

ANALISA KINERJA POMPA SENTRIFUGAL DOUBLE STAGE PT CHEVRON PACIFIC INDONESIA SELAT MAKASSAR LAPANGAN

Jafar Sodik¹, Rachmasari Pramita Wardhani², Risetridharma
Simanjuntak³

¹ Teknik Mesin, Univesitas Tridharma, Balikpapan, Indonesia
Email: jafarsodik@students.untri.ac.id

² Teknik Mesin, Univesitas Tridharma, Balikpapan, Indonesia
Email: rachmadosen@gmail.com

³ Teknik Mesin, Univesitas Tridharma, Balikpapan, Indonesia
Email: rismasimanjuntak@gmail.com

Abstract

Pump is a device for moving liquids and even solids from one place to another by adding energy to the liquid. In order to carry out its duties, the pump needs to be driven by an electric motor, diesel engine or other propulsion engine. because the pump is driven, the pump gets energy from the drive, then the energy is transmitted or given by the pump to the liquid, so that with the pump the liquid can be moved from a low place to a higher place, the liquid can be moved from low pressure to high pressure, the liquid flow rate can be enlarged. the transfer of liquid through the channel by using a pump causes the liquid to flow, so the performance of the pump is related to the flow of the liquid. In the flow of liquids there are two forms of energy. The first is potential energy, namely the form of energy that exists in the liquid with respect to the location of the liquid. the higher the location of the liquid from the bottom, the greater the potential energy of the liquid. likewise, the greater the pressure of the liquid, the greater the potential energy of the liquid, the second kinetic energy, namely the form of energy that exists in the liquid in relation to the velocity of the fluid. the greater the velocity of the fluid, the greater the energy of the fluid's motion.

Keywords: Pump, energy, velocity, kinetic, liquid

Abstrak

Pompa adalah suatu alat untuk memindahkan cairan bahkan benda padat dari suatu tempat ke tempat lain dengan cara menambahkan energi kepada cairan tersebut. agar dapat melaksanakan tugasnya, pompa perlu di gerakkan oleh motor listrik, mesin diesel atau mesin penggerak lainnya. Karena pompa digerakkan, pompa memperoleh energi dari penggeraknya, kemudian energi tersebut diteruskan atau diberikan oleh pompa terhadap cairan, sehingga dengan pompa cairan dapat dipindahkan dari tempat rendah ke tempat yang lebih tinggi, cairan dapat dipindahkan dari tekanan rendah ke tekanan tinggi, debit cairan dapat diperbesar. Pemindahan cairan melalui saluran dengan menggunakan pompa menjadikan cairan akan mengalir, sehingga kinerja pompa berkaitan dengan aliran cairan. Pada aliran cairan terdapat dua bentuk energi. yang pertama energi potensial yaitu bentuk energi yang ada pada cairan sehubungan dengan letak dari cairan tersebut. Makin tinggi letak cairan dari dasar, makin besar energi potensial cairan itu. demikian pula makin besar tekanan cairan semakin besar pula energi potensial cairan itu, yang kedua energi kinetik

**Analisa Kinerja Pompa
Sentrifugal Double
Stage**

**Jafar Sodik, Rachmasari
Pramita Wardhani,
Risetridharma
Simanjuntak**

Jurnal Teknosains
Kodepena
pp. 14-25

JURNAL TEKNOSAINS KODEPENA
Kodepena Journal of Technoscience



yaitu bentuk energi yang ada pada cairan sehubungan dengan kecepatan gerak cairan tersebut. makin besar kecepatan gerak cairan makin besar energi gerak cairan tersebut.

Kata kunci: Pompa, Energi, Kecepatan, Kinetic, Cairan

1. PENDAHULUAN

Pompa adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan zat cair dengan cara meneruskan energi yang diperoleh pompa dari mesin penggerak kepada cairan. cairan dapat dipindahkan dari tempat rendah ke tempat yang lebih tinggi, cairan dapat dipindahkan dari tekanan rendah ke tekanan tinggi serta debit cairan dapat diperbesar. pemindahan cairan pada pompa menggunakan pipa sebagai media cairan mengalir. pada proses pendistribusian cairan terdapat dua bentuk energi yaitu energi potensial berbentuk energi yang ada pada cairan sehubungan dengan letak dari cairan tersebut. energi kinetik yaitu bentuk energi yang ada pada cairan sehubungan dengan kecepatan gerak cairan tersebut. Makin besar kecepatan gerak cairan makin besar energi gerak cairan tersebut.

Pada proses pemurnian minyak mentah ada beberapa pompa yang digunakan, salah satunya digunakan pada proses pemisahan sedimen. Proses pemisahan sedimen terjadi di dalam separator dimana sedimen tersebut diendapkan di bagian bawah. Untuk mempermudah mengalirkan sedimen ke sistem pembuangan diperlukan proses *jetting* yaitu proses memasukkan air laut menggunakan pompa *jetting* ke dalam separator melalui *jetting nozzle* dengan debit tertentu. Efektifitas proses *jetting* ditentukan oleh debit yg dapat dihasilkan oleh pompa, semakin besar debit maka akan semakin efektif. Jenis pompa yang digunakan adalah pompa horizontal sentrifugal *double stage* dengan dengan desain debit 670 gpm. Pompa *jetting* ini merupakan pompa dengan tingkat kekritikalan level 1 sehingga ketersediaan dan keandalannya harus terus dijaga, supaya proses dapat menghasilkan minyak mentah murni dengan kandungan air dan sedimen di bawah 1% . Kondisi saat ini pompa hanya dapat dioperasikan dengan maksimal debit 199.6 gpm dikarenakan tekanan pada sistem utilitas air laut harus tetap terjaga supaya tidak mempengaruhi sistem lain yang menggunakan air laut. Berdasarkan data-data *work order* dari tahun 2008 rata-rata terjadi 2 sampai 3 kali kerusakan dengan total pengeluaran biaya yang cukup besar, oleh karena itu berdasarkan uraian di atas maka peneliti menganalisis kinerja pompa sentrifugal *double stage* yang digunakan pada proses *jetting* apakah masih beroperasi dalam batasan desain atau tidak.

2. METODOLOGI

Waktu dan tempat pelaksanaan penelitian dimulai pada tanggal 8 Agustus 2020 sampai dengan 8 September 2020 sedangkan pelaksanaan penelitian berlokasi di platform west seno field selat makassar PT. Chevron Pacific Indonesia.

Pompa yang diteliti adalah pompa sentrifugal dengan jenis horizontal *double stage* seperti yang terlihat di gambar 1, yang berfungsi untuk memompa air laut ke dalam separator dengan penggerak motor listrik 200 hp.



Gambar 1. Pompa Jetting Water

Berikut ini spesifikasi Pompa Jetting:

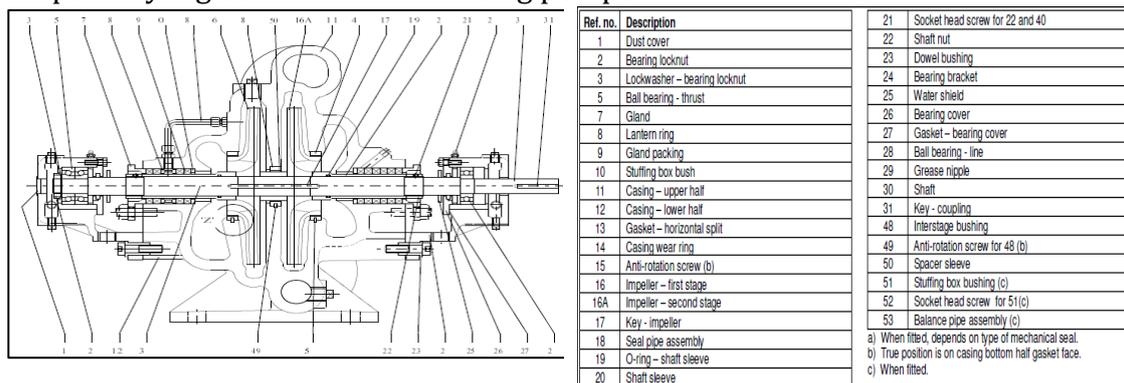
a. Data Sheet

Spesifikasi pompa jetting yang digunakan di di lapangan West Seno adalah sebagai berikut :

- Manufaktur : Flowserve PumpDivision
- Model pompa : 4LLR11
- Kapasitas : 670 gpm
- Tipe Impeller : Closed sebanyak 2 buah
- Diameter Impeller : 10,4 inci
- Tipe Bearing : Radial single row/ Thrust double row
- Lubrikasi Bearing : Grease
- Tipe Casing : Split Axial
- Tekanan kerja : 299,6 psi dengan tekanan kerja maksimum yang diperbolehkan (MAWP) 450 psi
- Penggerak : Motor listrik 200 HP dengan putaran 3000 RPM dan arus nominal 256A
- Tipe zat cair : Air laut
- SG : 1.020
- Mechanical Seal : Jhon Crane Single Inside
- Seal Flush : API Plan 11
- NPSHr : 10.7 ft

b. Sectional Drawing

Gambar 2 adalah sectional drawing yang menunjukkan komponen-komponen yang berada di dalam casing pompa.



Gambar 2. Sectional Drawing

Metode Pengumpulan data dilakukan studi literatur dari berbagai buku serta referensi yang sesuai dengan pembahasan yang diamati untuk mendapatkan formulasi secara ilmiah serta mengadakan observasi dengan cara melakukan tinjauan di lapangan yang berkaitan dengan pompa sentrifugal pada lokasi lepas pantai lapangan West Seno. Observasi dilakukan pada saat operator lapangan melakukan proses *jetting* yang biasanya dilakukan 2 sampai 3 kali dalam 1 *shift* kerja dengan durasi operasional pompa sekitar 30 menit setiap kali *jetting*.

Tabel 1. Bahan dan alat yang diperlukan

No	Bahan yang dibutuhkan	Unit	No	Alat yang dibutuhkan	Unit
1	P&D	1	1	Kunci pipa	1
2	Flow transmitter	1	2	Jangka sorong	1
3	Pressure transmitter	1	3	Sepidol permanent	1
4	Pressure gauge	1	4	Palu	1
5	Meteran	1	5	Meteran	1
			6	Kunci pas ring	1 Set
			7	Gas detector	1
			8	Kunci inggris	1
			9	Tang amper	1

Proses pengambilan data – data pompa sentrifugal *double stage* pada lokasi lepas pantai lapangan West Seno adalah sebagai berikut :

- 1) Mengambil data debit aliran rata-rata
- 2) Mengukur diameter pipa *suction* dan diameter *discharge* pompa
- 3) Mengukur panjang pipa *suction* dan *discharge* pompa
- 4) Mengambil data tekanan pada *suction* dan *discharge* pompa
- 5) Menghitung jumlah *valves* dan *fittings*
- 6) Mengukur ketinggian permukaan *header* air laut terhadap garis tengah pompa

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

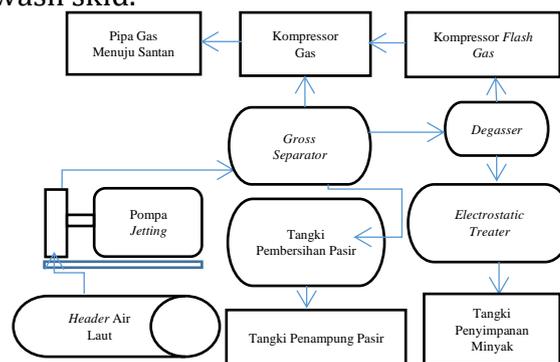
3.1 Proses aliran dilapangan west seno

Cara Lapangan West Seno merupakan salah satu anjungan lepas pantai milik perusahaan Chevron tergabung dalam Kalimantan operation (KLO) wilayah North Offshore (lepas pantai utara) yang berlokasi di selat Makassar. Di lapangan West Seno terdapat 2 platform yaitu Floating Production Unit (FPU) dan Tension Leg Platform (TLP). Dalam kesehariannya lapangan West Seno memproduksi liquid (cairan) 3000 - 6000 BLPD (barrel liquid per day), serta gas sekitar 10.000 MSCFD (meter standart cubic feet per day).

Aliran fluida dimulai dari wellhead (kepala sumur) yang berada di TLP kemudian menuju ke beberapa tangki separator yang ada di FPU. Fluida yang mengalir dari kepala sumur terdiri dari 3 fasa, yaitu fasa cair, fasa gas dan fasa solid (pasir). Proses pemisahan fasa gas dan fasa liquid terjadi di dalam Low Pressure Separator dimana fasa gas dialirkan menuju kompresor dan fasa liquid serta pasir dialirkan menuju gross separator. Di dalam gross separator terjadi proses pemisahan antara minyak, air pasir serta gas yg terikut. Efektivitas proses

pemisahan di dalam gross separator sangat berpengaruh terhadap kualitas minyak mentah yang dihasilkan.

Salah satu proses yang penting dalam proses pemurnian minyak mentah yaitu proses pemisahan sedimen/pasir di dalam gross separator. Pasir akan mengendap di bagian bawah gross separator, seiring dengan waktu semakin lama pasir yang mengendap akan semakin banyak dan jika hal ini dibiarkan maka level pasir akan semakin tinggi dan akan menyebabkan kandungan pasir di dalam minyak akan melebihi standar baku mutu. Untuk itu pasir yang mengendap di dalam gross separator perlu dibuang secara berkala. Supaya proses pembuangan pasir berjalan secara efektif diperlukan proses jetting yaitu proses memasukkan air laut ke dalam gross separator menggunakan pompa sentrifugal dengan debit tertentu sehingga pasir yang mengendap dapat dialirkan dengan mudah melalui pipa pembuangan pasir menuju sand wash skid.



Gambar 3. Diagram Aliran Fluida

3.2 Data Penelitian

Data-data yang didapatkan selama melakukan observasi adalah sebagai berikut :

- Debit rata-rata : 199,6 gpm
- Tekanan suction (header air laut) : 80 psi
- Tekanan discharge : 330 psi
- Arus motor : 115 A (nominal 256A)

Selain data operasi pompa, penulis juga melakukan pengukuran pada sistem perpipaan dengan data-data sebagai berikut

Tabel 2. Data sistem perpipaan

Data	Pipa Suction		Pipa Discharge	
Diameter	8 inchi		6 inchi	
Panjang	39 ft		112 ft	
	Jumlah	L/D	Jumlah	L/D
Belokan 90 ⁰	4	30	6	30
Belokan 45 ⁰	n/a	n/a	2	16
Tee	2	20	n/a	n/a
Contraction	1	n/a	n/a	n/a
Strainer	1	n/a	n/a	n/a
Ball Valve	3	3	2	3
Check Valve	1	50	1	50
Control Valve	n/a	n/a	1	340

Dari data operasi di atas dapat dilihat bahwa pompa beroperasi dengan laju aliran lebih rendah dari laju aliran desain pompa. Seperti yang telah dijelaskan pada bab sebelumnya bahwa telah terjadi beberapa kerusakan yang memakan biaya cukup besar oleh karena itu perlu dilakukan analisis apakah kondisi operasi pada saat ini berpengaruh terhadap kerusakan tersebut atau tidak.

3.3 Pembahasan

Untuk mengetahui faktor-faktor apa saja yang mempengaruhi kinerja pompa, pada bagian ini akan dilakukan perhitungan dan analisa berdasarkan data - data yang sudah didapatkan dari lapangan.

3.3.1 Net Positive Suction Head yang tersedia (NPSHa)

Sistem utilitas air laut di lapangan West Seno menggunakan vertical turbine pump dimana keluaran dari pompa tersebut terbagi menjadi 2 yaitu untuk *supply RO water maker* dan untuk *jetting system* yang disupply melalui pipa header air laut dengan tekanan sebesar 80 psi dan debit 100 gpm. Untuk menghitung NPSHa sesuai dengan persamaan 1 perlu dilakukan perhitungan beberapa komponen suction head.

1. Suction Pressure Head

Berdasarkan hasil observasi telah diketahui bahwa tekanan suction yang tersedia sebesar 80 psi. Maka perhitungan untuk head adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} h_{sp} &= \text{tekanan suction} + \text{tekanan atmosfer} \\ &= 80 \text{ psi} + 14,7 \text{ psi} = 94,7 \text{ psi} \end{aligned}$$

Untuk mengubah menjadi satuan panjang maka digunakan rumus sebagai berikut :

$$h_{sp} = \frac{P_s \times 2,31}{SG} = \frac{94,7 \times 2,31}{1,020} = 214,5 \text{ ft}$$

2. Static suction head

Header air laut yang menjadi supply pompa jetting berada di bawah dek dengan ketinggian 6 ft maka :

$$h_{ss} = 6 \text{ ft}$$

1. Friction Suction Head

Merupakan kerugian-kerugian head yang diakibatkan adanya gesekan antara air laut dengan permukaan pipa. Berdasarkan data hasil pengukuran pipa di atas, friction suction head dapat dihitung sebagai berikut :

a. Head loss mayor (hm)

Head loss mayor dapat dihitung dengan menggunakan rumus di bawah ini :

$$h_m = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (\text{ft})$$

Untuk menghitung head loss mayor, kita perlu mencari data pada masing - masing faktor yaitu menghitung luas penampang pipa (A) dan kecepatan cairan dalam pipa (V).

Untuk pipa suction 8 inchi dengan aktual diameter dalamnya = 7,981 inchi (0,665 ft) maka perhitungan luas penampangnya adalah sebagai berikut :

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{ft}^2)$$

$$A = \frac{3,14 \times 0,665^2}{4} = 0,347 \text{ ft}^2$$

Berdasarkan data sebelumnya diketahui bahwa kapasitas aliran cairan dari pompa utilitas air laut adalah 100 gpm = 0,22 ft³/s, sehingga bisa dihitung kecepatan aliran di dalam pipa.

$$V = Q/A$$

$$V = 0,22/0,347 = 0,634 \text{ ft/s}$$

Untuk nilai koefisien rugi gesekan pada masing - masing ukuran pipa dapat dicari dalam moody diagram pada lampiran 1. Sebelum mencari koefisien rugi gesekan, kita harus mengetahui lebih dulu tipe aliran cairan (laminar atau turbulen) dengan menghitung reynold number dimana viskositas air laut diketahui sebesar 1 centistokes = 0,00001076 ft²/s maka :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{0,634 \times 0,665}{0,00001076} = 39.183,08$$

$Re > 4000$, turbulen flow

Dengan relatif roughness di bawah ini :

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,00015}{0,665} = 0,00023$$

Maka Friction factor (f) untuk pipa 8 inch :
 $f = 0,0232$

Dari nilai - nilai yang diperoleh diatas, kita bisa menghitung head loss mayor:

$$h_m = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$h_m = 0,0232 \times \frac{39}{0,665} \times \frac{0,634^2}{(2 \times 32,2)} = 0,0085 \text{ ft}$$

b. Head loss minor (h_{mn})

Untuk menghitung head loss minor kita bisa menggunakan persamaan berikut ini :

Dimana nilai K pada masing - masing pipa dapat dihitung berdasarkan data pada tabel 2 dengan persamaan sebagai berikut:

$$K = n f \frac{L}{D}$$

$$K_{belokan\ 90} = 4 \times 0,0232 \times 30 = 2,784$$

$$K_{tee} = 2 \times 0,0232 \times 20 = 0,928$$

$$K_{check\ valve} = 1 \times 0,0232 \times 50 = 1,160$$

$$K_{ballvalve} = 3 \times 0,0232 \times 3 = 0,209$$

Pada pipa suction terdapat 1 contraction dari 8 inchi (0,665 ft aktual inside diameter) menjadi 6 inchi (0,505 ft inside diameter). Untuk menghitung nilai K menggunakan rumus di bawah ini :

$$K_{contraction} = 0,5 \times \left(1 - \frac{0,505^2}{0,665^2}\right) = 0,21$$

Tabel 3. Head Loss Minor pada pipa Suction

Pipa Suction 8 inchi	$K \frac{v^2}{2g}$
Belokan 90 ⁰	0,0174
Tee	0,0058
Contraction	0,0013
Ball Valve	0,0013
Check Valve	0,0072

Pada pipa *suction* juga terdapat 1 strainer dengan ukuran 4 inchi. Berdasarkan lampiran 6 pada debit 100 gpm diketahui $\Delta P = 0,15$ psi sehingga untuk mencari head loss minor pada strainer tersebut dapat dihitung sebagai berikut :

$$h_{\Delta P} = \frac{\Delta P \times 2,31}{SG}$$

$$h_{\Delta P} = \frac{0,15 \times 2,31}{1,020}$$

$$h_{\Delta P} = 0,34 \text{ ft}$$

Dari perhitungan di atas, maka total head minor adalah :

$$\begin{aligned} h_{mn} &= 0,0174 + 0,0058 + 0,0013 + 0,0013 + 0,0072 + 0,34 \\ &= 0,373 \text{ ft} \end{aligned}$$

Dengan demikian friction suction head (hfs) pada pompa jetting adalah :

$$\begin{aligned} h_{fs} &= h_m + h_{mn} \\ &= 0,0085 + 0,373 = 0,3815 \text{ ft} \end{aligned}$$

4. Perhitungan vapor pressure head (hvp)

Dari data pada lampiran 2 diketahui vapor pressure air laut pada suhu 60oF adalah 19,9 KPa = 2,886 psi maka headnya adalah :

$$h_{vp} = \frac{P_{vp} \times 2,31}{SG} \text{ (ft)}$$

$$h_{vp} = \frac{2,886 \times 2,31}{1,020} = 6,5 \text{ ft}$$

Setelah diketahui semua parameter di atas maka NPSHa dari pompa jetting adalah sebagai berikut :

$$NPSHa = h_{sp} + h_{ss} - h_{fs} - h_{vp} \quad \text{(persamaan 1)}$$

$$\begin{aligned} &= 214,5 + (-6) - 0,3815 - 6,5 \\ &= 202,6185 \text{ ft} \end{aligned}$$

3.3.2 Total discharge head (Hd)

Dari hasil observasi diketahui bahwa tekanan pada discharge pompa adalah 330 psi dengan debit 199,6 gpm. Untuk menghitung *total discharge head* menggunakan persamaan 2 dengan melakukan perhitungan terlebih dahulu pada beberapa komponen head pipa discharge.

1. Discharge Pressure Head

Berdasarkan hasil observasi telah diketahui bahwa tekanan suction yang tersedia sebesar 330 psi. Maka perhitungan untuk head adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{hdp} &= \text{tekanan discharge} + \text{tekanan atmosfer} \\ &= 330 \text{ psi} + 14,7 \text{ psi} = 344,7 \text{ psi} \end{aligned}$$

Untuk mengubah menjadi satuan panjang maka digunakan rumus sebagai berikut :

$$\text{hdp} = \frac{Ps \times 2,31}{SG} = \frac{344,7 \times 2,31}{1,020} = 780,6 \text{ ft}$$

2. Static Discharge Head

Untuk menghasilkan proses pemisahan minyak mentah yang baik, level cairan di dalam gross separator dijaga pada 70% atau sekitar 7 ft maka :

$$\text{hsd} = 7 \text{ ft}$$

3. Friction Discharge Head

Berdasarkan data hasil pengukuran pipa di atas, friction discharge head dapat dihitung sebagai berikut :

a. Head loss mayor (hm)

Untuk pipa suction 6 inchi dengan aktual diameter dalamnya = 6,065 inchi (0,505 ft) maka perhitungan luas penampangnya adalah sebagai berikut :

$$A = \frac{3,14 \times 0,505^2}{4} = 0,2 \text{ ft}^2$$

Seperti diketahui bahwa debit pada pipa discharge adalah 199,6 gpm = 0,44 ft³/s, maka kecepatan aliran di dalam pipa :

$$V = \frac{0,44}{0,2} = 2,2 \text{ ft/s}$$

Untuk mengetahui nilai koefisien gesek dapat menggunakan moody diagram. Dengan viskositas kinematik air laut yang sudah diketahui maka :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{2,2 \times 0,505}{0,00001076} = 103.252,8$$

$$Re > 4000, \text{ turbulen flow}$$

Dengan relatif roughness di bawah ini :

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,00015}{0,505} = 0,0003$$

Maka Friction factor (f) untuk pipa 6 inch :
 $f = 0,0195$

Dari nilai - nilai yang diperoleh diatas, kita bisa menghitung head loss mayor:

$$h_m = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$h_m = 0,0195 \times \frac{112}{0,505} \times \frac{2,2^2}{(2 \times 32,2)} = 0,325 \text{ ft}$$

b. Head loss minor (hmn)

Berdasarkan data pada tabel 2 dengan persamaan 3 didapatkan nilai koefisien kerugian (K) pada pipa discharge sebagai berikut:

$$K = n \times f \times \frac{L}{D}$$

$$\begin{aligned} K_{belokan\ 90} &= 6 \times 0,0195 \times 30 = 3,51 \\ K_{belokan\ 45} &= 2 \times 0,0195 \times 30 = 1,17 \\ K_{check\ valve} &= 1 \times 0,0195 \times 50 = 0,975 \\ K_{ballvalve} &= 2 \times 0,0195 \times 3 = 0,117 \\ K_{control\ valve} &= 1 \times 0,0195 \times 340 = 6,63 \end{aligned}$$

Setelah diketahui nilai koefisien gesek (K) masing-masing valve dan fitting, maka besarnya head loss minor dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$hmn = K \frac{v^2}{2g} \quad \text{(persamaan 3)}$$

Dan besarnya head loss minor pada masing-masing valve dan fitting pipa discharge ditunjukkan pada tabel 4.

Tabel 4. Head Loss Minor pada pipa discharge

Pipa Suction 6 inchi	$K \frac{v^2}{2g}$
Belokan 90 ⁰	0,2637
Belokan 45 ⁰	0,0879
Check Valve	0,0733
Ball Valve	0,0088
Control Valve	0,4983

Dari perhitungan di atas, maka total head minor adalah :

$$\begin{aligned} hmn &= 0,2637 + 0,0879 + 0,0733 + 0,0088 + 0,4983 \\ &= 0,932 \text{ ft} \end{aligned}$$

Maka friction discharge head (hfd) pada pompa jetting adalah :

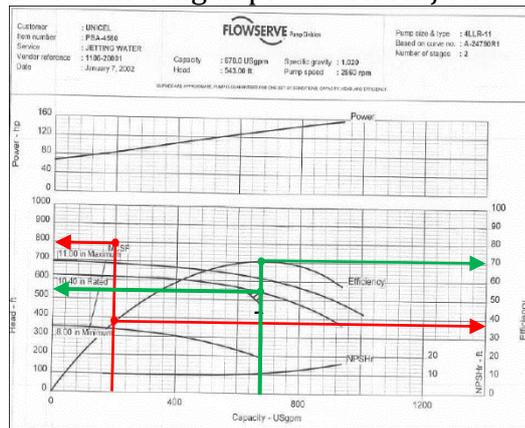
$$\begin{aligned} hf\ d &= h_m + h_{mn} \\ &= 0,325 + 0,932 \\ &= 1,257 \text{ ft} \end{aligned}$$

Setelah diketahui semua komponen head pada pipa discharge maka total discharge head dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 H_d &= h_{dp} + h_{sd} + h_{fd} && \text{(persamaan 2)} \\
 &= 780,6 + 7 + 1,257 \\
 &= 788,857 \text{ ft}
 \end{aligned}$$

3.4 Analisis Hasil Perhitungan Data Dengan Desain Pompa

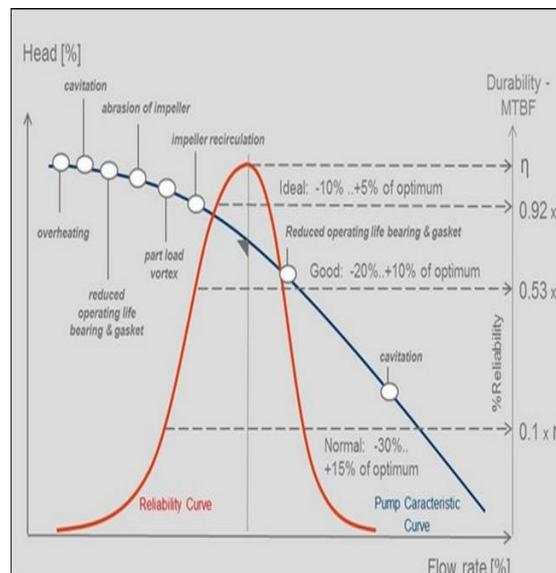
Berdasarkan hasil perhitungan di atas untuk nilai NPSHa dalam kondisi ideal yaitu lebih besar daripada NPSHr. Di bawah ini adalah gambar kurva pompa yang menunjukkan perbandingan antara kondisi operasi pompa aktual dengan plot warna merah dan kapasitas desain dengan plot warna hijau.



Gambar 4. Kurva Kinerja Pompa Aktual vs Desain

Dari kurva di atas dapat dianalisis beberapa hal yaitu :

- Pompa beroperasi pada head yang sangat tinggi dengan debit rendah
- Pompa beroperasi dengan efisiensi yang rendah sebesar 37 %
- Pompa beroperasi jauh dari titik Best Efficiency Point (BEP)



Gambar 5. Kurva Kinerja Pompa & Efek Samping

Dengan mengacu pada gambar 4, dapat disimpulkan bahwa kondisi operasi aktual pompa jetting berada di luar batas desain yang dapat menimbulkan beberapa

efek samping dan kerusakan yaitu *overheating, low flow cavitation, reduced operating life bearing & gasket, abrasion of impeller, part load vortex, impeller recirculation* dan mengakibatkan pompa menjadi tidak reliable.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisis kinerja aktual pompa *jetting* melalui perhitungan-perhitungan di atas kemudian dibandingkan dengan desain pompa maka dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut:

- 1) NPSHa nilainya lebih besar yaitu 202,6185 ft dibandingkan dengan NPSHr sebesar 10,7 ft dengan demikian tidak akan terjadi kavitasi akibat kekurangan suction head
- 2) Total discharge head aktual yang dihasilkan oleh pompa sebesar 788,857ft dengan debit 199,6 gpm
- 3) Diketahui total discharge head desain adalah 543ft dengan debit 670 gpm. Jika dibandingkan dengan total discharge head aktual di atas, maka kondisi operasi aktual pompa telah keluar dari batas desain dengan kelebihan head sebesar 245,857 ft atau sekitar 45% dan kekurangan debit sebesar 470,4 gpm atau sekitar 70%

5. SARAN

Dalam mengatasi permasalahan - permasalahan yang timbul karena cara pengoperasian pompa terbatas oleh ketersediaan *supply* dari sistem utilitas air laut yang ada maka ada beberapa saran untuk penyelesaiannya yaitu:

- 1) Memperkecil diameter impeller
- 2) Mengganti dengan pompa yang berkapasitas kecil jika debit yang diperlukan hanya sekitar 200 gpm
- 3) Memasang jalur *recycle* ke pipa *header* air laut sehingga pompa bisa dioperasikan sesuai dengan debit desain yaitu 670 gpm tanpa mengganggu sistem utilitas air laut.
- 4) Menambah supply air laut pada pipa header menggunakan pompa booster

6. DAFTAR PUSTAKA

- Flowserve Educational Services. 2011. Pump And Mechanical Seal Principles. USA: Flowserve Management Company.
- Heald, C.C. 2010. Flowserve Cameron Hydraulic Data. Nineteenth Edition. USA: Flowserve Corporation.
- Stewart, Maurice. 1999. Pumps And Pumping Systems. USA : Worldwide Petroleum Training.
- Sularso dan Tahara, Haruo. 2000. Pompa Dan Kompresor. Cetakan Ketujuh. Jakarta: PT Pradnya Paramita.
- West Seno Flotating Production Unit Platform Diagram index. 2010. Piping and Instrumentation Diagram - Chevron Indonesia Company. Balikpapan.