

## Penentuan dimensi perpipaan sistem pompa paralel

Anak Agung Adhi Suryawan<sup>1)\*</sup>, Made Suarda<sup>1)</sup>, I Gusti Ketut Sukadana<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Udayana  
Kampus Bukit Jimbaran Bali

### Abstrak

Sistem pompa paralel direncanakan untuk mendapatkan kapasitas pemompaan yang lebih besar, yaitu hasil perkalian dari kapasitas masing-masing pompa dengan jumlah pompa yang beroperasi. Namun pada kenyataannya di lapangan, kapasitas aliran air yang dialirkan oleh sistem paralel tiga unit pompa booster jauh lebih kecil dari tiga kali kapasitas spesifikasi pompanya. Padahal, jika pompa tersebut dioperasikan hanya satu unit menghasilkan kapasitas sesuai dengan spesifikasi pompanya. Hal tersebut disebabkan karena unjuk kerja sistem pompa sangat dipengaruhi oleh sistem instalasi perpipaannya. Untuk itu perlu dilakukan pengujian sistem perpipaan pompa booster untuk mendapatkan model instalasi perpipaan yang dapat menghasilkan unjuk kerja yang optimal. Penelitian ini dilakukan dengan membuat sebuah model yang serupa dengan aslinya namun dimensinya diperkecil. Pengujian dilakukan pada variasi diameter pipa header dengan sudut tee pada pipa hisap unit pompa 90° (tee-T) dan 45° (tee-Y), dan memvariasikan panjang serta diameter pipa hisap pompa. Hasil penelitian menghasilkan sebuah prosedur disain dan formula dimensi perpipaan instalasi pompa paralel yang menghasilkan unjuk kerja pompa yang terbaik.

Kata kunci: Sistem pompa paralel, header pipa, T-tee, pipa isap, unjuk kerja pompa

### Abstract

A parallel pump system is planned to get a greater pumping capacity. Total capacity of a parallel pump is the product of the capacity of each pump with the number of operating pumps. But in fact on the most applications, for instant, the flow capacity of water delivered by the three unit parallel pump system is much smaller than three times the capacity of the pump specifications. In the other hand, if the pump is operated only one unit it generated capacity in accordance with the pump specifications. This is caused by that the pump system performance is strongly influenced by the piping installation systems. Therefore, It is necessary for testing the piping system of parallel pump to get a parallel pump piping model that can produce the best performance. The research was done by creating a parallel pump model that is similar to the original but with smaller dimension. Tests performed on the header pipe diameter variation with angle of the tee on the suction and discharge pipe pump is 90° (tee-T) and 45° (tee-Y), and varying the length and diameter of the pump suction pipe. The results of the study find a design procedure and formulas in determining dimension of pipeline parallel pump installations that generates the best pump performance.

Keywords: parallel pump system, header pipe, tee-Y, suction pipe, pump performance

### 1. Pendahuluan

Sistem pompa merupakan sebuah sistem yang terdiri dari unit pompa, sistem perpipaan dan panel kontrol. Oleh karena itu unjuk kerja pompa merupakan titik kerja pertemuan antara kurve performansi pompa dan kurve instalasi sistem perpipaannya. Sehingga desain sistem perpipaan mempunyai efek sangat penting dalam operasi pompa. Sistem pompa tersebut akan beroperasi dengan performansi yang optimal jika ketiga komponen sistem pompa tersebut direncanakan dengan baik dan benar. Namun dalam aplikasinya, sering kali sistem perpipaan pompa tidak direncanakan dengan baik sehingga sistem pompa tersebut tidak beroperasi pada titik kerja terbaiknya (*best efficiency point*).

Dalam aplikasinya seperti untuk industri, hotel, dan yang lainnya, dua atau lebih unit pompa dioperasikan secara paralel untuk mendapatkan debit aliran fluida yang lebih besar. Namun dalam kenyataannya sering kali terjadi permasalahan

dimana sejumlah pompa yang dioperasikan paralel unjuk kerjanya jauh menyimpang dari yang diharapkan. Sebagai contoh, di sebuah perusahaan yang ada di Kota Denpasar, terdapat sistem pompa booster yang terdiri dari tiga unit pompa yang dioperasikan secara paralel yang digunakan untuk mendistribusikan air dari sebuah reservoir, seperti pada Gambar 1.

Tujuan penggunaan sistem pompa paralel ini adalah untuk meningkatkan kapasitas air yang didistribusikan. Kapasitas dari masing-masing pompa booster yang telah terpasang adalah sebesar 15 liter per detik sehingga secara teoritis kapasitas dari tiga buah pompa booster paralel adalah 45 liter per detik, namun dari data di lapangan kapasitas air yang dihasilkan oleh sistem paralel tiga buah pompa booster tersebut adalah sebesar 18,6 liter per detik. Jadi terjadi penyimpangan kapasitas yang sangat besar.

\*Korespondensi: Tel./Fax.:081237029163 /62 361 703321  
E-mail: jaka\_ngr@yahoo.co.id, made.suarda@unud.ac.id  
©Teknik Mesin Universitas Udayana 2016



Gambar 1. Tiga unit pompa paralel

Dengan melihat As Build Drawing sistem perpipaan dan pompa booster tersebut, dibuat sebuah hipotesa mengenai apa yang menyebabkan kapasitas air yang dihasilkan tidak mendekati kapasitas air teoritisnya, yaitu pemasangan tee pada pipa hisap dan keluaran pompa booster yang tegak lurus dan bukan membentuk sudut tertentu. Disamping itu, jarak antara pompa dengan pipa header sangat dekat, serta diameter pipa hisap dan keluaran pompa yang sama dengan mulut hisap pompanya. Hal tersebut diduga aliran air masuk mulut pompa tidak streamline, dan menimbulkan arus pusar (*eddy current*) yang akhirnya menghalangi laju aliran air. Untuk itu dibuat sebuah model sistem perpipaan pompa paralel yang serupa dengan yang ada tersebut, kemudian melakukan variasi sudut tee dan jarak pompa dengan pipa header pada pipa hisap pompa booster tersebut, serta variasi diameter pipa hisapnya.

Dalam sistem perpipaan pompa paralel seperti sudut belokan pipa, diameter pipa header, pipa hisap dan pipa tekan, serta panjang pipa sangat mempengaruhi karakteristik aliran, karena dimensi pipa akan mempengaruhi karakteristik aliran fluida di dalam pipa dan pompa. Dimensi pipa yang kurang tepat dapat menyebabkan head loss yang besar. Mengingat pada pipa header terjadi pertemuan aliran sejumlah pompa yang tersusun paralel, maka kecepatan aliran yang tinggi akan dapat menimbulkan arus pusar dan *shock losses* yang akhirnya menghalangi laju aliran fluida di dalam pompa. Oleh sebab itu desain dan dimensi pipa hisap harus direncanakan dengan baik.

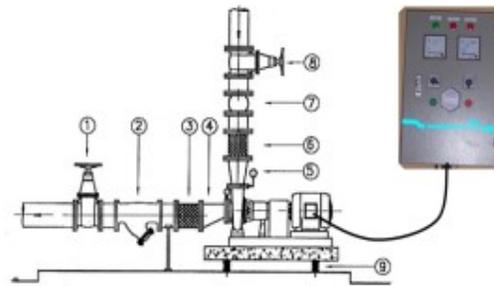
Tujuan penelitian ini adalah untuk mendapatkan sebuah prosedur dalam membuat disain perpipaan instalasi pompa paralel yang meliputi diameter pipa header beserta percabangannya, dan diameter serta panjang pipa hisap dan tekan pompa yang dapat memberikan unjuk kerja pompa yang baik dan tidak menimbulkan penyimpangan yang besar.

## 2. Kajian Literatur

### 2.1. Sistem Perpipaan Pada Pompa

Sistem perpipaan merupakan salah satu bagian yang tak terpisahkan dari sistem pompa [1], seperti

pada Gambar 2. Perpipaan pada sistem pompa mempengaruhi unjuk kerja dan *life time* pompa karena baik sistem pipa hisap dan tekan terhubung langsung pada pompa tersebut.



Gambar 2. Sistem pompa

Kebanyakan permasalahan pada pompa adalah disebabkan karena ketidak sesuaian pada pipa hisapnya [2]. Oleh sebab itu desain sistem pipa hisap jauh lebih penting dari pipa tekan, karena pemilihan pipa tekan utamanya lebih pada masalah ekonomi atau biaya [3]. Pompa harus diletakkan sedekat mungkin dari tangki atau pipa headernya. Namun, pompa harus cukup jauh sehingga pipa hisap dapat mensuplai fluida dengan baik ke pompa, yaitu paling sedikit sepuluh kali diameter pipanya (10D).

Pipa hisap harus pendek dan selurus mungkin [4]. Kecepatan aliran pada pipa hisap harus diantara 1,5 sampai dengan 2,5 meter/detik. Kecepatan yang lebih tinggi akan meningkatkan kerugian energi dan dapat menimbulkan gangguan udara atau separasi uap. Hal ini diperparah jika belokan atau tee diletakkan langsung di mulut hisap pompa. Idealnya pipa lurus dengan panjang lima kali diameternya (5D) harus dipasang sebelum aksesories pipa seperti katup atau belokan [2]. Pipa hisap harus dipasang benar-benar datar, atau miring ke atas dari bak atau header ke pompa. Hindarkan adanya titik tertinggi dimana udara terperangkap yang dapat menimbulkan pompa kehilangan dayanya. Lebih tepat memasang pengecilan (*reducer*) eksentrik dari pada konsentrik pada pipa hisap pompa, dimana bagian datarnya menghadap ke atas.

Tidak ada belokan (*elbow*) pada inlet hisap [5]. Tidak pernah diterima meletakkan belokkan pada mulut hisap pompa, karena akan mengakibatkan aliran yang tidak seragam masuk ke impeller pompa. Hal ini akan menyebabkan aliran turbulen dan udara masuk impeller yang mengakibatkan impeller rusak dan menimbulkan getaran.

Ukuran minimum pipa hisap dapat ditentukan dengan membandingkan TDSL (*total dynamic suction lift*) dari pompa (dari kurve performansi pompa) dengan TDSL yang dihitung pada sistem hisap pompa [6]. Terdapat tiga kriteria lain yang dapat digunakan untuk menentukan ukuran pipa hisap pompa. Pertama, kecepatan aliran fluida

pada pipa hisap pompa harus lebih rendah dari 7 ft/detik. Kedua, ukuran pipa hisap harus minimal satu atau dua tingkat ukuran lebih besar dari ukuran mulut hisap pompa. Ketiga, dalam prakteknya, ukuran pipa hisap pompa harus cukup besar untuk meminimalkan kehilangan energi gesekan.

Dalam pipa header hisap, kecepatan aliran fluida antara 0,6 ~ 0,9 meter/detik, dan cabang keluarannya lebih baik membentuk sudut 30° sampai 45° terhadap pipa utama header dari pada sudut 90°, serta kecepatan alirannya maksimum pada pipa hisap adalah 1,5 meter/detik [7]. Setiap percabangan pada pipa header harus diperkecil sampai ukuran tertentu sehingga kecepatannya konstan.

## 2.2. Kontinuitas

Aliran dari kebanyakan fluida dapat dijelaskan secara matematis dengan menggunakan persamaan kontinuitas dan momentum. Sesuai dengan persamaan kontinuitas, jumlah fluida yang mengalir masuk ke dalam volume tertentu akan keluar dengan jumlah yang sama atau konstan, dan debit aliran pada suatu bidang merupakan hasil kali dari kecepatan fluida dengan luas penampang bidang tersebut [8].

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

Dimana:  $Q$  adalah kuantitas fluida ( $m^3/dt$ ),  $v$  adalah kecepatan fluida ( $m/dt$ ), dan  $A$  adalah luas penampang bidang aliran ( $m^2$ ).

## 2.3. Kapasitas Pompa

Kapasitas pompa dapat diukur dengan mengukur volume fluida yang dialirkan oleh pompa dalam satu satuan waktu [9].

$$Q_p = \frac{V}{t} \quad (2)$$

Dimana:  $Q_p$  adalah kapasitas pompa ( $m^3/det$ ),  $V$  adalah volume fluida ( $m^3$ ), dan  $t$  adalah waktu (detik).

## 2.4. Head Pompa

Head adalah energi spesifik yang dapat dinyatakan dalam tinggi kolom fluida atau tekanan. Berdasarkan persamaan energi per satuan berat fluida maka head pompa dapat ditulis:

$$H_p = (z_d - z_s) + \left(\frac{p_d - p_s}{\gamma}\right) + \left(\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g}\right) + H_L \quad (3)$$

Dimana:  $H_p$  adalah head pompa (m),  $z_s$  adalah head statis elevasi isap/suction pompa (m),  $z_d$  adalah head statis elevasi buang/discharge pompa

(m),  $p_s$  adalah head statis tekanan isap/suction pompa ( $N/m^2$ ),  $p_d$  adalah head statis tekanan buang/discharge pompa ( $N/m^2$ ),  $v_s$  adalah head dinamis kecepatan fluida pada ujung isap/suction pompa ( $m/det$ ),  $v_d$  adalah head dinamis kecepatan fluida pada ujung buang/discharge pompa ( $m/det$ ), dan  $H_L$  adalah head losses total instalasi perpipaan sistem pompa (m).

## 2.5. Head Losses

Kerugian energi atau head yang terjadi pada instalasi pompa terdiri atas head kerugian gesek di dalam pipa dan head kerugian di dalam aksesories perpipaan seperti belokan-belokan, *reducer/diffuser*, katup-katup dan sebagainya [10].

### 2.5.1. Major Losses

*Major losses* adalah kerugian gesekan antara fluida dan permukaan dalam pipa dapat dipakai persamaan berikut, yaitu:

$$H_{LMi} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (4)$$

Dimana:  $H_{LMa}$  adalah head kerugian gesek dalam pipa (m),  $f$  adalah koefisien kerugian gesek,  $g$  adalah percepatan gravitasi ( $m/dt^2$ ),  $v$  adalah kecepatan aliran fluida ( $m/dt$ ),  $L$  adalah panjang pipa (m), dan  $D$  adalah diameter dalam pipa (m).

### 2.5.1. Minor Losses

*Minor losses* terjadi pada titik dimana terjadi perubahan momentum [11], terutama terjadi pada belokan, pengecilan, percabangan, katup, dan aksesories perpipaan lainnya. *Minor losses* dapat dinyatakan secara umum dengan persamaan, yaitu:

$$H_{LMi} = K \frac{v^2}{2g} \quad (5)$$

Dimana:  $H_{LMi}$  adalah head kerugian gesek dalam pipa (m), dan  $K$  adalah koefisien kerugian aksesories pipa (m).

## 2.6. Daya

Daya output pompa (*Water Horse Power*) adalah daya efektif yang merupakan fungsi dari kapasitas dan head pompa, yang dihitung berdasarkan persamaan:

$$WHP = \gamma Q_i \quad (6)$$

Dimana:  $WHP$  adalah daya air pompa (Watt), dan  $\gamma$  adalah berat jenis air ( $N/m^3$ ).

Daya poros adalah daya yang masuk pada poros pompa yang diberikan oleh mesin penggerak mula (*prime-mover*).

$$SHP = P_{sh} = \frac{\gamma Q}{\eta} \tag{7}$$

dimana:  $\eta_{op}$  adalah efisiensi total pompa (%).

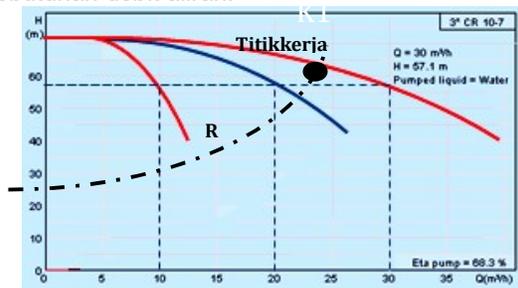
Pompa membutuhkan daya listrik untuk menggerakkan motor listrik pompa. Daya motor listrik satu fasa:

$$P_{mot} = V \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta \tag{8}$$

dimana:  $P_{mot}$  adalah daya motor listrik (Watt),  $V$  adalah tegangan listrik (Volt),  $I$  adalah arus listrik (Amphere),  $\cos \varphi$  adalah sudut faktor daya, dan  $\eta_{mot}$  adalah efisiensi motor (%).

### 2.7. Sistem Pompa Paralel

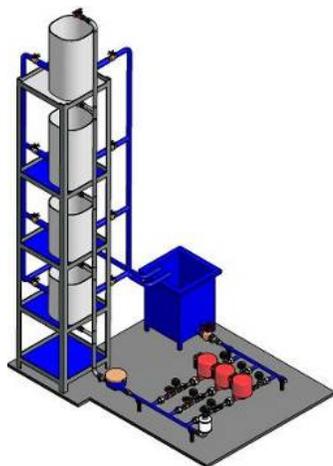
Dua atau lebih pompa disusun paralel bertujuan untuk mendapatkan kapasitas pompa yang lebih besar, dan untuk mengatasi perubahan/fluktuasi kebutuhan debit aliran.



Gambar 3. Titik kerja pompa paralel

Dari tiga unit pompa yang sama dioperasikan secara paralel diharapkan dapat memberikan debit aliran tiga kali debit masing-masing pompanya. Namun kenyataannya terjadi pergeseran titik kerja pompa karena pengaruh sistem instalasi perpipaan pompa (R), seperti pada Gambar 3.

### 3. Metode Penelitian



Gambar 4. Skema sistem tiga unit pompa tersusun paralel

Sebuah model tiga unit pompa sentrifugal (UPS 15-50 130) yang disusun paralel dibuat yang dilengkapi dengan sistem perpipaan termasuk pipa header dan panel kontrol pompa, seperti skema

pada Gambar 4 dan 5. Pada penelitian ini diuji model pompa paralel tersebut pada berbagai variasi, yaitu:

- 1) Pipa header menggunakan dengan variasi diameter 1/2, 3/4, 1, 1 1/4, 1 1/2 dan 2 inci, seperti pada Gambar 6.
- 2) Percabangan aliran pada pipa header dengan Tee-90° (Tee-T) dan Tee-45° (Tee-Y).
- 3) Diameter pipa hisap dan tekan pompa 1/2, 3/4, dan 1 inci.
- 4) Panjang pipa hisap mulai lima sampai dua puluh kali diameter pipa hisap pompa.

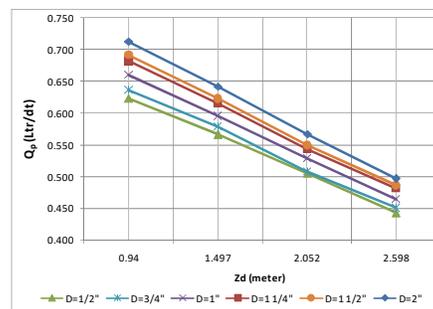


Gambar 5. Sistem perpipaan pompa paralel

Adapun prosedur pengujian adalah ketiga unit pompa dioperasikan secara paralel, kemudian diukur dan dicatat data-data seperti waktu yang diperlukan untuk mengalirkan volume air 10 liter, tegangan dan arus listrik yang bekerja pada pompa.

Selanjutnya data tersebut diolah guna mendapatkan unjuk kerja pompa seperti debit pompa ( $Q_p$ ) dari Pers. (1), head pompa ( $H_p$ ) dari Pers. (4) dan kerugian energi dari Pers. (5) dan (6), daya listrik ( $P_{mot}$ ), daya air (WHP) dan efisiensi *overall* pompa ( $\eta_{oa}$ ) dari Pers. (9), (7) dan (8).

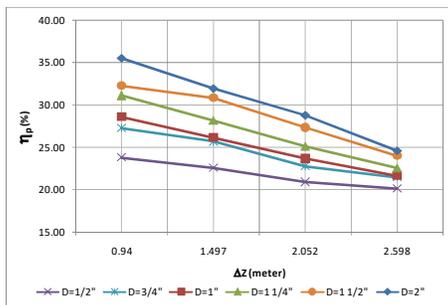
### 5. Hasil dan Pembahasan



Gambar 6. Debit pompa pada variasi diameter pipa header

Dari pengolahan data hasil pengujian yang telah dilakukan maka dapat dipresentasikan dalam bentuk grafik seperti pada Gambar 6 dan 7. Dari Gambar 6 dapat dilihat bahwa semakin besar diameter pipa header semakin besar debit aliran

yang dihasilkan pompa. Hal ini disebabkan karena semakin besar diameter pipa, sesuai dengan persamaan kontinuitas, maka semakin kecil kecepatan aliran yang terjadi. Ini berarti head losses yang terjadi akan semakin kecil.



Gambar 7. Efisiensi pompa pada variasi diameter pipa header

Karena head loss yang terjadi semakin kecil maka daya penggerak pompa yang dibutuhkan juga akan semakin kecil, sehingga semakin besar diameter pipa header efisiensi pompa semakin besar. Namun perlu dipertimbangkan bahwa jika diameter pipa header semakin besar maka biaya yang dibutuhkan juga semakin besar. Untuk itu perlu dipilih diameter pipa header dimana efisiensinya tinggi namun tidak mengakibatkan penyimpangan efisiensi yang besar antara efisiensi pompa tunggalnya dan efisiensi pompa paralelnya, seperti ditunjukkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Penyimpangan efisiensi antara pompa tunggal dan paralel

Zd (m)	Δη <sub>op</sub> [Y]					
	D=1/2"	D=3/4"	D=1"	D=1 1/4"	D=1 1/2"	D=2"
0.94	1.25	8.05	7.116	6.787	2.196	14.54
1.497	1.27	7.59	7.056	7.438	2.247	11.90
2.052	1.22	7.38	6.607	7.956	4.470	10.27
2.598	0.87	6.72	5.870	7.293	4.048	10.08

Tabel 2. Kecepatan air pada pipa header

Zd (m)	v <sub>H</sub> (m/det)					
	D=1/2"	D=3/4"	D=1"	D=1 1/4"	D=1 1/2"	D=2"
0.94	5.050	2.25	1.30	0.86	0.61	0.35
1.497	4.588	2.04	1.17	0.78	0.55	0.32
2.052	4.091	1.79	1.04	0.69	0.48	0.28
2.598	3.589	1.59	0.92	0.61	0.43	0.25

Dengan memperhatikan penyimpangan efisiensi pada Tabel 1 dan kecepatan aliran pada Tabel 2, maka diameter pipa header yang paling baik adalah diameter pipa header 1½ inchi dimana kecepatan alirannya sekitar 0,6 meter/detik. Hasil ini sejalan dengan yang disarankan oleh Dornaus dan Heald [7]. Sehingga diameter pipa header dapat ditentukan dengan formula:

$$D_H = 0,87 \sqrt{Q_p} \tag{9}$$

dimana  $D_H$  adalah diameter pipa header (m), dan  $Q_p$  adalah debit total pompa paralel (m<sup>3</sup>/det).

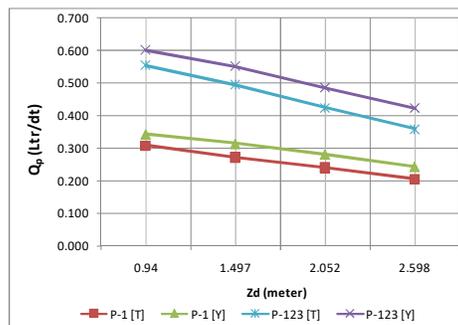
Selanjutnya, dari pengolahan data hasil pengujian pompa dengan pipa header tee-90° dan tee-45° yang telah dilakukan maka dapat ditabulasikan seperti Tabel 3 dan 4, kemudian dipresentasikan dalam bentuk grafik seperti pada Gambar 8 dan 9.

Tabel 3. Perbandingan debit pompa dengan pipa header tee-90° dan tee-45°

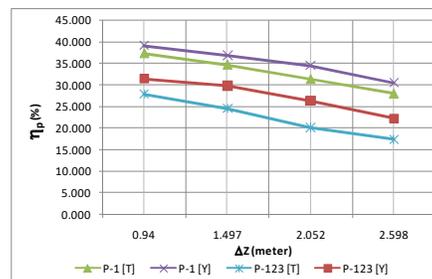
Zd (m)	Q <sub>p</sub> (Ltr/dt)				ΔQ = (P1+P2+P3)-P123			
	P-1 [T]	P-1 [Y]	P-123 [T]	P-123 [Y]	(Ltr/dt) [T]	(%) [T]	(Ltr/dt) [Y]	(%) [Y]
0.94	0.307	0.341	0.552	0.599	0.397	41.82	0.365	37.89
1.497	0.271	0.312	0.495	0.549	0.324	39.55	0.299	35.28
2.052	0.240	0.280	0.424	0.485	0.285	40.25	0.252	34.19
2.598	0.204	0.242	0.358	0.422	0.224	38.49	0.204	32.55
					Rata-rata	40.03	Rata-rata	34.98

Tabel 4. Perbandingan efisiensi pompa dengan pipa header tee-90° dan tee-45°

Zd (m)	η <sub>op</sub> (%)				Δη <sub>op</sub> [T] (%)	Δη <sub>op</sub> [Y] (%)
	P-1 [T]	P-1 [Y]	P-123 [T]	P-123 [Y]		
0.94	37.317	39.169	27.884	31.372	40.64	13.18
1.497	34.661	36.863	24.601	29.744	40.74	7.53
2.052	31.306	34.539	20.157	26.354	42.51	10.34
2.598	27.911	30.549	17.452	22.291	39.94	15.43
				Rata-rata	40.96	11.62



Gambar 8. Perbandingan debit pompa dengan pipa header tee-90° dan tee-45°



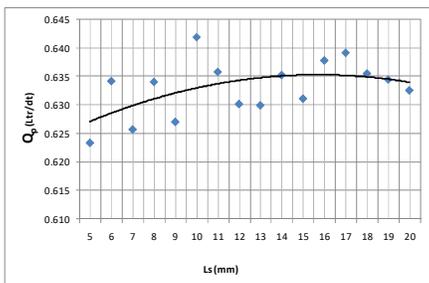
Gambar 9. Perbandingan efisiensi pompa dengan pipa header tee-90° dan tee-45°

Tabel 3 dan Gambar 8 menunjukkan bahwa pompa booster dengan pipa header dengan tee-45° memberikan debit pemompaan yang lebih besar dibandingkan dengan tee-90°. Tiga unit pompa paralel dengan tee-90° mengakibatkan penyimpangan debit sebesar 40,03% sedangkan

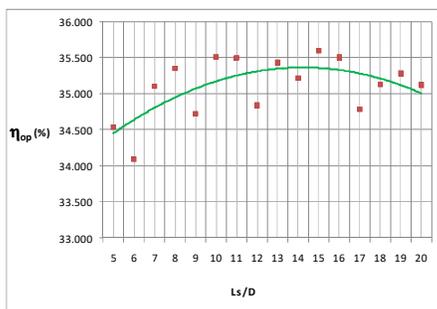
tee-45° hanya 34,98% dari jumlah tiga kali debit pompa tunggal.

Selanjutnya, Tabel 4 dan Gambar 9 menunjukkan bahwa pompa booster dengan pipa header dengan tee-45° juga memberikan efisiensi pemompaan yang lebih tinggi dibandingkan dengan tee-90°. Tiga unit pompa paralel dengan tee-90° mengakibatkan penyimpangan efisiensi sebesar 40,96% sedangkan tee-45° hanya 11,62% dari efisiensi pompa tunggalnya.

Hasil ini sejalan dengan yang disarankan oleh Dornaus dan Heald, walaupun ada perbedaan konstruksi. Pada pipa header menurut Dornaus dan Heald, pompa akan terpasang pada posisi miring mengikuti sudut tee, sedangkan pada pengujian ini ditambahkan *elbow* 45° sehingga pompa tetap terpasang tegak lurus terhadap pipa header. Costa [2006] menyarankan supaya sambungan tee antara pipa header dan cabangnya tidak tajam tetapi ditiruskan (*rounded*) karena akan dapat mengurangi head loss 10% sampai 20%.



Gambar 10. Pengaruh panjang pipa hisap terhadap debit pemompaan.



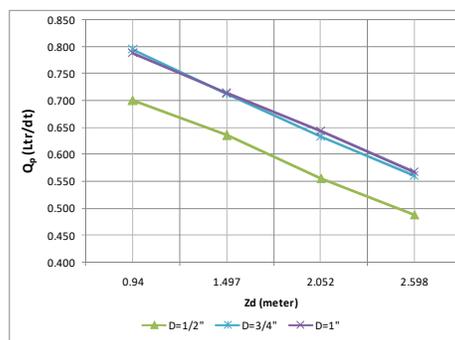
Gambar 11. Pengaruh panjang pipa hisap terhadap efisiensi pemompaan.

Kemudian, variasi panjang pipa juga mempengaruhi performansi pompa. Dari hasil pengujian yang telah dilakukan terhadap tiga unit pompa paralel pada kecepatan aliran pada pipa hisap sekitar 1,67 meter/detik, seperti ditunjukkan pada Gambar 10 dan 11, panjang pipa hisap sekitar sepuluh sampai dengan limabelas kali diameter pipa hisap memberikan performansi yaitu debit dan efisiensi yang baik.

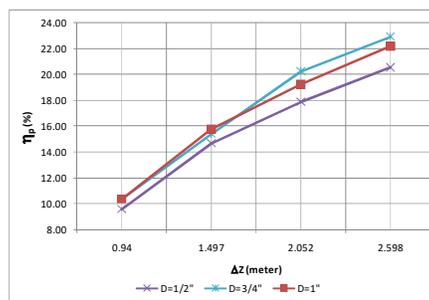
Walaupun pengaruhnya relatif kecil terhadap performansi pompa, namun yang lebih perlu

diperhatikan adalah pengaruhnya terhadap efek kavitasi pada impeler pompa jika aliran vorteks masuk mulut hisap pompa. Untuk itu kecepatan aliran fluida pada pipa hisap perlu dipertimbangkan dalam menentukan panjang minimal pipa hisap tersebut.

Sedangkan pengaruh diameter pipa hisap pompa dari pengolahan data hasil pengujian yang telah dilakukan maka dapat dipresentasikan dalam bentuk grafik seperti pada Gambar 12 dan 13. Dari Gambar 12 dapat dilihat bahwa semakin besar diameter pipa hisap semakin besar debit aliran yang dihasilkan pompa. Hal ini disebabkan karena semakin besar diameter pipa, sesuai dengan persamaan kontinuitas, maka semakin kecil kecepatan aliran yang terjadi. Ini berarti head losses yang terjadi akan semakin kecil.



Gambar 12. Debit pompa pada variasi diameter pipa hisap



Gambar 13. Efisiensi pompa pada variasi diameter pipa hisap

Karena head loss yang terjadi semakin kecil maka daya penggerak pompa yang dibutuhkan juga akan semakin kecil, sehingga semakin besar diameter pipa hisap efisiensi pompa semakin besar, Gambar 13. Namun perlu dipertimbangkan bahwa jika diameter pipa hisap semakin besar maka biaya yang dibutuhkan juga semakin besar. Untuk itu perlu dipilih diameter pipa header dimana efisiensinya tinggi namun tidak mengakibatkan penyimpangan efisiensi yang besar antara efisiensi pompa tunggalnya dan efisiensi pompa paralelnya, seperti ditunjukkan pada Tabel 5.

Tabel 5. Penyimpangan efisiensi antara pompa tunggal dan paralel

Zd (m)	$\eta_{op}$ (%)			$\Delta\eta_{op} - (\Delta\eta_{op-P1} - \Delta\eta_{op-P123})$		
	D=1/2"	D=3/4"	D=1"	D=1/2"	D=3/4"	D=1"
0.94	9.59	10.36	10.34	3.74	8.65	8.91
1.497	14.65	15.37	15.75	6.72	13.48	11.36
2.052	17.84	20.21	19.19	8.78	15.42	15.72
2.598	20.50	22.88	22.14	8.55	17.06	16.90
				6.95	13.65	13.22

Tabel 6. Kecepatan air pada pipa hisap

Zd (m)	v, (m/detik)		
	D=1/2"	D=3/4"	D=1"
0.94	1.904	0.94	0.52
1.497	1.728	0.84	0.47
2.052	1.510	0.74	0.42
2.598	1.327	0.66	0.37

Dengan memperhatikan penyimpangan efisiensi pada Tabel 5 dan kecepatan aliran pada Tabel 6, maka diameter pipa hisap yang paling optimal adalah diameter pipa hisap  $\frac{3}{4}$  inchi dimana kecepatan alirannya sekitar 0,6 sampai dengan 0,9 meter/detik. Hasil ini sejalan dengan yang disarankan oleh Dornaus dan Heald. Sehingga diameter pipa hisap dapat ditentukan dengan formula:

$$D_H = (0,87 \sim 1) Q_p \quad (10)$$

Dimana  $D_H$  diameter pipa hisap (m),  $Q_p$  debit total pompa paralel ( $m^3/detik$ ).

## 6. Kesimpulan

Sebuah prosedur direkomendasikan dalam mendesain sistem perpipaan pompa paralel. Pertama, pipa header hisap dan tekan pompa menggunakan percabangan *tee-45°* atau sering disebut dengan istilah *tee-Y*. Kedua, diameter pipa header dapat ditentukan dari persamaan kontinuitas, dimana kecepatan aliran pada pipa header yang disarankan adalah 0,6 meter/detik. Ketiga, diameter pipa hisap dan tekan pompa dapat ditentukan dari persamaan kontinuitas, dimana kecepatan aliran pada pipa hisap yang disarankan adalah antara 0,6 sampai dengan 0,9 meter/detik. Keempat, panjang pipa lurus pada sisi hisap pompa adalah sekitar sepuluh sampai dengan limabelas kali diameter pipa hisapnya.

## Referensi

- [1] Bacus L., and Custodio A., *Know and Understand Centrifugal Pumps*, Elsevier Ltd., UK, 2003.
- [2] Evans F., *Rules To Follow To Avoid Pump Problems*, 2014. Tersedia pada: <http://www.kelairpumps.com.au/images/stories/PDF/PumpClinic/PumpClinic33.pdf>

- [3] Kelair Pump, *Suction System Design*. Kelair Pump, 21 April 2009.
- [4] Randall, W.W., *Practical Consideration in Pump Suction Arrangements*, 2008. Tersedia pada: <http://www.PDHcenter.com>
- [5] Nelson, W.E., and Dufour, J.W., *How to Avoid Building Problems Into Pumping Systems*, Proceeding of The Eleventh International Pump Users Symposium, 1994, pp. 125-136.
- [6] Gulik, T.V.D., *Centrifugal Pump Selection and Installation*, Irrigation Fact Sheet, September 2008.
- [7] Dornaus, W.L., and Heald, C.C., *Intakes, Suction Piping, and Strainers*, in Karassik, et.al, *Pump Handbook* (3<sup>rd</sup> edition), McGraw-Hill, New York, 2001, pp. 10.1-10.55
- [8] Streeter, V. L., Wylie, E. B., *Fluids Mechanics*, McGraw-Hill, New York, 1981.
- [9] Sularso dan Tahara, H., *Pompa Dan Kompresor*, PT. Pradnya Paramita, Jakarta, 1983.
- [10] Costa, N.P., Maia, R., Proenca, M.F., and Pinho, F.T., *Edge Effect on the Flow Characteristics in a 90 degree Tee Junction*, Journal of Fluid Engineering, Transactions of ASME, Vol. 128, Nopember 2006, pp. 1204-1217.
- [11] Vasava, P.R., *Fluid Flow in T-Junction of Pipes*, Thesis: Lappeenranta University of Techology, 2007.