

Studi Eksperimental Sudut Nosel Dan Sudut Sudu Terhadap Kinerja Turbin Cross-flow

Mafruddin¹, Amrul², Amrizal²

1. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Metro, Jl. Ki Hajar Dewantara No. 116, Kota Metro, Lampung 34111
Email: mafruddin.mawon@yahoo.com
2. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Lampung Gedung H, Lt. 3 Jalan Prof. Soemantri Brojonegoro 1, Bandar Lampung 35143

Abstract

Energy has an important role in achieving the goals of social, economic and environmental. In Indonesia, it is still dominated by the energy based on fossil fuels, which are nonrenewable energy sources. Microhydro power is one of the solutions to the energy crisis that happened today. The commonly used turbine type in the Microhydro power is a Cross-flow turbine. This study aims to determine the effect of nozzle angle and blade angle towards Cross-flow turbine performance. This study is performed experimentally by varying the nozzle angle (15°, 30° and 45°) and blade angle (14°, 16°, and 18°). The tested turbine has the specifications of outer diameter of 0.2885 m, the number of blades pieces 18 and nozzle thick is 0,025 m. Discharge of water used for testing turbine is at 0.02487 m³/s. The results showed that the nozzle angle and blade angle greatly affect the performance of the turbine. The highest turbine efficiency of 77% was obtained with a nozzle angle of 15° and blade angle of 16°. When the Nozzle angle increases, the turbine efficiency decreases. It is based on regression analysis of empirical equation for turbine efficiency of $= 1.00 - (0.00539 * \text{Nozzle Angle} - 0.0112 * \text{Blade Angle})$.

Keywords: Microhydro Power, Nozzle Angle, Blade Angle, Cross-flow Turbine

Abstrak

Energi mempunyai peranan penting dalam pencapaian tujuan sosial, ekonomi dan lingkungan. Energi di Indonesia saat ini masih didominasi oleh energi yang berbasis bahan bakar fosil, yang merupakan sumber energi tak terbarukan. Pembangkit listrik tenaga mikro hidro (PLTMH) merupakan salah satu solusi krisis energi yang terjadi saat ini. Jenis turbin yang umum digunakan dalam PLTMH adalah Turbin Cross-flow. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh sudut nosel dan sudut sudu terhadap kinerja turbin Cross-flow. Penelitian ini dilakukan secara eksperimen dengan memvariasikan sudut nosel (15°, 30° dan 45°) dan sudut sudu (14°, 16°, dan 18°). Turbin yang diuji memiliki spesifikasi diameter luar 0,2885 m, jumlah sudu 18 buah dan tebal nosel 0,025 m. Debit air yang digunakan untuk pengujian turbin sebesar 0,02487 m³/s. Hasil penelitian menunjukkan bahwa sudut nosel dan sudut sudu sangat berpengaruh terhadap kinerja turbin. Efisiensi turbin tertinggi sebesar 77% diperoleh dengan sudut nosel 15° dan sudut sudu 16°. Sudut nosel semakin meningkat maka efisiensi turbin semakin menurun. Berdasarkan analisis regresi diperoleh persamaan empirik untuk efisiensi turbin yaitu $= 1,00 - (0,00539 * \text{Sudut Nosel} - 0,0112 * \text{Sudut Sudu})$.

Kata Kunci: PLTMH, Sudut Nosel, Sudut Sudu, Turbin Cross-flow

PENDAHULUAN

Energi mempunyai peranan penting dalam pencapaian tujuan sosial, ekonomi dan lingkungan. Kebutuhan energi di Indonesia saat ini masih didominasi oleh energi yang berbasis bahan bakar fosil, yang merupakan sumber energi tak terbarukan dan ketersediannya semakin berkurang. Maka dari itu pemerintah melalui peraturan presiden No. 5 tahun 2006, pemanfaatan energi air

ditargetkan mencapai 4% dari penggunaan energi nasional pada tahun 2025 [1]. Untuk mencapai target tersebut maka perlu dimaksimalkan dalam pemanfaatan sumber daya air sebagai sumber energi khususnya untuk pembangkit listrik tenaga mikro hidro (PLTMH). Sumber daya air yang dapat digunakan sebagai PLTMH yaitu air pembuangan perusahaan pembuatan tepung tapioka yang berada di RT 02 / RW 01 desa Bumi Nabung Timur. Air pembuangan tersebut merupakan air limbah yang sudah dilakukan proses pengendapan dengan sistem kolam dan sudah dilakukan proses pemupukan

serta proses pemeriksaan (*audit*) sehingga dapat dipastikan air limbah tersebut tidak berbahaya dan aman baik bagi tumbuhan maupun hewan. Setelah melalui beberapa proses tersebut, kemudian air limbah dibuang kesungai secara kontinyu, dengan debit sekitar $0,02487 \text{ m}^3/\text{s}$ dan ketika musim penghujan debit air pembuangan tersebut dapat meningkat. Letak kolam air pembuangan berada pada ketinggian (*head*) lebih dari 2 m. Maka didalam air limbah tersebut memiliki energi yang cukup besar jika dimanfaatkan untuk menggerakkan turbin air yang kemudian digunakan untuk memutar generator dan menghasilkan listrik. Namun selama ini air limbah tersebut hanya terbuang sia-sia dan belum dimanfaatkan. Untuk itu perlu dilakukan pemanfaatan energi air limbah tersebut sebagai PLTMH.

Untuk memanfaatkan energi air sebagai PLTMH maka diperlukan turbin air yang berfungsi sebagai alat konversi energi. Jenis turbin yang umum digunakan dalam PLTMH yaitu *Cross-flow*. Namun untuk pengadaan turbin tersebut diperlukan biaya yang cukup besar dibandingkan dengan mendesain dan membuat turbin sendiri.

Berdasarkan penelitian terdahulu ada beberapa faktor yang berpengaruh terhadap kinerja turbin *Cross-flow* diantaranya yaitu sudut nosel () dan sudut sudu (). Khosrowpanah, et al. 1988 melakukan penelitian dengan memvariasikan diameter *runner*, jumlah sudu (*blade*) *runner* dan busur lengkung semburan *nozzle* dan variasi *head*. Efisiensi turbin yaitu 80% [2].

Desai and Aziz, (1994) melakukan penelitian dengan memvariasikan jumlah sudu (*blade*) yaitu 15, 20 dan 25, sudut serang air yang masuk kedalam *runner* 24°, 28° dan 32°, rasio diameter 0,60, 0,68 dan 0,75. efisiensi tertinggi 88% dengan jumlah sudu 25, *nozzle* 24°, rasio diameter 0,68% [3].

Olgun, (1998) melakukan penelitian dengan memvariasikan rasio diameter, bukaan *gate* pada dua *nozzle* turbin yang berbeda serta pada *head* yang berbeda. Efisiensi maksimal turbin yaitu 72% [4].

Choi, et al. 2008 melakukan penelitian secara numerik (CFD) dengan memvariasikan bentuk *nozzle*, sudut sudu *runner*, sudut *inlet runner* (sudut *nozzle*) yaitu 25°, 30° dan 35°, dan jumlah sudu (*blade*) yaitu 15, 26 dan 30 [5].

Choi and Son, 2012 melakukan penelitian secara numerik (CFD) dengan memvariasikan bentuk *nozzle* terhadap kinerja dari turbin *Cross-flow* [6].

Rajab Yassen (2014) melakukan penelitian (CFD) untuk mengoptimalkan kinerja turbin *Cross-flow* dengan memvariasikan jumlah sudu, sudut nosel, rasio diameter dalam dan diameter luar, profil nosel, profil sudu, lebar busur semburan nosel. Hasil penelitian menunjukkan sifat aliran yang sangat kompleks dan memberikan wawasan yang sangat baik untuk parameter optimasi struktur aliran dan kinerja turbin [7].

Acharya, et al. 2015 melakukan penelitian secara numerik (CFD ANSYS) dengan memvariasikan bentuk *nozzle*, mengubah sudut pengarah (*guide vane*) dan jumlah sudu (*blade*) [8].

Soenoko (2016) melakukan penelitian dengan memvariasikan sudut *nozzle* (30°-75°) dan variasi laju aliran air terhadap kinerja turbin *Cross-flow* pada tingkat pertama. Efisiensi optimal yaitu dengan sudut *nozzel* 30° [9].

Karena itu dalam penelitian ini akan dilakukan desain dan pembuatan turbin yang sesuai dengan kebutuhan sendiri dengan memvariasikan sudut nosel dan sudut sudu. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh sudut nosel dan sudut sudu terhadap kinerja turbin *Cross-flow*.

Tinjauan Pustaka

Semua mesin turbo atau turbin hubungan disain dasar berasal dengan menggunakan hukum momentum. Hukum kedua Newton menyatakan bahwa jumlah gaya eksternal yang bekerja pada sistem bergerak adalah sama dengan tingkat waktu perubahan momentum dari sistem [2, 8].

$$\Sigma \vec{F} = \frac{d}{dt} (\dot{m} \vec{v}) \quad (3)$$

Dimana:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \text{Laju aliran massa (kg/s)} \\ \vec{v} &= \text{Vektor kecepatan aliran (m/s)} \end{aligned}$$

Sehingga gaya yang terjadi pada *runner* turbin dalam formulasi kontrol volume menjadi,

$$\Sigma \vec{F} = \sum_{out} \dot{m} \vec{v} - \sum_{in} \dot{m} \vec{v} \quad (4)$$

$$F = \frac{\rho}{g} Q (V_2 \cos \alpha_2 + V_1 \cos \alpha_1) \quad (5)$$

Dimana:

- F = Gaya yang terjadi pada *runner* turbin (N)
- γ = Berat jenis air (N/m³)
- g = Gravitasi (m/s²)
- V_1 = Kecepatan air masuk tahap pertama (m/s)
- V_2 = Kecepatan air keluar tahap kedua (m/s)
- α_1 = Sudut kecepatan absolut masuk (rad)
- α_2 = Sudut kecepatan absolut keluar (rad)

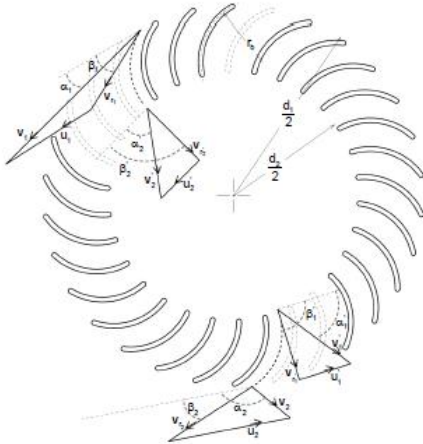
Daya yang dihasilkan *runner* turbin berasal dari besarnya gaya dan kecepatan.

$$P_o = \frac{\gamma}{g} Q (V_2 \cos \alpha_2 + V_1 \cos \alpha_1) u_1 \quad (6)$$

Dimana:

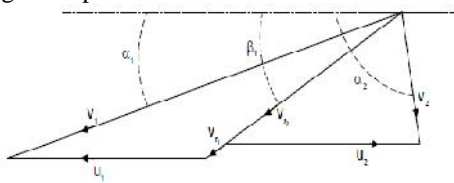
- P_o = Daya yang dihasilkan *runner* secara teoritis (watt)
- u_1 = Kecepatan keliling (m/s)

Aliran air yang melalui sudu *runner* dan diagram kecepatan yaitu sebagai berikut.



Gambar 5. Air melalui sudu *runner* dan diagram kecepatan

Dari Gambar 5. maka diperoleh diagram segitiga kecepatan.



Gambar 6. Segitiga kecepatan

Dari diagram segitiga kecepatan maka diperoleh persamaan sebagai berikut.

$$u_2 = Vr_2 \cos \beta_2 - V_2 \cos \alpha_2 \quad (7)$$

Karena $u_1 = u_2$

$$V_2 \cos \alpha_2 = Vr_2 \cos \beta_2 - u_1 \quad (8)$$

Dimana:

$$\beta_2 = \text{Sudut kecepatan relatif (rad)}$$

Peningkatan kecepatan air karena perbedaan ketinggian masuk dan keluar *runner* dapat diabaikan maka,

$$Vr_2 = \psi Vr_1 \quad (9)$$

Dimana ψ adalah koefisien empiris/ Koefisien kekasaran sudu (0.98).

Dari diagram kecepatan Gambar 6. diperoleh persamaan berikut.

$$Vr_1 = \frac{(V_1 \cos \alpha_1 - u_1)}{\cos \beta_1} \quad (10)$$

Sehingga daya turbin secara teoritis yaitu

$$P_o = \frac{\gamma}{g} Q (V_1 \cos \alpha_1 - u_1) \left(1 + \psi \frac{V_1 \cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) u_1 \quad (11)$$

Adapun langkah pengukuran daya air yang digunakan dapat diketahui dengan menggunakan persamaan-persamaan berikut [11].

Kecepatan aliran air di dalam pipa dapat diketahui dengan persamaan berikut

$$v = \frac{Q}{A} \quad (12)$$

Dimana:

- v = Kecepatan aliran air (m/s)
- Q = Debit air yang digunakan (m³/s)
- A = Luas penampang *Penstocks* (m²)

Karakteristik aliran atau besarnya bilangan *Reynold* dapat diketahui dengan persamaan berikut.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \quad (13)$$

Dimana:

- ρ = Bilangan *Reynold*
- ρ = Massa jenis air (kg/m³)
- v = Kecepatan aliran air (m/s)
- d = Diameter dalam pipa (m)
- μ = Viskositas dinamik (N.s/m²)

Mayor losses merupakan kerugian akibat gesekan antara air dengan dinding pipa.

$$H_{L(mayor)} = f \cdot \frac{l \cdot v^2}{d \cdot 2 \cdot g} \quad (14)$$

Dimana:

- $H_{L(mayor)}$ = Kerugian *head* karena gesekan (m)
 d = Diameter dalam pipa (m)
 l = Panjang pipa (m)
 v = Kecepatan aliran fluida (m/s)
 g = Percepatan gravitasi (m/s²)
 f = Koefisien gesekan

Minor losses merupakan kerugian akibat adanya nosel.

$$H_{L(minor)} = k \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (15)$$

Dimana:

- $H_{L(minor)}$ = Kerugian *head* (m)
 v = Kecepatan aliran fluida (m/s)
 g = Percepatan gravitasi (m/s²)
 k = koefisien kerugian (*loss*)

Head efektif Merupakan *head* bersih, dimana faktor gesekan dan belokan pada pipa atau *nozzle* sudah dipertimbangkan dengan perhitungan [10].

$$H_e = H - H_{L(mayor)} - H_{L(minor)} \quad (16)$$

Dimana:

- H_e = *head efektif* (m)
 H = Ketinggian/*head* (m)
 $H_{L(mayor)}$ = Kerugian *head* karena gesekan (m)
 $H_{L(minor)}$ = kerugian *head* akibat belokan pipa atau adanya *nozzle* (m)

Sehingga besarnya daya air yang digunakan dapat diketahui dengan persamaan berikut [7,10].

$$P_{air} = \gamma \cdot H_e \cdot Q \quad (17)$$

$$P_{air} = \gamma \cdot H_e \cdot Q \quad (18)$$

Dimana:

- P_{air} = Daya air (W)
 ρ = Massa jenis air (kg/m³)
 g = Gaya gravitasi (m/s²)
 H_e = *Head efektif* atau ketinggian (m)
 Q = Debit air (m³/s)
 γ = Berat jenis air (N/m³)

Sedangkan secara teoritis kecepatan air yang jatuh dari ketinggian tertentu dapat diketahui dengan menggunakan persamaan berikut [7,10].

$$V_1 = C \sqrt{2 \cdot g \cdot H_e} \quad (19)$$

Sehingga

$$H_e = \frac{V_1^2}{C^2 \cdot 2 \cdot g} \quad (20)$$

Dimana:

C = Koefisien *nozzle* (hilangnya energi kinetik yang melalui *nozzle*) $C = (0,98)$

Sehingga daya air berdasarkan teoritis yaitu sebagai berikut.

$$P_{air} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot V_1^2}{C^2 \cdot 2 \cdot g} \quad (21)$$

Efisiensi turbin secara teoritis yaitu.

$$\eta = \frac{P_o}{P_{air}} \quad (22)$$

$$\eta = \frac{\frac{\gamma}{g} Q (V_1 \cos \alpha_1 - u_1) \left(1 + \psi \frac{V_1 \cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) u_1}{\frac{\gamma}{C^2 \cdot 2 \cdot g} Q V_1^2} \quad (23)$$

Dimana $\beta_1 = \beta_2$ (β_1 dan β_2 sesuai untuk sudut sudu yang sama)

$$\eta = 2 \cdot C^2 \cdot \frac{u_1}{V_1} \left(1 + \psi \right) \left(\cos \alpha_1 - \frac{u_1}{V_1} \right) \quad (24)$$

Koefisien kecepatan turbin *Cross-flow* pada daya maksimum secara teoritis yaitu

$$\frac{u_1}{V_1} = \frac{1}{2} \cos \alpha_1 \quad (25)$$

Secara teoritis efisiensi maksimal turbin *Cross-flow* dapat diketahui berdasarkan sudut serang *nozzle*.

$$\eta = \frac{1}{2} \cdot C^2 \cdot (1 + \psi) \cdot \cos^2 \alpha_1 \quad (26)$$

Dimana:

- η = Efisiensi turbin
 C = Koefisien kekasaran *nozzle* (0,98)
 ψ = Koefisien kekasaran *blade* (0,98)
 α = Sudut nosel(°)

Berdasarkan teorema kontrol volume daya turbin secara teoritis yang dihasilkan untuk setiap tahap dapat dimulai dengan konservasi momentum.

$$M = m \cdot \vec{v} \cdot \vec{r} \quad (27)$$

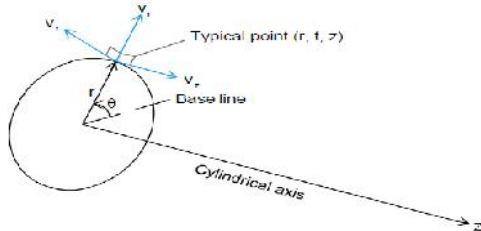
maka

$$\frac{d(m \cdot \vec{V} \cdot \vec{r})}{dt} = \int_{c.s} \rho (\vec{r} \cdot \vec{V}) \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (28)$$

Momentum linier berasal dari pertimbangan lebih jauh untuk sudut momen.

$$\Sigma \vec{r} \cdot \vec{F} = \Sigma_{out} (\vec{r} \cdot \vec{V}) \dot{m} - \Sigma_{in} (\vec{r} \cdot \vec{V}) \dot{m} \quad (29)$$

Untuk mempermudah pemahaman persamaan tiga dimensi diatas, maka pada mesin turbo digunakan koordinat tubuh berputar.



Gambar 7. Definisi sketsa untuk sistem koordinat silinder [12]

Bentuk tangensial merupakan produsen torsi sehingga merupakan hal yang sangat penting

$$\Sigma r \cdot F_t = \Sigma_{out} (V_t \cdot r) \dot{m} - \Sigma_{in} (V_t \cdot r) \dot{m} \quad (30)$$

Tetapi

$$T = r \cdot F_t \quad (31)$$

Sehingga daya yang dihasilkan menjadi

$$P_o = T \frac{\omega}{r} \quad (32)$$

Air melewati dua tahap dalam turbin *Cross-flow* sehingga dikonstruksi dengan sudu dari runner.

$$P_o = \frac{\gamma}{g} Q \left\{ \underbrace{(u_1 V_{t1} - u_2 V_{t2})}_{\text{tahap pertama}} + \underbrace{(u_1' V_{t1}' - u_2 V_2)}_{\text{tahap kedua}} \right\} \quad (33)$$

Persamaan untuk daya turbin yang dihasilkan untuk setiap tahap yaitu

$$P_o = P_{1,2} + P_{1,2}' \quad (34)$$

$$P_{1,2} = \frac{\gamma}{g} Q (u_1 V_{t1} - u_2 V_{t2}) \quad (35)$$

$$P_{1,2}' = \frac{\gamma}{g} Q (u_1' V_{t1}' - u_2 V_2) \quad (36)$$

Dengan menggunakan diagram kecepatan dan diasumsikan koefisien empiris ψ adalah sama dengan satu serta $(u_1 = u_2)$ dan $(u_1' = u_2')$ maka,

$$V_{t1} = u_1 + V_{r1} \cos \beta_1 \quad (37)$$

$$V_{t2} = u_1 - V_{r2} \cos \beta_1 \quad (38)$$

Asumsi

$$V_{r1} = u_1 \quad (39)$$

$$V_{t2}' = u_2 \quad (40)$$

$$V_{t1}' = u_1 \quad (41)$$

Jika diasumsikan $V_{r1} = u_1$ maka

$$u_1 = \frac{V_1 \cos \alpha_1}{(1 + \cos \beta_1)} \quad (42)$$

Dengan menggunakan persamaan berikut

$$u_2' = \left(\frac{D_2}{D_1}\right) u_1 \quad (43)$$

Maka daya turbin secara teoritis yang dihasilkan pada tahap pertama yaitu

$$P_{1,2}' = \frac{\gamma}{g} Q u_1^2 \left((1 + \cos \beta_1) - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \right) \quad (44)$$

Dan daya turbin secara teoritis yang dihasilkan pada tahap kedua yaitu

$$P_{1,2} = \frac{\gamma}{g} Q u_1^2 \left(\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 - (1 - \cos \beta_1) \right) \quad (45)$$

Perencanaan atau perhitungan parameter runner turbin *cross-flow* menggunakan persamaan-persamaan berikut [2, 8].

1. Diameter luar (D_1) dan lebar sudu (L) runner turbin

$$LD = \frac{2,63 Q}{\sqrt{He}} \quad (46)$$

Dimana:

H_e = Head efektif (m)

D_1 = Diameter luar runner turbin (m)

L = lebar nozzle (m)

2. Diameter dalam runner turbin (D_2)

$$D_2 = \frac{2}{3} D_1 \quad (47)$$

Dimana:

D_2 = Diameter luar runner (m)

3. Kecepatan maksimal runner turbin (n)

$$n = \frac{41,47 \sqrt{H_e} \cdot \cos \alpha_1}{D_1} \quad (48)$$

Dimana:

n = Putaran maksimal turbin (rpm)

4. Ketebalan semburan *nozzle* (s_1)

$$s_1 = 0,23 \frac{Q}{L \sqrt{H_e}} \quad (49)$$

5. Jarak antar sudu (t_1)

$$t_1 = 0,175 D_1 \quad (50)$$

6. Jari-jari kelengkungan sudu (r_1)

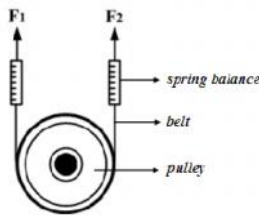
$$r_1 = 0,163 D_1 \quad (51)$$

7. Jumlah sudu (N)

$$N = \frac{\pi \cdot D_1}{t_1} \quad (52)$$

Untuk mengetahui daya yang dihasilkan turbin dapat dilakukan dengan pengujian menggunakan metode pengeraman (*Rope brake*) dan untuk mengetahui daya turbin digunakan persamaan berikut [13].

$$T = F_g \cdot r \quad (53)$$



Gambar 8. *Rope brake* [14]

Dan kecepatan sudut yaitu [8].

$$= \frac{2 \pi n}{60} \quad (54)$$

sehingga daya turbin yaitu [8]

$$P_t = T \cdot \omega \quad (55)$$

Dimana:

P_t = Daya yang dihasilkan turbin (W)

T = Torsi yang dihasilkan turbin (Nm)

F_g = Selisih gaya tarik dan tekan pada putaran tertentu (N)

F_g = $F_{ta} - F_{te}$ atau $F_1 - F_2$ (N)

r = Jari-jari puli pada *runner* turbin (m)

= Kecepatan sudut *runner* (rad/s)

n = Putaran turbin (rpm)

Efisiensi Mekanik Turbin (η_t) [15].

$$\eta_t = \frac{P_{turbin}}{P_{air}} \quad (56)$$

Dimana:

η_t = Efisiensi mekanik turbin

P_{air} = Daya air (W)

P_{turbin} = Daya turbin (W)

Untuk mengetahui besarnya daya listrik yang dihasilkan oleh generator dapat digunakan persamaan berikut [15]

$$P_g = V \cdot I \quad (57)$$

Dimana:

P_g = Daya listrik yang dihasilkan generator (W)

V = Beda potensial/tegangan (Volt)

I = Kuat arus (Ampere)

Untuk mengetahui besarnya efisiensi sistem pembangkit dapat digunakan persamaan berikut.

$$\eta_{sp} = \frac{P_g}{P_{air}} \quad (58)$$

Dimana:

η_{sp} = Efisiensi sistem pembangkit

P_{air} = Daya air (W)

P_g = Daya listrik yang dibangkitkan generator (W)

METODE PENELITIAN

Lokasi pengujian turbin dilakukan pada air pembuangan (air limbah) perusahaan pembuatan tepung tapioka yang berada di RT/RW 02/01 desa Bumi Nabung Timur kecamatan Bumi Nabung kabupaten Lampung Tengah propinsi Lampung.

Penelitian ini dilakukan dengan metode perhitungan secara teoritis dan metode eksperimen nyata (*true experimental research*). Metode eksperimen meliputi tahap perencanaan, membuat turbin, sampai dengan mengujian kinerja turbin. Penelitian dilakukan dengan memvariasi sudut nosel (15° , 30° dan 45°) dan sudut sudu yaitu 14° ($\alpha_1=29^\circ$), 16° ($\alpha_1=25^\circ$) dan 18° ($\alpha_1=21^\circ$).

Langkah penelitian meliputi:

1. Studi pustaka

2. Observasi

Dari hasil pengukuran diperoleh data sebagai berikut:

a. Debit air (Q) = $0,02487 \text{ m}^3/\text{s}$

b. *Head* = $2,3 \text{ m}$

c. Luas penampang air = $0,036 \text{ m}^2$

3. Desain turbin

4. Perhitungan efisiensi turbin secara teoritis

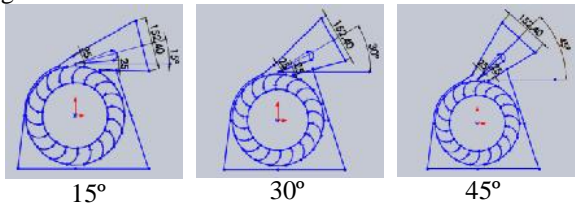
5. Analisis hasil perhitungan teoritis dan hasil eksperimen

Dari hasil perhitungan rancangan turbin *Cross-flow* diperoleh parameter dimensi turbin yaitu seperti pada Tabel 1.

Tabel 1. Hasil rancangan turbin *Cross-flow*

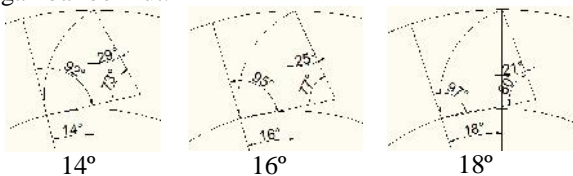
Parameter	Nilai
Diameter luar (m)	0,2885
Diameter dalam (m)	0,192
Lebar sudu (m)	0,1524
Jarak antar sudu (m)	0,05
Jari-jari sudu (m)	0,047
Jumlah sudu	18
Tebal <i>nozzle</i> (m)	0,025
Diameter <i>penstok</i> (m)	0,1524

Variasi sudut nosel turbin dijelaskan pada gambar 1 dan 2 berikut:



Gambar 1. Variasi sudut nosel

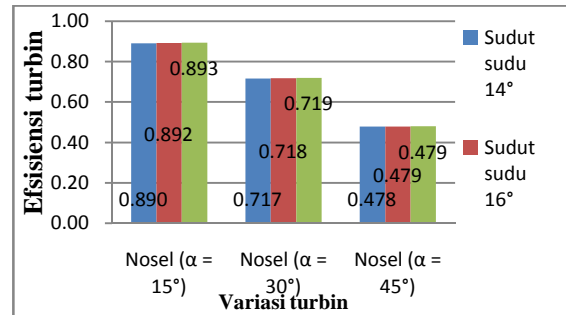
Variasi sudut sudu turbin dijelaskan pada gambar berikut.



Gambar 2. Variasi sudut sudu

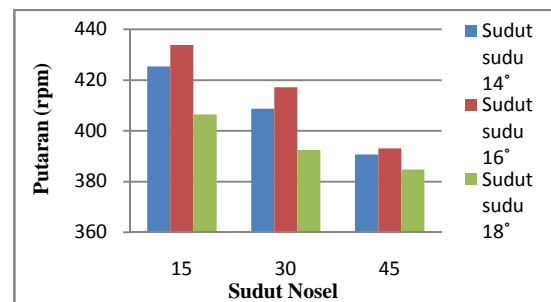
HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil perhitungan daya dan efisiensi mekanik yang dihasilkan turbin secara teoritis dengan variasi sudut nosel (α) (15° , 30° , 45°) dan dengan variasi sudut sudu (β) ($\beta=14^\circ$ atau $\beta_1=29^\circ$, $\beta=16^\circ$ atau $\beta_1=25^\circ$ dan $\beta=18^\circ$ atau $\beta_1=21^\circ$) yaitu seperti yang terdapat pada gambar 3.



Gambar 3. Efisiensi turbin secara teoritis dengan variasi sudut nosel dan sudut sudu

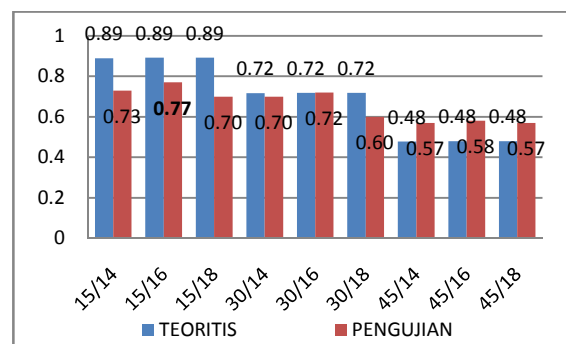
Dari hasil pengujian putaran turbin tanpa beban dengan variasi sudut nosel dan sudut sudu diperoleh grafik hasil pengujian pada gambar 4.



Gambar 4. Grafik hasil pengujian putaran turbin tanpa beban

Dari gambar 4 dapat diketahui bahwa variasi sudut nosel dan sudut sudu sangat berpengaruh terhadap putaran turbin. Putaran tertinggi diperoleh dengan sudut nosel 15° dan sudut sudu 16° .

Perbandingan efisiensi turbin secara teoritis dan hasil pengujian (eksperimen)



Gambar 5. Perbandingan Efisiensi turbin *Cross-flow*
Keterangan: 15/14 merupakan turbin dengan sudut nosel 15° dan sudut sudu 14° dan seterusnya.

Dari Gambar 5 terlihat bahwa semakin besar sudut nosel efisiensi turbin semakin rendah, baik secara teoritis maupun hasil pengujian (eksperimen). Namun terdapat perbedaan efisiensi turbin yaitu pada sudut nosel 15° dan 45°. Pada sudut nosel 15° efisiensi turbin dari hasil pengujian (eksperimen) cenderung lebih rendah dibandingkan secara teoritis. Sedangkan untuk sudut nosel 45° efisiensi turbin hasil pengujian (eksperimen) cenderung lebih besar dibandingkan teoritis. Dalam pembuatan turbin sudah dilakukan secara maksimal dengan prosedur yang benar. Namun karena keterbatasan dalam proses perencanaan (desain turbin) khususnya dalam proses penentuan sudut nosel, proses pembuatan serta pengaruh dari bentuk nosel yang dibuat maka terjadi perbedaan antara teoritis dan hasil pengujian.

Selain itu pendekatan asumsi teoritis bahwa air masuk kedalam *runner* secara terpusat pada suatu titik yang pada kenyataannya air yang masuk tidak terpusat tetapi menyebar, hal ini juga dapat mempengaruhi hasil teoritis dan hasil pengujian.

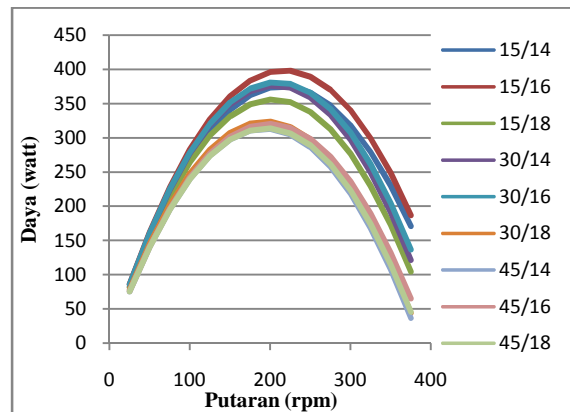
Selain sudut nosel, sudut sudu atau sudut β_1 juga mempengaruhi efisiensi yang dihasilkan turbin. Seperti halnya sudut nosel sudut sudu atau sudut β_1 juga terdapat perbedaan dari efisiensi yang dihasilkan turbin berdasarkan teoritis dan hasil pengujian. Berdasarkan hasil perhitungan secara teoritis semakin kecil sudut β_1 maka efisiensi yang dihasilkan turbin semakin besar, sedangkan dari hasil pengujian efisiensi tertinggi yang dihasilkan turbin yaitu pada sudut sudu 16° atau $\beta_1 = 25^\circ$, sementara sudut sudu 18° atau $\beta_1 = 21^\circ$ efisiensi yang dihasilkan turbin cenderung lebih rendah dibandingkan dengan sudut sudu 16° atau $\beta_1 = 25^\circ$ dan sudut sudu 14° atau $\beta_1 = 29^\circ$.

Dengan meninjau kembali diagram segitiga kecepatan maka dapat diketahui bahwa semakin kecil sudut β_1 maka akan berpengaruh terhadap arah aliran air yang masuk *runner* pada tahap pertama. Dimana sudut β_1 yang sangat kecil dapat merubah arah aliran air atau bentuk dari diagram segitiga kecepatan, hal itu berarti bahwa sebagian aliran air yang masuk sudu tahap pertama akan membentur bagian belakang sudu. Sedangkan untuk sudut β_1 yang sangat besar akan mempengaruhi bentuk aliran air keluaran pada tahap pertama, hal tersebut juga akan mempengaruhi aliran air masuk pada tahap kedua.

Semakin besar sudut β_1 maka aliran masuk pada tahap kedua akan mengenai bagian belakang sudu sehingga dapat terjadi kemungkinan bahwa pada tahap kedua tidak memberikan daya dorong

tetapi justru membebani sehingga mengakibatkan rendahnya efisiensi turbin.

Berdasarkan hasil pengujian diperoleh karakter daya yang dihasilkan oleh masing-masing turbin yang digambarkan seperti grafik berikut.



Gambar 6 Grafik perbandingan daya yang dihasilkan turbin dengan variasi sudut nosel dan sudut sudu

Dari gambar 6 dapat diketahui karakter daya yang dihasilkan masing-masing turbin. Daya terbesar yang dihasilkan turbin diperoleh pada kisaran putaran 200-250 rpm. Sedangkan untuk putaran yang rendah atau lebih tinggi daya yang dihasilkan turbin lebih rendah.

Daya Listrik yang dihasilkan generator.

$$P_g = V \cdot I$$

$$P_g = 230 \text{ (V)} \cdot 0,59 \text{ (A)}$$

$$P_g = 135,7 \text{ Watt.}$$

Efisiensi Sistem Pembangkit.

$$\eta_{sp} = \frac{P_g}{P_{air}}$$

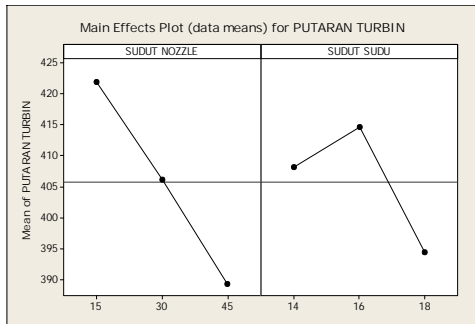
$$\eta_{sp} = \frac{135,7 \text{ watt}}{536,87 \text{ watt}}$$

$$\eta_{sp} = 0,2527 = 25,27 \%$$

Analisis regresi pengaruh variasi sudut nosel dan sudut sudu terhadap putaran turbin

Dari hasil analisis *regresi* (Gambar 7) untuk pengaruh variasi sudut nosel dan sudut sudu terhadap putaran turbin *Cross-flow* tanpa beban diperoleh persamaan empirik (*regresi*) yaitu.

$$\text{Putaran turbin} = 493 - (1,08 * \beta) - (3,43 * \beta_1)$$

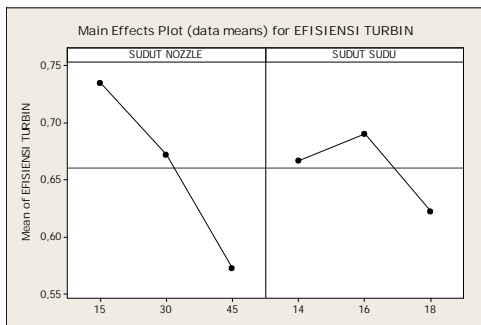


Gambar: 7 Main effects plot untuk putaran turbin

Analisis pengaruh variasi sudut nosel dan sudut sudu terhadap efisiensi turbin

Dari hasil analisis *regresi* (Gambar 8) untuk pengaruh variasi sudut nosel dan sudut sudu terhadap efisiensi turbin *Cross-flow* diperoleh persamaan empirik (*regresi*) yaitu.

$$\text{Efisiensi turbin} = 1,00 - (0,00539 *) - (0,0112 *)$$



Gambar 8. Main effects plot untuk efisiensi turbin

KESIMPULAN

Dari hasil penelitian yang telah dilakukan dapat disimpulkan bahwa sudut nosel () dan sudut sudu () sangat berpengaruh terhadap kinerja turbin. Efisiensi turbin tertinggi sebesar 77% diperoleh dengan sudut nosel 15° dan sudut sudu 16°. Sudut nosel semakin meningkat maka efisiensi turbin semakin menurun. Berdasarkan analisis *regresi* diperoleh persamaan empirik untuk efisiensi turbin yaitu $1,00 - (0,00539 * - 0,0112 *)$.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada saudara Saiful Anam atas bantuan dalam proses pengambilan data.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sekretariat Negara. Peraturan Presiden No. 5 Tahun 2006 tentang Kebijakan Energi Nasional.
- [2] Khosrowpanah, S., Fiuzat, A.A., and Albertson, M.L., 1988. Experimental study of cross-flow turbine. *Journal hydraul engineering* (114:299-314).
- [3] Desai and aziz,. 1994. An experimental investigation cross-flow turbine efficiency. *Journal of fluids engineering* (Vol. 116/545).
- [4] Olgun, H. 1998. Investigation of the performance of a cross-flow turbine. *International journal of energy research*, (22,953-964).
- [5] Choi, Y.D., Lim, J.I., Kim, Y.T., and Lee, Y.H., 2008. Performance and internal flow characteristics of a cross-flow hydro turbine by the shapes of nozzle and runner blade. *Journal of fluid science and technology* (Vol. 3 No. 3).
- [6] Choi, Y.D., and Son, S.W., 2012. Shape effect of inlet nozzle and draft tube on the performance and intenal flow of cross-flow hydro turbine. *Journal of the korean society of marine engineering* Vol. 36. No 3 (351-357).
- [7] Rajab Yassen, S. 2014. "Optimization of the Performance of Micro Hydro-Turbines for Electricity Generation". *The programme of research was carried out in the School of Engineering & Technology*, University of Hertfordshire, Hatfield, UK.
- [8] Acharya, N., Kim C.G., Thapa, B., and Lee, Y.H., 2015. Numerical analysis and performance enhancement of a cross-flow hydro turbine. *Renewable Energy xxx 1-8*.

- [9] Soenoko, R. 2016. First Stage Cross Flow Turbine Performance. *International Journal of Applied Engineering Research*. ISSN 0973-4562 Volume 11, Number 2 pp 938-943. Research India Publications.
- [10] Mockmor, C.A. and Merryfield, F. 1984. "The Banki Water Turbin", *Oregon State College*, Bulletin Series, No.25.
- [11] Munson, Bruce R., Okiishi, Theodore H., Huebsch, Wade W., and Rothmayer, Alric P., 2013. *Fundamentals of Fluid Mechanics*. Edisi 7.
- [12] Loots, I., Dijk, M.V., Barta, B., Vuuren, S.J.V., and Bhagwn, J.N., 2015. A review of low head hydropower technologies and applications in a South African context. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 50 1254–1268.
- [13] Arismunandar, W. 2004. *Penggerak Mula Turbin*. ITB. Bandung
- [14] Tohari M. dan Ibrahim Lubis H. 2015. Pengujian Unjuk Kerja Turbin Crossflow Skala Laboratorium Dengan Jumlah Sudu 20. *Jurnal Teknik Mesin*.
- [15] Poernomo Sari, S., dan Fasha, R. 2012. Pengaruh Ukuran Diameter Nozzle 7 Dan 9 mm Terhadap Putaran Sudu Dan Daya Listrik Pada Turbin Pleton. *Jurnal Teknik Mesin*,