

DESAIN MIKRO TURBIN PADA MRS PELANGGAN PT.X UNTUK TENAGA LAMPU PENERANGAN JALAN UMUM

Arsa Setya Dewanta^{1‡}, Laode M. Firman²

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK.

PT.X merupakan perusahaan yang bergerak di industri penyaluran gas alam, dalam distribusi gas dilakukan proses penurunan tekanan pada masing-masing rezim tekanan. Aliran gas dalam pipa yang bertekanan memiliki energi kinetik yang besar, potensi energi kinetik tersebut dapat dimanfaatkan menjadi energi mekanik dengan menggunakan mikro turbin. Perancangan desain mikro turbin dilakukan untuk memperoleh desain turbin yang sesuai dengan kondisi operasi pada MRS pelanggan PT.X untuk pembangkit listrik. Metode penelitian yang digunakan dalam proses desain ini adalah studi literatur terkait dengan desain mikro turbin. Perhitungan ukuran dan desain komponen mikro turbin seperti roda turbin, nosel, poros, dan difuser. Perhitungan daya listrik yang dapat dibangkitkan oleh mikro turbin serta pembuatan gambar model desain mikro turbin. Berdasarkan perhitungan desain diketahui dimensi turbin ekspander sebagai berikut: Luas inlet difuser $6,47 \text{ m}^2$, luas keluaran difuser $14,41 \text{ m}^2$, diameter leher nosel $0,22 \text{ m}$, diameter poros $12,4 \text{ mm}$, dan panjang poros $56,42 \text{ mm}$. Dari dimensi turbin ekspander tersebut dihasilkan daya turbin sebesar $2,13 \text{ kW}$ dengan kecepatan rotasi sebesar $1050,42 \text{ rpm}$

Kata kunci : Turbin; Gas; Konversi Energi

PENDAHULUAN

Latar Belakang

PT.X merupakan perusahaan yang bergerak di bidang transmisi dan distribusi gas bumi di Indonesia, dalam menyalurkan gas PT.X menerapkan aturan rezim tekanan dimana penggolongan jaringan gas didasarkan pada tekanan gas yang mengalir. Pada setiap rezim tekanan dilakukan proses penurunan tekanan gas menggunakan Stasiun Gas sesuai dengan segmentasi kebutuhan tekanan maupun pelanggan. Pada titik terima dengan pelanggan PT.X didukung rangkaian peralatan pada jaringan pipa gas bumi yang terdiri dari sistem regulating dan metering yang berfungsi untuk mengatur tekanan dan sekaligus mengukur volume gas yang melewatinya untuk dialirkan menuju pelanggan yang disebut juga dengan MRS. Aliran gas dalam pipa yang bertekanan memiliki energi kinetik yang besar, energi tersebut dapat dimanfaatkan pada turbin axial sebagai pembangkit listrik.

Mikroturbin merupakan turbin dengan ukuran kecil yang memiliki rentang kapasitas sebesar $25\text{-}300 \text{ kW}$. Turbin ini memiliki beberapa keunggulan dibandingkan dengan teknologi lainnya seperti ukuran yang kompak, jumlah komponen bergerak yang kecil, rendah emisi, dan dapat memanfaatkan bahan bakar sisa maupun buangan.[3], Putaran rotor mikro turbin menghasilkan gerakan mekanik yang kemudian dihubungkan dengan generator, dari proses tersebut sejumlah energi yang terbuang dapat dimanfaatkan sebagai sumber energi alternatif. Energi listrik yang dibangkitkan oleh generator dapat digunakan sebagai sumber tenaga penerangan jalan umum (PJU) di kawasan sekitar pelanggan gas PT.X

Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah dalam penelitian ini adalah:

1. Bagaimana analisa energi listrik yang dibangkitkan dari hasil gerakan mekanik turbin?
2. Bagaimana bentuk modifikasi pada konfigurasi peralatan pada MRS (*Metering Regulating Station*) pelanggan?

[‡] Corresponding author: arsasetya96@gmail.com

a. Tujuan dan Manfaat Penelitian

Manfaat penulisan skripsi ini adalah untuk menambah referensi terkait pemanfaatan energi kinetik aliran gas sebagai energi penggerak pada pembangkit listrik. Selain itu penelitian ini bertujuan untuk:

1. Melakukan analisis energi yang dibangkitkan dari hasil pemanfaatan energi kinetik aliran gas.
2. Mendesain mikro turbin yang sesuai dengan rangkaian peralatan pada eksisting.

b. Batasan Masalah

Untuk memudahkan dalam melakukan penelitian dan pengumpulan data, maka batasan masalah yang akan dijadikan acuan yaitu sebagai berikut:

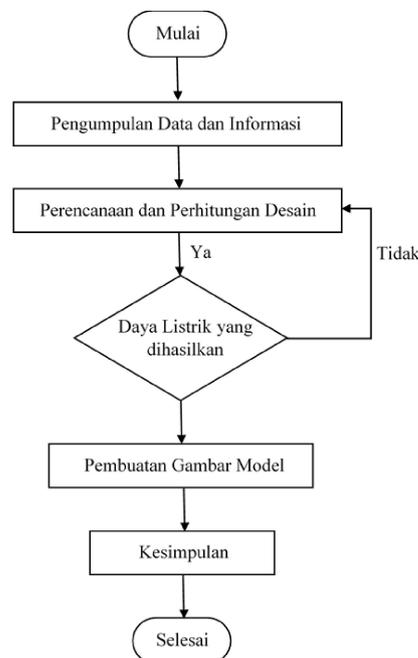
1. Konsep desain mikro turbin disesuaikan dengan kondisi operasi MRS pelanggan gas PT.X
2. MRS yang digunakan sebagai fasilitas pembangkitan hanya terbatas pada Pelanggan Industri/ Komersial.
3. Penelitian tidak melakukan pengujian, analisis aliran, analisis keekonomian, serta analisis material/bahan.
4. Turbin yang digunakan sebagai pembangkit listrik berjenis turbin aksial dengan tetap mempertimbangkan kondisi operasi maupun kondisi fasilitas yang tersedia.

METODE

Metode Analisis

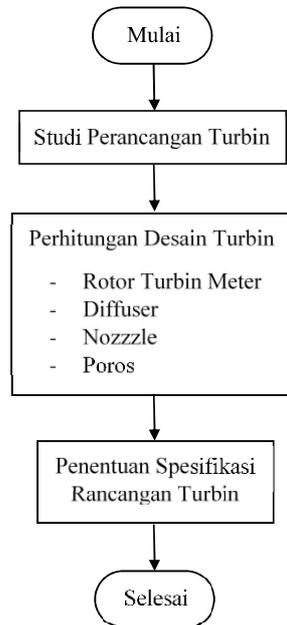
Analisis ini bertujuan untuk mengetahui besaran energi listrik yang dibangkitkan dari penggunaan modifikasi meter turbin sebagai alternatif pembangkitan listrik di *Metering Regulating Station* (MRS). Dalam mencapai tujuan tersebut, perlu diketahui potensi energi listrik yang dibangkitkan untuk itu data yang diperlukan antara lain: Tekanan masuk dan keluaran, laju alir gas, dan temperatur masuk yang diperbolehkan.

Data tersebut, digunakan sebagai perhitungan desain berdasarkan parameter asumsi yang terdapat pada landasan teori, untuk kemudian dilakukan perhitungan perubahan entalpi sebagai acuan perhitungan daya listrik yang dapat dihasilkan dari modifikasi meter turbin tersebut. Diagram alir yang menggambarkan proses dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 2. 1 Diagram Alir Penelitian

Perhitungan desain dilakukan untuk mendapatkan desain modifikasi turbin meter yang optimum. Diagram alir peroses perancangan desain maupun perhitungan desain dapat dilihat pada gambar dibawah ini:



Gambar 2. 2 Diagram Alir Perancangan Desain Sumber Data

Data yang diperlukan merupakan data penyaluran gas pada MRS berupa tekanan masuk dan keluaran, laju alir gas, dan temperatur masuk yang didapatkan dari laporan tim operasi dan pemeliharaan kepada tim energi manajemen, Data yang diambil adalah data realisasi penyaluran gas harian pada tahun 2018 pada pelanggan industri.

a. Rencana Desain

Rencana desain mikro turbin mengacu pada rancang bangun meter turbin yang sudah digunakan pada fasilitas jaringan stasiun pengukuran dan pengatur pada PT.X. Berikut merupakan detail desain masing-masing part yang menyusun mikro turbin. Pembuatan desain menggunakan aplikasi berbasis Computer Aided Design (CAD) dengan software Creo Parametric 5.0.0.0 penggunaan aplikasi berbasis CAD memiliki beberapa kelebihan, diantaranya gambar yang dihasilkan lebih presisi di dibandingkan dengan menggambar secara manual.

b. Roda Turbin

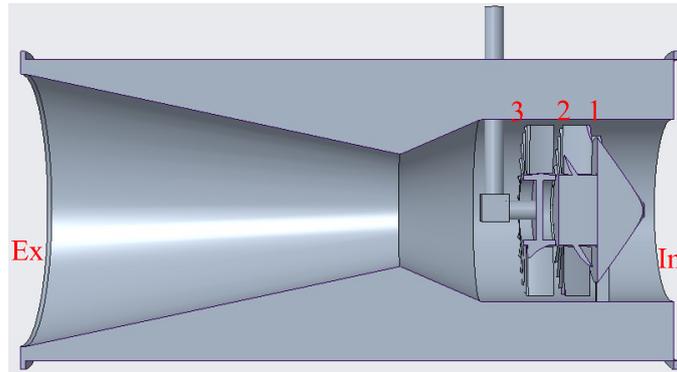
Dari hasil perhitungan derajat reaksi atau r maka didapatkan nilai sebesar 0,996 dengan membandingkan nilai entalpi keluaran dibandingkan dengan entalpi masuk mikro turbin, sesuai dengan rekomendasi Friez, Dietzel [12] bahwa roda turbin dengan jenis tekanan lebih (reaksi) memiliki nilai r di rentang 0,1 sampai dengan 0,8, atau bisa dikatakan bahwa 10% hingga 80% tingkat tinggi jatuh (entalpi) berada di sudu roda jalan. Jenis saluran sudu jalan yang digunakan adalah sudu dengan bentuk profil yang penampang bagian keluaran semakin berkurang atau biasa disebut dengan turbin reaksi. Selanjutnya, desain roda turbin dapat dihitung lebih lanjut dengan menggunakan dua parameter tanpa dimensi sebagai berikut:

- Kecepatan Spesifik digunakan sebagai tanda batasan untuk membedakan tipe roda turbin dan dipakai sebagai besaran yang menentukan besaran-besaran lainnya dalam merencanakan roda turbin seperti jumlah sudu roda turbin, perbandingan b/D , kondisi kerja dan lain-lain dengan rumus sebagai berikut:

$$n_s = \frac{\omega \times \sqrt{Q_3}}{(\Delta h_{in-3s})^{\frac{3}{4}}}$$

Diameter Spesifik

$$d_s = \frac{D_2 \times (\Delta h_{in-3s})^{\frac{3}{4}}}{\sqrt{Q_3}}$$



Gambar 2.3 Letak Titik Acuan Pada Rancang Desain Mikro Turbin

Keterangan:

Inlet	=	Inlet Nosel	3	=	Keluaran Turbin
1	=	Keluaran Nosel	Ex	=	Keluaran Difuser
2	=	Masuk Turbin			

Dalam definisi n_s dan d_s , laju aliran volumetrik Q_3 adalah pada saat keluar dari roda turbin. Nilai sebenarnya dari Q_3 dan h_{3s} , yang mendefinisikan n_s dan d_s tidak diketahui secara jelas. Menurut Kun dan Sentz, mereka menyarankan dua faktor empiris k_1 dan k_2 untuk mengevaluasi parameter ini

$$Q_3 = k_1 Q_{ex}; \rho_3 = \rho_{ex} / k_1$$

$$\Delta h_{in-3s} = k_2 (h_{0in} - h_{outs})$$

Dengan menggunakan *Add-in Excel (CoolProp)* dapat diketahui nilai $h_{in} = 437,89$ kJ/kg hasil dari memasukkan beberapa parameter yang dibutuhkan ke dalam *add-in* tersebut. Begitu juga dengan data entalpi keluaran turbin dapat diperoleh dari *CoolProp* yaitu dengan nilai $h_{out} = 426,76$ kJ/kg.

Pada kondisi di sisi keluar turbin parameter tersebut dapat diketahui tapi kondisi keluar roda turbin belum diketahui. Oleh karena itu, nilai k_1 dan k_2 diperoleh dari rekomendasi Kun dan Sentz [11], dengan nilai $k_2 = 1,03$ dengan faktor k_1 merupakan hasil dari rasio Q_3/Q_{ex} , yang sama juga dengan rasio \square_{ex}/\square_3 . Faktor k_1 menggunakan asumsi awal dengan nilai 1,00 untuk mendapatkan nilai akhir sebesar 1,01.

Substitusi nilai k_1 dan k_2 , sehingga diketahui penurunan entalpi isentropis dari mikro turbin sebagai berikut:

$$\Delta h_{in-3s} = k_2 (h_{0in} - h_{exs})$$

Keluaran roda turbin yang kemudian dapat disebut dengan kondisi 3 memiliki nilai awal hasil perhitungan diatas sebagai berikut:

$$Q_{ex} = 0,222 \text{ m}^3/\text{s}, \text{ dan } A_{ex} = 0,0572 \text{ m}^2$$

Sehingga diperoleh nilai kecepatan keluar mikro turbin sebesar:

$$C_{ex} = \frac{Q_{ex}}{A_{ex}}$$

$$C_{ex} = 3,877 \text{ m/s}$$

Entalpi stagnasi pada sisi keluar roda turbin:

$$h_{0ex} = 434,274 \text{ kJ/kg}$$

Tekanan stagnasi pada sisi keluar roda turbin:

$$p_{0ex} = p + \frac{1}{2} \rho_{ex} C_{ex}^2 \approx p; \text{ karena nilai kecepatan keluar sangat kecil } (C_{ex})$$

Sehingga, dapat diperoleh nilai entalpi keluaran roda turbin dengan mengabaikan rugi-rugi di sisi difuser sebagai berikut:

$$h_{03} = h_{0ex} = 434,274 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dari nilai entalpi stagnasi (h_{03}) dan nilai tekanan stagnasi (P_{0ex}), dapat diperoleh nilai S_3 dengan menggunakan fluidprop adalah sebagai berikut :

$$S_3 = 2,187 \frac{kJ}{kg} \cdot K$$

Kecepatan keliling pada tip dan kecepatan relatif dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$U_{tip} = 8,91 \frac{m}{s} ; W_{3tip} = 23,20 m/s$$

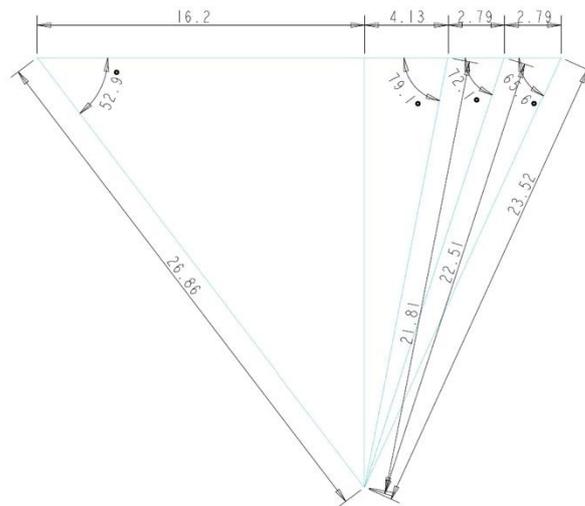
Sehingga dapat diperoleh sudut dari β_{3tip} dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\beta_{3tip} = 67,42^\circ$$

Sehingga dapat diperoleh nilai -nilai dari parameter eye hub dengan menggunakan persamaan yang sama seperti diatas. Nilai parameter eye hub adalah sebagai berikut:

$$U_{3hub} = 3,78 \frac{m}{s} ; W_{3hub} = 21,76 m/s ; \text{ dan } \beta_{3hub} = 79,97^\circ$$

Dari hasil perhitungan kondisi termodinamik pada sisi keluar turbin dapat digunakan untuk menggambar diagram segitiga kecepatan seperti gambar di bawah ini:



Gambar 2.4 Segitiga Kecepatan Roda Mikro Turbin

Dengan menggunakan segitiga kecepatan diatas maka dapat dirancang bentuk roda turbin seperti gambar berikut:



Gambar 2.5 Rancangan Roda Turbin

Untuk menghitung sifat termodinamika pada sisi masuk roda turbin maka efisiensi proses ekspansi sampai keadaan 2 harus diasumsikan. Menurut Sixsmith[11] Efisiensi nosel η_s harus antara 0,9 dan 0,95. Dari rentang tersebut diambil nilai efisiensi nosel sebesar $\eta_s = 0,9$. Selain itu parameter penting yang harus diketahui yaitu rasio masuk dan keluar dari kecepatan meridian C_{m2}/C_{m3} . Balje merekomendasikan nilai rasio antara 1 sampai dengan 1,25 untuk parameter tersebut[11], sehingga diambil nilai rasio 1 sebagai acuan. Sehingga dapat diperoleh nilai C_{m2} dan C_{m3} sebagai berikut.

$$C_{m2} = C_{m3} = C_3 = 21,42 m/s$$

Kemudian selain parameter diatas, masih terdapat parameter penting yang perlu diketahui yaitu sudut masuk gas menuju roda turbin, dalam sejumlah rekomendasi sudah ditentukan sudut masuk sebesar 10 sampai dengan 20 derajat. Namun, dalam desain ini sudut sudah dihitung dan disesuaikan dengan kondisi operasi sebagaimana persamaan dibawah ini:

$$W_2 = C_{m2} = 21,42 m/s$$

Sehingga dapat diperoleh kecepatan pada sisi masuk roda turbin:

$$C_2 = \sqrt{U_2^2 + W_2^2} = \sqrt{16,2^2 + 21,42^2} = 26,86 \text{ m/s}$$

Dapat dihitung pula sudut masuk gas menuju roda turbin:

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \frac{W_2}{U_2} = \tan^{-1} \frac{21,42}{16,2} = 52,91^\circ$$

Diketahui bahwa $h_{01} = h_{0in} = h_{in} = 437,89 \text{ kJ/kg}$ sebagai parameter masukan, sehingga diperoleh entalpi di sisi keluaran roda turbin:

$$h_2 = h_{01} - \frac{C_2^2}{2} = 437,89 - \frac{26,86^2}{2} = 77,05 \text{ kJ/kg}$$

Sehingga, $h_{2s} = h_{in} - \frac{h_{in} - h_2}{\eta_n} = 36,95 \text{ kJ/kg}$

serta didapatkan parameter entropi dapat dinyatakan sebesar $s_{in} = s_1 = s_{2s} = 1,92 \text{ kJ/kgK}$.

Dengan menggunakan data diatas dapat dihitung nilai dari tekanan yaitu $p_{2s} = p_2 = 14,00 \text{ bar}$

Sehingga diperoleh data sebagai berikut $T_2 = -116,3^\circ\text{C}$, $\rho_2 = 1,63 \text{ kg/m}^3$ and $s_2 = 1,764 \text{ kJ/kg.K}$

$$b_2 = \frac{m_{tr}}{(\pi D_2 - Z_{tr} t_{tr}) \rho_2 C_{m2}} = 0,08656 \text{ m} = 86,56 \text{ mm}$$

Nosel

Termodinamika di sisi *throat* dan *vaneless space* perlu diketahui pada fase awal ini, dengan menentukan parameter jenis nosel konvergen, akan menghasilkan aliran subsonik pada sisi keluar nosel, dibutuhkan. Gambar di bawah menunjukkan diagram skematik dari cincin nosel dengan dimensi nosel. Jika D_t adalah diameter lingkaran *nozzle throat* dan C_{mt} komponen meridian dari kecepatan nosel *throat*, maka dengan mempertimbangkan persamaan keseimbangan massa, sehingga dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$C_{mt} = \frac{m}{\pi D_t b_t \rho_t}$$

Dimana b_t merupakan besar celah, yang dapat diasumsikan dengan nilai 0,5mm. Kecepatan sisi keluar dari leher nosel terdiri atas dua komponen Utama, C_{mnt} dan $C_{\theta t}$. Komponen meridian yang tegak lurus dengan diameter lingkaran leher nosel.

Menurut Kun dan Sentz, $D_t = 1,08 \times 270 \text{ mm} = 291,6 \text{ mm}$ sehingga dapat diperoleh persamaan empiris seperti di bawah ini:

$$C_{mt} = \frac{61,59}{\rho_t}$$

dari konservasi momentum sudut arus vortex bebas terhadap *vaneless space*, komponen tangensial dari kecepatan throat adalah, $C_{\theta t} = \frac{U_2 D_2}{D_t} = 15 \text{ m/s}$

Sehingga:

$$h_t = h_2 + \frac{C_2^2}{2} - \frac{C_t^2}{2}$$

Karena C_t terdiri dari dua komponen kecepatan yang saling tegak lurus, maka:

$$h_t = h_2 + \frac{C_2^2}{2} - \frac{C_{mt}^2}{2} - \frac{C_{\theta t}^2}{2}$$

$$h_t = 77,05 \times 10^2 - \frac{18,96 \times 10^2}{\rho_t^2}$$

Untuk mendapatkan nilai h_t dan ρ_t maka dapat menggunakan nilai entropi dengan mengasumsikan ekspansi yang terjadi secara isentropis di *vaneless space*, $s_t = s_2 = 1,764 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$ Sehingga didapatkan nilai

$P_t = 7,40 \text{ bar}$, dari kondisi termodinamika di atas, dapat diketahui kecepatan pada *throat* sebagai berikut:

$$T_t = 25,26^\circ\text{C}, \rho_t = 0,628 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, h_t = 2399,93 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dengan mensubstitusi parameter di atas, diketahui:

$$C_{mt} = 10,881 \text{ m/s}, C_{\theta t} = 15 \text{ m/s}, C_t = 25,881 \text{ m/s}$$

Ukuran Nozzle Vane

Throat angle yang benar untuk ketebalan ujung trailing ujung nosel diperkirakan menggunakan konservasi momentum dan kontinuitas aliran [13]. Secara aerodinamis, diinginkan untuk membuat *trailing edge* setipis pertimbangan desain mekanis. Dengan menggunakan persamaan kontinuitas dan densitas pada *throat*, lebar *throat* W_t dan sudut *throat* α_t dihitung sebagai berikut:

Jumlah nosel, $Z_n = 25$

Lebar *throat*,

$$W_t = \frac{m_{tr}}{Z_n b_r \rho_r c_r} = 0,015 \text{ m}$$

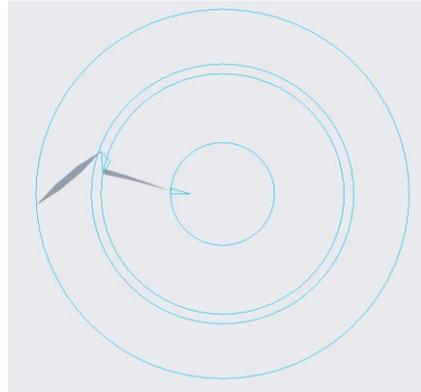
Sudut *throat*,

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{C_{m_t}}{C_{\theta_t}} \right) = 35,95^\circ$$

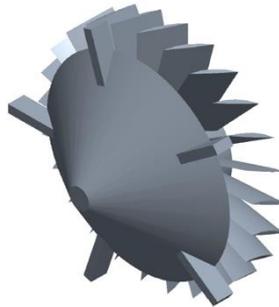
Dapat dicatat bahwa sudut *outlet throat* berbeda bentuk sudut inlet sudu turbin dan perbedaannya disebabkan oleh gaya geser cairan di *vaneless space*. Panjang *pitch* sudu, P_n diperkirakan sebagai berikut:

$$P_n = \frac{\pi \times D_t}{Z_n} = 0,0366 \text{ m}; \quad \square_t \text{ adalah sudut antara tegak lurus dengan lebar } throat \text{ } W_t \text{ dan garis singgung}$$

dengan diameter lingkaran *throat*. Sehingga diperoleh rancangan nosel dan leher nosel seperti gambar di bawah ini:



Gambar 2.6 Diagram Nosel dan Sudu Turbin Berdasarkan Segitiga Kecepatan



Gambar 2.7 Rancangan Nosel dan Leher Nosel

Difuser

Dengan nilai sudut (θ) sebesar $15,19^\circ$ disesuaikan dengan aspek rasio dari panjang difusi dan diameter difuser, dari perhitungan dapat diperoleh data ukuran desain difuser sebagai berikut, dengan tetap mempertimbangkan ukuran jaringan eksisting. Ukuran difuser dapat dilakukan kalkulasi dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

Outlet diameter difuser

$$D_{ex} = \sqrt{\frac{4 \times V_{ex}}{\pi \times C_{ex}}}$$

Inlet diameter diameter

$$D_{in} = D_t + 2 \times \text{radial clearance}$$

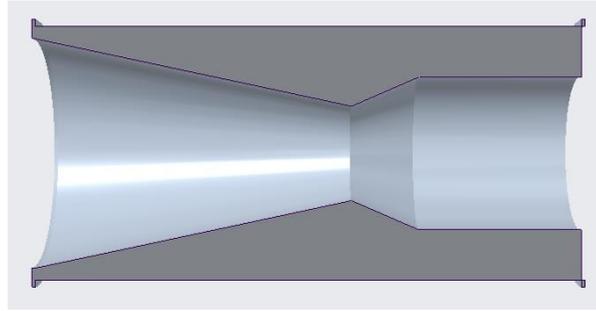
Diameter cekik

$$D_{th} = D_{tip} + 2 \times \text{radial clearance}$$

Panjang bagian diverging pada difuser

$$L_d = \frac{(D_{ex} - D_{td})}{(2 \times \tan \theta)}$$

Rancangan desain difuser dapat dilihat pada gambar dibawah ini:



Gambar 2.8 Rancangan Difuser Turbin

Poros

Ino et. al [11] memilih diameter poros 16 mm untuk turbin helium mereka yang berputar pada 230.000 rpm, sementara Yang et al [11] telah memilih diameter poros sebesar 18 mm untuk turbin udara mereka yang berputar pada kecepatan 180.000 rpm. Sebuah poros diameter 16 mm dipilih untuk penelitian saat ini sesuai dengan rekomendasi.

Diameter poros dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut, dengan mengetahui jumlah daya yang ditransmisikan dengan rumus sebagai berikut:

$$T = \frac{P \times 60}{2\pi N}$$

Sehingga diperoleh nilai torsi daya yang ditransmisikan sebesar:

$$T = \frac{2,13 \times 10^3 \times 60}{2\pi \times 1050,422}$$

$$T = 19,40 \text{ Nm}$$

Menggunakan bahan Stainless Steel 316 dengan tegangan yang diijinkan sebesar 51,71 MPa sesuai dengan rekomendasi American Society of Mechanical Engineer (ASME) tegangan yang diijinkan dapat dihitung menggunakan rumus $\sigma = 0.3 \sigma_{el}$ atau $0.18 \sigma_u$, dipilih mana yang lebih rendah.[17], sehingga dapat dihitung nilai diameter poros sebagai berikut:

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \left[\frac{(d_o)^4 - (d_i)^4}{d_o} \right] = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3$$

Sehingga diperoleh ukuran diameter poros:

$$19400,39 \text{ Nmm} = \frac{\pi}{16} \times 51,71 \times d^3 ; d = 12,408 \text{ mm atau } 0,4991 \text{ inch} \approx 0,5 \text{ inch}$$

Kecepatan poros secara umum dibatasi oleh kecepatan kritis dari pembengkokan, batasan ini didasari oleh besaran diameter dan panjang poros, Rumus untuk menghitung kecepatan kritis untuk poros dengan pembebanan merata adalah sebagai berikut:

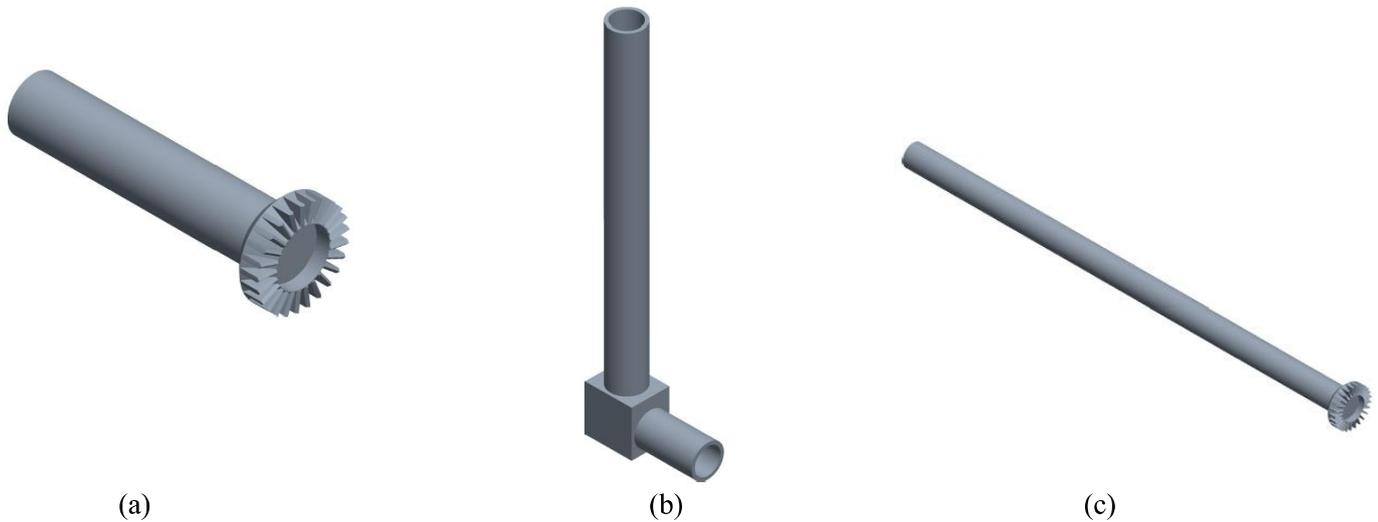
$$f = 0,9 (d/l^2) \sqrt{\frac{E}{\rho}} \text{ Hz}$$

Dimana d adalah diameter poros, l adalah panjang poros, E adalah modulus Young dan ρ adalah masa jenis material, dengan mempertimbangkan kecepatan operasi sebesar 909,03574 rpm maka dapat ditentukan kecepatan kritis dan panjang poros yaitu sebagai berikut:

$$f = 0,9 (12,40/l^2) \sqrt{\frac{2 \times 10^{11}}{8027}} \text{ Hz}$$

Sehingga diperoleh $f = 17,50 \text{ Hz}$ atau 1050,422 rpm dan $l = 56,42 \text{ mm}$, dengan kondisi kritis di panjang poros sebesar 50 mm dengan kecepatan 1125,44 rpm.

Berikut merupakan gambar hasil rancangan poros dilengkapi dengan angle gear dan juga penutup poros dan gigi:



Gambar 2.9 Rancangan Desain Poros Turbin, (a) Poros Turbin dengan Angle Gear; (b) Penutup Poros dan Gigi; (c) Poros Generator dengan Angle Gear

HASIL

Berikut merupakan tabel hasil perhitungan atau dapat dikatakan sebagai spesifikasi mikro turbin :

TABEL 4. 2 REKAPITULASI HASIL PERHITUNGAN DESAIN MIKRO TURBIN

No	Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Desain Roda Turbin				
1	Kecepatan Spesifik	n_s	8,356	
2	Diameter Spesifik	d_s	1,049	
3	Daya Turbin	P	2,13	kW
4	Kecepatan Rotasi	ω	110 1050,42	rad/s rpm
5	Diameter Inlet	D2	270	mm
6	Kecepatan Sudu Inlet	U2	16,2	m/s
7	Jumlah Sudu	Z	25	buah
8	Ketebalan Sudu	T	3	mm
Desain Difuser				
1	Diameter Inlet Difuser	Dind	287,13	mm
2	Diameter Cekik Difuser	Dthd	179,13	mm
3	Diameter Outlet Difuser	Dexd	428,46	mm
Desain Nosel				
1	Diameter Leher Nosel	Dt	229,5	mm
2	Lebar Leher Nosel	Wt	150	mm
3	Sudut Leher Nosel	α_t	35,95	derajat
Desain Poros				
1	Diameter Poros	Ds	12,4	mm
2	Panjang Poros	Ls	56,42	mm
3	Kecepatan Kritis Pembengkokan	f	1337,90	Hz

Berdasarkan hasil perhitungan di atas maka dapat dilakukan perhitungan daya yang dihasilkan oleh turbin dengan rumus sebagai berikut:

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_{in} - h_{ex,s})$$

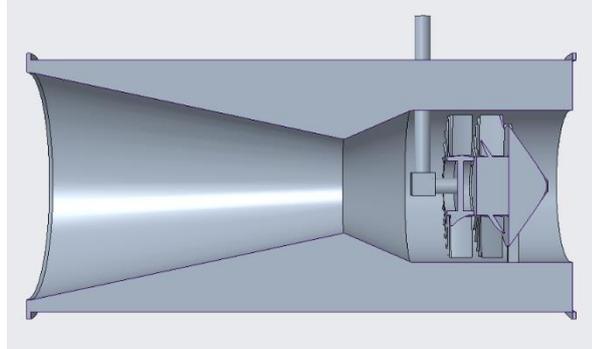
Sehingga diperoleh,

$$\dot{W}_T = 0,22 \text{ m}^3/\text{s} \times 0,86 \text{ kg}/\text{m}^3 (437,89 - 426,75) \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$\dot{W}_T = 2,13 \text{ kW}$$

Daya tersebut digunakan untuk menghidupkan lampu di Kawasan pelanggan, dengan menggunakan lampu jalan umum dengan daya 50 watt, maka diperoleh jumlah lampu yang dapat menyala sejumlah 42 lampu.

Berikut merupakan gambar potongan melintang rancang bangun desain dari mikro turbin aksial yang sudah dilakukan perhitungan diatas:



Gambar 3.8 Rancangan Mikro Turbin Potongan Melintang

KESIMPULAN

Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan pembahasan pada bab sebelumnya, dapat disimpulkan bahwa:

- Mikro turbin dapat digunakan untuk mengonversikan energi yang dilepaskan pada proses penurunan tekanan dengan regulator stasiun pengukuran dan penurun tekanan gas di PT X untuk dimanfaatkan menjadi energi listrik dengan daya yang dihasilkan sebesar 2,13 kW untuk dapat menghidupkan Lampu Penerangan Jalan Umum sebanyak 42 buah dengan daya 50Watt setiap lampu.
- Berdasarkan perhitungan pada pembahasan, diketahui dimensi turbin ekspander sebagai berikut: Luas inlet difuser 6,47 m², luas keluaran difuser 14,41 m², diameter leher nosel 0,22 m, diameter poros 0,124 mm, dan panjang poros 0,05642 m. Dari dimensi turbin ekspander tersebut dihasilkan kecepatan rotasi sebesar 1050,42 rpm.

Saran

- Perlu dilakukan analisis hidrolis secara keseluruhan pada metering and regulating station agar diketahui kesesuaian parameter desain dibangkan dengan kondisi di lapangan.
- Perlu dilakukan analisis keekonomian agar pemanfaatan energi baru terbarukan di lingkungan PT.X dapat dilakukan dan dapat menghasilkan keuntungan yang sesuai.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] W. Kostowski, "The Possibility of Energy Generation within the Conventional Natural Gas Transport System," *Strojarstvo*, vol. 52, no. 4, p. 429, 2010.
- [2] J. Peirs, D. Reynaerts, and F. Verplaetsen, "A microturbine for electric power generation," *Sensors Actuators, A Phys.*, vol. 113, no. 1, pp. 86–93, 2004.
- [3] T. Sangsawangmatum and U. Nontakaew, "Design of Radial Inflow Turbine for 30 kW Microturbine," vol. 06005, pp. 0–4, 2017.
- [4] A. Code and P. Piping, "Gas Transmission and Distribution Piping Systems Gas Transmission and Distribution Piping Systems," vol. 2007, 2008.
- [5] PT. X, "PANDUAN BASIS DESAIN METERING REGULATING STATION (MRS) PELANGGAN," 2018.
- [6] A. G. Asociation, "Measurement of Gas by Turbine Meters Transmission Measurement Committee Report No.7." .

-
- [7] G. R. HHH, Saravananuttoo, H. Cohen, *Gas Turbine Theory Fifth Edition*, Fifth. Pearson Education, Ltd., 2013.
- [8] S. A. N. Ion Boldea, *Synchronous Generators The Electric Generators Handbook Ion Boldea*. 2006.
- [9] S. Mokhatab, W. A. Poe, and J. Y. Mark, *Handbook of Natural Gas Transmission and Processing Principle and Practice Third Edition*, vol. Third. 2015.
- [10] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach with Solution*, vol. Seventh. 2008.
- [11] S. K. Ghosh, "Experimental and Computational Studies on Cryogenic Turboexpander," *Ph.D. Thesis Mech. Eng. Dep. Natl. Inst. Technol. Rourkela*, p. 224, 2008.
- [12] D. Frietz and D. Sriyono, "Turbin Pompa dan Kompresor." Penerbit Erlangga, p. 444, 1980.
- [13] B. K. Choudhury, R. K. Sahoo, and S. K. Sarangi, "DESIGN OF BACKWARD SWEPT TURBINE WHEEL FOR CRYOGENIC TURBOEXPANDER ρ ," vol. 9, no. 4, pp. 423–431, 2014.
- [14] R. Kushwah and P. N. V Bora, "Design of Helium Cryogenic Turboexpander," vol. 1, no. 11, pp. 2–7, 2014.
- [15] PT. X, "Laporan Akhir-Pilot Project Teknologi Expander." PT.X, 2013.
- [16] B. K. Choudhury, R. K. Sahoo, and S. K. Sarangi, "Design and Construction of Nitrogen Liquefier," *Int. J. Adv. Cult. Technol.*, vol. 3, no. 2, pp. 42–49, 2016.
- [17] R. . Khurmi and J. K. Gupta, "Textbook of Machine Design (S.I. Units)," vol. 45, no. 12, pp. 1981–1981, 2005.