

Perancangan Turbin Francis untuk PLTA dengan Spesifikasi Tinggi Jatuh Air (H) 100 m, Debit (V) 3 m³/s, Putaran (n) 750 Rpm

Dimas A.P. Purba¹, M. Abdulkadir^{2,*}, Didit Setyo Pamuji³

^{1,2,3}Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Nasional Yogyakarta
Jl Babarsari Caturtunggal Depok Sleman, Yogyakarta 55281

Corresponding author: makadir2011@gmail.com

Abstract

A water turbine is a device used to convert potential energy into mechanical energy, which mechanical energy is converted into electrical energy through the rotation of a generator. This design has a specific water drop height of 100 m, a discharge of 3 m³/s, and a rotation of 750 rpm, to determine the type of turbine chosen. Based on the working area of the turbine and calculate the specific speed (n_q) obtained results of 41.08 rpm so that the selected type of turbine to be designed is Francis turbine. Turbine power output of 2.50 MW. Further determine the speed triangle of the incoming and outgoing sides of the ramp blade to determine the size of the base of the runner. The turbine shaft is calculated based on the power generated by the turbine. From the calculation, the diameter of the runner is 688 mm on the entry side and 790 mm on the exit side. The angle of the entry side of the spoon is 28.66°, while on the exit side it is 30° with a total of 15 spoons. Water enters into the runner directed wicket gate at an angle of 10,75° with a total scoop of 16 pieces. The total number of stay vane spoons is 16 pieces with an entry and exit side angle of 38.36°. The diameter of the inlet channel of the spiral casing is 818 mm, while the diameter of the outlet draft tube is 1562 mm. The result of planning is a technical drawing in the form of 2 dimensions and 3 dimensions.

Keywords: *hydropower, MHP, water turbine, turbine Francis Planning, Design.*

Abstrak

Turbin air adalah suatu alat yang digunakan untuk mengubah energi potensial menjadi energi mekanik, yang mana energi mekanik ini diubah menjadi energi listrik melalui putaran generator. Perancangan ini berspesifikasi tinggi jatuh air 100 m, debit 3 m³/s, dan putaran 750 rpm, untuk mengetahui jenis turbin yang dipilih. Berdasarkan daerah kerja turbin dan menghitung kecepatan spesifik (n_q) didapat hasil sebesar 41,08 rpm sehingga dipilih jenis turbin yang akan dirancang adalah turbin Francis. Hasil daya turbin sebesar 2,50 MW. Selanjutnya menentukan segitiga kecepatan sisi masuk dan keluar sudu jalan untuk menentukan ukuran dasar runner. Poros turbin dihitung berdasarkan daya yang dihasilkan turbin. Dari hasil perhitungan yang diperoleh diameter runner 688 mm pada sisi masuk dan 790 mm pada sisi keluar. Sudut sisi masuk sudu sebesar 28,66°, sedangkan pada sisi keluar 30° dengan jumlah sudu 15 buah. Air masuk ke dalam runner diarahkan wicket gate pada sudut 10,75° dengan jumlah sudu 16 buah. Jumlah sudu stay vane sebanyak 16 buah dengan sudut sisi masuk dan keluar 38,36°. Diameter saluran sisi masuk spiral casing diperoleh 818 mm,

sedangkan diameter keluar *draft tube* sebesar 1562 mm. Hasil perencanaan adalah gambar teknik dalam bentuk 2 dimensi dan 3 dimensi.

Kata Kunci: PLTA, PLTMH, Turbin air, Turbin Francis Perencanaan, Desain.

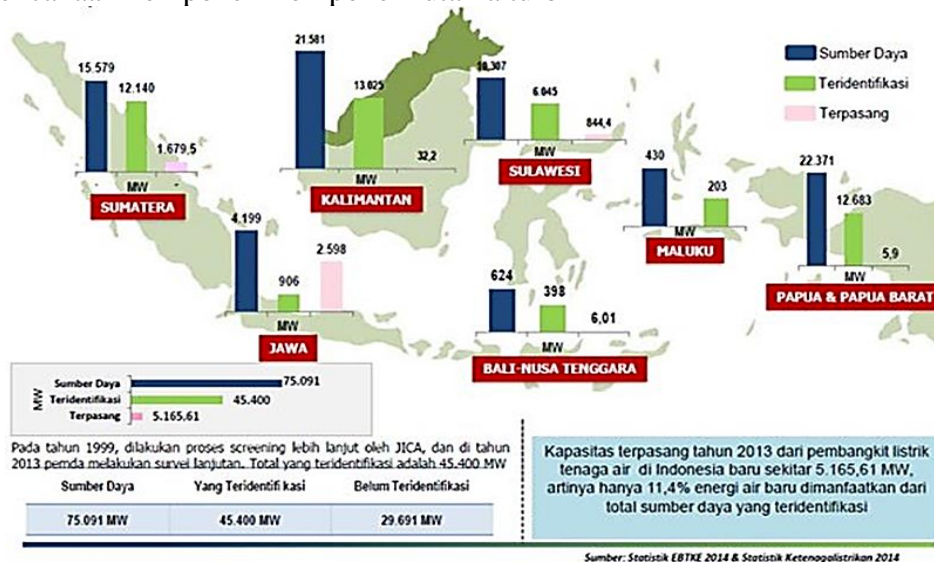
PENDAHULUAN

PLTA di Indonesia merupakan salah satu bagian penting dalam industri energi terbarukan yang dimanfaatkan untuk banyak orang. Sebagai negara maritim, pemanfaatan air sebagai sumber energi pun sudah sepatutnya dimanfaatkan untuk banyak kepentingan. Peralnya, PLTA di Indonesia berperan penting untuk memenuhi kebutuhan listrik rumah tangga, khususnya di wilayah pedesaan (Apriyathama, 2022).

PLTA Sigura – gura memiliki kapasitas daya terpasang yaitu 286 Megawatt (MW), tinggi jatuh air 218 m, dan debit 37,6 m³/s, sehingga jenis turbin yang digunakan adalah turbin Francis (Lombantoruan, E. 2017); PLTA Musi unit II berlokasi di Bengkulu, Sumatera Selatan. PLTA Musi unit II memiliki kapasitas daya yang terpasang sebesar 81,029 Megawatt (MW), tinggi jatuh air 426,2 m, dan debit air 19,4 m³/s, sehingga jenis turbin yang digunakan ialah turbin Francis (Setyadi, 2016). Berdasarkan data yang dimiliki Kementerian ESDM, potensi sumber energi tenaga air tersebar sebanyak 15.600 MW (20,8%) di Sumatera, 4.200 MW (5,6%) di Jawa, Kalimantan, 21.600 MW (28,8%), Sulawesi, 10.200 MW (13,6%), Bali, NTT, NTB, 620 MW (0,8%), Maluku, 430 MW (0,6%) dan Papua, menyimpan potensi tenaga air sebesar 22.350 MW atau 29,8% dari potensi nasional. Total keseluruhan potensi tenaga air yang dimiliki bangsa Indonesia sebesar 75.000 MW dan yang termanfaatkan saat ini hanya 10.1% atau sebesar 7.572 MW (Ferial, 2014). Pada tugas akhir ini direncanakan sebuah turbin air dengan spesifikasi tinggi jatuh air (H) 100 m, Debit (V) 3 m³/s, Putaran (n) 750 rpm.

Dalam perancangan tugas akhir ini akan direncanakan sebuah turbin air meliputi :

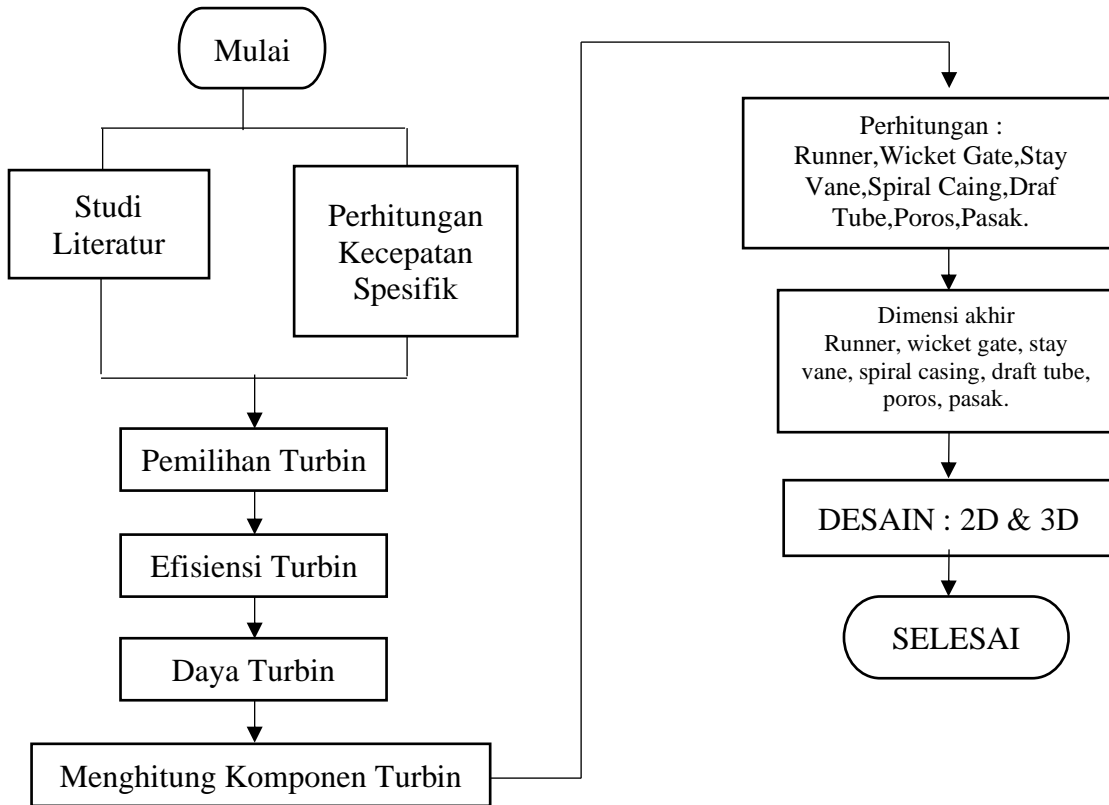
1. Pemilihan jenis turbin yang sesuai dengan spesifikasi yang direncanakan.
2. Perencanaan komponen-komponen utama turbin



Gambar 1. Peta Potensi Sumber Energi Tenaga Air di Indonesia (Sumber : Statistik EBTKE 2014 & Statistik Ketenagalistrikan 2014)

PROSEDUR PERANCANGAN

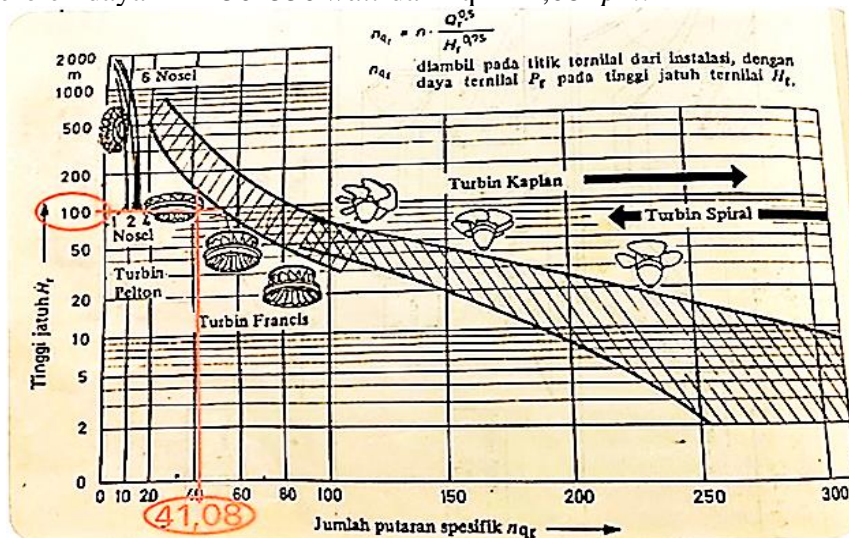
Dalam merancang turbin utamanya didasarkan pada besar tinggi jatuh air (head) dan kapasitas desain aliran air (V) untuk selamanya dari study literature diperoleh data yang digunakan dalam menghitung berbagai parameter perhitungan



Gambar 2. Alur Perancangan

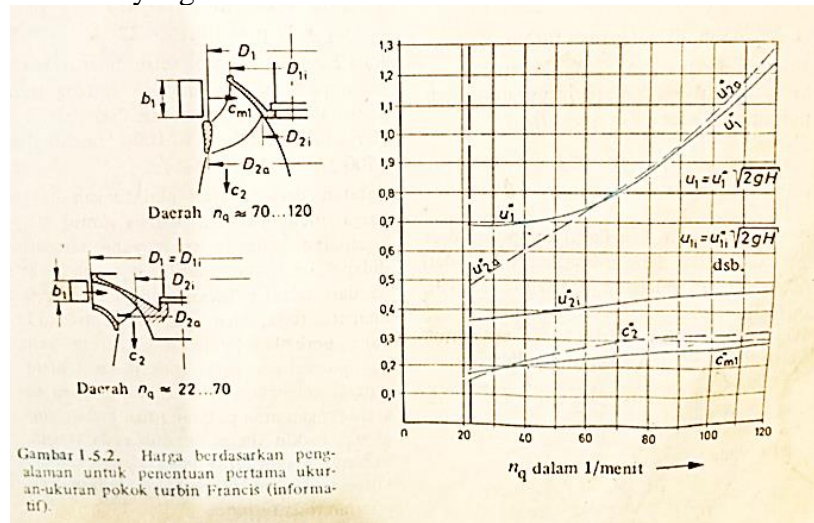
PERHITUNGAN KOMPONEN TURBIN

Dari data awal yang digunakan sebagai acuan untuk merencanakan suatu turbin air, tinggi jatuh air (H) 100 m, debit air (V) 3 m³/s, putaran (n) 750 rpm, dan efisiensi turbin (η_T) dapat ditentukan potensi daya dan putaran spesifik (nq) menggunakan persamaan 2.6 dan 2.1 sehingga diperoleh daya $P = 2501550$ watt dan $nq = 41,08$ rpm.



Gambar 3. Penentuan jenis turbin.

Dari gambar diatas dapat dipilih jenis turbin yang sesuai adalah turbin Francis. Nilai nq sebesar 41,08 rpm dan tinggi jatuh air 100 m di sesuaikan ke grafik pada gambar 4 untuk menentukan jenis turbin yang akan direncanakan.



Gambar 1.5.2. Harga berdasarkan pengalaman untuk penentuan pertama ukuran-ukuran pokok turbin Francis (informatif).

Gambar 4. Penentuan harga spesifik hasil penelitian.
Sumber: Turbin Pompa dan Kompresor, Fritz Dietzel, hal. 24.

Nilai putaran spesifik $nq = 41,08 \text{ rpm}$ dimasukkan pada grafik gambar 4 untuk menentukan harga spesifik. Masing-masing harga spesifik tersebut dikalikan dengan harga kecepatan pancaran air (cp) yang dihitung menggunakan persamaan 2.6. Didapat nilai $cp = 44,294 \text{ m/s}$. Dengan demikian diperoleh data harga awal sebagai berikut:

Tabel 1. Tabel harga awal penentuan ukuran-ukuran dasar turbin

No.	Harga Awal	Nilai
1.	u_1	31,01 m/s
2.	u_{2a} (u_{2o})	27,02 m/s
3.	u_{2i}	17,5 m/s
4.	c_2	10,2 m/s
5.	c_{m1} (c_{1a})	9,3 m/s

Keterangan :

- u_1 = kecepatan tangensial runner pada sisi masuk sudu.
- u_{2o} = kecepatan tangensial runner sisi keluar sudu pada diameter terluar.
- u_{2i} = kecepatan tangensial runner sisi keluar sudu pada diameter terdalam.
- c_2 = kecepatan absolut air pada sisi keluar sudu.
- c_{1a} = kecepatan absolut air arah aksial pada sisi masuk sudu.

Pada efisiensi 100%, c_2 tidak mempunyai komponen tangensial lagi sehingga arahnya tegak lurus terhadap u_2 . Dengan demikian, dapat diketahui besaran w_2 dan β_2 dengan persamaan-persamaan berikut:

$$w_2 = \sqrt{c_2^2 + u_{2i}^2} \tag{1}$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{c_2}{u_{2i}} \right) \tag{2}$$

Keterangan:

w_2 = kecepatan relatif air pada sisi keluar sudu 20,255 m/s.

$\beta_2 = \text{arah } w_2 = 20,255 \text{ m/s}$ dan $\beta_2 = 30^\circ$.

Dengan demikian diperoleh $w_2 = 20,255 \text{ m/s}$ dan $\beta_2 = 30^\circ$.

Untuk menentukan komponen tangensial kecepatan relatif air masuk sudu (w_{1u}), persamaan 2.7 dimodifikasi menjadi:

$$\overrightarrow{W1u} = \frac{(H \cdot g \cdot \eta \tau + u_2 \cdot \overrightarrow{w2u})}{u_1} \quad (3)$$

Dengan demikian diperoleh $\overrightarrow{w1u} = 17,014 \text{ m/s}$. Selanjutnya dicari harga komponen tangensial kecepatan absolut air sisi masuk (c_{1u}), kecepatan absolut air sisi masuk (c_1), dan arah c_1 (α_1).

$$c_{1u} = w_{1u} + u_1 \quad (4)$$

$$c_1 = \sqrt{c_{1u}^2 + c_{1a}^2}$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left(\frac{c_{1a}}{c_{1u}} \right)$$

Didapat $c_{1u} = 48,024 \text{ m/s}$, $c_1 = 48,916$, dan $\alpha_1 = 10,75^\circ$.

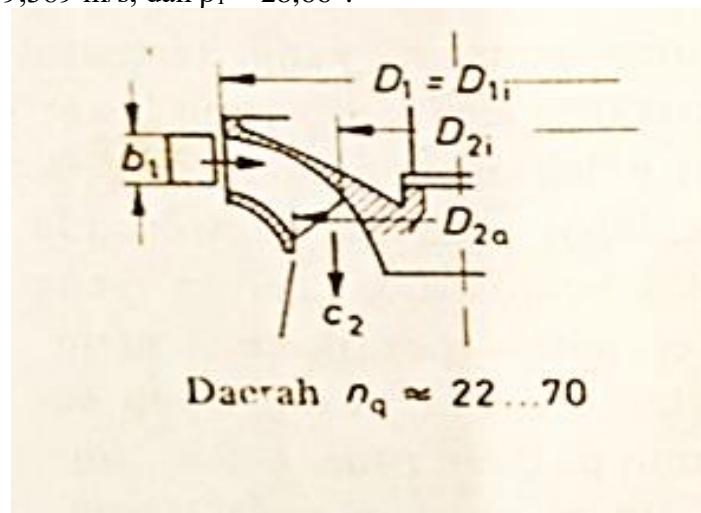
Besar komponen radial kecepatan relative air sisi masuk (w_{1a}) sama dengan besar c_{1a} .

Dengan demikian besar kecepatan relatif air masuk sudu (w_1) dan arahnya (β_1) dapat ditentukan dengan:

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2} \quad (5)$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{w_{1a}}{w_{1u}} \right)$$

Didapat hasil $w_1 = 19,389 \text{ m/s}$, dan $\beta_1 = 28,66^\circ$.



Gambar 5. Nomenklatur ukuran dasar *runner* untuk n_q 41,08 rpm.

Diameter D_1 , D_{2o} , dan D_{2i} dihitung berdasarkan besaran u_1, u_{2o} , dan u_{2i} dengan persamaan dasar:

$$D_1 = \frac{u_1 \cdot 60}{\pi \cdot n} \quad (6)$$

Dengan demikian didapat hasil $D_1 = 790 \text{ mm}$, $D_{2o} = 688 \text{ mm}$, dan $D_{2i} = 445 \text{ mm}$.

Pengecekan dilakukan dengan menghitung debit sisi keluar *runner* (Q_2) dengan persamaan berikut:

$$Q_2 = c_2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_2^2 \quad (7)$$

Diperoleh $Q_2 = 3,79 \text{ m}^3/\text{s}$.

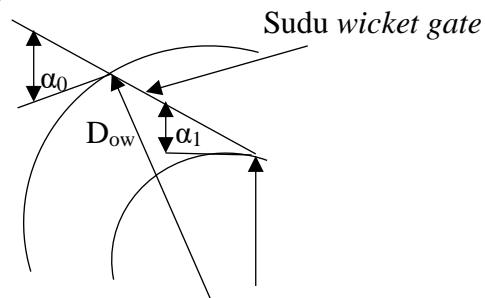
Selanjutnya, lebar sisi masuk *runner* dihitung dengan persamaan:

$$b_1 = \frac{V}{\pi \cdot D_1 \cdot c_{1a} \cdot 0,9} \quad (8)$$

Keterangan:

ϵ = Penyempitan luar area sisi masuk *runner*.

Pengurangan luas sisi masuk akibat adanya ketebalan sudu turbin (ϵ) diambil 0,9 (Dietzel, 1996). Dengan demikian didapat $b_1 = 144 \text{ mm}$. Selanjutnya jumlah sudu (Z) diambil 15 buah berdasarkan contoh perhitungan turbin *Francis* berukuran kecil (Fritz, 1993). Dengan pertimbangan ketahanan aus yang baik dan korosi, bahan yang dipilih untuk *runner* adalah baja tahan karat AISI 440C. Jumlah sudu *wicket gate* (Z_w) diambil 16 buah dengan kemiringan pada sisi keluar $\alpha_1 = 10,75^\circ$. Celah antara *runner* dengan *wicket gate* dibuat 5% lebih besar dari diameter D_1 untuk mengurangi turbulensi (Chruck, 1983) sehingga diperoleh diameter dalam *wicket gate ring* $D_{iw} = 829 \text{ mm}$. Lebar arah radial *wicket gate ring* diambil 100 mm sehingga diperoleh diameter luar *wicket gate* $D_{ow} = 1029 \text{ mm}$.



Gambar 6. Ilustrasi sudu *wicket gate*.

Kecepatan air masuk sudu (α_0) ditentukan dengan persamaan:

$$a_0 = \tan^{-1} \left(\frac{\cos(\alpha_1) \cdot 0,5 \cdot D_{iw}}{0,5 \cdot D_{ow}} \right) \quad (10)$$

Didapat $\alpha_0 = 38,36^\circ$. Dengan pertimbangan ketahanan aus dan korosi yang kuat, bahan yang dipilih untuk sudu *wicket gate* adalah baja tahan karat AISI 440C. Diameter dalam *stay vane* (D_{is}) dibuat sama dengan diameter luar *wicket gate ring* (D_{ow}) yaitu sebesar 1029 mm. Lebar arah radial *wicket gate ring* diambil 100 mm sehingga didapat diameter luar *stay vane* $D_{os} = 1229 \text{ mm}$. Arah kecepatan air keluar dan masuk *stay vane* (α_s) sama dengan sisi masuk *wicket gate* (α_0) yaitu sebesar $38,36^\circ$. Bahan yang dipilih untuk *stay vane* adalah baja tahan karat AISI 321 karena memiliki sifat las yang baik.

Merencanakan ukuran-ukuran dari rumah keong dalam hal ini $D = 790 \text{ mm}$ dan kecepatan spesifiknya = 119 rpm. Karena penampang *spiral casing* berbentuk lingkaran, maka untuk mempermudah perhitungan maka digunakan pendekatan dengan rumus empiris yang terdapat pada literature yang dimiliki penulis (Warnick, 1984). Pada perancangan rumah keong turbin digunakan metode empiric (deSiervo dan deLeva, 1976), dimana telah diketahui nilai dari keluaran turbin (D_1) = 790 mm dan untuk nilai putaran spesifik (N_s) = 119 rpm. Bahan poros baja chrome nikel molibdenum (JIS G 4103) dengan lambing SNCM25 kekuatan tarik $\sigma_b = 120 \text{ Kg/mm}^2$. Daya yang ditransmisikan (P) 2,501 kW, putaran poros (n) 750 rpm. Perencanaan dapat dihitung menggunakan persamaan (Sularso, 1873).

Tabel 2. faktor – faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan

Daya yang akan ditransmisikan	F_c
Daya rata – rata yang diperlukan	1,2 – 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 – 1,5
Daya normal	1,0 – 1,5

Daya yang direncanakan dalam perhitungan poros dapat dihitung dengan rumus: $pd = fc \times P$. Momen rencana yang akan direncanakan dalam perhitungan dalam perhitungan poros dapat dihitung dengan rumus:

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{pd}{n}$$

Tegangan geser yang diijinkan. Dengan factor koreksi $Sf1 = 5,8$; $Sf2 = 1,8$ dapat dihitung dengan rumus:

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma b}{Sf1 \cdot Sf2}$$

Diameter poros yang direncanakan dengan rumus:

$$ds = \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \times Kt \times Cb \times T \right\}^{1/3}$$

Pasak dapat dihitung menggunakan persamaan (Sularso, 1978). Berdasarkan dimensi poros yang dipilih, maka ukuran pasak standar adalah, lebar pasak $b = 32$ mm, dan tinggi pasak $h = 18$ mm, kedalaman alur pasak $t_1 = 18$ mm, dan kedalaman alur pasak pada naf $t_2 = 7,4$ mm. Gaya tangensial dihitung dengan rumus:

$$F = \frac{T}{ds/2}$$

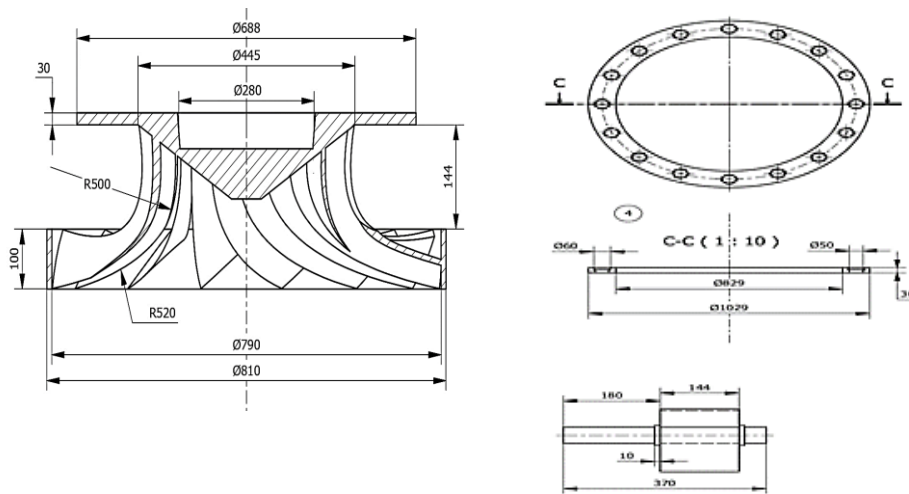
Menentukan panjang pasak dihitung dengan rumus:

$$\tau_k = \frac{F}{b \times l_1} \leq \tau_{ka}$$

Dari perhitungan yang dilakukan diperoleh lebar pasak 32 mm, tinggi pasak 18 mm, dan panjang pasak 78,37 mm, dan diameter poros 280 mm.

KESIMPULAN

Dari perhitungan menyeluruh, diperoleh ukuran dasar serta bahan yang digunakan untuk masing-masing komponen utama.



Gambar 7. Runner, ring wicket gate, dan sudu wicket gate.

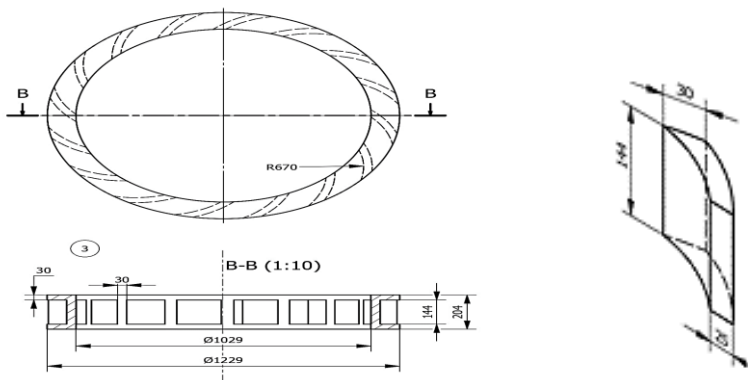
Tabel 3. Ukuran dasar runner.

No.	Dimensi	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Diameter sisi masuk	D_1	790.063	mm
2.	Diameter sisi keluar sebelah dalam	D_{2i}	445,859	mm
3.	Diameter sisi keluar sebelah luar	D_{2o}	688	mm
4.	Sudut sisi masuk sudu	β_1	28,66	°
5.	Sudut sisi keluar sudu	β_2	30	°
6.	Lebar sisi masuk runner	b_1	144	mm

No.	Dimensi	Notasi	Nilai	Satuan
7.	Jumlah sudu	Z	15	
8.	Tebal sudu sisi masuk	Th ₁	16	mm
9.	Tebal sudu sisi keluar	Th ₂	9	mm

Tabel 4. Ukuran dasar *wicket gate*.

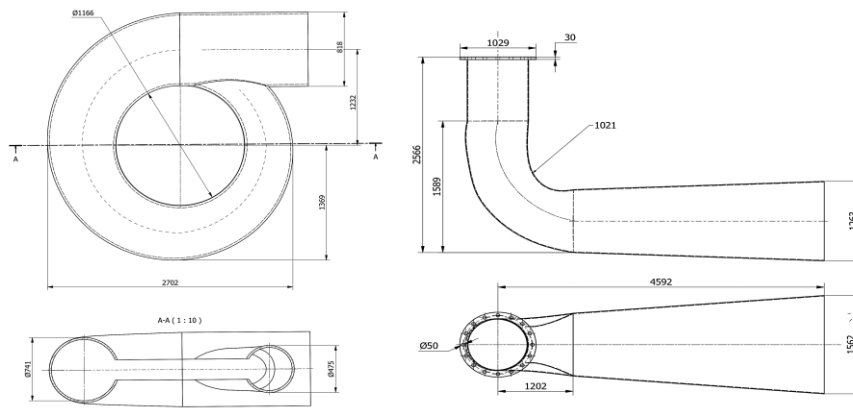
No.	Dimensi	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Diameter dalam wicket gate ring	Diw	829	mm
2.	Diameter luar wicket gate ring	Dow	1029	mm
3.	Tebal sudu sisi dalam	Thiw	20	mm
4.	Tebal sudu sisi luar	Thow	25	mm
5.	Arah aliran air sisi masuk	α_0	38,36	°
6.	Arah aliran air sisi keluar	α_1	10,75	°
7.	Diameter poros wicket gate	Dpw	50	mm
8.	Jumlah sudu	Z _w	16	



Gambar 8. *Stay Vane*.

Tabel 5. Ukuran dasar *stay vane*

No.	Dimensi	Notasi	Nilai	mm
1.	Diameter dalam stay vane	Dis	1029	mm
2.	Diameter luar stay vane	Dos	1229	mm
3.	Tebal sudu sisi dalam	This	25	mm
4.	Tebal sudu sisi luar	Thos	30	mm
5.	Arah aliran air sisi masuk dan keluar	α_0	38,36	°
6.	Jumlah sudu stay vane	Z _s	16	



Gambar 9. Draft Tube dan Spiral Caing.

Tabel 6. Ukuran poros turbin.

No.	Poros Turbin	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Diameter poros	dp	280	mm
2.	Panjang pasak	l_1	12,61	mm
3.	Panjang pasak	l_2	78,37	mm

SARAN

Disebabkan oleh keterbatasan penulis dalam melakukan analisis variasi bentuk sudu turbin terhadap spesifikasi yang berbeda, sehingga diharapkan bagi peneliti selanjutnya dapat melakukan analisis turbin francis yang lebih rinci.

UCAPAN TERIMAKASIH

Penulis mengucapkan terimakasih kepada Institut Teknologi Nasioanl Yogyakarta (ITNY), kepada Program Studi Teknik Mesin S-1, kepada teman-teman yang membantu dan sama-sama berjuang untuk menyelesaikan skripsi ini.

REFERENSI

- Apriathama Reyhan. (2022). 8 PLTA di Indonesia Terbesar Saat Ini untuk Listrik Rumah Tangga Beserta Lokasinya. <https://artikel.rumah123.com/8-plta-di-indonesia-terbesar-saat-ini-untuk-kebutuhan-listrik-rumah-tangga-71793>. Diakses pada tanggal 10 Desember 2022 Pukul 01:07 WIB.
- Church, Austin H. 1993. Pompa Dan Blower Sentrifugal. 3rd ed. edited by Z. Harahap. Jakarta: Erlangga.
- Ferial. (2014). Kebijakan Pengembangan Tenaga Air. <https://ebtke.esdm.go.id/post/2014/07/02/628/kebijakan.pengembangan.tenaga.air>. Diakses pada tanggal 10 Desember 2022 Pukul 01:30 WIB.
- Fritz Dietzel (1993). Turbin Pompa dan Kompresor. Jakarta : Erlangga
- Setyadi, W., & Ferdiana, R. (2016). Analisis unjuk kerja turbin air pada pusat listrik tenaga air (PLTA) dengan kapasitas 70 mW. *Jurnal Konversi Energi dan Manufaktur*, 3(3), 131-134. <http://journal.unj.ac.id/unj/index.php/jkem/article/download/6370/4612>. Diakses pada tanggal 10 Desember 2022 Pukul 02:42 WIB.
- Sularso & Suga, Kiyokatsu (1987). Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin. PT Pradnya Paramita, Jakarta.
- Warnick C.C., 1984, Hydropower Engineering. Professor of Civil Engineering, University of Indaho Moscow, Indaho.