

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1. Konsep Perencanaan PLTMH Wlingi

Konsep yang mendasari dalam perencanaan PLTMH Wlingi adalah dengan pemanfaatan air irigasi yang kemudian menjadi debit operasi. PLTMH ditempatkan pada saluran irigasi Lodagung.

Head atau tinggi jatuh yang dimiliki pada saluran irigasi Lodagung dan debit irigasi yang mengalir sangat berpotensi untuk dibangun PLTMH guna memanfaatkan sumber daya air sebagai pemenuh kebutuhan sehari-hari salah satunya yaitu listrik.

Konsep klasifikasi pembangkit tenaga listrik bisa didasarkan atas beberapa faktor seperti kapasitas daya terpasang, tinggi jatuh dan lain-lain. Klasifikasi berdasarkan daya terpasang sangat penting untuk dilakukan karena akan berhubungan dengan sistem pengoperasian dan distribusi pembangkit listrik (*central grid* atau *isolated grid*). Pada studi ini klasifikasi pembangkit listrik didasarkan tinjauan pustaka pada BAB II dan disajikan dalam bentuk tabel sebagai berikut:

Tabel 4.1. Klasifikasi PLTMH Wlingi

No.	Faktor Klasifikasi	Nilai / (klasifikasi)
1	Tinggi jatuh (H)	7,5 - 9 m (rendah)
2	Tipe eksploitasi	(<i>Reservoir</i> atau sistem tandon)
3	Daya terpasang (kW)	2 x 500 kW (mini)
4	Tipe turbin	Kaplan (turbin reaksi)
5	Penempatan rumah pembangkit	(Pada saluran irigasi)
6	Debit desain	14,370 m ³ /dt (mini)

Sumber: analisa dan perencanaan

4.2. Analisa Debit Desain PLTMH Wlingi

Analisa debit desain direncanakan menggunakan data debit saluran irigasi Lodagung pada bendungan Wlingi pada tahun 2012. Debit desain yang digunakan adalah debit terbesar, terkecil dan rerata. Sedangkan debit operasi yang digunakan untuk pola operasi PLTMH nantinya adalah debit tiap periode dimana dalam satu bulan adalah tiga periode. Berikut adalah data debit irigasi tersebut:

Tabel 4.2. Data Debit Bulanan Irigasi Lodagung Tahun 2012

No	Bulan	Elevasi Rata-rata (m)	Irigasi Rata-rata (m ³ /dt)
1	Januari	163.410	14.000
2	Februari	163.460	13.330
3	Maret	163.350	14.370
4	April	163.420	12.820
5	Mei	163.490	13.470
6	Juni	163.500	13.400
7	Juli	163.500	7.960
8	Agustus	163.500	8.080
9	September	163.500	8.210
10	Oktober	163.500	7.380
11	November	163.510	8.150
12	Desember	163.450	13.600
Rerata		163.466	11.231
max		163.510	14.370
min		163.350	7.380

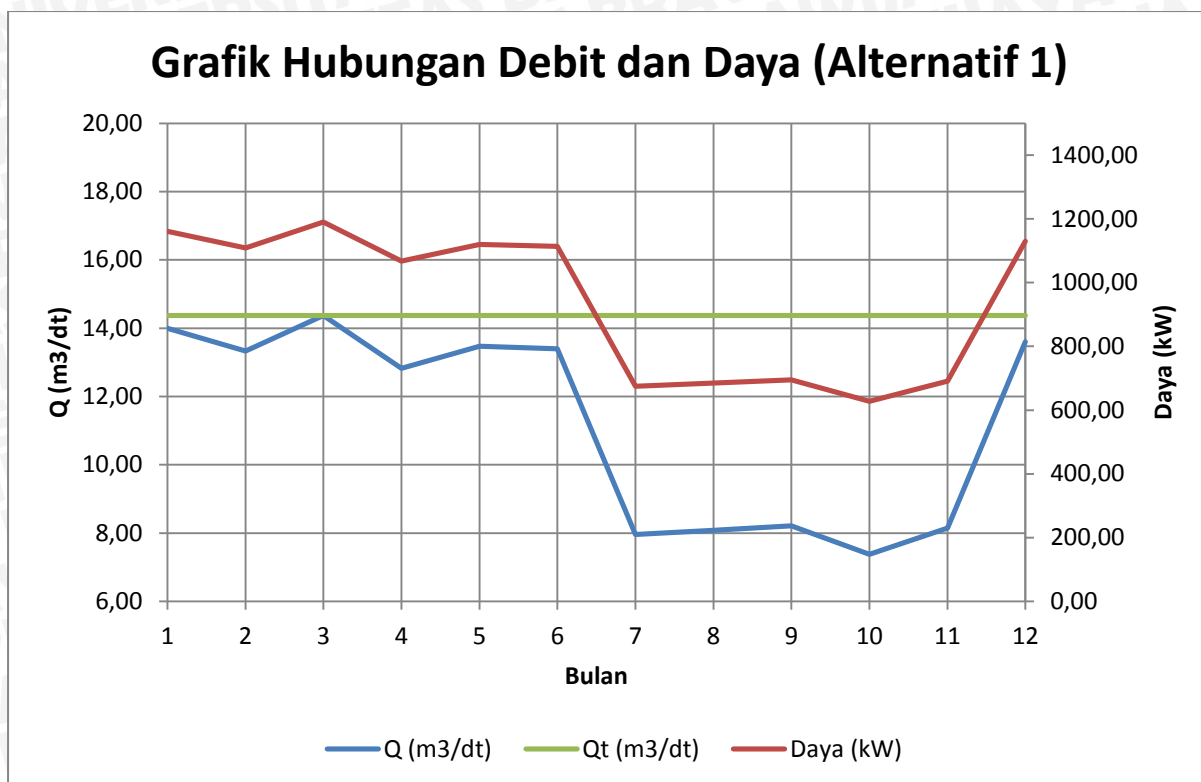
Sumber: PJT-1

Dengan data irigasi tersebut, maka didapat debit desain, yaitu:

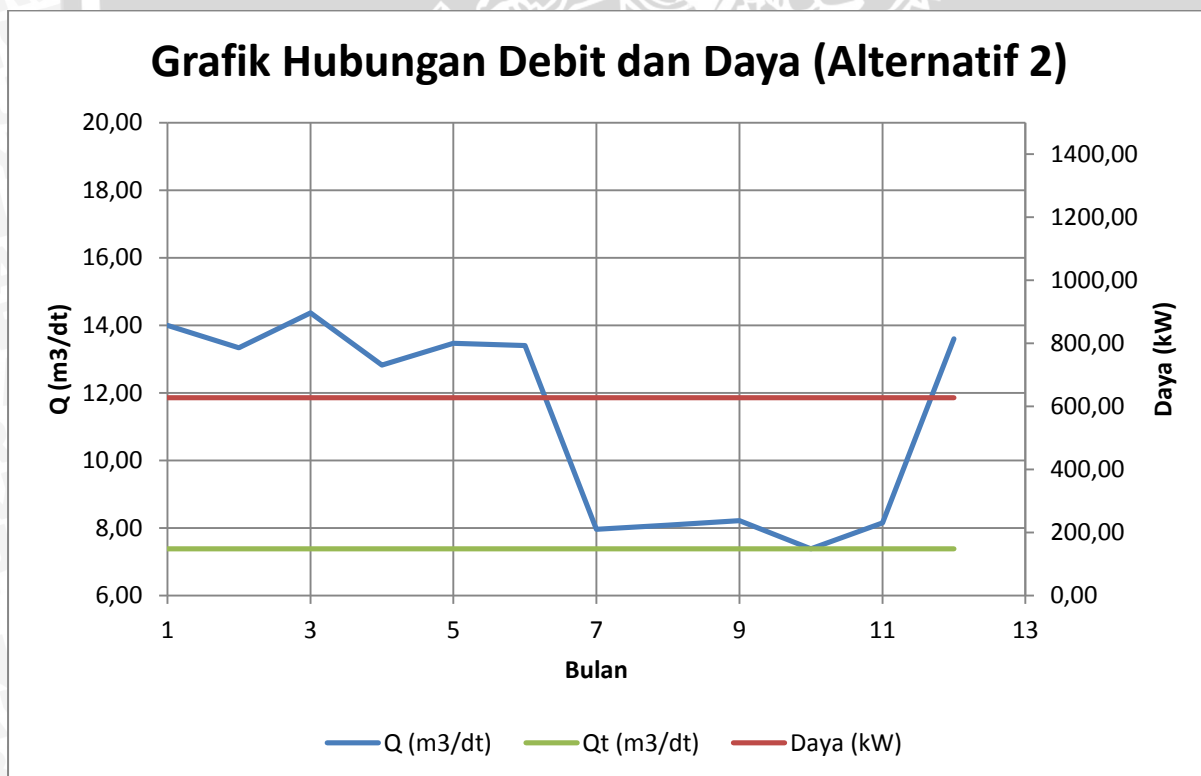
1. Debit Maksimum (Alternatif 1) : 14,370 m³/dt
2. Debit Minimum (Alternatif 2) : 7,380 m³/dt
3. Debit Rerata (Alternatif 3) : 11,231 m³/dt

Kemudian nantinya debit desain tersebut akan digunakan untuk menghitung perencanaan bangunan dan hidromekanik PLTMH.

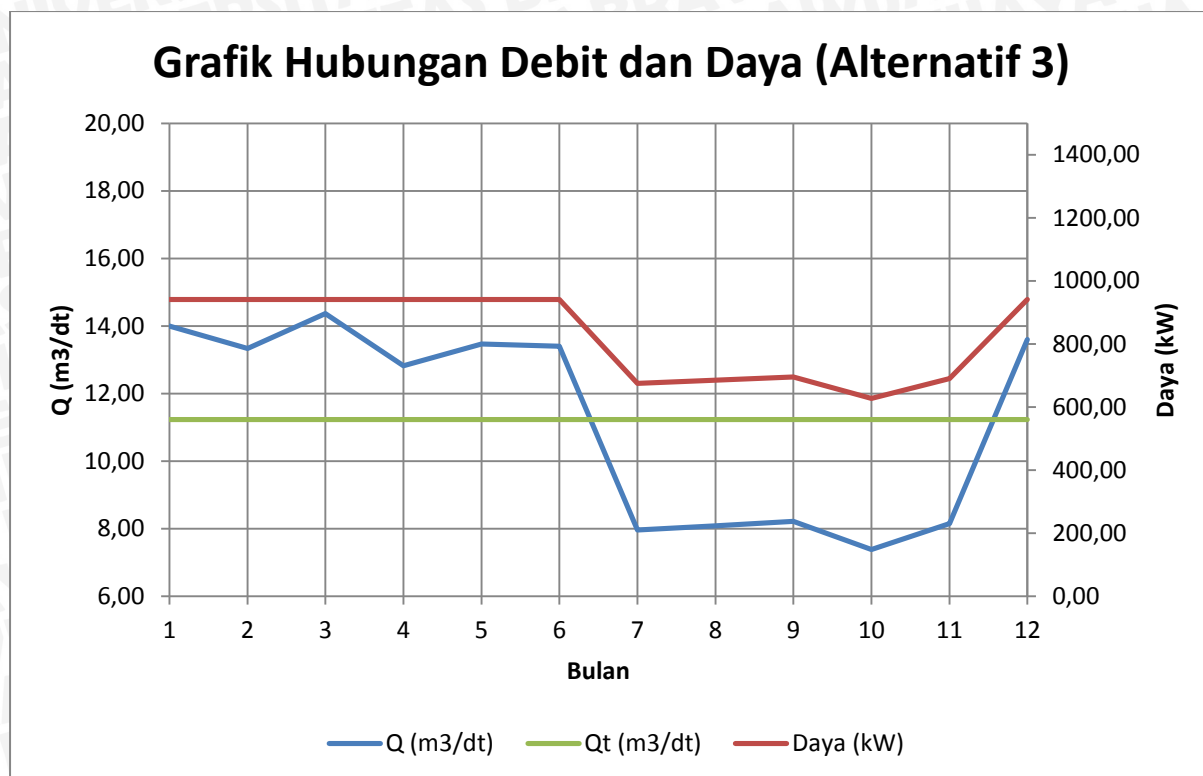
Berikut adalah grafik pemilihan debit dan hubungannya dengan daya yang mampu dihasilkan dengan debit tersebut, yaitu:



Gambar 4.1. Grafik Hubungan Debit dengan Daya (Alternatif 1)



Gambar 4.2. Grafik Hubungan Debit dengan Daya (Alternatif 2)



Gambar 4.3. Grafik Hubungan Debit dengan Daya (Alternatif 3)

4.3. Analisa Bangunan Eksisting

PLTMH direncanakan akan di bangun pada saluran irigasi pada bendungan Wlingi, yaitu saluran irigasi Lodagung. Dimana rencana penempatan *power house* langsung di tempatkan pada saluran irigasi dengan memasang pipa pesat dan turbin pada pintu intake saluran irigasi Lodagung.

4.3.1. Analisa Kapasitas Pintu Intake Lodagung

Pintu intake Lodagung memiliki data teknis sebagai berikut:

- Tipe : *roller gate*
- Elevasi dasar pintu : + 159,000m
- Elevasi muka air tertinggi : + 163,500
- Elevasi muka air terendah : + 162,000
- Tinggi muka air maks : 4,50 m
- Tinggi muka air normal : 3,00 m
- Debit maksimum : 17,50 m³/det
- Lebar ambang : 2 @ 2,00 m = 4,00 m
- Saringan / Trashrack : 2 @ 3,20 m x 8,00 m
- Pintu : 2 @ 2,00 m x 4,50 m

Dengan data diatas, maka dapat dianalisa kapasitas pintu intake irigasi dengan persamaan (2-2).

Contoh analisa kapasitas pintu intake dengan muka air hulu adalah muka air tertinggi adalah sebagai berikut:

diketahui:

Lebar pintu (b) : 2,0 m

Tinggi bukaan (a) : 0,5 m

Koefisien (μ) : 0,5

Tinggi MA hulu (H) : 4,5 m

maka debit melalui pintu adalah:

$$Q = \mu b a \sqrt{2.g.H}$$

$$Q = 0,5 \cdot 2,0 \cdot 0,5 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 4,5}$$

$$Q = 4,698 \text{ m}^3/\text{dt}$$

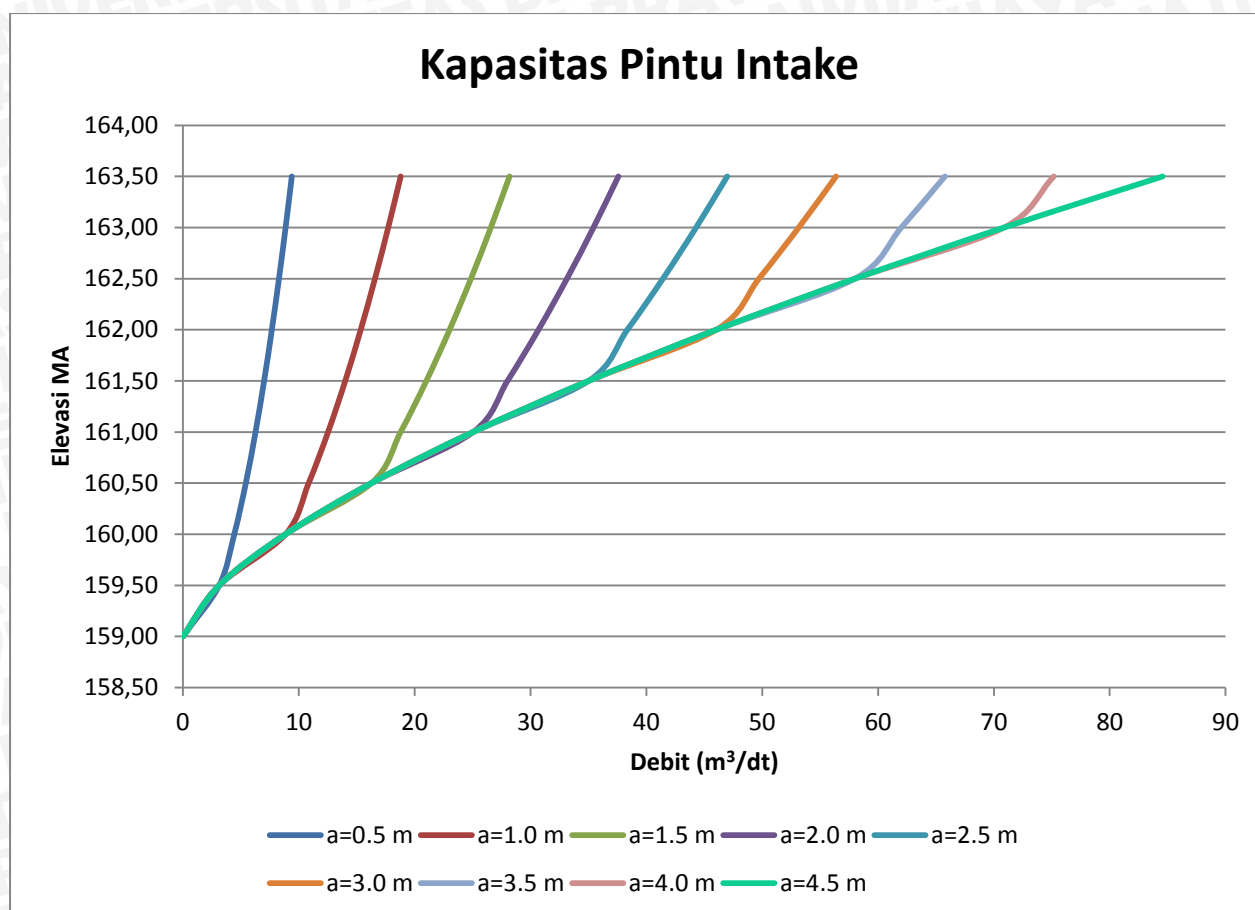
Nilai Q pada perhitungan tersebut adalah untuk 1 buah pintu. Maka Q untuk 2 buah pintu intake irigasi yaitu, $9,396 \text{ m}^3/\text{dt}$

Hasil analisa untuk muka air normal dan muka air banjir selanjutnya ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.3. Kapasitas Pintu Irigasi Lodagung

No.	Elevasi	H	Bukaan Pintu (m)								
	(m)	(m)	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5
1	159,00	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	159,50	0,50	3,132	3,132	3,132	3,132	3,132	3,132	3,132	3,132	3,132
3	160,00	1,00	4,429	8,859	8,859	8,859	8,859	8,859	8,859	8,859	8,859
4	160,50	1,50	5,425	10,850	16,275	16,275	16,275	16,275	16,275	16,275	16,275
5	161,00	2,00	6,264	12,528	18,793	25,057	25,057	25,057	25,057	25,057	25,057
6	161,50	2,50	7,004	14,007	21,011	28,014	35,018	35,018	35,018	35,018	35,018
7	162,00	3,00	7,672	15,344	23,016	30,688	38,360	46,032	46,032	46,032	46,032
8	162,50	3,50	8,287	16,573	24,860	33,147	41,434	49,720	58,007	58,007	58,007
9	163,00	4,00	8,859	17,718	26,577	35,436	44,294	53,153	62,012	70,871	70,871
10	163,50	4,50	9,396	18,793	28,189	37,585	46,981	56,378	65,774	75,170	84,566

Sumber: Perhitungan



Gambar 4.4. Kurva Kapasitas Pintu Intake Lodagung

4.3.2. Analisa Kapasitas Saluran Irigasi Lodagung

Saluran irigasi Lodagung perlu dianalisa untuk mengetahui apakah perubahan debit operasional akibat penambahan debit untuk PLTMH bisa disalurkan melalui saluran irigasi Lodagung. Saluran irigasi Lodagung memiliki data teknis sebagai berikut:

Bentuk saluran	: trapesium
Jenis pasangan	: beton
Lebar saluran (B)	: 15 meter
Kemiringan (S)	: 0,00035
Elv dasar	: +152,500
Elv Muka air	: +154,500
Tinggi saluran	: 2,5 m
Tinggi muka air	: 2 m

Dengan menggunakan analisa hidrolika dapat dihitung kapasitas saluran irigasi Lodagung dengan persamaan (2-23) sebagai berikut:

$$Q = A \times V$$

$$Q = A \left(\frac{1}{n} R^{2/3} S^{1/2} \right)$$

$$R = A/P$$

$$R = (bxh)/(b+2h) = (15 \times 2)/(15 + 2 \times 2) = 1,58$$

$$Q = (15 \times 2) \left(\frac{1}{0,015} 1,58^{2/3} 0,00035^{1/2} \right)$$

$$Q = 50,75 \text{ m}^3/\text{dt}$$

Debit desain untuk PLTMH adalah sebesar 14,370 m³/dt (debit tertinggi pada data tahun 2012). Sedangkan pada perhitungan di atas didapat kapasitas saluran yang mampu ditampung adalah 50,75 m³/dt.

Maka dari analisa tersebut dapat disimpulkan bahwa saluran irigasi Lodagung mampu untuk menampung debit maksimum dan debit desain yang nantinya akan digunakan untuk kebutuhan PLTMH dan kebutuhan air irigasi.

4.4. Perencanaan Bangunan Sipil

Perencanaan bangunan sipil dalam studi ini meliputi:

4.4.1. Bangunan Pengambilan

Bangunan pengambilan dalam studi ini menggunakan pintu intake irigasi Lodagung yang sudah ada pada bendungan Wlingi, komponen bangunan pengambilan meliputi: pintu sorong dan *trashrack*.

Pintu Intake PLTMH

data teknis pintu intake irigasi Lodagung adalah sebagai berikut:

- Tipe : *roller gate*
- Elevasi dasar pintu : + 159,000m
- Elevasi muka air tertinggi : + 163,500
- Elevasi muka air terendah : + 162,000
- Tinggi muka air maks : 4,50 m
- Tinggi muka air normal : 3,00 m
- Debit maksimum : 17,50 m³/det
- Lebar ambang : 2 @ 2,00 m = 4,00 m
- Saringan / Trashrack : 2 @ 3,20 m x 8,00 m
- Pintu : 2 @ 2,00 m x 4,50 m



Gambar 4.5. Pintu Intake Irigasi Lodagung

Penyaring (Trashrack)

Penyaring atau *trashrack* tidak perlu direncanakan lagi karena sudah tersedia pada pintu irigasi Lodagung. Data teknis penyaring adalah sebagai berikut:

Jenis bahan	: besi
Bentuk jeruji	: tipe kotak memanjang
Kemiringan trashrack	: 90°
Tebal jeruji	: 8,0 mm
Jarak antar jeruji	: 850 mm
Lebar jeruji	: 800 mm

4.4.2. Bangunan Pembawa, Pipa Pesat (Penstock)

Bangunan pembawa dalam studi ini menggunakan saluran tertutup (pipa pesat). Pipa pesat bertujuan untuk mengarahkan aliran bertekanan menuju turbin.

Perencanaan Pipa Pesat (*Penstock*)

Kajian perencanaan pipa pesat dalam studi ini meliputi: diameter pipa pesat, tebal pipa dan intake pipa pesat. Data teknis yang direncanakan adalah:

Elevasi MA maks	: +163,500
Elevasi MA terendah	: +162,000
Elevasi dasar pipa pesat	: + 159,000
Jumlah pipa pesat	: 2 buah
Debit desain	: 14,370 m ³ /dt
Panjang pipa pesat	: 60 meter
Jenis pipa	: pipa lingkaran dari baja (<i>cast iron</i>)
Tegangan ijin pipa	: 1400 kN/mm ²
Koef kekasaran	: 0,014
Koef keamanan	: 1,1
Sudut kemiringan	: 10°
Gross head	: 9,82 meter

Dengan data teknis rencana diatas maka dapat direncanakan diameter pipa pesat.

Debit desain yang digunakan adalah debit desain yang sudah di kalikan dengan koefisien keamanan, yaitu $14,370 \times 1,1 = 15,807 \text{ m}^3/\text{dt}$. Sehingga debit tiap pipa pesat adalah $15,807/2 = 7,903 \text{ m}^3/\text{dt}$.

Diameter Pipa Pesat

Pendekatan yang digunakan adalah pendekatan kecepatan maksimum dan minimum, kecepatan ideal pada pipa pesat dengan *low head* adalah 2,0 – 3,0 m/dt. Untuk menentukan diameter pipa pesat dapat digunakan persamaan empiris dan dengan melakukan cara coba-coba dengan melakukan perbandingan beberapa parameter pipa. Dalam studi ini ada beberapa persamaan empiris yang dipergunakan, yaitu persamaan sakaria, persamaan pipa ekonomis dalam ESHA, persamaan Gisalsous, persamaan Fahlbuch, dan persamaan Doland.

- Persamaan Sakaria (2-9):

$$D = 3,55 \cdot \left(\frac{Q^2}{2 \cdot g \cdot H} \right)^{0,25}$$

$$D = 3,55 \cdot \left(\frac{7,903^2}{2,9,81 \cdot 9,82} \right)^{0,25}$$

D = 2,68 m, maka:

$$A = 0,25 \pi D^2 = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 2,68^2 = 5,63 \text{ m}^2$$

$$V = Q/A = 7,903/5,63 = 1,40 \text{ m/dt}$$

- Persamaan diameter ekonomis ESHA (Penche,2004) (2-10):

Jika tinggi tekan karena gesekan pipa direncanakan 4% dari gross head maka:

$$D = 2,69 \left(\frac{n^2 Q^2 L}{H} \right)^{0,1875}$$

$$D = 2,69 \left(\frac{0,014^2 7,903^2 60}{9,82} \right)^{0,1875}$$

$D = 1,65$ m, maka:

$$A = 2,14 \text{ m}^2$$

$$V = 3,70 \text{ m/dt}$$

- Persamaan Doland (2-11):

$$D = 0,176 (P/H)^{0,466}$$

$$P = 9,81 \times Q \times H \times \text{eff}$$

$$Q = 14,370/2 = 7,185 \text{ m}^3/\text{dt} \text{ (debit untuk 1 buah penstock)}$$

$$P = 9,81 \times 7,185 \times 9,82 \times 0,93 \times 0,96 = 617,961 \text{ kW} = 531,45 \text{ HP}$$

$$D = 0,176 (531,45/9,82)^{0,466}$$

$$D = 1,13 \text{ m}$$

$$A = 1,00$$

$$V = 7,87 \text{ m/dt}$$

- Persamaan Fahlbuch (2-12):

$$D = 0,52 H^{1/7} (P/H)^{3/7}$$

$$D = 0,52 9,82^{1/7} (617,961/9,82)^{3/7}$$

$$D = 2,21 \text{ m}$$

$$A = 3,84$$

$$V = 2,05 \text{ m/dt}$$

- Persamaan Gisalsous (2-13):

$$D = Q^{0,4}$$

$$D = 7,903^{0,4}$$

$$D = 2,28 \text{ m}$$

$$A = 4,10$$

$$V = 1,90 \text{ m/dt}$$

Dari persamaan-persamaan tersebut belum cukup detail untuk mendapatkan kecepatan ideal. Maka dari itu perlu dilakukan analisa coba coba untuk menentukan diameter pipa pesat dengan perbandingan parameter biaya pipa pesat, kehilangan tinggi tekan, daya bangkitan dan faktor keamanan terhadap *vorticity* (*vortex*).

Maka selanjutnya diameter dihitung dengan pendekatan kecepatan berdasarkan mosonyi, maka:

Kecepatan potensial aliran pada pipa pesat berdasarkan tinggi jatuh dihitung dengan persamaan (2-7):

$$V = \sqrt{2gH}$$

$$V = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 9,82}$$

$$V = 13,88 \text{ m/dt}$$

Kecepatan yang bisa dicapai oleh pipa pesat berdasarkan tinggi jatuh yaitu 13,88 m/dt sehingga kecepatan maksimum masih bisa dicapai oleh pipa pesat ($V_{\text{maks}} = 3,0 \text{ m/dt}$)

Untuk mencari diameter kisaran dihitung dengan persamaan (2-14):

$$V_{\text{maksimum}} = 3,0 \text{ m/dt}$$

$$Q = V \times A$$

$$D = \sqrt{\frac{Q}{(V \frac{1}{4} \pi)}}$$

$$D = \sqrt{\frac{7,903}{(3,0 \frac{1}{4} \pi)}}$$

$$D = 1,83 \text{ m}$$

$$V_{\text{minimum}} = 2,0 \text{ m/dt}$$

$$Q = V \times A$$

$$D = \sqrt{\frac{Q}{(V \frac{1}{4} \pi)}}$$

$$D = \sqrt{\frac{7,903}{(2,0 \frac{1}{4} \pi)}}$$

$$D = 2,30 \text{ m}$$

Maka kisaran nilai diameter pipa pesat adalah 1,83 – 2,30 meter

Tabel 4.4. Pemilihan Diameter Penstock dengan Cara Coba-coba

No.	Diameter	Luas	Kecepatan
	(m)	(m ²)	(m/dt)
1	1.8	2.54	3.11
2	1.9	2.83	2.79
3	2.0	3.14	2.52
4	2.1	3.46	2.28
5	2.2	3.80	2.08
6	2.3	4.15	1.90
7	2.4	4.52	1.75
8	2.5	4.91	1.61
9	2.6	5.31	1.49

Sumber: perhitungan

Dari tabel diatas dipilih kecepatan yang mendekati syarat kecepatan maksimum yaitu diameter 1,9 m dengan kecepatan 2,79 m/dt.

Untuk memilih diameter pipa pesat dari semua metode yang digunakan, maka perlu dilakukan analisa dengan perbandingan parameter biaya pipa pesat, kehilangan tinggi tekan, daya bangkitan dan faktor keamanan terhadap *vorticity* (*vortex*).

Kehilangan Tinggi Tekan pada Pipa Pesat

Kehilangan tinggi tekan pada pipa pesat meliputi kehilangan akibat inlet, outlet, dan gesekan. Kehilangan tinggi tekan dihitung dengan persamaan berikut:

Kehilangan pada inlet dihitung dengan persamaan (2-28):

$$hf = f \frac{V^2}{2g}$$

dengan:

$$f = 0,3 \text{ (inlet berbentuk bell mouth)}$$

$$V = 2,58 \text{ m/dt (untuk } D = 1,98 \text{ m)}$$

Maka kehilangan pada inlet pipa pesat:

$$hf = 0,3 \frac{2,58^2}{2 \cdot 9,81} = 0,101 \text{ m}$$

Kehilangan pada outlet (sebelum turbin) biasanya diasumsikan 0,1 m

Kehilangan akibat belokan dihitung dengan persamaan (2-28):

$$hf = f \frac{V^2}{2g}$$

$$f = 0,0667 \text{ untuk sudut belokan } 10^\circ$$

$$V = 2,58 \text{ m/dt (untuk } D = 1,98 \text{ m)}$$

Maka kehilangan pada belokan pipa pesat:

$$hf = 0,0667 \frac{2,58^2}{2 \cdot 9,81} = 0,023 \text{ m}$$

kehilangan akibat gesekan dihitung dengan persamaan (2-29):

$$hf = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

dengan:

f = nilai koefisien dilihat dari diagram moody gambar 2.18 dengan pertimbangan nilai bilangan reynold (Re) dan kekasaran relatif (e)

$$\text{dimana bilangan reynold : } Re = \frac{V D}{\nu} = \frac{2,58 \cdot 1,4}{10^{-6}} = 5,09 \times 10^6$$

$$\text{kekasaran relatif : } e = \epsilon/D, \epsilon = 0,25 \text{ (baja cast iron)} = 0,25/1980 = 0,00013$$

maka dari diagram moody didapatkan $f = 0,013$

L = 60 meter

D = 1,98 meter

V = 2,58 m/dt

$$h_f = 0,014 \frac{60}{1,98} \frac{2,58^2}{2 \cdot 9,81} = 0,135 \text{ m}$$

Maka kehilangan tinggi tekan total adalah: $0,101 + 0,135 + 0,1 + 0,023 = 0,359$ meter
atau 3,66% dari tinggi tekan (H), selanjutnya perhitungan ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.5. Perhitungan Kehilangan Tinggi Tekan Akibat Diameter Pipa Pesat

No.	Metode	Diameter	Luas	Kecepatan	Re	e	f	Hf 1	Hf 2	Hf 3	Hf 4	Hf total	% of H	Heff
		(m)	(m ²)	(m/dt)				(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	(%)	(m)
1	Sakaria	2.68	5.63	1.40	3.76E+06	0.00009	0.015	0.033	0.007	0.030	0.1	0.170	1.73	9.65
2	Pence celso	1.65	2.15	3.68	6.09E+06	0.00015	0.014	0.343	0.046	0.207	0.1	0.696	7.08	9.13
3	Gisalsous	2.29	4.10	1.93	4.40E+06	0.00011	0.015	0.072	0.013	0.057	0.1	0.241	2.46	9.58
4	Fahlbuch	2.21	3.85	2.05	4.55E+06	0.00011	0.015	0.085	0.014	0.064	0.1	0.264	2.69	9.56
5	Doland	1.13	1.00	7.88	8.91E+06	0.00022	0.014	2.334	0.211	0.949	0.1	3.594	36.59	6.23
6	Coba-coba	1.90	2.83	2.79	5.30E+06	0.00013	0.013	0.167	0.026	0.119	0.1	0.412	4.19	9.41
7	Rata-rata	1.98	3.07	2.58	5.09E+06	0.00013	0.013	0.135	0.023	0.101	0.1	0.359	3.66	9.46

Sumber: perhitungan

keterangan: Hf1 : kehilangan akibat gesekan

Hf2 : kehilangan akibat belokan

Hf3 : kehilangan akibat inlet

Hf4 : kehilangan akibat outlet

Perbandingan Antara Daya Bangkitan dengan Biaya Pipa Pesat

Daya bangkitan akibat desain pipa pesat dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$P = 9,81 \times Q \times H \times \text{eff}$$

$$P = 9,81 \times 14,370 \times (9,82 - 0,359) \times 0,93 \times 0,96 = 1190,11 \text{ kW} = 1,190 \text{ MW}$$

Jadi dengan diameter pipa pesat 1,98 m akan menghasilkan daya 1,190 MW.

Nilai manfaat yang dihasilkan adalah berupa penjualan daya bangkitan dengan harga jual Rp.1000 sebagai pendekatan awal. Dengan usia guna bangunan adalah selama 35 tahun tanpa memperhitungkan faktor bunga bank maupun inflasi.

Biaya yang dipergunakan adalah biaya pipa dan biaya pemasangan pipa, biaya pipa dihitung dengan persamaan:

$$C1 = 20 n_p^{0,95} W^{0,88}$$

dengan:

Berat pipa pesat (W): $(24,7 d_p l_p t_{ave})$

d_p : diameter pipa pesat = 1,98 m

l_p : panjang pipa pesat = 60 m

t_{ave} : 13 mm

$W = 24,7 \times 1,98 \times 60 \times 13 = 38095,17 \text{ kg}$

$C1 = 20 \cdot 1^{0,95} \cdot 38095,17^{0,88} = 2,38 \text{ milyar rupiah}$

Sedangkan biaya pemasangan dihitung dengan persamaan:

$C2 = 5 W^{0,88}$

$C2 = 5 \cdot 38095,17^{0,88} = 0,59 \text{ milyar rupiah}$

Maka biaya yang dibutuhkan adalah : 2,97 milyar rupiah per 1 unit pipa pesat.

Perhitungan selanjutnya ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.6. Analisa Terhadap Diameter dengan Biaya dan Manfaat

No.	Metode	Diameter (m)	P (MW)	Berat (kg)	Cost (milyar rupiah)	Benefit (milyar rupiah)	D/MW	D/Cost	D/Benefit
1	Sakaria	2.68	1.21	51609.19	3.88	361.62	2.21	0.69	0.0074
2	Pence celso	1.65	1.15	31871.80	2.54	341.93	1.44	0.65	0.0048
3	Gisalsous	2.29	1.21	44047.30	3.38	358.96	1.90	0.68	0.0064
4	Fahlbuch	2.21	1.20	42657.99	3.28	358.11	1.84	0.67	0.0062
5	Doland	1.13	0.78	21779.33	1.82	233.33	1.44	0.62	0.0048
6	Coba-coba	1.90	1.18	36605.40	2.87	352.56	1.60	0.66	0.0054
7	Rata-rata	1.98	1.19	38095.17	2.97	354.53	1.66	0.67	0.0056

Sumber: perhitungan

Faktor Keamanan Terhadap Vortex

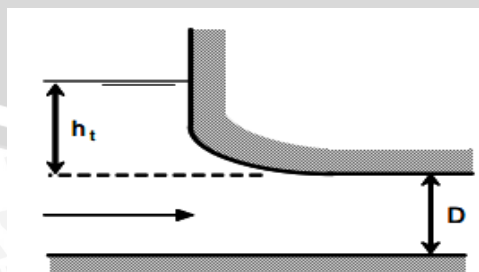
Fenomena vortex dianalisa berdasarkan perencanaan inlet pipa pesat terkait dengankedalaman tenggelam minimum operasi (LWL). kedalaman tenggelam harus lebih besar dari nilai “s” dimana nilai s dihitung dengan persamaan:

$$H_t > s$$

$$s = c V \sqrt{D}$$

dengan:

$C = 0,7245$ untuk inlet asimetris dan $0,5434$ untuk inlet simetris



Gambar 4.6. Skema Inlet Pada Pipa Pesat

Dengan data teknis diatas maka:

$h_t = \text{LWL} - \text{elv dasar pipa pesat} - \text{diameter pipa pesat}$

$$ht = 162,000 - 159,000 - 1,98 = 1,02 \text{ meter}$$

$$s = c V \sqrt{D}$$

direncanakan inlet masuk simetris (lingkaran) maka $c = 0,5434$

$$s = 0,5434 \cdot 0,14 \cdot \sqrt{1,40}$$

$$s = 0,11 \text{ m}$$

maka $ht > s$, $1,02 > 0,11$ (aman)

untuk selanjutnya perhitungan ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.7. Perbandingan Analisa Vortex Terhadap Diameter Pipa

No.	Metode	Diameter (m)	ht (m)	Koef vortex	Keamanan thp vortex	Elv min MA (m)	Rasio keamanan	Keamanan thd LWL*
1	Sakaria	2.68	0.32	0.13	aman	161.81	1.12	aman
2	Pence celso	1.65	1.35	0.10	aman	160.76	1.81	aman
3	Gisalsous	2.29	0.71	0.12	aman	161.41	1.31	aman
4	Fahlbuch	2.21	0.79	0.12	aman	161.33	1.35	aman
5	Doland	1.13	1.87	0.08	aman	160.21	2.65	aman
6	Coba-coba	1.90	1.10	0.11	aman	161.01	1.58	aman
7	Rata-rata	1.98	1.02	0.11	aman	161.09	1.52	aman

Sumber: perhitungan

*LWL: +162,000

Dengan memperhatikan aspek aspek diatas maka dipilih diameter pipa pesat sebesar 1,98 meter dengan kecepatan aliran didalam pipa 2,58 m/dt.

Tebal Pipa Pesat

Ketebalan pipa perlu diprencanakan sedemikian rupa agar pipa pesat memiliki kekuatan untuk menahan pengaruh tekanan air yang ada pada pipa pesat, tebal pipa dihitung dengan persamaan berikut:

- Tebal pipa menurut technical standart for penstock and gate (2-15):

$$t = (D+800)/400$$

dimana diameter pipa (D) dalam satuan milimeter dan tebal pipa (t) dalam milimeter

$$t = (1980+800)/400 = 6,95 \text{ mm} + 3 \text{ mm} = 9,95 \text{ mm}$$

- Tebal pipa menurut USBR, persamaan (2-16):

$$t = (D+508)/400$$

dimana diameter pipa (D) dalam satuan milimeter dan tebal pipa (t) dalam milimeter

$$t = (1980+508)/400 = 6,21 \text{ mm} + 3 \text{ mm} = 9,21 \text{ mm}$$

- Tebal pipa menurut ESHA, persamaan (2-17):

$$e = \frac{PD}{2 \sigma_{ijin} kf} + es$$

dengan:

e : tebal pipa (mm)

P : tekan hidrostatik dalam pipa (kN/mm^2)

D : diameter pipa (cm)

σ : tegangan ijin pipa baja SS400 (4000 kN/mm^2)

k : efisiensi ketahanan ($k = 1$ untuk pipa utuh)

e_s : tebal jagaan untuk sifat korosif (cm)

$$\sigma_{\text{ijin}} = \sigma/3 = 4000/3 = 1333 \text{ kg/cm}^2$$

perhitungan tekanan hidrostatik untuk pipa perlu memperhatikan pengaruh pukulan air terhadap pipa, dimana kenaikan air akibat pukulan air dihitung dengan persamaan allevi:

$$\Delta P = P_o \left(\frac{N}{2} \pm \sqrt{\frac{N^2}{4} + N} \right) \quad \text{persamaan (2-19)}$$

$$N = \left(\frac{L V}{g P_o T} \right)^2 \quad \text{persamaan (2-20)}$$

$$T = 2 L / C \quad \text{persamaan (2-21)}$$

$$C = \sqrt{\frac{10^{-3} k}{\left(1 + \frac{k D}{E t}\right)}} \quad \text{persamaan (2-22)}$$

dengan:

P_o = tekanan hidrostatik akibat tinggi jatuh (*head*)

V = kecepatan (m/dt)

L = panjang pipa pesat

T = waktu penutupan katup atau *wicket gate* (detik)

k = modulus air ($2,1 \times 10^9 \text{ N/m}^2$)

E = modulus elastis bahan pipa ($7,85 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ untuk pipa baja *cast iron*)

Maka perhitungan pukulan air adalah:

Digunakan tebal pipa untuk pendekatan menggunakan tebal pipa dari perhitungan metode USBR : 6,21 mm

$$\text{Kecepatan rambat tegangan (C)} : \sqrt{\frac{10^{-3} 2,1 \cdot 10^9}{\left(1 + \frac{2,1 \cdot 10^9 \cdot 1980}{7,85 \cdot 10^6 \cdot 4,77}\right)}} = 469,83 \text{ m/dt}$$

$$\text{Waktu penutupan (T)} : 2L/C : 2 \times 60 / 469,83 = 0,255 \text{ detik}$$

Pengaruh pukulan air terhadap tegangan pipa:

$$N = \left(\frac{L V}{g P_o T} \right)^2 = \left(\frac{60 \cdot 2,58}{9,81 \cdot 19821 \cdot 0,255} \right)^2 = 0,000394$$

Kenaikan akibat pukulan air:

$$\Delta P = 9821 \left(\frac{0,000394}{2} \pm \sqrt{\frac{0,000394^2}{4}} + 0,000394 \right) = 0,001 \text{ m}$$

Sehingga tekanan hidrostatik total pada pipa:

$P = 0,982 + 0,001 = 0,9821 \text{ N/m}^2$ (pengaruh pukulan air diabaikan karena terlalu kecil)

$$P = 9821 \text{ kN/mm}^2$$

Maka tebal pipa menurut ESHA:

$$e = \frac{PD}{2 \sigma_{ijin} k f} + e_s$$

$$e = \frac{9821 \cdot 1980}{2 \cdot 1333,33 \cdot 1} + 3$$

$$e = 10,29 \text{ mm}$$

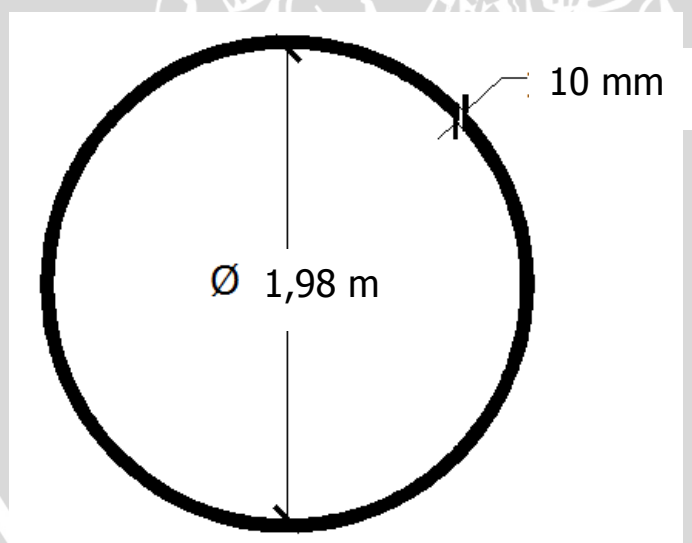
Maka dari hasil perhitungan tebal pipa untuk tiap metode adalah:

USBR : 9,21 mm

ESHA : 10,29 mm

Technical standart for penstock and gate : 9,95 mm

Direncanakan tebal pipa pesat adalah 10 mm.



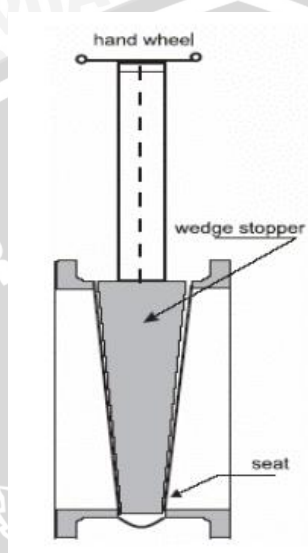
Gambar 4.7. Desain Diameter dan Tebal Pipa Pesat

Sistem Pengambilan Melalui Pipa Pesat (Intake)

Sistem pengambilan pada mulut pipa pesat perlu diperhitungkan dengan tujuan untuk mengatur sistem regulasi debit air yang masuk ke dalam turbin baik saat kondisi operasional maupun kondisi perawatan, intake pipa pesat biasanya didesain dengan menggunakan sistem katup (valve), Tipe katup yang sering diaplikasikan adalah :

- Gate valve
- Butterfly valve
- Needle valve

Berdasarkan type valve tersebut diatas, maka tipe katup yang dipergunakan dalam studi ini adalah katup pintu (*gate valve*) dengan pertimbangan bahwa katup jenis ini lebih muda digunakan dan sering digunakan sebagai intake regulasi untuk pipa pesat.



Gambar 4.8. Bentuk Tipikal Katup pintu (*gate valve*)

Gambar desain perencanaan dapat dilihat pada lampiran.

4.4.3. Bangunan Pembuang

Bangunan pembuang dalam studi ini menggunakan saluran *tailrace*, desain bentuk dari saluran ini bisa saja berbentuk saluran terbuka atau tertutup sesuai dengan kondisi lokasi perencanaan.

Analisa TWL (*Tail Water Level*) dan Saluran Pembuang (*Tailrace*)

Saluran *tailrace* berfungsi untuk membuang aliran setelah melewati turbin menuju sungai, dalam studi ini dikarenakan aliran air dari turbin akan dikembalikan ke saluran irigasi maka debit air akan dialirkan melalui saluran terbuka dimana diujung saluran akan direncanakan ambang lebar sebagai kontrol elevasi muka air (TWL).

Bentuk ambang	: ogee tipe I
Lebar ambang	: 15 meter
Tinggi ambang	: 0,5 meter
Elevasi ambang	: +153,000 (direncanakan)
Elevasi dasar	: +152,500

Koefisien debit (C) : $1,7 \text{ m}^{1/2}/\text{dt}$

Analisa elevasi muka air pada ambang dipergunakan sebagai acuan *tail water level* (TWL) untuk referensi tinggi efektif, elevasi muka air pada ambang dihitung dengan persamaan (2-25)

$$Q = C B H^{1,5};$$

dengan:

Q : debit melalui ambang

B : lebar ambang (15 meter)

C : koefisien debit (1,7)

H : tinggi muka air diatas ambang (m)

Dari persamaan tersebut dapat dihitung lengkung kapasitas ambang untuk tiap variasi ketinggian air, untuk tinggi muka air 0,1 meter maka:

$$Q = C B H^{1,5}$$

$$Q = 1,7 \cdot 15 \cdot 0,1^{1,5}$$

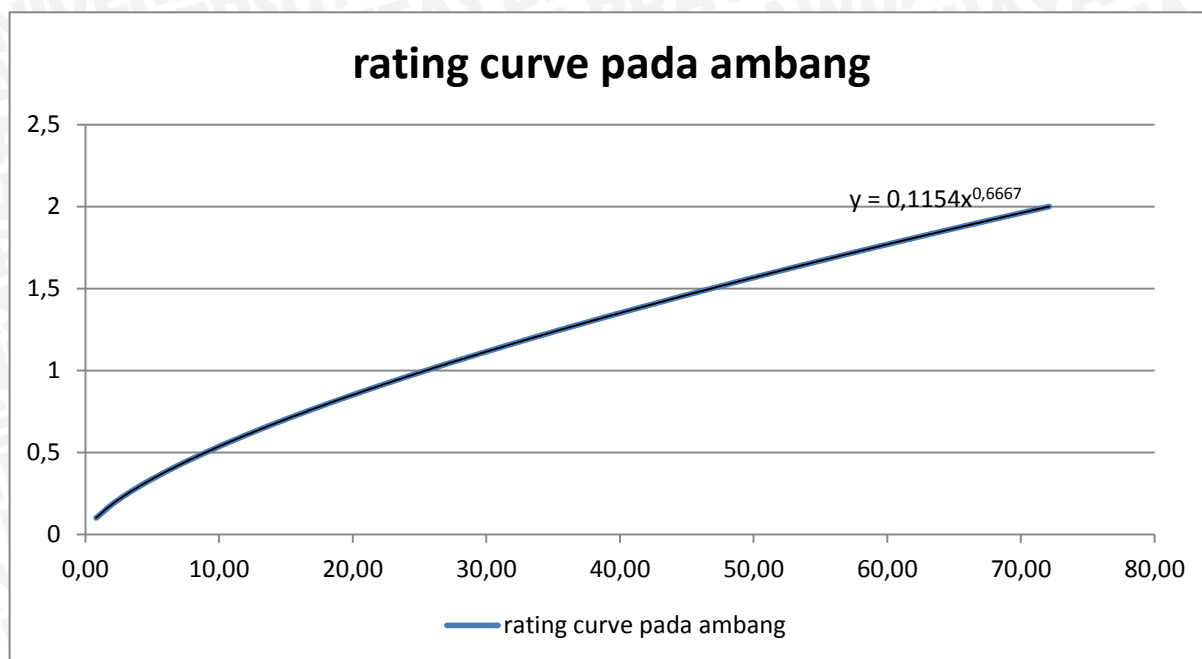
$$Q = 0,81 \text{ m}^3/\text{dt}$$

Selanjutnya perhitungan ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.8. Perhitungan Tinggi Muka Air Diatas Ambang

No.	Elv MA	H (m)	Q (m^3/dt)
1	153.10	0.1	0.81
2	153.20	0.2	2.28
3	153.30	0.3	4.19
4	153.40	0.4	6.45
5	153.50	0.5	9.02
6	153.60	0.6	11.85
7	153.70	0.7	14.93
8	153.80	0.8	18.25
9	153.90	0.9	21.77
10	154.00	1	25.50
11	154.10	1.1	29.42
12	154.20	1.2	33.52
13	154.30	1.3	37.80
14	154.40	1.4	42.24
15	154.50	1.5	46.85
16	154.60	1.6	51.61
17	154.70	1.7	56.52
18	154.80	1.8	61.58
19	154.90	1.9	66.78
20	155.00	2	72.12

Sumber: perhitungan



Gambar 4.9. Rating Curve Pada Ambang

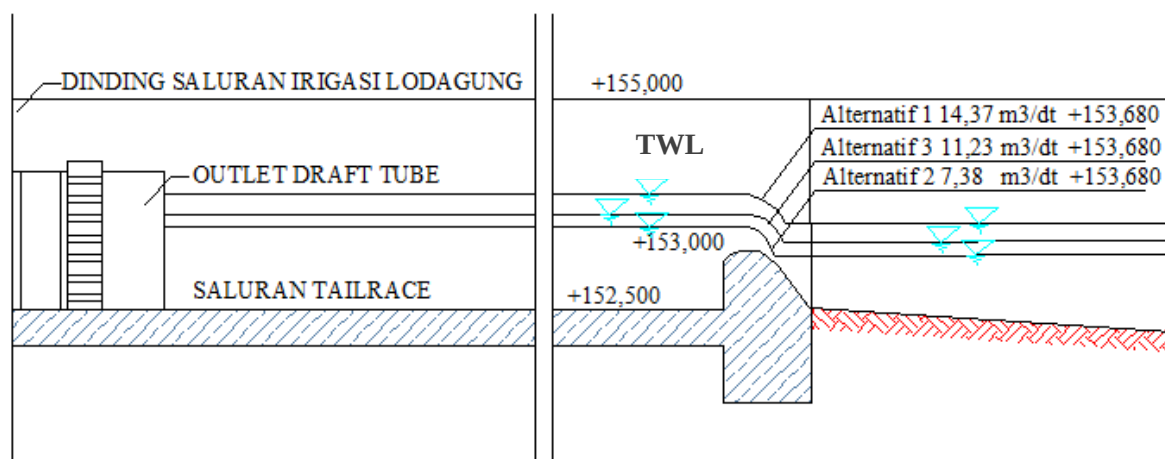
Setelah diketahui *rating curve* pada ambang maka dapat diketahui tinggi muka air pada saluran pembuang yang akan dipergunakan sebagai referensi perhitungan *tail water level* berdasarkan debit operasional turbin, elevasi muka air untuk tiap debit operasional ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.9. Perhitungan Tinggi Muka Air Diatas Ambang

Alternatif	Debit operasi (m³/dt)	Jumlah turbin (unit)	H MA (m)	TWL (m)
1	14.37	2	0.68	153.68
2	7.38	2	0.44	153.44
3	11.23	2	0.58	153.58

Sumber: perhitungan

Desain hidrolis mercu direncanakan sama seperti perencanaan pelimpah samping dengan acuan tinggi muka air (hd) adalah 0,68 m (debit operasional 2 turbin).



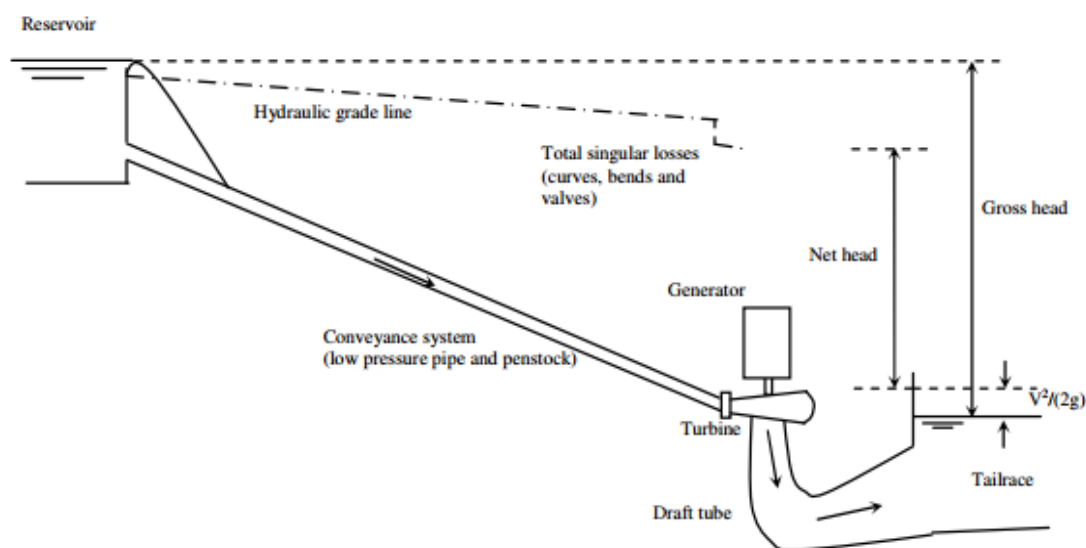
Gambar 4.10. Desain Ambang Lebar Pada Saluran Tailrace

4.5. Tinggi Jatuh Efektif

Tinggi jatuh efektif dalam studi ini mencakup berdasarkan elevasi muka air pada hulu bendungan Wlingi dan elevasi muka air pada saluran irigasi Lodagung. Dimana elevasi muka air pada hulu menggunakan ketetapan aturan operasi bendungan Wlingi yaitu +163,500 dan elevasi pada hilir ditentukan berdasarkan analisa *tail water level* pada analisa sebelumnya yakni +153,680 sehingga tinggi jatuh kotor (*gross head*) adalah 9,82 meter.

4.5.1. Kehilangan Tinggi Tekan

Kehilangan tinggi tekan adalah gejala kehilangan tinggi energi dikarenakan perubahan aliran maupun adanya rintangan atau gesekan dari media tempat pengaliran, dalam studi ini kehilangan tekan yang dihitung adalah kehilangan pada: intake PLTMH, terowongan, dan inlet turbin.



Gambar 4.11. Skema Kehilangan Tinggi Tekan

a. Kehilangan pada intake PLTMH

Kehilangan tinggi tekan pada intake PLTMH meliputi kehilangan pada:

- Inlet masuk

Kehilangan tinggi tekan pada inlet masuk menggunakan persamaan (2-28)

dimana:

$$hf = f \frac{V^2}{2g}$$

dengan:

$$f = 0,5 \text{ (inlet berbentuk tipe } angularity, \text{ gambar 2.17)}$$

$$V = 0,14 \text{ m/dt (kecepatan air yang menuju inlet)}$$

$$hf = 0,5 \frac{0,14^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$hf = 0,0005 \text{ m}$$

- Penyaring

Kehilangan tinggi tekan pada penyaring dihitung dengan persamaan (2-6):

$$hf = Kt \left(\frac{t}{b} \right)^{4/3} \left(\frac{V_o}{2g} \right) \sin \theta$$

dengan:

$$Kt = 2,4 \text{ (bentuk jeruji tipe persegi panjang, lihat gambar 2.11)}$$

$$t = 8,0 \text{ mm}$$

$$b = 85 \text{ mm}$$

$$V = 1,5 \text{ m/dt (kecepatan air yang menuju inlet)}$$

$$\theta = 90^\circ$$

$$hf = 2,4 \left(\frac{8,0}{85} \right)^{4/3} \left(\frac{1,5}{2 \cdot 9,81} \right) \sin 90$$

$$hf = 0,0008 \text{ m}$$

b. Kehilangan pada pipa pesat

Kehilangan tinggi tekan pada pipa pesat meliputi kehilangan pada:

- Inlet

Kehilangan tinggi tekan pada inlet masuk dihitung dengan persamaan (2-28):

$$hf = \xi \frac{V^2}{2g}$$

dengan:

$$\xi = 0,3 \text{ (bell mouth type)}$$

$$V = 2,58 \text{ m/dt (kecepatan masuk pipa pesat)}$$

$$hf = 0,3 \frac{2,58^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$hf = 0,101 \text{ m}$$

- Belokan pada pipa pesat

Kehilangan tinggi tekan akibat belokan dihitung dengan persamaan (2-28):

$$hf = \xi \frac{V^2}{2g}$$

dengan:

$$\xi = 0,0667 \text{ (koefisien kekasaran pada belokan } 10^\circ)$$

$$V = 2,58 \text{ m/dt (kecepatan masuk pipa pesat)}$$

$$hf = 0,0667 \frac{2,58^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$hf = 0,023 \text{ m}$$

- Gesekan dalam pipa pesat

Kehilangan tinggi tekan akibat gesekan dihitung dengan persamaan (2-29):

$$hf = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

dengan:

$$L = 60 \text{ m}$$

$$D = 1,4 \text{ m}$$

$$V = 2,58 \text{ m/dt}$$

$$f = 0,014 \text{ (didapat dari diagram moody gambar 2.8)}$$

nilai f didapat dari pembacaan diagram moody dengan parameter:

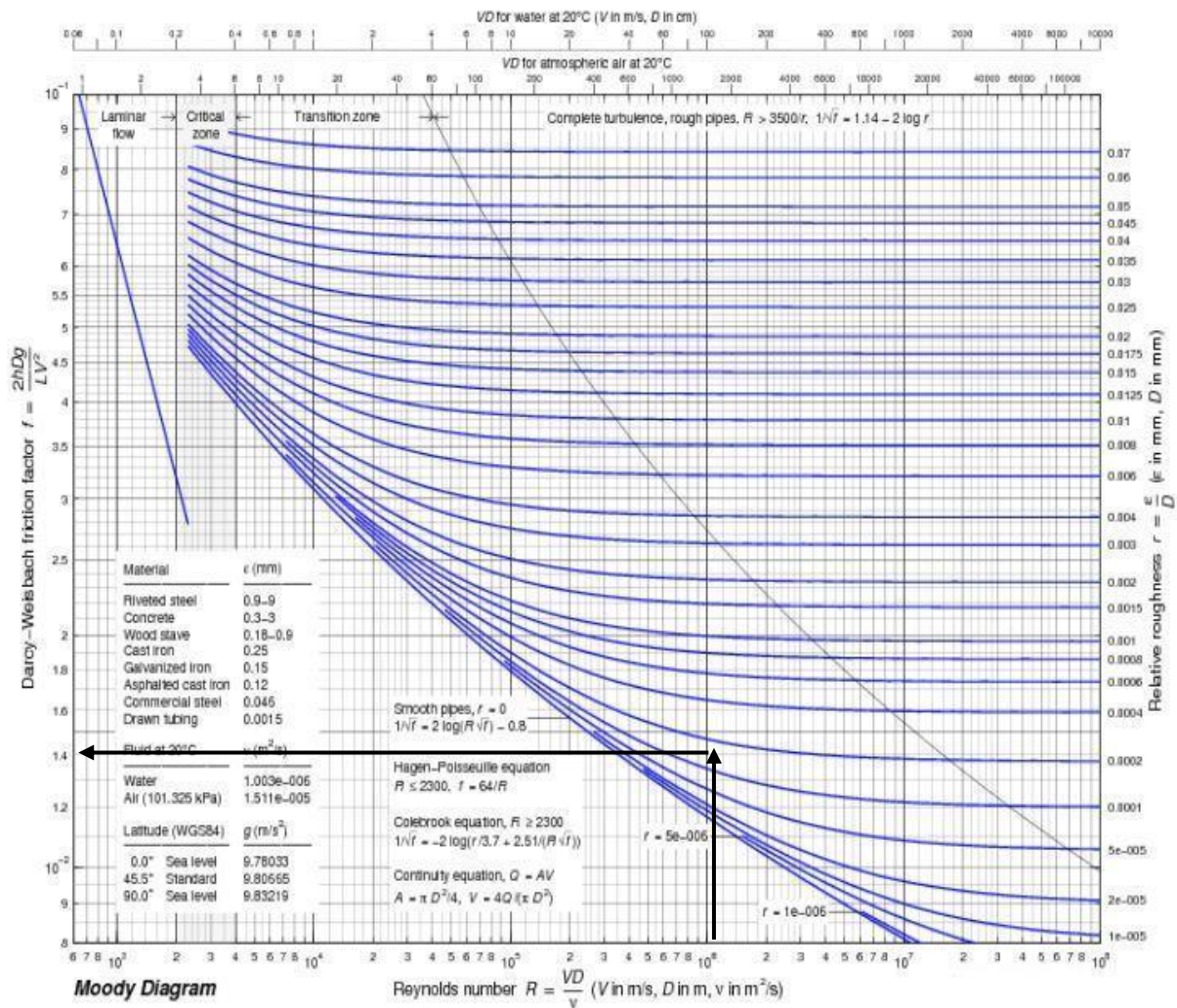
bilangan reynold :

$$Re = VD/v = 2,58 \cdot 1,98/10^{-6} = 5,09 \times 10^6$$

kekasaran relative :

$$r = e/D = 0,25/1980 = 0,00013 \text{ (nilai } e \text{ didapat dari kekasaran material jenis}$$

baja cast iron)



Gambar 4.12. Diagram Moody

sehingga didapatkan nilai $f = 0,014$.

$$h_f = 0,014 \frac{60}{1,98} \frac{2,58^2}{2,9,81}$$

$$h_f = 0,135 \text{ m}$$

c. Kehilangan pada turbin

Kehilangan tinggi tekan pada inlet turbin diasumsikan sebesar 0,1 m

Untuk selanjutnya perhitungan kehilangan tinggi dan tinggi jatuh efektif ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.10. Perhitungan Kehilangan Tinggi dan Tinggi Jatuh Effektif

Paremeter tinggi tekan	Hf
kehilangan pada bangunan pengambilan	
inlet	0.00050
trashrack	0.00080
kehilangan pada pipa pesat	
inlet	0.10139
gesekan	0.13537
belokan	0.02254
kehilangan sebelum turbin	
diasumsikan	0.1
total kehilangan	0.361
elevasi TWL	
debit alternatif 1	153.68
debit alternatif 2	153.44
debit alternatif 3	153.58
elevasi muka air di hulu	
debit alternatif 1	163.5
debit alternatif 2	163.5
debit alternatif 3	163.5
tinggi jatuh (head)	
net head alternatif 1	9.46
net head alternatif 2	9.70
net head alternatif 3	9.56
gross head	9.82

Sumber: perhitungan

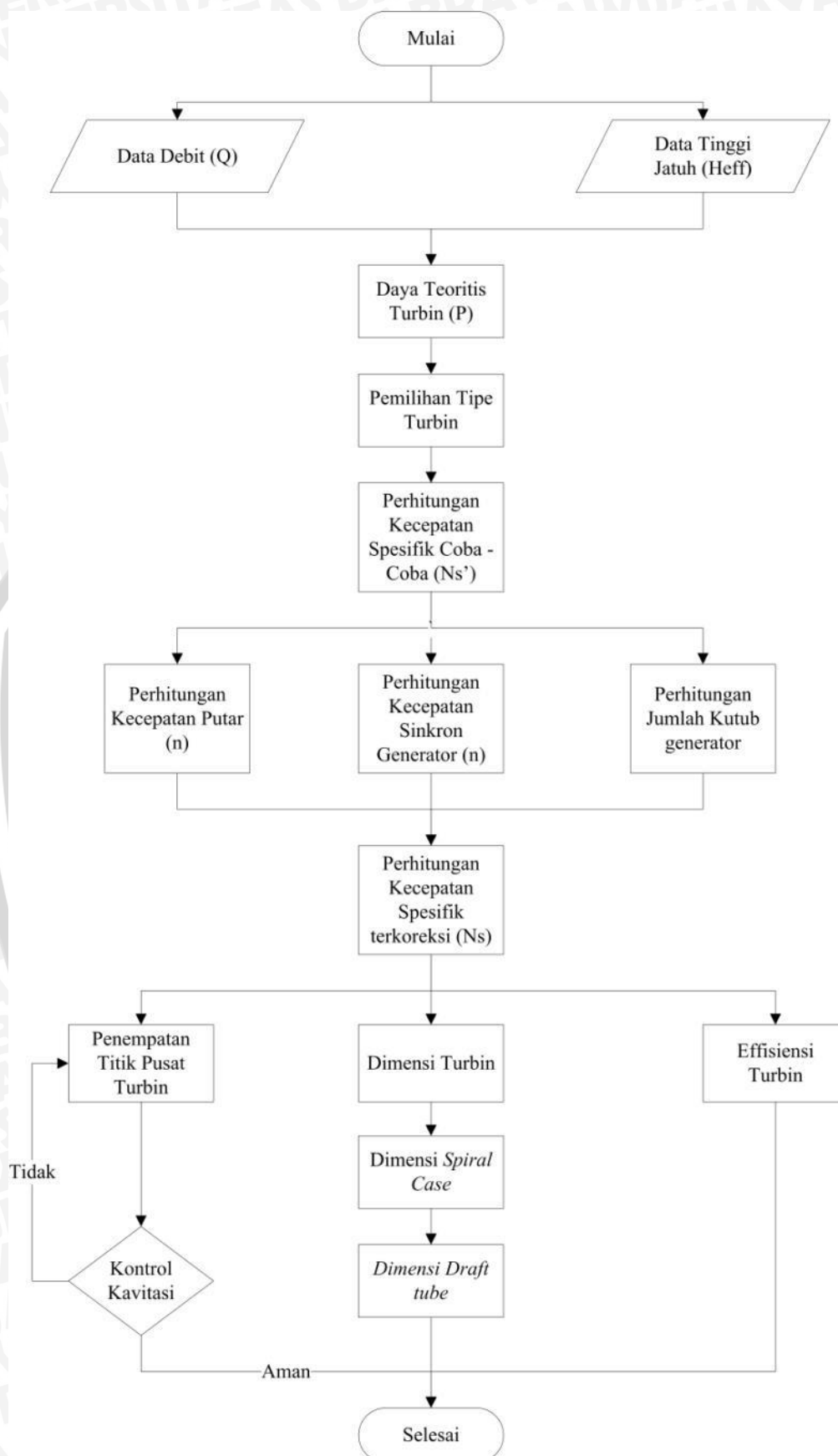
4.6. Perencanaan Peralatan Hidromekanik dan Elektrik

Kajian perencanaan peralatan Hidromekanik dalam studi ini meliputi perencanaan turbin, perencanaan peratalatan elektrik dan rumah pembangkit.

4.6.1. Turbin Hidraulik

Perencanaan turbin meliputi: pemilihan tipe turbin, analisa karakteristik turbin, titik pusat turbin, kavitasi dan dimensi turbin, dalam studi ini digunakan beberapa metode dalam merencanakan turbin hidraulik, metode yang digunakan adalah metode Amerika (USBR) dalam *engineering monograph* no.20, metode yang dikembangkan oleh *European small hydropower association* (ESHA) dalam Penche,2004 dan simulasi program TURBNPRO V3.

Tata cara perencanaan turbin hidraulik ditunjukkan pada diagram alir berikut:



Gambar 4.13. Diagram Alir Perencanaan Turbin Hidraulik

4.6.1.1. Metode Amerika (USBR)

Pemilihan Tipe Turbin

Turbin dipilih berdasarkan karakteristik yang sesuai dengan jenis turbin yang digunakan, turbin biasanya ditentukan berdasarkan besarnya debit, tinggi jatuh, potensi daya bangkitan dan kecepatan spesifik turbin. dengan data rencana:

Debit desain (Q) : 7,185 m³/dt (direncanakan terdapat 2 buah turbin)

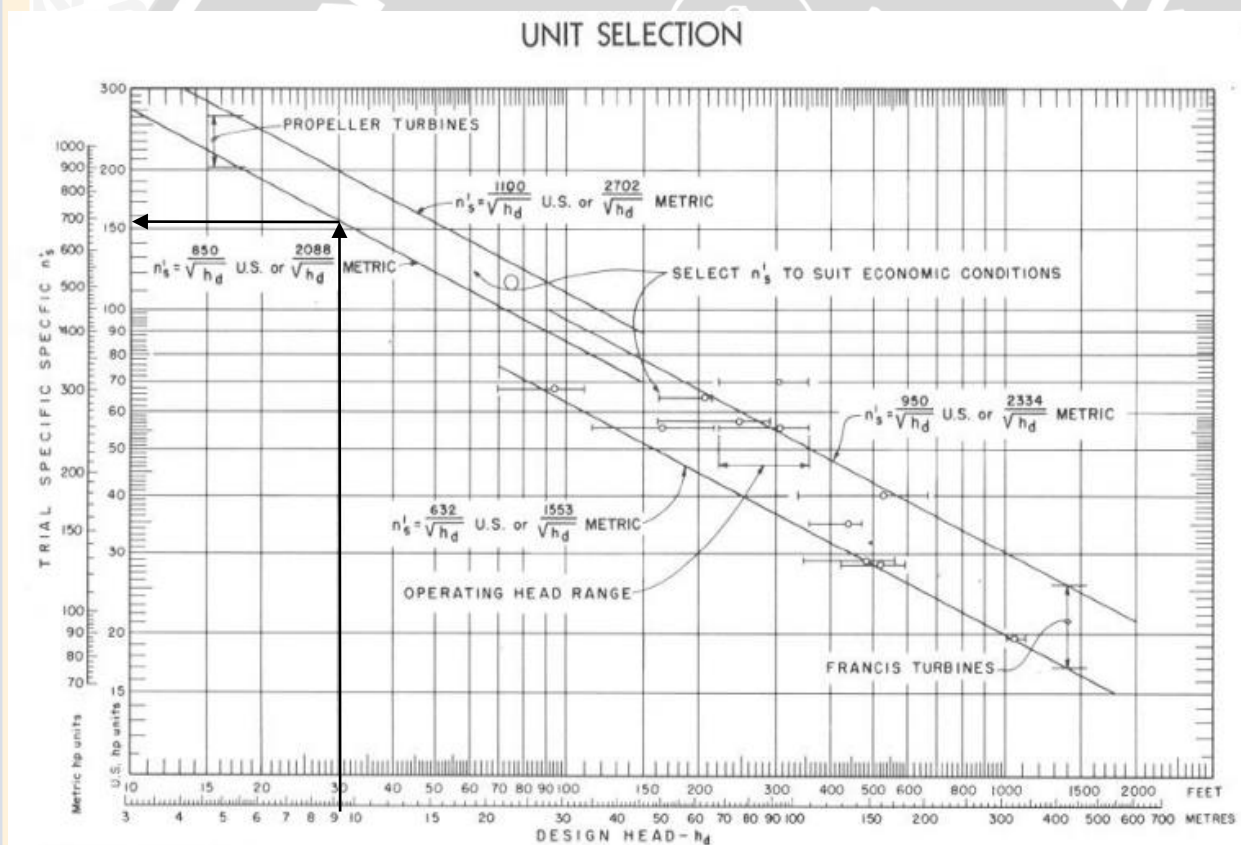
Net head (H) : 9,46 m

Daya teoritis (P) : 9,81 x Q x H

: 9,81 x 7,185 x 9,46

: 666,85 kW atau 0,666 MW atau 573,50 HP

Dengan mengetahui besarnya tinggi jatuh efektif (net head) turbin dapat ditentukan dengan pertimbangan kecepatan spesifik turbin seperti pada grafik pemilihan turbin yang disarankan oleh USBR sebagai berikut:



Gambar 4.14. Grafik Pemilihan Tipe Turbin yang Disarankan Menurut USBR

Dengan tinggi jatuh sebesar 9,46 m maka dari grafik diatas didapatkan putaran spesifik coba coba (N_s') sebesar 680 atau dapat digunakan persamaan dari grafik diatas:

$$N_s' = \frac{2088}{\sqrt{H}} = \frac{2088}{\sqrt{9,46}} = 678,84 \text{ mkW}$$

Kemudian cek kecepatan putar turbin dengan persamaan (2-32):

$$n = \frac{Ns' H^{1,25}}{\sqrt{P}} = \frac{678,84 \cdot 9,46^{1,25}}{\sqrt{573,50}} = 470,34 \text{ rpm}$$

Dengan demikian di dapat nilai kecepatan putar (n) sebesar 470,34 rpm kemudian nilai tersebut menjadi batas kecepatan maksimum, sehingga untuk faktor keamanan digunakan kecepatan putar sebesar 380 rpm.

Turbin direncanakan dengan menggunakan generator tipe sinkron dengan frekuensi 50 Hz maka kecepatan sinkron generator sama dengan kecepatan putar turbin maka kecepatan sinkron generator dihitung dengan persamaan (2-35):

$$\begin{aligned} n &= \frac{120 f}{P} \\ 380 &= \frac{120 \cdot 50}{P} \\ P &= 15,75 \end{aligned}$$

Dikarenakan nilai kutub generator (p) harus memiliki nilai genap dan tidak berbentuk bilangan desimal maka dipilih alternatif jumlah kutub yang mendekati nilai coba tersebut sehingga dapat diketahui kecepatan putar yang akan digunakan dan dapat dihitung besarnya kecepatan spesifik terkoreksi, perhitungan ditunjukkan pada tabel berikut :

Tabel 4.11. Alternatif Pemilihan Jumlah Kutub Terhadap Kecepatan Spesifik

Alternatif	Kutub	Kecepatan	Kecepatan Spesifik	Kecepatan Putar	Δn
	Generator (p)	Sinkron (n)	Terkoreksi (Ns)	Digunakan (n')	
	(buah)	(rpm)	(mkW)	(rpm)	
1	14	429	618,55	429	0.00
2	16	375	541,23	375	0.00
3	18	333	481,09	333	0.00

Sumber: perhitungan

Dari hasil tersebut dipilih alternatif 2 dengan 16 kutub generator dengan kecepatan spesifik terkoreksi adalah 541,23 mkW, pemilihan alternatif dilakukan berdasarkan jumlah kutub generator dikarenakan jumlah kutub generator yang kecil akan menghasilkan desain turbin yang lebih kecil (ekonomis).

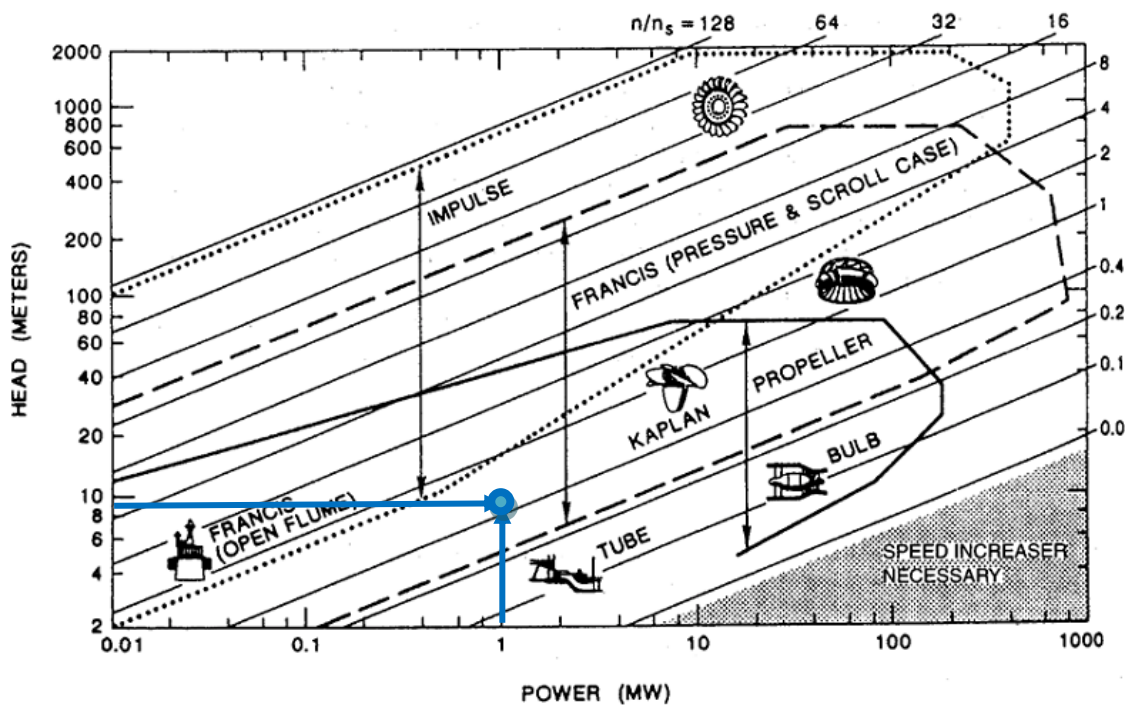
Sehingga rasio kecepatan putaran dan kecepatan spesifik adalah $n/Ns = 0,69$

Selain itu dapat ditentukan rasio kecepatan (ϕ) dan diameter *runner* maksimum (Dm), ratio kecepatan dihitung dengan persamaan: $0,023 Ns^{2/3}$ dan diameter maksimum dihitung dengan persamaan: $\frac{84,47 \phi H^{0,5}}{n}$ maka:

$$\phi = 0,023 Ns^{2/3} = 0,023 \cdot 541,23^{2/3} = 1,53 \text{ m/dt}$$

$$Dm = \frac{84,47 \cdot 1,53 \cdot 9,46^{0,5}}{375} = 1,06 \text{ meter}$$

Dan untuk memilih tipe turbin dapat digunakan grafik hubungan antara tinggi jatuh, daya dan rasio kecepatan sebagai berikut:



Gambar 4.15. Grafik Pemilihan Tipe Turbin

Dari grafik tersebut dengan data teknis diatas turbin yang bisa digunakan berada pada daerah turbin baling - baling, maka dapat dipilih turbin jenis Kaplan. Turbin Kaplan memiliki keunggulan seperti pada tabel 2.3 dengan kecepatan putaran (N) yang tinggi antara 250 – 750 rpm sehingga membutuhkan tipe generator yang kecil dan dapat mengakomodasi debit (Q) tinggi antara 3 – 50 m³/dt dan cocok untuk tinggi jatuh rendah 2 – 20 meter juga memiliki efisiensi yang tinggi 90% – 93%. sehingga turbin Kaplan direkomendasikan untuk studi ini.

Titik Pusat Turbin

Analisa titik pusat turbin sangat berpengaruh terhadap gejala kavitasi, penempatan turbin yang tidak tepat akan menyebabkan kavitasi terjadi pada turbin. data perencanaan sebagai berikut:

Elevasi lokasi studi	: +170,000 mdpl
Tinggi jatuh efektif (H)	: 9,46 m
Kecepatan spesifik (Ns)	: 541,23mkW
Suhu Air	: 20°
Maka dengan persamaan (2-42)	: $Z = TWL + H_s + b$

dengan:

TWL : +153,680

Hs : Tinggi hisap turbin, dihitung dengan persamaan (2-43):

Hs : $H_a + H_w - \sigma_c H$

dengan:

H_a : tekanan atmosfer :10,08 (berdasarkan tabel 2.4 untuk +170 dpl)

H_w : tekanan uap air : 0,24 (berdasarkan tabel 2.5 untuk suhu air 20°)

σ_c : koefisien thoma kritis, USBR merekomendasikan koefisien thoma kritis untuk turbin tipe Kaplan dihitung dengan persamaan (2-47):

$$\sigma_c = \frac{N_s^{1.64}}{50327}$$

$$\sigma_c = \frac{541,23^{1.64}}{50327} = 0,60$$

maka:

$$H_s = 10,08 + 0,24 - 0,60 \cdot 9,46$$

H_s = 4,13 m, dimana kavitasi akan terjadi jika nilai tinggi hisap (H_s) berada pada nilai diatas 4,13 m. Namun sebaiknya turbin dalam keadaan tenggelam sehingga nilai tinggi hisap dianggap minus dengan alasan keamanan terhadap kavitasi. Sehingga tinggi hisap rencana (H_{s'}) direncanakan adalah -0,50 m.

b = perbedaan tinggi antar pusat turbin dengan outlet *runner*, USBR merekomendasikan $b = 0,41 D_m$, sehingga $b = 0,41 \times 1,06 = 0,43$ m, namun dikarenakan nilai H_{s'} adalah minus maka nilai b harus diabaikan karena turbin dalam keadaan tenggelam, sehingga titik pusat turbin adalah:

$$Z = (+153,680) + (-0,50)$$

$$Z = +153,180$$

Kontrol Gejala Kavitasi

Kavitasi adalah fenomena dimana terdapat gelembung udara pada turbin yang akan membentur dinding *runner* sehingga akan mengakibatkan korosi. Dengan data perhitungan sebelumnya diketahui sebagai berikut:

Tekanan atmosfer : 10,08

Tekanan uap : 0,24

σ_{kritis} : 0,97

tinggi hisap : -0,50 m

tinggi jatuh efektif : 9,46 m

$$\sigma_{\text{aktual}} = \frac{H_a - H_w - H_s}{H} \quad \text{persamaan (2-50)}$$

$$\sigma_{\text{aktual}} = \frac{10,08 - 0,24 - (-0,50)}{9,46}$$

$$\sigma_{\text{aktual}} = 1,09$$

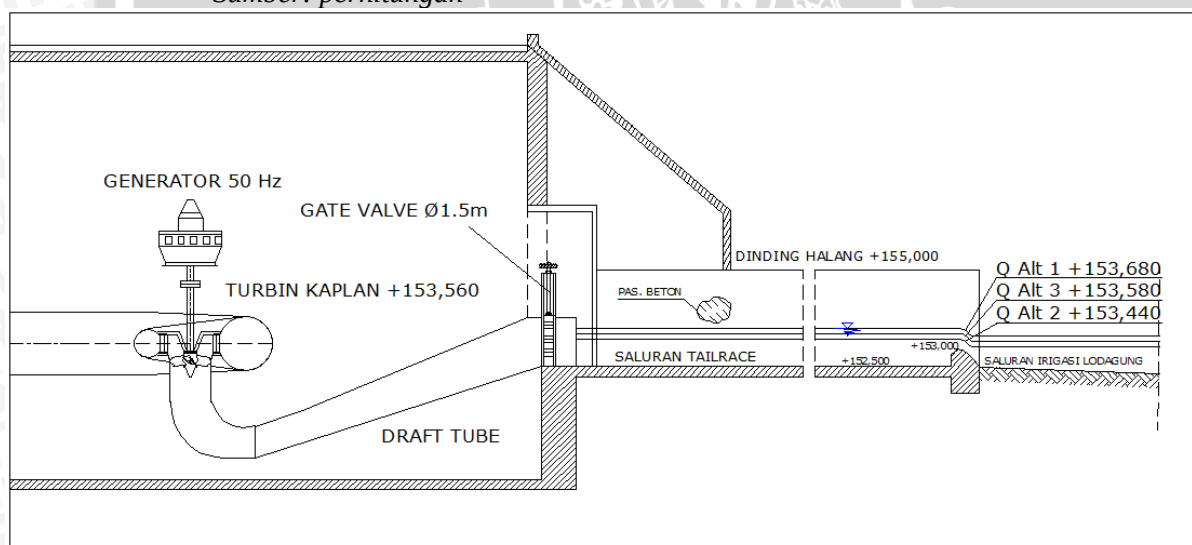
kavitasi terjadi jika $\sigma_{\text{aktual}} < \sigma_{\text{kritis}}$ sehingga dari perhitungan diatas $1,09 > 0,60$ atau $\sigma_{\text{aktual}} > \sigma_{\text{kritis}}$ maka desain turbin aman terhadap gejala kavitasi.

Kepekaan gejala kavitasi juga ditentukan berdasarkan perubahan *tail water level* pada saluran irigasi Lodagung, maka perlu untuk dianalisa kepekaan gejala kavitasi dikarenakan perubahan TWL. Analisa kepekaan kavitasi ditunjukkan pada tabel berikut:

Tabel 4.12. Analisa Kepekaan Kavitasi Terhadap Elv TWL (USBR)

No	Debit operasi	TWL	Hs	σ	keterangan
	(m ³ /dt)				
1	14.37	153.68	-0.93	1.14	aman
2	7.38	153.44	-0.69	1.11	aman
3	11.23	153.58	-0.83	1.13	aman

Sumber: perhitungan



Gambar 4.16. Tipikal Penentuan Titik Pusat Turbin Terhadap TWL

Dimensi turbin

Berdasarkan kajian pustaka maka dimensi turbin yang harus direncanakan dalam studi ini meliputi: dimensi *runner*, dimensi *Guide vane*, dimensi rumah siput (*spiral case*) dan dimensi *draft tube*. Parameter utama dari perencanaan dimensi turbin terletak pada nilai kecepatan spesifik (N_s) dan kecepatan putaran (n).

Dimana pada analisa sebelumnya:

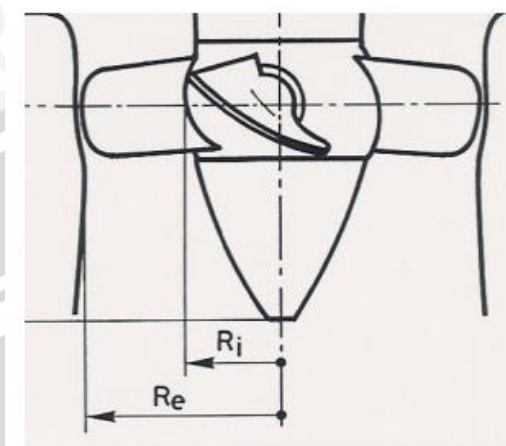
Kecepatan spesifik : 541,23mkW

Kecepatan dasar : 375 rpm

Tinggi jatuh efektif : 9,46 m

a. Dimensi *runner* turbin

Diameter *runner* turbin Kaplan terdiri dari 2 bagian yaitu *runner* bagian luar dan *runner* bagian dalam seperti pada gambar berikut:



Gambar 4.17. Bentuk Tipikal Diameter Turbin Kaplan

Diameter *runner* bagian luar (R_e) dihitung dengan persamaan (2-58):

Diameter *runner* bagian luar direncanakan sama dengan diameter maksimum turbin (D_m) yaitu: 1,06 meter.

Diameter *runner* bagian dalam (R_i) dihitung dengan persamaan (2-57):

USBK merekomendasikan *runner* bagian dalam adalah sebesar 0,5 D_m sehingga diameter bagian dalam adalah $R_i : 0,5 R_e : 0,5 \times 1,06 : 0,53$ meter.

b. Dimensi *guide vane* turbin

Dimensi *guide vane* turbin Kaplan:

Tinggi *guide vane*, dihitung dengan persamaan (2-59):

$$B_g = (0,45 - 31,8 / N_s) D_M$$

$$B_g = (0,45 - 31,8 / 541,23) 1,0$$

$$B_g = 0,41 \text{ m}$$

Lebar ruang *whirl* dihitung dengan persamaan (2-60):

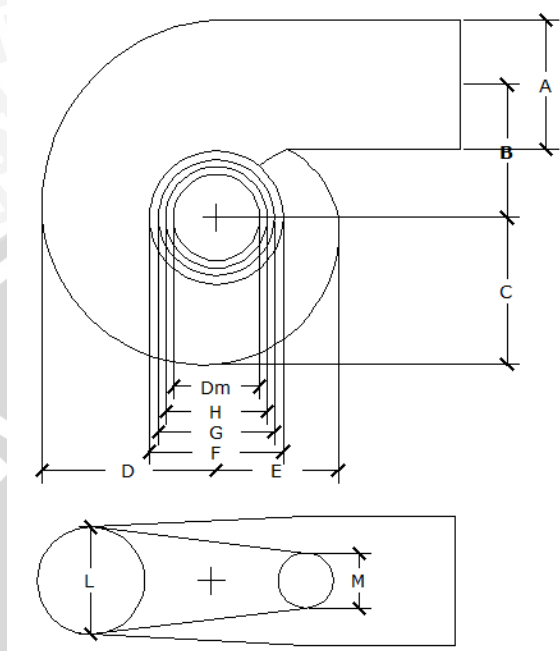
$$H_g = 0,2 D_M$$

$$H_g = 0,2 \times 1,06$$

$$H_g = 0,21 \text{ m} = 21 \text{ cm}$$

c. Dimensi rumah siput

Dimensi rumah siput turbin Kaplan dihitung dengan persamaan (2-61) sampai (2-72). Untuk mempermudah perhitungan maka perhitungan akan ditabelkan sebagai berikut:



Gambar 4.18. Penjelasan Tiap Section Rumah Siput

Tabel 4.13. Perhitungan Dimensi Rumah Siput Turbin

Section	Persamaan	Dimensi (m)
A	$= D_M 0,4Ns^{0,2}$	1,50
B	$= D_M (1,26 + 3,79 \times 10^{-4} Ns)$	1,56
C	$= D_M (1,46 + 3,24 \times 10^{-4} Ns)$	1,74
D	$= D_M (1,59 + 5,74 \times 10^{-4} Ns)$	2,02
E	$= D_M (1,21 + 2,71 \times 10^{-4} Ns)$	1,44
F	$= D_M (1,45 + 72,17/Ns)$	1,68
G	$= D_M (1,29 + 41,63/Ns)$	1,45
H	$= D_M (1,13 + 31,86/Ns)$	1,26
I	$= D_M (0,45 - 31,80/Ns)$	0,42
L	$= D_M (0,74 + 8,7 \times 10^{-4} Ns)$	1,29
M	$= D_M / (2,06 - 1,2 \times 10^{-3} Ns)$	0,76

Sumber: perhitungan

Kecepatan didalam rumah siput:

$$V = 488/Ns^{0,44}$$

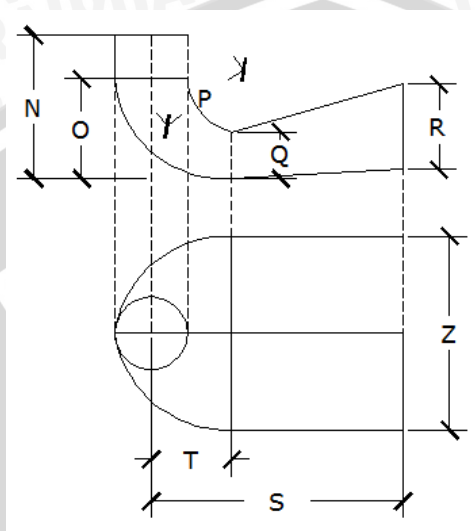
$$V = 488/541,23^{0,44}$$

$$V = 30,60 \text{ m/dt}$$

Dimana syarat kecepatan $> 12 \text{ m/dt}$, jadi desain rumah siput memenuhi syarat kecepatan.

d. Dimensi *draft tube*

Dimensi *draft tube* turbin Kaplan dihitung dengan persamaan (2-73) sampai (2-81). perhitungan akan ditabelkan sebagai berikut:



Gambar 4.19. Penjelasan Tiap Section Draft Tube

Tabel 4.14. Perhitungan Dimensi Draft Tube Turbin

Section	Persamaan	Dimensi (m)
N	$= D_M (2 - 2,14 \times 10^{-6} N_s)$	2,12
O	$= D_M (1,4 - 1,67 \times 10^{-5} N_s)$	1,48
P	$= D_M (1,26 - 16,35/N_s)$	1,31
Q	$= D_M (0,66 - 18,4/N_s)$	0,67
R	$= D_M (1,25 - 7,98 \times 10^{-5} N_s)$	1,28
S	$= D_M (4,26 - 201,51/N_s)$	4,12
T	$= D_M (1,2 + 5,12 \times 10^{-4} N_s)$	1,57
Z	$= D_M (2,58 + 102,66/N_s)$	2,94

Sumber: perhitungan

Kecepatan pada inlet *draft tube* dihitung dengan persamaan :

$$V = 8,74 + 2,48/N_s$$

$$V = 8,74 + 2,48/541,23$$

$$V = 9,20 \text{ m/dt}$$

Effisiensi Turbin

Effisiensi turbin dapat diketahui berdasarkan persamaan (2-82) namun effisiensi turbin hanya bisa diketahui melalui percobaan lapangan atau model dikarenakan daya aktual tidak bisa diketahui secara langsung.

Effisiensi turbin biasanya dikeluarkan oleh perusahaan manufaktur untuk tiap spesifikasi turbin tertentu, maka dipergunakan gambar 2.32 untuk mengetahui kisaran effisiensi turbin, dalam studi ini debit yang dipergunakan untuk PLTMH relatif stabil maka nilai effisiensi dapat menggunakan effisiensi maksimum, untuk turbin tipe Kaplan effisiensi 100% atau $Q/Q_{\max} = 1$ adalah 0,93 atau 93%.

4.6.1.2. Metode Eropa (ESHA)

Pemilihan Tipe Turbin

Menurut Penche turbin dapat dipilih berdasarkan data teknis seperti debit, tinggi jatuh dan variasi penerimaan debit serta tinggi jatuh, dengan data teknis sebagai berikut:

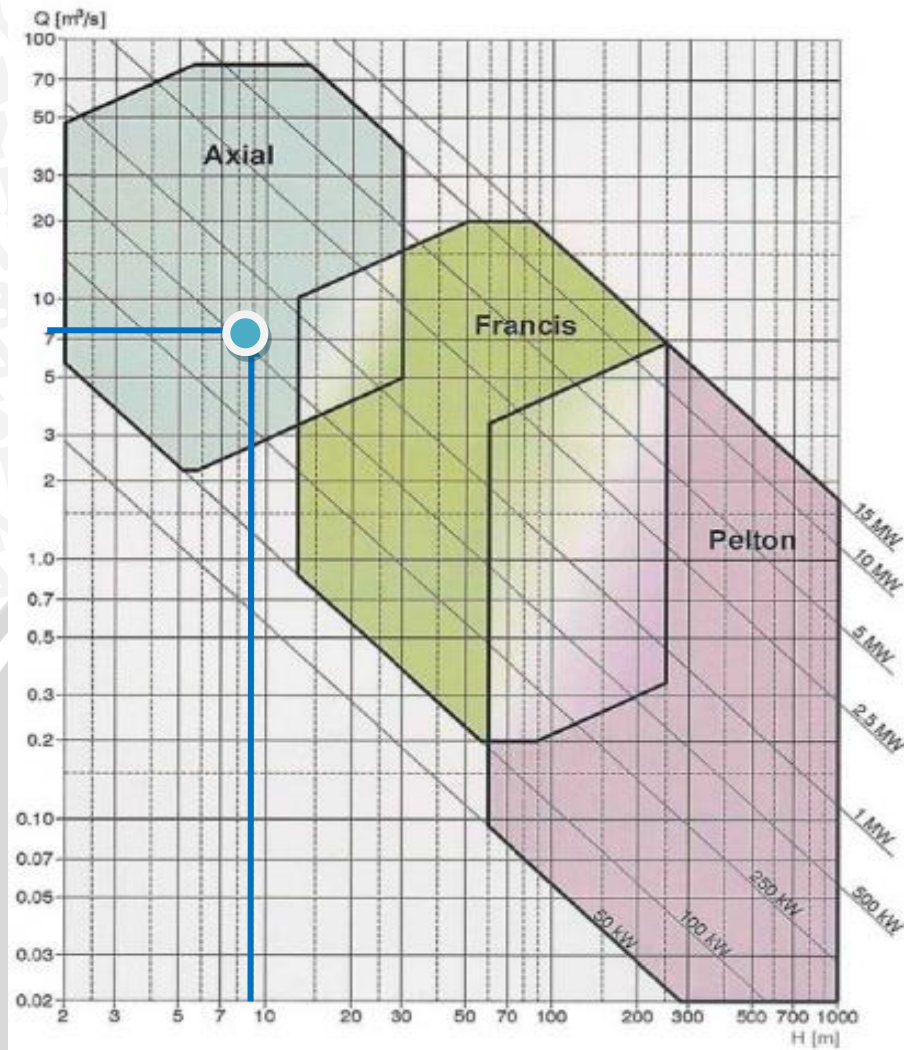
Debit desain (Q) : 7,185 m³/dt (direncanakan terdapat 2 buah turbin)
Net head (H) : 9,46 m

Dengan mengetahui besarnya tinggi jatuh efektif (net head) dan debit desain turbin dapat ditentukan turbin berdasarkan tabel jangkauan tinggi jatuh operasional dan pada grafik pemilihan turbin yang disarankan oleh ESHA sebagai berikut:

Tabel 4.15. Klasifikasi Turbin Berdasarkan Tinggi Jatuh (Hn)

Tipe Turbin	Jangkauan Tinggi Jatuh (Hn) (m)
Kaplan dan Baling - Baling	$2 < H_n < 40$
Francis	$25 < H_n < 350$
Pelton	$50 < H_n < 1300$
Crossflow	$5 < H_n < 200$
Turgo	$50 < H_n < 250$

Sumber: Penche, 2004



Gambar 4.20. Grafik Pemilihan Tipe Turbin Yang Disarankan Menurut ESHA

Berdasarkan gambar diatas maka jenis turbin yang bisa digunakan adalah turbin tipe *axial*. Turbin *axial* terdiri atas beberapa jenis turbin yaitu : turbin Kaplan, turbin bulb dan turbin baling-baling. Dengan memperhatikan variasi regulasi debit dan tinggi jatuh pada lokasi studi maka dipertimbangkan jenis turbin Kaplan sebagai pilihan dikarenakan variasi penerimaan debit dan tinggi jatuh yang tinggi seperti pada tabel berikut:

Tabel 4.16. Kepekaan Turbin Terhadap Variasi Debit dan Tinggi Jatuh

Tipe Turbin	Penerimaan Terhadap Variasi Tinggi Jatuh	Penerimaan Terhadap Variasi Debit
Pelton	Rendah	Tinggi
Francis	Rendah	Sedang
Kaplan regulasi ganda	Tinggi	Tinggi
Kaplan regulasi tunggal	Sedang	Tinggi
Baling – Baling	Rendah	Rendah

Sumber: Penche,2004

Maka dipilih turbin Kaplan dengan regulasi ganda dikarenakan untuk mendapatkan tingkat efisiensi turbin yang lebih tinggi.

Setelah penentuan jenis turbin maka harus dihitung besarnya kecepatan spesifik turbin karena kecepatan spesifik turbin adalah parameter yang mendasari karakteristik turbin hidraulik. Menurut Schweiger dan Gregory dalam Penche, 2004 kecepatan spesifik coba-coba (*trial specific speed*) turbin Kaplan dihitung dengan persamaan (2-39) :

$$N_{QE}' = \frac{2.294}{H^{0.486}} = \frac{2.294}{9,46^{0.486}} = 0,77$$

Kemudian cek kecepatan putaran turbin dengan persamaan (2-36):

$$n = \frac{N_{QE} E^{0.75}}{\sqrt{Q}}$$

dengan:

n : kecepatan putaran turbin (t/s)

E : energi potensial (Hg)

Q : debit operasional (m³/dt)

$$n = \frac{0,77 (9,46 \times 9,81)^{0.75}}{\sqrt{7,185}} = 8,58 \text{ t/dt atau } 514,75 \text{ rpm}$$

Dengan demikian di dapat nilai kecepatan putar (n) sebesar 514,75 rpm kemudian nilai tersebut menjadi batas kecepatan maksimum, sehingga untuk faktor keamanan digunakan kecepatan putar sebesar 380rpm.

Turbin direncanakan dengan menggunakan generator tipe sinkron dengan frekuensi 50 Hz maka kecepatan sinkron generator sama dengan kecepatan putar turbin maka kecepatan sinkron generator dihitung dengan persamaan (2-35):

$$\begin{aligned} n &= \frac{120 f}{P} \\ 380 &= \frac{120 \cdot 50}{P} \\ P &= 15,75 \end{aligned}$$

Dikarenakan nilai kutub generator (p) harus memiliki nilai genap dan tidak berbentuk bilangan desimal maka dipilih alternatif jumlah kutub yang mendekati nilai coba-coba tersebut sehingga dapat diketahui kecepatan putar yang akan digunakan dan dapat dihitung besarnya kecepatan spesifik terkoreksi, perhitungan ditunjukkan pada tabel berikut :

Tabel 4.17. Alternatif Pemilihan Jumlah Kutub Terhadap Kecepatan Spesifik

Alternatif	Kutub Generator (Buah)	Kecepatan Sinkron (rpm)	Kecepatan Spesifik Terkoreksi (N_{QE})	Kecepatan Putar Digunakan (rpm)	Δn
1	14	429	0.64	429	0.00
2	16	375	0.56	375	0.00
3	18	333	0.50	333	0.00

Sumber: perhitungan

Dimana kecepatan spesifik turbin Kaplan berada pada kisaran 0,19 – 1,55. Dari hasil tersebut dipilih alternatif 2 dengan 16 kutub generator dengan kecepatan spesifik terkoreksi adalah 0,56. Pemilihan alternatif dilakukan berdasarkan jumlah kutub generator. Semakin kecil jumlah kutub generator maka akan menghasilkan desain turbin yang lebih kecil (ekonomis).

Selain itu dapat ditentukan rasio kecepatan (ϕ) dan diameter *runner* maksimum (D_m), ratio kecepatan dihitung dengan persamaan: $2,11 N_{QE}$ dan diameter maksimum dihitung dengan persamaan : $D_m = 84,5 (0,79 + 1,603 \times N_{QE}) \frac{\sqrt{H_n}}{n}$ maka:

$$\phi = 2,11 \cdot 0,56 = 1,18 \text{ m/dt}$$

$$D_m = 84,5 (0,79 + 1,603 \times 0,56) \frac{\sqrt{9,46}}{375} = 1,17 \text{ meter}$$

Titik Pusat Turbin

Analisa titik pusat turbin sangat berpengaruh terhadap gejala kavitasi, penempatan turbin yang tidak tepat akan menyebabkan kavitasi terjadi pada turbin. data perencanaan sebagai berikut:

- Elevasi lokasi studi : +170,000 mdpl
- Tinggi jatuh efektif (H) : 9,46 m
- Kecepatan spesifik (N_{QE}) : 0,56
- Suhu Air : 20°
- Maka dengan persamaan (2-42) : $Z = TWL + H_s + b$

dengan:

$$TWL : +153,680$$

H_s : Tinggi hisap turbin, dihitung dengan persamaan (2-46) :

$$H_s : \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + \sigma \cdot H$$

dengan:

Patm : tekanan atmosfer (98884,8 Pa untuk ketinggian +170 dpl)

Pw : tekanan uap air (2300 Pa untuk suhu air 20°)

ρ : berat jenis air (1000 kg/m³)

g : percepatan gravitasi (9,81 m/dt²)

V : kecepatan setelah *runner* (Penche merekomendasikan $V = 2m/dt$ untuk pendekatan)

H : tinggi jatuh efektif (m)

σ_c : koefisien thoma kritis, Penche merekomendasikan koefisien thoma kritis untuk turbin tipe Kaplan dihitung dengan persamaan (2-48):

$$\sigma_c = 1,5241 \cdot N_{QE}^{1,46} \frac{V^2}{2gH}$$

$$\sigma_c = 1,5241 \cdot 0,56^{1,46} \frac{2^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 9,46} = 0,68$$

maka:

$$H_s = \frac{98884,8 - 2300}{1000 \cdot 9,81} + \frac{2^2}{2 \cdot 9,81} + 0,68 \cdot 9,46$$

$H_s = 3,64$ m, dimana kavitasi akan terjadi jika nilai tinggi hisap (H_s) berada pada nilai diatas 0,41 m. Namun sebaiknya turbin dalam keadaan tenggelam sehingga nilai tinggi hisap dianggap minus dengan alasan keamanan terhadap kavitasi. Sehingga tinggi hisap rencana (H_s') direncanakan adalah -0,50 m.

b = perbedaan tinggi antar pusat turbin dengan outlet *runner*, Penche merekomendasikan $b = 0,41 D_m$, sehingga $b = 0,41 \times 1,17 = 0,48$ m, namun dikarenakan turbin memiliki nilai tinggi hisap minus maka turbin berada pada kondisi tenggelam sehingga nilai b dapat diabaikan, sehingga titik pusat turbin adalah:

$$Z = (+153,680) + (-0,50)$$

$$Z = +153,180$$

Kontrol Gejala Kavitasi

Kavitasi adalah fenomena dimana terdapat gelembung udara pada turbin yang akan membentur dinding *runner* sehingga akan mengakibatkan korosi. Dengan data perhitungan sebelumnya diketahui sebagai berikut:

$$\text{Tekanan atmosfer} : Patm/pg = 98884,8/(1000 \times 9,81) = 10,08$$

$$\text{Tekanan uap} : Pv/pg = 2300/(1000 \times 9,81) = 0,23$$

$$\sigma_{kritis} : 1,02$$

$$\text{tinggi hisap} : -0,50 \text{ m}$$

tinggi jatuh efektif : 9,46 m

$$\sigma_{\text{aktual}} = \frac{H_a - H_w - H_s}{H} \quad \text{persamaan (2-50)}$$

$$\sigma_{\text{aktual}} = \frac{10,08 - 0,23 - (-0,50)}{9,46}$$

$$\sigma_{\text{aktual}} = 1,09$$

kavitasi terjadi jika $\sigma_{\text{aktual}} < \sigma_{\text{kritis}}$ sehingga dari perhitungan diatas $1,09 > 0,68$ atau $\sigma_{\text{aktual}} > \sigma_{\text{kritis}}$ maka desain turbin aman terhadap gejala kavitasi.

Kepekaan gejala kavitasi juga ditentukan berdasarkan perubahan tail water level pada saluran irigasi Lodagung, maka perlu untuk dianalisa kepekaan gejala kavitasi dikarenakan perubahan TWL. Analisa kepekaan kavitasi ditunjukkan pada tabel berikut:

Tabel 4.18. Analisa Kepekaan Kavitasi Terhadap Elv TWL (ESHA)

No	Debit Operasi	TWL	Hs	σ	Keterangan
	(m ³ /dt)				
1	14.37	153.68	-0.98	1.14	aman
2	7.38	153.44	-0.74	1.12	aman
3	11.23	153.58	-0.88	1.13	aman

Sumber: perhitungan

Dimensi turbin

Berdasarkan kajian pustaka maka dimensi turbin yang harus direncanakan dalam studi ini meliputi: dimensi *runner*, dimensi *Guide vane*, dimensi rumah siput (*spiral case*) dan dimensi *draft tube*. Parameter utama dari perencanaan dimensi turbin terletak pada nilai kecepatan spesifik (N_{QE}) dan kecepatan putaran (n).

Dimana pada analisa sebelumnya:

Kecepatan spesifik (N_{QE}) : 0,56

Kecepatan dasar (n) : 375 rpm

Tinggi jatuh efektif : 9,46 m

Kesetaraan antara N_{QE} dan N_s , $N_s : 995N_{QE}$

Jadi $N_s = 995 \times 0,56 = 557,89 \text{ mkW}$

a. Dimensi *runner* turbin

Diameter *runner* turbin Kaplan terdiri dari 2 bagian yaitu *runner* bagian luar dan *runner* bagian dalam:

Diameter *runner* bagian luar (R_e) dihitung dengan persamaan (2-58):

Diameter *runner* bagian luar direncanakan sama dengan diameter maksimum turbin (D_m) yaitu: 1,17 meter.

Diameter *runner* bagian dalam (R_i) dihitung dengan persamaan (2-57):

$$R_i = \left(0,25 + \frac{0,0951}{N_{QE}}\right) \cdot Re$$

$$R_i = \left(0,25 + \frac{0,0951}{0,56}\right) \cdot 1,17$$

$$R_i = 0,31$$

b. Dimensi *guide vane* turbin

Dimensi *guide vane* turbin Kaplan:

Tinggi *guide vane* dihitung dengan persamaan (2-59):

$$Bg = (0,45 - 31,8 / N_s) \text{ DM}$$

$$Bg = (0,45 - 31,8 / 743,85) \cdot 1,1$$

$$Bg = 0,46 \text{ m}$$

Lebar ruang *whirl* dihitung dengan persamaan (2-60):

$$Hg = 0,2 \text{ DM}$$

$$Hg = 0,2 \times 1,1$$

$$Hg = 0,23 \text{ m} = 23 \text{ cm}$$

c. Dimensi rumah siput

Dimensi rumah siput turbin Kaplan dihitung dengan persamaan (2-61) sampai (2-72). Perhitungan akan ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.19. Perhitungan Dimensi Rumah Siput Turbin

Section	Persamaan	Dimensi (m)
A	$= D_M 0,4 N_s^{0,2}$	1,66
B	$= D_M (1,26 + 3,79 \times 10^{-4} N_s)$	1,73
C	$= D_M (1,46 + 3,24 \times 10^{-4} N_s)$	1,92
D	$= D_M (1,59 + 5,74 \times 10^{-4} N_s)$	2,24
E	$= D_M (1,21 + 2,71 \times 10^{-4} N_s)$	1,60
F	$= D_M (1,45 + 72,17 / N_s)$	1,85
G	$= D_M (1,29 + 41,63 / N_s)$	1,60
H	$= D_M (1,13 + 31,86 / N_s)$	1,39
I	$= D_M (0,45 - 31,80 / N_s)$	0,46
L	$= D_M (0,74 + 8,7 \times 10^{-4} N_s)$	1,44
M	$= D_M / (2,06 + 1,2 \times 10^{-3} N_s)$	0,85

Sumber: perhitungan

Kecepatan didalam rumah siput:

$$V = 488/Ns^{0,44}$$

$$V = 488/557,89^{0,44}$$

$$V = 30,20 \text{ m/dt}$$

Dimana syarat kecepatan $> 12 \text{ m/dt}$, jadi desain rumah siput memenuhi syarat kecepatan.

d. Dimensi *draft tube*

Dimensi *draft tube* turbin Kaplan dihitung dengan persamaan (2-73) sampai (2-81). Untuk mempermudah perhitungan maka perhitungan akan ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.20. Perhitungan Dimensi Draft Tube Turbin

Section	Persmaan	Dimensi (m)
N	$= D_M (2 - 2,14 \times 10^{-6} Ns)$	2,34
O	$= D_M (1,4 - 1,67 \times 10^{-5} Ns)$	1,63
P	$= D_M (1,26 - 16,35/Ns)$	1,45
Q	$= D_M (0,66 - 18,4/Ns)$	0,74
R	$= D_M (1,25 - 7,98 \times 10^{-5} Ns)$	1,42
S	$= D_M (4,26 - 201,51/Ns)$	4,57
T	$= D_M (1,2 + 5,12 \times 10^{-4} Ns)$	1,74
Z	$= D_M (2,58 + 102,66/Ns)$	3,24

Sumber: perhitungan

Kecepatan pada inlet *draft tube* dihitung dengan persamaan :

$$V = 8,74 + 2,48/Ns$$

$$V = 8,74 + 2,48/557,89$$

$$V = 9,18 \text{ m/dt}$$

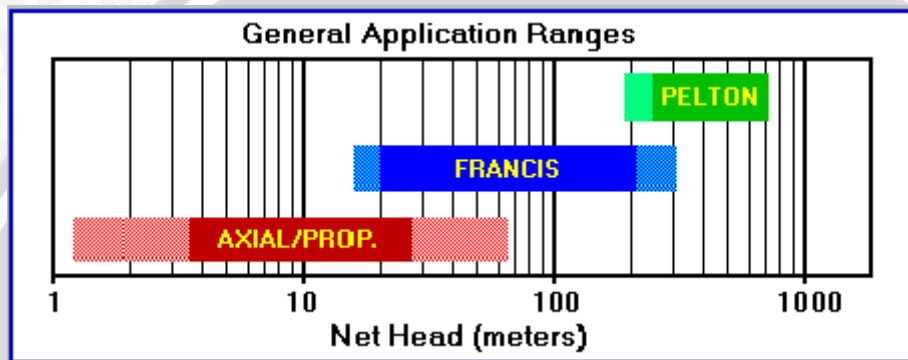
Effisiensi Turbin

Effisiensi turbin dapat diketahui berdasarkan persamaan (2-82) namun effisiensi turbin hanya bisa diketahui melalui percobaan lapangan atau model dikarenakan daya aktual tidak bisa diketahui secara langsung.

Effisiensi turbin biasanya dikeluarkan oleh perusahaan manufaktur untuk tiap spesifikasi turbin tertentu, maka dipergunakan gambar 2.32 untuk mengetahui kisaran effisiensi turbin, dalam studi ini debit yang dipergunakan untuk PLTMH relatif stabil maka nilai effisiensi dapat menggunakan effisiensi maksimum, untuk turbin tipe Kaplan effisiensi 100% atau $Q/Q_{max} = 1$ adalah 0,93 atau 93%.

4.6.1.3. Simulasi TURBNPRO V3

TURBNPRO V3 merupakan salah satu perangkat lunak (*software*) dalam mendesain turbin hidrolik, dari simulasi software ini dapat dihasilkan beberapa parameter atau spesifikasi desain antara lain: dimensi turbin, sifat mekanis turbin, analisa kavitasi turbin, jenis dan tipe turbin dan *hill curve*. TURBNPRO V3 menyediakan analisa untuk 3 jenis turbin yaitu : turbin pelton, turbin francis dan turbin axial/ baling – baling. Sebelum melakukan simulasi maka harus ditentukan jenis turbin yang akan didesain, pemilihan tipe turbin pada TURBN PRO didasarkan pada tinggi jatuh efektif (Heff) sesuai pada grafik berikut:



Gambar 4.21. Grafik Pemilihan Tipe Turbin Menurut TURBNPRO V3

Dengan data teknis pada analisa sebelumnya maka dipilih jenis turbin axial untuk simulasi selanjutnya, setelah menentukan tipe turbin maka dilakukan *entry* data seperti pada gambar berikut:

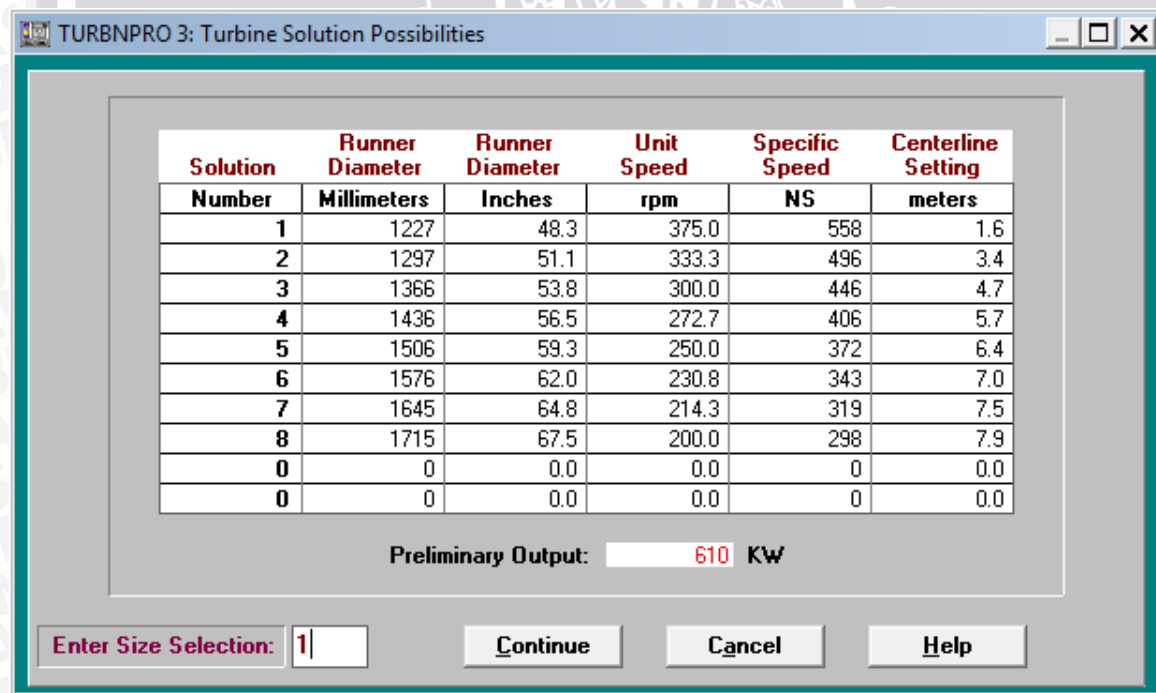
Label	Parameter	Value	Limit
A	Rated Discharge (in m ³ /s)	7.185	Limits
B	Net Head at rated discharge (in meters and < 67)	9.46	Limits
C	Site Gross Head (in meters)	9.82	Limits
D	Site Elevation (in meters)	170	Limits
E	Water Temperature (in degrees C)	20	Limits
F	Desired setting to tailwater (in meters)	0	Limits
G	Efficiency Priority at max output (0 to 10)	9	Limits
H	Ratio of rated head to best eff head (0.7 to 1.0)	0.9	Limits
I	System Frequency (50 Hz or 60 Hz)	50	Limits
J	Minimum Net Head (in meters)	9.0	Limits

Gambar 4.22. Tampilan Entry Data Pada TURBNPRO V3

Berikut adalah penjelasan pengisian data pada TURBNPRO V3:

- A. Diisikan debit operasi rencana, digunakan $7,185 \text{ m}^3/\text{dt}$.
- B. Diisikan tinggi jatuh efektif, digunakan 9,46 m.
- C. Diisikan tinggi jatuh kotor, digunakan 9,89 m.
- D. Diisikan elevasi lokasi, digunakan +170,000.
- E. Diisikan temperatur air, digunakan 20°
- F. Diisikan tinggi hisap rencana (H_s), digunakan 0,0 m.
- G. Diisikan prioritas efisiensi, digunakan 9 (rekomendasi TURBNPRO untuk turbin axial).
- H. Diisikan rasio tinggi efektif dengan efisiensi turbin, digunakan 90% (rekomendasi TURBNPRO untuk turbin axial).
- I. Diisikan sistem frekuensi generator, digunakan 50Hz.
- J. Diisikan tinggi jatuh efektif minimum yang mungkin terjadi, digunakan 9,0 m.

Setelah melakukan *entry* data seperti diatas maka TURBNPRO akan memberikan beberapa parameter solusi yang akan digunakan selanjutnya seperti pada gambar berikut:



Solution Number	Runner Diameter Millimeters	Runner Diameter Inches	Unit Speed rpm	Specific Speed NS	Centerline Setting meters
1	1227	48.3	375.0	558	1.6
2	1297	51.1	333.3	496	3.4
3	1366	53.8	300.0	446	4.7
4	1436	56.5	272.7	406	5.7
5	1506	59.3	250.0	372	6.4
6	1576	62.0	230.8	343	7.0
7	1645	64.8	214.3	319	7.5
8	1715	67.5	200.0	298	7.9
0	0	0.0	0.0	0	0.0
0	0	0.0	0.0	0	0.0

Preliminary Output: 610 KW

Enter Size Selection: 1

Continue Cancel Help

Gambar 4.23. Tampilan pemilihan solusi Pada TURBNPRO V3

Kemudian dapat dilakukan pemilihan solusi yang akan menghasilkan spesifikasi desain yang berbeda untuk tiap solusi, dalam studi ini dipilih solusi no.1 karena solusi tersebut memiliki parameter yang lebih ekonomis terlihat dari diameter *runner* dan kecepatan putar turbin.

Setelah itu dilakukan analisa konfigurasi turbin tentang pengaturan unit turbin, jenis intake dan sistem regulasi didalam turbin, dalam simulasi ini pengaturan unit yang bisa digunakan adaah sistem *horizontal axis* atau *vertical axis*, melihat kondisi lokasi studi maka digunakan *vertical axis orientation* sebagai sistem pengaturan unit turbin, jenis intake yang digunakan adalah sistem *spiral case* (rumah siput) dengan pertimbangan bahwa sistem *spiral case* telah sering digunakan di Indonesia dan sistem regulasi yang digunakan adalah sistem regulasi ganda (*adjustable blade and vane*) karena sistem regulasi ganda memiliki penerimaan variasi debit dan tinggi jatuh yang sangat baik. Konfigurasi turbin ditunjukkan pada gambar berikut:

Gambar 4.24. Tampilan Konfigurasi Turbin Pada TURBNPRO V3

Setelah itu maka simulasi telah berhasil dijalankan dan akan didapatkan spesifikasi desain turbin berupa rangkuman (*summary*) dan *hill curve*, hasil simulasi ditampilkan pada gambar berikut:

TURBNPRO 3: Axial/Propeller Solution Summary (Page 1)

Solution File Name: No File Name

Turbine Performance Data - Typical

Close

Next Page

Print Report

Display Input

Definitions

Regulation: KAPLAN

Performance at rated net head of: 9.5 meters

m ³ /s	% Eff	KW	% Rated
8.97	91.6	763	124.9
7.19	93.2	621	100.0
6.80	93.2	588	94.6
5.39	92.5	463	75.0
3.59	90.1	300	50.0
1.80	83.6	139	25.0

At maximum net head of 9.8 m

At minimum net head of 9.0 m

787 KW

720 KW

91.9 % Eff

91.4 % Eff

8.89 m³/s

8.92 m³/s

1.008 σ allow

1.100 σ allow

Runner Diameter: 1227 mm

Speed: 375.0 rpm

Overcapacity

Best Efficiency Condition at Rated Net Head

Efficiency Modifiers: Multiplier: 1.0000 Flow² Function: 0.0000

σ allowable at 100% KW and Rated Net Head: 0.768

σ plant at 100% KW and Rated Net Head: 1.046

Maximum Runaway Speed: 993 rpm (at the Maximum Net Head above)

Flow at Runaway Speed: 18.9 m³/s (at Rated Net Head and 100% Gate)

Site Atmospheric Pressure minus Vapor Pressure (Hatm - Hvp): 9.90 meters

Best Efficiency Net Head: 10.5 meters

Runner Centerline to T.W.: 0.0 meters

Specific Speed under Rated Net Head:

548.1 at Peak Efficiency

563.4 at 100% Output

TURBNPRO 3: Axial/Propeller Solution Summary (Page 2)

Solution File Name: No File Name

Turbine Dimensional Data - Typical

Previous Page

Next Page

Close

Display Input

Definitions

Runner Diameter: 1227 mm

Orientation: VERTICAL

Intake Type - SPIRAL CASE

Inlet Diameter: 1.68 meters

Inlet Offset: 1.78 meters

Centerline to Inlet: 1.81 meters

Outside Radius A: 2.62 meters

Outside Radius B: 2.43 meters

Outside Radius C: 2.12 meters

Outside Radius D: 1.76 meters

Draft Tube Type - ELBOW

Length: 6.55 meters

Exit Width: 3.46 meters

Exit Height: 1.35 meters

Centerline to Invert: 2.58 meters

Velocity at Draft Tube Exit (at Rated head and Discharge): 1.54 m/sec

Typical Runner Data -

Number of Runner Blades: 4

Hub Diameter: 506 mm

Runner and Shaft Weight: 1000 kg

Centerline to Shaft Coupling: 3069 mm

Runner to Distributor Centerline: 515 mm

Miscellaneous -

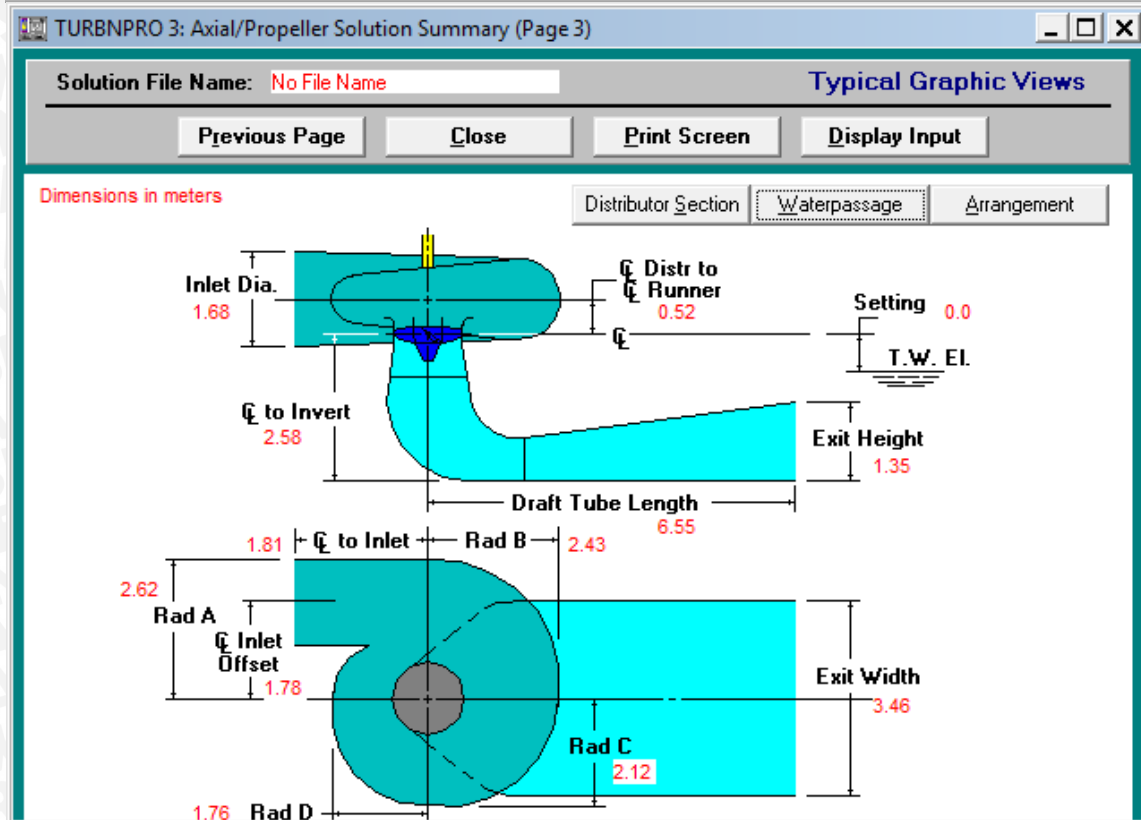
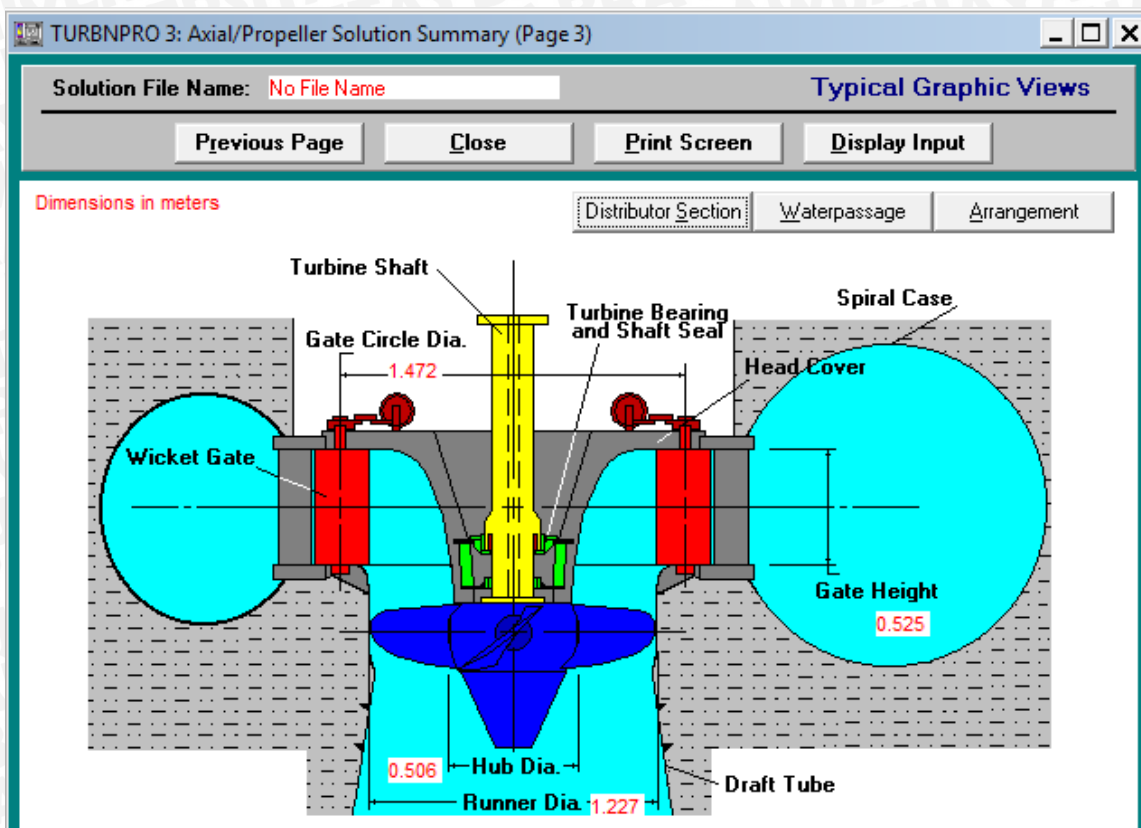
Wicket Gate Height: 525 mm

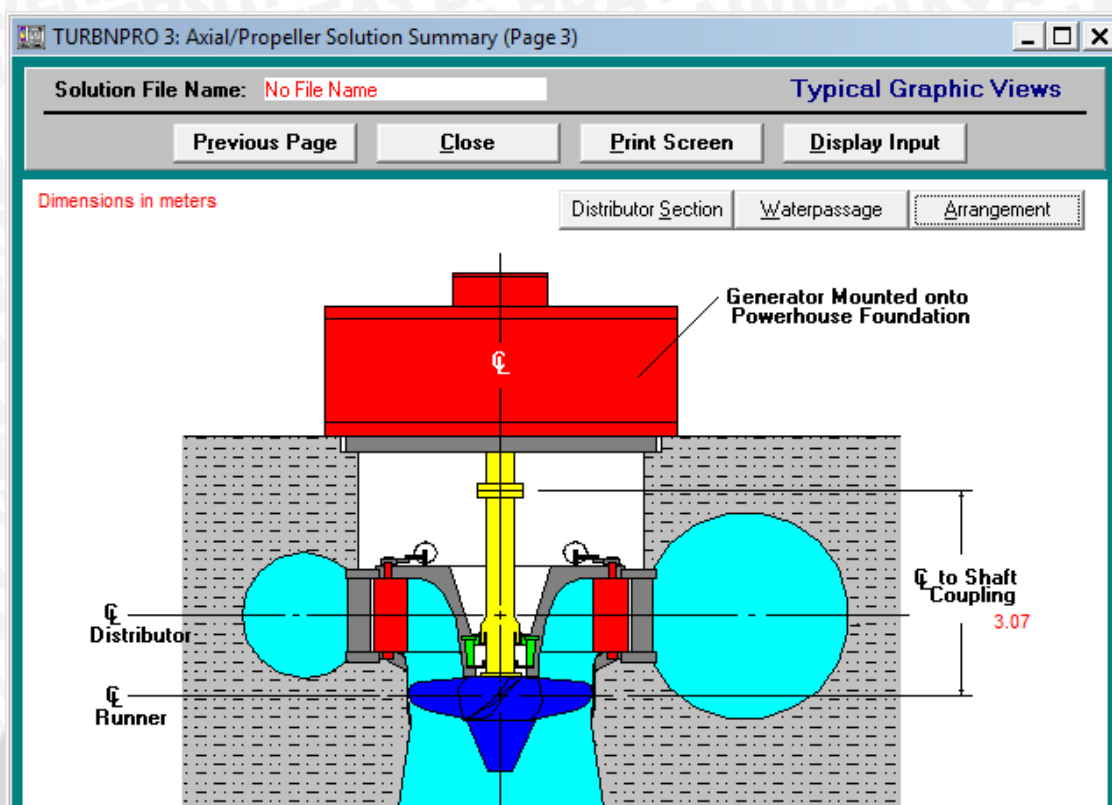
Gate Circle Diameter: 1472 mm

Turbine Shaft Diameter: 145 mm

Maximum Hydraulic Thrust (under the Maximum Net Head): 1987 kg

Reverse Hydraulic Thrust (under the Maximum Net Head): 2344 kg



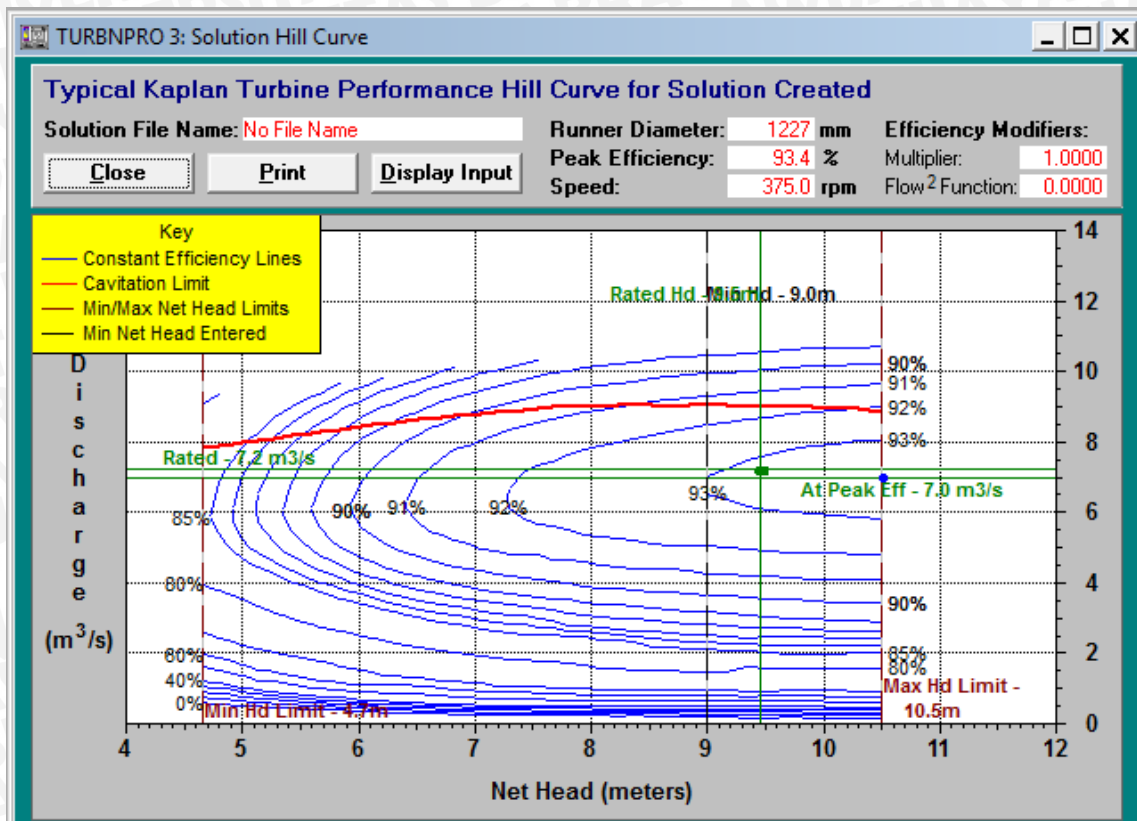


Gambar 4.25. Tampilan Hasil Simulasi Pada TURBNPRO V3

Dengan hasil simulasi tersebut maka desain turbin Kaplan bisa digunakan, untuk menyingkat hasil simulasi tersebut maka data yang perlu diketahui adalah sebagai berikut:

- Kecepatan Spesifik (N_s) : 563,4 mkW
- Kecepatan putar (n) : 375 rpm
- Jumlah kutub generator (p) : 16 buah
- Diameter Maksimum (D_m) : 1,227 m
- Tinggi hisap turbin (H_s) : 0,00 m
- Batas Kavitasi (σ_c) : 0,768
- Kavitasi aktual (σ) : 1,046
- Efisiensi turbin (η) : 93% atau 0,93
- Daya (P) : 621 kW

Selain spesifikasi turbin juga didapatkan grafik *hill curve* grafik ini digunakan untuk mengetahui besarnya efisiensi turbin pada saat terjadi perubahan variasi debit dan tinggi jatuh selain itu grafik ini juga menunjukkan batas kavitasi pada operasi turbin tertentu, grafik *hill curve* ditampilkan pada gambar berikut:



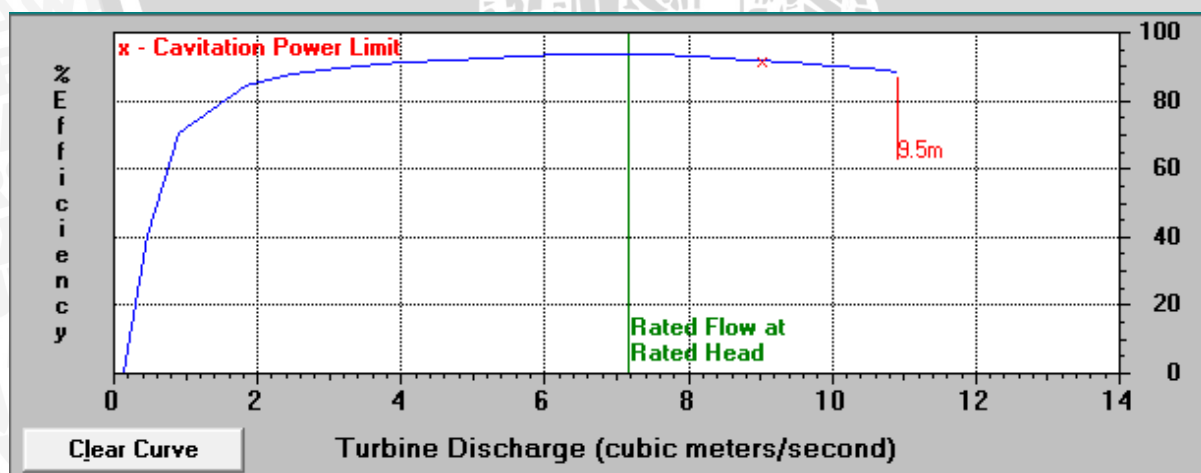
Gambar 4.26. Tampilan *Hill Curve* Pada TURBNPRO V3

TURBNPRO V3 juga dapat mensimulasikan performa turbin dengan memasukkan besarnya tinggi jatuh efektif yang digunakan saat operasi turbin, dengan memasukkan tinggi jatuh efektif sebesar 9,46 meter maka didapatkan tabel dan grafik performa turbin sebagai berikut:

Tabel 4.21. Hasil Simulasi Performa Turbin Pada Heff = 9,46 m

Power (KW)	Efficiency (%)	Discharge (m3/s)	Notes
894	88.2	10.91	Cavitating Operation !
860	89.4	10.37	Cavitating Operation !
824	90.4	9.82	Cavitating Operation !
785	91.2	9.27	Cavitating Operation !
766	91.6	9.02	Cavitation Power Limit
745	91.9	8.73	Additional Output Capability
703	92.6	8.18	Additional Output Capability
659	93.0	7.64	Additional Output Capability
621	93.2	7.19	Rated Flow/Head Condition
613	93.2	7.09	-
588	93.2	6.80	Best Efficiency Condition
566	93.2	6.55	-
518	93.0	6.00	-
469	92.6	5.46	-
419	92.0	4.91	-
370	91.3	4.36	-
321	90.5	3.82	-
272	89.5	3.27	-
223	88.1	2.73	-
174	85.8	2.18	-
123	81.2	1.64	-
74	73.0	1.09	-
23	45.5	0.55	Low efficiency; not used in energy calculation

Sumber: simulasi TURBNPRO V3



Gambar 4.27. Kurva Performa Turbin Pada Heff = 9,46 m

4.6.1.4. Desain Turbin Yang Digunakan

Berdasarkan analisa perencanaan turbin dengan menggunakan ketiga metode diatas maka dapat dirangkum spesifikasi turbin untuk tiap metode yang digunakan, acuan dasar untuk menentukan metode perhitungan turbin yang akan digunakan adalah dengan memperhatikan rasio energi yang dihasilkan dengan biaya turbin. Biaya turbin dihitung dengan persamaan :

$$CT = 0,27 \ n^{0,96} \ J_t \ K_t \ d^{1,47} (1,17 \ H_g^{0,12} + 2) \times 10^6$$

Dimana:

CT : biaya turbin Kaplan (dalam dolar kanada)

n : jumlah turbin (per 1 unit)

Jt : Faktor peningkatan tinggi jatuh (1 jika $H < 25m$, 1,1 jika $H > 25m$)

Kt : faktor penurunan diameter kecil (0,9 jika $d < 1,8m$, 1 jika $d > 1,8m$)

d : diameter runner turbin (m)

Mwu : kapasitas daya tiap turbin (Megawatt)

Maka biaya turbin untuk turbin Kaplan dengan metode ESHA adalah:

$$CT = 0,27 \ 1^{0,96} \ 1 \cdot 1 \cdot 1,1,06^{1,47} (1,17 \ 9,46^{0,12} + 2) \times 10^6$$

$$CT = 10317,01 \text{ juta rupiah}$$

Sedangkan biaya pemasangan turbin didapatkan dari 0,15 CT, sehingga biaya pemasangan turbin adalah:

$$CP = 0,15 \times 10317,01$$

$$CP = 1547,55 \text{ juta rupiah}$$

Sehingga biaya total turbin Kaplan adalah 11864,57 juta rupiah atau 11,86 milyar rupiah. Untuk selanjutnya dapat ditentukan desain turbin yang akan digunakan, rangkuman spesifikasi teknis turbin ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.22. Rangkuman Spesifikasi Turbin Untuk Tiap Metode

No.	Uraian	Metode Eropa (ESHA)		Metode Amerika (USBR)		Simulasi TURBNPRO V3	
		nilai	satuan	nilai	satuan	nilai	satuan
1	tipe turbin	Kaplan		Kaplan		Kaplan	
2	frekuensi generator	50	Hz	50	Hz	50	Hz
3	kutub generator (p)	16	buah	16	buah	16	buah
4	kecepatan sinkron	375.00	rpm	375.00	rpm	375.00	rpm
5	kecepatan putar (n)	375.00	rpm	375.00	rpm	375.00	rpm
6	kecepatan spesifik (Ns)	557.89	mkW	541.23	mkW	563.40	mkW
7	faktor kecepatan	1.18		1.53		1.57	
8	diameter maksimum	1.17	m	1.06	m	1.23	m
9	koefisien kavitas kritis (σ_c)	0.68		0.60		0.77	
10	tinggi hisap kritis (Hs)	3.64	m	4.13	m	0.00	m
11	tinggi hisap rencana (Hs')	-0.50	m	-0.50	m	-0.50	m
12	jarak dasar turbin ke pusat (de)	0.48	m	0.43	m	0.51	m
13	elv pusat turbin (Z)	153.18	m	153.18	m	153.18	m
14	koefisien kavitas aktual (σ_a)	1.09		1.09		1.05	
15	kontrol kavitas	aman		aman		aman	
16	lebar total spiral case	4.47	m	4.03	m	4.38	m
17	diameter intake spiral case	1.66	m	1.55	m	1.68	m
18	tinggi draft tube	2.34	m	2.20	m	2.58	m
19	panjang draft tube	4.56	m	4.11	m	6.55	m
20	biaya perunit turbin (juta rupiah)	11957.85	juta Rp	10317.01	juta Rp	12822.33	juta Rp
21	biaya pemasangan turbin (juta rupiah)	1793.68	juta Rp	1547.55	juta Rp	1923.35	juta Rp
22	biaya total turbin (juta rupiah)	13751.53	juta Rp	11864.57	juta Rp	14745.68	juta Rp
23	Install Capacity	666.85	kW	666.85	kW	666.85	kW
24	Rp/kW	20.62		17.79		22.11	
25	Output energi	16.00	MWh	16.00	MWh	16.00	MWh
26	Rp/MWh	859.24		741.33		921.35	

Sumber: perhitungan dan simulasi

Dari hasil perencanaan turbin hidraulik dengan menggunakan tiap metode pada tabel diatas digunakan desain turbin dengan metode Amerika (USBR) dikarenakan dari hasil perencanaan didapatkan nilai rasio daya dengan biaya yang rendah sehingga desain tersebut merupakan desain yang ekonomis.

4.6.2. Peralatan Elektrik

Perencanaan peralatan elektrik meliputi perencanaan generator, pengatur kecepatan (*governor*), peningkat kecepatan (*speed increaser*), transformator (*travo*), peralatan pengatur electric (*switch gear equipment*), dan aksesoris kelengkapan elektrik (*electric auxiliary*). Dalam studi ini tidak direncanakan secara mendetail tentang peralatan elektrik untuk sistem PLTMH.

Generator

Generator direncanakan dengan menggunakan tipe generator yang biasa digunakan untuk PLTMH di Indonesia, generator yang digunakan adalah generator sinkron 3 fasa dengan frekuensi 50 Hz. Generator sinkron harus memiliki kecepatan putaran dasar yang sama dengan turbin, pada analisa sebelumnya kecepatan dasar turbin yang dipergunakan adalah 375 rpm dengan melihat tabel 2.7 maka jumlah kutub yang harus digunakan adalah 16 buah. Dan dengan melihat daya teoritis pada analisa sebelumnya maka efisiensi generator berdasarkan tabel 2.6 adalah 0,96 atau 96%.

Daya keluar generator dapat dihitung dengan persamaan (2-83):

$$P_g = \frac{P_t \eta_g}{P_f}$$

dengan:

P_g : rating keluaran generator

P_t : rating keluaran turbin (kW) = 666 kW

η_g : efisiensi generator = 96%

P_f : faktor tenaga, digunakan 0,9

$P_g = (666 \cdot 0,96) / 0,9 = 711,3 \text{ KVA.}$

Untuk mengatur tegangan yang keluar dari generator agar dapat distabilkan maka perlu direncanakan pengatur tegangan (*exciter*), terdapat 2 jenis exciter yang biasanya digunakan untuk generator yaitu:

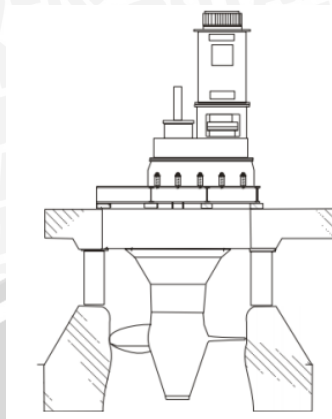
- *Brush type exciters*
- *Brushless type exciter*

Untuk PLTMH mini *brushless type* lebih direkomendasikan karena kemudahan penggunaan.

Peningkat Kecepatan (*Speed Increaser*)

Peningkat kecepatan dibutuhkan untuk PLTMH dengan tinggi jatuh rendah untuk meningkatkan kecepatan turbin agar daya yang dibangkitkan menjadi maksimal, peningkat

kecepatan didesain dengan tipe *parallel shaft with helical gear* dengan desain mengacu pada standar internasional (AGMA 2001,B88 atau DIN3990).



Gambar 4.28. Desain Tipikal Parallel Shaft Speed Increaser (Penche,2004)

Pengatur Kecepatan (Governor)

pengatur kecepatan dibutuhkan untuk pengaturan kecepatan pada turbin dengan mengatur *guide vane* sehingga didapatkan kecepatan yang masih diijinkan oleh turbin untuk beroperasi, pengatur kecepatan memiliki tiga jenis tipe yakni: hidro – mekanik, mekanik – elektrik dan hidro – elektrik. Dalam studi ini direncanakan pengatur kecepatan menggunakan sistem hidro – elektrik dengan pertimbangan bahwa sistem ini telah sering dipergunakan dalam sistem PLTMH.

Transformer (Travo)

Transformer direncanakan dengan desain yang biasa diterapkan pada lapangan sesuai dengan standar nasional atau standar PLN, dalam studi ini tidak membahas perencanaan transformer secara teknis.

Peralatan Pengatur Kelistrikan (Switchgear Equipment)

Switchgear merupakan kombinasi antara saklar pemutus, *fuse* dan pemutus aliran (*circuit breaker*). *Switchgear* difungsikan untuk melindungi generator dan transformator utama dari bahaya kelebihan kapasitas (*overcapacity*).

Dalam studi ini tidak direncanakan adanya *switchgear* dikarenakan sistem distribusi listrik menggunakan sistem central grid sehingga langsung akan disambungkan ke *switchgear* milik PLN.

Aksesoris Pelengkap (Auxiliary Equipment)

Dalam studi ini aksesoris atau pelengkap kelistrikan meliputi:

- a Genset minyak
untuk keperluan mendadak atau tiba tiba seandainya dibutuhkan energi cadangan pada PLTMH.

- b Peralatan pemadam kebakaran (exhaust extinguisher)
Untuk keperluan bahaya sewaktu waktu jika terjadi kebakaran.
- c Peralatan angkat
Untuk keperluan perawatan turbin dan generator.
- d Baterai penyimpanan (*Battery Supply*)
Digunakan untuk penyimpanan listrik dan digunakan sebagai cadangan energi bila PLTMH dan genset padam.
- e Pompa air
Digunakan untuk pengurasan jika terjadi kebocoran pada rumah pembangkit dan pengurasan air *draft tube*.
- f Pengukur muka air (*meter gauge*)
Digunakan untuk pengukuran muka air pada saluran *tailrace* hal ini bertujuan untuk memantau elevasi *tail water level*.

4.6.3. Perencanaan Rumah Pembangkit

Rumah pembangkit merupakan tempat atau *shelter* peralatan mekanik dan elektrik serta aksesorisnya, dalam studi ini rumah pembangkit direncanakan berbentuk persegi seperti *bunker* yang tertanam dalam tanah dengan data perencanaan sebagai berikut:

Bentuk *Power house* : tipe dalam tanah (*underground type*)

Tinggi : 10 meter

Lebar : 15 meter

Panjang : 50 meter

Material rumah : beton

Tebal dinding rumah : 0,3 meter

Kedalaman pondasi : 1,5 meter

Gambar desain perencanaan dapat dilihat pada **lampiran**.

4.7. Analisa Pembangkitan Energi

Analisa pembangkitan energi dihitung berdasarkan alternatif debit desain yang dipergunakan pada pembahasan sebelumnya, data teknis yang dibutuhkan adalah sebagai berikut:

Data operasional

Debit desain : 14,370 m³/dt

Jumlah turbin : 2 buah turbin

Debit tiap turbin : 7,185 m³/dt

Effisiensi turbin	: 93%
Effisiensi generator	: 96%
Sistem operasi	: <i>central grid</i>

Data bangunan

elv dasar <i>power intake</i>	: +159,000
elv turbin	: +153,560
elv <i>tailrace</i>	: +152,500
elv ambang <i>tailrace</i>	: +153,000
<i>Headloss</i> total	: 0,361 m
<i>Head</i> efektif:	: 9,46 m

Beberapa asumsi atau aturan operasi yang dipergunakan dalam analisa pembangkitan energi adalah sebagai berikut:

- Sistem PLTMH memanfaatkan debit yang lewat untuk kebutuhan irigasi.
- Debit operasi keandalannya 100% karena debit irigasi selalu ada.
- Operasi dilakukan selama 24 jam dengan memperhatikan jumlah debit yang masuk.
- Terdapat 1 hari untuk perawatan bangunan dalam tiap bulan.
- Tinggi jatuh bervariasi tergantung besarnya debit operasional.
- Pembangkitan energi tahunan dihitung berdasarkan tiap alternatif debit desain (terdapat 3 alternatif).

Berdasarkan analisa hidrologi pada pembahasan sebelumnya didapatkan nilai debit alternatif, elevasi *tail water level* dan tinggi jatuh masing-masing debit alternatif, yaitu:

Tabel 4.23. Tinggi Jatuh Efektif Berdasarkan Alternatif Debit

No.	Debit Operasi (m ³ /dt)	Elv Ma Hulu (m)	Elv TWL (m)	Net Head (m)
1	14,370	163,500	153,580	9,46
2	7,380	163,500	153,440	9,70
3	11,230	163,500	153,680	9,56

Sumber: perhitungan

Sehingga daya yang dapat dihasilkan berdasarkan debit desain adalah:

$$P = 9,8 \times H \times Q \times \eta_g \times \eta_t$$

$$P = 9,8 \times 9,46 \times 14,370 \times 0,96 \times 0,93$$

$$P = 1190,72 \text{ kW}$$

Energi yang dihasilkan dalam satu hari, dihitung dengan persamaan (2-86):

$$E = 9,8 \times H \times Q \times \eta_g \times \eta_t \times 24$$

$$E = 9,8 \times 9,46 \times 14,370 \times 0,96 \times 0,93 \times 24$$

$$E = 28577,37 \text{ kWh}$$

Energi yang dihasilkan PLTMH tiap satu hari operasi ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.24. Hasil Pembangkitan Energi Harian Tiap Alternatif

No	Debit Operasi (m ³ /dt)	Jumlah Turbin (buah)	Eff (%)	Elv MA (m)	Elv TWL (m)	Net Head (m)	Lama Operasi (jam)	Daya (kW)	Energi Harian (kWh)
1	14,370	2	89,28	163,500	153,680	9,46	24	11910,72	28577,37
2	7,380	2	89,28	163,500	153,440	9,70	24	627,24	15053,73
3	11,230	2	89,28	163,500	153,580	9,56	24	940,71	22577,06

Sumber: perhitungan

Dari analisa tersebut dapat ditentukan kapasitas terpasang (*installed capacity*) untuk tiap alternatif, analisa kapasitas terpasang untuk tiap alternatif ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.25. Analisa Kapasitas Terpasang Berdasarkan Tiap Alternatif

Alternatif	Rated Capacity (kW)	Installed Capacity
1	1190	2 x 500 kW
2	627	2 x 300 kW
3	940	2 x 500 kW

Sumber: perhitungan

Sehingga pembangkitan energi yang diperoleh dalam waktu satu tahun (*annual generation*) berdasarkan masing-masing alternatif adalah sebagai berikut:

Tabel 4.26. Hasil Pembangkitan Energi Tahunan (Annual Generation)

No.	Unit Turbin (Unit)	Debit Desain (m ³ /dt)	Hari Operasional (Hari)	Energi Tahunan (MWh)
Alternatif 1	2	14,370	353	10088
Alternatif 2	2	7,380	353	5314
Alternatif 3	2	11,230	353	7970

Sumber: perhitungan

Sehingga energi yang dapat dihasilkan dengan menggunakan data debit irigasi pada tahun 2012 yaitu:

Diketahui data periode 1 bulan Januari :

Elevasi MA	: +163,027
Debit intake irigasi	: 14,000 m ³ /dt
Elevasi TWL	: +153,670
Jumlah turbin operasi	: 2 buah
Debit operasi/turbin	: 14,000/2 = 7,000 m ³ /dt
Effisiensi turbin	: 93%
Effisiensi generator	: 96%
Lama operasi PLTMH (n)	: 10 hari

Head efektif dapat berubah-ubah sesuai elevasi muka air dan TWL. Sehingga tiap elevasi memiliki headloss yang berbeda dan besarnya head loss akan menentukan head efektif. Pada analisa head efektif di perhitungan sebelumnya di dapat headloss sebesar 0,361 atau sebesar 4% dari gross head (9,82 m), maka untuk mendapatkan head efektif pada periode 1 bulan januari yaitu:

$$\begin{aligned}
 H_{\text{eff}} &= \text{Elevasi MA} - \text{Elevasi TWL} - \text{Headloss} \\
 \text{Headloss} &= 4\% \times \text{Gross head} \\
 \text{Gross head} &= \text{Elevasi MA} - \text{Elevasi TWL} \\
 &= 163,027 - 153,670 \\
 &= 9,357 \\
 \text{Headloss} &= 4\% \times 9,357 \\
 &= 0,374 \text{ m} \\
 H_{\text{eff}} &= 163,027 - 153,670 - 0,374 \\
 &= 8,983 \text{ m} \\
 E &= 9,81 \times (7,000 \times 2) \times 8,983 \times 9,3 \times 9,6 \times 24 \times 10 \\
 &= 261498,90 \text{ kWh} \\
 &= 261,499 \text{ MWh}
 \end{aligned}$$

Jadi energi yang dapat dihasilkan PLTMH pada periode 1 bulan januari adalah sebesar 261,5 MWh. Perhitungan selanjutnya dapat dilihat pada tabel berikut:













4.8. Analisa Reduksi Gas Karbon (GHG) dan CER

Analisa reduksi gas karbon digunakan apabila sumber pembangkitan energi berasal dari sumber energi bersih dan terbarukan. Sumber energi yang tergolong sumber energi bersih adalah: tenaga air (*hydro*), angin (*wind*), surya (*solar*), panas bumi (*geothermal*), pasang surut (*wave*) dan arus laut (*tidal*). Berikut adalah hasil analisa CER untuk tahun 2012:

Reduksi gas karbon dihitung dengan persamaan (2-87):

$$\Delta_{\text{GHG}} : (e_{\text{base}} - e_{\text{prop}}) E_{\text{prop}} (1 - \lambda_{\text{prop}})$$

dengan:

E_{prop} : hasil produksi bangkitan energi (MW); 8804MW

e_{base} : faktor emisi gas karbon dari sumber tidak terbarukan (lihat tabel 2.8)

e_{base} : 0,754 untuk sumber minyak bumi

e_{prop} : faktor emisi gas karbon dari sumber terbarukan ($e_{\text{prop}} = 0$ untuk tenaga air)

λ_{prop} : kehilangan energi pada jaringan grid (direncanakan 10%)

$$\Delta_{\text{GHG}} : (0,754 - 0) 8804 (1 - 0,1)$$

$$\Delta_{\text{GHG}} : 5974 \text{ ton/tahun}$$

PLTMH berhak mendapatkan kompensasi dana dari badan internasional karena telah menerapkan energi bersih dalam bentuk CER. Besarnya dana dari CER dihitung berdasarkan berapa ton gas karbon yang bisa tereduksi dengan harga tiap ton adalah 11 euro atau setara dengan Rp.176.457,93 (konversi euro – rupiah per bulan juni 2014).

$$\text{CER} = \Delta_{\text{GHG}} \times \text{Rp } 176.457,93$$

$$\text{CER} = 5974 \times 176.457,93$$

$$\text{CER} = 1054 \text{ juta rupiah atau setara } 1,05 \text{ milyar rupiah pertahun.}$$

Tabel 4.30. Ringkasan Reduksi GHG Untuk Tiap Jenis Bahan Bakar

Alternatif	Jenis Bahan Bakar (Sumber Energi)	Kg CO ₂ / kWh	Energi Bersih Tahunan	Nilai Reduksi/Tahun	Nilai CER/Tahun
			MWh	t CO ₂	Milyar Rp.
1	Minyak	0,754	7923	5974	Rp 1,05
	Diesel	0,764	7923	6054	Rp 1,07
	Batu Bara (Coal)	0,94	7923	7448	Rp 1,31
	Gas Alam (Natural Gas)	0,581	7923	4604	Rp 0,81
2	Minyak	0,754	4356	3284	Rp 0,58
	Diesel	0,764	4356	3328	Rp 0,59
	Batu Bara (Coal)	0,94	4356	4095	Rp 0,72
	Gas Alam (Natural Gas)	0,581	4356	2531	Rp 0,45
3	Minyak	0,754	6726	5071	Rp 0,89
	Diesel	0,764	6726	5138	Rp 0,91
	Batu Bara (Coal)	0,94	6726	6322	Rp 1,12
	Gas Alam (Natural Gas)	0,581	6726	3908	Rp 0,69

Sumber: perhitungan

4.9. Analisa Ekonomi

Dalam analisa ekonomi maka harus ditentukan besarnya nilai manfaat (*benefit*) dan nilai pembayaran (*cost*). Dalam studi ini komponen manfaat dari pembangunan PLTMH adalah:

- a. nilai jual listrik yang dihasilkan (*tangible benefit*)
- b. nilai CER dari reduksi gas karbon (*tangible benefit*)
- c. terbantunya pemerintah dalam menambah suplai tenaga listrik (*intangible benefit*)

sedangkan komponen biaya dari pembangunan PLTMH adalah biaya modal dan biaya operasional pemeliharaan (OP). biaya modal meliputi biaya langsung dan biaya tak langsung, biaya langsung adalah biaya konstruksi sedangkan biaya tak langsung meliputi biaya *engineering* dan biaya *contingencies*.

4.9.1. Pendekatan yang dipergunakan

Pendekatan atau asumsi yang dipergunakan pada analisa ekonomi dalam studi ini adalah:

- 1) Suku bunga bank di asumsi sebesar 12%
- 2) Nilai tukar \$1 dolar Amerika ke rupiah adalah Rp. 11.820 (nilai tukar bulan juni 2014)
- 3) Nilai tukar \$1 dolar Kanada ke rupiah adalah Rp. 10.900 (nilai tukar bulan juni 2014).
- 4) Usia PLTMH adalah 35 tahun.
- 5) Biaya contingencies adalah 10% dari biaya langsung.
- 6) Biaya OP adalah 1% dari biaya langsung tiap tahun.
- 7) Nilai depresiasi hanya mengacu pada peralatan hidromekanik dengan metode *straight line method* dengan usia guna 35 tahun dengan nilai pengembalian Rp. 0.
- 8) Harga jual listrik mengikuti Peraturan Menteri ESDM no.12 tahun 2014. Tentang harga pembelian listrik oleh PT PLN dari pembangkit listrik yang menggunakan energi terbarukan skala kecil dan menengah. Yaitu sebesar Rp. 1075/kWh.
- 9) Terdapat kenaikan biaya dan pendapatan sebesar 20% setiap 5 tahun dengan asumsi kenaikan biaya ekonomi dan kebutuhan pokok naik setiap 5 tahun sekali.
- 10) Pendapatan dari CER diambil dari konversi jenis bahan bakar minyak.

4.9.2. Estimasi Biaya (*Cost*)

Estimasi biaya dihitung mulai dari besarnya biaya langsung (biaya konstruksi) dengan menggunakan data desain bangunan pada analisa sebelumnya, perhitungan estimasi biaya dihitung berdasarkan persamaan (2-89) sampai (2-109). Parameter estimasi biaya berbeda

untuk tiap alternatif namun perbedaan hanya terletak pada parameter utama (debit, tinggi jatuh, *rated capacity*, jumlah unit turbin dan jumlah pipa pesat) berikut adalah parameter estimasi biaya tiap alternatif :

Tabel 4.31. Parameter Estimasi Biaya

Parameter Desain	Simbol	Alternatif 1	Alternatif 2	Alternatif 3
Debit Desain Total (m^3/dt)	Qd	14,37	7,38	11,23
Tinggi Jatuh Efektif (m)	Hg	9,46	9,70	9,56
Daya Total (MW)	MW	1,19	0,63	0,94
<i>Enggining Cost Factor</i>	E	0,67	0,67	0,67
Jumlah Turbin	n	2	2	2
<i>Grid Connected Factor</i>	G	0,9	0,9	0,9
<i>Lower Cost Generator Factor</i>	Cg	0,75	0,75	0,75
<i>Higher Cost Vertical Axis Turbin Factor</i>	jt	1	1	1
<i>Lower Cost Horizontal Axis Turbin Factor</i>	kt	0,9	0,9	0,9
Diameter Runner Turbin (m)	d	1,06	0,77	0,93
Tingkat Kesulitan Jaringan Transmisi	D	1	1	1
<i>Transmission Line Wood Pole Vs Steel</i>	P	1	1	1
Panjang Jalur Transmisi (Km)	Lt	2	2	2
Voltase Transmisi (KV)	V	115	115	115
<i>Civil Cost Factor</i>	C	0,44	0,44	0,44
<i>Rock Factor</i>	R	1,05	1,05	1,05
Jarak Borrow Pit (km)	Lb	1	1	1
Lebar Bendung Baru (m)	Ld	0	0	0
Berat Pipa Pesat (Kg)	W	38095,17	21865,30	34189,89
Jumlah Pipa Pesat	np	2	2	2
Slope ($^{\circ}$)	Ss	0,02	0,02	0,02
Panjang Saluran	Lcs	200	200	200
Suku Bunga (<i>Loan Interest</i>)*	i	12,00%	12,00%	12,00%
<i>Transfer rate CAD to IDR</i> **		10900	10900	10900
Harga Jual Listrik Per Kwh***	Rp/kWh	1075	1075	1075
Transfer Rate USD to IDR**		11820	11820	11820
Inflasi IDR 2013****		4,28%	4,28%	4,28%
<i>Escalation factor (CAD)</i> *****		1,14	1,14	1,14

Sumber: perhitungan dan rencana

* : nilai diambil dari BI rate januari 2014

** : tingkat nilai tukar per januari 2014

*** : harga berdasarkan Permen ESDM no.4 tahun 2012

**** : nilai diambil dari world bank februari 2014

***** : nilai diambil dari bank of Canada februari 2014

Hasil perhitungan akan bernilai dalam mata uang dollar kanada dengan *base rate* tahun 2005 sehingga harus diperhatikan faktor eskalasi perubahan nilai mata uang tersebut sehingga hasil estimasi harus dikonversikan menjadi nilai mata uang dollar kanada dengan *base rate* tahun 2014. Berikut ini adalah contoh perhitungan estimasi biaya untuk alternatif 1:

1. Biaya Engineering

$$C1 : 0,37 \cdot n^{0,1} E \left(\frac{MW}{Hg^{0,3}} \right)^{0,54} \times 10^6$$

$$C1 : 0,37 \cdot 1^{0,1} 0,67 \left(\frac{1,19}{9,46^{0,3}} \right)^{0,54} \times 10^6$$

$$C1 : 202.869 \text{ dollar kanada (2005)}$$

$$C1 : 231.271 \text{ dollar kanada (2014) dan senilai dengan 2.520.855.574 rupiah}$$

2. Peralatan Hidromekanik

$$C2 : CG + CT$$

$$CG : 0,82 \cdot n^{0,96} G Cg \left(\frac{MW}{Hg^{0,28}} \right)^{0,9} \times 10^6$$

$$CG : 0,82 \cdot 1^{0,96} 0,9 0,75 \left(\frac{1,19}{9,46^{0,28}} \right)^{0,9} \times 10^6$$

$$CG : 715.157 \text{ dollar kanada (2005)}$$

$$CG : 815.279 \text{ dollar kanada (2014) dan senilai 8.886.546.334 rupiah}$$

$$CT : 0,27 \cdot n^{0,96} Jt Kt d^{1,47} (1,17 Hg^{0,12} + 2) \times 10^6$$

$$CT : 0,27 \cdot 1^{0,96} 1 0,9 1,06^{1,47} (1,17 9,46^{0,12} + 2) \times 10^6$$

$$CT : 1.814.768 \text{ dollar kanada (2005)}$$

$$CT : 2.068.835 \text{ dollar kanada (2014) dan senilai dengan 22.550.303.288 rupiah}$$

$$\text{Maka } C2 : 8.886.546.334 + 22.550.303.288 : 31.436.849.622 \text{ rupiah}$$

3. Pemasangan Hidromekanik

$$C3 : C2 \cdot 0,15$$

$$C3 : 31.436.849.622 \cdot 0,15 : 4.715.527.443 \text{ rupiah}$$

4. Pipa Pesat

$$C4 : 20 \cdot n^{0,95} W^{0,88}$$

$$C4 : 20 \cdot 2^{0,95} 38095,17^{0,88}$$

$$C4 : 415.120 \text{ dollar kanada (2005)}$$

$$C4 : 473.237 \text{ dollar kanada (2014) dan senilai 5.158.285.301 rupiah}$$

5. Pemasangan Pipa Pesat

$$C5 : 5 W^{0,88}$$

- C5 : 5 38095,17^{0,88}
 C5 : 53.720 dollar kanada (2005)
 C5 : 61.241 dollar kanada (2014) dan senilai 667.523.980 rupiah
6. Saluran
 C6 : 20 ((1,5 + 0,01Ss^{1,5}) Qd Lcs)^{0,9}
 C6 : 20 ((1,5 + 0,01 0.02^{1,5}) 14,37 200)^{0,9}
 C6 : 37.338 dollar kanada (2005)
 C6 : 42.565 dollar kanada (2014) dan senilai 463.961.886 rupiah
7. Lain Lain
 C7 : 0,25 i Qd^{0,35} x 1,1ΣC1 to C6 + 0,1ΣC1 to C6
 C7 : 0,25 10% 14,37^{0,35} x 1,1ΣC1 to C6 + 0,1ΣC1 to C6
 C7 : 665.339 dollar kanada (2005)
 C7 : 758.486 dollar kanada (2014) dan senilai 8.267.496.565 rupiah
8. Biaya Contingencies
 C8 : 10% ΣC1 to C7
 C8 : 53.230.500.372 . 10% : 5.323.050.037 rupiah
9. Capital Cost
 C9 : ΣC1 to C8
 C9 : 58.553.550.409 rupiah
10. Biaya O & P
 C10 : 1% ΣC1 to C7
 C10 : 532.305.004 rupiah
11. Biaya Pajak (PPN 10%)
 C11 : 10% C9
 C11 : 10% 58.553.550.409 : 5.855.355.041 rupiah
12. Total Cost
 C12 : C11 + C9
 C12 : 5.855.355.041 + 58.553.550.409 : 64.408.905.450 rupiah

Dari estimasi biaya tersebut dapat diketahui rasio perbandingan antara energi dengan besarnya biaya (Rp/kWh) : 64.408.905.450 / 8804 : 7,316. Dengan cara yang sama maka didapatkan rincian estimasi biaya untuk tiap alternatif:

Tabel 4.32. Hasil Perhitungan Estimasi Biaya Tiap Alternatif

No.	Item Pekerjaan	Biaya (Milyar Rupiah)		
		Alternatif 1	Alternatif 2	Alternatif 3
1	Biaya Engineering	2,52	1,78	2,22
2	Peralatan Hidromekanik	31,44	19,11	25,90
3	Pemasangan Hidromekanik	4,72	2,87	3,88
4	Pipa Pesat	5,16	3,16	4,69
5	Pemasangan Pipa Pesat	0,67	0,41	0,61
6	Saluran	0,46	0,25	0,37
7	Lain Lain	8,27	4,59	6,66
8	Biaya Contingencies	5,32	3,22	4,43
9	Biaya O & P	0,53	0,32	0,44
10	Capital Cost	58,55	35,38	48,77
11	PPN 10%	5,86	3,54	4,88
12	Total Cost	64,41	38,92	53,64
13	Rasio Rp/Kwh	7.316	8.042	7.178

Sumber: perhitungan

Biaya operasional dan perawatan PLTMH Wlingi diadopsi dari laporan studi kelayakan pengembangan sungai brantas sebagai pembangkit listrik Perum JASA TIRTA I tahun 2009, kegiatan O&P meliputi:

Tabel 4.33. Kegiatan Inspeksi dan Pemeliharaan PLTMH Wlingi

No.	Siklus Inspeksi	Hari yang Dibutuhkan	Jenis Inspeksi
1	tiap 1 bulan	1 hari	• penggelontoran sedimen
2	tiap 1 tahun	1-2 hari	• mengganti oli • pengecekan oli pada <i>speed increaser</i> • pengecatan bangunan metal
3	tiap 3 tahun	3-4 hari	• Mengganti oli sumping dan oli <i>speed increaser</i> • Membongkar dan membersihkan generator • Mengganti minyak gemuk pada generator
4	tiap 5 tahun	5-6 hari	• Membongkar dan membersihkan turbin serta generator • Mengganti <i>mechanical seal</i> • Mengganti penyangga generator
5	tiap 10 tahun	10 hari	• Membongkar dan membersihkan generator, turbin dan <i>speed increaser</i> • Pemeriksaan semua bagian peralatan • Mengganti penyangga generator • Mengganti gigi pada <i>speed increaser</i> • Mengganti <i>mechanical seal</i> • mengganti oli pada semua peralatan
6	tiap 30 tahun	1 tahun	• mengganti turbin, generator dan perangkat mekanik elektrik lainnya (<i>reequipment</i>)

Sumber: PJT-1

Tabel 4.34. Rencana Jenis Pekerjaan dan Pekerja PLTMH Wlingi

No.	Nama	Rasio	Jumlah Pekerja	Waktu Kerja
1	Operating Manajer	1	1	Full Time
2	Operator	1	1	Full Time
3	Security	0.7	4	Full Time
4	Electrical Engineering	0.25	1	Part Time
5	Civil And Mechanical Engineering	0.25	1	Part Time

Sumber: PJT-1

4.9.3. Estimasi Manfaat (*Benefit*)

Berdasarkan peraturan menteri ESDM no.12 tahun 2014 harga jual listrik yang harus dibeli PT. PLN adalah Rp. 1075/kWh. Maka nilai manfaat dari penjualan listrik adalah: harga jual x hasil bangkitan energi listrik yaitu, $1075 \times 8804 \text{ MW} = 9,46$ milyar pertahun ditambah dengan pendapatan dari CER sebesar 1,18 milyar pertahun maka total pendapatan pertahun adalah 11,31 milyar untuk alternatif 1. Dengan cara yang sama maka estimasi manfaat untuk tiap alternatif adalah sebagai berikut:

Tabel 4.35. Estimasi Manfaat Untuk Tiap Alternatif

No	Alternatif	Harga Jual Listrik (Rp/kWh)	Pembangkitan Tahunan (MWh)	Pendapatan (Milyar Rp)	CER (Milyar Rp)	Total (Milyar Rp)
1	1	1075	8804	9,46	1,05	10,51
2	2	1075	4840	5,20	0,58	5,78
3	3	1075	7473	8,03	0,89	8,92

Sumber: perhitungan

4.9.4. Analisa Kelayakan Ekonomi

4.9.4.1. Analisa Ekuivalensi Terhadap Kelayakan Ekonomi

Analisa ekuivalensi yang dipergunakan adalah penggunaan nilai sekarang (*present value*) terhadap semua elemen dana termasuk biaya total, biaya O&P, manfaat energi dan CER data yang dipergunakan adalah data suku bunga pinjaman (*loan interest*), dan usia guna. Berikut ini adalah contoh perhitungan ekuivalensi untuk alternatif 1:

Nilai sekarang untuk total biaya langsung:

Total biaya langsung : Rp. 64.408.905.450

Suku bunga pinjaman : 12,00 %

Tahun ke : 0

Present value (P/F) : $64.408.905.450 / (1+12,00\%)^0$: Rp. 64.408.905.450 (nilai tetap karena biaya langsung merupakan nilai masa sekarang)

Nilai sekarang untuk biaya O&P:

Biaya O&P : Rp. 532.305.004

Suku bunga pinjaman : 12,00 %

Tahun ke : 1

Present value (P/F) : $532.305.004 / (1+12,00\%)^1$: Rp. 475.272.325

Nilai sekarang untuk manfaat energi:

Manfaat energi : Rp. 9.464.134.673

Suku bunga pinjaman : 12,00 %

Tahun ke : 1

Present value (P/F) : $9.464.134.673 / (1+12,00\%)^1$: Rp. 9.083.421.034

Hasil nilai ekuivalensi untuk tiap alternatif dapat dilihat pada tabel *cash flow*.

4.9.4.2. Analisa Kelayakan Ekonomi Menggunakan Aliran Dana (*Cash Flow*)

Aliran dana (*cash flow*) disusun berdasarkan tiap alternatif selama 35 tahun, dalam tabel *cash flow* masing masing parameter dihitung dalam bentuk nilai ekuivalensinya (P/V) untuk tiap parameter. Kemudian akan dianalisa kelayakan ekonominya dalam bentuk *benefit cost ratio* (BCR), *net present value* (NPV), *internal rate of return* (IRR) dan *paid back period*. Berikut tabel *cash flow* untuk tiap alternatif:

