BAB 2
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Fan*

Fan adalah suatu mesin untuk memindahkan udara yang memanfaatkan daya dari *impeller* yang berputar. (Air Movement and Control Association International, Inc., 2007). *Fan* biasanya dideskripsikan sebagai mesin yang mampu menaikkan tekanan hingga 2 psig. Mesin dengan tekanan antara 2 psig sampai sekitar 10 psig disebut *blower*. Untuk tekanan yang lebih tinggi dari 10 psig, istilah yang digunakan adalah kompresor.

2.2 Klasifikasi *Fan*

Fan biasanya diklasifikasikan menjadi 2, yaitu *fan* aksial dan *fan* sentrifugal. Pada *fan* aksial udara atau gas mengalir sejajar dengan sumbu putar, sedangkan pada *fan* sentrifugal udara atau gas mengalir tegak lurus dengan sumbu putar. *Fan* aksial biasanya digunakan untuk aplikasi dengan tahanan rendah karena kemampuannya untuk memindahkan udara dengan jumlah yang besar pada tekanan yang rendah. Sedangkan *fan* sentrifugal biasa digunakan untuk aplikasi yang membutuhkan *head* yang besar, di mana udara yang mengalir mengalami tahanan gesek yang besar.

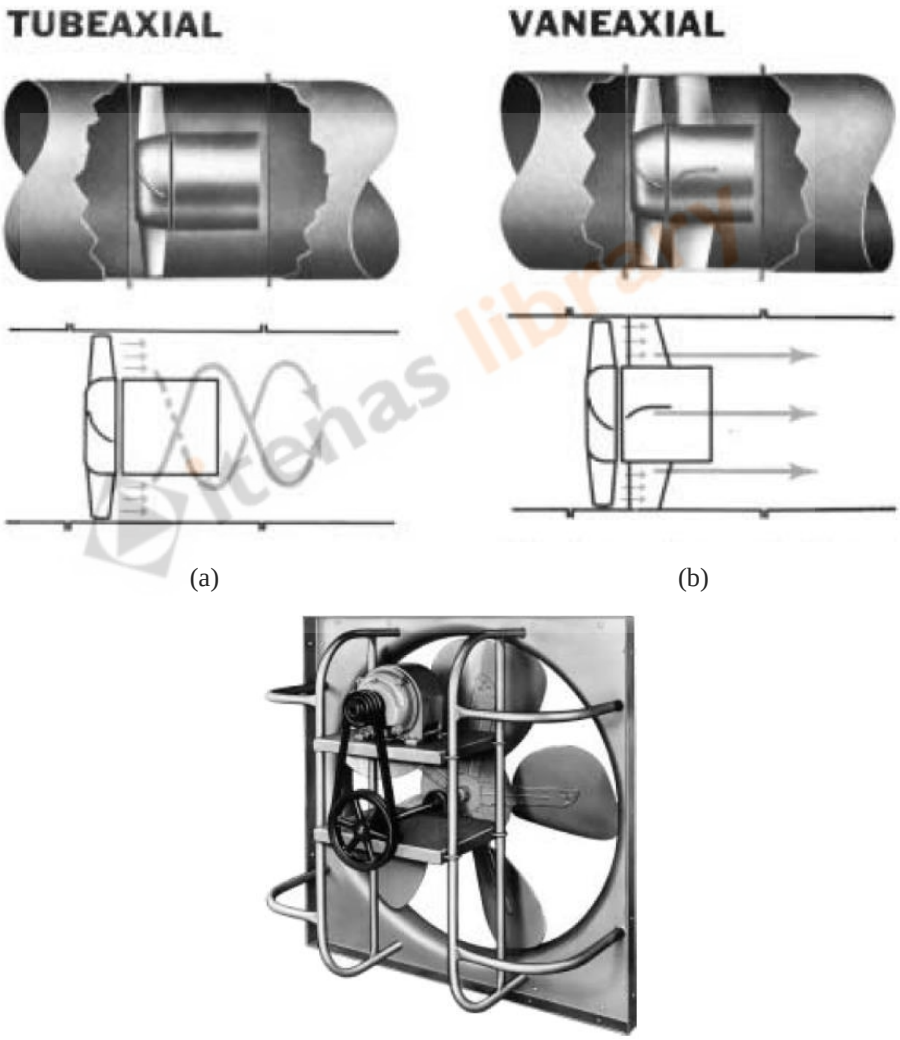
2.2.1 *Fan* Aksial

Menurut *The National Assn. of Fan Manufacturers*, *fan* aksial terbagi menjadi tiga yaitu:

a. *Tube Axial Fan*: Terdiri dari sebuah *axial flow-wheel* di dalam *housing* berbentuk silinder. Didesain untuk memindahkan udara atau gas dengan *range* volume yang besar pada tekanan sedang. Konstruksinya mirip seperti *vane axial fan* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.1 (a)
b. *Vane Axial Fan*: Terdiri dari sebuah *axial flow-wheel* di dalam *housing* berbentuk silinder yang dikombinasikan dengan seperangkat *air guide vanes* yang terletak sebelum atau setelah *wheel*. Didesain untuk

memindahkan udara atau gas dengan volume dan tekanan lebih besar. Konstruksinya ditunjukkan pada Gambar 2.1 (b).

c. *Propeller Fan*: Terdiri dari *propeller* atau *disc-wheel* di dalam *mounting* cincin atau plat. Didesain untuk memindahkan udara dari suatu ruang tertutup menuju ruang lainnya atau dari dalam ruangan menuju luar ruangan atau sebaliknya dengan *range* volume yang besar pada tekanan rendah. Konstruksinya ditunjukkan pada Gambar 2.1 (c).



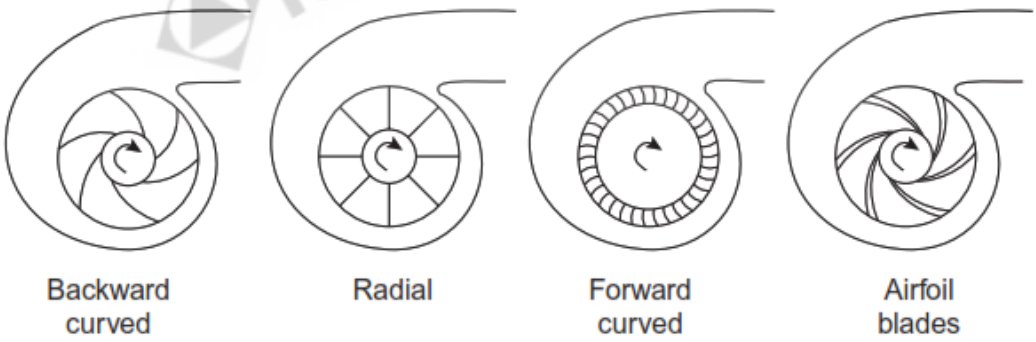
Gambar 2.1 (a) *Tube axial fan,* (b) *Vane axial fan,* (c) *Propeller fan*
(Coker, 2013)

2.2.2 *Fan* Sentrifugal

Berdasarkan bentuk sudunya yang ditunjukkan pada Gambar 2.2 *fan* sentrifugal terbagi menjadi beberapa jenis, yaitu:

a. *Radial-Blade*: Jenis *fan* sentrifugal paling sederhana dan memiliki efisiensi yang paling kecil, memiliki kekuatan mekanik tinggi dan *wheel* nya mudah diperbaiki. *Fan* ini membutuhkan kecepatan putar sedang untuk beroperasi.
b. *Forward Curve*: Memiliki efisiensi lebih rendah dibandingkan dengan jenis *airfoil* dan *backward curved*. Biasanya dibuat dengan konstruksi dan biaya yang rendah.
c. *Backward Curve:* Memiliki efisiensi lebih rendah dari tipe *airfoil*. Sudu-sudunya dibelokkan dari arah putarannya dengan alasan yang sama seperti jenis *airfoil*.
d. *Airfoil*: Merupakan jenis *fan* sentrifugal dengan efisiensi paling besar. Sudu-sudu yang memiliki profil *airfoil* dibelokkan dari arah putaran. Hal tersebut bertujuan agar udara meninggalkan *wheel* pada kecepatan kurang dari kecepatan *tip*.

itenas library



Gambar 2.2 Tipe sudu *fan* sentrifugal
(Blake, 2017)

2.3 Konstruksi *Fan* Aksial

Secara umum *fan* aksial terdiri dari beberapa komponen, yaitu:

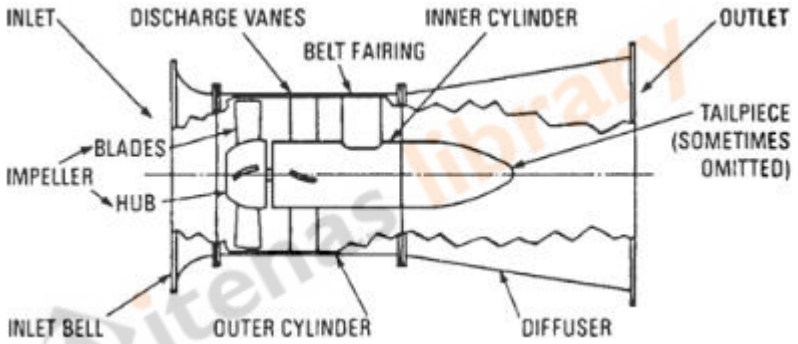
a. *Wheel*: Umumnya terdiri dari sudu-sudu yang dipasang pada *hub* dengan sambungan rivet atau las.

b. *Housing:* Biasa disebut sebagai *casing*. Memiliki desain yang efisien agar menghasilkan karakteristik aliran udara yang baik.

c. *Bell inlet:* Dapat dipasang dengan menggunakan berbagai macam metode, tapi biasanya dipasang dengan cara *die-formed* pada permukaan yang mengarahkan udara menuju sisi *inlet* dari *wheel*.

d. *Evase discharge:* Merupakan *diffuser* yang dipasang pada sisi *outlet* yang secara bertahap mengalami kenaikan luas yang bertujuan untuk mengurangi kecepatan dan mengubah energi kinetik menjadi tekanan statik.

Salah satu contoh konstruksi *vane axal fan* ditunjukkan pada Gambar 2.3.



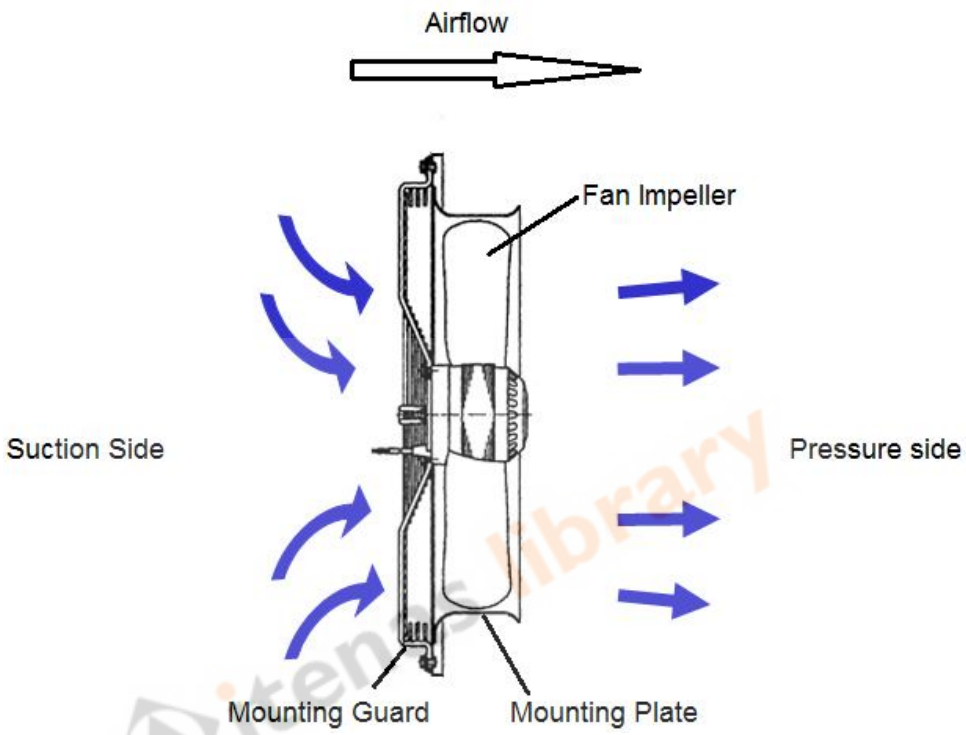
Gambar 2.3 Potongan konstruksi *vane axial fan*
(Coker, 2013)

2.4 Prinsip Kerja *Fan* Aksial

Prinsip kerja *fan* aksial sama seperti sayap pesawat terbang yang menghasilkan gaya angkat (*lift force*). Sayap pesawat terbang memiliki bentuk *airfoil* yang memiliki perbedaan kecepatan antara sisi atas dan sisi bawah. Kecepatan udara sisi atas sayap lebih besar dari sisi bawah. Hal ini menyebabkan sisi bawah sayap menghasilkan tekanan statis lebih tinggi dibandingkan sisi atas. Perbedaan tekanan ini menyebabkan timbulnya gaya angkat. (FanManDan, 2017)

Pada *fan* aksial yang memiliki sudu berbentuk seperti *airfoil* tidak menghasilkan gaya angkat melainkan tetap mempertahankan sudu-sudu berputar stabil pada sumbunya dan menghasilkan aliran udara. Hal ini mengikuti hukum

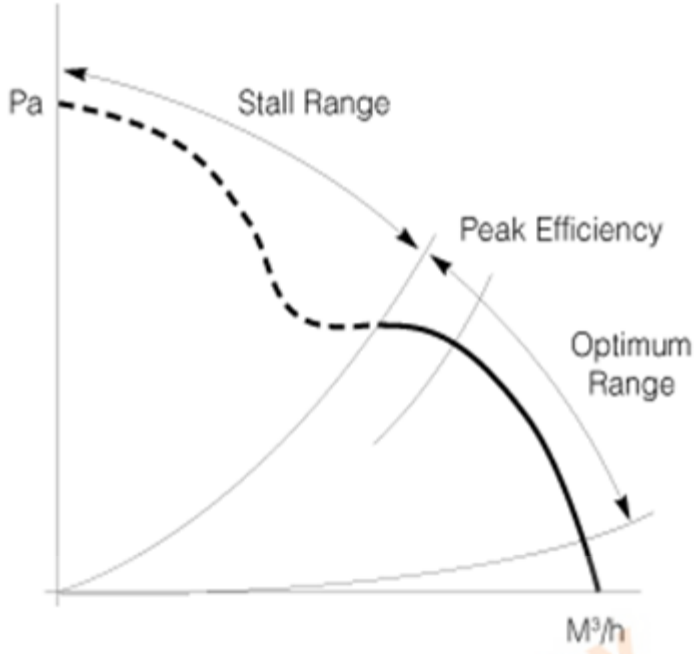
ketiga Newton bahwa untuk setiap aksi ada reaksi yang sama dan berlawanan. Udara di sisi atas sudu ditarik ke dalam *fan* dengan pengurangan tekanan statis dan didorong keluar melalui *fan* dan menghasilkan tekanan yang lebih besar.



Gambar 2.4 Aliran udara melalui *fan* aksial
(FanManDan, 2017)

2.5 Karakteristik *Fan*

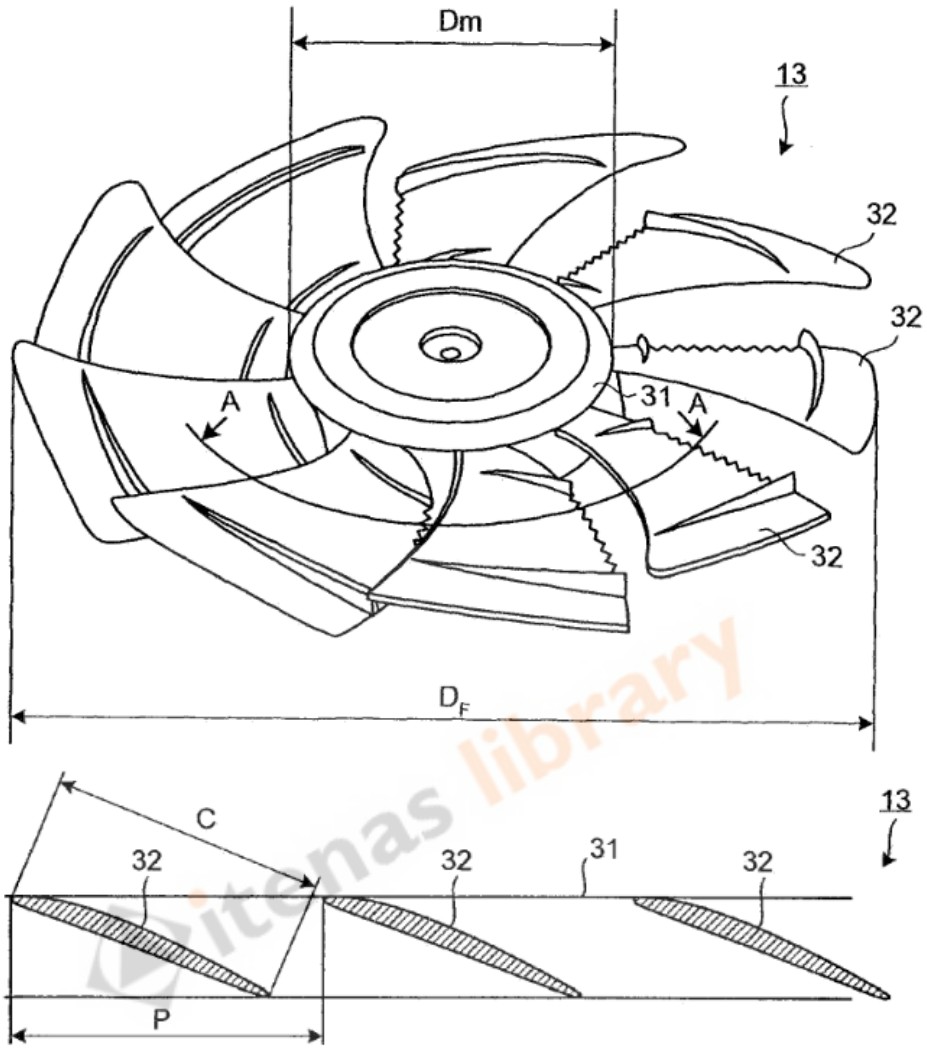
Daerah operasi optimal pada karakteristik *fan* aksial berada di bawah *stall dip*. *Fan* aksial bekerja paling baik ketika aliran dengan volume yang relatif tinggi diperlukan terhadap tekanan sistem yang relatif rendah. Gambar 2.5 menunjukkan daerah kerja optimal *fan* aksial.



Gambar 2.5 Kurva karakteristik *fan* aksial
(FanManDan, 2017)

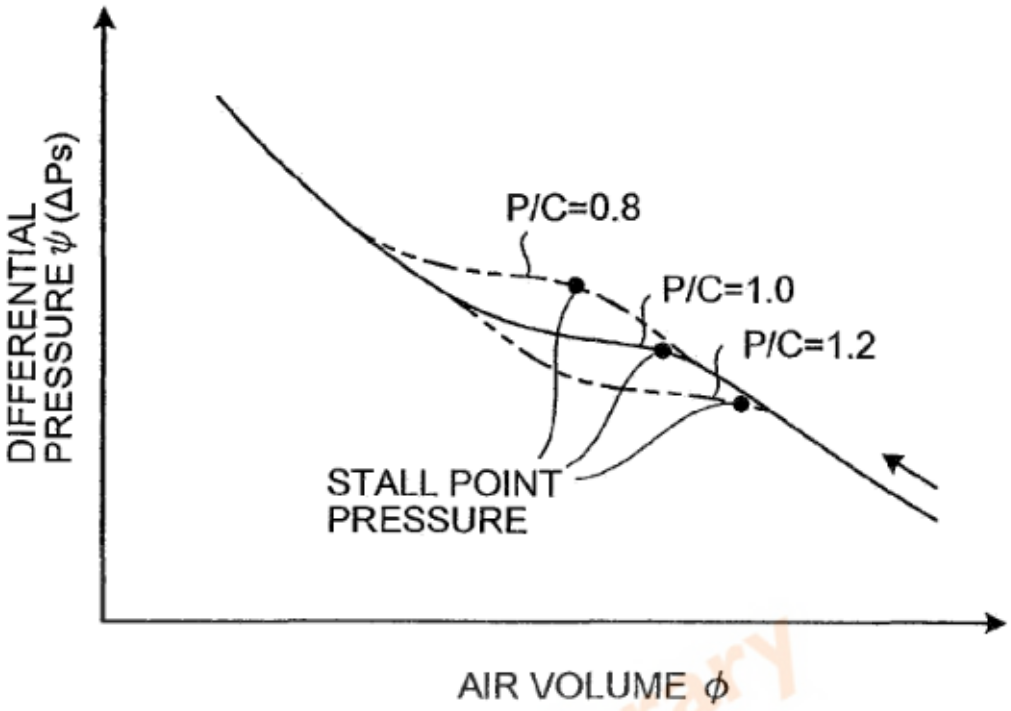
Sumbu x menunjukkan laju aliran volume dan sumbu y menunjukkan tekanan sistem. Ketika tidak ada tekanan di dalam sistem, *fan* aksial akan menghasilkan laju aliran volume terbesar. Efisiensi paling tinggi adalah pada titik yang disebut lutut kurva karakteristik *fan* aksial. Pada titik ini, rasio antara daya output *fan* terhadap daya input listrik adalah yang terbesar dan menghasilkan kebisingan suara yang rendah. (FanManDan, 2017)

Kurva karakteristik *fan* aksial dapat dimodifikasi dengan cara mengatur *pitch chord ratio*. *Pitch chord ratio* didefinisikan sebagai rasio antara keliling *pitch* (P) terhadap panjang *chord* (C) pada bagian sudu yang ditunjukkan pada Gambar 2.6.



Gambar 2.6 Potongan A-A sudu *fan* aksial
(USA Patent No. US 2011 000817OA1, 2010)

Ketika *pitch chord ratio* dari bagian sudu menjadi lebih kecil, titik *stall* tekanan dari sudu akan meningkat seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.7. Jika *pitch chord ratio* lebih kecil dari 1 (P/C < 1), maka proses pembuatan sudu blade akan menjadi lebih sulit. (USA Patent No. US 2011 000817OA1, 2010)



Gambar 2.7 Pengaruh *pitch chord ratio* terhadap kurva karakteristik *fan*
(USA Patent No. US 2011 000817OA1, 2010)

2.6 *Fan Laws*

Secara umum, *fan laws* digunakan untuk menghitung perubahaan laju alir volumetrik, tekanan, dan daya suatu *fan* ketika ukuran, kecepatan putar, atau massa jenis fluida kerjanya berubah. Hukum ini hanya berlaku untuk *fan* yang serupa secara geometrinya dan memiliki titik *rating* yang sama pada kurva kinerja (McLoone, 2019). *Fan laws* dapat digunakan untuk *blowers*, *exhauster*, *fan* sentrifugal dan *fan* aksial. Gambar 2.8 menunjukkan rumus-rumus yang digunakan pada *fan laws* untuk mempermudah perhitungan kinerja dari suatu *fan*.

Fixed Condition	Variable	Fan Laws	Equation
Impeller (D)	Speed (n)	Flow rate varies directly as the speed ratio.	$Q_2 = Q_1 (n_2/n_1)$
System		Pressure varies as the square of the speed ratio.	$P_2 = P_1 (n_2/n_1)^2$
Density (ρ)		Power required varies as the cube of the speed ratio.	$Pr_2 = Pr_1 (n_2/n_1)^3$
Speed (n)	Impeller Diameter (D)	Flow rate varies as the cube of the fan diameter ratio.	$Q_2 = Q_1 (D_2/D_1)^3$
Density (ρ)		Pressure varies as the square of the fan diameter ratio.	$P_2 = P_1 (D_2/D_1)^2$
Point of Rating		Power required varies as the fifth power of the fan diameter ratio.	$Pr_2 = Pr_1 (D_2/D_1)^5$
Flow Rate	Density (ρ)	Power required varies as the fifth power of the fan diameter ratio.	$P_2 = P_1 (\rho_2/ \rho_1)$
Speed			$Pr_2 = Pr_1 (\rho_2/ \rho_1)$

Gambar 2.8 Rumus-rumus pada *fan laws*

(McLoone, 2019)

2.7 Perhitungan Kinerja *Fan*

Untuk mengetahui kinerja suatu *fan*, maka perlu dilakukan perhitungan beberapa parameter sebagai berikut sesuai dengan AMCA 210:

a. Tekanan Statis

Tekanan statis adalah tekanan fluida yang terjadi akibat adanya kompresi.

$$P_s = \rho_{zat}\ g\ h_s \tag{2.1}$$

Keterangan:

P_s = tekanan statis (Pa)

ρ_{zat} = massa jenis zat cair yang digunakan pada manometer ($\frac{kg}{m^3}$)

g = percepatan gravitasi (9,81 $\frac{m^2}{s}$)

h_s = perubahan ketinggian manometer karena tekanan statis (m)

b. Tekanan Dinamis

Tekanan dinamis adalah tekanan yang terjadi akibat dari kecepatan fluida.

$$P_v = \rho_{zat}\ g\ h_v \tag{2.2}$$

Keterangan:

P_v = tekanan dinamis (Pa)

ρ_{zat} = massa jenis zat cair yang digunakan pada manometer ($\frac{kg}{m^3}$)

g = percepatan gravitasi (9,81 $\frac{m^2}{s}$)

h_v = perubahan ketinggian manometer karena tekanan dinamis (m)

c. Tekanan Total Inlet

Ketika sisi inlet *fan* terhubung dengan *duct*, maka tekanan *inlet* total dapat dihitung dengan menjumlahkan tekanan statis bidang 3 (P_{s3}) dan tekanan dinamis bidang 3 (P_{v3}), kemudian ditambahkan koreksi gesekan akibat panjang saluran bidang 1 ke bidang 3 ($L_{1,3}$), sehingga:

$$P_{t1} = P_{s3} + P_{v3} - f\left(\frac{L_{1,3}}{D_{h3}}\right) P_{v3} \tag{2.3}$$

Keterangan:

P_{t1} = tekanan total sisi *inlet*/bidang 1 (Pa)

P_{s3} = tekanan statis bidang 3 (Pa)

P_{v3} = tekanan dinamis bidang 3(Pa)

f = koefisien gesek = $\frac{0,14}{Re^{0.17}}$ (2.4)

$L_{1,3}$ = panjang saluran bidang 1 ke bidang 3 (m)

D_{h3} = diameter hidrolis bidang 3 (m)

d. Tekanan Total Outlet

Ketika sisi outlet *fan* langsung menuju atmosfer, maka tekanan statis sisi *outlet fan* sama dengan tekanan atmosfer yaitu nol, sehingga:

$$P_{t2} = P_{v3} = P_v \tag{2.5}$$

Keterangan:

P_{t2} = tekanan total sisi *outlet*/bidang 2 (Pa)

e. Kecepatan Aliran

Kecepatan rata-rata aliran didapatkan dari perhitungan menggunakan tekanan dinamis (P_v) dan massa jenis udara (ρ_{udara}).

$$v = \sqrt{\frac{2P_v}{\rho_{udara}}} \tag{2.6}$$

Keterangan:

v = kecepatan aliran ($\frac{m}{s}$)

P_v = tekanan dinamis (Pa)

ρ_{udara} = massa jenis udara ($\frac{kg}{m^3}$)

f. Bilangan Reynold

Bilangan Reynold merupakan bilangan tanpa dimensi yang digunakan untuk mengetahui jenis aliran fluida.

$$Re = \frac{\rho_{udara}\, v\, D}{\mu} \tag{2.7}$$

Keterangan:

Re = bilangan Reynold

ρ_{udara} = massa jenis udara ($\frac{kg}{m^3}$)

v = kecepatan aliran ($\frac{m}{s}$)

D = diameter pipa (m)

μ = viskositas absolut udara ($\frac{kg}{m\,s}$)

g. Tekanan Total

Tekanan total yang terjadi pada *fan* dapat dihitung menggunakan persamaan dibawah:

$$P_t = P_{t2} - P_{t1} \tag{2.8}$$

Keterangan:

P_t = tekanan total (Pa)

P_{t2} = tekanan total sisi *outlet* (Pa)

P_{t1} = tekanan total sisi *inlet* (Pa)

h. Laju Alir Volumetrik

Laju alir volumetrik dapat dihitung menggunakan kecepatan aliran (v) dikalikan dengan luas penampang pipa (A).

$$Q = v\,A \tag{2.9}$$

Keterangan:

Q = laju alir volumetrik ($\frac{m^3}{s}$)

v = kecepatan aliran ($\frac{m}{s}$)

A = luas penampang pipa (m^2)

i. Daya *Input Fan*

Daya *input fan* didapatkan dari hasil perkalian antara voltase motor (V), arus listrik motor (I), jumlah fasa motor ($\sqrt{3}$), dan faktor daya ($\cos\Phi$).

$$H = \sqrt{3}\,V\,I\,\cos\Phi \tag{2.10}$$

Keterangan:

H = daya input fan ($Watt$)

V = voltase motor (V)

I = arus listrik motor (A)

$\cos\Phi$ = faktor daya

j. Faktor Kompresibilitas

Koefisien kompresibilitas (K_p) dapat dihitung menggunakan:

$$x = \frac{P_t}{P_{t1}+P_b} \tag{2.11}$$

$$z = \left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)\left(\frac{\left[\frac{H}{Q}\right]}{P_{t1}+P_b}\right) \tag{2.12}$$

$$K_p = \left(\frac{ln(1+x)}{x}\right)\left(\frac{z}{ln(1+z)}\right) \quad (2.13)$$

Keterangan:

K_p = koefisien kompresibilitas

x dan z = fungsi untuk mendapatkan K_p

P_b = tekanan barometrik (Pa)

γ = eksponen isentropik (1,4)

k. Daya *Output Fan*

Daya *ouput fan* didapatkan dari hasil perkalian antara laju alir volumetrik (Q), tekanan total *fan* (P_T).

$$H_o = Q\ P_T\ K_p \quad (2.14)$$

Keterangan:

H_o = daya *output fan* ($Watt$)

K_p = koefisien kompresibilitas

P_T = tekanan total *fan* (Pa)

l. Efisiensi Total *Fan*

Efisiensi total *fan* merupakan perbandingan antara daya *output fan* terhadap daya *input fan*.

$$\eta = \frac{H_o}{H} \times 100\% \quad (2.15)$$

Keterangan:

η = efisiensi total *fan* (%)

H_o = daya *output fan* ($Watt$)

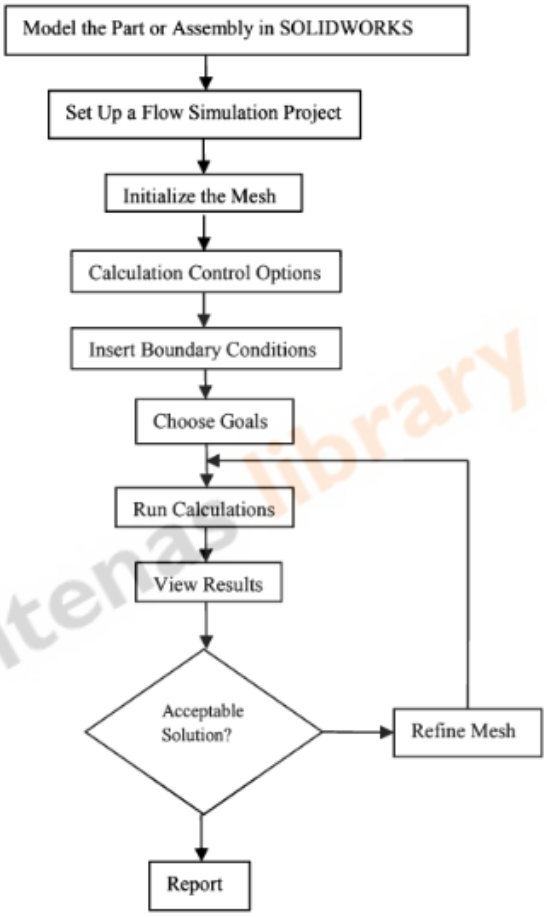
H = daya *input fan* ($Watt$)

2.8 *Solidworks Flow Simulation*

Solidworks Flow Simulation adalah fitur tambahan mengenai analisis aliran fluida yang tersedia pada perangkat lunak *Solidworks* untuk mendapatkan solusi persamaan Navier-Stokes yang mengatur pergerakan fluida (Matsson, 2019). Analisis aliran fluida menggunakan *Solidworks Flow Simulation* melibatkan

itenas library

beberapa langkah dasar yang ditunjukkan dalam diagram alir pada Gambar 2.9 mulai dari pemodelan komponen yang digunakan, mengatur parameter-parameter pada simulasi, melakukan *meshing*, mengatur kontrol perhitungan, mengatur kondisi batas, memilih parameter yang ingin dihitung, hingga melakukan perhitungan.



Gambar 2.9 Diagram alir analisis aliran fluida pada *Solidworks Flow Simulation* (Matsson, 2019)

Solidworks Flow Simulation tentunya memiliki beberapa keterbatasan yang tidak dapat dilakukan pada versi saat ini diantaranya adalah: aliran reaksi kimia, aliran fluida campuran, aliran multi fasa dan komponen model yang bergerak.

2.9 Persamaan Navier-Stokes

Persamaan Navier-Stokes diturunkan oleh Navier, Poisson, Saint-Venant, dan Stokes antara tahun 1827 dan 1845. Persamaan Navier-Stokes merupakan

persamaan yang mengatur pergerakan fluida dan dapat didefinisikan sebagai hukum gerak kedua Newton untuk fluida. (COMSOL inc., 2015) Dalam kasus fluida Newtonian kompresibel persamaannya adalah sebagai berikut:

$$\underbrace{\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u\right)}_{1} = \underbrace{-\nabla p}_{2} + \underbrace{\nabla \cdot \left(\mu(\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot u)I\right)}_{3} + \underbrace{F}_{4} \quad (2.16)$$

Dengan keterangan u adalah kecepatan fluida, p adalah tekanan fluida, ρ adalah massa jenis fluida, dan μ adalah viskositas dinamis fluida. Daerah 1 merupakan gaya inersia, daerah 2 merupakan tekanan, daerah 3 merupakan gaya viskos, dan daerah 4 adalah gaya eksternal yang terjadi pada fluida. Persamaan ini selalu diselesaikan bersama dengan persamaan kontinuitas. Persamaan Navier-Stokes mewakili hukum kekekalan momentum, sedangkan persamaan kontinuitas mewakili kekekalan massa.

Persamaan ini merupakan jantung dari simulasi aliran fluida. Mampu menyelesaikan permasalahan untuk seperangkat kondisi batas tertentu (seperti *inlet*, *outlet*, dan *walls*), memprediksi kecepatan fluida dan tekanannya pada geometri yang ditentukan. Karena kerumitannya, persamaan ini hanya mengakui sejumlah solusi analitis.

irenas library