

## RANCANGAN TURBIN EKSPANSI TIPE RADIAL SATU TINGKAT DENGAN MASSA ALIRAN UDARA INPUT SEBESAR 0,245 KG/S

**Ego Widoro<sup>(1)</sup>, Sihono<sup>(2)</sup>**

Politeknik Penerbangan Indonesia Curug, Tangerang.

**Abstrak:** Penggunaan turbin sangat luas, sesuai dengan fungsinya turbin didisain dalam bentuk khusus untuk dapat melakukan fungsinya tersebut, salah satunya turbin dapat digunakan sebagai turbin ekspansi pada *air cycle machine* yang digunakan sebagai sistem pendingin udara di kabin pesawat terbang. Perancangan turbin radial satu tingkat sebagai turbin ekspansi yang mudah dan murah biaya produksinya serta memiliki efisiensi yang tinggi. Perancangan ini diawali dengan menghitung parameter disain awal dan dilanjutkan dengan tahapan perancangan mendisain impeler turbin, nosel inlet turbin dan scroll turbin. Parameter disain turbin yang diperoleh dari perhitungan mencakup parameter non dimensional dan dimensional.

**Kata Kunci:** Turbin Radial, Turbin Ekspansi,

**Abstract:** *The utility of turbine is very wide, according to the function of turbine designed in special form to be able to perform this function, one of which the function is the turbine can be used as expansion turbine on air cycle machine that used as air cooling system in aircraft cabin. The design of a single stage radial turbine as an expansion turbine with easy and inexpensive production and high efficiency. This design begins with calculating the initial design parameters and continued with the design steps of designing the turbine impeller, inlet turbine nozzles and turbine scroll. Turbine design parameters derived from calculations include non-dimensional and dimensional parameters.*

**Keyword:** *Radial Turbine, Expansion Turbine*

## Pendahuluan

Beberapa penggunaan turbin antara lain: Treager (1995) menjelaskan bahwa fungsi turbin pada sebuah motor turbin adalah untuk memutar kompresor, aksesoris melalui rangkaian roda gigi dan pada motor turbin jenis *turboprop* yang digunakan pada pesawat terbang, turbin digunakan untuk memutar baling-baling pendorong dengan mengekstraksi sebagian tekanan dan energy kinetic dari gas pembakaran bersuhu tinggi,

Selain dari itu *Federal Aviation Administration* (2012) menjelaskan bahwa turbin dapat digunakan sebagai turbin ekspansi pada *air cycle machine* yang digunakan sebagai sistem pendingin udara di kabin pesawat terbang. Jha (2011) menjelaskan bahwa energi kinetik angin yang terbentuk secara alami di alam terbuka dapat dirubah menjadi energi listrik oleh turbin angin yang memutar generator listrik. Saravanamuttoo et al. (2017) menjelaskan bahwa turbin radial dapat mengekstrak kinetik energi aliran kecil lebih efisien dan telah secara luas digunakan pada aplikasi seperti *turbocharger* pada industri *cryogenics* dan *turbocharger* untuk motor piston.

Seperti halnya dengan kompresor, turbin dapat diklasifikasikan menjadi dua jenis berdasarkan aliran fluida yang terjadi yaitu turbin aksial dan turbin radial sebagaimana dikemukakan oleh Saravanamuttoo et al. (2017). Turbin aksial merupakan turbin yang aliran fluida penggerak turbin sejajar atau paralel dengan sumbu turbin sedangkan turbin radial arah aliran fluidanya tegak lurus terhadap sumbu turbin. Walaupun turbin aksial secara konstruksi lebih ringan dibandingkan dengan turbin sentrifugal dan juga tingkat efisiensinya lebih baik dibanding dengan turbin radial (Aungier, 2006), tetapi turbin radial tetap dapat digunakan terutama untuk

peralatan-peralatan yang memiliki aliran udara atau air sebagai sumber tenaga penggeraknya tegak lurus terhadap sumbu turbin.

Beberapa bentuk turbin sesuai dengan fungsinya telah dirancang antara lain: Hidayat (2017) melakukan perancangan turbin aksial satu tingkat untuk mesin turbojet berbasis turbocharger.

Pada penelitian ini fokus pada perancangan turbin radial satu tingkat sebagai turbin ekspansi. Perancangan turbin radial ini harus memenuhi kriteria mudah dan murah biaya produksinya serta diharapkan memiliki efisiensi yang tinggi. Nantinya turbin radial ini dapat diaplikasikan pada sebuah unit pendingin udara yang menggunakan sistem seperti *air cycle machine* (ACM) di pesawat terbang.

## Metodologi Perancangan

Perancangan yang dilakukan pada turbin ekspansi satu tingkat ini merupakan perancangan awal dengan mencari dimensi turbin ekspansi dengan tidak melakukan pengujian baik secara analisis peranti lunak maupun pengujian secara mekanis, sehingga pengujiannya dapat dilanjutkan dengan penelitian selanjutnya.

Hal tersebut di atas sesuai dengan yang disampaikan oleh Sugiyono (2019) yang menjelaskan bahwa penelitian dan pengembangan (*research and development/R&D*) terbagi menjadi 4 (empat tingkatan) dengan tingkat yang terendah adalah melakukan penelitian untuk menghasilkan sebuah rancangan tetapi tidak dilanjutkan dengan pengujian dan pembuatan rancangan tersebut.

Untuk melakukan perancangan dilakukan beberapa proses sebagai berikut:

1. Menggali potensi dan masalah objek penelitian hal tersebut telah disampaikan pada pendahuluan.

2. Menentukan parameter awal perancangan yang digunakan pada proses selanjutnya.
3. Sebagai proses terakhir yaitu tahapan perancangan untuk menghitung dimensi turbin ekspansi satu tingkat berdasarkan parameter awal.

### Parameter Disain Awal

#### Laju Massa Aliran Udara

Dikarenakan belum didesain compressor untuk menghasilkan aliran udara yang digunakan sebagai sumber penggerak turbin, maka sebagai parameter awal digunakan alat penghasil aliran udara yaitu mesin blower daun kering.

Berdasarkan pengamatan penulis dari beberapa varian dan tipe mesin blower daun kering model dijinjing, memiliki spesifikasi volume udara: 0,2-0,245 m<sup>3</sup>/s dan kecepatan udara: 67,056-111,76 m/s

Kemudian dipilih nilai volume udara 0,2 m<sup>3</sup>/s dan kecepatan udara sebesar 80 m/s sehingga laju massa aliran udara yang dihasilkan dengan kerapatan udara pada 1 atmosfer dan 15°C sebesar 1,225 kg/m<sup>3</sup> (Young & Freedman, 2002) adalah:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \rho \times \dot{V} \\ \dot{m} &= 1,225 \times 0,2 \\ \dot{m} &= 0,245 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

#### Temperatur Total Masuk dan Keluar

Temperatur udara total ( $T_0$ ) atau udara masuk impeler merupakan temperatur udara rata-rata tertinggi di Indonesia berdasarkan data dari Badan Pusat Statistic (BPS) yaitu 28,5 °C dikarenakan aliran udara yang digunakan untuk memutar turbin adalah udara yang tidak melalui proses pembakaran yaitu dari mesin blower daun kering, sedangkan temperature udara total stasiun 3 ( $T_{03}$ ) atau udara keluar dari impeler merupakan termpertur terendah pada pada

pendingin udara yang berdasarkan pengamatan penulis sebesar 18°C.

$$T_0 = 28,5^\circ\text{C} \approx 301,5^\circ\text{K}$$

$$T_{03} = 18^\circ\text{C} \approx 291^\circ\text{K}$$

#### Putaran Impeller dan Keluaran Daya

Telah disebutkan sebelumnya bahwa rancangan turbin radial ini akan digunakan sebagai turbin ekspansi pada sistem pendingin udara tipe split, dan sebagai beban turbin nantinya adalah blower pada bagian indoor pendingin udara ruangan yang sebelumnya digerakkan oleh motor listrik.

Berdasarkan data peringkat pendingin udara menurut topbrand award di atas selama 2 tahun berturut-turut yaitu tahun 2017-2018 pendingin udara merek LG sebagai peringkat pertama sehingga dipilih pendingin udara merek LG sebagai acuan untuk menentukan keluaran daya. Dipilih pendingin udara split dengan kapasitas 1 power kuda (PK) karena ada beberapa varian pendingin udara merek LG yaitu ½, ¾, 1, 1½, dan 2 PK.

Besar daya yang harus dihasilkan oleh turbin radial disesuaikan dengan daya listrik yang dibutuhkan yaitu minimal adalah 21 Watt dengan putaran turbin sebesar 1500 RPM (pembulatan)  $\approx$  25 rev/s. Menurut Saravanamuttoo et al. (2017) untuk menghitung daya keluaran turbin menggunakan rumus:

$$\dot{W} = \dot{m} \times c_p (T_{01} - T_{03})$$

Karena menurut Saravanamuttoo et al. (2017) besaran kapasitas panas spesifik udara pada temperatur 300°K (temperatur ruangan 27°C) adalah 1,005 kJ/kg.K dan perbedaan temperatur yang diharapkan terjadi adalah 10,5 °C (selisih temperatur rata-rata tertinggi yaitu 28,5°C dengan temperatur terendah pada pendingin udara yaitu 18°C), maka daya keluaran turbin sebesar:

$$\dot{W} = 0,245 \times 1,005 \times (28,5 - 18)$$

$$\dot{W} = 2,585 \text{kJ/s} = 2585 \text{ Watt}$$

Masih menurut Saravanamuttoo et al. (2017) bahwa rasio panas spesifik udara adalah 1,4 dan jika diasumsikan rasio tekanan total stasiun 1 dan tekanan statis stasiun 3 adalah 2,0 serta rasio temperature statis isentropis stasiun 3 dan 2 adalah 1,0.

**Tahapan Perancangan**  
**Menghitung Efisiensi Turbin**

Tahapan perancangan diawali dengan menghitung perubahan temperatur udara total stasiun 1 dan temperatur statis isentropis 3 serta perubahan temperatur udara total stasiun 1 dan 3 untuk digunakan menghitung efisiensi impeler. Menurut Saravanamuttoo et al. (2017) untuk menghitung perubahan temperatur udara total stasiun 1 dan temperatur statis isentropis 3 menggunakan rumus sebagai berikut:

$$T_{01} - T_3' = T_0 \left[ 1 - \left( \frac{1}{P_{01}/P_3} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]$$

$$T_{01} - T_3' = 301,5 \left[ 1 - \left( \frac{1}{2,0} \right)^{0,286} \right]$$

$$T_{01} - T_3' = 54,218^\circ\text{K}$$

Saravanamuttoo et al. (2017) menghitung perubahan temperatur udara total stasiun 1 dan 3 menggunakan rumus sebagai berikut:

$$T_{01} - T_{03} = \frac{\dot{W}}{\dot{m} \times c_p}$$

$$T_{01} - T_{03} = \frac{2,585}{0,245 \times 1,005}$$

$$T_{01} - T_{03} = 10,499 \approx 10,5^\circ\text{K}$$

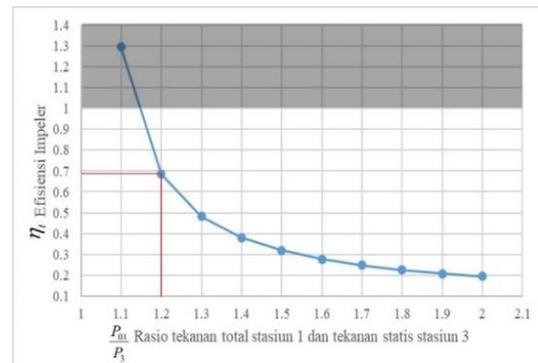
Efisiensi impeler dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut (Saravanamuttoo et al., 2017):

$$\eta_t = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T_3'}$$

$$\eta_t = \frac{10,5}{54,218}$$

$$\eta_t = 0,193$$

Nilai efisiensi  $\eta_t = 0,193$  masih terlalu kecil sehingga diperlukan pengaturan untuk mendapatkan nilai efisiensi yang lebih baik, dikarenakan nilai  $T_{01} - T_{03}$  adalah nilai yang akan dicapai maka tidak dapat dilakukan pengaturan. Sedangkan, unsur pada  $T_{01} - T_3'$  yang masih dapat dilakukan pengaturan adalah  $P_{01}/P_3$ . Grafik pada gambar 1 merupakan hubungan antara  $\eta_t$  dan  $P_{01}/P_3$ . Karena maksimal nilai efisiensi adalah 1 maka dipilih  $P_{01}/P_3 = 1,2$  dengan nilai  $\eta_t = 0,685$



Gambar 1 Grafik Hubungan  $\eta_t$  dan  $P_{01}/P_3$   
Sumber: perhitungan excel

**Menentukan Rasio Jari-jari Outlet dan Inlet**

Boyce (2020) menjelaskan bahwa rasio diameter inlet dan outlet sebuah impeler aliran radial ( $d_{inlet}/d_{outlet}$ ) berkisar pada 2,2. Sehingga jika dibalik rasionya untuk jari-jari outlet dan inlet ( $r_3/r_2$ ) menjadi 1:2,2 atau 0,454.

**Menghitung Koefisien Kerugian Nossel dan Impeler**

Jika diasumsikan sudut keluar nossel  $\alpha_2$  adalah  $70^\circ$ , dimana menurut Ricardo & Co di dalam Hiett & Johnston (1964) besar  $\alpha_2$  antara  $60^\circ$  sampai dengan  $80^\circ$  dan sudut keluar

impeler  $\beta_3$  adalah  $40^\circ$ . Kemudian jika diasumsikan juga nilai koefisien kerugian nosel  $\lambda_N$  adalah 0,075 dimana menurut sumber yang sama, nilai  $\lambda_N$  antara 0.1 sampai dengan 0,05 dan sebagai bahan evaluasi dari angka-angka tersebut di atas akan dihitung nilai koefisien kerugian impeler  $\lambda_R$ , dimana menurut sumber yang sama di atas nilai  $\lambda_R$  antara 0,5 - 1,7.

Untuk menghitung  $\lambda_R$  dapat menggunakan rumus sebagai berikut (Saravanamuttoo et al., 2017):

$$\eta_t = \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{T_3}{T_2} \right)^2 (\cot^2 \beta_3 + \lambda_R \cos e c^2 \beta_3) + \lambda_N \frac{T_3}{T_2} \cos e c^2 \alpha_2 \right] \right\}^{-1}$$

$$0,685 = \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left[ (0,454)^2 (\cot^2 40^\circ + \lambda_R \times \cos e c^2 40^\circ) + 0,075 \times 1 \times \cos e c^2 70^\circ \right] \right\}^{-1}$$

$$1,460 = 1 + 0,1464 + 0,2494\lambda_R + 0,0425\lambda_R$$

$$\lambda_R = 1,087$$

Nilai  $\lambda_R$  hasil perhitungan adalah 1,087 dimana nilai tersebut masih terdapat di dalam batas hasil percobaan para peneliti yaitu di antara 0,5 sampai dengan 1,7.

### Menentukan Sudut Keluar Nossel dan Sudut Keluar Impeler

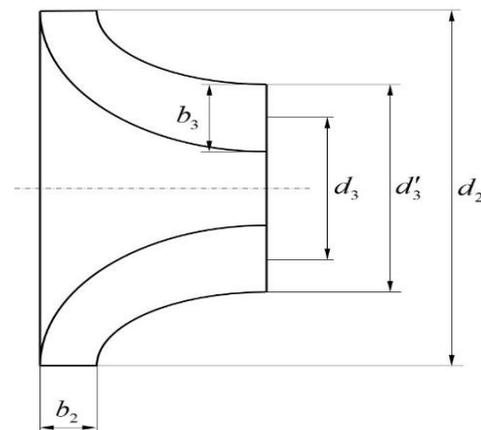
Ada dua faktor yang memungkinkan untuk dilakukan pengaturan untuk mendapatkan efisiensi turbin yang terbaik yaitu sudut keluar nosel  $\alpha_2$  dan sudut keluar impeler  $\beta_3$ . Pengaturan dilakukan dengan menggunakan rumus perhitungan koefisien kerugian dengan merubah salah satu dari  $\alpha_2$  atau  $\beta_3$  dengan membiarkan yang lainnya pada nilai yang tetap.

Dikarenakan tidak terjadi perubahan yang signifikan pada efisiensi turbin  $\eta_t$  ketika dilakukan pengaturan sudut keluar nosel  $\alpha_2$ , sehingga tetap dipilih sudut keluar

nosel  $\alpha_2$  sebesar  $70^\circ$  pada perancangan ini. Walaupun menunjukkan terjadinya perubahan efisiensi turbin  $\eta_t$  ketika dilakukan pengaturan sudut keluar impeller  $\beta_3$  yaitu terjadi kenaikan efisiensi ketika sudut keluar impeler  $\beta_3$  dinaikan, tetapi walaupun demikian semakin besarnya nilai sudut keluar impeler berpotensi memperbesar terjadinya stagnasi pada impeler, Walsh & Fletcher (2004) menyarankan  $\beta_3$  sebesar  $40^\circ$  untuk mendapatkan efisiensi yang maksimum.

### Menghitung Dimensi Impeler

Menggunakan analisis yang dilakukan Tsien's di dalam Benson (1970) deskripsi pada gambar 2 adalah pengganti dimensi turbin radial.



Gambar 2 Dimensi Impeler Turbin Radial  
Sumber: Benson (1970)

$$j = \frac{b_3}{b_2}; \quad n' = \frac{d_3'}{d_2}; \quad m' = \frac{b_2}{d_2}; \quad n = \frac{d_3}{d_2}$$

$$n = n' - m' \times j$$

### Menghitung Diameter Inlet Impeler ( $d_2$ ) dan Diameter Outlet Impeler ( $d_3$ )

Sesuai dengan tujuan penggunaan disain turbin radial ini yaitu sebagai penggerak pengganti blower sebagai penggerak pendingin udara tipe split pada indoor pendingin udara tipe split yang saat ini menggunakan motor listrik. Berdasarkan hasil pengamatan

yang dilakukan bahwa diameter ruangan yang tersedia untuk turbin radial pada indoor pendingin udara tipe split adalah sebesar 0,17 sampai dengan 0,2 meter, sehingga diameter inlet impeler adalah (diambil diameter terkecil pada diameter ruangan yang tersedia)

$$\begin{aligned} d_2 &= 0,384 \times d_0 \\ d_2 &= 0,384 \times 0,17 \\ d_2 &= 0,0653 \approx 0,07 \text{ m} \end{aligned}$$

Diketahuinya diameter inlet impeler  $d_2$ , maka dapat dihitung diameter outlet impeler  $d_3$  yaitu:

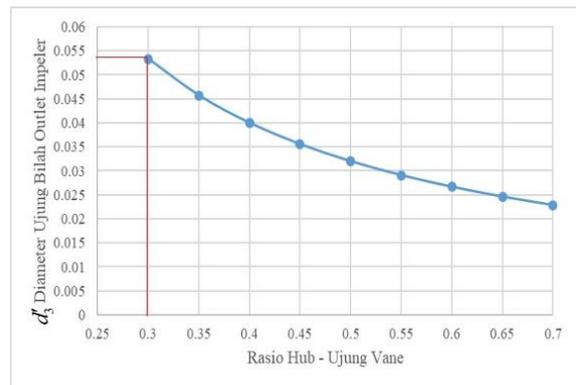
$$\begin{aligned} n &= \frac{d_3}{d_2} \\ 0,454 &= \frac{d_3}{0,07} \\ d_3 &= 0,0318 \approx 0,032 \text{ m} \end{aligned}$$

*Menghitung Diameter Ujung Bilah pada Impeler Outlet ( $d'_3$ )*

Benson (1970) juga menyarankan bahwa nilai rasio diameter hub – ujung bilah di outlet impeler dan rasio diameter ujung vane di outlet impeler ke diameter impeler adalah tidak boleh kurang dari 0,3 untuk menghindari stagnasi yang berlebihan pada bagian hub dan dibatasi hingga maksimal sekitar 0,7 untuk menghindari lengkungan berlebih pada impeller, maka dapat dihitung diameter ujung bilah pada impeler outlet  $d'_3$  adalah sebagai berikut (Saravanamuttoo et al., 2017):

$$\begin{aligned} d_3 &= 0,3 \times (d'_3 + d'_3) \\ 0,032 &= 0,3 \times (d'_3 + d'_3) \\ d'_3 &= 0,053 \text{ m} \end{aligned}$$

Gambar 3 di bawah ini menunjukkan perubahan besar diameter ujung vane pada outlet impeler yang disebabkan pada perubahan rasio hub-ujung vane. Dipilih besar diameter ujung vane  $d'_3$  dengan rasio hub – ujung vane sebesar 0.3.



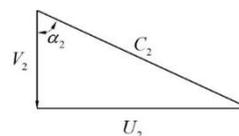
Gambar 3 Diameter Ujung Bilah  $d'_3$  Berdasarkan Rasio Hub-Ujung Vane  
Sumber: perhitungan excel

*Menghitung Tinggi Bilah pada Impeler Inlet ( $b_2$ )*

Selanjutnya Walsh & Fletcher (2004) menyatakan bahwa untuk meminimalkan kerugian tekanan pada saluran bagian atas dan memastikan bahwa aliran udara sepanjang permukaan inlet vane akan semakin cepat maka kecepatan aliran udara harus kurang dari 0,2 mach  $\approx 68,058$  m/s.

Kecepatan aliran udara inlet  $C_2$  yang dibutuhkan untuk memutar impeler dapat dihitung menggunakan segitiga kecepatan pada stasiun inlet seperti pada gambar 4.

$$\begin{aligned} \sin \alpha_2 &= \frac{V_2}{C_2} \\ \cos \alpha'_2 &= \frac{U_2}{C_2} \end{aligned}$$



Gambar 4 Segitiga Kecepatan  
Sumber: Saravanamuttoo et al., (2017)

Karena  $\alpha'_2 = 90^\circ - \alpha_2$  dan sudah diketahui sebelumnya bahwa  $\alpha_2 = 70^\circ$ , maka  $\alpha'_2 = 20^\circ$

Dikarenakan belumdiketahuinya kecepatan putar impeler pada stasiun 2  $U_2$ , maka perlu dihitung terlebih dahulu

$U_2$  sebagai berikut (young & Freedman, 2002):

$$U_2 = 2 \times \pi \times r \times f$$

$$U_2 = 2 \times 3,14 \times 0,035 \times 25$$

$$U_2 = 5,495 \text{ m/s}$$

$$0,9397 = \frac{5,495}{C_2}$$

$$C_2 = 5,848 \text{ m/s}$$

Luas area outlet  $A_2$  vane untuk menghasilkan kecepatan aliran udara  $C_2$  dapat dihitung menggunakan laju aliran volume dimana laju aliran volume merupakan volume aliran udara per detik atau kecepatan volume udara per detik dikali luas area (young & freedman, 2002). Sudah diketahui sebelumnya bahwa mesin blower daun kering yang digunakan sebagai sumber aliran udara memiliki volume udara sebesar  $0,2 \text{ m}^3/\text{s}$ .

$$Q_{udara} = \frac{v_{udara}}{t} = A \times C_{udara}$$

$$A = \frac{Q_{udara}}{C_{udara}}$$

Karena perhitungan ada pada stasiun 2 maka,

$$A_2 = \frac{Q_2}{C_2}$$

$$A_2 = \frac{0,2}{5,848}$$

$$A_2 = 0,342 \text{ m}^2$$

Jika menggunakan kecepatan aliran udara maksimum yaitu  $0,2 \text{ mach} \approx 68,058 \text{ m/s}$  maka luas penampang pada stasiun 2  $A_2$  menjadi:

$$A_2 = \frac{0,2}{68,058}$$

$$A_2 = 0,00294 \text{ m}^2$$

Telah diketahuinya luas penampang outlet vane maka dapat dihitung tinggi bilah pada impeler inlet sebagai berikut (boyce, 2002):

$$A_2 = (\pi \times d_2 \times b_2) - (\eta_t \times t_2 \times b_2)$$

Jika menggunakan kecepatan aliran udara maksimum yaitu  $0,2 \text{ mach} \approx 68,058 \text{ m/s}$  sehingga  $A_2 = 0,00294 \text{ m}^2$ , maka:

$$0,00294 = (3,14 \times 0,07 \times b_2) - (0,685 \times 0,002 \times b_2)$$

$$b_2 = 0,0135 \approx 0,013 \text{ m}$$

*Menghitung Tinggi Bilah pada Impeler Outlet ( $b_3$ )*

Sesuai dengan analisis yang dilakukan Tsien's di dalam Benson (1970) dimensi turbin radial dapat dideskripsikan dengan:

$$j = \frac{b_3}{b_2}; \quad n' = \frac{d_3'}{d_2}; \quad m' = \frac{b_2}{d_2}; \quad n = \frac{d_3}{d_2}$$

$$n = n' - m' \times j$$

$$n = 0,454$$

$$n' = \frac{0,053}{0,07}$$

$$n' = 0,757$$

$$m' = \frac{0,013}{0,07}$$

$$m' = 0,186$$

Sehingga tinggi bilah pada impeler outlet dapat didapatkan dengan cara sebagai berikut:

$$0,454 = 0,757 - 0,186 \times \frac{b_3}{0,013}$$

$$\frac{0,186 \times b_3}{0,013} = 0,454 - 0,757$$

$$b_3 = \frac{-0,303 \times 0,013}{0,186}$$

$$b_3 = 0,021 \text{ m}$$

*Menghitung Panjang Impeler ( $L$ )*

Walsh & Fletcher (2004) menyatakan panjang impeler harus dievaluasi menggunakan parameter panjang sebagaimana rumus di bawah ini. Parameter panjang harus antara 1,0 sampai dengan 1,3.

$$LP = \frac{L}{r_2 - (r_3' + r_h)/2}$$

$$r_h = \frac{(d_3' - 2 \times b_3)}{2}$$

$$r_h = \frac{(0,053 - 2 \times 0,021)}{2}$$

$$r_h = 0,0055\text{m}$$

$$1,3 = \frac{L}{0,035 - (0,0265 + 0,0055)/2}$$

$$L = 1,3 \times 0,019$$

$$L = 0,0247 \approx 0,025 \text{ m}$$

**Menentukan Jumlah Bilah ( $N_i$ )**

Boyce (2002) menjelaskan bahwa semakin banyak jumlah bilah semakin kecil beban bilah dan semakin sesak aliran udara mengalir di antara bilah, sedangkan semakin besar beban bilah aliran udara tendensi untuk mengumpul pada permukaan tekan bilah dan menyebabkan perubahan kecepatan pada bagian keluar. Sehingga jumlah bilah impeler menjadi bagian yang dalam prosesnya menggunakan metode *trial and error*, sehingga dalam perancangan ini mengacu pada Hiatt & Johnston (1964) dengan jumlah bilah impeler sebanyak 12 buah dengan sudut antara bilah sebesar 30°. Berdasarkan Hiatt & Johnston (1964) dapat digambarkan bilah impeler pada rancangan ini seperti gambar 5 di bawah ini.

**Profil Bilah Impeler**

Bilah impeler memiliki ketebalan yang merata disetiap bagian turbin yaitu sudah ditentukan sebelumnya yaitu sebesar 0,002 m. Sudut keluar impeler  $\beta_3$  sebesar 40° diawali dengan lengkungan dengan jari-jari mengikuti Hiatt & Johnston (1964). Rasio antara jari-jari dan panjang impeler serta rasio pusat jari-jari dan panjang impeler adalah sebagai berikut:

$$\frac{\text{jari-jari}}{\text{Panjang}} = 0,375$$

$$\frac{\text{Pusat jari-jari}}{\text{Panjang}} = 0,515$$

Jari-jari dan pusat jari-jari lengkungan pada impeler adalah seagi berikut:

$$r_{impeler} = 0,375 \times L$$

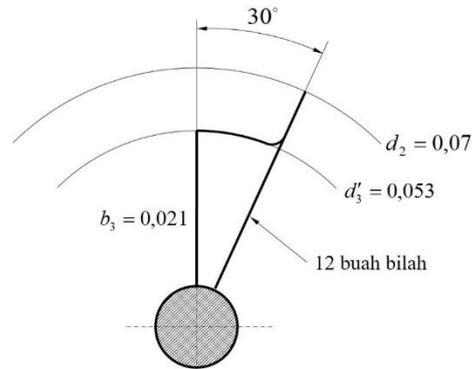
$$r_{impeler} = 0,375 \times 0,025$$

$$r_{impeler} = 0,0094\text{m}$$

$$\varphi r_{impeler} = 0,515 \times L$$

$$\varphi r_{impeler} = 0,515 \times 0,025$$

$$\varphi r_{impeler} = 0,013\text{m}$$



Gambar 5 Bilah Impeler  
Sumber: Hiatt & Johnston (1964) dan hasil perhitungan

**Menghitung Dimensi Ruang Vaneless**

Menurut Walsh & Fletcher (2004) rasio jari-jari ruang vaneless tidak lebih dari 1,10 dan menyarankan 1,05 untuk mencegah terjadinya eksitasi pada bilah. Maka dapat dihitung ruang vaneless sebagai berikut:

$$r_{vl} = 1,05 \times r_2$$

$$r_{vl} = 1,05 \times 0,035$$

$$r_{vl} = 0,0367 \text{ m} \approx d_{vl} = 0,074\text{m}$$

**Menghitung Dimensi Vane**

**Menghitung Jari-jari Inlet ( $r_{vi}$ ) dan Outlet ( $r_{vo}$ )**

Menurut Walsh & Fletcher (2004) rasio jari-jari inlet dan outlet vane antara 1,35 dan 1,45 dikarenakan vane antara 1,35 dan 1,45 dikarenakan ruang yang terbatas maka dipilih 1,35 sebagai pedoman, maka dapat dihitung jari-jari terluar dari vane adalah:

$$r_{vo} = 1,35 \times 0,037$$

$$r_{vo} = 0,0499\text{m} \approx d_{vo} = 0,1\text{m}$$

**Menghitung Tinggi Bilah Vane ( $b_v$ )**

Dikarenakan sisi trailing vane berdekatan langsung dengan bilah

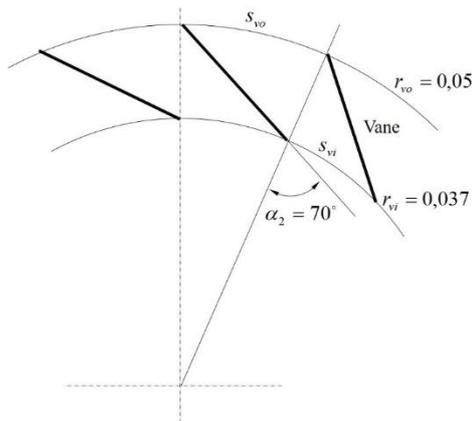
impeler inlet maka tinggi vane sama dengan tinggi bilah pada impeler inlet yaitu:

$$b_v = b_2$$

$$b_v = 0,013\text{m}$$

**Menghitung Jumlah Vane ( $N_v$ )**

Jumlah vane dihitung berdasarkan panjang busur yang dibutuhkan antar vane. Hiatt & Johnston (1964) digambarkan vane pada turbin radial pada rancangan ini seperti gambar 6 di bawah ini.



Gambar 6 Nossel Vane Sudut  $\alpha_2 = 70^\circ$   
**Sumber: Hiatt & Johnston (1964) dan hasil perhitungan**

Perlu diketahui besar sudut yang berhadapan dengan busur lingkaran vane  $\theta$  yang berada di pusat impeler. Sebelumnya perlu dihitung terlebih dahulu sudut  $\theta'$  pada sisi leading vane dengan menggunakan aturan sinus.

$$\sin \theta' = \frac{r_{vi}}{r_{vo}} \times \sin \alpha_2'$$

$$\sin \theta' = \frac{0,037}{0,05} \times \sin 110^\circ$$

$$\sin \theta' = 0,6954$$

$$\theta' = 44,057^\circ$$

$$\theta = 180^\circ - (110^\circ + 44,057^\circ)$$

$$\theta = 25,945^\circ$$

Besar busur lingkaran untuk sudut  $\theta = 25,945^\circ$  adalah sebagai berikut:

$$s_{vi} = \frac{\theta}{360^\circ} \times 2 \times \pi \times r_{vi}$$

$$s_{vi} = \frac{25,945^\circ}{360^\circ} \times 2 \times 3,14 \times 0,037$$

$$s_{vi} = 0,0167 \approx 0,017\text{ m}$$

Selanjutnya untuk menghitung jumlah vane dengan membagi Keliling lingkaran dengan jari-jari  $r_{vi}$  dengan panjang busur lingkaran  $s_{vi}$

$$N_v = \frac{C_{i_{vi}}}{s_{vi}}$$

$$N_v = \frac{2 \times 3,14 \times 0,037}{0,017}$$

$$N_v = 13,668 \approx 14\text{ vane}$$

**Profil Vane**

Profil vane merupakan bentuk airfoil simetris untuk menjaga aliran tetap laminar. Bentuk airfoil profil simetris pada vane mengikuti Hiatt & Johnston (1964), rasio antara panjang dan tebal adalah sebagai berikut:

$$\frac{\text{PanjangVane}}{\text{LebarVane}} = 7,361$$

Panjang vane dihitung dengan aturan cosinus adalah sebagai berikut:

$$p_v = \sqrt{r_{vi}^2 + r_{vo}^2 - 2 \times r_{vi} \times r_{vo} \times \cos \theta}$$

$$p_v = \sqrt{0,037^2 + 0,05^2 - 2 \times 0,037 \times 0,05 \times \cos 25,945^\circ}$$

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

$$\frac{p_v}{l_v} = 7,361$$

$$l_v = 0,0031\text{m}$$

Hiatt & Johnston (1964) menggambarkan garis permukaan yang menghubungkan antara sisi trailing dengan bagian paling tebal pada airfoil membentuk sudut  $10^\circ$ . Sedangkan untuk garis permukaan yang menghubungkan antara sisi leading dengan bagian paling tebal pada airfoil menggunakan bentuk kurva yang sesuai.

**Menghitung Dimensi Scroll**

Bentuk penampang scroll adalah berbentuk lingkaran dengan

diameter inlet saluran scroll dihitung menggunakan acuan bahwa kecepatan aliran udara tidak melebihi 0,2 mach  $\approx$  68,058 m/s tetapi juga menjaga agar ukuran turbin radial tidak terlalu besar karena ruang pemasangan yang sempit.

$$A_2 = \pi \times d_s^2$$

$$d_s = \sqrt{\frac{0,00294}{3,14}}$$

$$d_s = 0,03059 \approx 0,031 \text{ m}$$

**Parameter Hasil Perhitungan**

Parameter dimensional dan parameter non dimensional dapat dilihat pada tabel 1 dan 2 berikut:

Tabel 1 Parameter Dimensional Hasil Perhitungan

No.	Deskripsi	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Sudut keluar nosel	$\alpha_2$	70	°
2.	Sudut keluar impeler	$\beta_3$	40	°
3.	Diameter inlet impeler	$d'_2$	0,07	m
4.	Diameter outlet impeler	$d'_3$	0,032	m
5.	Diameter ujung bilah pada impeler outlet	$d'_3$	0,053	m
6.	Luas penampang stasiun 2	$A_2$	0,00294	m <sup>2</sup>
7.	Tinggi bilah pada impeler inlet	$b_1$	0,013	m
8.	Tinggi bilah pada impeler outlet	$b_3$	0,021	m
9.	Panjang impeler	$L$	0,025	m
10.	Jari-jari lengkungan bilah impeler	$r_{impeler}$	0,0094	m
11.	Pusat jari-jari lengkungan bilah impeler	$\phi r_{impeler}$	0,013	m
12.	Diameter ruang vaneless	$d'_{v1}$	0,074	m
13.	Jari-jari inlet vane	$d'_{v1}$	0,074	m
14.	Jari-jari outlet vane	$d'_{v0}$	0,1	m
15.	Tinggi bilah vane	$b_v$	0,013	m
16.	Jumlah vane	$N_v$	14	m
17.	Panjang vane	$p_v$	0,023	m
18.	Lebar vane	$l_v$	0,0031	m
19.	Diameter inlet scroll	$d'_s$	0,031	m

Sumber: dari hasil penghitungan

Tabel 2 Parameter Non Dimensional Hasil Perhitungan

No.	Deskripsi	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Perubahan temp. total st. 1 & temp. statis st. 3	$T_{01} - T'_{03}$	54,218	°K
2.	Perubahan temp. total st. 1 dan 3	$T_{01} - T_{03}$	10,5	°K
3.	Efisiensi Impeler	$\eta_t$	0,685	-
4.	Rasio tekanan total st. 1 & tekanan statis st. 3	$P_{01}/P_3$	1,2	-
5.	Rasionya jari-jari outlet dan inlet	$r_3/r_2$	0,454	-
6.	Kerugian nosel	$\lambda_N$	0,075	-
7.	Kerugian impeler	$\lambda_R$	1,087	-
8.	Kecepatan aliran udara stasiun 2	$C_2$	68,058	m/s

Sumber: dari hasil penghitungan

**Kesimpulan**

Berdasarkan hasil perhitungan pada tahapan perancangan diperoleh dimensi impeler pada tabel 3 berikut:

Tabel 3 Dimensi Impeler Turbin

No.	Deskripsi	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Diameter ruang vaneless	$d'_{v1}$	0,074	m
2.	Jari-jari inlet vane	$d'_{v1}$	0,074	m
3.	Jari-jari outlet vane	$d'_{v0}$	0,1	m
4.	Tinggi bilah vane	$b_v$	0,013	m
5.	Jumlah vane	$N_v$	14	m
6.	Panjang vane	$p_v$	0,023	m
7.	Lebar vane	$l_v$	0,0031	m
8.	Sudut keluar nosel	$\alpha_2$	70	°

Sumber: dari hasil penghitungan

Dimensi Vane dapat dilihat pada tabel 4 berikut:

Tabel 4 Dimensi Vane

No.	Deskripsi	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Sudut keluar impeler	$\beta_3$	40	°
2.	Diameter inlet impeler	$d'_2$	0,07	m
3.	Diameter outlet impeler	$d'_3$	0,032	m
4.	Diameter ujung bilah pada impeler outlet	$d'_3$	0,053	m
5.	Luas penampang stasiun 2	$A_2$	0,00294	m <sup>2</sup>
6.	Tinggi bilah pada impeler inlet	$b_1$	0,013	m
7.	Tinggi bilah pada impeler outlet	$b_3$	0,021	m
8.	Panjang impeler	$L$	0,025	m
9.	Jari-jari lengkungan bilah impeler	$r_{impeler}$	0,0094	m
10.	Pusat jari-jari lengkungan bilah impeler	$\phi r_{impeler}$	0,013	m

Sumber: dari hasil penghitungan

Diameter inlet scroll dihasilkan  $d_s$  adalah 0,031 m

**Daftar Pustaka**

Adnan Hamza Zahed, A. H. and Bayomi N. N. Radial Turbine Design Process, *ISESCO JOURNAL of Science and Technology*, Vol. 11 – No. 19, 2015, (9 – 22)

*Aerodynamic Performance of Radial Inflow Turbines*. First (1963) and Second (1964) Reports, Motor Industry Research Association. (Alternatively, the work is summarized in: Hiatt, G. F. and Johnston, I. H., Experiments concerning the aerodynamic performance of inward radial flow turbines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 178, Part 31(ii), 1964.

- Aungier, R. H. (2006). *Turbine Aerodynamics*. New York: ASME PRESS.
- Benson, R. S. A review of methods for assessing loss coefficients in radial gas turbines, *International Journal of Mechanical Science*, **12**, 1970, 905–32.
- Boyce M. P. (2002). *Gas Turbine Engineering Handbook*. Oxford: Gulf Professional Publishing. 2<sup>nd</sup> Edition.
- Creswell, J. W. (2009). *Research Design, Qualitative, Quantitative and Mixed Methods Approaches*. Los Angeles: Sage.
- FAA Handbook (2012). *Aviation Maintenance Technician Handbook-Airframe Volume 2*. Oklahoma City: United States Department of Transportation.
- Hidayat, Z. Perancangan Turbin Aksial Satu Tingkat Untuk Mesin Turbojet Berbasis Turbochargers T70, *Jurnal Ilmiah Aviasi Langit Biru*, Vol. 10 – No. 3, 2017, (10 – 19)  
<https://www.bps.go.id/statistable/2017/02/09/1961/suhu-minimum-rata-rata-dan-maksimum-di-stasiun-pengamatan-bmkg-oc-2011-2015.html> diakses pada tanggal 31 Maret 2020, pukul 16:02 WIB
- <https://www.topbrand-award.com/en/2017/02/air-conditioner-fase-1-2017/> diakses pada tanggal 24 Januari 2020, pukul 10:30 WIB
- <https://www.topbrand-award.com/en/2018/02/air-conditioner-fase-1-2018/> diakses pada tanggal 24 Januari 2020, pukul 10:28 WIB
- Jeppesen (2003) *A & P Technician Airframe Textbook*. Colorado: Jeppesen Sanderson Inc.
- Jha A.R. (2011). *Wind Turbine Technology*. Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor & Francis Group.
- Khader M. (2014) A Technical Report Optimised Radial Turbine Design D1.8, School of Mathematics, Computer Science and Engineering. City University London.
- Rodgers C., Mainline performance prediction for radial inflow turbines in small high pressure ratio turbines, VKI Lecture series, 1987-07, (1987).
- Rohlik H. E., Radial-inflow turbines, in Glassmann A. J. (ed) turbine design and application, NASA SP 290, 3 (1975).
- Santos, A.P.P., Andrade C.R., and Zaparoli, E.L. A Thermodynamic Study of Air Cycle Machine for Aeronautical Applications, *International Journal of Thermodynamics*, Vol. 17 – No. 3, pp. 117-126, 2014.
- Saravanamuttoo, H.I.H., Rogers, G.F.C., Cohen, H., Straznicky, P.V. dan Nix A.C. (2017). *Gas Turbine Theory*. Harlow, England, New York: Pearson. 7<sup>th</sup> Edition
- Sugiyono (2016) *Cara Mudah Menyusun Skripsi, Tesis dan Disertasi*. Bandung Alfabeta
- Sugiyono (2019). *Metode Penelitian dan Pengembangan*. Bandung: Alfabeta.
- Surekha, N., Kolla, S, Deva Raj.Ch. and Sreekanth, K., Optimization of Principal Dimensions of Radial Flow Gas Turbine Rotor Using Genetic Algorithm, *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Volume 3, Issue 12, December-2012
- Treager, I. E. (1995). *Aircraft Gas Turbine Engine Technology*. New York: McGraw-Hill, Inc. 3<sup>rd</sup> Edition.
- Walsh P. P. and Fletcher P. (2004) *Gas Turbine Performance*. Oxford: Blackwell Science Ltd. Second Edition
- Yeo J. H. and Baines N. C., Pulsating flow behavior in a twin-entry vaneless radial inflow turbine, In Turbocharging and Turbochargers, IME, (1990).
- Young, H. D. & Freedman, R. A. (2002) *Fisika Universitas*. Jakarta: Penerbit Erlangga. Edisi ke-10.

**Lampiran Gambar Dimensi Impeller, Vane dan Inlet Scroll**

