

ANALISA PERBANDINGAN KINERJA POMPA SENTRIFUGAL DENGAN PENGATURAN BUKAAN KATUP

Yuliani

Dosen Jurusan Teknik Mesin Sekolah Tinggi Teknologi Pekanbaru
Corresponding author : yulianiabusaid@yahoo.com

Abstrak

Kebutuhan pelayanan kapasitas operasi pompa tidak selalu tetap, tetapi disesuaikan dengan kebutuhan, sehingga kapasitas aliran harus diatur untuk menyesuaikan kebutuhan. Pengujian dilakukan untuk menganalisis karakteristik pompa, kinerja pompa melalui variasi bukaan katup (tanpa perantara *pully & belting*) dan membandingkannya dengan pengaturan bukaan katup pada pompa digerakkan oleh motor penggerak dengan perantara *pully & belting*. Penelitian dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh variasi pengaturan bukaan katup terhadap tekanan dan debit aliran air pompa sentrifugal untuk memperoleh kinerja pompa sentrifugal akibat pengaturan bukaan katup yang diberikan dan mengetahui perbandingan kinerja pompa melalui variasi bukaan katup (tanpa perantara *pully & belting*) dan membandingkannya dengan pengaturan bukaan katup pada pompa digerakkan oleh motor penggerak dengan perantara *pully & belting*. Pada hasil pengujian yang telah dilakukan dapat disimpulkan, cara pengaturan kontrol kapasitas aliran pengaturan putaran pompa tanpa puli dan belting dilakukan pada putaran pompa 2850 rpm dan pompa dengan *pully & belting* pada putaran motor 1470 rpm dan putaran pompa 2939 rpm. Kapasitas dan tekanan yang dihasilkan daya pompa dengan *pully & belting* lebih besar (tidak signifikan). Hal ini disebabkan putaran pompa dengan menggunakan *pully & belting* lebih besar. Pengaruh variasi pengaturan bukaan katup terhadap tekanan dan debit aliran air pompa sentrifugal untuk memperoleh kinerja pompa sentrifugal kelihatan jelas dari hasil perhitungan yang telah dilakukan.

kata kunci : bukaan katup, kinerja, pompa sentrifugal

PENDAHULUAN

Kebutuhan pelayanan kapasitas operasi pompa tidak selalu tetap, tetapi disesuaikan dengan kebutuhan, sehingga kapasitas aliran harus diatur untuk menyesuaikan kebutuhan. Cara pengaturan kontrol kapasitas aliran antara lain, pengaturan katup, pengaturan putaran, pengaturan sudut sudu impeler, pengaturan jumlah pompa dan pengaturan dengan *reservoir* (Sunnyoto, 2008). Pengujian pompa Sentrifugal telah banyak dilakukan. Pengujian Kinerja Pompa Sentrifugal menggunakan Kontrol Inventer (Wahyu Djarmono Putro, 2010) menghasilkan, semakin besar debit, maka *head* semakin kecil. Hal ini dikarenakan tekanan isap merupakan fungsi terbalik dari debit, sehingga debit yang besar memperkecil tinggi isap (*head*). Analisa kapasitas aliran dan tekanan pompa sentrifugal rangkaian seri (Nazaruddin, 2015), pengujian dilakukan dengan pengaturan bukaan katup. Pada pengujian ini cara pengaturan kontrol kapasitas aliran dengan pengaturan putaran dimana pompa digerakkan oleh motor penggerak dengan perantara *pully* dan *belting* serta *control* bukaan katup. Analisa dilakukan terhadap karakteristik

pompa, kinerja pompa melalui variasi bukaan katup (tanpa perantara *pully* dan *belting*) dan membandingkannya dengan pengaturan bukaan katup pada pompa digerakkan oleh motor penggerak dengan perantara *pully* dan *belting*. Penelitian yang akan dilakukan dengan tujuan untuk :

1. Mengetahui pengaruh variasi pengaturan bukaan katup terhadap tekanan dan debit aliran air pompa sentrifugal untuk memperoleh kinerja pompa sentrifugal akibat pengaturan bukaan katup yang diberikan.
2. Mengetahui perbandingan kinerja pompa melalui variasi bukaan katup (tanpa perantara *pully* dan *belting*) dan membandingkannya dengan pengaturan bukaan katup pada pompa digerakkan oleh motor penggerak dengan perantara *pully* dan *belting*.

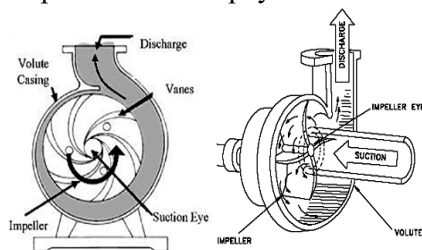
Teori Pendukung

Pompa Sentrifugal

Pompa adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan suatu cairan dari suatu tempat ke tempat lain dengan cara menaikkan tekanan cairan tersebut. Kenaikan tekanan cairan

tersebut digunakan untuk mengatasi hambatan-hambatan pengaliran. Hambatan-hambatan pengaliran itu dapat berupa perbedaan tekanan, perbedaan ketinggian atau hambatan gesek (Siswadi, 2009).

Pompa sentrifugal memanfaatkan energi *kinetic* dari fluida untuk dirubah menjadi energi kecepatan dan tekanan. Putaran *impeller* akan menghasilkan gaya sentrifugal dan melempar fluida ke sisi luar sehingga kecepatan meningkat. Kecepatan tersebut kemudian diarahkan oleh *casing* pompa (*volute* atau *difuser*) menjadi tekanan, keluar melalui *discharge*. Pompa ini harus dijamin ketersediaan fluida dengan energi tertentu pada saluran isapnya.



Gambar 1. Pompa sentrifugal (Sunyoto, 2008)

Penggunaan Rumus

1. Debit Aliran/Rate of Discharge

Sesuai dengan hukum kontinuitas, maka debit aliran dapat dicari dengan rumus (Sularso,1985) :

$$Q = V A \quad (1)$$

Dimana :

V = kecepatan aliran (m/s)

A = luas penampang pipa (m)

2. Head pompa

Untuk mengetahui *head* total, semua *head* yang ada di sistem pompa tersebut harus diperhitungkan (Sularso, 19985) :

$$H_{tot} = h_s + h_p + h_f + \frac{V_d^2}{2g} \quad (2)$$

Dimana :

h_s = *head statis* total (m)

Δh_p = Perbedaan *head* tekanan(m)

h_f = Kerugian *head* dipipa, katup, belokan, sambungan.

3. Kerugian *head* di katup.

Kerugian ini ditentukan (Sularso,1985):

$$h_f = k \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (3)$$

Dimana:

k = koefisien kerugian katup

g = percepatan gravitasi(m/s²)

4. Daya Pompa

Daya pompa merupakan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa. Daya pompa dapat dihitung (Sularso,1985) :

$$Np = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \eta_p} \quad (5)$$

Dimana :

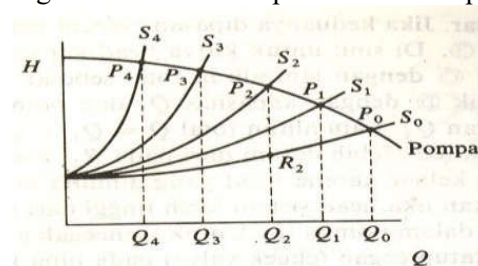
γ = Density cairan (kg/m³)

Q = Kapasitas pompa (m³/s)

H = Head pompa (m)

Pengaturan Buka-an Katup

Cara pengaturan ini menggunakan katup pengatur yang dipasang di pipa keluar pompa. Aliran diatur dengan jalan menghambat aliran dengan merubah-ubah pembukaan katup ini.



Gambar 2. Kurva H – Q dengan variasi bukaan katup (Sunyoto, 2008)

METODE PENELITIAN

Pengujian dilakukan di Laboratorium Prestasi Mesin STT Pekanbaru, pada tanggal 04 Maret sampai dengan 10 Maret 2017. Penelitian ini dimaksudkan untuk menganalisa kapasitas aliran dan tekanan pompa sentrifugal. Untuk variasi tekanan dan kapasitas, dilakukan *throttling* pada *discharge header*. Selanjutnya hasil yang didapatkan akan dianalisa dan dibuat grafik. Fluida yang digunakan dalam penelitian ini adalah air.

Alat Uji

Alat uji yang digunakan adalah sebuah pompa. Saluran isap pompa dihubungkan ke tangki air, Pompa mempunyai saluran tekan terpadu (*discharge header*) yang dilengkapi dengan *pressure gauge* dan *flowmeter*.



Gambar 3. Alat uji rangkaian pompa

Penggunaan Alat.

Alat uji yang digunakan:

- Pompa.

Pompa yang digunakan adalah 1buah pompa sentrifugal jenis *peripheral*. Pipa dan *fitting*. Untuk merangkai sebuah sistem digunakan pipa PVC (Polyvinyl Chloride) dan *fitting* yang disambung dengan lem.

- Komponen Pengukuran.

Untuk pengukuran digunakan *pressure gauge* dan *flowmeter*.

Teknik Analisa

Data yang didapatkan dari pengujian dan perhitungan pengaturan katup dibandingkan dalam sebuah tabel dan grafik dengan data hasil pengujian pengaturan putaran dengan menggunakan *pully* dan *belting* pada instalasi pompa yang sama dengan cara pengujian yang berbeda.

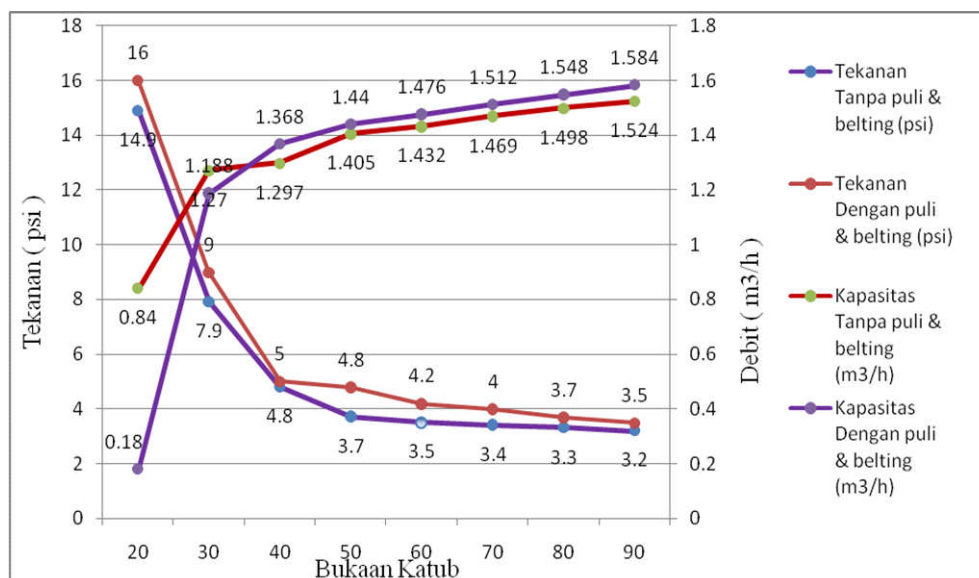
HASIL DAN BAHASAN

Data Pengujian

Pengujian dilakukan dengan bukaan katup yang divariasikan mulai 20°, 30°, 40°, 50°, 60°, 70°, 80°, dan 90°. Pengujian pompa tanpa *pully* dan *belting* dan pengujian pompa dengan *pully* dan *belting*. Data yang didapatkan adalah tekanan (*psi*) dan debit (m^3/h).

Tabel 1. Data pengujian pompa dan dengan *pully & belting*

Bukaan Katup (°)	Kapasitas		Tekanan	
	Tanpa puli & belting (m^3/h)	Dengan puli & belting (m^3/h)	Tanpa puli & belting (psi)	Dengan puli & belting (psi)
90	1,524	1,584	3,2	3,5
80	1,498	1,548	3,3	3,7
70	1,469	1,512	3,4	4,0
60	1,432	1,476	3,5	4,2
50	1,405	1,440	3,7	4,8
40	1,297	1,368	4,8	5,0
30	1,270	1,188	7,9	9,0
20	0,840	0,180	14,9	16,0



Gambar 4. Grafik Tekanan – Kapasitas tanpa dan dengan puli & belting

Dari gambar 4. menunjukkan tekanan pompa mulai kelihatan berubah pada bukaan 40⁰ sampai 20⁰. Mulai di titik inilah proses *throttling* terlihat jelas. Laju aliran atau debit mulai berubah di titik bukaan katup 50⁰. Hal ini sejalan dengan perubahan tekanan pada setiap bukaan katup. Kapasitas maksimum yang terbaca pada *flowmeter* adalah 1,524 m³/jam pada bukaan katup 90⁰. Sedangkan tekanan maksimum yang dicapai adalah 14,9 *psi* pada bukaan katup 20⁰.

Head Pompa

Aliran Disepanjang Pipa Isap

Perhitungan dilakukan untuk mengetahui kinerja pompa dengan rugi aliran disepanjang instalasi pipa pada bukaan katup 90⁰.

1. Kecepatan aliran pada pipa hisap (*suction pipe*)

Kecepatan aliran pada pipa isap di tentukan dengan menggunakan persamaan kontinuitas (1) :

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times (d)^2}$$

$$= \frac{0,000423 \text{ m}^3 / \text{s}}{0,785(0,0254 \text{ m})^2} = 0,836 \text{ m/s}$$

Aliran Dalam Pipa

Untuk mengetahui jenis aliran yang terjadi pada alat uji ini maka dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (3) *Reynold* :

$$\text{Re} = \frac{V \cdot Di}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{0,836 \text{ m/s} \cdot 0,0254 \text{ m}}{0,801 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}}$$

$$= 26509 \text{ (aliran turbulen)}$$

2. Rugi aliran disepanjang instalasi pipa isap

a. *Mayor losses*

Besarnya rugi-rugi aliran yang ditimbulkan akibat kekasaran penampang permukaan disepanjang pipa isap dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2) :

$$h_i = f \frac{L \cdot V^2}{Di \cdot 2g}$$

Dimana :

V = Kecepatan rata-rata aliran di dalam pipa 0,836 m/s.

h_i = kerugian gesek dalam pipa (m).

f = Koefisien kerugian gesek

L = Panjang pipa 0,5 m.

Di = Diameter dalam pipa

Nilai kekasaran relatif permukaan pipa adalah ε/Di , dimana :

$$\varepsilon = \text{nilai kekasaran permukaan pipa} = (0,0015 \times 10^{-3} \div 0,007 \times 10^{-3}) \text{ m} = 0,0000043 \text{ m}$$

$$Di = \text{Diameter dalam pipa} = 0,0254 \text{ m.}$$

Maka :

$$\frac{\varepsilon}{Di} = \frac{0,0000043 \text{ m}}{0,0254 \text{ m}} = 0,000169$$

Untuk menentukan besarnya koefisien gesek permukaan pipa maka dapat ditentukan dengan menggunakan *Diagram Moody* (Bambang, 2002), dari diagram didapat nilai f adalah : 0,021

Maka nilai kekasaran relatif permukaan pipa:

$$h_i = 0,021 \cdot \frac{0,5 \text{ m} \cdot (0,836 \text{ m/s})^2}{0,0254 \text{ m} \times 2 \times 9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$= 0,0147 \text{ m}$$

b. *Minor losses*

Komponen yang terdapat disepanjang pipa isap adalah *elbow* 90⁰, *union* dan *socket*.

• Head Kerugian Pada *elbow* 90⁰

Sepanjang pipa isap terdapat 2 buah *elbow* dengan nilai koefisien geseknya $f = 0,69$ (Bambang, 2002), sehingga :

$$h_{f \text{ elbow } 90^0} = f \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= 0,69 \cdot 2 \cdot \frac{(0,836 \text{ m/s})^2}{2 \cdot (9,81 \text{ m/s}^2)}$$

$$= 0,0492 \text{ m}$$

• Head Kerugian Pada *Union*

Union mempunyai nilai $f = 0,04$ [Bambang, 2002], sehingga :

$$h_{f \text{ unio}} = f \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= 0,04 \cdot \frac{(0,836)^2}{2 \cdot (9,81)} = 0,0014 \text{ m}$$

- Head Kerugian Pada *socket*
Socket mempunyai nilai $f = 0,08$,
sehingga :

$$h_{f_{socket}} = f \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= 0,08 \cdot \frac{(0,836)^2}{2 \cdot (9,81)} = 0,0028 \text{ m}$$

Head total pada pipa isap adalah :

$$H_{ti} = h_i + h_{f_{elbow 90^\circ}} + h_{f_{union}} + h_{f_{socket}}$$

$$= (0,0147 + 0,0492 + 0,0014 + 0,0028) \text{ m}$$

$$= 0,0681 \text{ m}$$

Dengan cara yang sama, hasil perhitungan untuk bukaan katup 20° s/d 80° didapat dan disajikan pada tabel 2.

Tabel 2. Harga head kerugian pada pipa isap (*suction head*)

Head Suction (m)	Bukaan Katup							
	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
h_i	0.0045	0.0102	0.0106	0.0125	0.0130	0.0137	0.0140	0.0147
$h_{f_{elbow 90^\circ}}$	0.0151	0.0342	0.0356	0.0418	0.0433	0.0457	0.0475	0.0492
$h_{f_{union}}$	0.0005	0.0009	0.0011	0.0012	0.0012	0.0013	0.0014	0.0014
$h_{f_{socket}}$	0.0009	0.0019	0.0021	0.0024	0.0025	0.0026	0.0027	0.0028
Jumlah	0.0210	0.0472	0.0494	0.0579	0.0600	0.0633	0.0656	0.0681

Kecepatan aliran yang terjadi dalam pipa tekan sama dengan pada pipa isap karena diameter pipa sama. Jenis aliran yang terjadi pada alat uji ini sama dengan pada pipa isap karena diameter pipa sama. $Re = 26509$

3. Rugi Aliran Disepanjang Instalasi Pipa Tekan

- Kerugian head akibat gesekan di dalam pipa tekan (*major losses*).

$$H_{t1} = f \cdot \frac{L V^2}{D_i 2g}$$

Nilai kekasaran relatif permukaan pipa adalah ε/D_i , dimana :

$$\varepsilon = \text{nilai kekasaran permukaan pipa} = 0,0000043$$

$$D_i = \text{Diameter pipa} = 0,0254 \text{ m.}$$

Maka :

$$\frac{\varepsilon}{D_i} = \frac{0,0000043 \text{ m}}{0,0254 \text{ m}} = 0,000169$$

Besarnya koefisien gesek permukaan pipa maka dapat ditentukan dengan menggunakan *Diagram Moody*, dari diagram didapat nilai f adalah : 0,021

Maka nilai kekasaran relatif permukaan pipa:

$$h_i = 0,021 \cdot \frac{2,96 \text{ m} \cdot (0,836 \text{ m/s})^2}{0,0254 \text{ m} \times 2 \times 9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$= 0,0872 \text{ m}$$

- Kerugian head akibat fitting di dalam pipa tekan (*minor losses*).

1. Head Kerugian Pada *elbow 90°*

Sepanjang pipa tekan terdapat 6 buah *elbow* dengan nilai koefisien geseknya $f = 0,69$ (Bambang, 2002), sehingga :

$$H_{f_{elbow 90^\circ}} = f \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= 0,6 \cdot \frac{(0,836)^2}{2 \cdot (9,81)} = 0,147 \text{ m}$$

2. Head Kerugian Pada *Union*

Union mempunyai nilai $f = 0,04$, sehingga :

$$h_{f_{union}} = f \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= 0,08 \cdot \frac{(0,836)^2}{2 \cdot (9,81)} = 0,0028 \text{ m}$$

3. Head Kerugian Pada *socket*

Socket yang digunakan pada pipa tekan 5 bh. *Socket* mempunyai nilai $f = 0,08$, sehingga :

$$h_{f_{socket}} = f \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= 0,08 \cdot \frac{(0,836)^2}{2 \cdot (9,81)} = 0,0142 \text{ m}$$

4. Head Kerugian Pada *Tee*

Sepanjang pipa tekan terdapat 1 buah *sambungan Tee* dengan nilai koefisien geseknya $f = 0,4$ (Bambang, 2002), sehingga:

$$h_{f_{tee}} = f \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= 0,4 \cdot \frac{(0,836)^2}{2 \times (9,81)} = 0,0142 \text{ m}$$

5. Head Kerugian Pada *Ball Valve*

Sepanjang pipa tekan terdapat 1 buah *ball valve* dengan nilai koefisien geseknya $f = 0,07$ (Bambang, 2002), sehingga :

$$h_{f \text{ ball valve}} = f \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= 0,07 \cdot \frac{(0,836)^2}{2 \times (9,81)} = 0,0025 \text{ m}$$

6. Head Kerugian Pada *Check Valve*

Sepanjang pipa tekan terdapat 1 buah *check valve* dengan nilai koefisien geseknya $f = 3,7$ (Bambang, 2002), sehingga :

$$h_{f \text{ check valve}} = f \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= 3,7 \cdot \frac{(0,836 \text{ m/s})^2}{2 \times (9,81 \text{ m/s}^2)}$$

$$= 0,1318 \text{ m}$$

7. Head Kerugian Pada *Flowmeter*

Sepanjang pipa tekan terdapat 1 buah *Flowmeter* dengan nilai koefisien geseknya $f = 5$, sehingga :

$$h_{f \text{ flowmeter}} = f \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= 5 \cdot \frac{(0,836)^2}{2 \times (9,81)} = 0,1781 \text{ m}$$

Head total pada pipa tekan adalah :

$$H_{ti} = h_i + h_{f \text{ elb } 90^\circ} + h_{f \text{ union}} + h_{f \text{ socket}} + h_{f \text{ tee}} + h_{f \text{ ball valve}} + h_{f \text{ check valve}} + h_{f \text{ flowmeter}}$$

$$= (0,0872 + 0,1474 + 0,0028 + 0,0142 + 0,0142 + 0,0025 + 0,1318 + 0,1781) \text{ m} = 0,5784 \text{ m}$$

Dengan cara yang sama, hasil perhitungan untuk bukaan katup 20° s/d 80° didapat dan disajikan pada tabel 3.

Tabel 3. Harga head kerugian pada pipa tekan (*discharge head*)

Head Discharge (m)	Bukaan Katup							
	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
h_i	0.0045	0.0102	0.0106	0.0125	0.0130	0.0137	0.0140	0.0872
$h_{f \text{ elbow } 90^\circ}$	0.0452	0.1025	0.1067	0.1254	0.1300	0.1371	0.1426	0.1474
$h_{f \text{ union}}$	0.0009	0.0019	0.0021	0.0024	0.0025	0.0026	0.0027	0.0028
$h_{f \text{ socket}}$	0.0044	0.0095	0.0105	0.0120	0.0125	0.0130	0.0135	0.0142
$h_{f \text{ tee}}$	0.0043	0.0099	0.0103	0.0121	0.0126	0.0132	0.0137	0.0142
$h_{f \text{ ball valve}}$	0.0007	0.0017	0.0018	0.0021	0.0022	0.0023	0.0024	0.0025
$h_{f \text{ check valve}}$	0.0404	0.0916	0.0953	0.1121	0.1162	0.1225	0.1274	0.1318
$h_{f \text{ flowmeter}}$	0.0546	0.1238	0.1288	0.1515	0.1570	0.1656	0.1722	0.1781
Jumlah	0.1550	0.3511	0.3661	0.4301	0.4460	0.4700	0.4885	0.5784

Head Total

Head total pompa disediakan untuk mengalirkan fluida ketangki penampungan agar dapat menentukan pompa yang sesuai untuk instalasi tersebut,

$$H = h_a + \Delta h_p + h_{f \text{ tot}} + \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$H = 0,53 \text{ m} + 0 + 0,0210 \text{ m} + 0,155 \text{ m} + 0 = 1,176 \text{ m}$$

Dengan cara yang sama, hasil perhitungan untuk bukaan katup 20° s/d 80° didapat dan disajikan pada tabel 4.

Tabel 4. *Head Total*

Bukaan Katup ($^\circ$)	Head Suction (m)	Head Discharge (m)	Head Statis (m)	Head Total (m)
20	0.0210	0.1550	0.53	0.706
30	0.0472	0.3511	0.53	0.928
40	0.0494	0.3661	0.53	0.945
50	0.0579	0.4301	0.53	1.018
60	0.0600	0.4460	0.53	1.036
70	0.0600	0.4700	0.53	1.060
80	0.0656	0.4885	0.53	1.084
90	0.0681	0.5784	0.53	1.176

Daya Pompa

Daya pompa dapat dihitung dengan persamaan (5) :

$$N_p = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \mu p}$$

$$N_p = \frac{1000 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 0,000423 \text{ m}^3 / \text{det} \cdot 1,176 \text{ m}}{75 \times 0,75}$$

$$= 0,00884 \text{ Hp} = 6,597 \text{ Watt}$$

Dengan cara perhitungan yang sama untuk bukaan katup 20° s/d 80°, hasilnya dirangkum pada tabel 5.

Tabel 5. Kinerja Pompa

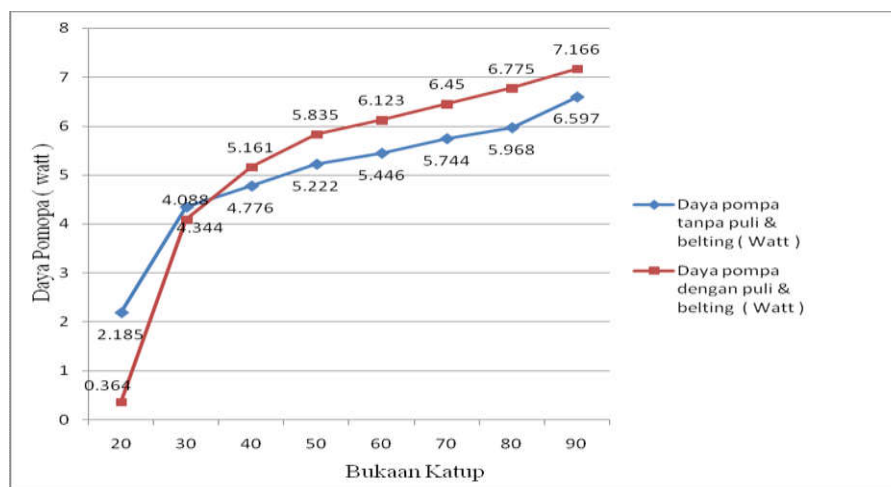
Bukaan Katup (°)	Kapasitas (m³/s)	Head Total (m)	Daya Pompa (Watt)
20	0,000233	0.706	2,185
30	0,000353	0.928	4,344
40	0,000360	0.945	4,476
50	0,000390	1.018	5,222
60	0,000398	1.036	5,446
70	0,000408	1.060	5,744
80	0,000416	1.084	5,968
90	0,000423	1.176	6,597

Untuk membandingkan kinerja pompa sentrifugal tanpa *pully & belting* dengan menggunakan *pully & belting*, maka dilakukan juga perhitungan

kinerja pompa dan hasilnya ditampilkan pada Tabel 6.

Tabel 6. Kinerja Pompa kombinasi

Bukaan Katup (°)	Kapasitas (m³/s)		Head total (m)		Daya pompa (Watt)	
	Tanpa puli	Dengan puli	Tanpa puli	Dengan puli	Tanpa puli	Dengan puli
20	0,000233	0,00005	0.706	0.549	2,185	0,364
30	0,000353	0,00033	0.928	0.934	4,344	4,088
40	0,000360	0,00038	0.945	1.024	4,476	5,161
50	0,000390	0,00040	1.018	1.100	5,222	5,835
60	0,000398	0,00041	1.036	1.126	5,446	6,123
70	0,000408	0,00042	1.060	1.158	5,744	6,450
80	0,000416	0,00043	1.084	1.188	5,968	6,775
90	0,000423	0,00044	1.176	1.228	6,597	7,166

Gambar 5. Grafik daya pompa dengan dan tanpa menggunakan *pully & belting*

Dari gambar 5. Grafik daya pompa dengan dan tanpa menggunakan *pully & belting* pada berbagai

bukaan katup terlihat bukaan katup sangat mempengaruhi daya pompa yang akan dihasilkan.

Semakin besar bukaan katup maka daya yang dihasilkan akan bertambah besar. Dari grafik ini terlihat bahwa pada bukaan katup 20^0 , daya pompa dengan *pully & belting* lebih rendah yaitu 0, 364 Watt, dibandingkan dengan tanpa *pully & belting* yaitu 2,185 Watt. Pada bukaan katup 30^0 hingga bukaan katup 90^0 daya yang dihasilkan dengan *pully & belting*, lebih besar jika dibandingkan dengan daya pompa tanpa menggunakan *pully & belting*. Hal ini mungkin disebabkan putaran pompa yang menggunakan *pully & belting* lebih besar.

Pada dasarnya pengoperasian pompa selalu dibawah spesifikasi yang dikeluarkan oleh pabrik pembuat (Nazaruddin, 2015). Demikian pula dengan analisa yang telah dilakukan.

KESIMPULAN

Cara pengaturan kontrol kapasitas aliran pengaturan putaran pompa tanpa *pully* dan *belting* dilakukan pada putaran pompa 2850 rpm dan pompa dengan *pully & belting* pada putaran motor 1470 rpm dan putaran pompa 2939 rpm. Kapasitas dan tekanan yang dihasilkan daya pompa dengan *pully & belting* lebih besar (tidak signifikan). Hal ini disebabkan putaran pompa

dengan menggunakan *pully & belting* lebih besar. Pengaruh variasi pengaturan bukaan katup terhadap tekanan dan debit aliran air pompa sentrifugal untuk memperoleh kinerja pompa sentrifugal kelihatan jelas dari hasil perhitungan yang telah dilakukan.

DAFTAR PUSTAKA

- Nazaruddin. 2015. Analisa kapasitas Aliran dan Tekanan Pompa Sentrifugal rangkaian Seri dengan Sisi isap Negatif, *Jurnal Saintek Vol.3, No.2 Desember 2015*
- Siswadi. 2009. Analisa Tekanan Pompa terhadap Debit Air. *Jurnal Ilmu Ilmu Teknik – Sistem, Vol.11 No.3, Semarang, 2009.*
- Sularso. 1985. *Pompa Dan Kompresor*. Jakarta: Sunyoto. 2008. *Teknik Mesin Industri*. Jakarta: Departemen Pendidikan Nasional.
- Triatmodjo, B. 2002. *Mekanika Fluida*. Jogjakarta: Universitas Gajah Mada.
- Wahyu Djarmono Putro, *Pengujian Kinerja Pompa Sentrifugal menggunakan Kontrol Inverter*, *Jurnal Ilmiah Semesta Teknik*, Vol.13, No.1, 21-30, Mei 2010