

# **ANALISA KINERJA POMPA MINYAK (POMPA BONGKAR KARGO) PADA MT. ACCORD**

**Andi Saidah, MT**

**Dosen Fakultas Teknik**

**Universitas 17 Agustus 1945 Jakarta**

## **Abstrak**

*Penelitian ini bertujuan menganalisa kinerja pompa cargo, serta membandingkan dengan saat pompa cargo pertama kali terpasang dan memberi solusi dalam mengatasi masalah-masalah yang mungkin timbul di kapal. Sehingga pembongkaran kargo tetap sesuai dengan rencana. Kapal tangker adalah salah satu jenis kapal kargo yang muatannya dalam bentuk liquid, seperti : CPO dan minyak bumi (baik yang masih mentah maupun yang sudah mengalami destilasi, misal : minyak tanah, bensin, solar dll). Rute perjalanan kapal tangker biasanya cukup jauh (antar negara/antar benua) dan tidak jarang melintasi daerah yang temperatur udaranya rendah. Agar muatan maupun bahan bakarnya tidak beku, maka pada kapal tangker selalu dilengkapi dengan pemanas berupa boiler. Sumber panas untuk boiler adalah minyak. Fungsi boiler pada kapal tangker adalah selain untuk menghasilkan uap sebagai pemanas juga dipergunakan untuk penggerak pompa bongkar kargo. Pada pembongkaran kargo, kapal tangker menggunakan pompa sentrifugal yang digerakkan oleh tenaga uap. Penggunaan uap sebagai sumber tenaga penggerak adalah untuk menghindari timbulnya percikan bunga api di dalam ruang kargo, karena hal tersebut akan membahayakan keamanan kapal yang mengangkut cairan yang mudah terbakar. Pompa bongkar kargo merupakan alat yang sangat vital didalam kapal tangker, bila pompa tersebut terganggu, maka kegiatan bongkar muatan menjadi terganggu, dan ini akan berdampak terhadap jadwal pembongkaran, yaitu mengalami keterlambatan/mundur dari jadwal yang telah ditetapkan.*

***Kata Kunci : Analisa Kinerja, Pompa Bongkar Kargo, Kapal Tangker.***

## **LATAR BELAKANG**

Kapal tangker adalah salah satu jenis kapal kargo yang muatannya dalam bentuk liquid, seperti : CPO dan minyak bumi (baik yang masih mentah maupun yang sudah mengalami destilasi, misal : minyak tanah, bensin, solar dll). Rute perjalanan kapal tangker biasanya cukup jauh (antar negara/antar benua) dan tidak jarang melintasi daerah yang temperatur udaranya rendah. Agar muatan maupun bahan bakarnya tidak beku, maka pada kapal tangker selalu dilengkapi dengan pemanas berupa boiler. Sumber panas untuk boiler adalah minyak.

Fungsi boiler pada kapal tangker adalah selain untuk menghasilkan uap sebagai pemanas juga dipergunakan untuk penggerak pompa bongkar kargo. Pada pembongkaran kargo, kapal tangker menggunakan pompa sentrifugal yang digerakkan oleh tenaga uap. Penggunaan uap sebagai sumber tenaga penggerak adalah untuk menghindari timbulnya percikan bunga api di dalam ruang kargo, karena hal tersebut akan membahayakan keamanan kapal yang mengangkut cairan yang mudah terbakar. Pompa bongkar kargo merupakan alat yang sangat vital didalam kapal tangker, bila pompa tersebut terganggu, maka kegiatan bongkar muatan menjadi terganggu, dan ini akan berdampak terhadap jadwal pembongkaran, yaitu mengalami keterlambatan/mundur dari jadwal yang telah ditetapkan..

## TUJUAN PENELITIAN

Penelitian ini bertujuan menganalisa kinerja pompa cargo, serta membandingkan dengan saat pompa cargo pertama kali terpasang dan memberi solusi dalam mengatasi masalah-masalah yang mungkin timbul di kapal. Sehingga pembongkaran kargo tetap sesuai dengan rencana.

## DASAR TEORI

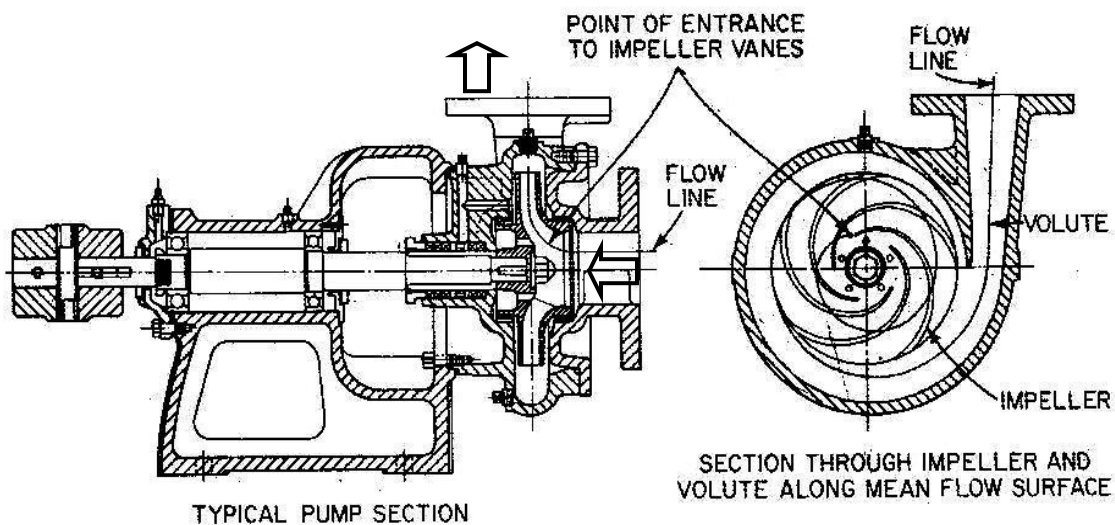
### POMPA

Pompa digunakan untuk memindahkan fluida cair (incompressibel) dari tempat yang memiliki head rendah ke tempat yang memiliki head yang lebih tinggi melalui pipa (system pemipaan).

Pompa yang digunakan untuk mensirkulasi air laut untuk pendinginan kondensor kebanyakan adalah pompa jenis sentrifugal, karena pompa tersebut mempunyai banyak keunggulan, misalnya, aliran yang rata, kapasitas besar dan sederhana perawatannya.

### Pompa Sentrifugal

Prinsip kerja pompa sentrifugal adalah : Daya yang diberikan ke poros pompa untuk memutar impeler dan menimbulkan gaya sentrifugal, sehingga menyebabkan perbedaan tekanan antara sisi dalam dan sisi luar impeler. Hal tersebut berakibat cairan yang tadinya berada dibagian sisi dalam impeler bergerak ke bagian luar impeler dan masuk ke volute. Impeler pompa berfungsi memberikan kerja kepada zat cair, sehingga energi yang dikandungnya menjadi bertambah besar. Pada rumah keong/volute kecepatan fluida diubah menjadi energi tekanan. Pada Gambar 1. ditunjukkan gambar potongan melintang dan memanjang dari pompa sentrifugal satu tingkat.



Gambar 1. Penampang pompa sentrifugal poros datar

Untuk menambah head pada pompa sentrifugal, pada rumah pompa/volute-nya dilengkapi dengan difuser. Difuser berfungsi untuk membelokkan arah aliran fluida yang keluar dari sudu-sudu/impeler. Akibatnya kecepatan fluida menjadi turun, dengan menurunnya kecepatan fluida, maka tekanan fluida yang keluar dari pompa akan bertambah besar, sehingga menaikkan Head pompa.

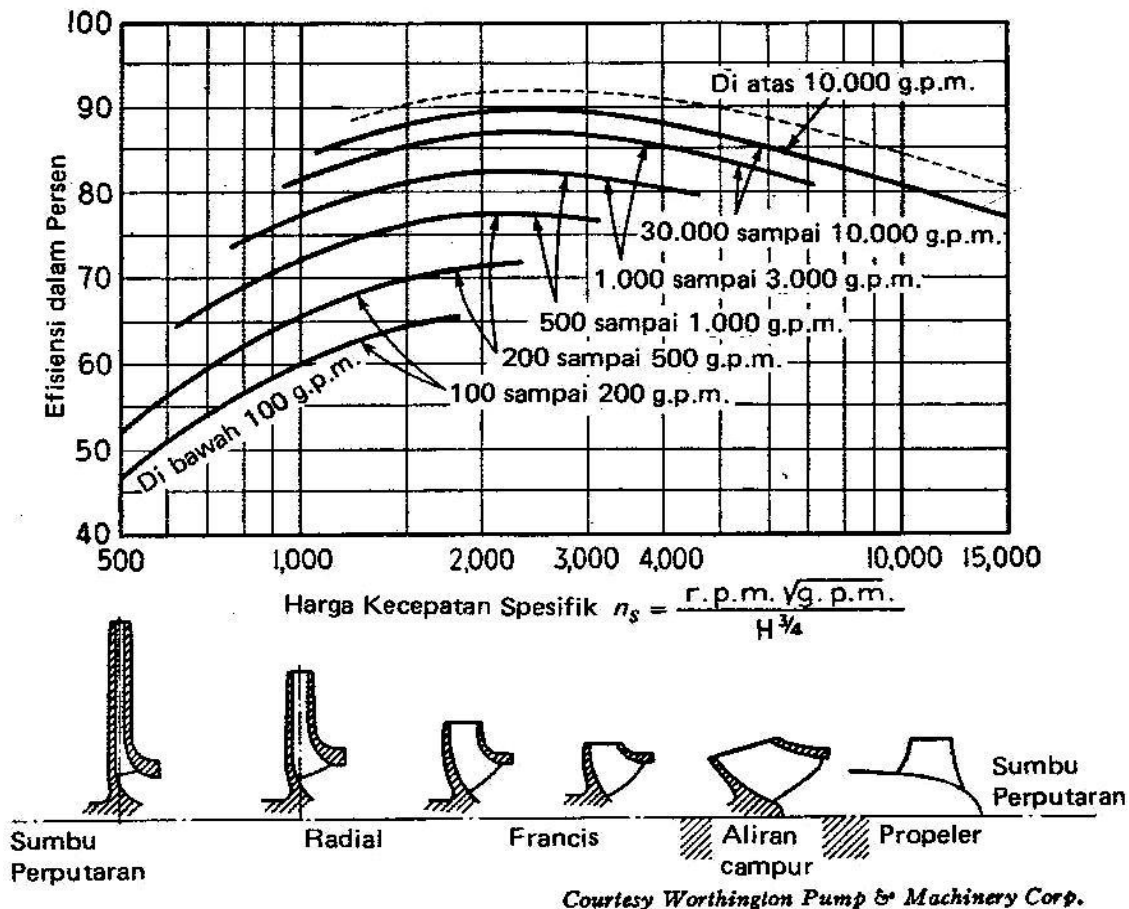
### Kecepatan Spesifik/Nomor Jenis ( $n_s$ )

Cara untuk menentukan jenis implel pada pompa sentrifugal yang sesuai dengan kondisi aliran (head dan kapasitas) fluida yang dipompakan adalah dengan menggunakan *Kecepatan Spesifik*. Setiap jenis pompa tertentu mempunyai kecepatan spesifik yang tertentu pula. Kecepatan spesifik dapat diperoleh dengan persamaan berikut<sup>1</sup> :

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{Luas Saluran (A)} = \frac{\pi D_i^2}{4} \text{ (m}^2\text{)}, D_i \text{ adalah diameter dalam saluran}$$

Dari nilai  $n_s$  yang diperoleh, maka akan dapat ditentukan jenis pompa yang sesuai.



Gambar 2. Nilai  $n_s$  dan bentuk implel dan efisiensi pompa

### Dasar Perhitungan Pompa Head Total Pompa

Head total pompa adalah besarnya head minimal yang harus disediakan oleh pompa untuk dapat mengalirkan fluida cair sesuai dengan kondisi yang diinginkan, dan dapat dihitung dengan persamaan berikut<sup>4</sup> :

$$H = h_a + \Delta h_p + h_l + \frac{v_d^2}{2g} \dots\dots\dots 2$$

**Head Statis ( $h_a$ )**

Head statis adalah selisih elevasi antara permukaan isap dan permukaan buang. Adapun gambaran besar head statis dari berbagai keadaan dapat dilihat pada Gambar 3.7<sup>2</sup>. Untuk permukaan isap posisinya berada di atas pompa, maka tinggi isapnya adalah negatif.

**Head Tekanan ( $\Delta h_p$ )**

Head Tekanan adalah perbedaan Tekanan antara titik dipermukaan air yang dipindahkan/permukaan sisi isap dengan permukaan air pada sisi buang.

Hubungan antara Tekanan udara dengan ketinggian (yang diukur dari permukaan air laut) adalah sebagai berikut<sup>3</sup> :

$$P_a = 10,33 \left[ 1 - \frac{0,0065 \cdot h}{288} \right]^{5,256} \dots\dots\dots 3$$

dimana :

$P_a$ : Tekanan Atmosfir standar (m H<sub>2</sub>O)

$h$  : Ketinggian di atas muka air laut (m)

**Head Kerugian ( $h_l$ )**

Head kerugian adalah kerugian-kerugian head yang terjadi pada instalasi pompa. Kerugian head dibedakan menjadi 2, yaitu :

1. **Kerugian Mayor**, yaitu kerugian head akibat gesekan yang terjadi antara fluida yang mengalir dengan dinding bagian dalam pipa.
2. **Kerugian Minor**, yaitu kerugian yang terjadi disepanjang saluran yang diakibatkan adanya : belokan, katup, saringan, perubahan luas saluran, percabangan, bentuk ujung pipa keluar dsb.

**Kerugian Mayor/Kerugian Gesek(friksi) :**

Kerugian head yang paling besar di dalam instalasi pompa adalah kerugian yang terjadi akibat gesekan antara fluida dengan dinding bagian dalam dari pipa. Untuk menganalisis besarnya kerugian gesek dalam pipa digunakan persamaan *Darcy Weisbach* sebagai berikut<sup>4</sup> :

$$hf_1 = \lambda \left( \frac{L}{d} \right) \left( \frac{V^2}{2g} \right) \dots\dots\dots 4$$

dimana :

$V$  : Kecepatan Aliran (m/det),  $V = \frac{Q}{(\pi/4) \cdot d^2}$  (m/det)

Harga koefisien gesek tergantung pada kondisi fluida yang mengalir di dalam pipa. Untuk mengetahui kondisi aliran di dalam pipa digunakan Bilangan *Reynolds*, yang diperoleh dengan persamaan berikut berikut<sup>5</sup> :

$$Re = \frac{V.D}{\nu} \dots\dots\dots 5$$

dimana :

$Re < 2.300$ , alirannya adalah bersifat *laminar*

$Re > 4000$ , alirannya bersifat *turbulen*

$2300 < Re < 4000$  adalah transisi, bisa laminar atau turbulen tergantung pada kondisi/tingkat kehalusan bagian dalam pipa.

Nilai koefisien gesek<sup>6</sup>, ( $\lambda$ )

- Untuk aliran laminar, nilai  $\lambda = 64/Re$
- Untuk aliran turbulen nilai  $\lambda = 0,020 + 0,0005/d$

**Kerugian Minor/Kerugian Saluran**

Kerugian saluran (kerugian minor), yaitu kerugian-kerugian yang terjadi di sepanjang pipa saluran (baik saluran isap dan maupun tekan ), dapat diperoleh dengan persamaan berikut<sup>9</sup> : Secara umum persamaan kerugian saluran dapat diperoleh dengan menggunakan rumus<sup>7</sup> :

$$h_f = f \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots 6$$

**a) Kerugian Ujung Pipa Masuk**

Kerugian yang ditimbulkan oleh bentuk ujung pipa masuk dapat diperoleh dengan rumus<sup>8</sup> :

$$h_{fm} = f_m \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots 7$$

dimana :

$f_m$ : koefisien kerugian ujung pipa masuk (0,2 untuk mulut lonceng dengan radius dan 0,4 untuk mulut lonceng lurus)

$v$  : Kecepatan Aliran (*m/det*)

**b) Kerugian Head Pada Belokan Pipa**

Besar kerugian yang terjadi akibat adanya belokan adalah<sup>9</sup> :

$$h_{fe} = fe \frac{v^2}{2g}$$

dimana :

$f_e$ : koefisien kerugian belokan

Untuk harga  $f_e$  ada 2 jenis belokan, yaitu belokan lengkung dan belokan patah.

- Untuk belokan lengkung, dengan menggunakan rumus Fuller<sup>10</sup> :

$$f_e = \left[ 0,131 + 1,847 \left( \frac{D}{2R} \right)^{3,5} \right] \left( \frac{\theta}{90} \right)^{0,5} \dots\dots\dots 8$$

- Belokan patah, dengan rumus Weisbach<sup>11</sup> :

$$f_e = 0,946 \sin^2 \frac{Q}{2} + 2,047 \sin^4 \frac{Q}{2} \dots\dots\dots 9$$

**c) Kerugian Head pada Katup**

Kerugian yang ditimbulkan oleh bentuk ujung pipa masuk dapat diperoleh dengan persamaan :

$$h_{fv} = f_v \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots 10$$

**Head Kecepatan Keluar**

Head kecepatan, dihitung pada kecepatan keluar pipa tekan dengan persamaan berikut

$$= \frac{V_d^2}{2g} \dots\dots\dots 11$$

**NPSH(Nett Positive Suction Head)**

NPSH adalah head yang dimiliki oleh zat cair pada sisi isap pompa dikurangi dengan tekanan atmosfer dan rugi-rugi head, dan terdiri atas:

1. NPSH yang tersedia (NPSH<sub>A</sub>), yaitu head yang tersedia pada sisi isap dari instalasi pompa.
2. NPSH yang diperlukan (NPSH<sub>R</sub>), yaitu NPSH yang merupakan karakter bawaan dari produsen pompa.

Indikator untuk mengetahui apakah suatu instalasi yang direncanakan/dipasang akan terjadi kavitasi atau tidak adalah dengan menggunakan nilai yang diperoleh dari kedua *Nett Positive Suction Head (NPSH)*.

Agar pompa tidak mengalami kavitasi, maka dalam instalasinya harus memenuhi syarat sebagai berikut :

$$NPSH_A \text{ yang tersedia} > NPSH_R \text{ yang diperlukan}$$

**NPSH yang tersedia (NPSH<sub>A</sub>):**

NPSH Yang tersedia pada sistem instalasi dapat diperoleh dari persamaan sebagai berikut<sup>12</sup> :

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_f \dots\dots\dots 12$$

**NPSH yang diperlukan (NPSH<sub>R</sub>)**

Untuk mendapatkan NPSH yang diperlukan adalah dengan menghitung besarnya kecepatan spesifik (n<sub>s</sub>) dari pompa tersebut, kemudian dengan menggunakan grafik koefisien kavitasi (σ) kavitasi

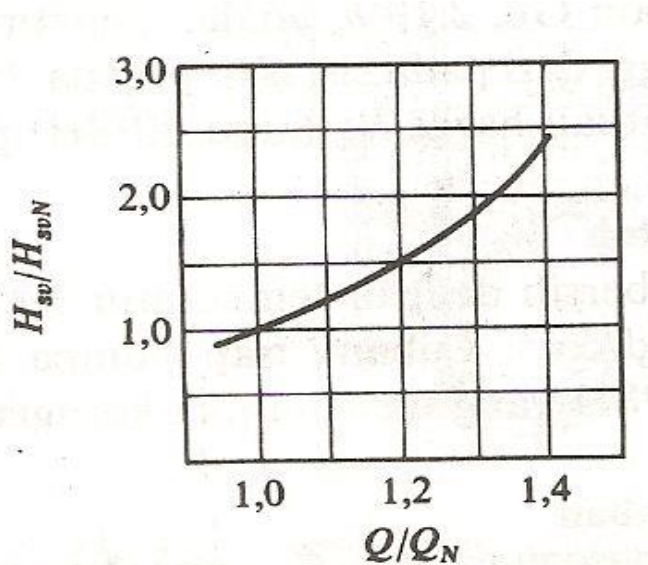
NPSH<sub>R</sub> dapat diperoleh dengan persamaan berikut<sup>13</sup> :

$$NPSH_R = \sigma \times H \text{ (m)} \dots\dots\dots 13$$

Pada kondisi tertentu pompa dijalankan dengan debit melampaui kondisi optimal. Jika debit aliran melebihi debit kondisi optimal pompa, maka untuk mendapatkan besar NPSH yang diperlukan adalah dengan menggunakan **Gambar 3.3**

dimana :

- Q/Q<sub>N</sub> adalah perbandingan antara Kapasitas pada kondisi lebih 100% dari Kapasitas Optimal (Q)
- HSV/HSV<sub>N</sub> adalah perbandingan antara HSV kondisi kapasitas diatas 100% dibanding HSV pada kondisi optimal (HSV<sub>N</sub>)



Gambar 3.3 : NPSH yang diperlukan dari titik efisiensi tertinggi ke kapasitas besar.

**Daya Nominal Penggerak Pompa**

Daya nominal penggerak pompa adalah daya yang diperlukan untuk mengoperasikan pompa termasuk kerugian yang ditimbulkan akibat penggunaan jenis mesin dan jenis transmisi yang dipergunakan.

**Daya Air (P<sub>w</sub>)**

Daya air adalah energi yang secara efektif diterima oleh air dari pompa, yang besarnya adalah:

$$P_w = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000} \text{ (kW)} \dots\dots\dots 14$$

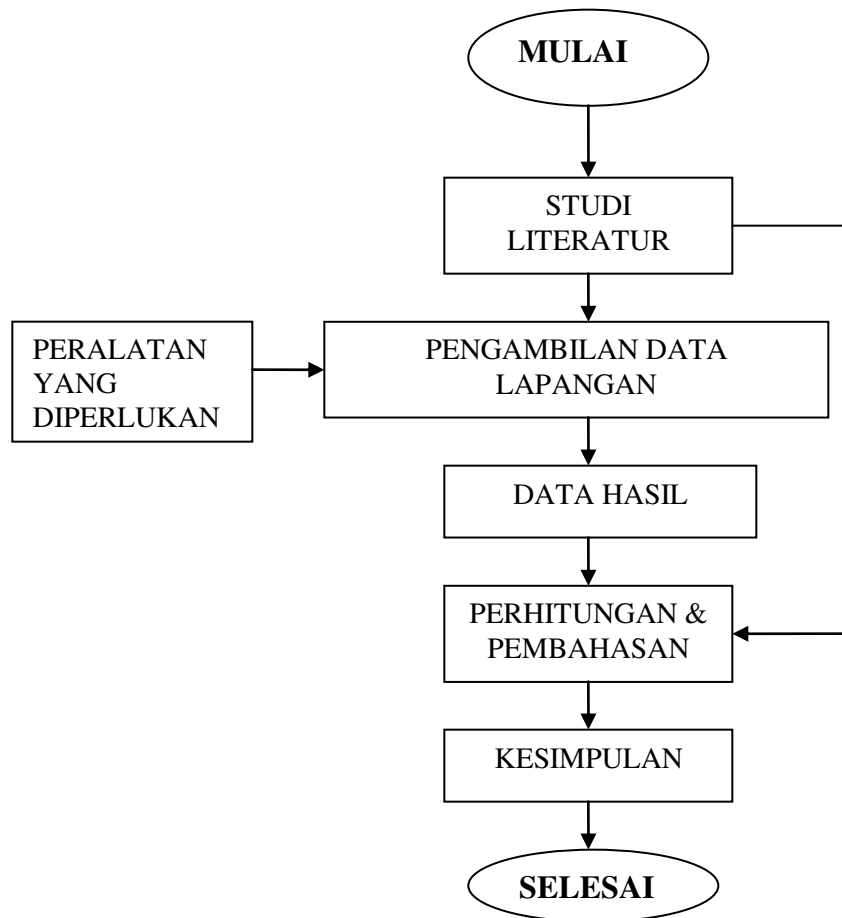
**Daya Poros (P)**

Daya poros adalah daya sesungguhnya yang diperlukan untuk menggerakkan poros pompa, besarnya adalah sama dengan daya air ditambah kerugian daya dalam pompa, misalnya akibat gesekan pada bantalan.

$$P = \frac{P_w}{\eta_p} \dots\dots\dots 15$$

**METODE PENELITIAN**

Diagram Alir



Penelitian



- Untuk mendapatkan data yang baik, maka harus dilakukan prosedur pengukuran sebagai berikut :
  - Data-data diambil/dicatat pada saat dilakukannya bongkar muatan, sehingga diperoleh kemampuan pompa secara nyata yang ada pada saat ini.
  - Diukur temperatur fluida yang dipompakan, sehingga diperoleh viskositas dari fluida kerja yang dipompakan, sebab temperatur berpengaruh terhadap viskositas suatu fluida.
  - Semua alat ukur harus dalam keadaan baik

### Peralatan yang dipergunakan

Peralatan yang dipergunakan untuk pengambilan data di lapangan/kapal adalah berupa:

- Alat ukur panjang (roll meter )
- Mikrometer
- Flow meter

## PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

### Perhitungan

Dalam instalasi sebuah pompa, besaran yang harus diketahui sehingga pompa dapat bekerja sesuai dengan yang diharapkan adalah *Kapasitas Aliran* dan *Head total* pompa.

- ❖ Kapasitas aliran (Q) ditetapkan sesuai dengan yang direncanakan
- ❖ Head Total pompa (H), dihitung berdasarkan kondisi instalasi.

Head Total pompa :

$$H = h_a + \Delta h_p + h_l + \frac{vd^2}{2g}$$

### Head Statis Pompa ( $h_a$ )

Head statis adalah beda ketinggian antara permukaan air dan permukaan tekanan, sehingga diperoleh :

$$\text{Head statis pompa } (h_a) = \text{Head statis isap } (h_{as}) + \text{head statistekan } (h_{ad})$$

Dari lapangan diperoleh :

$$h_{ad} : 15,0 \text{ m}$$

$$h_{as} : 0 \text{ m}$$

Maka **Head Statis Pompa** adalah :

$$h_a = h_{as} + h_{ad} = 0 + 15 = 15,0 \text{ m}$$

### Head Tekanan ( $\Delta h_p$ )

Pada ketinggian diatas permukaan air laut, tekanannya adalah tekanan atmosfer. Sedangkan posisi dari permukaan isap yang paling rendah adalah 12,0 m dibawah permukaan laut dan selebihnya, 3,0 m di atas permukaan laut.

Maka dengan ketinggian 12,0m dibawah permukaan laut, maka diperoleh tekanannya adalah :

$$P_a = 10,33 \left[ 1 - \frac{0,0065h}{288} \right]^{5,256}$$

dimana :

$P_a$  : Tekanan atmosfer standar ( $mH_2O$ )

$h$  : Ketinggian di atas muka laut = -12,0 (m)

Sehingga :

$$P_a = 10,33 \left[ 1 - \frac{0,0065 \times (-12,0)}{288} \right]^{5,256}$$

$$P_a = 10,345 \text{ mH}_2\text{O} = 10.345 \text{ kg/cm}^2$$

Untuk lubang pengeluaran yang berjarak 3.0m di atas permukaan laut diperoleh :

$h$  : Ketinggian di atas muka laut = 3,0 (m)

Sehingga :

$$P_a = 10,33 \left[ 1 - \frac{0,0065x(3,0)}{288} \right]^{5,256}$$

$$P_a = 10,326 \text{ mH}_2\text{O} = 10,326 \text{ kg/cm}^2$$

Head tekanan ( $\Delta h_p$ ) yang terjadi adalah :

$$\Delta h_p = 10,345 - 10,326 = 0,019 \text{ kg/cm}^2 \text{ atau sebesar}$$

Massa jenis udara ( $\gamma$ ) pada temperatur 40°C = 1,293 kgf/m<sup>3</sup>

Maka diperoleh **Head Tekanan** :

$$\Delta h_p = \frac{0,019}{1,293} = 0,0146 \text{ m}$$

### Head Kerugian ( $h_L$ )

Head kerugian dibedakan menjadi dua, yaitu :

- Kerugian pada sisi Isap ( $h_{LS}$ )
- Kerugian pada sisi Tekan ( $h_{LD}$ )

### Head Kerugian Pipa Isap ( $h_{LS}$ )

Pada sisi isap posisi pompa berada pada dasar tangki, sehingga fluida dianggap berada di mulut isap dari pompa. Untuk itu kerugian pada sisi isap dianggap nol, baik kerugian akibat gesekan maupun rugi-rugi saluran (belokan, saringan, lubang isap dan sebagainya)

maka Head Kerugian Pipa Isap  $h_{LS} = 0,0 \text{ m}$

Head Kerugian Pipa Tekan,  $h_{LD}$

Kerugian gesek (Kerugian Mayor),  $h_f$

Dari data lapangan diperoleh :

- Diameter pipa tekan : 250,0 mm = 0.25 m
- Panjang pipa : 65,0 m
- Waktu bongkar kargo : 12 jam 45 menit
- Kapasitas tangki : 5000 ton, dimana pada temperatur 40°C massa jenis minyak (kargo) = 0.975 Ton/m<sup>3</sup>
- 5000 ton identik dengan  $\frac{5000}{0,975} = 5128 \text{ m}^3$  per tangki
- Waktu bongkar untuk 2 tangki: 12jam lebih 45menit atau 12,75 jam

Dari data tersebut diperoleh :

Kapasitas pemompaan pada saat ini (Q)

$$Q = \frac{2 \times 5128 (\text{m}^3)}{12,75 (\text{jam})}$$

$$Q = 804,4 (\text{m}^3 / \text{jam}) = 13,4 \text{ m}^3 / \text{min}$$

Kecepatan aliran (V) di dalam pipa tekan adalah :

$$V = \frac{Q}{A}$$

Dimana :

A : luas penampang pipa

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \times 0,25^2}{4} = 0,049 m^2$$

Maka :

$$V = \frac{804,4}{0,049} = 16.416 (m / jam) = 4,56 (m / det)$$

Harga koefisien gesek yang digunakan tergantung besarnya Bilangan *Reynolds* yang terjadi, yang besarnya dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Dimana :

$v$  : kecepatan rata-rata aliran = 4,56 m/det

$D$  : diameter dalam pipa = 250mm = 0,25 m

$\nu$  : viskositas kinematik = 0,00015 m<sup>2</sup>/det

Sehingga

$$Re = \frac{4,56 \times 0,25}{0,00015} = 7600$$

Karena nilai bilangan Reynold di atas 2300, maka alirannya bersifat turbulen. Sehingga koefisien-geseknya adalah :

$$\lambda = 0,020 + \frac{0,0005}{D}$$

$$\text{Atau } \lambda = 0,02 + \frac{0,0005}{0,25} = 0,022$$

Sehingga **Kerugian akibat Gesekan** :

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

$$h_f = 0,022 \left(\frac{65}{0,25}\right) \left(\frac{4,56^2}{2 \times 9,8}\right) = 6,07 m$$

### **Kerugian Saluran Pada bagian Tekan (Kerugian Minor)**

#### **Kerugian akibat adanya Katup. ( $h_{fk}$ )**

Jumlah katup di sepanjang saluran tekan : 2 buah

Jenis katup : Katup putar, diambil  $f = 0,085$  (nilainya antara 0,09 sampai dengan 0,026, tergantung pada diameter pipa)

$$h_{fk} = f \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

$f = \text{koefisien kerugian} = 0,085$   
 $v = \text{Kecepatan Aliran} = 4,56 \text{ (m/det)}$   
 $g = \text{percepatan gravitasi} = 9,8 \text{ (m/det}^2\text{)}$

$$h_{fk} = 0,085 \frac{4,56^2}{2 \times 9,8} = 0,09m$$

Jumlah katup adalah 2, maka **kerugian head akibat adanya katup** adalah :

$$h_{fkTotal} = 2 \times 0,09m = 0,18m$$

#### **Kerugian Akibat adanya Belokan/elbow, $h_{fe}$**

Jumlah belokan di sepanjang saluran tekan : 4 buah

Jenis belokan :  $90^\circ$

$$h_{fE} = f \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

$f = \text{koefisien kerugian belokan } 90^\circ = 1,129 \text{ (dari literatur)}$

$v = \text{Kecepatan Aliran} = 4,56 \text{ (m/det)}$

$g = \text{percepatan gravitasi} = 9,8 \text{ (m/det}^2\text{)}$

$$h_{fE} = 1,129 \frac{4,56^2}{2 \times 9,8} = 1,20m$$

**Total kerugian** pada pipa tekan **akibat belokan** adalah :

$$h_{feTotal} = 4 \times 1,2 = 4,8m$$

Dari hasil perhitungan di atas, maka diperoleh besarnya kerugian pada sistem pemipaan untuk bongkarkargo adalah :

Kerugian pada Saluran Isap : nol

Kerugian pada Saluran Tekan

A. Kerugian Gesek,  $h_f$  : 6,07 m

B. Kerugian Saluran, yang disebabkan oleh :

a. Katup,  $h_{fk}$  : 0,18 m

b. Belokan,  $h_{fe}$  : 4,8 m

**Jadi total kerugian** di sepanjang sistem pemipaan  $h_L$  adalah :

$$h_L = h_{Ls}(0) + h_{LD}$$

$$h_L = 6,07 + 0,18 + 4,8 = 11,05m$$

#### **Head Kecepatan**

Besarnya head kecepatan keluar dapat dihitung dengan rumus :

$$= \frac{v_d^2}{2g}$$

Dimana

$v_d = \text{Kecepatan pada ujung pipa keluar} : 4,56 \text{ (m/det)}$

$g = \text{Percepatan Gravitasi Bumi} : 9,8 \text{ (m/det}^2\text{)}$

$$= \frac{v_d^2}{2g} = \frac{4,56^2}{2 \times 9,8} = 1,06m$$

### Head Total Pompa :

Head Total adalah Head minimal yang harus disediakan oleh pompa, sehingga pompa mampu mengalirkan fluida cair seperti yang diharapkan, dari hasil perhitungan diperoleh (perhitungan hanya sampai flange di atas deck) :

$$H = h_a + \Delta h_p + h_l + \frac{V_d^2}{2g}$$

$$H = 15,0 + 0,0146 + 11,05 + 1,06 = 27,12m$$

### Kecepatan Spesifik,

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Dimana :

$$Q : 13,4 \text{ m}^3/\text{min} = 0,2234 \text{ m}^3/\text{detik}$$

$$H : 27,12 \text{ m}$$

Maka

$$n_s = 2350 \times \frac{(13,4)^{1/2}}{(27,12)^{3/4}} = 723,85 \text{ m}^2/\text{menit}$$

### Daya

#### 1. Daya Fluida (P<sub>w</sub>)

$$P_w = 0,163 \gamma Q H \text{ (kW)}$$

Dimana :

$$\gamma : 0,975 \text{ kg/liter}$$

$$Q : 13,4 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$H : 27,12 \text{ m}$$

#### Maka Daya Fluida :

$$P_w = 0,163 \times 0,975 \times 13,4 \times 27,12 = 57,75 \text{ kW}$$

Dengan menggunakan Gambar lampiran 7, diperoleh efisiensi pompa

$$\eta_p = 78 \%$$

#### 2. Daya Poros (P)

Maka Daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan poros pompa adalah :

$$P = \frac{P_w}{\eta_p} \text{ jadi } P = \frac{57,75}{0,78} = 74,04 \text{ kW}$$

### Perhitungan Menurut Spesifikasi Pompa :

Dari data diperoleh :

- Tekanan Keluar : 12,8 kg/cm<sup>2</sup> = 128000 kg/m<sup>2</sup>
- Daya Penggerak (P<sub>m</sub>) : 512 kW
- Putaran poros (n) : 2350 rpm
- Kapasitas aliran (Q) : 1000 m<sup>3</sup>/jam atau 0,2778 m<sup>3</sup>/det
- Head tekan/discharge (H<sub>d</sub>) : 130 m

Jurnal Kajian Teknik Mesin

Vo. 2 No. 1 April 2017

$$Head = \frac{Tekanan(kg/m^2)}{MassaJenis(kg/m^3)}$$

Massa jenis minyak (kargo) = 975kg/m<sup>3</sup>

Head menurut tekanan yang diharapkan dari pompa adalah

$$Head = \frac{128000(kg/m^2)}{975(kg/m^3)} = 131,3m \text{ (head discharge pompa)}$$

Dari kondisi spesifikasi pompa, maka diperoleh :

$$n_s = n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = 2350 \frac{16,67^{\frac{1}{2}}}{130^{\frac{3}{4}}} = 2350 \frac{4,08}{38,5} = 249 \text{ m}^2/\text{menit}$$

Sesuai persamaan 2.12, Daya nominal (daya minimal yang harus disediakan oleh penggerak poros pompa) adalah :

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t} \text{ atau } P = \frac{P_m \times \eta_t}{(1 + \alpha)}$$

Dimana :

P : Daya Poros (kW)

P<sub>m</sub> : Daya Nominal = 512 (kW)

η<sub>t</sub> : Efisiensi transmisi. Transmisi menggunakan kopling, nilainya 0,95 s/d 0,97, diambil 0,96

α : Faktor cadangan, nilainya antara 0,1 s/d 0,25, untuk penggerak menggunakan turbin nilainya tidak ada, maka diambil 0,25

Maka Daya Poros

$$P = \frac{512 \times 0,96}{(1 + 0,25)} = 393,2(kW)$$

Dengan menggunakan Gambar lampiran 7, diperoleh efisiensi pompa η<sub>p</sub> = 82%

Maka Daya fluida (sesuai spesifikasi dari pompa)

$$P_w = \eta_p \times P$$

$$P_w = 0,82 \times 393,2kW = 322,42kW .$$

Tabel hasil perhitungan di lapangan

No	Keterangan	Perhitungan dilapangan	Spesifikasi pompa
1	Head TotalPompa(H)	27,12 m	130 m
2	Kapasitas Pompa (Q)	0,2234 m <sup>3</sup> /detik	0,2778 m <sup>3</sup> /detik
3	Daya Penggerak Poros (P)	74,04 kW	512 kW
4	Kecepatan spesifikasi (ηs)	723,85 m <sup>2</sup> /menit	249 m <sup>2</sup> /menit

5	Efisiensi Pompa ( $\eta_p$ )	78%	82%
6	Daya Fluida ( $P_w$ )	57,75 kW	322,42 kW
7	Head Statis Pompa ( $h_a$ )	15 m	-
8	Head Tekanan ( $\Delta h_p$ )	0,0146	-
9	Kecepatan Aliran dlm Pipa ( $V$ )	4,56 m/detik	-
10	Kerugian Gesek ( $h_f$ )	6,07 m	-
11	Kerugian akibat Katup ( $h_{fk}$ )	0,18 m	-
12	Kerugian akibat Belokan ( $h_{fe}$ )	4,8 m	-
13	Kerugian Sepanjang Pipa ( $h_L$ )	11,05 m	-
14	Head Kecepatan $\frac{V_d^2}{2g}$	1,06 m	-

### Pembahasan

Dari hasil perhitungan, diperoleh sebagai berikut :

Head Tekan yang tersedia (sesuai spesifikasi) adalah 130m, yang setelah dihitung adalah 131,3m, perbedaan/selisih yang kecil tersebut disebabkan karena dasar perhitungan dengan menggunakan massa jenis fluida yang berbeda. Akan tetapi dari perhitungan Head total yang harus diatasi oleh pompa adalah sebesar 27,12m. Perbedaan tersebut disebabkan karena dasar perhitungannya adalah : Yang dihitung dalam penelitian ini adalah dari pompa sampai ujung pipa yang berada di atas deck, yang panjangnya 65m. Sedangkan yang terpasang di kapal, dipersiapkan head sampai pada penampungan bongkar kargo (misalnya dari tangker ke tangki-tangki penimbunan di darat, atau dari tangker ke kapal lain), serta pompa didesain untuk membongkar muatan air dan untuk mengantisipasi adanya perubahan-perubahan instalasi di atas kapal.

Perbedaan head total, menyebabkan perbedaan daya yang dibutuhkan. Dari perhitungan diperoleh daya penggerak poros (P) : 74,04 kW, sedangkan di lapangan adalah 393,2 kW.

Kapasitas aliran pompa mengalami penurunan, yang semula 1000 m<sup>3</sup>/jam atau 0,2778 m<sup>3</sup>/detik menjadi 0,2234 m<sup>3</sup>/detik. Terjadi penurunan kapasitas 0,0545 m<sup>3</sup>/detik atau sebesar 19,6%. Ada beberapa kemungkinan yang dapat mengakibatkan penurunan tersebut, misalnya viskositas fluida yang dipompakan berbeda, kemungkinan lain adanya penurunan dari kinerja pompa itu sendiri, misalnya telah terjadi penurunan dimensi/keausan, misalnya pada bantalan atau pada sudu-sudunya.

### Kesimpulan

Dari pembahasan pada bab terdahulu, dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut :

- 1) Telah terjadi penurunan kapasitas (Q) pemompaan dari 0,2778 m<sup>3</sup>/detik (spesifikasi pompa) menjadi 0,2234 m<sup>3</sup>/detik (hasil perhitungan di lapangan), atau sekitar 19,6%, sehingga menyebabkan waktu yang dipergunakan untuk membongkar muatan, menjadi bertambah panjang.
- 2) Head total (H) pompa dari hasil perhitungan adalah 27,12m sedangkan yang terpasang di lapangan adalah 130m. Perbedaan tersebut adanya perbedaan dasar perhitungan panjang pipa dan perbedaan head statis (ketinggian keluarnya fluida), serta pompa yang didesain untuk membongkar muatan air dan untuk mengantisipasi adanya perubahan-perubahan pada instalasi di atas kapal
- 3) Daya poros, akibat dari head total pompa yang berbeda, maka mengakibatkan daya yang diperlukan untuk memutar poros juga berbeda. Dari perhitungan diperoleh daya penggerak poros (P) : 74,04 kW, sedangkan di lapangan adalah 512 kW.

## Saran

Pompa kargo adalah alat yang penting pada kapal tanker, karena jika terjadi masalah pada alat tersebut mengakibatkan terganggunya pada proses pembongkaran muatan. Sehubungan dengan itu, penulis menyarankan beberapa hal sebagai berikut :

Pelumasan pada bantalan harus diperhatikan, karena keausan pada bagian tersebut juga menjadi salah satu penyebab penurunan kinerja dari pompa. Seiring mungkin dilakukan pembersihan pada filter, sebab kalau banyak sumbatan akan menyebabkan kapasitas aliran menurun.

## DAFTAR PUSTAKA

1. Austin H Church, terjemahan Zulkifli Harahap, "Pompa dan Blower Sentrifugal" Erlangga, Jakarta, 1993
2. Hicks, Edwards, "Teknologi Pemakaian Pompa" Erlangga, Jakarta 1996
3. Sularso, Haruo Tahara, "Pompa dan Kompresor", Pradnya Paramita, Jakarta, 2004
4. Victor L Streeter, E Benjamin Wylie, terjemahan Arko Priyono, "Mekanika Fluida", Jilid 1, Erlangga, Jakarta