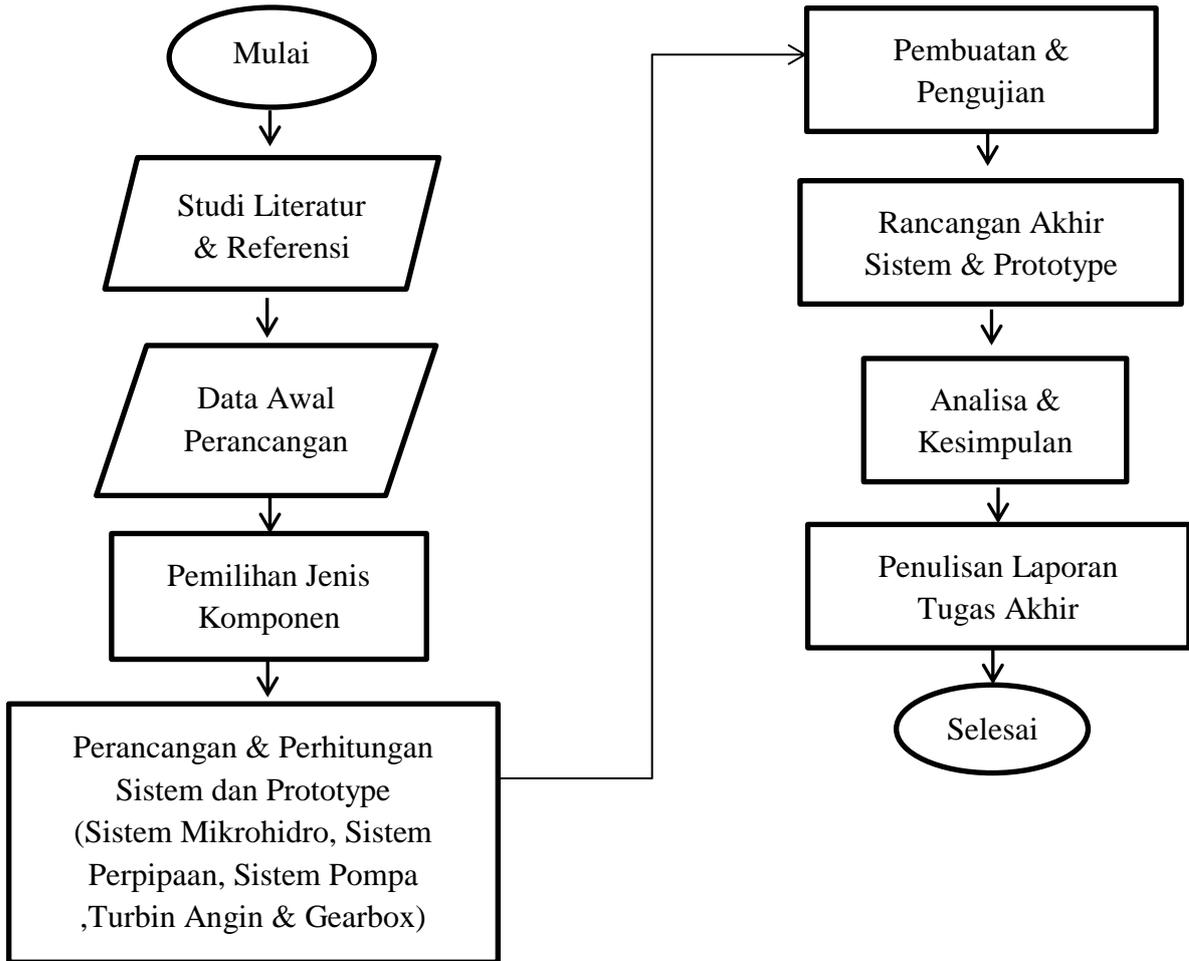


### 3. METODE PERANCANGAN

Secara garis besar, keseluruhan proses perancangan ini dapat digambarkan dalam diagram berikut :



*Gambar 3.1. Diagram Alir Proses Perancangan Sistem Pemompaan Tenaga Angin Untuk Aplikasi Mikrohidro*

#### 3.1. Studi Literatur dan Referensi

Studi literatur dimaksudkan untuk memperoleh informasi konsep desain yang telah diteliti sebelumnya di dunia akademis dan secara praktis. Selain itu studi literatur

juga bertujuan untuk memperoleh data-data dan spesifikasi peralatan yang diperlukan untuk perancangan sistem. Adapun sumber informasi dan data diperoleh dari jurnal ilmiah, buku, maupun hasil pencarian di Internet.

### 3.2. Data Awal Perancangan

Data awal adalah data yang diperoleh dari kondisi lapangan dan kebutuhan perancangan, meliputi :

- Data kecepatan angin di Surabaya
- Denah gedung P1 dan P2 UK Petra
- Waktu operasi gedung P1 dan P2 UK Petra

-*Data kecepatan angin* : Dari data kecepatan angin yang diperoleh dari Badan Meterologi dan Geofisika Tanjung Perak Surabaya (lampiran 3), diketahui kecepatan angin rata-rata yakni  $V_{\text{average}} = 8 \text{ knot} = 4 \text{ m/s}$  dengan arah angin yang mengarah dari Barat ke Timur.

-*Denah Gedung* : Diketahui dari data gedung UK Petra (lampiran 4), sistem ditetapkan untuk diletakkan pada ruang diantara dua gedung. Hal ini untuk memanfaatkan peningkatan kecepatan angin yang dihasilkan dari penyempitan luas area antara kedua gedung P1 dan P2.

Diketahui dari spesifikasi, lebar celah antar kedua gedung pada sisi barat adalah  $L = 5 \text{ m}$ , sedangkan pada celah sisi timur adalah  $L = 4 \text{ m}$ , dengan tinggi gedung yang sama. Sehingga dengan persamaan kontinuitas Bernoulli menjadi:

$$\begin{aligned}Q_1 &= Q_2 \\A_1 \cdot v_1 &= A_2 \cdot v_2 \\(5 \text{ m} \cdot 52 \text{ m}) \cdot 4 \frac{\text{m}}{\text{s}} &= (4 \text{ m} \cdot 52 \text{ m}) \cdot v_2 \\v_2 &= 5 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Sehingga kecepatan angin rata-rata yang digunakan untuk perancangan adalah  $V_{\text{wind,average}} = 5 \text{ m/s}$

-*Waktu operasi* : Gedung UK Petra diketahui beroperasi dari pukul 08.00 – 16.00 WIB, sehingga durasi pemenuhan listrik adalah  $t_{\text{operasi}} = 8 \text{ jam}$ .

### 3.3. Pemilihan Jenis Komponen

Setelah data perancangan awal diketahui dan ditelaah dari studi literatur, maka dapat ditentukan komponen-komponen sistem sebagai berikut :

- Sistem turbin angin, sebagai penghasil energi
- Sistem transmisi daya (*gearbox*)
- Sistem pompa
- Sistem perpipaan
- Sistem pembangkitan mikrohidro

#### 3.3.1. Penentuan Jenis Turbin Angin

Berdasarkan hasil studi literatur, dan mengacu pada kondisi lapangan, maka digunakan turbin angin jenis *Vertical Axis* tipe Savonius.

Pemilihan **turbin angin jenis *vertical axis*** dikarenakan beberapa faktor sebagai berikut :

1. Turbin angin jenis *vertical axis* dapat menghasilkan torsi start lebih besar dari turbin jenis *horizontal*, sehingga cocok digunakan untuk aplikasi sistem pemompaan yang membutuhkan torsi start yang besar.
2. Turbin angin jenis *vertical axis* dapat beroperasi dengan kecepatan angin yang relatif lebih rendah daripada turbin jenis *horizontal*
3. Turbin angin jenis *vertical axis* tidak memerlukan tempat yang tinggi untuk instalasi, dapat dipasang di permukaan tanah. Hal ini memudahkan bagi proses pemasangan dan pemeliharaan (*maintenance*)
4. Desain turbin yang relatif *simple*, mudah dibuat dan murah
5. Pengaruh oleh momen inersia bobot turbin lebih kecil dikarenakan posisi titik gravitasi yang rendah dari tanah, sehingga turbin lebih mudah berputar.

Pemilihan **turbin angin jenis Savonius** didasarkan pada :

1. *Karakteristik Performa* : Torsi awal yang dihasilkan oleh turbin Savonius tergolong menengah ke atas (medium) dan kecepatan putar sedang.

2. *Proses pembuatan (manufacturing)*: Turbin ini relatif mudah dibuat, pembuatan profil turbin tidak membutuhkan desain rumit, murah untuk dibuat, dan menggunakan bahan-bahan yang relatif umum dan mudah didapat
3. *Koefisien daya* : Dibandingkan dengan jenis turbin sejenis (turbin *vertical axis*), turbin Savonius tergolong memiliki nilai koefisien daya ( $C_p$ ) tergolong tinggi
4. *Solidity* : Solidity adalah angka yang menyatakan perbandingan luasan turbin yang dapat digunakan untuk mengekstrak energy dari aliran angin. Pada turbin Savonius, soliditas turbin memegang angka tertinggi yakni 100% dibandingkan turbin jenis *vertical axis* lainnya, sehingga dapat menghasilkan performa tinggi.

*Tabel 3.1. : Perbandingan Spesifikasi Jenis Turbin Angin Tipe Vertical Dan Horizontal*

Type	Performance characteristic	Manufacturing requirements	$C_p$	Solidarity %	t.s.r. <sup>*</sup> (Optimum)
<i>Horizontal axis —</i>					
Cretan sail or flat paddles	Medium starting torque and low speed	Simple	0.05 to 0.15	50% 1.5-2.0	1.5-2.0
Cambered plate fan (American)	High starting torque and low speed	Moderate	0.15 to 0.30	50 to 80%	1-1.5
Moderate speed aero-generator	Low starting torque and moderate speed	Moderate, but with some precision	0.20 to 0.35	5 to 10%	3-5
High speed aero-gen.	Almost zero starting torque and high speeds	Precise	0.30 to 0.45	under 5%	5-10
<i>Vertical axis —</i>					
Panemone	Medium starting torque and low speed	Simple	under 0.10	50%	.4-8
Savonius rotor	Medium starting torque and moderate speed	Moderate	0.15	100%	.8-1
Darrieus rotor	Zero starting torque and moderate speed	Precise	0.25 to 0.35	10% to 20%	3-5
VGVAWT or Gyromill	Zero or small starting torque and moderate speed	Precise	0.20 to 0.35	15% to 40%	2-3

\*t.s.r. = tip-speed ratio (X)

*Sumber :Frankel. FAO Water Lifting Devices (1986)*

Dari referensi penelitian geometri turbin optimal [Ali,2013], dipilih untuk menggunakan turbin Savonius dengan konfigurasi 2 *blade*. Konfigurasi ini memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan turbin konfigurasi 3 *blade*, sehingga meningkatkan koefisien daya ( $C_p$ ) dan koefisien torsi ( $C_t$ ).

Untuk nilai *overlap ratio*, berdasarkan hasil penelitian pengaruh rasio *overlap* ( $e$ ) terhadap performansi turbin Savonius [Akwa,2011], diketahui nilai paling efisien yakni  $R_s = 0,15$ , yang mana menunjukkan nilai koefisien daya  $C_p$  terbesar dibandingkan rasio *overlap* lainnya pada TSR tertentu.

*Aspect ratio* dalam perancangan harus memenuhi standar rasio yang disarankan [Widodo *et al*,2012] yaitu  $0,5 \leq AR \leq 2$ , untuk mencapai kestabilan struktur dan efisiensi yang baik.

### 3.3.2. Pemilihan Jenis Sistem Pompa

Pemilihan jenis pompa disesuaikan dengan karakteristik masukan daya dari turbin angin, yakni sebagai berikut :

1. Performa pemompaan yang relatif untuk menyesuaikan dengan gerakan turbin angin (*wind turbine*) yang memiliki putaran tidak konstan
2. Mampu untuk mengalirkan fluida ke ketinggian (*head*) yang relatif tinggi
3. Mampu mengalirkan fluida dalam debit yang relatif besar
4. Efisien dalam kinerja pemompaan
5. Relatif mudah untuk difabrikasi dan didapatkan di pasaran

Dari dua jenis pompa yang umum digunakan dalam sistem pemompaan, yakni pompa sentrifugal (*centrifugal pump*) dan pompa *positive displacement*, dipilih untuk menggunakan **pompa *positive displacement*** dengan pertimbangan sebagai berikut :

1. Efisiensi pemompaan pompa *positive displacement* relatif konstan dengan kondisi putaran *input* yang tidak konstan. Sedangkan pada pompa sentrifugal, efisiensi pompa turun secara drastis di kondisi putaran yang tidak konstan.
2. Tekanan pemompaan cenderung konstan pada putaran yang berubah-ubah
3. *Flow rate* yang dapat dihantarkan tergantung dari putaran masukan, semakin cepat putaran semakin besar *flow rate* yang dihantarkan

Dipilih beberapa jenis pompa positive displacement yang dapat memenuhi kebutuhan karakteristik sistem ini sebagai berikut :

*Tabel 3.2. Perbandingan Spesifikasi Beberapa Jenis Pompa Positive Displacement*

	<b>Piston</b>	<b>Plunger</b>	<b>Diaphragm</b>	<b>Screw</b>	<b>Vane</b>
<b>Head Range (m)</b>	5-200	40-400	1-2	0.2-1	5-10
<b>Input Power (kW)</b>	0,03-50	0.05-50	0.03-5	0.04	0.05-0.5
<b>Flow Range (m<sup>3</sup>/jam)</b>	2-100	2-50	2-20	15-30	2-20
<b>Efficiency (%)</b>	40-85	60-85	20-30	30-60	25-50

*Sumber :Frankel. FAO Water Lifting Devices (1986)*

Dari beberapa tipe diatas, dipilih untuk menggunakan **Pompa Piston**, dengan pertimbangan sebagai berikut :

1. *Head Range* : *Head* yang dapat dicapai memiliki jangkauan yang tertinggi, dari yang terendah yakni 5 meter hingga 200 m
2. *Input Power* : Kebutuhan daya masukan yang dibutuhkan tergolong kecil dibandingkan tipe pompa lainnya
3. *Flow Range* : Pompa piston memiliki jangkauan kapasitas pemompaan tertinggi dibandingkan tipe pompa lainnya
4. Efisiensi : Kinerja pemompaan tergolong sangat efisien hingga dapat mencapai 85 %
5. Pompa piston mudah untuk diproduksi dan menggunakan mekanisme yang *simple*.
6. Produk tersedia secara luas di pasaran

### **3.4. Perancangan & Perhitungan Sistem dan Prototype**

Pada perancangan sistem, akan dibagi menjadi dua bagian, yakni perancangan sistem besar untuk aplikasi di gedung UK Petra, dan perancangan *prototype*.

### 3.4.1. Perancangan Sistem Pemompaan Untuk Mikrohidro :

#### 3.4.1.1. Data Awal Kebutuhan

Mengumpulkan data awal yang dibutuhkan untuk perancangan sistem, meliputi :

- *Head operasi* ( $H_{total}$ ) : Sistem mikrohidro akan didesain untuk penerapan pada gedung hemat energi UK Petra, sehingga head disesuaikan dengan tinggi total gedung.

- Daya kebutuhan ( $P_{mikrohidro}$ ) : Didesain untuk menyediakan daya sebesar  $P_{mikrohidro} = 5000 \text{ watt} = 5 \text{ kW}$ .

- Waktu operasi ( $t_{mikrohidro}$ ) : Data diambil dari waktu penggunaan listrik gedung

- Jumlah pompa ( $n_{pompa}$ ) : Ditetapkan akan menggunakan 5 buah sistem pompa, sistem turbin angin, sistem perpipaan dan *gearbox*.

- Jumlah *blade* turbin : Digunakan turbin angin Savonius konfigurasi 2 *blade*

#### 3.4.1.2. Sistem Mikrohidro :

- Debit keluaran mikrohidro (Q) :

$$Q_{mikrohidro} = \frac{P_{mikrohidro}}{g \cdot \rho_{water} \cdot H_{total} \cdot \eta_{mikrohidro}}$$

- Volume reservoir :

$$V_{tank} = Q_{mikrohidro} \cdot t_{mikrohidro}$$

Dengan:

$P_{mikrohidro}$  = daya listrik yang dihasilkan mikrohidro (W)

$Q_{mikrohidro}$  = Debit air jatuhan mikrohidro ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$g$  = konstanta gravitasi Bumi =  $9.81 \text{ m/s}^2$

$H_{\text{building}}$  = *Head* (ketinggian jatuh air) gedung (m)

$\eta_{\text{mikrohidro}}$  = efisiensi turbin air

$t_{\text{mikrohidro}}$  = Waktu operasi mikrohidro (detik)

### 3.4.1.3. Sistem Perpipaan :

**-Debit Air Pemompaan ( $Q_{\text{pump}}$ )**

$$Q_v = \frac{Q_{\text{total}}}{n_{\text{pompa}}}$$

**-Diameter pipa rekomendasi ( $D_{\text{pipa}}$ )**

$$D_{in} = \sqrt[2.63]{\frac{Q_{max}}{0,2785 \left(\frac{\Delta H}{L}\right)^{0.54} \cdot C_1}}$$

Dengan :

$Q_{\text{max}}$  = debit air maximum pemompaan ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$D_{in}$  = Diameter saluran pipa masuk (m)

$\Delta H$  = head pompa total (m)

$L$  = panjang segmen pipa (m)

$C_1$  = koefisien gesekan Hazen-Williams (berdasarkan material pipa)

**-Pressure drop (Major & Minor)**

Untuk pressure drop mayor :

$$h_f = f \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \cdot \left(\frac{V^2}{2 \cdot g}\right)$$

Untuk pressure drop minor (dari komponen tambahan) :

$$\Delta H = \frac{K V^2}{2 g}$$

Dengan :

$h_f =$  *Pressure drop* mayor (pipa utama) (m)

$f =$  koefisien gesekan pipa

$L =$  Panjang pipa (m)

$D =$  Diameter dalam pipa (m)

$V =$  Kecepatan aliran fluida dalam pipa (m/s)

$g =$  konstanta gravitasi Bumi = 9,81 m/s<sup>2</sup>

$\Delta H =$  *head loss* komponen pipa (m)

$K =$  koefisien hambatan (*resistance coefficient of fittings*)

#### 3.4.1.4. Sistem Pemompaan

-Torsi Start ( $T_{start}$ ) :

$$T_{start,pump}(t) = 1/2 s \rho_w g H A_p$$

- Torsi operasi ( $T_{average}$ )

$$T_{average,pump} = \frac{T_{start,pump}}{\pi}$$

Dengan :

$T_{start,pump} =$  Torsi start (maksimal) yang dibutuhkan pompa (Nm)

$T_{average,pump} =$  Torsi operasi (rata-rata) yang dibutuhkan pompa (Nm)

$s =$  panjang langkah (stroke) silinder (m)

$\rho_w =$  massa jenis air = 1000 kg/m<sup>3</sup>

$g =$  konstanta gravitasi Bumi = 9,81 m/s

$H =$  head total pemompaan (m)

$A_p =$  luas permukaan piston (m<sup>2</sup>)

-Daya yang dibutuhkan ( $P_{pump}$ ) :

$$P_{pump} = Q_{pump} \cdot \rho_{water} \cdot g \cdot H_{pump}$$

Dengan :

$P_{\text{pump}}$  = Daya pemompaan (watt)

$Q_{\text{pump}}$  = Debit pemompaan ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$g$  = konstanta gravitasi Bumi = 9,81 m/s

$H_{\text{pump}}$  = Head pemompaan (m)

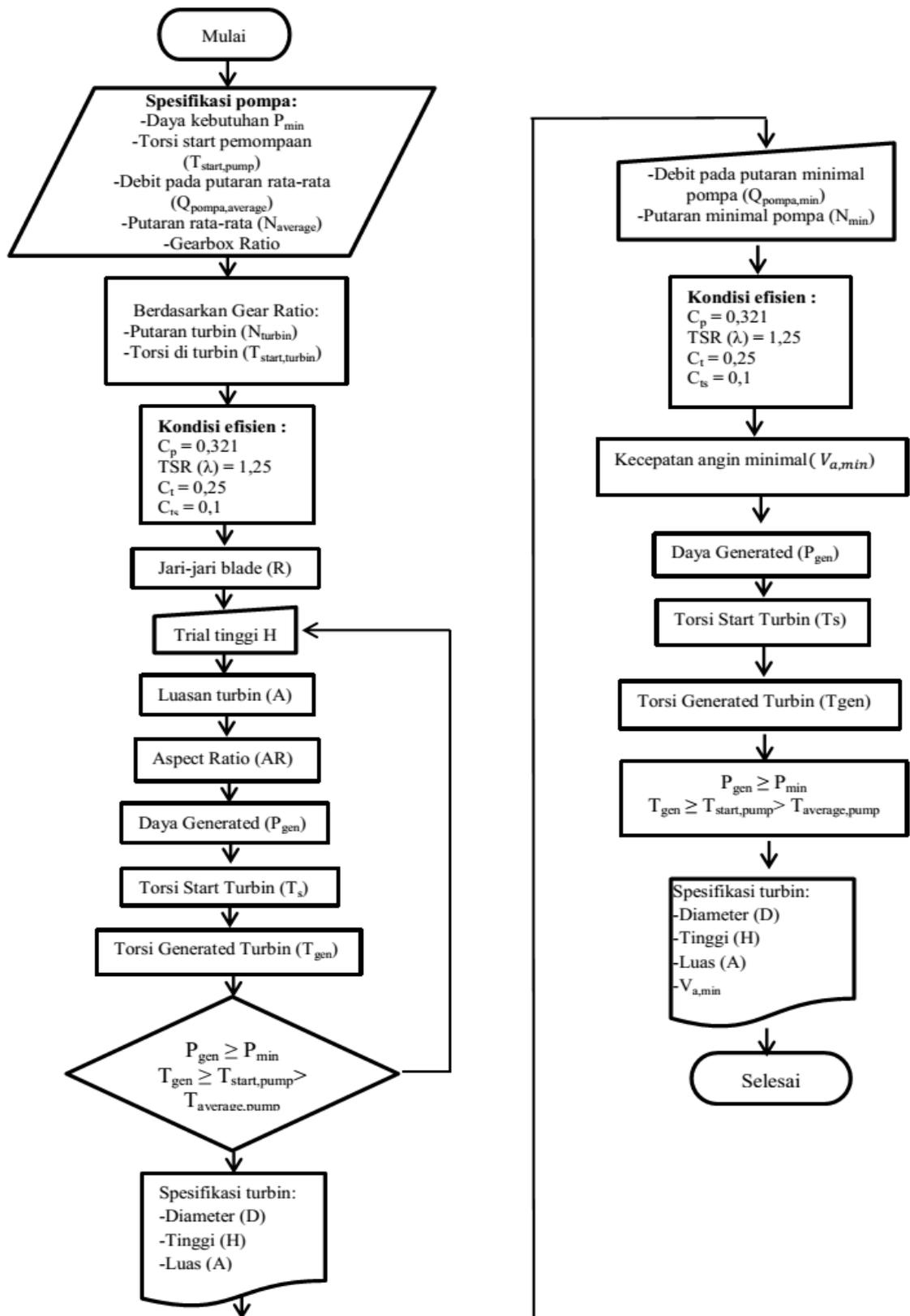
#### **3.4.1.5. Perancangan *Gearbox***

Untuk mengubah putaran yang dihasilkan turbin angin ke sistem pompa yang membutuhkan putaran yang lebih cepat, maka dirancang mekanisme *gearbox* dengan nilai perbandingan yang disesuaikan dengan putaran yang diinginkan.

Ditetapkan rasio akhir *gearbox*. Digunakan *gearbox* yang tersedia di katalog industry yang menyesuaikan dengan rasio akhir. Masing-masing *gearbox* dihubungkan dan dirangkai untuk menyambungkan putaran turbin angin ke pompa.

#### **3.4.1.6. Perhitungan Turbin Angin**

Perhitungan turbin angin dijelaskan dalam diagram alir berikut :



Gambar 3.2.. Diagram Alir Perhitungan Turbin Angin Sistem

- a. **Perhitungan pertama (berdasarkan pada kecepatan putaran rata-rata pompa)**

**Penjelasan :**

Pada perhitungan pertama, tujuannya adalah mendapatkan spesifikasi turbin yang dapat menghasilkan daya paling efisien dengan kecepatan angin rata-rata dan memenuhi kebutuhan daya dan torsi pompa pada kecepatan operasi rata-rata

- a. Perhitungan perancangan turbin ini didasarkan pada nilai koefisien daya **paling efisien**  $C_p = 0,321$  dengan konfigurasi turbin bernilai  $TSR = 1,25$ , sehingga diketahui nilai koefisien torsi  $C_t = 0,25$  dan koefisien torsi statis  $C_{ts} = 0,1$
- b. Diketahui **kecepatan putar rata-rata** pompa  $N_{pompa}$  dan torsi start maksimal pompa  $T_{start}$ .
- c. Kecepatan putar rata-rata  $N_{pompa}$  dan torsi start maksimal pompa  $T_{start}$  dikonversikan berdasarkan nilai gear ratio *gearbox* menjadi nilai putaran dan torsi kebutuhan pompa yang harus disediakan oleh turbin  $N_{turbin}$  untuk input di *gearbox*.
- d. Dari persamaan TSR, dan dengan mengetahui kecepatan angin rata-rata  $V_{angin} = 5$  m/s dan kecepatan operasi rata-rata pompa, nilai jari-jari turbin  $R$  dapat ditentukan

$$R = \frac{60 \cdot V_{wind} \cdot \lambda}{2 \cdot \pi \cdot N}$$

- e. Selanjutnya di-*trial* nilai  $H$  untuk mendapatkan luasan turbin  $A$ , dan dicek apakah nilai aspect ratio (perbandingan tinggi dan diameter turbin) memenuhi standar.

$$A = H \cdot D$$

$$0,5 < AR < 2$$

- f. Nilai luasan  $A$  kemudian digunakan untuk menghitung daya yang dihasilkan turbin ( $P_{gen}$ ), Torsi statis ( $T_s$ ) dan torsi yang dihasilkan ( $T_{gen}$ ).

$$P_{gen} = \frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho \cdot A \cdot V^3$$

$$T_s = \frac{C_{ts} \rho D^2 V^2 H}{4}$$

$$T_{gen} = \frac{1}{2} C_t \rho A V^2 R$$

- g. Torsi *generated* ( $T_{gen}$ ) dan daya yang dihasilkan turbin ( $P_{gen}$ ) kemudian dicocokkan dengan kebutuhan torsi start pompa ( $T_{start,pump}$ ), Torsi operasional pompa ( $T_{average,pump}$ ) dan daya kebutuhan pompa. Apabila sama atau melebihi, maka spesifikasi turbin yang telah dihitung digunakan sebagai spesifikasi yang ditetapkan. Jika tidak memenuhi, maka nilai H akan ditrial kembali hingga mendapatkan nilai A yang memenuhi torsi dan daya kebutuhan pompa.

$$P_{gen} \geq P_{min}$$

$$T_{net} \geq T_{start,pump} > T_{average,pump}$$

## **b. Perhitungan kedua (berdasarkan kecepatan putaran minimal pompa)**

### **Penjelasan Flowchart:**

Pada perhitungan kedua ini, tujuannya adalah mengetahui kecepatan angin minimal operasi dari spesifikasi turbin yang telah didapatkan pada perhitungan sebelumnya, yang dapat menghasilkan daya paling efisien dan memenuhi kebutuhan daya dan torsi pompa pada kecepatan operasi minimal

- a. Perhitungan perancangan turbin ini didasarkan pada nilai koefisien daya **paling efisien** ( $C_p$ )= 0,321 dengan konfigurasi turbin bernilai TSR = 1,25, sehingga diketahui nilai koefisien torsi ( $C_t$ )= 0,25 dan koefisien torsi statis ( $C_{ts}$ ) = 0,1

- b. Diketahui **kecepatan putar minimal** pompa ( $N_{pompa}$ ) dan torsi start maksimal pompa ( $T_{start}$ ).
- c. Kecepatan putar rata-rata  $N_{pompa}$  dan torsi start maksimal pompa  $T_{start}$  dikonversikan berdasarkan nilai gear ratio *gearbox* menjadi nilai putaran dan torsi kebutuhan pompa yang harus disediakan oleh turbin  $N_{turbin}$  untuk input di *gearbox*.
- d. Dari persamaan TSR, dengan mengetahui jari-jari turbin ( $R$ ) dan kecepatan operasi rata-rata pompa, kecepatan angin minimal operasi ( $V_{a,min}$ ) dapat diketahui.

$$V_{wind,min} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{turbin} \cdot N_{turbin,min}}{60 \cdot \lambda}$$

- e. Nilai luasan turbin ( $A$ ) dan kecepatan angin minimal operasi ( $V_{a,min}$ ) kemudian digunakan untuk menghitung daya yang dihasilkan turbin ( $P_{gen}$ ), Torsi statis ( $T_s$ ) dan torsi yang dihasilkan ( $T_{gen}$ )

$$P_{gen} = \frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho \cdot A \cdot V^3$$

$$T_s = \frac{C_{ts} \rho D^2 V^2 H}{4}$$

$$T_{gen} = \frac{1}{2} C_t \rho A V^2 R$$

- f. Torsi *generated* ( $T_{gen}$ ) dan daya yang dihasilkan turbin ( $P_{gen}$ ) kemudian dicocokkan dengan kebutuhan torsi start pompa ( $T_{start,pump}$ ), Torsi operasional pompa ( $T_{average,pump}$ ) dan daya kebutuhan pompa.

$$P_{gen} \geq P_{min}$$

$$T_{nett} \geq T_{start,pump} > T_{average,pump}$$

### 3.4.2. Perancangan Prototype

#### 3.4.2.1. Data Awal Kebutuhan

Mengumpulkan data awal yang dibutuhkan untuk perancangan *prototype*, meliputi:

- *Head* operasi (H) : Head ditetapkan setinggi H = 1 m
- Debit kebutuhan pemompaan ( $Q_{\text{pump}}$ ) : Ditetapkan debit target pemompaan adalah Q = 2 liter/menit
- Waktu operasi ( $t_{\text{mikrohidro}}$ ) : Ditetapkan waktu operasi adalah t = 3 menit = 180 detik
- Jumlah *blade* turbin : Digunakan turbin angin Savonius konfigurasi 2 *blade*

**Persamaan-persamaan yang digunakan :**

#### 3.4.2.2. Sistem Perpipaan :

- **Diameter pipa rekomendasi ( $D_{\text{pipa}}$ )**

$$D_{in} = \sqrt[2.63]{\frac{Q_{max}}{0,2785 \left(\frac{\Delta H}{L}\right)^{0.54} \cdot C_1}}$$

Dengan :

$Q_{\text{max}}$  = debit air maksimum pemompaan ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$D_{in}$  = Diameter saluran pipa masuk (m)

$\Delta H$  = *head* pompa total (m)

L = panjang segmen pipa (m)

$C_1$  = koefisien gesekan Hazen-Williams (berdasarkan material pipa)

- **Pressure drop (Major & Minor)**

Untuk pressure drop mayor :

$$h_f = f \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \cdot \left(\frac{V^2}{2 \cdot g}\right)$$

Untuk pressure drop minor (dari komponen tambahan) :

$$\Delta H = \frac{K V^2}{2 g}$$

Dengan :

$h_f$  = Pressure drop mayor (pipa utama) (m)

$f$  = koefisien gesekan pipa

$L$  = Panjang pipa (m)

$D$  = Diameter dalam pipa (m)

$V$  = Kecepatan aliran fluida dalam pipa (m/s)

$g$  = konstanta gravitasi Bumi = 9.81 m/s<sup>2</sup>

$\Delta H$  = head loss komponen pipa (m)

$K$  = koefisien hambatan (resistance coefficient of fittings)

### 3.4.2.3. Sistem Pemompaan :

- **Torsi Start ( $T_{start}$ ) :**

$$T_{start,pump}(t) = 1/2 s \rho_w g H A_p$$

- **Torsi operasi ( $T_{average}$ )**

$$T_{average,pump} = \frac{T_{start,pump}}{\pi}$$

Dengan :

$T_{start,pump}$  = Torsi start (maksimal) yang dibutuhkan pompa (Nm)

$T_{average,pump}$  = Torsi operasi (rata-rata) yang dibutuhkan pompa (Nm)

$s$  = panjang langkah (stroke) silinder (m)

$\rho_w$  = massa jenis air = 1000 kg/m<sup>3</sup>

$g$  = konstanta gravitasi Bumi = 9,81 m/s

$H$  = head total pemompaan (m)

$A_p$  = luas permukaan piston (m<sup>2</sup>)

- **Daya yang dibutuhkan ( $P_{pump}$ ) :**

$$P_{pump} = Q_{pump} \cdot \rho_{water} \cdot g \cdot H_{pump}$$

Dengan :  $P_{pump}$  = Daya pemompaan (watt)

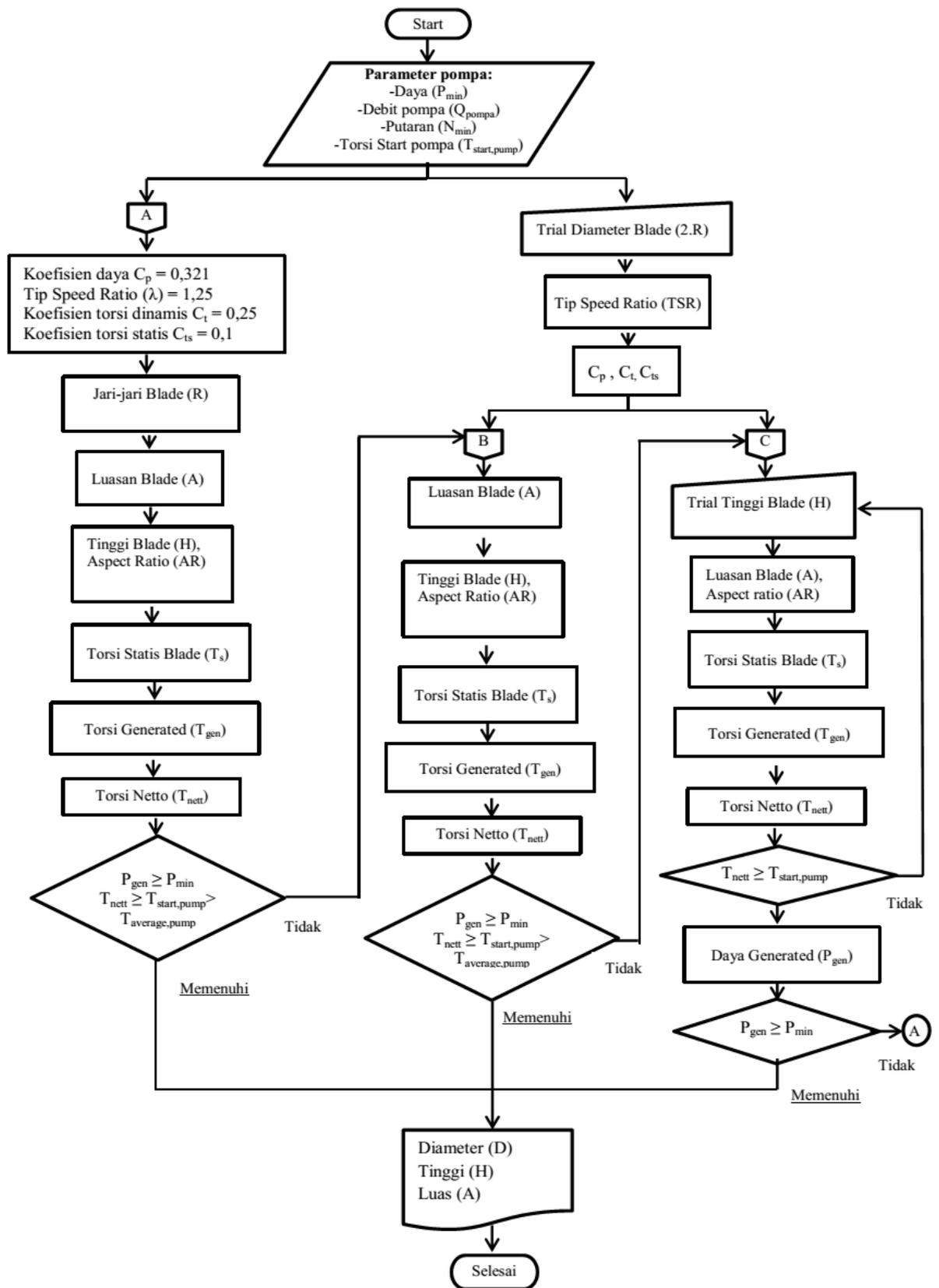
$Q_{pump}$  = Debit pemompaan (m<sup>3</sup>/s)

$g$  = Konstanta gravitasi Bumi = 9,81 m/s

$H_{pump}$  = *Head* pemompaan (m)

#### 3.4.2.4. Perancangan Turbin Angin:

Proses Perancangan turbin angin dijelaskan dalam diagram alir berikut :



Gambar 3.3. Diagram Alir Perhitungan Turbin Angin Prototype

**a. Perhitungan Pertama (Berdasarkan Pada Nilai TSR Paling Efisien)**

**Penjelasan Flowchart:**

Pada perhitungan pertama, tujuannya adalah mendapatkan spesifikasi turbin yang dapat menghasilkan **efisiensi daya tertinggi** dengan kecepatan angin rata-rata  $V_{\text{angin}} = 5 \text{ m/s}$  dan memenuhi kebutuhan daya dan torsi *start* pompa pada kecepatan operasi rata-rata

- a. Perhitungan perancangan turbin ini didasarkan pada nilai koefisien daya **paling efisien**  $C_p = 0,321$  dengan konfigurasi turbin bernilai  $TSR = 1,25$ , sehingga diketahui nilai koefisien torsi  $C_t = 0,25$  dan koefisien torsi statis  $C_{ts} = 0,1$
- b. Dihitung **kecepatan putar rata-rata** pompa  $N_{\text{pompa}}$  dari data debit yang dibutuhkan  $Q_{\text{pump}}$  dan volume piston  $V_p$ . Selain itu juga diketahui torsi start maksimal pompa  $T_{\text{start}}$ .
- c. Dari persamaan TSR, dengan mengetahui kecepatan angin rata-rata  $V_{\text{angin}} = 5 \text{ m/s}$  dan kecepatan operasi rata-rata pompa, nilai jari-jari turbin  $R$  dapat ditentukan dengan persamaan :

$$R = \frac{60 \cdot V_{\text{wind}} \cdot \lambda}{2 \cdot \pi \cdot N}$$

- d. Dengan mengetahui nilai daya minimal yang dibutuhkan pompa ( $P_{\text{min}}$ ), maka nilai luasan blade ( $A$ ) dapat diketahui dengan persamaan

$$A = \frac{P_{\text{min}}}{\frac{1}{2} C_p \rho V^3}$$

- e. Selanjutnya dapat diketahui tinggi blade  $H$

$$H = \frac{A}{D}$$

- f. Dicek apakah nilai aspect ratio (AR) (perbandingan tinggi dan diameter blade) memenuhi standar yaitu :

$$0,5 < AR < 2$$

- g. Nilai luasan  $A$  kemudian digunakan untuk menghitung torsi statis ( $T_s$ ) dan torsi yang dihasilkan turbin ( $T_{\text{gen}}$ )

$$T_s = \frac{C_{ts} \rho D^2 V^2 H}{4}$$

$$T_{gen} = \frac{1}{2} C_t \rho A V^2 R$$

- h. Torsi yang dihasilkan ( $T_{gen}$ ) dikurangi dengan torsi statis yang dibutuhkan turbin untuk mulai bergerak ( $T_s$ ) untuk mengetahui torsi netto yang dapat diteruskan ke sistem turbin ( $T_{nett}$ ).

$$T_{nett} = T_{gen} - T_s$$

- i. Torsi netto ( $T_{netto}$ ) dan daya yang dihasilkan turbin ( $P_{gen}$ ) kemudian dicocokkan dengan kebutuhan torsi start pompa ( $T_{start,pump}$ ), Torsi operasional pompa ( $T_{average,pump}$ ) dan daya kebutuhan pompa. Apabila sama atau melebihi, maka spesifikasi turbin yang telah dihitung digunakan sebagai spesifikasi yang ditetapkan. Jika tidak memenuhi, maka perhitungan dilanjutkan ke bagian B

$$P_{gen} \geq P_{min}$$

$$T_{nett} \geq T_{start,pump} > T_{average,pump}$$

**b. Perhitungan kedua (berdasarkan pada daya minimal  $P_{min}$ )**

**Penjelasan Flowchart:**

Pada perhitungan kedua, tujuannya adalah mendapatkan spesifikasi turbin yang dapat memenuhi **daya minimal operasi pompa ( $P_{min}$ )** dengan kecepatan angin rata-rata  $V_{angin} = 5 \text{ m/s}$ , dan juga memenuhi torsi start pompa pada kecepatan operasi rata-rata.

- a. Perhitungan perancangan turbin ini didasarkan pada daya minimum  $P_{min}$ , putaran, serta kecepatan putar rata-rata pompa  $N_{pompa}$  yang dihitung dari data debit yang dibutuhkan  $Q_{pump}$  dan volume piston  $V_p$
- b. Ditentukan terlebih dahulu *trial* (perkiraan) untuk nilai jari-jari blade R.

- c. Ditentukan nilai TSR turbin berdasarkan data kecepatan putar rata-rata pompa  $N_{pompa}$  dan jari-jari  $R$ . dengan persamaan :

$$\lambda = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot N}{60 \cdot V_{wind}}$$

- d. Ditentukan nilai koefisien daya ( $C_p$ ), koefisien torsi ( $C_t$ ) dan koefisien torsi statis ( $C_{ts}$ ) dari nilai TSR.
- e. Dihitung luas area blade ( $A$ ) yang mampu memenuhi daya minimal operasi pompa ( $P_{min}$ ).

$$A = \frac{P_{min}}{\frac{1}{2} C_p \rho V^3}$$

- f. Dihitung tinggi turbin  $H$  dari luas area blade ( $A$ ) yang diketahui sebelumnya.

$$H = \frac{A}{D}$$

- a. Dicek apakah nilai aspect ratio ( $AR$ ) (perbandingan tinggi dan diameter blade) memenuhi standar yaitu :

$$0,5 < AR < 2$$

- g. Nilai luasan  $A$  kemudian digunakan untuk menghitung torsi statis ( $T_s$ ) dan torsi yang dihasilkan ( $T_{gen}$ )

$$T_s = \frac{C_{ts} \rho D^2 V^2 H}{4}$$

$$T_{gen} = \frac{1}{2} C_t \rho A V^2 R$$

- h. Torsi yang dihasilkan ( $T_{gen}$ ) dikurangi dengan torsi statis yang dibutuhkan turbin untuk mulai bergerak ( $T_s$ ) untuk mengetahui torsi netto yang dapat diteruskan ke sistem turbin ( $T_{nett}$ ).

$$T_{nett} = T_{gen} - T_s$$

- i. Torsi netto ( $T_{netto}$ ) dan daya yang dihasilkan turbin ( $P_{gen}$ ) kemudian dicocokkan dengan kebutuhan torsi start pompa ( $T_{start,pump}$ ), Torsi operasional pompa ( $T_{average,pump}$ ) dan daya kebutuhan pompa. Apabila sama atau melebihi, maka spesifikasi turbin yang telah dihitung digunakan

sebagai spesifikasi yang ditetapkan. Jika tidak memenuhi, maka perhitungan dilanjutkan ke bagian C.

$$P_{gen} \geq P_{min}$$

$$T_{nett} \geq T_{start,pump} > T_{average,pump}$$

**c. Perhitungan ketiga (berdasarkan pada torsi start minimal pemompaan)**

**Penjelasan Flowchart:**

Pada perhitungan ketiga, tujuannya adalah mendapatkan spesifikasi turbin yang dapat memenuhi **torsi start minimal pompa** ( $T_{start,pump}$ ) dengan kecepatan angin rata-rata  $V_{angin} = 5 \text{ m/s}$ , dan juga memenuhi daya pompa pada kecepatan operasi rata-rata

- a. Perhitungan perancangan turbin ini didasarkan pada torsi start minimum ( $T_{start,pump}$ ), putaran, serta kecepatan putar rata-rata pompa  $N_{pompa}$  yang dihitung dari data debit yang dibutuhkan  $Q_{pump}$  dan volume piston  $V_p$
- b. Ditentukan terlebih dahulu *trial* (perkiraan) untuk nilai jari-jari turbin  $R$ .
- c. Ditentukan nilai TSR turbin berdasarkan data kecepatan putar rata-rata pompa  $N_{pompa}$  dan jari-jari blade ( $R$ )

$$\lambda = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot N}{60 \cdot V_{wind}}$$

- d. Ditentukan pula nilai koefisien daya ( $C_p$ ), koefisien torsi ( $C_t$ ) dan koefisien torsi statis ( $C_{ts}$ ) dari nilai TSR.
- e. Ditrial nilai  $H$ , dan didapatkan luas area sementara  $A$

$$A = D \cdot H$$

- f. Dicek apakah nilai aspect ratio (AR) (perbandingan tinggi dan diameter blade) memenuhi standar yaitu :

$$0,5 < AR < 2$$

- g. Dihitung nilai torsi *generated* ( $T_{gen}$ ) dan torsi statis turbin ( $T_s$ ) yang sesuai agar mendapatkan nilai torsi netto ( $T_{nett}$ ) yang mampu memenuhi kebutuhan torsi start pompa.

$$T_s = \frac{C_{ts} \rho D^2 V^2 H}{4}$$

$$T_{gen} = \frac{1}{2} C_t \rho A V^2 R$$

$$T_{nett} = T_{gen} - T_s$$

- h. Torsi netto ( $T_{netto}$ ) kemudian dicocokkan dengan kebutuhan torsi start pompa ( $T_{start,pump}$ ), Apabila sama atau melebihi maka lanjut ke langkah berikutnya, jika kurang maka diulangi *trial* H pada langkah (d).

$$T_{nett} \geq T_{start,pump}$$

- i. Nilai luasan A kemudian digunakan untuk menghitung daya *generated* blade ( $P_{gen}$ )

$$P_{gen} = \frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho \cdot A \cdot V^3$$

- j. Daya *generated* ( $P_{gen}$ ) kemudian dibandingkan dengan daya minimum pompa ( $P_{min}$ ). Apabila sama atau melebihi, maka spesifikasi turbin yang telah dihitung digunakan sebagai spesifikasi yang ditetapkan. Jika tidak memenuhi, maka perhitungan kembali ke bagian A untuk dikaji ulang.

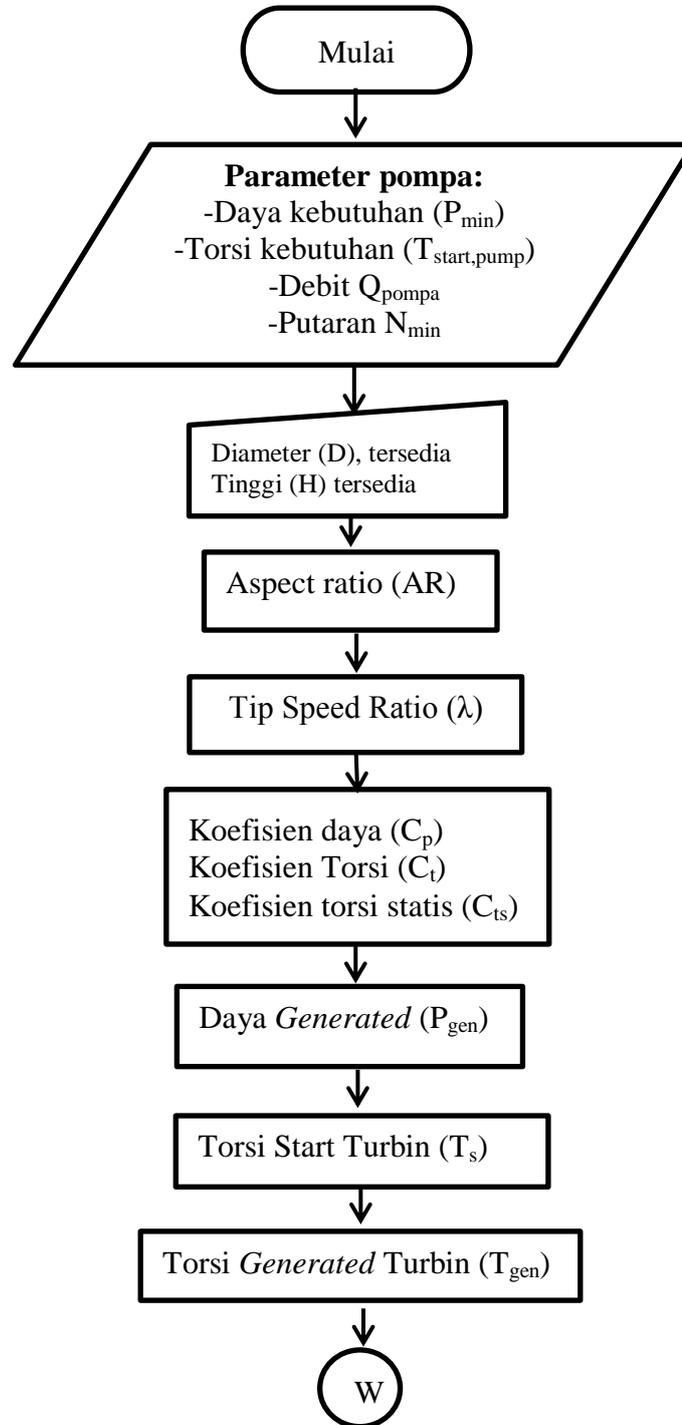
$$P_{gen} \geq P_{min}$$

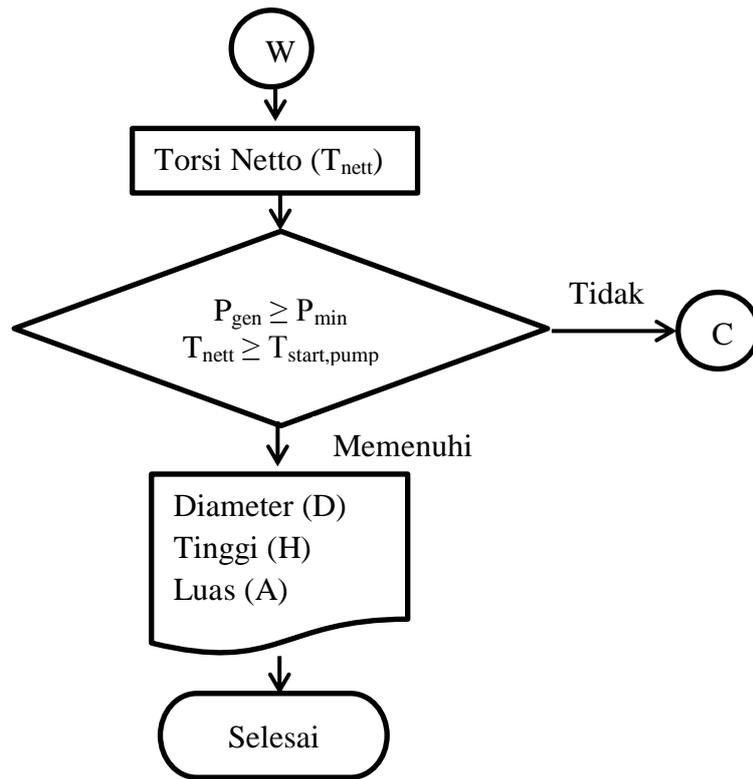
**d. Perancangan turbin dengan luasan yang didesain berdasarkan ketersediaan material**

Pada proses pembuatan prototype, ada kemungkinan untuk menggunakan turbin dengan spesifikasi dengan luasan yang berbeda dengan yang direkomendasikan oleh tiga perhitungan diatas, dikarenakan keterbatasan produksi dan ketersediaan bahan dan material di pasaran. Dimensi turbin akan menyesuaikan dengan dimensi rekomendasi terdekat yang telah dihitung pada tiga perhitungan

sebelumnya.

Diagram alir perancangan turbin dengan dimensi yang telah ditentukan adalah sebagai berikut :





Gambar 3.4. Diagram Alir Perancangan Turbin Dengan Dimensi Yang Telah Ditentukan

### Penjelasan Flowchart:

Pada perhitungan keempat, tujuannya adalah mengetahui performa (daya dan torsi) yang dihasilkan luasan turbin yang telah ditetapkan dengan kecepatan angin rata-rata  $V_{\text{angin}} = 5 \text{ m/s}$  agar memenuhi kebutuhan daya dan torsi start pompa pada kecepatan operasi rata-rata

- Perhitungan perancangan turbin ini didasarkan pada spesifikasi luasan turbin  $A$ , tinggi  $H$  dan jari-jari turbin  $R$  yang telah ditentukan
- Dicek apakah nilai aspect ratio (AR) (perbandingan tinggi dan diameter blade) memenuhi standar yaitu :

$$0,5 < AR < 2$$

- Dihitung **kecepatan putar rata-rata** pompa  $N_{\text{pompa}}$  dari data debit yang dibutuhkan  $Q_{\text{pump}}$  dan volume piston  $V_p$  . Selain itu juga diketahui torsi start maksimal pompa  $T_{\text{start}}$ .

- d. Dengan kecepatan angin rata-rata  $V_{\text{angin}} = 5 \text{ m/s}$  dan kecepatan operasi rata-rata pompa, dihitung nilai TSR yang digunakan untuk menentukan nilai koefisien daya  $C_p$ , koefisien torsi  $C_t$  dan koefisien torsi statis  $C_{ts}$

$$\lambda = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot N}{60 \cdot V_{\text{wind}}}$$

- e. Nilai luasan  $A$  kemudian digunakan untuk menghitung daya yang dihasilkan turbin ( $P_{\text{gen}}$ ), Torsi statis ( $T_s$ ) dan torsi yang dihasilkan ( $T_{\text{gen}}$ )

$$P_w = \frac{1}{2} C_p \rho A V^3$$

$$T_s = \frac{C_{ts} \rho D^2 V^2 H}{4}$$

$$T_{\text{gen}} = \frac{1}{2} C_t \rho A V^2 R$$

- f. Torsi yang dihasilkan ( $T_{\text{gen}}$ ) dikurangi dengan torsi statis yang dibutuhkan turbin untuk mulai bergerak ( $T_s$ ) untuk mengetahui torsi netto yang dapat diteruskan ke sistem turbin ( $T_{\text{nett}}$ ).

$$T_{\text{nett}} = T_{\text{gen}} - T_s$$

- g. Torsi netto ( $T_{\text{netto}}$ ) dan daya yang dihasilkan turbin ( $P_{\text{gen}}$ ) kemudian dicocokkan dengan kebutuhan torsi start pompa ( $T_{\text{start,pump}}$ ), Torsi operasional pompa ( $T_{\text{average,pump}}$ ) dan daya kebutuhan pompa. Apabila sama atau melebihi, maka spesifikasi turbin yang telah dihitung digunakan sebagai spesifikasi yang ditetapkan. Jika tidak memenuhi, maka perhitungan dikembalikan ke bagian C.

$$P_{\text{gen}} \geq P_{\text{min}}$$

$$T_{\text{nett}} \geq T_{\text{start,pump}} > T_{\text{average,pump}}$$

#### 3.4.2.4. Sistem Mikrohidro :

- Debit keluaran mikrohidro (Q) :

$$Q_{mikrohidro} = \frac{P_{mikrohidro}}{g \cdot \rho_{water} \cdot H_{building} \cdot \eta_{mikrohidro}}$$

- Volume reservoir :

$$V_{tank} = Q_{mikrohidro} \cdot t_{mikrohidro}$$

Dengan:

$P_{mikrohidro}$  = daya listrik yang dihasilkan mikrohidro (W)

$Q_{mikrohidro}$  = Debit air jatuhnya mikrohidro ( $m^3/s$ )

$g$  = konstanta gravitasi Bumi =  $9.81 m/s^2$

$H_{building}$  = *Head* (ketinggian jatuh air) gedung (m)

$\eta_{mikrohidro}$  = efisiensi turbin air

$t_{mikrohidro}$  = Waktu operasi mikrohidro (detik)

### 3.5. Pembuatan dan Pengujian Prototype

Pembuatan prototype akan disesuaikan dengan kemampuan produksi, bahan dan material yang tersedia di pasaran. Prototype akan diuji dengan kecepatan angin yang telah ditentukan dengan beberapa parameter sebagai berikut :

- **Debit air pemompaan ( $Q_{pump}$ ) (L/menit)**

Debit air diukur dengan menampung air yang dipompa selama 1 menit, dan setelah itu diukur volume air total menggunakan gelas ukur

- **Kecepatan putar turbin (RPM)**

Pengukuran kecepatan putar dilakukan dengan menghitung putaran turbin secara visual (dengan acuan marker) selama 1 menit (diukur dengan stopwatch)

- **Torsi generated ( $T_{gen}$ )**

Pengukuran torsi dilakukan dengan mengaitkan alat dynamometer pegas ke ujung (tip) turbin angin Savonius, dan diukur gaya yang ditimbulkan pada saat turbin beroperasi pada kecepatan angin tertentu.

Dengan persamaan :

$$\tau = F \cdot R$$

Dengan :

$\tau$  = Torsi *generated* (Nm)

F = Gaya yang ditimbulkan di ujung turbin (N)

R = Jari-jari turbin angin (m)

Maka torsi *generated* ( $T_{\text{gen}}$ ) turbin dapat diketahui

Alat pendukung pengujian meliputi :

- **Gelas ukur 1 L**



*Gambar 3.5. Gelas Ukur 1 liter  
(Sumber : Dokumentasi Pribadi)*

- **Dinamometer pegas :** Dinamometer pegas yang digunakan adalah berkapasitas maksimal 5 N



*Gambar 3.6. Dinamometer Pegas  
(Sumber : [www.google.com](http://www.google.com))*

- **Anemometer Digital** : Anemometer digital digunakan untuk mengukur kecepatan angin aktual yang dikenakan terhadap turbin angin. Digunakan anemometer jenis

**KRISBOW KW06-562 FLEXIBLE THERMO ANEMOMETER**

Spesifikasi  
 Air Velocity :

m/ s ( meter per second)  
 Range : 0.6 - 30.00  
 Resolution : 0.01  
 Basic Accuracy :  $\pm 3\% \pm 0.20\text{m/ s}$

ft ( feet per minute)  
 Range : 196~ 5900  
 Resolution : 1  
 Basic Accuracy :  $\pm 3\% \pm 40\text{ft/ min}$

km/ h ( kilometer per hour)  
 Range : 3.6 ~ 108.0  
 Resolution : 0.1  
 Basic Accuracy :  $\pm 3\% \pm 0.8\text{km/ h}$

MPH ( miles per hour)  
 Range : 2.2~ 67.0  
 Resolution : 0.1  
 Basic Accuracy :  $\pm 3\% \pm 0.4\text{MPH}$

Knots ( nautical miles per hour)  
 Range : 1.9~ 58.0  
 Resolution : 0.1  
 Basic Accuracy :  $\pm 3\% \pm 0.4\text{knots}$

Air Temperature ( pC / pF)  
 Range : ( -10 ~ 60) 14 ~ 140  
 Resolution : 0.1  
 Basic Accuracy :  $\pm 2.0$  ( 4.0)



*Gambar 3.7. Anemometer Krisbow KW06-562 Flexible Thermo Anemometer*

*(Sumber : [www.krisbow.com](http://www.krisbow.com))*

- **Stopwatch**