

BAB III

LANDASAN TEORI

3.1 Sistem Kerja Pompa Torak Menggunakan Tenaga Angin

Pompa air dengan menggunakan tenaga angin merupakan sistem konversi energi untuk mengubah energi angin menjadi putaran rotor dengan tujuan akhir sebagai penggerak mekanik melalui unit transmisi mekanik.

Karena energi potensial, $E_p = m g h$, adalah sama pada posisi awal seperti ketika *conrod* telah diputar satu putaran penuh, massa *conrod* yang dihilangkan dari perhitungan ini. Berat ekstra dari *conrod* di jalan sampai dikompensasi oleh bantuan dari gaya gravitasi dalam perjalanan ke bawah.

$$A=0.25.\pi d^2 \dots\dots\dots(3.1)$$

keterangan :

A = luas pompa dragon (cm^2)

d = diameter pompa dragon (m)

a. Kapasitas Pompa

Kapasitas Pompa adalah jumlah aliran tiap satuan waktu. Kapasitas pompa jenis displacement sebanding dengan perubahan volume ruang pompa. Sehingga kapasitas pompa *displacement* sangat ditentukan oleh ukuran ruang

pompa dan jumlah langkah atau putaran per satuan waktu. Untuk pompa *reciprocating* kapasitas yang dapat dicapai bergantung pada kecepatan aliran fluida, yang mana ini dipengaruhi oleh bentuk *impeller*, putaran, bentuk rumah pompa dan bentuk saluran yang digunakan.

b. *Head* Total Pompa

Head yang dapat dibangkitkan oleh suatu pompa dipengaruhi oleh jenis pompa, bentuk *impeller*, putaran, dan berat jenis fluida yang dipompa, semakin besar berat jenisnya maka *head* yang dapat dibangkitkan akan semakin kecil. Disamping itu *head* pompa juga dipengaruhi oleh tekanan atmosfer dimana pompa dioperasikan. Semakin dekat dengan permukaan laut maka tekanan atmosfer semakin tinggi sehingga tekanan antara permukaan fluida yang dipompa dan ruang pompa akan semakin besar yang berarti *head* pompa akan semakin besar. *Head* pompa selain digunakan untuk memindahkan fluida ke arah vertikal juga digunakan untuk melawan hambatan yang terjadi, maka kemampuan pompa untuk mengangkat fluida akan semakin rendah.

Head total pompa yang harus disediakan untuk mengalirkan jumlah air, dapat ditentukan dari kondisi instalasi yang akan dilayani oleh pompa. *Head* total pompa dapat dinyatakan dengan persamaan dibawah ini menurut Sularso, Haruo Tahara, Pompa & Kompresor (Jakarta) Hal 27

$$H = h_a + \Delta h_p + h_{tot} + \frac{1}{2g} (Vd^2 - Vs^2) \dots \dots \dots (3.2)$$

Dimana :

H : *Head* total pompa (m)

h_a : *Head* statis (m)

Δh_p : Perbedaan *head* tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air (m)

h_{tot} : Kerugian total (m)

g : Percepatan gravitasi (9.8 m/s^2)

V_d : Kecepatan aliran rata – rata di pipa hisap (m/s)

V_s : Kecepatan aliran rata – rata di pipa keluar (m/s)

c. Daya Pompa

$$P_{pump} = \gamma \cdot g \cdot Q \cdot H \dots\dots\dots(3.3)$$

Dimana :

P_{pump} : Daya Pompa (Watt)

γ : Berat jenis air (N/m^3)

Q : Debit air (m^3/s)

H : Tinggi tekan total (m)

g : Percepatan gravitasi (9.8 m/s^2)

3.2 Kebutuhan Air Bersih

Kebutuhan air domestik penduduk merupakan keutuhan rumah tangga sehari-hari yang digunakan untuk minum, masak, wudhu, mandi dan mencuci. Pada dasarnya kebutuhan air setiap individu berbeda-beda, baik di setiap tempat maupun waktu. Kebutuhan air domestik sangat dipengaruhi oleh berbagai faktor baik internal maupun eksternal (Manik, 2003).

Berdasarkan Tabel Kriteria Teknis Penyediaan Air Bersih (Pedoman

Teknis Penyediaan Air Bersih IKK Pedesaan, 1990) kebutuhan air domestik yaitu 30 lt/orang/hari.

Tabel 3.1 Tabel kebutuhan air domestik pedesaan.

Jumlah penduduk (jiwa)	Tingkat Pelayanan (liter/orang/hari)
> 1.000.000	120
500.000 - 1.000.000	100
100.000 - 500.000	90
20.000 - 100.000	80
10.000 - 20.000	60
< 10.000	30

Sumber : Dirjen Cipta Karya

3.3 Sistem Hidrolika dalam Distribusi Air Bersih

3.3.1 Hukum Bernoulli

Aliran dalam pipa memiliki tiga macam energi yang bekerja didalamnya, yaitu :

1. Energi ketinggian
2. Energi tekanan
3. Energi kecepatan

Hal tersebut dikenal dengan prinsip Bernoulli bahwa tinggi energi total pada sebuah penampang pipa adalah jumlah energi kecepatan, energi tekanan dan energi ketinggian yang dapat ditulis sebagai berikut:

$$E_{tot} = \text{Energi Ketinggian} + \text{Energi kecepatan} + \text{Energi tekanan}$$

$$E_{tot} = h + \frac{v^2}{2G} + \frac{P}{\gamma_w} \dots\dots\dots(3.4)$$

Menurut teori kekekalan energi dari hukum *Bernoulli* yakni apabila tidak ada energi yang lolos atau diterima antara dua titik dalam satu sistem tertutup, maka energi totalnya tetap konstan.

Adapun Persamaan *Bernoulli* dapat ditulis sebagai berikut (Priyantoro, 1991:8):

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2G} + \frac{P_1}{\gamma_w} = h_2 + \frac{v_2^2}{2G} + \frac{P_2}{\gamma_w} + h_L \dots\dots\dots(3.5)$$

3.3.2 Hukum Kontinuitas

$$Q_{masuk} = Q_{keluar}$$

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 \dots\dots\dots(3.6)$$

dengan:

$$Q_1 = \text{debit pada potongan 1 (m}^3/\text{s)}$$

$$Q_2 = \text{debit pada potongan 2 (m}^3/\text{s)}$$

$$A_1 = \text{luas penampang pada potongan 1}$$

$$A_2 = \text{luas penampang pada potongan 2}$$

$$V_1 = \text{kecepatan pada potongan 1 (m/s)}$$

$$V_2 = \text{kecepatan pada potongan 2 (m/s)}$$

Pada aliran percabangan pipa juga berlaku hukum kontinuitas dimana debit yang masuk pada suatu pipa sama dengan debit yang keluar pipa. Hal tersebut diilustrasikan sebagai berikut:

$$Q_1 = Q_2 + Q_3$$

$$A_1 \cdot V_1 = (A_2 \cdot V_2) + (A_3 \cdot V_3) \dots\dots\dots(3.7)$$

Dengan :

Q_1, Q_2, Q_3 = Debit yang mengalir pada penampang 1, 2 dan 3 (m^3/s)

V_1, V_2, V_3 = Kecepatan pada penampang 1,2 dan 3 (m/det)

3.3.3 Kehilangan Tekanan (*Headloss*)

Kehilangan tinggi tekan dalam pipa dapat dibedakan menjadi kehilangan tinggi tekan mayor (*major losses*) dan kehilangan tinggi tekan minor (*minor losses*).

a. Kehilangan Tinggi Tekan Mayor (*Major Losses*)

Adapun besarnya kehilangan tinggi tekan mayor dalam kajian ini dihitung dengan persamaan *Darcy-Weisbach* :

$$h_f = f \cdot \frac{L \cdot V^2}{d \cdot 2g} \dots\dots\dots(3.8)$$

dimana:

d = diameter pipa (m)

l = Panjang Pipa (m)

f = Koefisien kekasaran pipa

v = Kecepatan air (m/s)

g = gravitasi bumi

b. Kehilangan Tinggi Tekan Minor (*Minor Losses*)

Ada berbagai macam kehilangan tinggi tekan minor contohnya sebagai berikut:

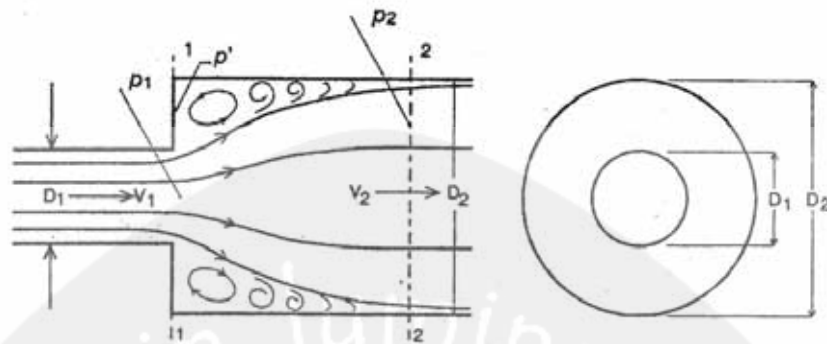
- a. Kehilangan tinggi minor karena pelebaran pipa.
- b. Kehilangan tinggi minor karena penyempitan mendadak pada pipa.
- c. Kehilangan tinggi tekan minor karena mulut pipa.
- d. Kehilangan tinggi minor karena belokan pada pipa.
- e. Kehilangan tinggi tekan minor akibat sambungan dan katup pipa.

Pada pipa-pipa yang panjang, kehilangan minor ini sering diabaikan tanpa kesalahan yang berarti ($L/D \gg 1000$), tetapi dapat menjadi cukup penting pada pipa yang pendek (Priyantoro, 1991:37).

Kehilangan minor pada umumnya akan lebih besar bila terjadi perlambatan kecepatan aliran didalam pipa dibandingkan peningkatan kecepatan akibat adanya pusaran arus yang ditimbulkan oleh pemisahan aliran dari bidang batas pipa (Linsley, 1989:273).

Persamaan untuk kehilangan tenaga yang disebabkan oleh perbesaran penampang adalah sebagai berikut :

$$h_e = K \cdot \frac{V_1^2}{2g}, \text{ dengan } K = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \dots\dots\dots(3.9)$$

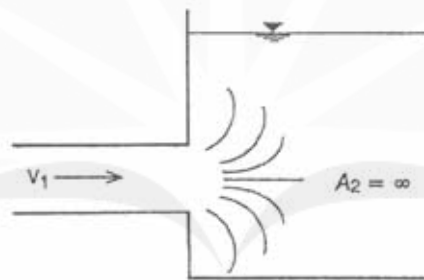


Sumber : Hidraulika II, 2014

Gambar 3.1 Perbesaran Pipa

Persamaan untuk kehilangan tenaga pada mulut pipa seperti pada gambar di bawah ini adalah sebagai berikut :

$$H_e = \frac{v_1^2}{2g} \dots\dots\dots(3.10)$$



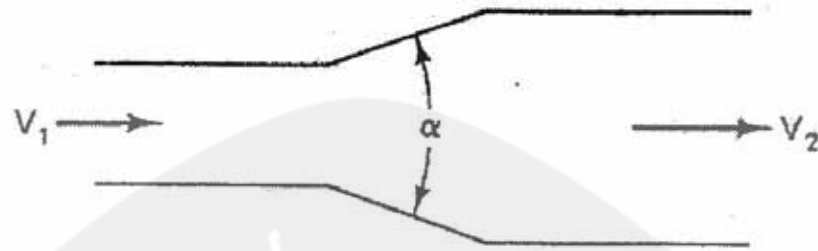
Sumber : Hidraulika II, 2014

Gambar 3.2 Pipa menuju kolam

Kehilangan tenaga pada pelebaran penampang akan berkurang apabila perbesaran dibuat secara berangsur-angsur seperti ditunjukkan dalam gambar dibawah ini.

Kehilangan tenaga akan diberikan oleh persamaan berikut :

$$H_e = K' \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \dots\dots\dots(3.11)$$



Sumber : Hidraulika II, 2014

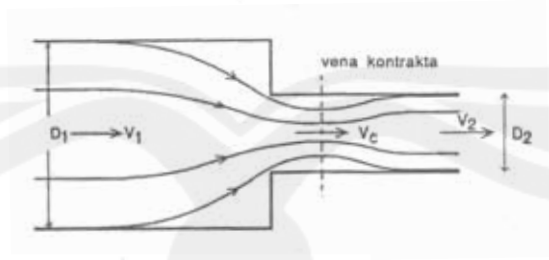
Gambar 3.3 Perbesaran penampang berangsur-angsur

Tabel 3.2 Nilai K' sebagai fungsi dari α

α	10°	20°	30°	40°	50°	60°	90°
K'	0,078	0,31	0,49	0,60	0,67	0,72	0,72

Persamaan untuk kehilangan tenaga yang disebabkan oleh pengecilan penampang adalah sebagai berikut :

$$h_e = 0,44 \cdot \frac{v_2^2}{2g} \dots\dots\dots(3.12)$$

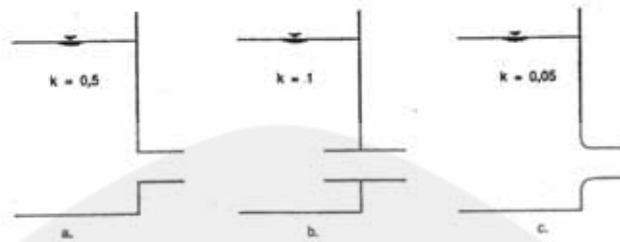


Sumber : Hidraulika II, 2014

Gambar 3.4 Pengecilan pipa

persamaan diatas berlaku untuk pipa kecil, sedangkan dalam prakteknya digunakan k= 0,5

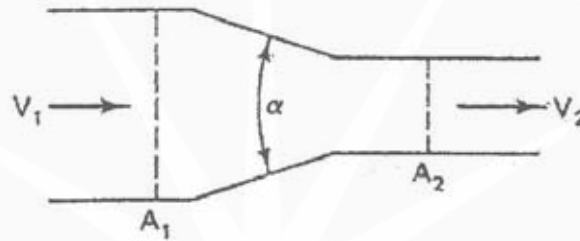
Pada lobang dari kolam ke pipa, kehilangan tenaga tergantung pada bentuk lubang pemasukan. Pada gambar 3.5



Sumber : Hidraulika II, 2014

Gambar 3.5 Macam lobang pemasukan dari kolam

Kehilangan tenaga pada pelebaran penampang akan berkurang apabila pengecilan dibuat secara berangsur-angsur seperti ditunjukkan dalam gambar dibawah ini.



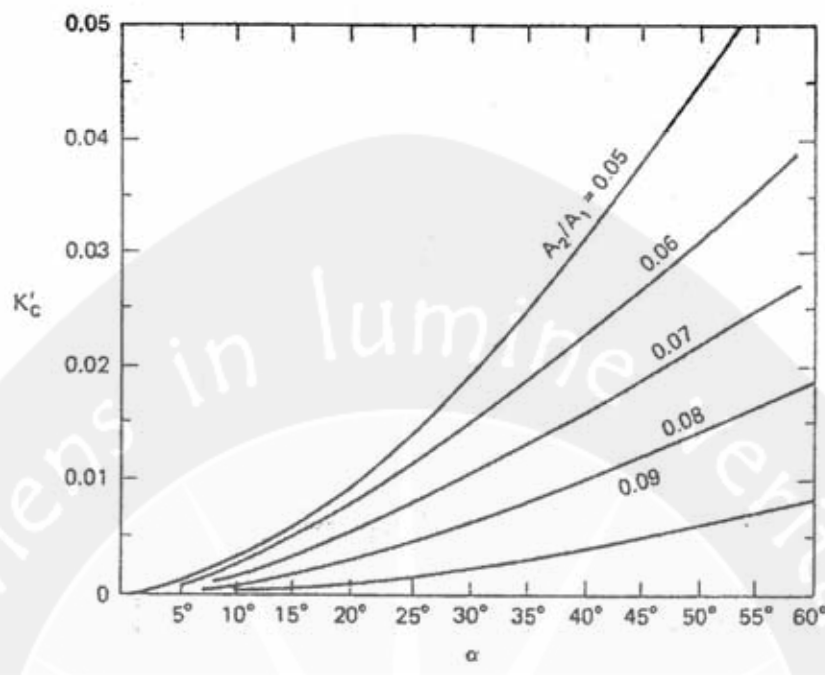
Sumber : Hidraulika II, 2014

Gambar 3.6 Pengecilan penampang secara berangsur-angsur

Kehilangan tenaga akan diberikan oleh persamaan berikut :

$h_e = K'c \frac{V_2^2}{2g}$, dengan nilai $K'c$ tergantung pada sudut transisi α dan perbandingan

luas tampang, seperti ditunjukkan dalam gambar 3.7

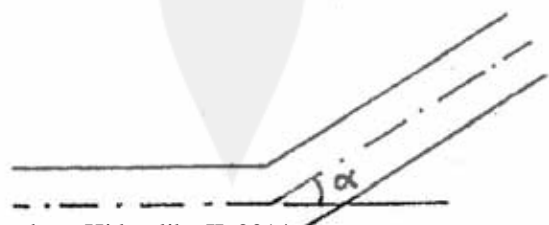


Gambar 3.7 Koefisien Kc' sebagai fungsi α

Kehilangan tenaga yang terjadi pada belokan tergantung pada sudut belokan pipa.

Rumus kehilangan tenaga pada belokan adalah serupa dengan rumus pada perubahan penampang, yaitu :

$$h_e = K_b \frac{v^2}{2g}, \dots\dots\dots(3.13)$$

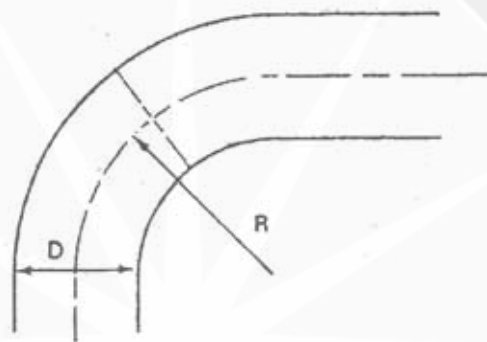


Sumber : Hidraulika II, 2014

Gambar 3.8 Belokan pada pipa

dengan K_b adalah koefisien kehilangan tenaga pada belokan yang diberikan pada tabel dibawah ini :

Untuk sudut belokan 90 derajat dan dengan belokan halus (berangsur-angsur) , kehilangan tenaga tergantung pada perbandingan antara jari-jari belokan dan diameter pipa. Nilai K_b untuk R/D diberikan pada tabel dibawah ini.



Sumber : Hidraulika II, 2014

Gambar 3.9 Belokan pada pipa

Tabel 3.3 Nilai K_b sebagai fungsi R/D

R/D	1	2	4	6	10	16	20
K_b	0,35	0,19	0,17	0,22	0,32	0,38	0,42

3.4 Tandon / Bak Penampung

Secara umum tandon merupakan tempat tampungan sementara air baku dari sumber air. Bahan acuan dalam menentukan lokasi dan perhitungan dimensi tandon harus memenuhi pedoman berikut.

- a. Tandon harus dekat dengan pusat daerah layanan, kecuali tidak dimungkinkan.

- b. Tinggi tandon minimal 5 m dari permukaan tanah, hal tersebut disesuaikan dengan peraturan Permen PU 18 tahun 2007.
- c. Volume efektif tandon ditentukan berdasarkan keseimbangan aliran keluar dan aliran masuk pada tandon.

Kapasitas tandon bergantung pada fluktuasi kebutuhan masuk dan keluar, kapasitas pemompaan dan kegunaan dari tandon tersebut. Volume tandon ditentukan dengan memperhitungkan debit dan perkiraan lama jam puncak. Berdasarkan perhitungan volume tandon tersebut, diperoleh dimensi tandon dengan persamaan berikut:

$$V = T \times L \times P \dots \dots \dots (3.14)$$

dengan:

$$V = \text{volume tandon (m}^3\text{)}$$

$$T = \text{tinggi tandon (m)}$$

$$L = \text{lebar tandon (m)}$$

$$P = \text{panjang tandon}$$

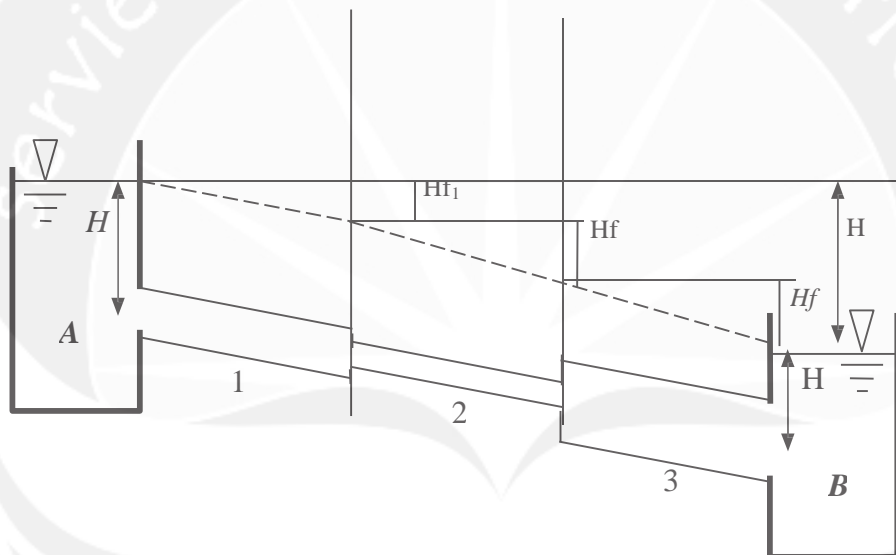
3.5 Pipa Hubungan Seri

Apabila suatu saluran pipa terdiri dari pipa-pipa dengan ukuran yang berbeda, pipa tersebut adalah dalam hubungan seri. Gambar 3.10 menunjukkan suatu sistem tiga pipa dengan karakteristik berbeda yang dihubungkan secara seri. Panjang, diameter, dan koefisien gesekan masing-masing pipa adalah L_1, L_2, L_3 ; D_1, D_2, D_3 ; dan f_1, f_2, f_3 .

Jika beda tinggi muka air kedua kolam diketahui, akan dicari besar

debit aliran Q dengan menggunakan persamaan kontinuitas dan energi (Bernoulli). Langkah pertama yang harus dilakukan adalah menggambar garis tenaga. Seperti terlihat dalam Gambar 3.10 garis tenaga akan menurun ke arah aliran. Kehilangan tenaga pada masing-masing pipa adalah h_{f1} , h_{f2} , dan h_{f3} . Dianggap bahwa kehilangan tenaga sekunder cukup kecil sehingga diabaikan.

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3 \dots \dots \dots (3.15)$$



Gambar 3.10 Pipa dalam hubungan seri

Dengan menggunakan persamaan Bernoulli untuk titik 1 dan 2 (pada garis aliran) adalah:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + hf_1 + hf_2 + hf_3 \dots \dots \dots (3.16)$$

Pada kedua titik tinggi tekanan adalah H_1 dan H_2 , dan kecepatan $V_1 = V_2 = 0$ (tampang aliran sangat besar) sehingga persamaan di atas menjadi :

$$z_1 + H_1 = z_2 + H_2 + hf_1 + hf_2 + hf_3$$

$$(z_1 + H_1) - (z_2 + H_2) = hf_1 + hf_2 + hf_3$$

atau

$$H = hf_1 + hf_2 + hf_3 \dots \dots \dots (3.17)$$

Untuk masing-masing pipa, kecepatan aliran adalah :

$$V_1 = Q / (1/4 \pi D_1^2) ; V_2 = Q / (1/4 \pi D_2^2) ; V_3 = Q / (1/4 \pi D_3^2) \dots \dots \dots (3.18)$$

3.6 Sistem Perhitungan Kincir Angin

3.6.1 Metode Manual

Daya yang dihasilkan kincir angin dipengaruhi oleh kecepatan angin yang menyapu kincir dan panjang blade pada kincir angin. Oleh karena itu, jika kecepatan angin telah diketahui, panjang *blade* dapat ditentukan sesuai daya yang ingin dihasilkan kincir angin. Penentuan dimensi kincir, dapat dihitung dengan rumus :

$$P_{\text{Kincir}} = P_{\text{pompa}}$$

$$\eta \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot V_o^2 \cdot A \cdot v = \rho_w \cdot g \cdot H \cdot Q \dots\dots\dots(3.19)$$

dengan $A = 0,25 \cdot \pi \cdot d^2$

$$\text{Maka : } Q = \frac{\eta \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot V_o^2 \cdot A \cdot v}{\rho_w \cdot g \cdot H}$$

dimana : P : Daya(Watt)

ρ_w : Berat jenis air (N/m³)

Q : Debit air (m³/s)

H : Tinggi tekan total (m)

g : Percepatan gravitasi (m/s²)

ρ_a : Berat jenis angin (N/m³)

V_o : Kecepatan angin rencana (m/s)

v : Kecepatan rerata (m/s)

η : Efisiensi kincir (%)

d : diameter kincir angin (m)

3.6.2 Program *Wind Turbine Calculator 2006*

Program ini merupakan aplikasi untuk menentukan daya yang dihasilkan oleh kincir angin. Data yang dibutuhkan meliputi data kecepatan angin dalam m/s, jumlah *blade* yang di gunakan, dan panjang setiap *blade* dalam satuan meter. Hasil output dari aplikasi *Wind Turbine Calculator 2006* adalah daya dalam satuan *watt* yang dihasilkan kincir angin. Pada aplikasi ini juga disertai

spesifikasi kincir dan sudut-sudut pemasangan. Sehingga dalam perencanaan pembangunan, disesuaikan dengan kriteria dari aplikasi tersebut.

3.6.3 Penentuan Dimensi Kincir Angin

Setelah melakukan penghitungan dengan metode manual dan menggunakan program *Wind Turbine Calculator* 2006, diperoleh dua hasil dimensi dari kincir angin yang direncanakan. Perhitungan manual menggunakan pendekatan luas kincir dan menghasilkan diameter kincir angin, sedangkan program *Wind Turbine Calculator* 2006 menghasilkan panjang *blade* kincir angin. Dengan demikian dari kedua metode tersebut dipilih dimensi kincir yang lebih optimal dengan kecepatan angin yang tersedia, misalnya pada daerah dengan kecepatan angin yang tidak menentu, atau angin hanya tersedia dalam waktu-waktu tertentu akan lebih aman jika direncanakan dimensi yang besar.