

Perancangan Turbin Air Cross-Flow Dengan Efisiensi Maksimum Untuk Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro (PLTMH) Di Desa Bungan Jaya Kecamatan Putusibau Selatan Kabupaten Kapuas Hulu Provinsi Kalimantan Barat

Syarif Ishak Alkadri

Jurusan Teknik Elektro Politeknik Negeri Ketapang
ishakalkadri@gmail.com

ABSTRACT

To increase electricity access rate of the population in West Kalimantan Province needs to be done a variety of efforts in relation to supply of the electrical energy. One is through the “Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro (PLTMH)” as an alternative to reduce the use of “Pembangkit Listrik Tenaga Diesel (PLTD)” which requires a very large operating costs and are not environmentally friendly because it causes air pollution. PLTMH is able to generate electrical energy with environmentally friendly, and can reach the more remote or rural areas. The tools used to generate electricity using micro hydro power is cross-flow water turbine with main component is the turbine wheel (runner) and water spray (nozzle). To design a cross-flow water turbine in order to generate maximum efficiency, it is necessary to consider various design parameters such as angle of the water jet into the runner (angle attack), entry angle of the blade, the ratio of the inside diameter and outside diameter of the blade, as well as the number of blades. This study examines the value of these parameters in designing cross-flow water turbine construction has 27 meters head and water debit is 0.157 m^3 in PLTMH Desa Bungan Jaya, Kecamatan Putusibau Selatan, Kabupaten Kapuas Hulu, West Kalimantan Province. The study found that in these locations can be designed cross-flow water turbines with a power of 37 kW and a maximum efficiency of 95%. In order to achieve this efficiency, the turbine is designed to transmit water inlet runner angle or angle attack of 22° , the angle of the blade entered by 39° , the ratio of inner diameter and outer diameter runner at 0.60, and the number of blades as much as 18 blade.

Keyword: PLTMH, cross-flow turbine, runner, nozzle, efficiency.

I. PENDAHULUAN

A. Latar Belakang

Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro (PLTMH) telah banyak menarik perhatian di negara-negara berkembang, seperti Indonesia, untuk memenuhi kebutuhan energi listrik di wilayah-wilayah pedesaan yang tidak terjangkau oleh distribusi listrik dari Perusahaan Listrik Negara (PLN). Keberadaan PLTMH di suatu daerah dapat mendukung program pembangunan

di daerah tersebut, terutama dalam bidang ekonomi dan sosial yang selama ini mengandalkan energi listrik menggunakan Pembangkit Listrik Tenaga Diesel (PLTD), seperti terjadi di hampir seluruh wilayah (Kabupaten/Kota) di Provinsi Kalimantan Barat. Keterbatasan pasokan energi listrik menyebabkan nilai akses kelistrikan dari penduduk menjadi rendah.

Pengoperasian PLTD membutuhkan biaya pengadaan bahan bakar yang sangat mahal,

apalagi bila PLTD tersebut berada di pelosok-pelosok atau daerah terpencil. Selain biaya untuk pengadaan bahan bakar, diperlukan biaya lain yang tidak sedikit untuk perawatan dan perbaikan. Fenomena tingginya biaya yang diperlukan untuk pengoperasian PLTD membuka peluang pengembangan PLTMH yang mampu menghasilkan energi listrik murah dan ramah lingkungan serta dapat dibangun di wilayah terpencil atau pelosok pedesaan.

Untuk membangkitkan energi listrik pada PLTMH digunakan turbin air jenis cross-flow, dengan salah satu komponen utamanya adalah *runner* berbentuk silinder yang dipasang sudu-sudu. Untuk mengarahkan pancaran air ke *runner* digunakan *nozzle* sehingga air menabrak sudu-sudu pada lokasi yang berbeda di sisi masuk dan ke luar. Efisiensi turbin cross-flow bergantung pada kecanggihan desain (perancangan) dan dapat mencapai 85%, bahkan untuk desain yang lebih sederhana efisiensinya dapat mencapai 65 – 80% [1]. Sementara desain turbin cross-flow dari Banki mampu mencapai efisiensi sebesar 68% [2]. Efisiensi turbin cross-flow dapat lebih ditingkatkan menggunakan *nozzle* dengan posisi penempatan yang lebih tajam (menukik) daripada lebar *runner* dengan jumlah sudu sebanyak 35 buah dan sudut pancar air masuk optimal di antara 22° dan 24° [3].

Terdapat beberapa parameter dalam perancangan turbin cross-flow, meliputi diameter *runner*, lebar *runner*, kecepatan *runner*, daya turbin, ketebalan pancaran air, kelonggaran sudu, jumlah sudu, jari-jari kelengkungan sudu, sudut pancar air masuk dan ke luar sudu. Seluruh parameter-parameter tersebut diduga dapat mempengaruhi efisiensi turbin cross-flow. Penelitian ini akan mengkaji pengaruh dari parameter-parameter tersebut dan mencari parameter mana yang paling berpengaruh terhadap pencapaian efisiensi maksimum. Pengkajian dilakukan menggunakan perangkat lunak komputer dengan data kasus di Desa Bungan Jaya, Kecamatan Putusibau Selatan, Kabupaten Kapuas

Hulu, Provinsi Kalbar.

B. Rumusan Masalah

Berdasarkan uraian latar belakang di atas, maka dirumuskan masalah utama dalam penelitian ini adalah parameter apa saja yang harus dipertimbangkan dalam merancang turbin air cross-flow agar dapat dihasilkan efisiensi yang maksimum untuk PLTMH di Desa Bungan Jaya, Kecamatan Putusibau Selatan, Kabupaten Kapuas Hulu, Provinsi Kalimantan Barat

C. Batasan Masalah

Lingkup penelitian ini dibatasi Komponen turbin cross-flow yang menjadi fokus penelitian adalah *runner* dan *nozzle*, parameter penelitian, serta Perhitungan parameter perancangan turbin cross-flow dilakukan menggunakan perangkat lunak spreadsheet Microsoft Excel 2010

II. TINJAUAN PUSTAKA

A. Tenaga Air dan Pemanfaatannya

Sumberdaya air merupakan salah satu bentuk energi terbarukan yang tersedia melimpah dimanamana dan dapat digunakan sebagai pembangkit energi yang dikenal dengan tenaga hidro atau tenaga air. Tenaga hidro (*hydropower*) merubah energi yang terkandung dalam air ke bentuk energi yang lebih bermanfaat, seperti energi listrik atau energi mekanik. Saat ini, tenaga hidro merupakan salah satu sumber energi terbarukan yang banyak dikembangkan. Selain sebagai sumber tenaga bersih (*clean source of power*) yang dihasilkan dari air yang memutarakan atau menggerakkan turbin air, juga merupakan sumber energi listrik yang penting untuk pembangunan ekonomi dan sosial. Instalasi pembangkit listrik tenaga hidro mulai dikembangkan pada abad ke-19 dengan kapasitas operasi hanya beberapa megawatt, tetapi kecenderungan pada abad ke-20 dikembangkan untuk kapasitas operasi yang lebih besar.

Klasifikasi skala tenaga hidro didasarkan atas keluaran (output) tenaga yang dihasilkan seperti tercantum pada Tabel 1.

Tabel 1. Klasifikasi keluaran tenaga dari instalasi tenaga hidro

Klasifikasi	Keluaran Tenaga
Besar (Large)	> 100 MW
Menengah (Medium)	10 – 100 MW
Kecil (Small)	1 – 10 MW
Mini (Mini)	100 kW – 1 MW
Mikro (Micro)	4 – 100 kW
Piko (Piko)	< 5 kW

Sumber: [4]

Instalasi tenaga hidro berkapasitas besar memerlukan bendungan untuk menciptakan kapasitas penampungan dan pengaturan aliran air. Sedangkan untuk instalasi tenaga hidro berkapasitas lebih kecil yang menghasilkan tenaga listrik tidak lebih dari 100 kW tidak memerlukan bendungan.

B. Pengertian dan Klasifikasi Turbin Air

Turbin air adalah alat untuk merubah energi potensial air menjadi energi mekanik yang selanjutnya diubah menjadi energi atau tenaga listrik menggunakan generator. Berdasarkan prinsip kerjanya dalam merubah energi potensial air menjadi energi mekanik, maka turbin air dapat diklasifikasikan menjadi turbin impuls (*impuls turbine*) dan turbin reaksi (*reaction turbine*) seperti tercantum pada Tabel 2.

Tabel 2 Klasifikasi turbin air

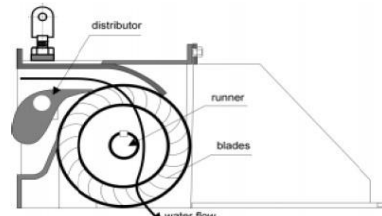
Klasifikasi	High Head	Medium Head	Low Head
Turbin Impuls	Pelton Turgo	Cross-flow Multi-jet Pelton Turgo	Cross-flow
Turbin Reaksi		Francis	Propeller Kaplan

Sumber: [4]

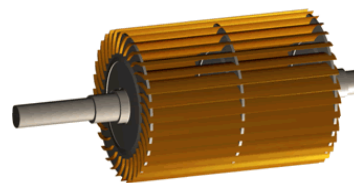
C. Turbin Cross-flow

Turbin cross-flow menggunakan nosel persegi panjang yang lebarnya sesuai dengan lebar runner. Pancaran air masuk turbin dan mengenai sudu sehingga terjadi konversi energi kinetik menjadi energi mekanik. Air mengalir ke luar membentur sudu dan memberikan energinya (lebih rendah dibanding saat masuk) kemudian meninggalkan turbin. *Runner* turbin dibuat dari beberapa sudu yang dipasang pada sepasang piringan paralel.

Turbin cross-flow dapat dioperasikan pada debit air 20 liter/detik hingga 10 m³/detik dan head antara 1 s/d 200 m. Gambar 1 memperlihatkan skema turbin cross-flow dan Gambar 2 memperlihatkan bentuk runner turbin cross-flow.

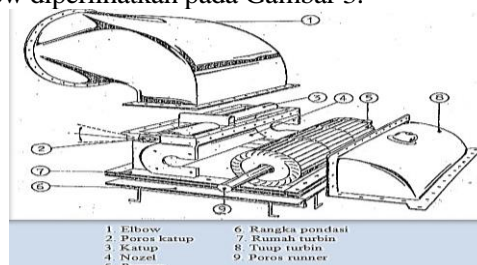


Gambar 1 Turbin Cross-flow [6]



Gambar 2 Runner turbin cross-flow [6]

Saat ini, turbin air jenis cross-flow menjadi terkenal dan banyak dibangun di lokasi-lokasi yang mempunyai tinggi jatuh (*head*) rendah dan debit aliran air (*water flow*) kecil. Selain disebabkan oleh struktur atau konstruksinya sederhana juga mudah dalam proses pembuatannya di lapangan. Turbin air cross-flow terdiri dari dua bagian utama, yaitu *runner* dan *nozzle*. *Runner* adalah rotor berbentuk lingkaran yang mempunyai dua sisi dinding tempat dipasangnya sudu-sudu pada sepanjang garis keliling turbin. Penampang lintang dari sudu-sudu berbentuk lingkaran dengan jari-jari lengkungan yang spesifik. *Nozzle* mengarahkan aliran air ke dalam runner pada posisi sudut tertentu. Komponen-komponen utama dari turbin cross-flow diperlihatkan pada Gambar 3.

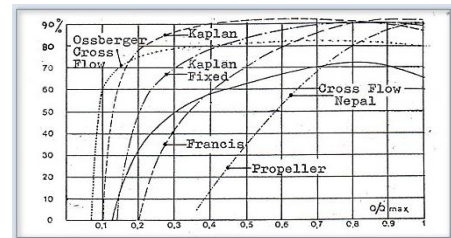


Gambar 3 Komponen utama turbin cross-flow [5]

Pancaran air meninggalkan *nozzle* memukul sudu-sudu pada tingkat pertama. Air yang berada di tingkat pertama selanjutnya melintas menuju saluran tingkat ke dua setelah memutar runner secara sempurna. Sebagian dari air ini masuk di antara tingkat turbin dan tidak memberikan kontribusi terhadap pembangkitan energi. Salah satu yang harus diperhitungkan dalam perancangan turbin cross-flow adalah meminimalkan aliran air yang tidak diharapkan ini agar dapat dicapai efisiensi maksimum.

Turbin cross-flow memiliki karakteristik yang spesifik dibanding jenis penggerak turbin lainnya. Turbin ini mempunyai efisiensi yang tidak berubah (untuk putaran tertentu) walaupun debit air berubah. Hal ini sangat menguntungkan karena pada kenyataannya bila debit air sering berubah baik karena aliran air sumber berubah maupun karena posisi pembukaan pintu pengatur yang tidak tetap sesuai dengan kebutuhan beban yang ada. Pemakaian jenis turbin cross-flow lebih menguntungkan dibanding dengan penggunaan kincir air maupun jenis turbin mikrohidro lainnya. Penggunaan turbin ini untuk daya yang sama dapat menghemat biaya pembuatan penggerak mula sampai 50% dari penggunaan kincir air dengan bahan yang sama. Penghematan ini dapat dicapai karena ukuran turbin cross-flow lebih kecil dan lebih kompak dibanding kincir air. Diameter kincir air yakni roda jalan atau runnernya biasanya 2 meter ke atas, tetapi diameter turbin cross-flow dapat dibuat hanya 20 cm saja sehingga bahan-bahan yang dibutuhkan jauh lebih sedikit, itulah sebabnya bisa lebih murah. Demikian juga daya guna atau efisiensi rata-rata turbin ini lebih tinggi dari pada daya guna kincir air. Hasil pengujian laboratorium yang dilakukan oleh pabrik turbin Ossberger, Jerman Barat, yang menyimpulkan bahwa daya guna kincir air dari jenis yang paling unggul sekalipun hanya mencapai 70% sedang efisiensi turbin cross-flow mencapai 82% (Haimerl, L.A., 1960). Tingginya efisiensi turbin cross-flow ini akibat pemanfaatan energi air pada turbin ini dilakukan dua kali, yang pertama energi tumbukan air pada sudu-sudu pada saat air mulai

masuk, dan yang kedua adalah daya dorong air pada sudu-sudu saat air akan meninggalkan runner. Adanya kerja air yang bertingkat ini ternyata memberikan keuntungan dalam hal efisisensinya yang tinggi dan kesederhanaan pada sistim pengeluaran air dari *runner*. Kurva di bawah ini akan lebih menjelaskan tentang perbandingan efisiensi dari beberapa turbin konvensional.[5]



Gambar 4 Efisiensi beberapa turbin dengan pengurangan debit sebagai variabel [5]

Dari kurva tersebut ditunjukkan hubungan antara efisiensi dengan pengurangan debit akibat pengaturan pembukaan katup yang dinyatakan dalam perbandingan debit terhadap debit maksimumnya. Untuk turbin cross-flow dengan $Q/Q_{maks.} = 1$ menunjukkan efisiensi yang cukup tinggi sekitar 80%, disamping itu untuk perubahan debit sampai dengan $Q/Q_{mak} = 0,2$ menunjukkan harga efisiensi yang relatif tetap (Meier & Ueli, 1981).

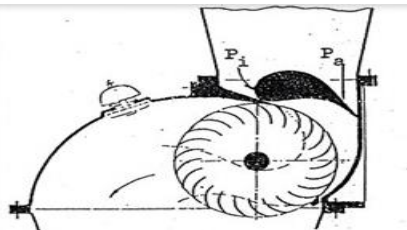
Dari kesederhanaannya, jika dibandingkan dengan jenis turbin lain, maka turbin cross-flow adalah yang paling sederhana. Sudu-sudu turbin Pelton misalnya, bentuknya sangat pelik sehingga pembuatannya harus dilakukan dengan proses pengecoran. Demikian juga runner turbin Francis, Kaplan dan Propeller pembuatannya harus melalui proses pengecoran. Tetapi runner turbin cross-flow dapat dibuat dari material baja sedang (*mild steel*) seperti ST37 yang dibentuk dingin kemudian dirakit dengan konstruksi las. Demikian juga komponen-komponen lain dari turbin ini semuanya dapat dibuat di bengkel-bengkel umum dengan peralatan pokok mesin las listrik, mesin bor, mesin gerinda meja, mesin bubut dan peralatan kerja bangku lainnya.

Cara mengoperasikan turbin cross-flow adalah pertama kali buka pintu utama di sekitar

bendungan agar air dapat mengalir melalui kanal ke bak penenang. Setelah permukaan air di kolam penampung naik setinggi 1,5 meter di atas mulut pipa pesat hingga sebagian air ada yang terbuang melimpah melalui saluran limbah, maka pada saat itu pula pintu di mulut pipa pesat dibuka hingga pipa pesat penuh terisi, namun pada saat itu air tak dapat masuk turbin sebab katup di bawah di dalam posisi menutup penuh. Selanjutnya bukalah katup secara berkala dengan perantaraan regulator tangan sampai air dapat keluar dari nosel dan akhirnya memutar runner. Setelah runner berputar normal, lepaskan pasak penghubung katup-regulator, proses pengaturan katup ini selanjutnya dilakukan oleh governor mekanik. Selama pengoperasian awal ini, generator jangan dahulu dihubungkan dengan beban, namun setelah governor bekerja secara normal baru generator dihubungkan dengan beban. Untuk selanjutnya, penyesuaian pemakaian beban dengan pembukaan katup bekerja secara otomatis yang dilakukan oleh governor.

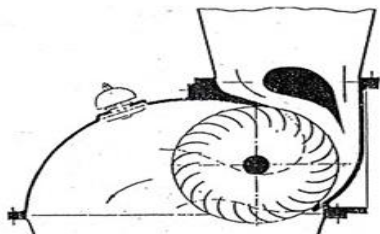
Turbin cross-flow memiliki berbagai model posisi katup, yaitu:

a. Posisi katup menutup penuh



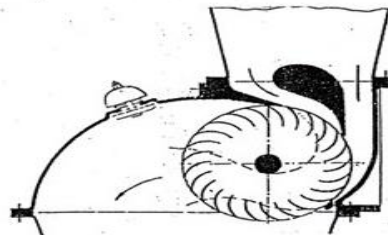
Gambar 5 Model posisi katup menutup penuh [5]

b. Posisi katup terbuka normal



Gambar 6 Posisi Katup terbuka normal [5]

c. Posisi katup pada saat terbuka penuh

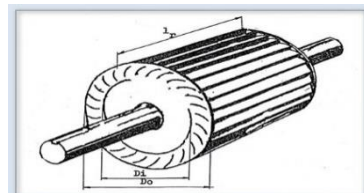


Gambar 7 Posisi katup terbuka penuh [5]

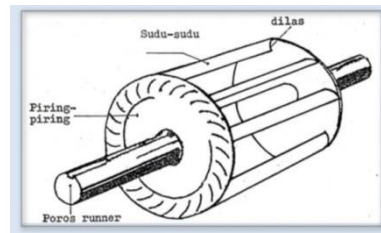
Seperti telah dikemukakan di atas bahwa turbin cross-flow terdiri dari komponen utama sebagai berikut:

1) **Runner**

Runner adalah bagian terpenting dari turbin cross-flow yang berfungsi mengubah pancaran air masuk turbin dan mengenai sudu-sudu sehingga terjadi konversi energi kinetik menjadi energi mekanik. Runner terdiri dari dua buah piringan yang berhadapan dan bertitik pusat pada poros. Sudu-sudu ditempelkan di antara kedua piringan dengan teknik pengelasan yang mengelilingi piringan tersebut. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Gambar 2.20 di bawah ini.



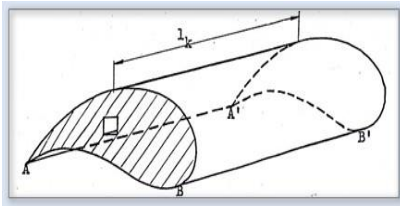
Gambar 8 Runner turbin cross-flow [6]



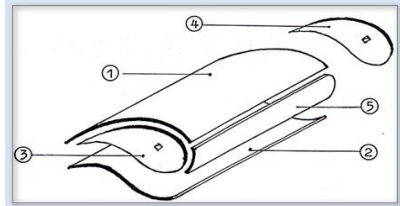
Gambar 9 Proses merakit runner turbin cross-flow [6]

2) **Katup**

Katup adalah komponen penggerak mula turbin yang berfungsi untuk mengatur masuknya air ke nosel dan memutar runner.



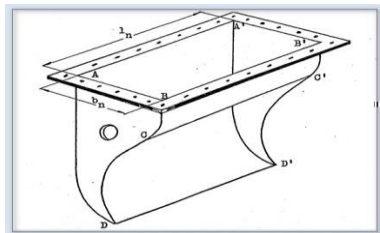
Gambar 10 Katup turbin cross-flow [6]



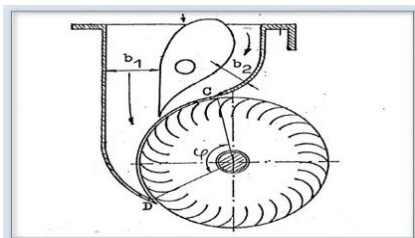
Gambar 11 Komponen rakitan katup turbin cross-flow [6]

3) Nosel

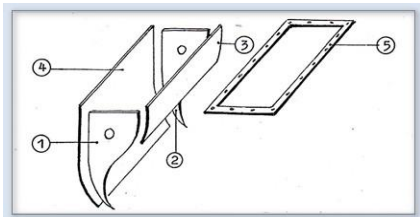
Nosel adalah komponen penggerak mula turbin yang berfungsi mengarahkan pancaran air ke runner sehingga air menabrak sudu-sudu dan menggerakkan runner. Gambar 12 memperlihatkan bentuk nosel.



Gambar 12 Nosel turbin cross-flow [6]



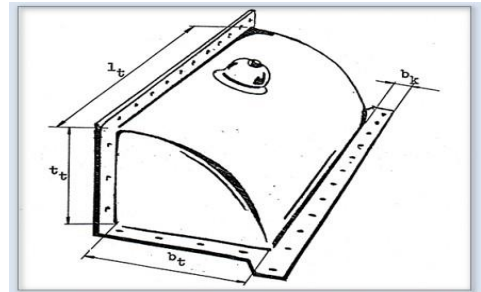
Gambar 13 Penampang samping nosel turbin cross-flow [6]



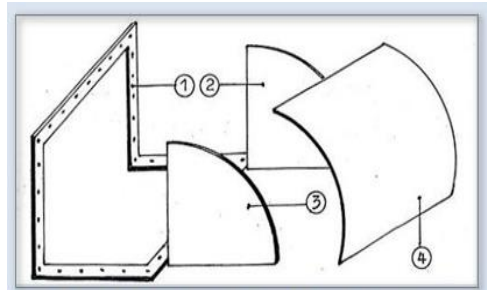
Gambar 14 Elemen rakitan nosel turbin cross-flow [6]

4) Tutup Turbin

Tutup turbin berfungsi untuk mengarahkan air ke luar dari ruangan runner sehingga air yang sudah menggerakkan runner tidak berhamburan ke luar. Dengan tutup turbin ini air akan dialirkan ke saluran pembuangan, disamping itu tutup turbin berfungsi juga sebagai peredam suara yang di akibatkan oleh putaran runner.



Gambar 15 Tutup turbin turbin cross-flow [6]



Gambar 15 Komponen rakitan tutup turbin cross-flow [6]

D. Analisis Segi-tiga Kecepatan Turbin Cross-flow

1) Kecepatan Pancaran Air Masuk Ke Runner

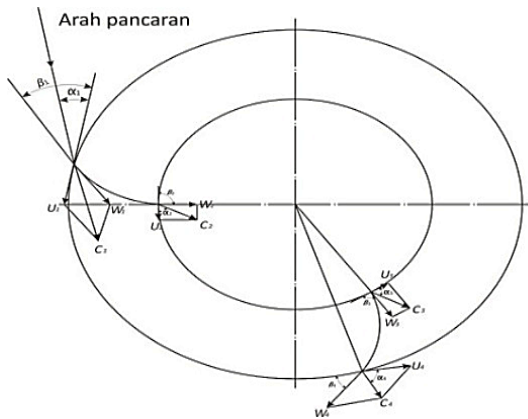
Kecepatan pancaran air memasuki runner dapat dihitung menggunakan persamaan di bawah ini :

$$C = \varphi \sqrt{2gH_n} \dots\dots\dots (1)$$

dengan φ adalah koefisien kecepatan yang menyatakan kerugian pada pipa pesat sampai elemen pemancar air pada turbin, g adalah percepatan gravitasi ($m/detik^2$), dan H_n adalah tinggi jatuh (bersih) air (m).

2) Kecepatan Runner

Untuk menganalisis kecepatan runner perlu diasumsikan bahwa: (1) aliran air steady, seragam dan paralel; (2) gesekan dan gravitasi pada runner tidak ada; (3) hukum kontinuitas terpenuhi, (4) massa jenis air konstan, dan (5) aliran berdimensi satu. Berdasarkan asumsi tersebut maka vektor-vektor kecepatan air pada runner dapat dilukiskan sebagai berikut:



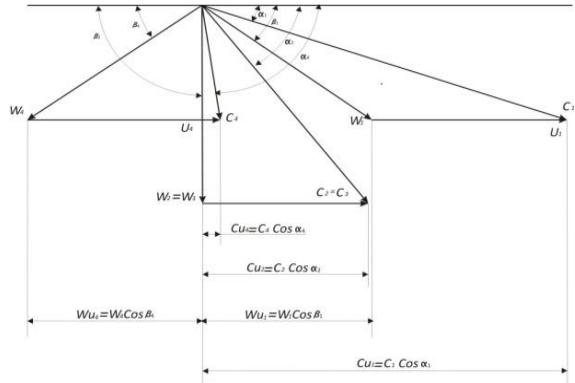
Gambar 16 Kecepatan air pada runner [6]

Dari Gambar 16 dan asumsi di atas diperoleh :

- $U_1 = U_4$ (2)
- $U_2 = U_3$ (3)
- $\alpha_2 = \alpha_3$ (4)
- $\beta_1 = \beta_4$ (5)
- $\beta_2 = \beta_3$ (6)
- $W_1 = W_4$ (7)
- $W_2 = W_3$ (8)
- $C_2 = C_3$ (9)

dengan U adalah kecepatan keliling atau kecepatan tangensial aliran air, W adalah kecepatan relatif aliran air, C adalah kecepatan mutlak pancaran air memasuki runner, α adalah sudut pancar air masuk runner, dan β adalah sudut masuk dan ke luar sudu.

Gambar 17 memperlihatkan segi-tiga kecepatan turbin cross-flow.



Gambar 17 Segi-tiga kecepatan [6]

Dari segi-tiga kecepatan di atas diperoleh :

$$Cu_1 = C_1 \cos \alpha_1$$

$$Cu_2 = Cu_3 \dots\dots\dots (10)$$

$$= C_2 \cos \alpha_2 = C_3 \cos \alpha_3$$

$$= U_2 = U_3 \dots\dots\dots (11)$$

$$Cu_4 = C_4 \cos \alpha_4 \dots\dots\dots (12)$$

$$Cu_1 = W_1 \cos \alpha_1 + U_1 \dots\dots\dots (13)$$

$$Cu_4 = U_4 - W_4 \cos \beta_4 \dots\dots\dots (14)$$

$$= U_1 - W_1 \cos \beta_1$$

$$Cm_1 = C_1 \sin \alpha_1 \dots\dots\dots (15)$$

$$= W_1 \sin \beta_1$$

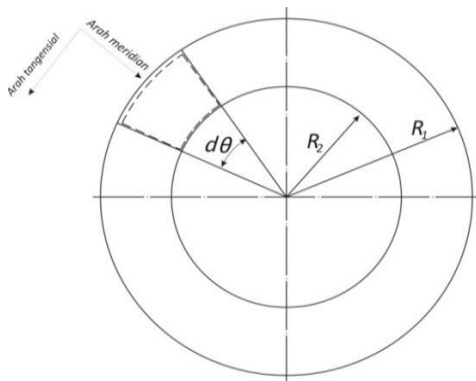
$$Cm_2 = C_2 \sin \alpha_2 \dots\dots\dots (16)$$

$$= W_2 = W_3$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (10) dan (2-13) kedalam persamaan (14), didapat :

$$Cu_4 = 2U_1 - C_1 \cos \alpha_1 \dots\dots\dots (17)$$

Selanjutnya aliran pada sudu runner diperlihatkan pada Gambar 18 sebagai berikut :



Gambar 18 Aliran pada sudu runner [6]

Berlaku : $C_{m1} (r_1 \cdot d\theta) = C_{m2} (r_2 \cdot d\theta)$

Sehingga: $C_{m1} = \frac{r_1}{r_2} C_{m2}$

3) Efisiensi Teoritis Turbin

Efisiensi Teoritis Turbin = $\frac{\text{Daya yang dihasilkan Turbin}}{\text{Daya yang diterima Turbin}}$

Daya yang dihasilkan turbin di tingkat 1 adalah:

$P_1 = \rho \cdot Q (U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2})$

Substitusi persamaan (2-10) dan (2-11) diperoleh:

$P_1 = \rho \cdot Q (U_1 C_1 \cos\alpha_1 - U_2 C_2 \cos\alpha_2)$

Daya turbin yang dihasilkan di tingkat 2 adalah:

$P_2 = \rho \cdot Q (U_3 C_3 \cos\alpha_3 - U_4 C_4 \cos\alpha_4)$

Substitusi persamaan (2-3), (2-4), dan (2-5):

$P_2 = \rho \cdot Q (U_2 C_2 \cos\alpha_2 - U_4 C_4 \cos\alpha_4)$

Daya yang dihasilkan seluruhnya :

$$P = P_1 + P_2$$

$$= \rho \cdot Q \{ (U_1 C_1 \cos\alpha_1 - U_2 C_2 \cos\alpha_2) + (U_2 C_2 \cos\alpha_2 - U_4 C_4 \cos\alpha_4) \}$$

$$= \rho \cdot Q \{ U_1 C_1 \cos\alpha_1 - U_4 C_4 \cos\alpha_4 \}$$

Substitusi persamaan (2) dan (17):

$$P = \rho \cdot Q \{ U_1 C_1 \cos\alpha_1 - U_1 (2U_1 - C_1) \cos\alpha_1 \}$$

$$= \rho \cdot Q (2U_1 \cdot C_1 \cos\alpha_1 - 2u_1^2) \dots\dots\dots (18)$$

Sedangkan daya yang di terima turbin adalah :

$$P = \rho \cdot Q \frac{C_1^2}{2}$$
 Jadi efisiensi teoritis turbin adalah :

$$\eta_t = \frac{\rho \cdot Q (2U_1 C_1 \cos\alpha_1 - 2u_1^2)}{2 \cdot \rho \cdot Q \cdot C_1^2}$$

$$= \frac{2 (2U_1 C_1 \cos\alpha_1 - 2u_1^2)}{C_1^2}$$

$$= 4 \left\{ \left(\frac{U_1}{C_1} \right) \cos\alpha_1 - \left(\frac{U_1}{C_1} \right)^2 \right\} \dots\dots\dots (19)$$

Dari persamaan di atas, ternyata efisiensi teoritis turbin merupakan fungsi dari $\left(\frac{U_1}{C_1} \right) \alpha_1$.

Jika α_1 tertentu dan $\left(\frac{U_1}{C_1} \right)$ merupakan variabel dari persamaan di atas, maka η_t akan maksimum untuk :

$$\frac{d\eta_t}{d\left(\frac{U_1}{C_1}\right)} = 0$$

$$4 \cos\alpha_1 - 8 \left(\frac{U_1}{C_1} \right) = 0$$

$$4 \cos\alpha_1 = 8 \left(\frac{U_1}{C_1} \right)$$

$$U_1 = \frac{1}{2} C_1 \cos\alpha_1 \dots\dots\dots (20)$$

Substitusikan harga di atas ke persamaan (2-19):

$$\eta_t = 4 \left[\frac{\frac{1}{2} C_1 \cos\alpha_1}{C_1} \cos\alpha_1 - \frac{\frac{1}{4} C_1^2 \cos^2\alpha_1}{C_1^2} \right]$$

$$= 4 \left[\frac{\cos^2\alpha_1}{2} - \frac{\cos^2\alpha_1}{4} \right]$$

$$\eta_t = \cos^2\alpha_1 \dots\dots\dots (21)$$

Persamaan ini menunjukkan bahwa efisiensi maksimum dicapai jika sudut α_1 dibuat sekecil mungkin. Tetapi pengecilan sudut α_1 ini terbatas karena akan meningkatkan kerugian turbin cross-flow pada sudu-sudu jika sudut α_1 terlalu kecil.

Selanjutnya efisiensi maksimum juga membutuhkan keadaan dipenuhinya persamaan (20), yaitu :

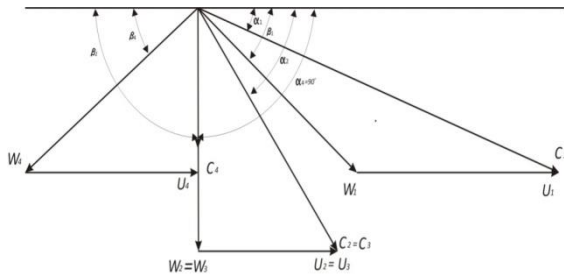
$$U_1 = \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1$$

Substitusikan harga di atas kedalam persamaan (17) dan diperoleh:

$$\begin{aligned} C_4 \cos \alpha_4 &= 2 \left(\frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1 \right) - C_1 \cos \alpha_1 \\ &= C_1 \cos \alpha_1 - C_1 \cos \alpha_1 \\ &= 0 \end{aligned}$$

Ini berarti $\alpha_4 = 0$ atau $C_4 \perp U_4$

Dari hasil analisis di atas didapat diagram segi-tiga kecepatan yang baru, yang memberikan efisiensi turbin maksimum, yaitu seperti diperlihatkan pada Gambar 19



Gambar 19 Segi-tiga kecepatan baru [6]

Dari diagram segi-tiga kecepatan baru di atas diperoleh :

$$W_1 \cos \alpha_1 = \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1 \dots\dots\dots (22)$$

$$\tan \alpha_1 = \frac{W_1 \sin \alpha_1}{W_1 \cos \alpha_1}$$

Substitusi persamaan (2-15) dan (2-22) diperoleh:

$$\begin{aligned} \tan \alpha_1 &= \frac{C_1 \sin \alpha_1}{\frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1} \\ \tan \beta_1 &= 2 \tan \alpha_1 \dots\dots\dots (23) \end{aligned}$$

$$C_4 = W_1 \sin \beta_1 \dots\dots\dots (24)$$

4) Distribusi Pembangkitan Tiap Tingkat

Daya yang terdistribusikan pada turbin ditingkat pertama, yaitu sebagai berikut :

$$P_1 = \rho \cdot Q (U_1 C_1 \cos \alpha_1 - U_2 C_2 \cos \alpha_2)$$

Dengan mensubstitusikan harga-harga persamaan (2-11) dan (2-20) didapat:

$$\begin{aligned} P_1 &= \rho \cdot Q (U_1 (2U_1) - U_2 \cdot U_2) \\ &= \rho \cdot Q (2U_1^2 - U_2^2) \end{aligned}$$

Daya yang terbangkitkan di tingkat ke dua adalah:

$$P_2 = \rho \cdot Qv (U_3 C_3 \cos \alpha_3 - U_4 C_4 \cos \alpha_4)$$

$$C_3 \cos \alpha_3 = U_2 = U_3 \text{ (persamaan 2-11)}$$

Sebelumnya telah diperoleh bahwa $C_4 \perp U_4$ artinya $\alpha_4 = 90^\circ \rightarrow \cos \alpha_4 = 0$ sehingga:

$$\begin{aligned} P_2 &= \rho \cdot Q \{ U_2 (U_2) - U_4 \cdot C_4 \cdot 0 \} \\ &= \rho \cdot Q \{ U_2^2 - 0 \} \\ &= \rho \cdot Q \cdot U_2^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Daya total : } P &= P_1 + P_2 \\ &= \rho \cdot Q \{ 2U_1^2 - U_2^2 + U_2^2 \} \\ &= 2\rho \cdot Q \cdot U_1^2 \end{aligned}$$

Jadi distribusi pembangkitan daya adalah :

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{\rho \cdot Q (2U_1^2 - U_2^2)}{2\rho \cdot Qv \cdot U_1^2} \times 100\% \\ &= \left\{ 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{U_2}{U_1} \right)^2 \right\} \times 100\% \end{aligned}$$

dan
$$\begin{aligned} P_2 &= \frac{\rho \cdot Q \cdot U_2^2}{2 \cdot \left(\frac{\rho \cdot Q \cdot U_1^2}{2} \right)} \times 100\% \\ &= \frac{1}{2} \left(\frac{U_2}{U_1} \right)^2 \times 100\% \end{aligned}$$

5) Hubungan antara efisiensi teoritis, daya, dan torsi terhadap putaran

Dari persamaan (2-19) telah diketahui bahwa efisiensi teoritis turbin adalah :

$$\eta_t = 4 \left\{ \left(\frac{U_1}{C_1} \right) \cos \alpha_1 - \left(\frac{U_1}{C_1} \right)^2 \right\}$$

Dari persamaan (2-18) telah diketahui bahwa daya turbin adalah [12]:

$$P = \rho \cdot Q (2U_1 C_1 \cos \alpha_1 - 2u_1^2) \text{ (Nm/det)}$$

torsi yang terjadi adalah :

$$T = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

dengan n adalah putaran turbin.

Efisiensi turbin cross-flow bergantung pada beberapa parameter perancangan yang mencakup: diameter runner, lebar runner, kecepatan runner, daya turbin, ketebalan pancaran air, kelonggaran atau jarak antara sudu, jumlah sudu-sudu, jari-jari kelengkungan sudu, sudut pancaran air masuk dan ke luar sudu.

III. METODOLOGI

Metodologi yang digunakan dalam penelitian ini adalah berdasarkan tahapan-tahapan sebagai berikut:

A. Tempat Penelitian

Penelitian dilakukan di Workshop dan Laboratorium Politeknik Negeri Ketapang serta Laboratorium Politeknik Negeri Pontianak.

B. Peralatan dan Bahan Penelitian

Peralatan dan bahan yang digunakan dalam penelitian ini terdiri dari komputer dan perangkat lunak spreadsheet Microsoft Excel 2010 untuk menghitung parameter-parameter perancangan turbin cross-flow sebagai PLTMH di Desa Bungan Jaya, Kecamatan Putusibau Selatan, Kabupaten Kapuas Hulu, Provinsi Kalimantan Barat (Kalbar).

C. Prosedur Penelitian

Perancangan turbin cross-flow dalam penelitian ini dilaksanakan melalui prosedur sebagai berikut:

1) Pengumpulan Data

Data utama yang diperlukan sebagai input dalam perancangan ini adalah ketinggian (head) dan debit aliran air sungai di Desa Bungan Jaya.

2) Persamaan matematika

Persamaan-persamaan matematika yang digunakan untuk menentukan parameter-parameter turbin cross-flow seperti diperlihatkan pada bagan alir perancangan turbin cross-flow (Gambar 8 sampai gambar 15). Adapun prosedur perancangannya adalah sebagai berikut:

a). Menyiapkan data lapangan

Hal ini mencakup penghitungan dan pengukuran ketinggian bersih (net head) dari instalasi tenaga air dan laju aliran air.

1. Menghitung ketinggian bersih air (H_n)

$$H_n = H_g - H_{tl} \quad \dots\dots\dots (25)$$

dengan H_n adalah ketinggian bersih (m), H_g adalah ketinggian kotor (m), yakni jarak vertikal di antara tingkat permukaan air pada saluran masuk (*intake*) dan turbin. Jarak ini dapat diukur menggunakan alat ukur elektronik yang modern. H_{tl} adalah total kehilangan ketinggian (m) akibat dari saluran terbuka (*open channel*), *trash rack*, saluran masuk (*intake*), pipa pesat (*penstock*) dan pintu atau katup. Kehilangan (*losses*) ini dapat diperkirakan sekitar 6% dari tinggi jatuh kotor sehingga $H_n = 0,94 H_g$ [9].

2. Menghitung laju aliran air (Q)

Laju aliran (debit) air dapat dihitung dengan mengukur sungai atau kecepatan aliran arus air (V_r) dan luas penampang melintang sungai (A_r), yaitu:

$$Q = V_r A_r \quad \dots\dots\dots (26)$$

dengan Q adalah laju aliran air (m³/detik), V_r adalah kecepatan aliran arus air (m/detik), dan A_r adalah luas penampang melintang sungai (m²).

b). Menghitung efisiensi turbin (η_t)

Efisiensi maksimum turbin dapat dihitung dengan persamaan [9]:

$$t_e = K D_o \quad \dots\dots\dots (27)$$

dengan K adalah konstanta bernilai 0,087 [9]. Sehingga jarak antara sudu (t) ditentukan dengan persamaan:

$$t = \frac{t_e}{\sin \beta_1} = \frac{K D_o}{\sin \beta_1} \quad \dots\dots\dots (28)$$

Jadi jarak antara sudu bergantung dari diameter luar runner (D_o) dan sudut pancar air masuk sudu (β_1).

c). Menghitung jumlah sudu runner (n)

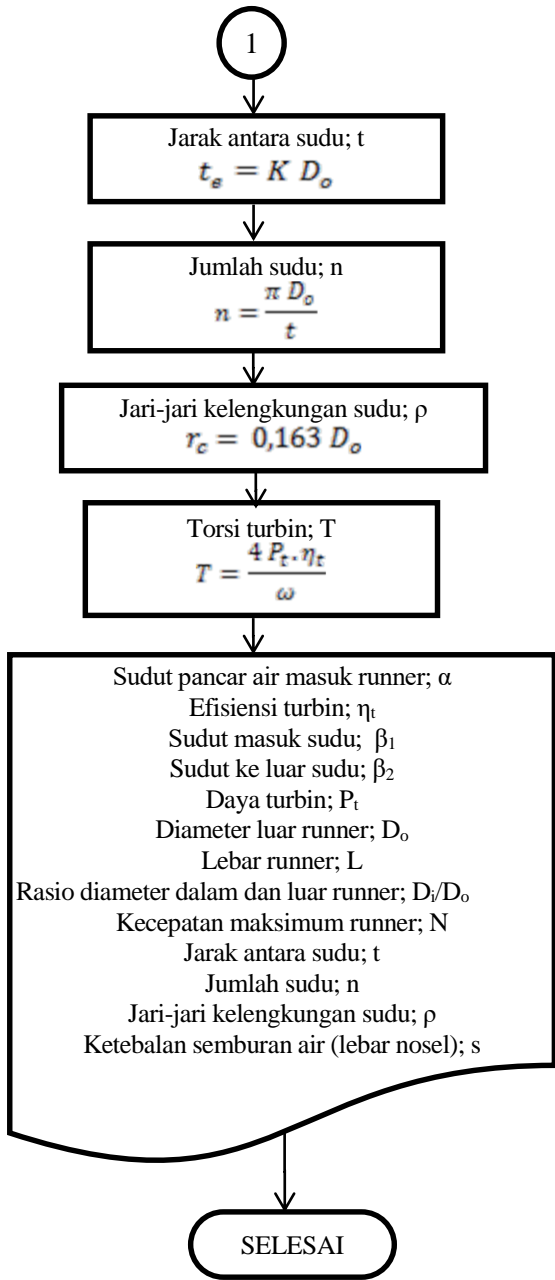
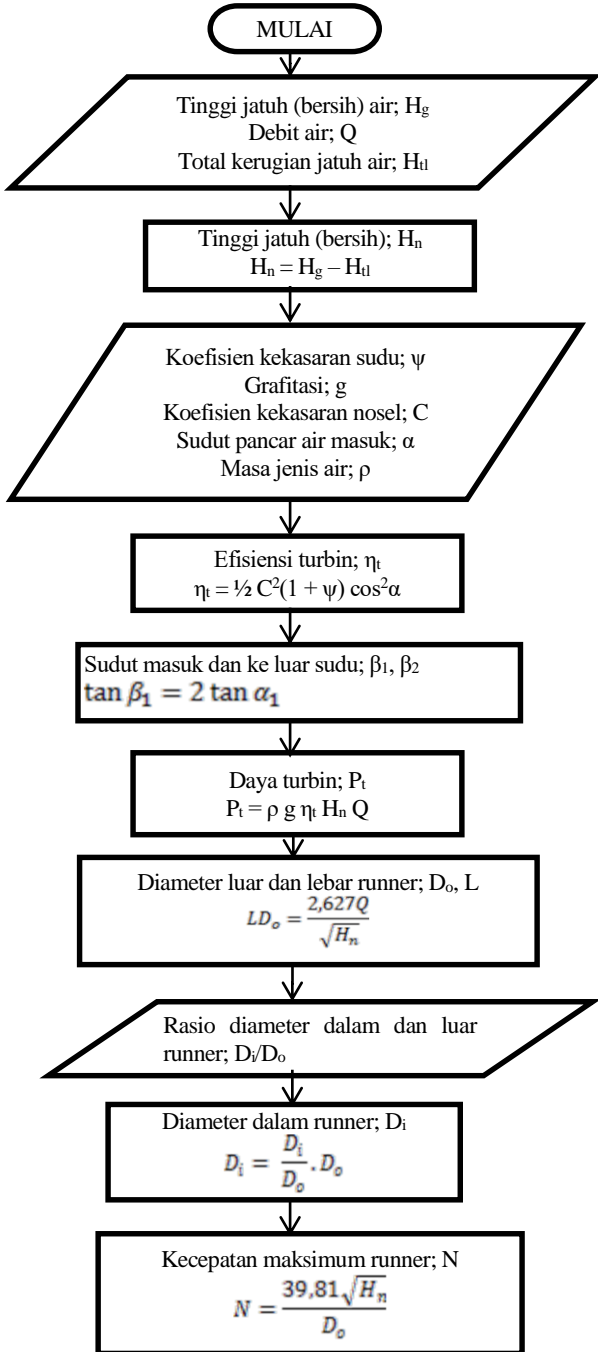
Jumlah sudu-sudu runner dapat ditentukan dengan persamaan [1]:

$$n = \frac{\pi D_o}{t} \quad \dots\dots\dots (29)$$

d). Menghitung jari-jari kelengkungan sudu (r_c)
 Jari-jari kelengkungan sudu (r_c) dihitung dengan persamaan [1] :

$$r_c = 0,163 D_o \quad \dots\dots\dots (30)$$

e). Menghitung ketebalan semburan air atau lebar nozzel (s)



Gambar 20 Bagan alir perancangan turbin cross-flow

Ketebalan semburan air atau lebar nozzle dengan persamaan [1]:

$$s = \frac{0,22 Q}{(L \sqrt{H_n})} \dots\dots\dots (31)$$

f). Menghitung torsi turbin (T)

Torsi turbin dapat dihitung dengan persamaan [1]:

$$T = \frac{4 P_t \cdot \eta_t}{\omega} \dots\dots\dots (32)$$

dengan ω adalah kecepatan sudut dari runner (rad/detik).

3) Perhitungan Parameter-Parameter Perancangan Dengan Komputer

Persamaan-persamaan matematik seperti dikemukakan di atas, selanjutnya digunakan untuk menghitung parameter-parameter perancangan, menggunakan program spreadsheet Microsoft Excel 2010, untuk mendapatkan nilai parameter-parameter perancangan turbin air cross-flow di PLTMH Desa Bungan Jaya, Kecamatan Putusibau Selatan, Kabupaten Kabupas Hulu, Provinsi Kalbar.

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Parameter Perancangan Turbin Cross-flow

Berdasarkan bagan alir (*flow chart*) perancangan turbin air cross-flow, seperti diperlihatkan pada Gambar 2., maka dilakukan perhitungan parameter-parameter perancangan sebagai berikut:

B. Ketinggian Bersih Air

Ketinggian bersih air dihitung dengan memperhatikan total kerugian ketinggian (H_{ti}) sebesar 6% dari ketinggian kotor air. Sehingga:

$$H_n = H_g - H_{ti} = 27 - 0,06(27) = 25,38 m$$

C. Efisiensi Turbin

Efisiensi maksimum dari turbin cross-flow dicapai dengan memilih sudut pancaran air masuk ke runner (α) sekecil mungkin dan berdasarkan pengalaman penelitian yang telah dilakukan sebelumnya, maka para peneliti pada umumnya

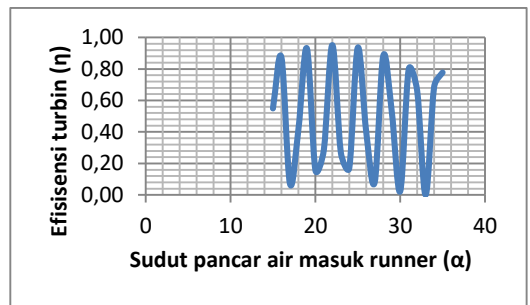
menetapkan nilai sudut α berada pada kisaran 15° sampai 35° . Dengan memperhatikan kisaran nilai-nilai ini, maka dilakukan perhitungan efisiensi turbin cross-flow dengan hasil perhitungan seperti tercantum pada Tabel 4.1. Perhitungan dilakukan menggunakan persamaan (3-3) seperti tercantum pada Bab III dengan C adalah koefisien kekasaran nosel (0,98) dan ψ adalah koefisien kekasaran sudu (0,98).

Tabel 3 Sudut pancar air masuk ke runner (α) dan efisiensi turbin cross-flow (η)

$\alpha(^{\circ})$	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
$\eta(\%)$	55	87	7	41	93	16	29	95	27	17	93

$\alpha(^{\circ})$	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	
$\eta(\%)$	40	8	88	53	2	80	66	0	68	78	

Berdasarkan Tabel 4.1 dapat diketahui bahwa efisiensi maksimum dapat dicapai sebesar 95% dengan memilih sudut pancar air masuk runner sebesar 22° . Bila digambarkan dalam grafik diperoleh grafik hubungan sudut pancar air masuk runner dan efisiensi turbin cross-flow yang dirancang dalam penelitian ini seperti diperlihatkan pada Gambar 21.



Gambar 21 Grafik hubungan sudut pancar air masuk runner dan efisiensi turbin cross-flow

Berdasarkan Gambar 21, dapat diketahui bahwa efisiensi maksimum turbin cross-flow dicapai pada sudut pancar air masuk runner sebesar 22° . Penambahan atau pengurangan nilai sudut pancar cenderung dapat menurunkan nilai efisiensi, yaitu di bawah 95%.

D. Sudut Masuk Dan Ke Luar Sudu.

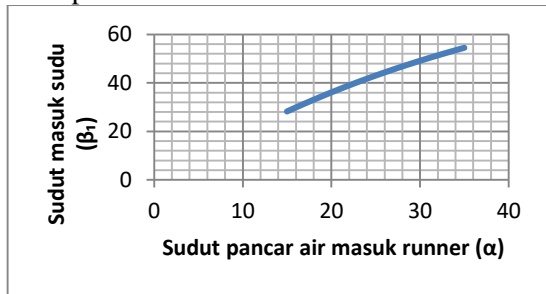
Sudut masuk sudu (β_1) dihitung menggunakan persamaan (3-4) sesuai dengan variasi sudut pancar air masuk (α). Hasil perhitungannya ditunjukkan pada Tabel 4

Tabel 4. Sudut pancar air masuk ke runner (α) dan sudut masuk sudu (β_1)

$\alpha(^{\circ})$	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
$\beta_1(^{\circ})$	28	30	31	33	35	36	38	39	40	42	43

$\alpha(^{\circ})$	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	
$\beta_1(^{\circ})$	44	46	47	48	49	50	51	52	53	54	

Berdasarkan Tabel 4 ditunjukkan bahwa untuk sudut pancar air masuk runner (α) sebesar 22° maka sudut masuk sudunya (β_1) adalah 39° . Sedangkan sudut ke luar sudu (β_2) ditetapkan sama dengan sudut masuk sudu (β_1) karena untuk mencapai efisiensi maksimum.



Gambar 22 Grafik hubungan sudut pancar air masuk runner dan sudut masuk sudu turbin cross-flow

Gambar 22 memperlihatkan bahwa semakin besar sudut pancar air masuk runner (α) maka sudut masuk sudunya (β_1) pun menjadi semakin besar.

E. Daya turbin cross-flow

Dengan telah diketahui efisiensi maksimum turbin cross-flow yang dirancang dalam penelitian ini, maka daya listrik yang dapat dibangkitkan turbin cross-flow untuk PLTMH di Desa Bungan Jaya dapat dihitung dengan persamaan (3-5) sebagai berikut:

$$P_t = \rho g H_n Q \eta = 997 \cdot (9,8) \cdot (25,38) \cdot (0,157) \cdot (0,95) = 37013,98 \text{ Watt} = 37 \text{ kW}.$$

Dalam perhitungan ini ditetapkan masa jenis air (ρ) sebesar 997 kg/m^3 dan konstanta percepatan gravitasi (g) sebesar $9,8 \text{ m/detik}^2$.

F. Diameter Luar (Do) Dan Lebar Runner (L)

Diameter luar (D_o) dan lebar runner (L) dihitung menggunakan persamaan (3-6) sebagai berikut:

$$LD_o = \frac{2,627Q}{\sqrt{H_n}} = \frac{2,627 \cdot (0,157)}{\sqrt{25,38}} = 0,081916 \text{ m}^2.$$

Hasil perhitungan ini mengharuskan ditetapkannya satu parameter perancangan untuk memperoleh nilai parameter perancangan lainnya. Oleh karena itu, peneliti menetapkan kisaran nilai dari diameter luar runner yakni 0,25 sampai 0,5 m sehingga lebar runner (L) dapat dihitung dan hasil perhitungannya tercantum pada Tabel 5

Tabel 5 Diameter luar dan lebar runner turbin cross-flow

Diameter luar runner (D_o)	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
Lebar runner (L)	0,33	0,27	0,23	0,21	0,18	0,16

Tabel 5 menunjukkan aturan pemilihan diameter runner yakni bila dipilih diameter runner sebesar 0,5 m maka lebar runner-nya menjadi 0,16 m sehingga perkalian kedua parameter perancangan ini adalah $0,082 \text{ m}^2$.

G. Diameter dalam runner (Di)

Diameter dalam runner (D_i) ditentukan berdasarkan persamaan (3-7) dan hasil penelitian-penelitian sebelumnya, dimana rasio diameter dalam dan diameter luar runner turbin cross-flow (D_i/D_o) berada pada kisaran 0,50 sampai 0,75. Tabel 4.4 menunjukkan hasil perhitungan diameter dalam runner turbin cross-flow dalam penelitian ini.

Tabel 6 Diameter dalam runner turbin cross-flow berdasarkan rasio diameter

Diameter luar runner (D_o); m	Rasio diameter (D_i/D_o)					
	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
	Diameter dalam runner (D_i); m					
0,25	0,13	0,14	0,15	0,16	0,18	0,19
0,30	0,15	0,17	0,18	0,20	0,21	0,23
0,35	0,18	0,19	0,21	0,23	0,25	0,26
0,40	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30
0,45	0,23	0,25	0,27	0,29	0,32	0,34
0,50	0,25	0,28	0,30	0,33	0,35	0,38

H. Kecepatan maksimum runner (N)

Kecepatan maksimum runner (N) turbin cross-flow dihitung dengan persamaan (3-8) sehingga diperoleh hasil perhitungan seperti tercantum dalam Tabel 4.5.

Tabel 7 Kecepatan maksimum runner turbin cross-flow dengan $H_n=25,38$ m

Diameter luar runner (D_o); m	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
Kecepatan maksimum runner (N); rpm	800	700	600	500	500	400

Hasil perhitungan kecepatan maksimum runner yang tercantum dalam Tabel 4.5 telah mengalami penyesuaian dengan perkiraan putaran generator yang tersedia di pasaran. Bila diameter luar runner turbin cross-flow ditetapkan 0,50 m, maka putaran generator yang dipilih adalah 400 atau 500 rpm.

I. Jarak Antara Sudu (t)

Hasil perhitungan jarak antara sudu (s) turbin cross-flow menggunakan persamaan (3-9) untuk setiap pilihan diameter luar runner tercantum dalam Tabel 4.6.

Tabel 8 Jarak antara sudu untuk setiap pilihan diameter luar runner

Diameter luar runner (D_o); m	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
Jarak antara sudu (t); m	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09

J. 4.9 Jumlah Sudu (n)

Jumlah sudu turbin cross-flow (n) yang dihitung dengan persamaan (3-10) untuk setiap pilihan diameter luar runner adalah sama, yaitu 18 sudu. Secara umum variasi jumlah sudu turbin cross-flow berdasarkan hasil-hasil penelitian sebelumnya berada pada kisaran 10 sampai 40. Hasil perhitungan dalam penelitian ini adalah 18 sudu yang berada pada kisaran tersebut.

K. Jari-Jari Kelengkungan Sudu (ρ)

Hasil perhitungan jari-jari kelengkungan sudu (ρ) yang dihitung dengan persamaan (29) untuk setiap pilihan diameter luar runner tercantum pada Tabel 9.

Tabel 9 Jari-jari kelengkungan sudu (ρ)

Diameter luar runner (D_o); m	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
Jari-jari kelengkungan sudu (ρ); m	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08

L. Ketebalan Semburan Air (Lebar Nosel)

Ketebalan semburan air atau lebar nosel untuk setiap pilihan diameter luar runner yang dihitung menggunakan persamaan (30) dalam penelitian ini tercantum dalam Tabel 9.

Tabel 9 Ketebalan semburan air (lebar nosel)

Diameter luar runner (D_o); m	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
Ketebalan semburan air; m	0,021	0,025	0,029	0,034	0,038	0,042

M. Torsi turbin cross-flow (T)

Hasil perhitungan torsi turbin cross-flow dalam penelitian ini menggunakan persamaan (31) ditunjukkan pada Tabel 10

Tabel 10 Torsi turbin cross-flow dengan efisiensi maksimum turbin 95%

Kecepatan maksimum runner N (rpm)	Kecepatan sudu runner ω (rpm)	Torsi turbin T (Nm)
800	83.97	1676.38
700	69.97	2011.66
600	59.98	2346.93
500	52.48	2682.21
450	46.65	3017.49
400	41.98	3352.76

N. Pembahasan Hasil Perancangan

Hasil perancangan turbin cross-flow dengan ketinggian jatuh (H) = 27 m dan debit air (Q) = 0,157 m³/detik disajikan dalam Tabel 11

Tabel 11 Hasil perancangan turbin cross-flow dengan $H = 27$ m dan $Q = 0,157$ m³/detik

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1	Sudut pancar air masuk runner (α)	22	°
2	Efisiensi maksimum turbin (η)	95	%
3	Sudut masuk dan ke luar sudu ($\beta_1 = \beta_2$)	39	°
4	Daya turbin (P)	37	kW
5	Diameter luar runner (D_o)	500	mm
6	Lebar runner (L)	160	mm
7	Diameter dalam runner (D_i)	300	mm
8	Rasio diameter dalam dan luar runner (D_i/D_o)	0,60	
9	Kecepatan maksimum runner (N)	400	rpm
10	Jarak antara sudu (t)	90	mm

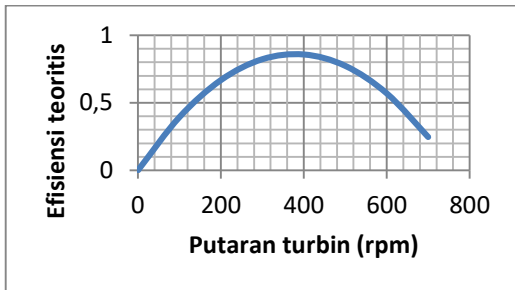
11	Jumlah sudu (n)	18	sudu
12	Jari-jari kelengkungan sudu (ρ)	80	mm
13	Ketebalan pancaran air (lebar nosel)	42	mm
14	Torsi turbin cross-flow (T)	3353	Nm

Bila hasil penelitian ini dielaborasi untuk mengetahui hubungan antara kecepatan keliling turbin, efisiensi teoritis dan torsi turbin maka diperoleh hasil seperti tercantum pada Tabel 12.

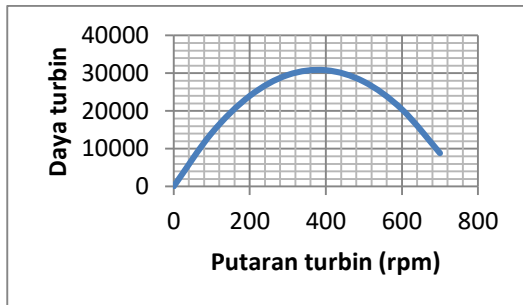
Tabel 12 Hubungan antara putaran, kecepatan keliling, efisiensi teoritis, daya dan torsi turbin

N (rpm)	U_1 (m/detik)	η_t (%)	P (Nm/detik)	T (Nm)
100	2.62	0.393536	14120.17	1349.061
200	5.23	0.667592	23953.36	1144.269
300	7.85	0.822168	29499.56	939.4766
400	10.47	0.857263	30758.79	734.6845
500	13.08	0.772878	27731.03	529.8923
600	15.70	0.569013	20416.29	325.1002
700	18.32	0.245667	8814.576	120.3081

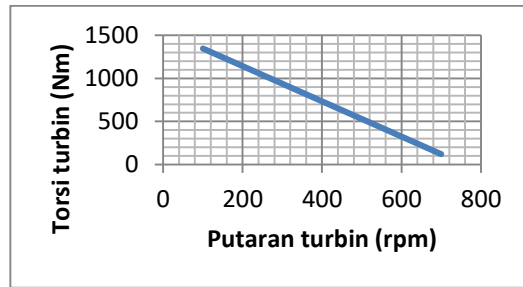
Gambar 23, 24, dan 25, masing-masing memperlihatkan grafik hubungan antara putaran turbin dan efisiensi teoritik turbin, grafik hubungan antara putaran turbin dan daya turbin, grafik hubungan antara putaran turbin dan torsi turbin cross-flow yang dirancang dalam penelitian ini.



Gambar 23 Grafik hubungan antara putaran turbin dan efisiensi teoritik turbin cross-flow



Gambar 24 Grafik hubungan antara putaran turbin dan daya turbin cross-flow



Gambar 25 Grafik hubungan antara putaran turbin dan torsi turbin cross-flow

Nilai-nilai parameter geometri yang dihasilkan dalam perancangan ini merupakan nilai optimum seperti untuk sudut pancar air masuk runner sebesar 22° , karena bila nilai sudut ini bertambah menjadi lebih besar tidak akan meningkatkan efisiensi turbin seperti hasil penelitian yang dilakukan oleh V. R. Desai & N. M. Azis, yang menyatakan bahwa peningkatan sudut pancar air masuk runner di bawah 24° tidak meningkatkan efisiensi maksimum turbin cross-flow. Dari hasil penelitian yang sama ditunjukkan pula bahwa turbin cross-flow menjadi paling efisien bila besarnya nilai sudut pancar adalah 24° dengan rasio diameter dalam dan diameter luar runner turbin (D_i/D_o) sebesar 0,68. Sedangkan bila sudut pancar air masuk runner (α) semakin besar maka efisiensi maksimumnya cenderung menurun dengan kisaran rasio diameter dari 0,50 s.d. 0,75. [17]

Secara empirik, berbagai penelitian dalam perancangan turbin cross-flow menggunakan sudut pancar air masuk runner (α) berada pada kisaran $15^\circ - 35^\circ$, dengan kisaran rasio diameter dari 0,50 s.d. 0,75. Dalam penelitian yang dilakukan penulis diperoleh sudut pancar air masuk runner (α) sebesar 22° dengan rasio diameter $D_i/D_o = 0,60 < 0,68$, dan berada pada kisaran 0,50 s.d. 0,75. Sementara itu, hasil penelitian yang dilakukan oleh Hayati Olgun menunjukkan bahwa efisiensi tertinggi dari turbin cross-flow sebesar 72% diperoleh menggunakan

kisaran rasio diameter 0,54 s.d. 0,75. Penelitian ini dapat menghasilkan efisiensi maksimum sebesar 95% dengan sudut pancar air masuk ke runner sebesar 22° dan sudut masuk sudu sebesar 39° . [8]

Ditinjau dari jumlah sudu, penelitian ini menghasilkan jumlah sudu sebanyak 18 sudu. Pada umumnya, hasil-hasil penelitian dalam perancangan turbin cross-flow menghasilkan jumlah sudu berada pada kisaran 10 s.d. 40 sudu, dan peningkatan jumlah sudu dapat meningkatkan efisiensi turbin cross-flow, tetapi harus diperhatikan bahwa efisiensi maksimum dicapai dengan jumlah sudu yang optimum, seperti ditemukan dalam penelitian yang dilakukan oleh S. Khosrowpanah, A.A. Fiuzat, dan M. L. Albertson. [16]

V. KESIMPULAN

A. Kesimpulan

- Parameter yang perlu dipertimbangkan dalam perancangan turbin air cross-flow untuk PLTMH di Desa Bungan Jaya, Kecamatan Putusibau Selatan, Kabupaten Kapuas Hulu, dengan tinggi jatuh 27 meter dan debit air $0,157 \text{ m}^3/\text{detik}$, agar dapat menghasilkan efisiensi maksimum, terdiri dari: sudut pancar air masuk ke *runner*, sudut masuk sudu, rasio diameter dalam dan diameter luar runner, dan jumlah sudu.
- Hasil perhitungan parameter perancangan dalam penelitian ini menemukan sudut pancar air masuk sebesar 22° , sudut masuk sudu sebesar 39° , rasio diameter dalam dan diameter luar runner sebesar 0,60 m, dan jumlah sudu sebanyak 18 sudu, dengan pencapaian efisiensi maksimum sebesar 95%. Daya turbin yang dihasilkan sebesar 37 kW.

B. Saran

Perlu dilakukan penelitian lanjutan dengan membuat *prototype* berdasarkan hasil perhitungan parameter-parameter perancangan dalam penelitian ini dan melakukan pengujian berskala laboratorium untuk mengetahui tingkat pencapaian efisiensi maksimum dari turbin cross-

flow yang telah dirancang untuk PLTMH di Desa Bungan Jaya, Kecamatan Putusibau Selatan, Kabupaten Kapuas Hulu, Provinsi Kalimantan Barat.

REFERENSI

- #C152.2014.Ossbergerturbine.<http://www.ossberger.de/cms/en/hydro/the>. Diakses: 2 Mei 2014.
- A.C. Javed et al, 2010, *Design of a Cross-flow Turbine for Micro-hydro Power Application*, Proceeding of ASME: 2010 Power Conference.
- B.A. Nasir, 2013, *Design of High Efficiency Cross-flow Turbine for Hydro-power Plant*, International Journal and Advanced Technology (IJEAT) ISSN: 308-311, Volume-2, Issue-3.
- Bachtiar, Asep Neris, 1988. *Perencanaan Turbin Air Penggerak Generator Listrik Pedesaan*, Tugas Akhir.
- Barglazan M., *About Design Optimization of Cross-flow Turbine*. Scientific Bulletin of The Polytechnic University of Timisoara, Transaction on Mechanics, 2005, Vol. 50, Issue 64, pp: 24-28.
- C.A. Mockmore and F. Merryfield, 1949, *The Banki Water Turbine*, Engineering Experiment Station Bulletin Series, No. 25.
- C.J. Cleveland and C. Morris, 2006, *Dictionary of Energy*, Elsevier, pp. 502.
- Desai V., Aziz M. *Parametric Evaluation of Cross-flow Turbine Performance*. Journal of Energy Engineering, 1994, vol. 120, Issue no. 1, pp: 17-34, American Society of Civil Engineers (ASCE).
- Haimerl L. *The Crosflow Turbine*. Water Power, 1960, Volume 22, issue number 1, pp: 5-13.
- J. Twidell and T. Weir, 2006, *In: Renewable Energy Resources*, Taylor & Francis, pp. 601.

- Khosrowpanah S., Fiusat A., Albertson M., *Experimental Study of The Cross-flow Turbine*. Journal of Hydraulic Engineering, 1988, vol. 144, no. 3, pp: 299-314, American Society of Civil Engineers (ASCE).
- M.A. Nadim and V.R. Nesia, 1991, *An Experiment Study of The Effect of Some Design Parameters in Cross-flow Turbine Efficiency*, Engineering Report, Department of Civil Engineering.
- Meier U., 1982, *Design of Cross-flow Turbine BYS/II: (Working Drawing)*. Document Available from Swiss Center for Appropriate Technology, Varnbuelstrasse 14, CH-9000 St. Gallen, Switzerland.
- Olgun H. *Investigation of The Performance of The Cross-flow Turbine*. International Journal of Energy Research, 1998, issue 22, pp: 953-964.
- R. Wakati, 2010, *Development of Cross-flow Turbine for Local Manufacturing*, M.Sc. Thesis, University of Dar Es-Salaam.
- Totapally H., Aziz M., *Refinement of Cross-flow Turbine Design Parameters*. Journal of Energy Engineering, 1994, vol 120, issue no. 3, pp: 133-147, American Society of Civil Engineers (ASCE).
- W.W. Durgin and W.K. Fay, 1984, *Some Fluid Flow Characteristic of Cross-flow Turbine*, The Winter Annual Meeting of ASME, New Orleans ISSN: 77-83.
- Williams & S. Porter, 2008, *Comparison of Hydropower Options for Developing Countries with Regard to The Environmental, Social and Economic Aspects*, International Conference on Renewable Energy for Development Countries, Washington DC, USA