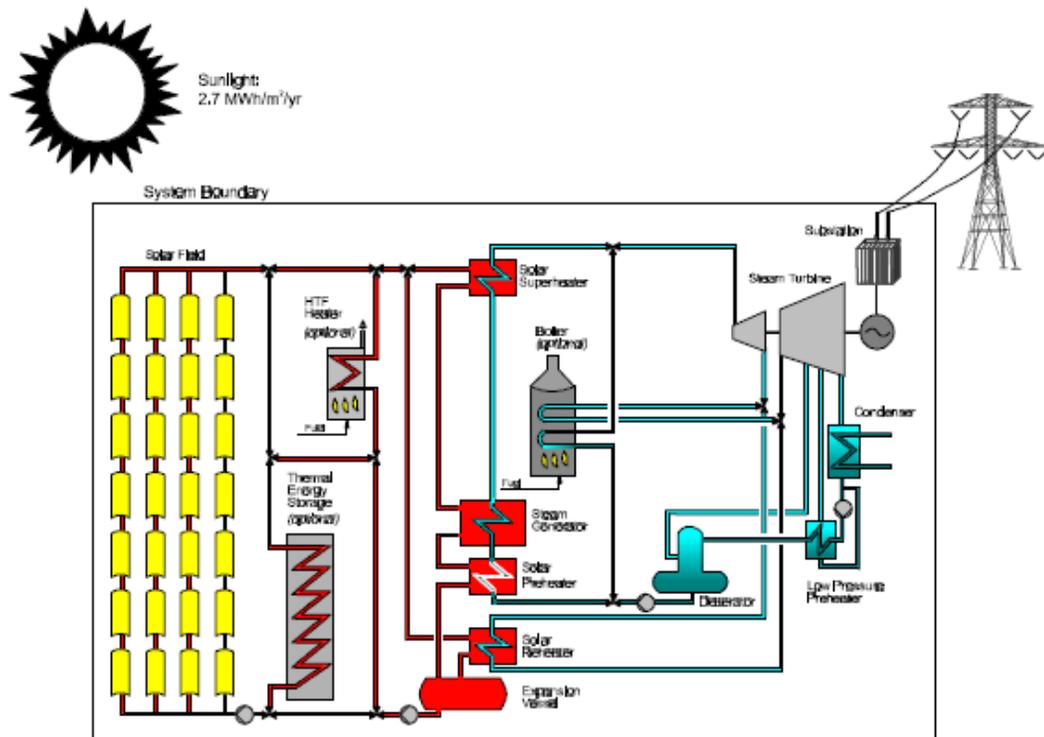


BAB II

DASAR TEORI

2.1. Teknologi *Concentrated Solar Power (CSP)* tipe *parabolic trough*

Teknologi ini merupakan aplikasi dari rancangan modul *solar parabolic trough collector* sebagai *Solar Collector Assembly (SCA)*. Setiap SCA terdiri dari *parabolic reflector (mirror)*, rangka struktur pendukung, tabung *receiver/heat collection element (HCE)*, dan sistem kendali/kontrol.



Gambar 2.1. Skema sistem *solar parabolic trough*.
(Croma Solar, 2009. diakses pada 26 Desember 2015)

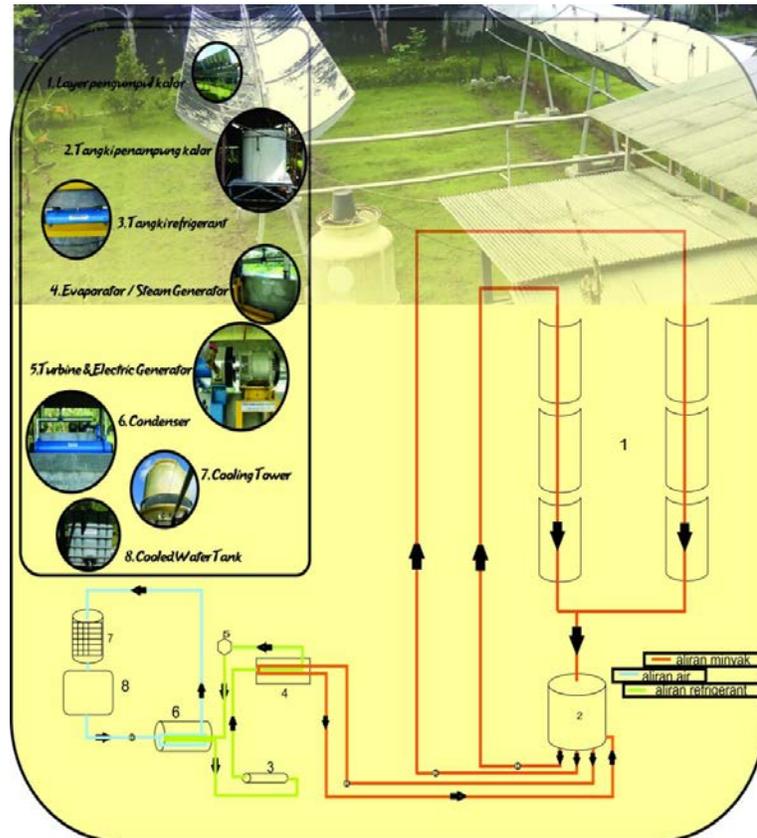
Sistem ini dapat dimaknai sebagai salah satu pengembangan energi terbarukan khususnya pada pemanfaatan energi matahari yang dapat menjadi salah satu solusi untuk mengatasi masalah krisis energi. Perancangan sistem pembangkit listrik tenaga

panas matahari ini secara keseluruhan mengacu pada beberapa pemetaan sebagai berikut.

1. Data potensi energi matahari di Indonesia.
2. Data karakteristik beberapa tipe teknologi yang sudah dikembangkan.
3. Perancangan sistem pembangkit panas matahari.
4. Pengembangan sistem pembangkit panas matahari untuk sistem pembangkit skala kecil.

2.2. Prinsip Kerja Teknologi *Concentrated Solar Power*

Area *collector* merupakan suatu area yang luas terdiri dari sejumlah modul *collector* yang disejajarkan pada arah utara-selatan secara horizontal. Setiap *solar collector* memiliki *reflector* berbentuk *parabolic* yang berfungsi untuk memfokuskan cahaya matahari ke arah *receiver* yang terletak di sepanjang garis fokus dari parabola. Panas matahari dipantulkan oleh reflektor tersebut dan diterima oleh *absorber* berupa pipa panjang yang dilewatkan heat transfer fluid sebagai fluida pengambil panas. Sepanjang hari *collector* mengikuti pergerakan matahari dari timur ke barat untuk menjamin agar sinar matahari terus terfokus secara terus menerus ke arah *receiver*. Gambar 2.4. menunjukkan sebuah proses yang mewakili sistem pembangkit dengan menggunakan *solar parabolic trough* yang beroperasi saat ini.



Gambar 2.2. Aliran fluida pada pada sistem pembangkit listrik tenaga matahari.

Heat Transfer Fluid (HTF) dipanaskan dan disirkulasikan melalui *receiver* dan kembali ke rangkaian *heat exchanger*. Panas yang dibawa *heat transfer fluid* dipindahkan ke fluida yang berupa minyak sawit dengan cara mengalirkan *heat transfer fluid* ke *thermal storage*. Pengambilan panas yang tersimpan di *thermal storage* dilakukan dengan menggunakan *heat transfer fluid*. Fluida tersebut disirkulasikan dari *thermal storage* ke *steam generator* untuk diambil panasnya, kemudian *output heat transfer fluid* dari *steam generator* di alirkan kembali ke *thermal storage*. Minyak sawit dengan temperatur tinggi ini kemudian digunakan untuk menghasilkan uap super panas bertekanan tinggi pada fluida refrigerant (R-134a). Uap super panas dari refrigerant ini kemudian akan digunakan pada generator

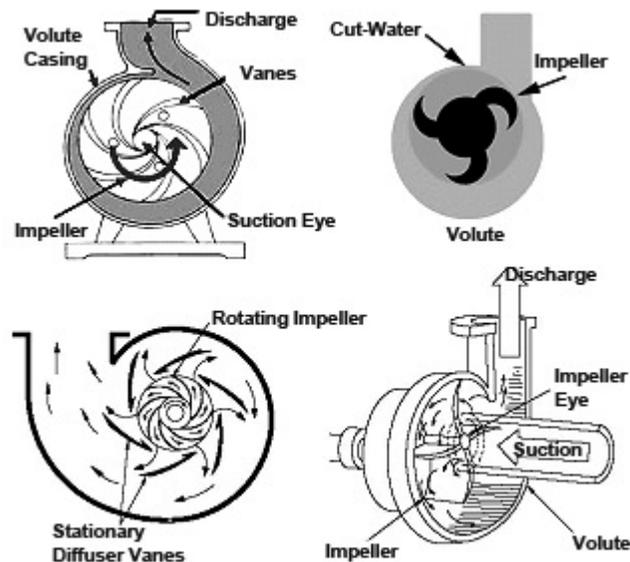
uap konvensional untuk menghasilkan listrik. Uap yang dikeluarkan dari turbin nantinya akan dikondensasikan di dalam kondensor dan dikembalikan kembali ke *heat exchanger* melalui *condensate* dan pompa *feedwater* untuk diubah kembali menjadi uap air. *Heat transfer fluid* dialirkan ke *cold heat transfer fluid storage* yang kemudian dipanaskan lagi di *absorber (solar collector)*.

2.3. Pompa Sentrifugal

Pompa adalah peralatan mekanis yang diperlukan untuk mengubah kerja poros menjadi energi fluida (yaitu energi potensial atau energi mekanik). Pada umumnya pompa digunakan untuk menaikkan fluida dari suatu tempat ke tempat lain yang lebih tinggi. Selain itu, dapat digunakan untuk memompa fluida dari suatu tingkat tertentu ke suatu tempat melalui pipa panjang atau melalui tahanan hidraulik yang besar. Pompa adalah suatu alat atau mesin yang digunakan untuk memindahkan cairan dari suatu tempat ke tempat lain melalui suatu media perpipaan dengan cara menambahkan energi pada cairan yang dipindahkan dan berlangsung secara terus menerus.

Pompa sentrifugal adalah pompa yang menggunakan gaya sentrifugal melalui gerakan *impeller* untuk menghasilkan penambahan tekanan guna memindahkan fluida cair yang dipompakan. Prinsip kerja pompa sentrifugal didasarkan pada hukum kekekalan energi. Cairan yang masuk pompa dengan energi total tertentu mendapatkan tambahan energi dari pompa sehingga setelah keluar dari pompa, cairan akan mempunyai energi total yang lebih besar. Pompa sentrifugal termasuk jenis pompa dinamik, di mana daya dari luar diberikan kepada poros pompa untuk memutar *impeller* yang dipasang pada poros tersebut. Akibat dari putaran *impeller* yang menimbulkan gaya sentrifugal, zat cair akan mengalir dari tengah *impeller* keluar melalui saluran di antara sudu-sudu dan meninggalkan *impeller* dengan kecepatan yang tinggi. Zat cair yang keluar dari *impeller* dengan kecepatan tinggi

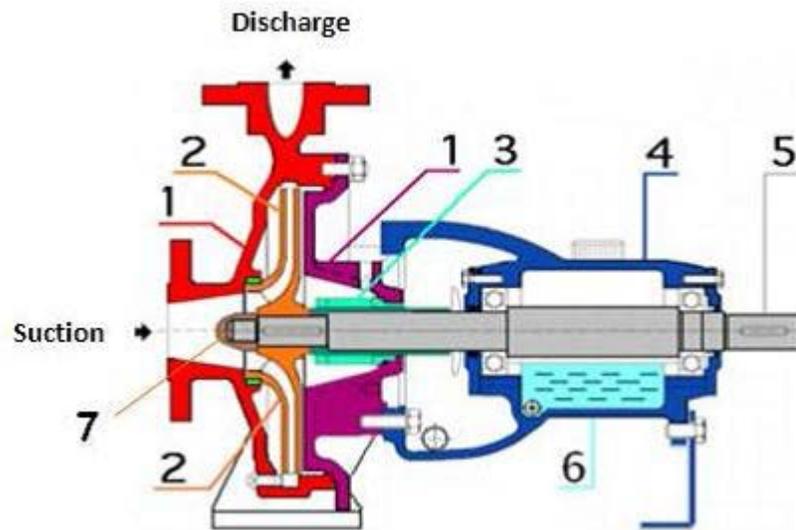
kemudian melalui saluran yang penampangnya semakin membesar disebut *volute*, sehingga akan terjadi perubahan dari *head* kecepatan menjadi *head* tekanan. Jadi zat cair yang keluar dari *flens* keluar pompa *head* totalnya bertambah besar sedangkan proses pengisapan terjadi karena setelah zat cair dilemparkan oleh *impeller*, ruang di antara sudu-sudu menjadi vakum, sehingga zat cair akan terisap masuk. Selisih energi persatuan berat atau *head* total dari zat cair pada *flens* keluar dan *flens* masuk disebut sebagai *head total* pompa sehingga dapat dikatakan bahwa pompa sentrifugal berfungsi mengubah energi mekanik motor menjadi energi aliran fluida. Energi inilah yang mengakibatkan pertambahan *head* kecepatan, *head* tekanan dan *head* potensial secara kontinyu.



Gambar 2.3 Pompa rumah keong tipe radial
(Ansaah, 2011. diakses pada 21 Juni 2016)

2.4 Fungsi dan Bagian-Bagian Utama Pompa Sentrifugal

Secara umum bagian-bagian pompa sentrifugal dapat dilihat pada gambar 2.4



Gambar 2.4 Bagian pompa sentrifugal
(Sumber : Sularso hal 75, 1996)

Keterangan:

- | | | |
|----------------------|---------------------------------|---------------------------|
| 1. <i>Casing</i> | 4. <i>Bearing housing</i> | 7. <i>Eye of impeller</i> |
| 2. <i>Impeller</i> | 5. <i>Shaft</i> | |
| 3. <i>Shaft seal</i> | 6. <i>Lubricating reservoir</i> | |

Fungsi dari bagian-bagian pompa sentrifugal adalah sebagai berikut :

a. *Casing*

Casing merupakan bagian paling luar dari pompa yang berfungsi sebagai pelindung elemen di dalamnya.

b. *Impeller*

Impeller berfungsi untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinyu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perpindahan dari cairan yang masuk sebelumnya.

c. *Shaft seal*

Suatu *part I* bagian pada pompa yang berfungsi untuk penghalang atau mencegah kebocoran keluar atau masuknya suatu fluida yang diletakkan pada bagian poros penggerak *impeller*.

d. *Bearing housing*

Bagian pada pompa yang berfungsi sebagai rumah atauudukan *bearing* atau sebagai penopang kerja *bearing*.

e. *Bearing*

Bearing atau bantalan berfungsi untuk menumpu atau menahan beban dari poros agar dapat berputar, *bearing* juga berfungsi untuk memperlancar putaran poros dan menahan poros agar tetap pada tempatnya, sehingga kerugian gesek dapat diperkecil.

f. *Shaft*

Shaft atau poros berfungsi untuk meneruskan momen puntir dari penggerak selama beroperasi dan tempat tumpuan *impeller* dan bagian-bagian lain yang berputar.

g. *Lubricating reservoir*

Tempat atau kedudukan dari penampung oli yang digunakan untuk proses pendinginan atau pelumasan pada bagian-bagian tertentu pada pompa.

h. *Vane*

Vane adalah sudu *impeller* yang berfungsi sebagai tempat berlalunya cairan pada *impeller*.

i. *Discharge nozzle*

Discharge nozzle adalah bagian dari pompa yang berfungsi sebagai tempat keluarnya fluida hasil pemompaan.

j. *Eye of impeller*

Eye of impeller adalah bagian masuk pada arah hisap *impeller*.

2.5 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal bekerja berdasarkan prinsip gaya sentrifugal yaitu bahwa benda yang bergerak secara melengkung akan mengalami gaya yang arahnya keluar dari titik pusat lintasan yang melengkung. Besarnya gaya sentrifugal yang timbul tergantung dari masa benda, kecepatan gerak benda dan jari-jari lengkung lintasannya. Pompa sentrifugal mempunyai sebuah *impeller* (baling-baling) untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih tinggi. Daya dari luar diberikan kepada poros pompa untuk memutar *impeller* di dalam zat cair sehingga zat cair yang ada didalam *impeller*, dapat berputar karena dorongan sudu-sudu. Karena timbul gaya sentrifugal, zat cair mengalir dari tengah *impeller* ke luar melalui saluran di antara sudu-sudu. Di sini, *head* tekanan zat cair menjadi lebih tinggi.

Demikian pula *head* kecepatannya menjadi lebih tinggi karena mengalami percepatan. Zat cair yang keluar melalui *impeller* ditampung oleh saluran berbentuk

volut (spiral) dikelilingi *impeller* dan disalurkan keluar pompa melalui *nosel*. Di dalam *nosel* ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi tekanan. Jadi *impeller* pompa berfungsi memberikan kerja pada zat cair sehingga energi yang dikandungnya menjadi lebih besar. Selisih energi persatuan berat atau *head* total zat cair antara *flens* isap dan *flens* keluar disebut *head* total pompa. Dari uraian diatas jelas bahwa pompa sentrifugal dapat mengubah energi mekanik dalam bentuk putaran poros menjadi energi fluida. Energi inilah yang mengakibatkan perubahan *head* tekanan, *head* kecepatan dan *head* potensial pada zat yang mengalir secara *continue*.

2.6 Klasifikasi Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal diklasifikasikan berdasarkan beberapa kriteria, antara lain :

2.6.1 Menurut Jenis Aliran dalam *Impeller*

Bentuk jenis aliran yang terjadi di *impeller*. Aliran fluida dalam *impeller* dapat berupa *axial flow*, *mixed flow*, atau *radial flow*.

a. Pompa Radial

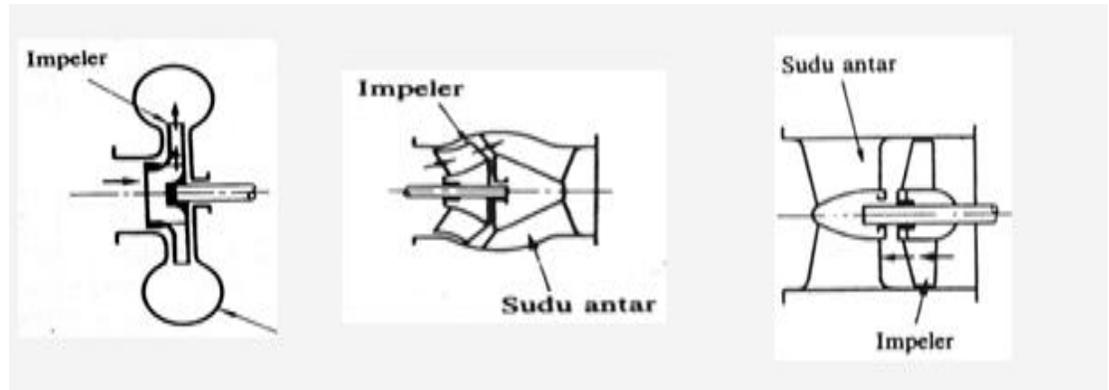
Pompa ini mempunyai konstruksi sedemikian sehingga aliran zat cair yang keluar dari *impeller* akan tegak lurus poros pompa arah radial).

b. Pompa Aksial

Aliran zat cair yang meninggalkan *impeller* akan bergerak sepanjang permukaan silinder (arah aksial).

c. Pompa Aliran Campuran

Aliran zat cair di dalam pompa waktu meninggalkan *impeller* akan bergerak sepanjang permukaan kerucut (miring) sehingga komponen kecepatannya berarah radial dan aksial.



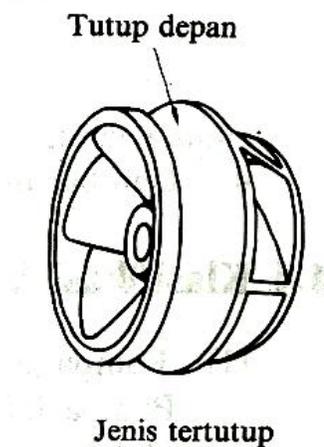
Gambar 2.5 Klasifikasi pompa menurut jenis *impeller*
(Sumber : Sularso hal 7-8, 1983)

2.6.2 Bentuk Konstruksi dari *Impeller*

Impeller yang digunakan dalam pompa sentrifugal dapat berupa *open impeller*, *semi-open impeller*, atau *close impeller*.

a. *Impeller* tertutup

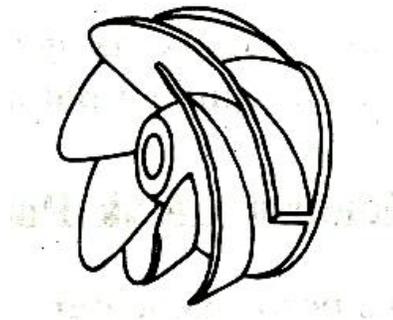
Sudu-sudu ditutup oleh dua buah dinding yang merupakan satu kesatuan, digunakan untuk memompa zat cair yang bersih atau sedikit mengandung kotoran *Impeller* tertutup dapat dilihat pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 *Impeller* tertutup
(Sumber : Sularso hal 77, 1996)

b. *Impeller* setengah terbuka

Impeller jenis ini terbuka di sebelah sisi masuk (depan) dan tertutup di sebelah belakang. Digunakan untuk memompa zat cair yang mengandung sedikit kotoran, misalnya air yang bercampur pasir. *Impeller* setengah terbuka ditunjukkan pada gambar 2.7.



Jenis setengah terbuka

Gambar 2.7 *Impeller* setengah terbuka
(Sumber : Sularso hal 77, 1996)

c. *Impeller* terbuka

Impeller jenis ini tidak ada dindingnya di depan ataupun belakang, bagian belakang ada sedikit dinding yang disisakan untuk memperkuat sudu-sudu. Jenis ini banyak digunakan untuk memompa zat cair yang banyak mengandung kotoran yang volumenya lebih besar dari butiran pasir. *Impeller* terbuka ditunjukkan pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 *Impeller* terbuka
(AlamBahrul, 2012. Di akses pada 21 Juni 2016)

2.6.3 Menurut Kapasitas

Kapasitas dari pompa sentrifugal secara umum dibagi menjadi :

- a. Kapasitas rendah ($20 \text{ m}^3/\text{jam}$)
- b. Kapasitas sedang ($20\text{-}60 \text{ m}^3 /\text{jam}$)
- c. Kapasitas tinggi (di atas $60 \text{ m}^3 /\text{jam}$)

2.6.4 Menurut tekanan yang dihasilkan :

Klasifikasi tekanan pada pompa sentrifugal dapat dikelompokkan menjadi tiga yaitu :

- a. Tekanan rendah ($5 > 2 \text{ kg/cm}^2$)
- b. Tekanan menengah ($5 > 50 \text{ kg/cm}^2$)
- c. Tekanan tinggi (di atas 50 kg/cm^2)

2.6.5 Menurut jumlah *impeller* dengan tingkatannya :

Jumlah penggunaan *impeller* pada pompa sentrifugal dengan tingkatannya dibagi menjadi:

- a. Pompa dengan *impeller* tunggal disebut *single stage pump*.
Pompa ini hanya mempunyai satu *impeller*. *Head* total yang ditimbulkan hanya berasal dari satu *impeller*, jadi relatif rendah.
- b. Pompa dengan *impeller* banyak disebut *multistage pump*.
Pompa ini menggunakan beberapa *impeller* yang dipasang secara berderet (seri) pada satu poros. Zat cair yang keluar dari *impeller* pertama dimasukkan ke *impeller* pertama berikutnya dan seterusnya hingga *impeller* terakhir. *Head* total pompa ini merupakan jumlahan dari *head* yang ditimbulkan oleh masing-masing *impeller* sehingga relatif tinggi.

2.6.6 Menurut sisi masuk *impeller* :

Dari jenis saluran masuk pada pompa sentrifugal dibagi menjadi dua jenis yaitu :

- a. Pompa isapan tunggal (*single suction*)
- b. Pompa isapan ganda (*double suction*)

2.6.7 Menurut sistem penggerak :

Sistem penggerak pompa dibagi menjadi beberapa jenis, berikut jenis sistem penggerak pompa yang biasa digunakan :

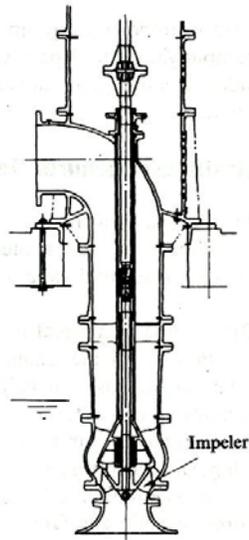
- a. Dikopel langsung pada unit penggerak baik menggunakan motor listrik, motor bakar maupun turbin.
- b. Melewati beberapa macam jenis transmisi (belt, roda gigi, dll)

2.6.8 Menurut letak porosnya

Dari penempatan letak poros pompa dibagi menjadi dua jenis yaitu :

- a. Pompa Jenis Poros Tegak (*Vertical*)
Pompa aliran campur dan pompa aliran aksial sering dibuat dengan poros tegak (*vertical*). Poros ini dipegang di beberapa tempat sepanjang pipa kolom

oleh bantalan yang terbuat dari karet. Pompa ini dapat dilihat pada gambar 2.9.

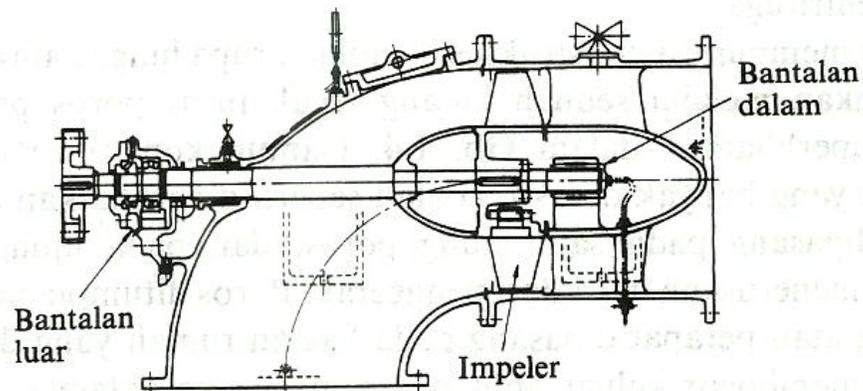


Gb. 4.8 Pompa aliran campur tegak.

Gambar 2.9 Pompa jenis poros vertikal
(Sumber :Sularso hal 78, 1996)

b. Pompa Jenis Poros Mendatar (*Horizontal*)

Pompa ini mempunyai poros dengan posisi mendatar, pompa jenis ini dapat dilihat pada gambar 2.10.

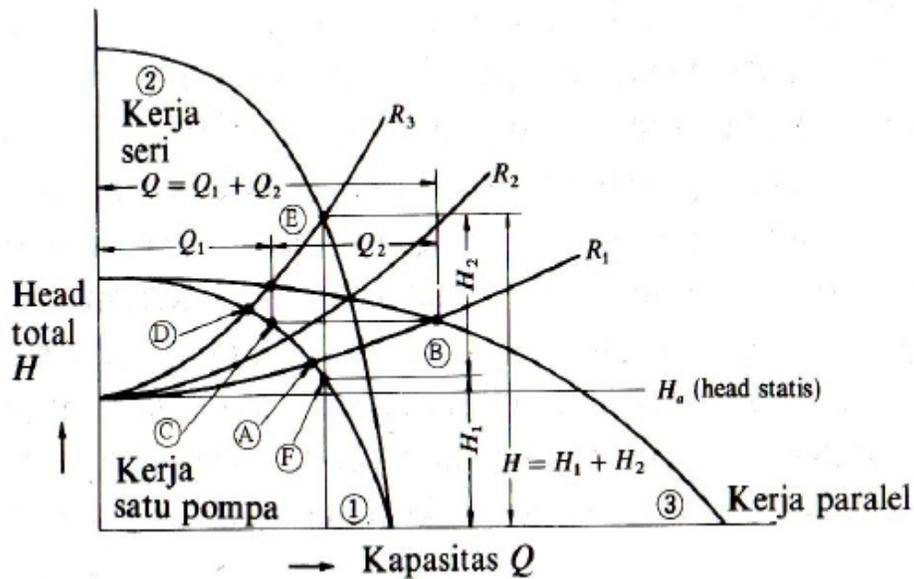


Gambar 2.10 Pompa jenis horizontal
(Sumber :Sularso hal 76, 1996)

2.6.9 Menurut Rangkaian Pompa Sentrifugal

Menurut rangkaiannya, operasi rangkaian pompa dibedakan menjadi operasi rangkaian seri dan rangkaian parallel. Pompa rangkaian seri menghasilkan *head* yang tinggi tetapi debitnya tetap, sedangkan pompa untuk rangkaian *parallel* digunakan untuk meningkatkan debit tetapi *head* yang dihasilkan relatif tidak berubah atau tetap, seperti pada gambar 2.11 dan 2.12.

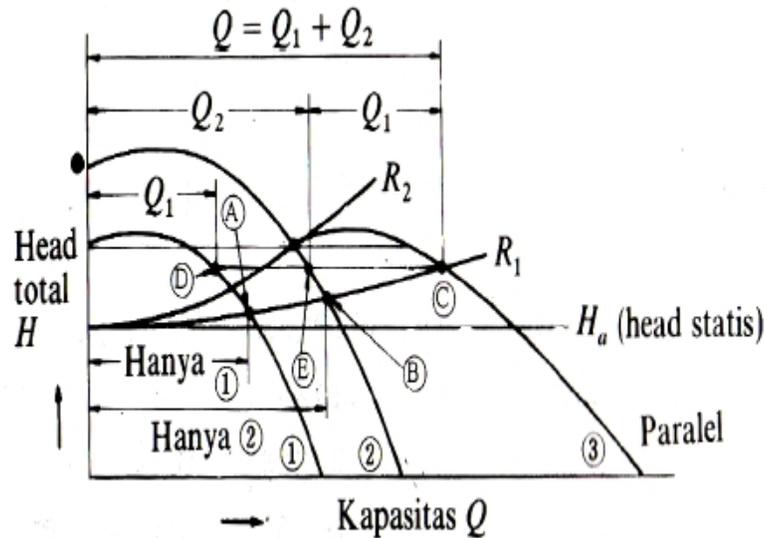
- a. Operasi Rangkaian Seri dan Paralel dari Pompa dengan Karakteristik Relatif Sama



Gambar 2.11 Kurva operasi gabungan rangkaian seri dan parallel dari pompa-pompa dengan karakteristik sama
(Sumber :Sularso hal 94, 1996)

Gambar 2.11 menunjukkan karakteristik sama dari pompa yang dipasang secara *seri* dan *parallel*. Untuk pompa tunggal diberi tanda (1), pompa seri (2), dan pompa parallel (3). Untuk rangkaian seri menghasilkan *head* kurva 2 diperoleh dari harga *head* kurva 1 dikalikan dua untuk kapasitas Q yang sama. Kurva untuk susunan *parallel* diberi tanda 3, harga kapasitas Q kurva 3 ini diperoleh dari harga kapasitas pada kurva 1 dikalikan dua untuk *head* yang sama. Kurva R_3 menunjukkan tahanan yang lebih tinggi dibandingkan R_1 dan R_2 . Jika sistem mempunyai kurva *head* kapasitas R , titik kerja pompa 1 akan berada di A. Jika disusun *parallel* pada kurva 3, titik kerja pompa akan berada di B. Terlihat bahwa Q di titik B tidak sama dengan dua kali Q di titik A. Hal ini terjadi karena ada kenaikan *head* sistem. Rangkaian seri digunakan untuk menaikkan *head* sedangkan *parallel* untuk menaikkan kapasitas aliran.

b. Operasi *Parallel* dari Pompa-Pompa dengan Karakteristik Berbeda



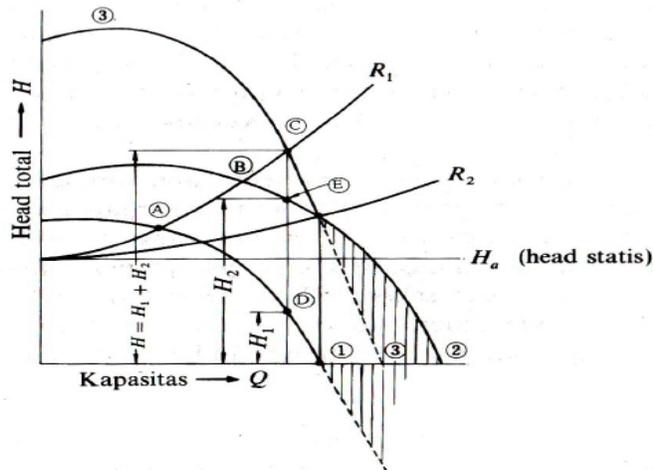
Gambar 2.12 Kurva operasi gabungan rangkaian seri dan parallel dari pompa pompa dengan karakteristik berbeda
(Sumber :Sularso hal 94, 1996)

Gambar 2.12 menunjukkan bahwa pompa 1 mempunyai kapasitas yang lebih kecil dari pada pompa 2, jika dipasang *parallel* akan menghasilkan kurva karakteristik 3. Untuk kurva *head* kapasitas sistem R akan dicapai titik operasi *parallel* di C dengan laju aliran total sebesar Q, pompa 1 beroperasi di titik D dengan kapasitas Q_1 dan pompa 2 beroperasi di E dengan kapasitas Q_2 . Laju aliran total $Q=Q_1 + Q_2$. Jika kurva *head* kapasitas sistem naik lebih curam daripada R, pompa 1 tidak dapat menghasilkan aliran karena *head* yang dimiliki tidak cukup tinggi untuk melawan *head* sistem, bahkan jika *head* sistem lebih tinggi dari *head* pompa maka aliran akan membalik masuk ke dalam pompa 1.

c. Operasi Seri dengan Karakteristik Pompa Berbeda

Pada gambar 2.13 memperlihatkan karakteristik susunan seri dari dua buah pompa yang mempunyai karakteristik berbedaa. Kurva (1) merupakan pompa dengan

kapasitas rendah, kurva (2) dari pompa dengan kapasitas tinggi dan kurva (2) merupakan karakteristik operasi kedua pompa dalam susunan seri.



Gambar 2.13 Kurva operasi seri dari pompa-pompa dengan karakteristik berbeda
(Sumber :Sularso hal 95, 1996)

Jika sistem pipa mempunyai kurva karakteristik R1, titik operasi dengan pompa susunan seri akan terletak di (C). Dalam keadaan ini pompa (1) bekerja di titik (D) dan pompa (2) di titik (E). Sistem yang mempunyai kurva karakteristik R2 menjadi negatif sehingga akan menurunkan *head* pompa (2). Jadi, kurva sistem yang lebih rendah dari R2 lebih baik menggunakan pompa (2).

2.6.10 Menurut Bentuk Rumah Pompa

Dari jenis pengelompokan rumah pompa sentrifugal diklasifikasikan menjadi beberapa jenis yaitu :

a. Pompa *Volut*

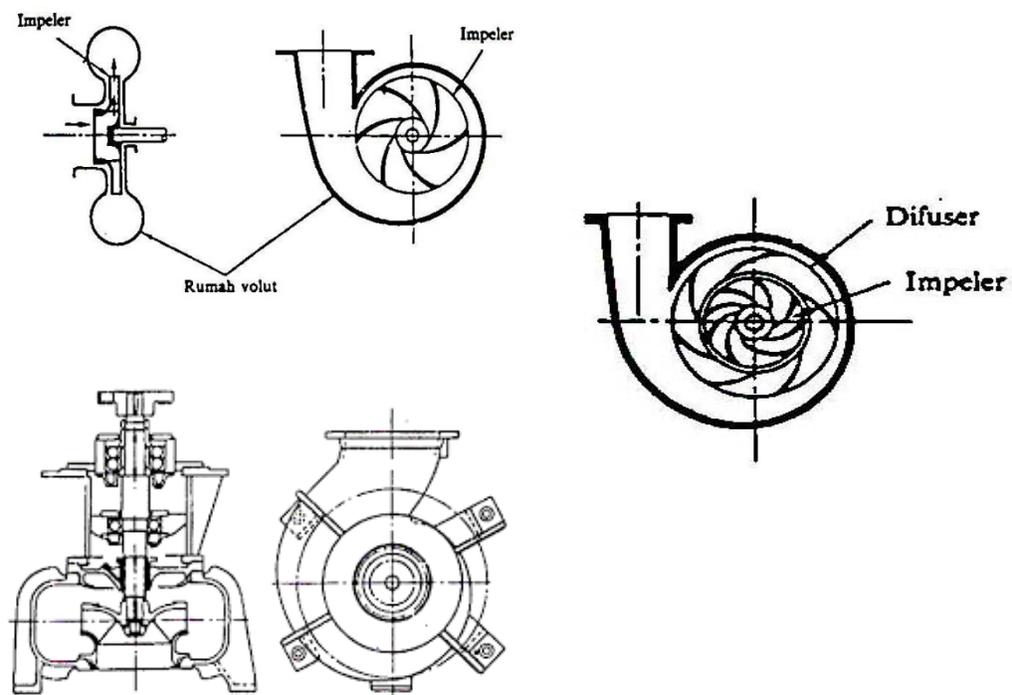
Pompa ini khusus untuk pompa sentrifugal. Aliran fluida yang meninggalkan impeller secara langsung memasuki rumah pompa yang berbentuk *volut* (rumah siput) sebab diameternya bertambah besar.

b. Pompa *Diffuser*

Konstruksi pompa ini dilengkapi dengan sudu pengarah (*diffuser*) di sekeliling saluran keluar *impeller*. Pemakaian *diffuser* ini akan memperbaiki efisiensi pompa. *Diffuser* ini sering digunakan pada pompa bertingkat banyak dengan *head* yang tinggi.

c. Pompa *Vorteks*

Pompa ini mempunyai aliran campur dan sebuah rumah volut. Pompa ini tidak menggunakan *diffuser*, namun memakai saluran lebar berbentuk cincin. Dengan demikian pompa ini tidak mudah tersumbat dan cocok untuk pemakaian pada pengolahan cairan limbah.



Gambar 2.14 Klasifikasi pompa menurut rumah pompa

Sumber : (Sularso hal 7-8, 1996)

2.7 Terminologi Dan Rumus Pompa

Beberapa istilah dan definisi khusus yang sering berkaitan dengan operasi pompa, istilah dibawah ini juga digunakan untuk menggambarkan performansi pompa ialah :

2.7.1 Persamaan *Kontinuitas*

Persamaan *kontinuitas* adalah persamaan yang menyatakan bahwa di dalam aliran cairan termampatkan, jumlah aliran pada setiap satuan waktu adalah sama pada semua penampang di sepanjang aliran. Persamaan *kontinuitas* dapat dinyatakan dengan persamaan 2.2 dan 2.3 (Austin H., Crunch., 1996).

$$\rho_1 \cdot v_1 \cdot A_1 = \rho_2 \cdot v_2 \cdot A_2 \dots\dots\dots(2.1)$$

Diketahui bahwa :

$$Q = v \cdot A \dots\dots\dots(2.2)$$

Maka :

$$\rho_s \cdot Q_s = \rho_d \cdot Q_d \dots\dots\dots(2.3)$$

Untuk cairan tidak termampatkan (*Incompressible*) nilai ρ (massa jenis) adalah tetap. Karena air adalah termasuk jenis fluida tidak termampatkan maka :

$$Q = Q_s = Q_d \dots\dots\dots(2.4)$$

$$Q = v_s \cdot A_s \cdot = v_d \cdot v_s \dots\dots\dots(2.5)$$

Keterangan :

Q = Debit (m³/detik)

v_s = Kecepatan aliran rata-rata di bagian pipa masuk (m/s)

- v_d = Kecepatan aliran rata-rata di bagian pipa keluar (m/s)
 A_s = Luas penampang pipa bagian dalam pada pipa masuk (m)
 A_d = Luas penampang pipa bagian dalam pada pipa keluar (m)

Laju Aliran Fluida (v)

Perhitungan laju aliran fluida dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.6 (Sularso., 2004) berikut :

$$V = \frac{Q}{A} \dots \dots \dots (2.6)$$

Keterangan :

- v = laju aliran fluida (m/s)
 Q = Debit (m³/s)
 A = Luas penampang pipa bagian dalam (m²)

Luas penampang pipa adalah :

$$A = \frac{\pi}{4} \times D^2 \dots \dots \dots (2.7)$$

2.7.2 Head (H)

Head pompa adalah energi persatuan berat yang harus disediakan untuk mengalirkan sejumlah zat cair yang direncanakan sesuai dengan kondisi instalasi pompa, atau tekanan yang mengalirkan sejumlah zat cair yang umumnya dinyatakan dalam satuan panjang “m” (SI). Pada uraian tentang persamaan *Bernoulli* yang dimodifikasi untuk aplikasi pada instalasi pompa, terlihat pada persamaan *Bernoulli* dalam bentuk energi *head* terdiri dari empat bagian “*head*” yaitu *head elevasi* (z), *head tekanan* (hp), *head kecepatan* (hv), dan *head kerugian* (h). persamaan *Bernoulli* dalam bentuk energi *head* :

$$\left\{ Z_s + \frac{v_s^2}{2g} + \frac{\rho_s}{\rho_g} \right\} + H = \left\{ Z_d + \frac{v_d^2}{2g} + \frac{\rho_d}{\rho_g} \right\} + h_f$$

$$H = (Z_d - Z_s) + \left\{ \frac{\rho_d}{\rho_g} - \frac{\rho_s}{\rho_g} \right\} + \left\{ \frac{v_d^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \right\} + h_f \dots \dots \dots (2.8)$$

$$H = \Delta Z + \Delta h_p + \Delta h_v + hl$$

$$H = H_{statis} + \Delta h_v + hl_{major} + hl_{minor}$$

Dimana :

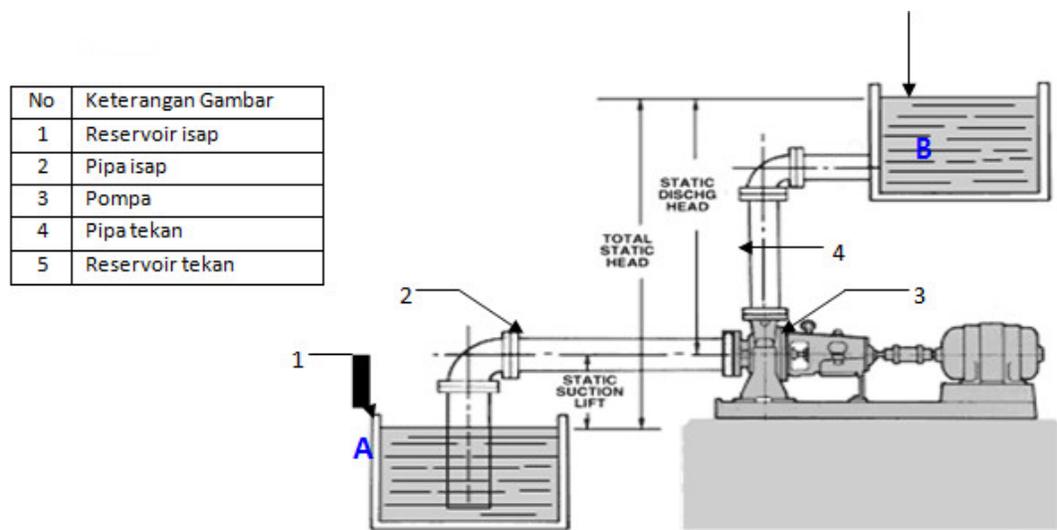
- H = *head* total pompa
- H_{statis} = *Head* statis
- Z_s = Ketinggian *suction* (m)
- Z_d = Ketinggian *discharge* (m)
- Δh_p = Perbedaan *head* tekanan yang bekerja kedua permukaan (m)
- P_d = Tekanan pada sisi *discharge* (kgf/cm²)
- P_s = Tekanan pada sisi *suction* (kgf/cm²)
- H_v = *Head* kecepatan (m)
- V_s = Kecepatan aliran fluida bagian *suction* (m/s)
- V_d = Kecepatan aliran fluida bagian *discharge* (m/s)
- Q = Laju aliran fluida (m³/hr)
- D = Diameter pipa (m)
- ρ = Densitas aliran fluida (kgf/m³)

a. *Head statis*

Merupakan perbedaan ketinggian antara bagian sumber (*suction*) dan tujuan (*discharge*) pada pompa untuk memindahkan fluida, didasarkan pada ketinggian fluida diatas bidang datar, *head* statis merupakan aliran yang *independen*. *Head* statis pada tekanan tertentu tergantung pada berat cairan. *Head* statis terdiri atas:

- *Head* hisapan statis (h_s)
dihasilkan dari pengangkatan cairan relative terhadap garis pusat pompa.
 h_s nilainya positif jika ketinggian cairan berada di bawah garis pusat pompa (juga disebut “pengangkat hisapan”)
- *Head* pembuangan statis (h_d)
Jarak vertical antara garis pusat pompa dan permukaan cairan dalam tangki tujuan.

$$H_{statis} = \Delta Z = (z_d - z_s) \dots\dots\dots(2.9)$$



Gambar 2.15 *Head* statis pada pompa

(SuwasonoAgus, 2013. diakses pada 18 Juni 2016)

- Tanda (+)
Jika permukaan zat cair pada sisi isap lebih rendah dari sumbu pompa (*Suction lift*).

- Tanda (-)

Jika permukaan zat cair pada sisi isap lebih tinggi dari sumbu pompa (*Suction head*).

b. *Head* kecepatan

Head kecepatan merupakan ukuran energi kinetik yang dikandung suatu satu satuan bobot fluida yang disebabkan oleh kecepatan dan dinyatakan oleh persamaan yang biasa dipakai untuk energi kinetic ($v^2 / 2g$).

$$h_v = \frac{\Delta v^2}{2g} = \left\{ \frac{v_d^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \right\} \dots \dots \dots (2.10)$$

c. *Head* tekanan

Head tekanan adalah energi yang dikandung oleh fluida akibat beda tekanan antara sisi *suction* dan sisi *discharge*.

$$\Delta h_p = \frac{\Delta p}{\rho g} = \left\{ \frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} \right\} \dots \dots \dots (2.11)$$

d. *Head* loss

Dalam aliran melalui jalur pipa, kerugian juga akan terjadi apabila ukuran pipa, bentuk penampakan atau arah aliran berubah. *Head* gesek merupakan hilangnya energi akibat gesekan antara fluida dengan dinding pipa atau dengan *fitting*. Ada dua jenis *head* gesek yaitu *head mayor* dan *head minor*, *head mayor* merupakan gesekan yang terjadi anatar fluida dengan permukaan dinding pipa lurus tergantung tingkat kehalusan dari permukaan dinding pipa tersebut, sedangkan *head minor* merupakan gesekan gesekan yang terjadi antara fluida dengan melewati *fiting-fitting* tertentu seperti *elbow*, *reducer*, dll. Kerugian *head*

terdiri atas kerugian gesek di dalam pipa-pipa, dan kerugian *head* di dalam belokan-belokan, reducer, katup-katup dan sebagainya.

➤ Kerugian *Head* Mayor

Aliran fluida yang melalui pipa akan selalu mengalami kerugian *head*. Hal ini disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara fluida dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh aliran fluida (kerugian kecil).

Selanjutnya, untuk aliran yang laminar dan turbulen memiliki rumus yang berbeda. Sebagai patokan apakah suatu aliran itu laminar atau turbulen, dipakai bilangan *Reynolds*.

❖ Rumus Hazen-Williams

Rumus ini pada umumnya dipakai untuk menghitung kerugian *head* dalam pipa yang relative sangat panjang seperti jalur pipa penyalur air minum. Bentuk umum persamaan Hazen-Williams, yaitu :

$$h_f = \frac{10.666Q^{1.85}}{C^{1.85}d^{4.85}}L \dots \dots \dots (2.13)$$

Dimana :

- h_f = kerugian gesekan dalam pipa (m)
- Q = laju aliran dalam pipa (m^3 /s)
- L = panjang pipa (m)
- C = koefisien kekasaran pipa Hazen-Williams
- d = diameter dalam pipa (m)

Untuk nilai C dapat dilihat pada tabel berikut ini :

<i>Material</i>	<i>C Factor Low</i>	<i>C Factor High</i>
<i>Asbestos-cement</i>	140	140
<i>Cast iron</i>	100	140
<i>Cement-Mortar Lined Ductile Iron Pipe</i>	140	140
<i>Concrete</i>	100	140
<i>Copper</i>	130	140
<i>Steel</i>	90	110
<i>Galvanized iron</i>	120	120
<i>Polyethylene</i>	140	140
<i>Polyvinyl chloride (PVC)</i>	130	130
<i>Fibre-reinforced plastic (FRP)</i>	150	150

❖ Formula *Darcy-Weisbach*

Dengan cara Darcy, koefisien kerugian gesek (f) dihitung menurut rumus :

$$f = 0,020 + \frac{0,0005}{D} \dots \dots \dots (2.14)$$

Dimana D adalah diameter dalam pipa (m). Rumus ini berlaku untuk pipa baru dari besi cor. Jika pipa telah dipakai selama bertahun-tahun, harga f akan menjadi 1,5 sampai 2,0 kali harga barunya.

Kerugian *head* akibat gesekan dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut, yaitu :

$$h_f = f \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (2.15)$$

Dimana :

- h_f = kerugian head karena gesekan (m)
 f = faktor gesekan (dapat dicari dengan diagram *Moody*)
 L = panjang pipa (m)
 d = diameter dalam pipa (m)
 v = kecepatan aliran rata-rata fluida dalam pipa (m/s)
 g = percepatan kavitasi (m/s^2)

➤ *Kerugian Head Minor*

Selain kerugian yang disebabkan oleh gesekan, pada suatu jalur pipa juga terjadi kerugian karena kelengkapan pipa seperti belokan, siku, sambungan, katup dan sebagainya yang disebut dengan kerugian kecil (*minor losses*). Besarnya kerugian *minor* akibat adanya kelengkapan pipa, dirumuskan sebagai berikut :

$$f = \left[0,131 + 1,874 \left(\frac{D}{2R} \right)^{3,5} \right] \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0,5} \dots \dots \dots (2.16)$$

$$h_m = \sum n \cdot f \cdot \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (2.17)$$

Menurut persamaan diatas yaitu untuk pipa yang panjang ($L > 1000\text{mm}$), *minor losses* dapat diabaikan tanpa kesalahan yang cukup berarti tetapi menjadi penting pada pipa yang pendek.

2.7.3 Kavitas

Kavitas adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir, karena tekanannya berkurang sampai di bawah tekanan uap jenuhnya. Misalnya air pada tekanan 1 atmosfer akan mendidih dan menjadi uap jenuh pada temperatur 100°C . Tetapi jika tekanan direndahkan maka air akan mendidih pada temperatur yang lebih rendah. Jika tekanannya cukup rendah maka pada temperatur kamar pun air akan mendidih.

Apabila zat cair mendidih, maka akan timbul gelembung-gelembung uap zat cair. Hal ini dapat terjadi pada zat cair yang sedang mengalir di dalam pompa maupun di dalam pipa. Tempat-tempat yang bertekanan rendah dan atau yang berkecepatan tinggi di dalam aliran, sangat rawan terjadinya kavitas. Pada pompa misalnya, bagian yang mudah mengalami kavitas adalah pada sisi isapnya. Kavitas akan timbul bila tekanan isap terlalu rendah.

Jika pompa mengalami kavitas, maka akan timbul suara berisik dan getaran. Selain itu untuk kerja pompa akan menurun secara tiba-tiba, sehingga tidak dapat bekerja dengan baik. Jika pompa dijalankan dalam keadaan kavitas secara terus menerus dalam jangka waktu di dalam pompa maupun di dalam pipa. Tempat-tempat yang bertekanan rendah dan atau yang berkecepatan tinggi di dalam aliran, sangat rawan terjadinya kavitas. Pada pompa misalnya, bagian yang mudah mengalami kavitas adalah pada sisi isapnya. Kavitas akan timbul bila tekanan isap terlalu rendah.

Jika pompa mengalami kavitas, maka akan timbul suara berisik dan getaran. Selain itu untuk kerja pompa akan menurun secara tiba-tiba, sehingga tidak dapat bekerja dengan baik. Jika pompa dijalankan dalam keadaan kavitas secara terus menerus dalam jangka waktu yang lama, maka permukaan dinding permukaan saluran disekitar aliran yang berkavitas akan mengalami kerusakan. Permukaan dinding akan termakan sehingga menjadi berlubang-lubang atau bopeng. Peristiwa ini disebut erosi kavitas, sebagai akibat dari tumbukan gelembung-gelembung uap yang pecah pada dinding secara terus menerus.

Hal-hal berikut yang harus diperhitungkan untuk menghindari kavitasi :

- a. Ketinggian letak pompa terhadap permukaan zat cair yang dihisap harus dibuat serendah mungkin agar *head isap statis* menjadi rendah pula.
- b. Pipa pada bagian isap di desain sependek mungkin. Jika terpaksa menggunakan pipa panjang, maka gunakanlah pipa dengan diameter yang lebih besar satu nomor dari pipa *discharge* untuk mengurangi kerugian gesekan.
- c. Tidak dibenarkan untuk memperkecil laju aliran dengan menghambat aliran di sisi isap.
- d. *Head* total pompa harus disesuaikan dengan kondisi operasi dilapangan, karena *head* total pompa yang berlebihan, maka kapasitas aliran pompa menjadi lebih besar yang memungkinkan terjadinya kavitasi.
- e. Pemilihan *impeller* yang tahan erosi akibat kavitasi perlu diperhitungkan jika fenomena kavitasi tidak dapat dihindarkan.
- f. Sebuah pompa *booster* dipasang pada ujung pipa isap. (Sudarja. dkk. 2015).

2.7.4 NPSH (*Net Positive Suction Head*)

Kebutuhan minimum pada pompa untuk bekerja secara normal. NPSH menyangkut apa yang terjadi pada bagian *suction* pompa, termasuk apa yang datang ke permukaan pendorong. NPSH dipengaruhi oleh pipa *suction*, *fitting*, ketinggian, tekanan di sisi isap, kecepatan fluida dan temperatur. NPSH dibagi menjadi dua macam NPSHa (*Net Positive Suction Head available*) dan NPSHr (*Net Positive Suction Head required*).

Kavitasi akan terjadi apabila tekanan statis suatu aliran zat cair turun sampai dibawah tekanan uap jenuh. Jadi, untuk menghindari kavitasi harus diusahakan agar tidak ada satu bagianpun dari aliran di dalam pompa yang mempunyai tekanan statis lebih rendah dari tekanan uap jenuh cairan pada temperatur yang bersangkutan.

Dalam hal ini ada dua macam tekanan yang harus diperhatikan. Pertama, tekanan yang ditentukan oleh kondisi lingkungan dimana pompa dipasang dan kedua, tekanan yang ditentukan oleh keadaan aliran di dalam pompa.

a. NPSHa (*Net Positive Suction Head available*)

NPSH yang tersedia yaitu nilai *head* yang dimiliki oleh zat cair pada sisi isap pompa (ekivalen dengan tekanan mutlak pada sisi isap pompa) dikurangi dengan tekanan uap jenuh zat cair di tempat tersebut. Pada pompa yang mengisap zat cair dari tempat terbuka dengan tekanan atmosfer pada permukaan zat cair seperti diperlihatkan pada gambar 2.16, maka besarnya NPSH yang tersedia adalah :

$$h_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_{ls} \dots \dots \dots (2.18)$$

Dimana :

h_{sv} = NPSH yang tersedia/ NPSHa (m)

P_a = Tekanan atmosfer (kgf/m^2)

P_v = Tekanan uap jenuh (kgf/m^2)

γ = Berat jenis persatuan volume (kgf/m^3)

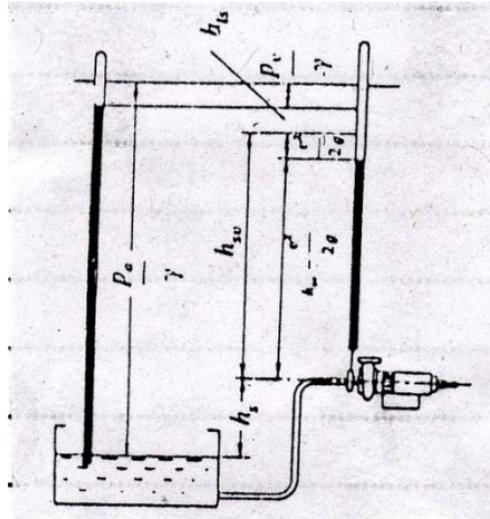
h_s = *Head* isap statis (m)

h_s adalah positif (bertanda +) jika pompa terletak di atas permukaan zat cair diisap, dan negative (bertanda -) jika dibawah.

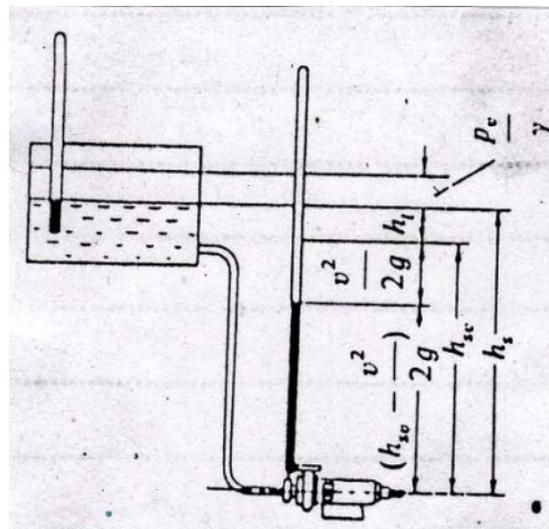
h_{ls} = *Head losses* pada sisi isap (m) (Sudarja. dkk. 2015).

Dari persamaan tersebut, dapat dilihat bahwa NPSH yang tersedia merupakan tekanan absolut yang masih tersedia pada sisi isap pompa setelah

dikurangi tekanan uap. Besarnya tergantung pada kondisi luar pompa di mana pompa tersebut dipasang.



Gambar 2.16 NPSH apabila tekanan uap atmosfer bekerja pada permukaan air yang diisap (Sularso hal 44, 1996)



Gambar 2.17 NPSH apabila tekanan uap bekerja di dalam tangki air yang diisap tertutup (Sularso hal 44, 1996)

Jika zat cair diisap dari tangki tertutup seperti yang terlihat pada gambar 2.17 maka ρ_a dalam persamaan 2.18 menyatakan tekanan mutlak yang bekerja pada permukaan zat cair di dalam tangki tertutup tersebut.

Temperatur (°C)	Kerapatan (kg/l)	Viskositas kinematik (m²/s)	Tekanan uap jenuh (kgf/cm²)
0	0,9998	1,792 x 10 ⁶	0,00623
5	10,000	1,520	0,00889
10	0,9998	1,307	0,01251
20	0,9983	1,004	0,02383
30	0,9957	0,801	0,04325
40	0,9923	0,658	0,07520
50	0,9980	0,554	0,12578
60	0,9832	0,475	0,20313
70	0,9777	0,413	0,3178
80	0,9716	0,365	0,4829
90	0,9652	0,326	0,7149
100	0,9581	0,295	10,332
120	0,9431	0,244	20,246
140	0,9261	0,211	3,685
160	0,9073	0,186	6,303
180	0,8869	0,168	10,224
200	0,8647	0,155	15,855
220	0,8403	0,150	23,656
240	0,814	0,136	34,138
260	0,784	0,131	47,869
280	0,751	0,128	65,468
300	0,712	0,127	87,621

Catatan : 1 atm = 101,3 kPa

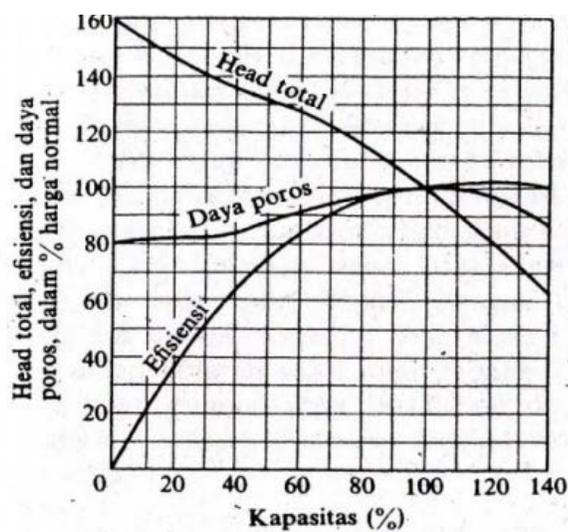
1 kgf/cm² = 98,1 kPa

b. NPSHr (*Net Positive Suction Head required*)

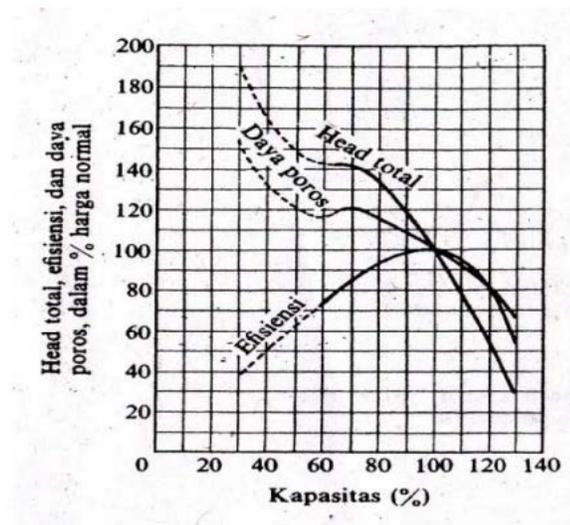
Merupakan *pressure* pompa pada sisi isap yang nilainya ditentukan berdasarkan *design* pompa (*inlet suction, impeller* dan lain-lain). NPSHr bernilai positif sehingga bersifat menghambat kemampuan daya hisap pompa. jika pompa memiliki nilai NPSHr kecil maka pompa tersebut memiliki kemampuan daya hisap yang baik. Agar pompa dapat bekerja dengan optimal tanpa mengalami kavitasi, harus dipenuhi syarat bahwa $NPSHa > NPSHr$. Kurva performansi tersebut pada umumnya digambarkan putaran yang tetap. Kurva performansi tersebut pada umumnya digambarkan memiliki putaran yang tetap.

2.7.5 Performansi Pompa

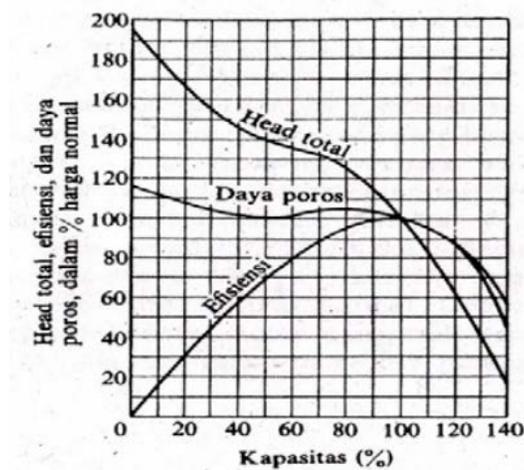
Karakteristik pompa dapat digambarkan dalam kurva-kurva karakteristik yang menyatakan besarnya *head* total pompa, daya poros dan efisiensi pompa terhadap kapasitas pompa. Kurva performansi tersebut pada umumnya digambarkan memiliki putaran yang tetap.



Gambar 2.18 Kurva karakteristik pompa volut (Sularso, Tahara hal 10. 1996)



Gambar 2.19 Kurva karakteristik pompa aliran aksial (Sularso, Tahara hal 10. 1996)



Gambar 2.20 Kurva karakteristik pompa aliran campuran (Sularso, Tahara hal 10. 1996)

2.7.6 Hukum Kesebangunan

Jika dua buah pompa sentrifugal yang geometris sebangun satu dengan yang lain. Hukum ini digunakan untuk menaksir perubahan performansi pompa bila putaran pompa diubah. Hukum ini juga digunakan untuk memperkirakan performansi

pompa yang direncanakan apabila pompa tersebut geometris sebangun dengan pompa yang sudah diketahui performansinya.

- $Q \propto N$
- $H \propto N^2$
- $P \propto N^2$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left[\frac{n_d}{n_t}\right]^3 \dots\dots\dots (2.19)$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_d}{n_t} \dots\dots\dots (2.20)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left[\frac{n_d}{n_t}\right]^2 \dots\dots\dots (2.21)$$

$$Pdf = \frac{Qf}{Qd} \dots\dots\dots (2.22)$$

Dimana :

- Q = kapasitas aliran fluida (m³/detik)
- n = speed (rpm)
- H = Head pompa (m)
- P = Daya input pompa (W)

2.7.7 Water Horse Power (WHP)

Daya hidrolis atau WHP (*water House Power*) adalah daya dari pompa yang dipindahkan menjadi daya fluida untuk menggerakkan fluida dari tekanan rendah ke tekanan yang tinggi. Dapat dinyatakan dengan persamaan 2.23. (Dietzel F.,1980).

$$WHP = Q \times H \times \rho \times g \dots\dots\dots (2.23)$$

Keterangan :

- WHP = Daya hidrolis atau Water House Power (W)
 ρ = Kerapatan fluida (kg/m^3)
 g = Percepatan gravitasi (m/detik^2)
 Q = Kapasitas fluida yang di pompa (m^3/detik)
 H = *Head* total pompa (m)

2.7.8 Break Horse Power (BHP)

Daya poros adalah daya yang bekerja pada poros untuk menggerakkan sebuah pompa atau biasa disebut BHP (*Break Horse Power*). Daya ini dapat dinyatakan dengan persamaan 2.24.

$$BHP = \frac{WHP}{\eta_t} \dots\dots\dots(2.24)$$

$$Pdf = \frac{Q_f}{Q_d} \dots\dots\dots(2.25)$$

$$\eta_t = \eta_d \times pdf \dots\dots\dots(2.26)$$

Keterangan :

BHP = Daya poros (W)

WHP = Daya hidraulis (W)

η_t = Efisiensi data koreksi (%)

pdf = *Precentage of design flow*

Q_f = kapasitas fluida dari data lapangan (m^3/detik)

Q_d = kapasitas fluida dari data design (m^3/detik)

Q_t = kapasitas fluida dari data aktual (m^3/detik)

2.7.9 Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa dapat dinyatakan dengan perbandingan antara daya hidraulis pompa dengan daya poros pompa. dinyatakan dengan persamaan 2.27.

$$\eta_p = \frac{WHP}{BHP} \times 100 \% \dots\dots\dots(2.27)$$

Keterangan :

η_p = Efisiensi pompa

WHP = Daya hidraulis (W)

BHP = Daya poros (W)

2.8 Pompa sirkulasi minyak sawit pada *Concentrated Solar Power*

UPT BPPTK LIPI Yogyakarta memiliki 1 unit CSP (*Concentrated Solar Power*) dengan 2 unit pompa sirkulasi minyak sawit yang masing-masing memiliki kapasitas 50% untuk mempompa atau mensirkulasi minyak sawit dari *thermal storage tank* dialirkan ke cold heat transfer fluid storage yang kemudian dipanaskan lagi pada absorber lalu kembali lagi ke *thermal storage tank* dan menggunakan rangkaian dengan jenis pemasangan parallel. Pompa sirkulasi minyak sawit berfungsi memompakan atau mensirkulasi minyak sawit dari *thermal storage tank* menuju absorber untuk menyerap panas matahari lalu kembali lagi ke *thermal storage tank*, Pengambilan panas yang tersimpan di *thermal storage* dilakukan dengan menggunakan *heat transfer fluid*. Fluida tersebut disirkulasikan dari *thermal storage* ke *steam generator* untuk di ambil panasnya, kemudian *output heat transfer fluid* dari *steam generator* dialirkan kembali ke *thermal storage*. Minyak sawit dengan temperatur tinggi ini kemudian digunakan untuk menghasilkan uap super panas bertekanan tinggi pada fluida refrigerant (R-134a). Uap super panas dari refrigerant ini kemudian akan digunakan pada generator uap konvensional untuk menghasilkan listrik. Uap yang dikeluarkan dari turbin kemudian akan dikondensasikan di dalam kondensor dan dikembalikan kembali ke *heat exchanger* melalui *condensate* dan

pompa *feedwater* untuk diubah kembali menjadi uap air. *Heat transfer fluid* dialirkan ke *cold heat transfer fluid storage* yang kemudian dipanaskan lagi pada *absorber (solar collector)*. Pompa sirkulasi minyak sawit pada *Concentrated Solar Power* merupakan jenis *single suction, horizontal* dan termasuk tipe pompa sentrifugal.