 = 3200 \text{ мм.}$$

Полученные данные сведены в таблицу 3.14 и показаны на рисунке 3.6.

Таблица 3.14 – Размеры механизма поворота лопаток направляющего аппарата

D ₀ , [мм]	z ₀ , шт	φ, град	D _k , [мм]	L _h , [мм]	L _p , [мм]	L _c , [мм]	Тип н/а
2280	20	22	3200	240	130	297	IH

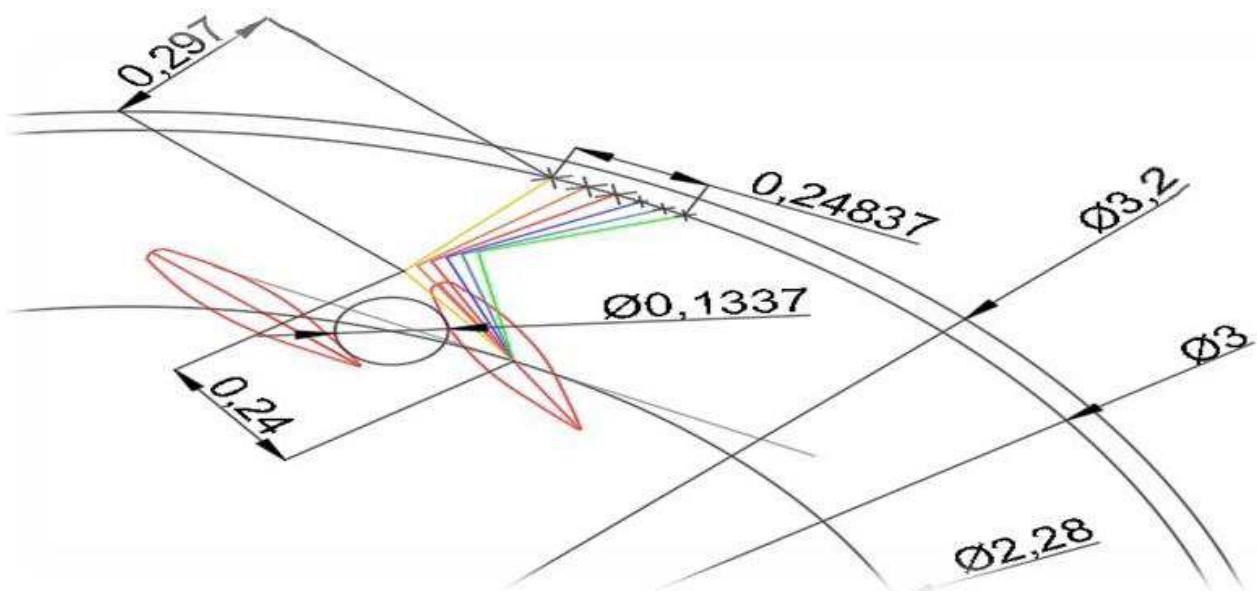


Рисунок 3.6 - Механизм поворота лопаток НА турбины РО 115-В-180

Измерив на рисунке 3.6 соответствующие величины (a_0) и (S_{max}) с учетом масштаба построения, получаем зависимость $a_0=f(S)$ сведенную в таблицу 3.15 и рисунок 3.7.

Таблица 3.15 – Зависимость открытия НА от хода поршня сервомотора

a_{0H} , [mm]	Smax, [mm]
0	0
27,7	40,42
54,66	84,68
72,3	117,92
90,5	161,24
109,3	200,78
133,7	248,37

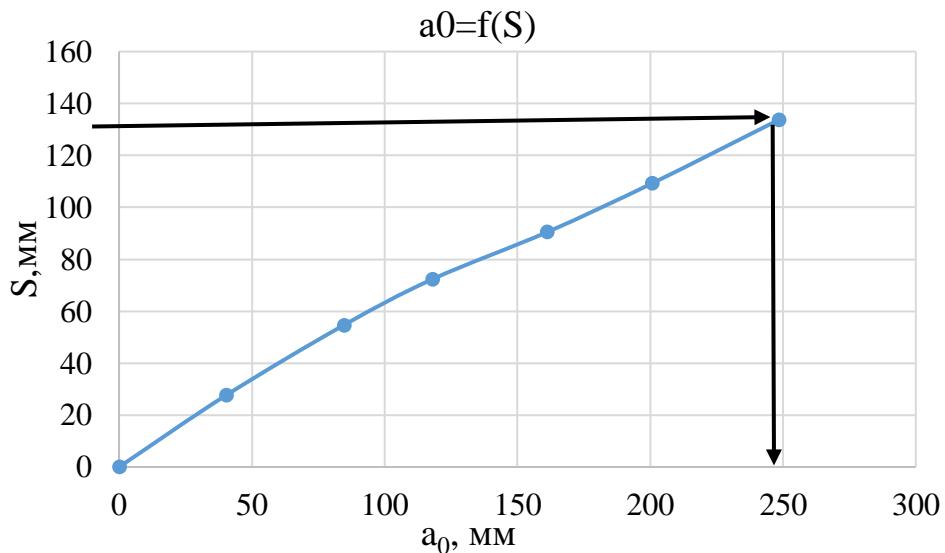


Рисунок 3.7- Зависимость открытия НА от хода поршня сервомотора

Полученная зависимость позволяет определить максимальный ход поршня сервомотора ($S_{\text{MAX}} = 248,37 \text{ мм}$) для обеспечения необходимого значения открытия лопаток НА ($a_0_{\text{MAX}} = 133,7 \text{ мм}$)

3.11 Расчет узлов гидротурбины

Маслонапорная установка (МНУ):

Габаритные размеры маслонапорной установки определяются объемом масловоздушного котла, зависящего от суммарного числа сервомоторов, обслуживаемых одной МНУ.

По номограмме определяется тип маслонапорной установки зависящей от напора и радиуса рабочего колеса: выбирается МНУ1,6/1-40-2,5-2

где 1,6 - объем гидроаккумулятора;

1 - количество гидроаккумуляторов;

40 - сосуд, рассчитанный на давление 40 кгс/см²;

2,5 – вместительность сливного бака в м³;

2 - количество насосов.

Электрогидравлический регулятор:

По номограмме определяем тип ЭГР. Так как турбина радиально-осевая, то выбираем ЭГР. Диаметр главного золотника - 100мм. Выбранный регулятор - ЭГР-100 4/11

где ЭГР - электрогидравлический регулятор;

100- диаметр главного золотника%

4 - гидромеханическая колонка 4-го исполнения.

Выбор кранов:

Выбирая типы, количество и грузоподъемности кранов, следует основываться на следующих условиях:

- 1) Грузоподъемность крана должна быть больше массы ротора.

2) При количестве ГА на станции более пяти, необходима установка дополнительного крана.

3) Климатические условия данной местности количества агрегатов - 2, выбираем мостовой кран грузоподъемностью 90 тонн. Козловой кран верхнего бьефа грузоподъемностью 10 тонн и нижнего бьефа грузоподъёмностью 10 тонн.

4 Основные параметры и принцип действия направляющего аппарата

Наиболее распространенная конструкция радиального направляющего аппарата турбины радиально-осевого типа состоит из следующих основных элементов, указанных на рисунке 4.1.

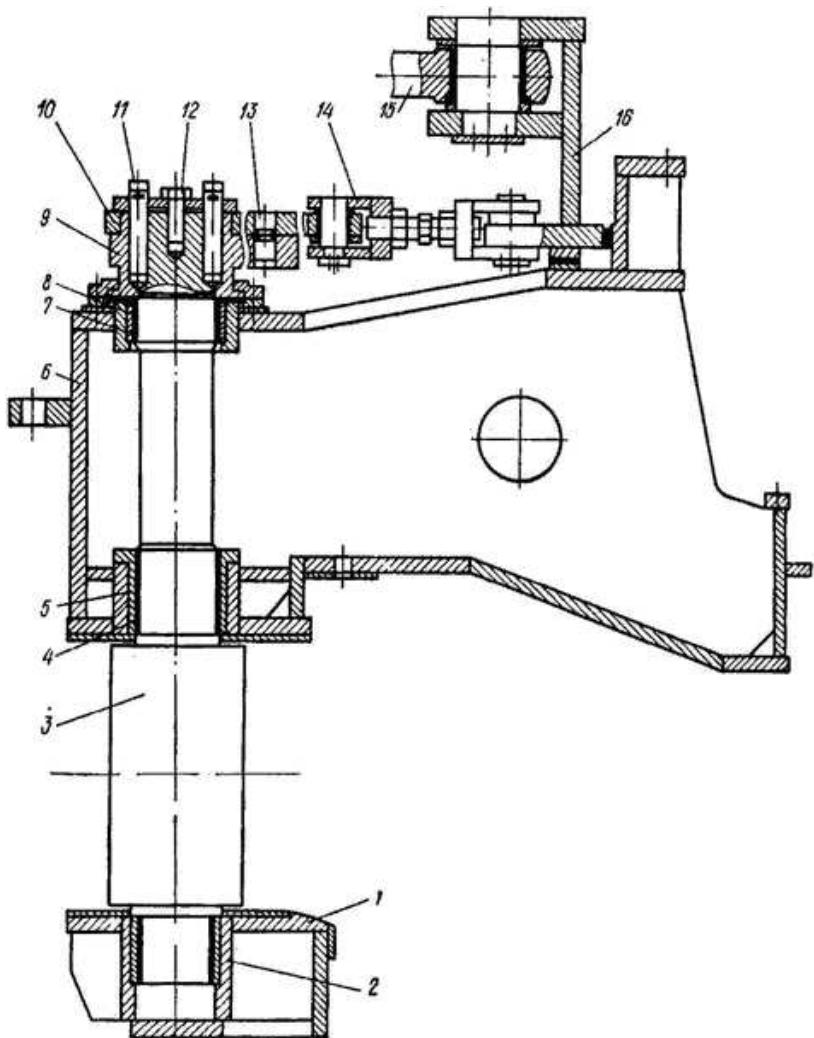


Рисунок 4.1 – Разрез направляющего аппарата гидротурбины

На рисунке 4.1 соответствующими числовыми обозначениями показаны элементы конструкции и сведены в таблицу 4.1

Таблица 4.1 – Элементы конструкции НА гидротурбины

Числовое обозначение	Название элемента	Числовое обозначение	Название элемента
1	Нижнее кольцо	9	Рычаг поворота лопатки
2	Втулка	10	Накладка серьги
3	Лопатка	11	Клиновая шпонка
4	Втулка	12	Болт
5	Средний подшипник	13	Срезной палец

Окончание таблицы 4.1

Числовое обозначение	Название элемента	Числовое обозначение	Название элемента
6	Крышка турбины	14	Серьга
7	Втулка	15	Тяговое кольцо
8	Верхний подшипник	16	Регулирующее кольцо

Лопатка (3) цапфами опирается на три направляющие втулки. Втулка (2) расположена непосредственно в нижнем кольце (1) направляющего аппарата, а втулки (4) и (7) — в подшипниках (5) и (8), установленных в крышке (6) турбины.

Для уменьшения изгибающих напряжений в теле лопатки сопряжение с верхней втулкой выполняется с конструктивным зазором. Крышка турбины и нижнее кольцо закреплены на статоре турбины.

Поворот лопатки осуществляется рычагом (9), насаженным на ее верхнюю цапфу. Взаимное расположение лопатки и рычага фиксируется цилиндрической разрезной клиновой шпонкой (11), состоящей из двух частей. Последние сопрягаются между собой по плоскости, наклонной по отношению к оси цилиндрической поверхности шпонки, что позволяет установить ее с необходимым натягом. Рычаг нижней плоскостью опирается на фланец втулки или специальное опорное кольцо. С помощью болта (12) регулируют положение лопатки по высоте и устанавливают необходимые зазоры по торцам пера.

На ступице рычага установлена накладка серьги (10), которая шарнирно соединена с серьгой (14). Взаимное расположение накладки и рычага фиксируется срезным пальцем (13), который предохраняет направляющий аппарат от более серьезных поломок при попадании между лопатками постороннего предмета.

С помощью серег все лопатки шарнирно связаны с регулирующим кольцом (16), установленным на опоре, расположенной на крыше турбины. Усилие для поворота регулирующее кольцо получает от сервомоторов, поршни которых шарнирно связаны с кольцом тяги (15). Перемещение поршней осуществляется под давлением масла, поступающего в сервомоторы из системы регулирования.

4.1 Расчет на прочность лопатки направляющего аппарата

4.1.1 Условная расчётная схема

Условная схема лопатки направляющего аппарата представлена на рисунке 4.2

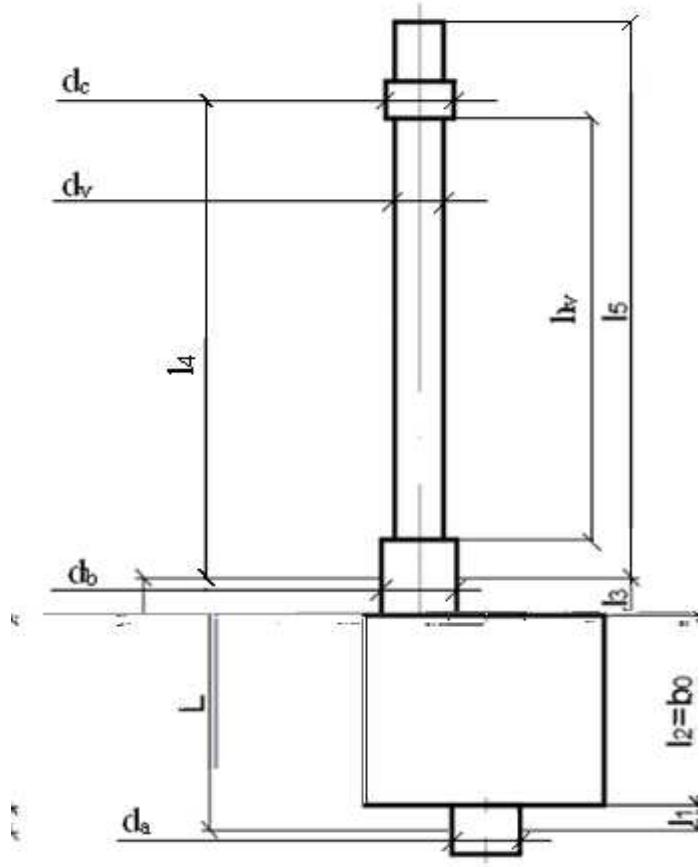


Рисунок 4.2 –Условная схема лопатки направляющего аппарата

4.1.2 Исходные данные

Исходные данные для построения лопатки направляющего аппарата представлены в таблице 4.2

Таблица 4.2 – Исходные данные лопатки направляющего аппарата

Наименование	Обозначение	Значение
Длина участка 1, см	l_1	5,5
Длина участка 2, см	$l_2 = b_0$	33
Длина участка 3, см	l_3	6
Длина участка 4, см	l_4	69
Длина участка 5, см	l_5	85
Количество лопаток НА, см	z_0	20
Количество лопаток НА, см	z_0	20
Диаметр расположения ушей на окружности, см	D_y	3,3
Диаметр расположения серёг на окружности, см	D_c	3,0
Длина от середин подшипников, см	L	43
Диаметр РК, м	D_1	1,8

Окончание таблицы 4.2

Наименование	Обозначение	Значение
Угол относительно осей накладки и серьги НА, градус	α	107
Угол относительно осей серьги и уха НА, градус	β	63
Угол относительно осей лопатки и накладки НА, градус	γ	41
Максимальный напор, м	H	107
Диаметр НА, м	D_0	2,2
Высота лопатки НА, м	b_0	0,33
Длина серьги, м	L_h	240
Диаметр верхнего подшипника, м	d_c	0,11
Диаметр среднего подшипника, м	d_b	0,12
Диаметр нижнего подшипника, м	d_a	0,11
Диаметр цапфы, м	d_v	0,08
Высота цапфы, м	h_v	0,58

4.1.3 Расчет сосредоточенного усилия от рычага

Интенсивность нагрузки рассчитывается по формуле 4.1.

$$q = \frac{P_g}{l_2}, \quad (4.1)$$

где $l_2 = b_0$ высота направляющего аппарата в см;
 P_g гидравлическое усилие, действующее на лопатку по формуле 4.2:

$$P_g = \frac{D H b}{z_0}, \quad (4.2)$$

где D_0 и b_0 – диаметр и высота направляющего аппарата в м;
 $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$ – удельный вес воды;
 z_0 – число направляющих лопаток;
 H' – напор, действующий на лопатку рассчитывается по формуле 4.3:

$$H' = 1 - \xi H, \quad (4.3)$$

где H – максимальный напор;
 ξ – относительное повышение напора в момент полного закрытия направляющего аппарата.

ξ определяется в зависимости от напора, из расчета гарантий регулирования турбины, при напоре 107 м $\xi = 0,3 \dots 0,5$. Принимаем $\xi = 0,4$.

$$H = 1 \quad 0,4 \cdot 107 \quad 149,8 \quad f$$

$$P_r = \frac{3,14 \cdot 2,2 \cdot 1000 \cdot 0,33 \cdot 149,8}{20} \quad 17074,5 \text{ krc} \quad 167,4 \text{ kH}$$

$$q = \frac{17074,5}{33} \quad 517,41 \frac{\text{krc}}{\text{k}} \quad 507,6 \frac{\text{kH}}{\text{M}}$$

M k b e b _ i j b e h ' _ g g h _ d p Z i n _
 b g _ j p b b ј kк є l а h љ z ll dk by i h n h j f m e

$$P = P_r \cos \alpha, \quad (4.4)$$

] ^ P_ -m k b e b _ h l k _ j \ h f h l h j z i j b e
 α -m] h e f _ ' ^ m h k v x j u q z] z b] e
 I j b j z k q _ l _ i j b g b f z _ f

$$P = P_r.$$

$$P = P_r \quad 17074,5 \quad d \quad 167,4 \text{ kH}$$

< _ e b P q h o i g ѡ _ ^ _ e y _ 45k y i h n h j f m e _

$$\beta_s = \frac{3_k' \backslash}{] F} \frac{y L Q}{F R V} \quad (4.5)$$

] ^ D_ - ^ b z f _ l j h d j m ' g h k l b g z d h l
 d h e v p z
 D - ^ b z f _ l j h d j m ' g h k l b j _] m e b j m
 i z e v p u k _ j _]
 - m] h e f _ ' ^ m h k v x g z d e z ^ d b b
 - m] h e f _ ' ^ m h k v x k _ j v D b \ b l h
 a z d j _ i e _ g b y k _ j v] b
 P_c - m k b e b _ ^ \ m o k _ j \ h f h l h j h \ j z

$$P_c = \frac{1}{4} 2d_c^2 d_{cr}^2 \cdot p_a, \quad (4.6)$$

] ^ p_a - f z d k b f z e v g h _ ^ z \ \ g b _ \ k
 d_c k \ \ ^ b z f _ l j u i h j r g y b k l z d z g z
 I j _ ^ \ z j b l _ e v g u c j z k q _ l ^ b z f _

$$d_c = \lambda \cdot D_1 \cdot \overline{k_0 \cdot H_a}, \quad (4.7)$$

где $\lambda = 0,032$ при 20 лопатках НА;
 D_1 – диаметр рабочего колеса, м;
 k_0 – относительная высота НА:

$$k_0 = \frac{b}{D}, \quad (4.8)$$

где b_0 – высота лопатки НА.

$$k_0 = \frac{0,33}{1,8} = 0,183$$

$$d_c = 0,032 \cdot 1,8 \cdot \sqrt{0,183 \cdot 107} = 0,255 \text{ м}$$

Принимаем ближайшее нормированное значение по Таблице V.40. Поршневой сервомотор направляющего аппарата (Гидротурбины: конструкции и вопросы проектирования. Н.Н. Ковалев. 1971)

$$d_c = 30 \text{ см}$$

$$d_{ct} = 12 \text{ см}$$

$$P_c = \frac{3,14}{4} \cdot 2 \cdot 30^2 \cdot 12^2 \cdot 25 = 32499 \text{ кгс} = 318,7 \text{ кН}$$

$$P = \frac{32499 \cdot 3,3}{20 \cdot 3} \cdot \frac{0,65}{0,45} = 2581,8 \text{ кгс} = 25,3 \text{ кН}$$

4.1.4 Расчет реакций опор

$$R_a = \frac{-+}{L} \frac{-+6}{43} = 0,523 \text{ кН} \quad (4.9)$$

$$R_a = \frac{L}{L} \cdot \sin \alpha - \gamma = \frac{85}{43} \cdot \sin 107 - 41 = 1,805 \text{ кН} \quad (4.10)$$

$$R_a^R = \frac{69}{43} = 1,604 \text{ кН} \quad (4.11)$$

$$R_b = \frac{-+}{L} \frac{-+5,5}{43} = 0,512 \text{ кН} \quad (4.12)$$

$$R_b = \frac{L+}{L} \cdot \sin \alpha - \gamma = \frac{43 + 85}{43} \sin 107 - 41 = 2,719 \text{ кН} \quad (4.13)$$

$$R_b^R = \frac{L+}{L} \cdot \frac{43+69}{43} = 2,604 \text{ кН} \quad (4.14)$$

4.1.5 Расчет моментов сопротивления.

$$M_1 = R_a \cdot l_1 = 0,523 \cdot 0,055 = 0,028 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.15)$$

$$M_2 = R_b \cdot l_3 = 0,512 \cdot 0,06 = 0,030 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.16)$$

$$M_3 = M_4 = 0 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.17)$$

$$M_5 = R_a \cdot l_1 = \frac{1}{2} = \frac{1}{8} \quad (4.18)$$

$$M_5 = 0,523 \cdot 0,055 = \frac{0,33}{2} = \frac{0,33}{8} = 0,073 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$M_1 = R_a \cdot l_1 = 1,805 \cdot 0,055 = 0,099 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.19)$$

$$M_2 = R_a \cdot l_1 + l_2 = 1,805 \cdot 0,055 + 0,33 = 0,694 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.20)$$

$$M_3 = l_5 \cdot \sin \alpha + \gamma = 0,85 \cdot \sin 107 + 41 = 0,776 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.21)$$

$$M_4 = l_5 - l_4 \cdot \sin \alpha - \gamma \quad (4.22)$$

$$M_4 = 0,85 - 0,69 \cdot \sin 107 - 41 = 0,146$$

$$M_5 = R_a \cdot l_1 = \frac{1}{2} = 1,805 \cdot 0,055 = \frac{0,33}{2} = 0,397 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.23)$$

$$M_1^R = R_a^R \cdot l_1 = 1,604 \cdot 0,055 = 0,088 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.24)$$

$$M_2^R = R_a^R \cdot l_1 + l_2 = 1,604 \cdot 0,055 + 0,33 = 0,619 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.25)$$

$$M_3^R = l_4 = 0,69 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.26)$$

$$M_4^R = 0 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.27)$$

$$M_5^R = R_a^R \cdot l_1 = \frac{1}{2} = 1,604 \cdot 0,055 = \frac{0,33}{2} = 0,352 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.28)$$

4.1.6 Расчет суммарных моментов по сечению

$$M_1 = M_1 \cdot P_g = M_1 \cdot P = M_1^R \cdot R_C = 0,028 \cdot 167,4 = 0,099 \cdot 25,3$$

$$0 \quad 7,191 \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (4.29)$$

где $R_C = 0$

$$\begin{aligned} M_2 &= M_2 \cdot P_r & M_2 \cdot P & M_1^R \cdot R_C & 0,030 \cdot 167,4 & 0,694 \cdot 25,3 \\ 22,580 \text{ Н}\cdot\text{м} & & & & & \end{aligned} \quad (4.30)$$

$$M_3 = M_3^P \cdot P = 0,776 \cdot 25,3 = 19,379 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.31)$$

$$M_4 = M_4^P \cdot P = 0,146 \cdot 25,3 = 3,693 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.32)$$

$$\begin{aligned} M_5 &= M_5 \cdot P_r & M_5 \cdot P & M_5^R \cdot R_C & 0,073 \cdot 167,4 & 0,397 \cdot 25,3 \\ 22,264 \text{ кН}\cdot\text{м} & & & & & \end{aligned} \quad (4.33)$$

4.1.7 Расчёт максимального нормального напряжения при изгибе

$$\sigma_1 = \frac{M}{W} = \frac{7,191}{0,261 \cdot 10} = 27551 \text{ кН}/\text{м}^2 \quad (4.34)$$

$$W_1 = \frac{\cdot D}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,11}{16} = 0,261 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (4.35)$$

$$\sigma_2 = \frac{M}{W} = \frac{22,580}{0,10 \cdot 10} = 225800 \text{ кН}/\text{м}^2 \quad (4.36)$$

$$W_2 = \frac{\cdot D}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,08}{16} = 0,10 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (4.37)$$

$$\sigma_3 = \frac{M}{W} = \frac{19,379}{0,339 \cdot 10} = 57165 \text{ кН}/\text{м}^2 \quad (4.38)$$

$$W_3 = \frac{\cdot D}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,12}{16} = 0,339 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (4.39)$$

$$\sigma_4 = \frac{M}{W} = \frac{3,693}{0,101 \cdot 10} = 36564 \text{ кН}/\text{м}^2 \quad (4.40)$$

$$W_4 = \frac{\cdot D}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,08}{16} = 0,101 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (4.41)$$

$$\sigma_5 = \frac{M}{W} = \frac{22,264}{0,261 \cdot 10} = 85303 \text{ кН}/\text{м}^2 \quad (4.42)$$

$$W_5 = \frac{\cdot D}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,11}{16} = 0,261 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (4.43)$$

4.1.8 Расчёт лопатки на кручение

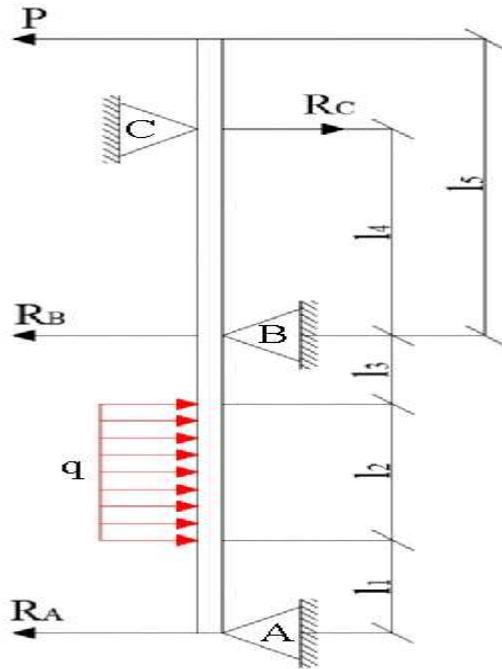


Рисунок 4.3 – Схема реакций опор и усилий лопатки НА

Расчет реакций опор, проводится по формулам 4.45 и 4.46

$$R = \frac{+ +}{43} \frac{5,5+33+6}{43} 1 \text{ кН} \quad (4.44)$$

$$R = \frac{+ +}{43} \frac{5,5+33+6}{43} 1 \text{ кН} \quad (4.45)$$

Расчёт крутящих моментов, проводится по формулам:

$$M = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot d \cdot R_g, \quad (4.46)$$

где μ – коэффициент трения стали;
 d_n – диаметр подшипника

$$M = \frac{1}{2} \cdot 0,1 \cdot 0,11 \cdot 167,4 = 0,921 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_1^{kp} = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot d \cdot R = 0,5 \cdot 0,1 \cdot 0,11 \cdot 1 = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (4.47)$$

где R_a – реакция опоры в точке а

$$M_2^{kp} = P \cdot h \cdot \sin \alpha \cdot 1 - n_1 \cdot 0,5 \cdot \mu \cdot d \cdot R = \mu \cdot d \cdot R = M, \quad (4.48)$$

где h_n – высота подшипника;
 $n_1 = 0,01$

$$M_2^{kp} = 25,3 \cdot 0,11 \cdot 0,94 \cdot 0,5 \cdot 0,1 \cdot 0,12 \cdot 1 \cdot 0,1 \cdot 0,11 \cdot 0 = 0,921$$

$$M_2^{kp} = 1,689 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_3^{kp} = P \cdot h \cdot \sin\alpha \cdot 1 \cdot n_1 \cdot 0,5 \cdot \mu \cdot d \cdot R \cdot M \quad (4.49)$$

$$M_3^{kp} = 25,3 \cdot 0,12 \cdot 0,94 \cdot 0,5 \cdot 0,1 \cdot 0,12 \cdot 0 = 0,921 \cdot 1,932 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_4^{kp} = P \cdot h \cdot \sin\alpha \cdot 1 \cdot n_1 \cdot M = 25,3 \cdot 0,11 \cdot 0,94 = 0,921 \quad (4.50)$$

$$M_4^{kp} = 1,695 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M = M_5^{kp} = P \cdot l_2 \cdot \sin\alpha \cdot 1 \cdot n_1 \cdot 0,5 \cdot P_r \cdot 0,5 \cdot \mu \cdot d \cdot R \cdot \mu \cdot d \cdot R \quad (4.51)$$

$$M_5^{kp} = 25,3 \cdot 0,33 \cdot 0,94 \cdot 0,5 \cdot 167,4 \cdot 0,5 \cdot 0,1 \cdot 0,12 \cdot 1 = 0,921$$

$$M_5^{kp} = 90,621 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Максимальные нормальные напряжения при кручении рассчитываются по формулам:

$$\tau_1 = \frac{\frac{kp}{kp}}{\frac{5,5 \cdot 10}{0,261 \cdot 10}} = 21 \text{ кН}/\text{м}^3 \quad (4.52)$$

$$W_1^{kp} = \frac{\cdot}{16} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,11}{16} = 0,261 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (4.53)$$

$$\tau_2 = \frac{\frac{kp}{kp}}{\frac{1,689}{0,1 \cdot 10}} = 16890 \text{ кН}/\text{м}^3 \quad (4.54)$$

$$W_2^{kp} = \frac{\cdot}{16} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,08}{16} = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (4.55)$$

$$\tau_3 = \frac{\frac{kp}{kp}}{\frac{1,932}{0,339 \cdot 10}} = 5699 \text{ кН}/\text{м}^3 \quad (4.56)$$

$$W_3^{kp} = \frac{\cdot}{16} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,12}{16} = 0,339 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (4.57)$$

$$\tau_4 = \frac{\frac{1,668}{\text{кр}}}{\frac{0,1 \cdot 10}{\text{кр}}} = 16680 \text{ кН/м}^3 \quad (4.58)$$

$$W_4^{\text{кр}} = \frac{\cdot}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,08}{16} = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (4.59)$$

$$\tau_5 = \frac{\frac{90,621}{\text{кр}}}{\frac{0,261 \cdot 10}{\text{кр}}} = 347207 \text{ кН/м}^3 \quad (4.60)$$

$$W_5^{\text{кр}} = \frac{\cdot}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,11}{16} = 0,261 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (4.61)$$

4.1.9 Расчет предельной прочности лопатки НА

Расчет предельной прочности, выполняется по формулам:

$$\sigma_1^{\text{пр}} = \frac{\sigma_1^2 - 4 \cdot \tau_1^2}{\sqrt{27551^2 - 4 \cdot 21^2}} = 27,551 \text{ МН/м}^2 \quad (4.62)$$

$$\sigma_2^{\text{пр}} = \frac{\sigma_2^2 - 4 \cdot \tau_2^2}{\sqrt{225800^2 - 4 \cdot 176890^2}} = 419,697 \text{ МН/м}^2 \quad (4.63)$$

$$\sigma_3^{\text{пр}} = \frac{\sigma_3^2 - 4 \cdot \tau_3^2}{\sqrt{57165^2 - 4 \cdot 5699^2}} = 58,290 \text{ МН/м}^2 \quad (4.64)$$

$$\sigma_4^{\text{пр}} = \frac{\sigma_4^2 - 4 \cdot \tau_4^2}{\sqrt{36564^2 - 4 \cdot 16680^2}} = 49,495 \text{ МН/м}^2 \quad (4.65)$$

$$\sigma_5^{\text{пр}} = \frac{\sigma_5^2 - 4 \cdot \tau_5^2}{\sqrt{85303^2 - 4 \cdot 347207^2}} = 699,633 \text{ МН/м}^2 \quad (4.66)$$

Лопатка направляющего аппарата изготовлена из стали 10Х12НДЛ которая служит для отлива элементов сварно-литых рабочих колес радиально-осевой гидротурбины и отливки деталей гидротурбин. Так как информация о данной стали отсутствует в открытом доступе, сравнение и анализ буду проводить на стали с похожим химическим составом, а также физическими свойствами. Сталь 20ХГСА, изготавливается для ходовых винтов, осей, валов, лопастей рабочих колес гидротурбин и других деталей, работающие в условиях износа, коррозионностойка, имеет предел прочности в 800 МПа = 800 МН/м². Таблица предела прочности сталей [Электронный ресурс]: <https://www.center-pss.ru/st/st165.htm> (дата обращения: 24.02.2020).

Исходя из полученных путем ручного расчета данных становится ясно, что лопатка направляющего аппарата радиально-осевой турбины будет устойчива к нагрузкам, а также иметь достаточно высокий передел прочности для выполнения своих рабочих функций, в благоприятном режиме работы.

4.2 Построение симметричной лопатки направляющего аппарата в программе Cosmos/M

После запуска программы, задаем имя файлу. Чтобы приступить к созданию геометрии выполним следующие шаги для установки проекции и рабочей плоскости (рисунок 4.1).

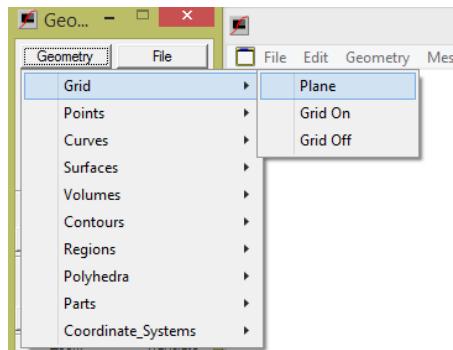


Рисунок 4.1 – Путь команды Plane

Выбираем ось Y (рисунок 4.2).

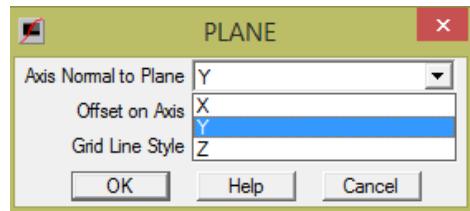


Рисунок 4.2 – Параметры команды Plane

Начинаем построение профиля лопатки НА по координатам (таблица 4.3), с помощью команды Define.

Таблица 4.3 – Координаты точек

Номер точки	Значения по X	Значения по Y	Значения по Z
1	0	0	0
2	0	0	0,03895
3	-0,0412	0	0,0451
4	-0,0824	0	0,0497
5	-0,1236	0	0,0517
6	-0,1648	0	0,0497
7	-0,206	0	0,041
8	-0,248	0	0
9	-0,227	0	0
10	0,233	0	0
11	0,233	0	0,0041

В результате получаем половину точек контура лопатки (рисунок 4.3).

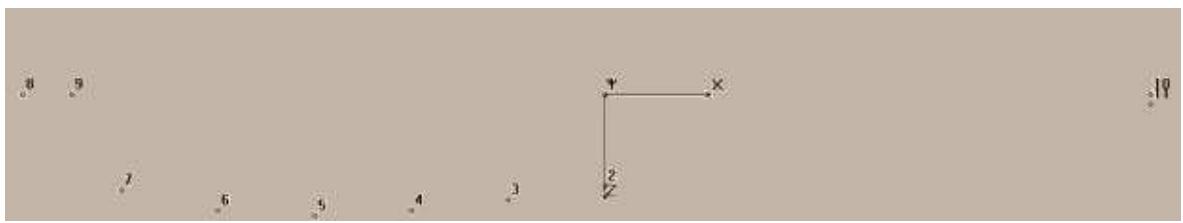


Рисунок 4.3 – Половина точек контура лопатки

Далее при помощи команды Ellipse строим эллипс между точками 8 и 7, с центром в точке 9. После соединяем все ранее построенные точки полилинией

Получаем половину контура лопатки направляющего аппарата (рисунок 4.5).

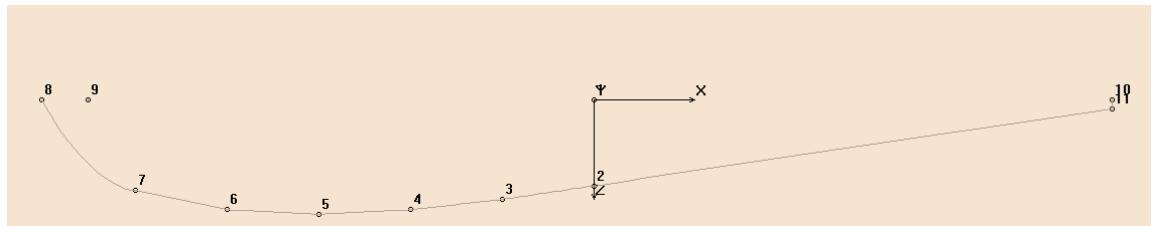


Рисунок 4.5 –Половина контура лопатки направляющего аппарата

Далее отражаем нижнюю часть, тем самым получаем полный контур лопатки, с помощью команды Symmetry.

С помощью команды Circles строим нижний подшипник и цапфу направляющего аппарата. Для построения нижнего подшипника и цапфы нужно изобразить две окружности с разными радиусами: 0,03895 м. – радиус цапфы; 0,05395 м. – радиус подшипника (рисунок 4.6).

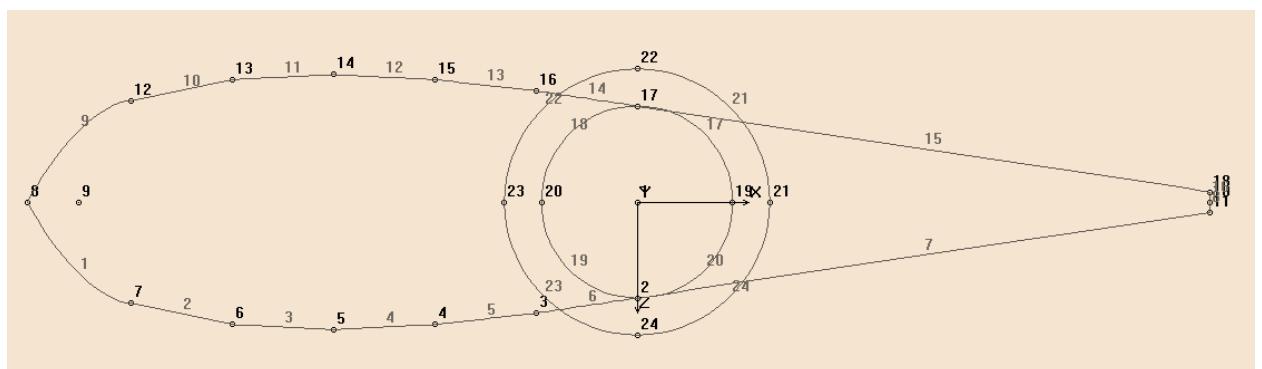


Рисунок 4.6 – Нижняя цапфа и подшипник

Выполняем выдавливание построенных окружностей на высоту нижнего подшипника и цапфы при помощи функции Extrusion.

Для тела лопатки повторяем команду, выдавливая профиль на высоту лопатки направляющего аппарата (рисунок 4.7).