

**PENGARUH PANJANG *CONE DIFFUSER* TERHADAP EFISIENSI
*JET PUMP***

SKRIPSI

KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh:

MOH. HASYIM ZAYADI KH.
NIM. 0710623025-62

**KEMENTERIAN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
MALANG
2012**

LEMBAR PERSETUJUAN

**PENGARUH PANJANG *CONE DIFFUSER* TERHADAP EFISIENSI
*JET PUMP***

SKRIPSI

KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh:

**MOH. HASYIM ZAYADI KH.
NIM. 0710623025-62**

Telah diperiksa dan disetujui oleh:

Dosen Pembimbing I

**Ir. Agustinus Ariseno, MT.
NIP. 19510822 198701 1 001**

Dosen Pembimbing II

**Ir. Erwin Sulisty, MT.
NIP. 19661213 199802 1 001**

LEMBAR PENGESAHAN

**PENGARUH PANJANG *CONE DIFFUSER* TERHADAP EFISIENSI
*JET PUMP***

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh:

**MOH. HASYIM ZAYADI KH.
NIM. 0710623025-62**

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
tanggal 31 Januari 2012

Skripsi I

Skripsi II

**Ir. Handono Sasmito, M.Eng.Sc.
NIP. 19480216 198003 1 001**

**Ir. Djoko Sutikno, M.Eng.
NIP. 19541009 198303 1 002**

Komprehensif

**Dr. Ir. Wahyono Suprpto, MT., MET
NIP. 19551117 198601 1 001**

Mengetahui
Ketua Jurusan Teknik Mesin

**Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.
NIP. 19720903 199702 1 001**

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, Puji syukur penulis ucapkan kepada Allah SWT, atas segala limpahan nikmat, rahmat dan hidayahnya yang telah diberikan juga tidak lupa sholawat serta salam penulis tujukan kepada nabi besar Muhammad S A W sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi dengan judul “**Pengaruh panjang *cone diffuser* terhadap efisiensi jet pump**”.

Penyusunan skripsi ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Oleh karena itu, dalam kesempatan kali ini penulis ucapkan terima kasih sebesar-besarnya kepada:

1. Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT, selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang.
2. Dr.Eng. Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng, selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang.
3. Dr.Eng. Denny widhiyanuriyawan, ST., MT., selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Teknik Konversi Konversi Energi
4. Ir. Agustinus Ariseno, MT. selaku Dosen Pembimbing I
5. Ir. Erwin Sulisty, MT. selaku Dosen Pembimbing II.
6. Fikrul Akbar, ST. Selaku Dosen Wali.
7. Seluruh Staf Pengajar dan Administrasi Jurusan Teknik Mesin.
8. Kedua orang tua yang tercinta Bapak M. Khoirul Anam dan Ibu Endang Sukandriati.
9. Semua laboran dan Asisten lab FDM yang telah banyak membantu dalam penelitian kami.
10. Rekan seperjuangan Darmawan, Chairul Abror, Ilcham Ma'ruf, yang telah banyak membantu dalam penulisan skripsi ini.
11. Seluruh Teman-teman M'07 yang sudah banyak membantu dalam penyusunan skripsi ini.
12. Dan semua pihak yang telah banyak membantu penulis selama ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam skripsi ini yang terjadi diluar kesengajaan sehingga penulis sangat mengharapkan adanya kritikan yang membangun dari semua pihak.

Akhir kata, semoga skripsi kami dapat bermanfaat bagi para pembaca , masyarakat pada umumnya dan mahasiswa teknik mesin pada khususnya.

Malang, Januari 2012

Penulis



DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
DAFTAR TABEL	iv
DAFTAR GAMBAR	v
DAFTAR LAMPIRAN	vii
RINGKASAN	viii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Manfaat Penelitian	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1. Penelitian sebelumnya	3
2.2. Pompa	3
2.2.1. Pompa Desak	4
2.2.2. Pompa Ulir	5
2.2.3. Pompa Mamut	6
2.2.4. Pompa Sentrifugal	7
2.3. <i>Jet Pump</i>	7
2.3.1. <i>Nozzle</i>	10
2.3.2. <i>Diffuser</i>	12
2.3.3. <i>mixing throat</i>	15
2.3.4. <i>Suction chamber</i>	15
2.4. Persamaan dasar pada jet pump	15
2.4.1. Persamaan Kontinuitas	15
2.4.2. Persamaan Bernoulli	16
2.4.3. Persamaan Bernoulli untuk Fluida Real	17
2.5. <i>Head Losses</i>	17
2.6. <i>Vortex</i>	19
2.7. <i>Flow Conditioner</i>	20

2.8.	<i>Cone diffuser</i>	20
2.9.	Karakteristik <i>Jet Pump</i>	22
2.10.	Efisiensi <i>Jet Pump</i>	23
2.11.	Hipotesa.....	23
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		24
3.1.	Metode Penelitian	24
3.2.	Tempat dan Waktu Pelaksanaan.....	24
3.3.	Variabel Penelitian	24
3.4.	Prosedur Penelitian.....	24
3.5.	Peralatan Penelitian	25
3.6.	Instalasi Alat Penelitian	30
3.7.	Metode pengambilan data	31
3.8.	Diagram Alir Penelitian	32
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN		33
4.1.	Data Hasil Pengujian.....	33
4.2.	Perhitungan Data.....	34
4.3.	Analisa Grafik.....	36
4.3.1.	Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan debit aliran sekunder.....	36
4.3.2.	Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan keluar <i>jet pump</i>	37
4.3.3.	Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan aliran sekunder	38
4.3.4.	Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan <i>head</i>	39
4.3.5.	Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan efisiensi ..	40
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		42
5.1.	Kesimpulan.....	42
5.2.	Saran.	42
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		

DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 4.1.	Data hasil pengujian tanpa menggunakan <i>cone diffuser</i>	33
Tabel 4.2.	Data hasil pengujian dengan panjang <i>cone diffuser</i> : 20 mm	33
Tabel 4.3.	Data hasil pengujian dengan panjang <i>cone diffuser</i> : 40 mm	33
Tabel 4.4.	Data hasil pengujian dengan panjang <i>cone diffuser</i> : 60 mm	34
Tabel 4.5.	tabel perhitungan efisiensi untuk semua variasi	36

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

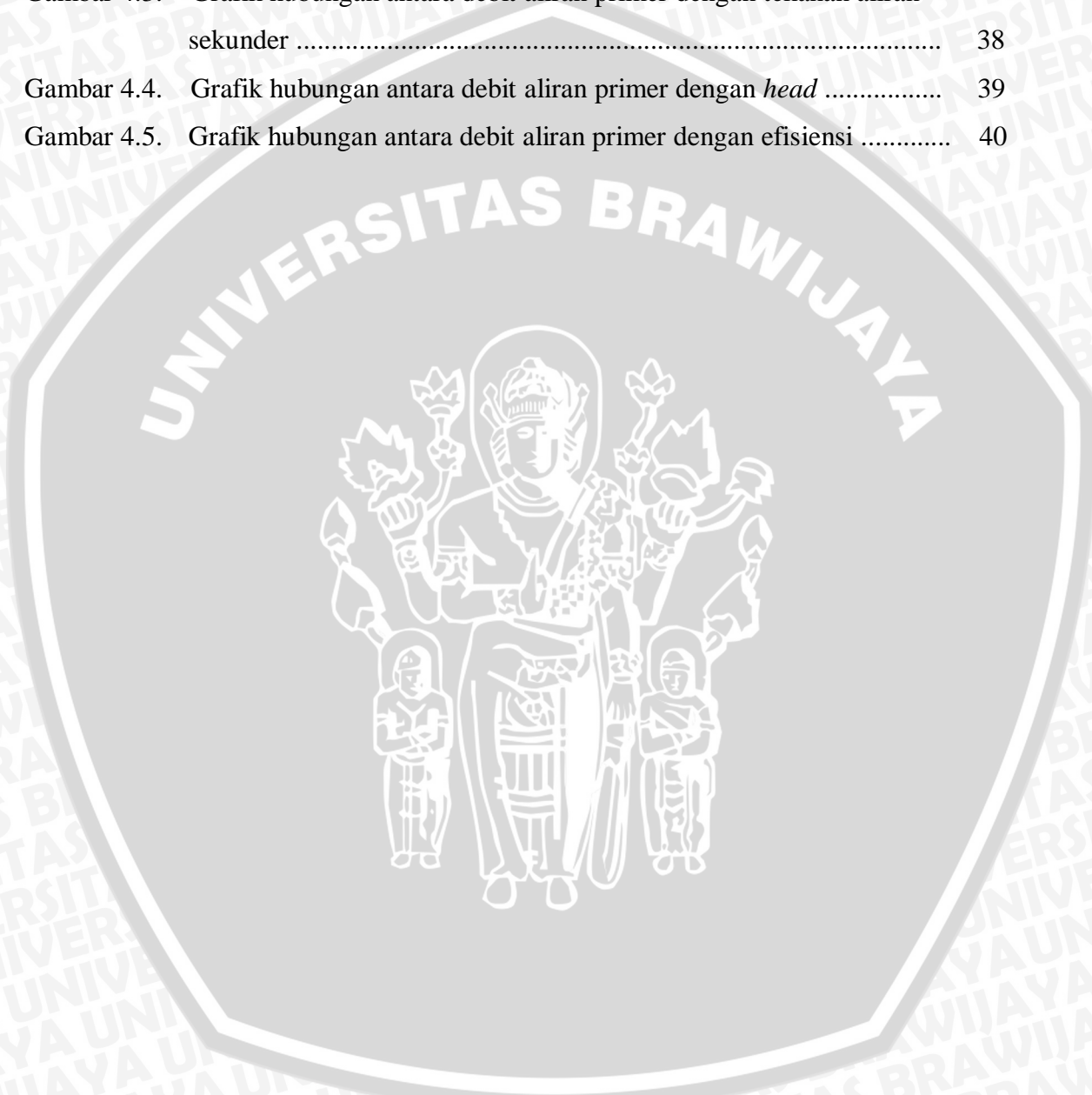


DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1.	Pompa roda gigi.....	4
Gambar 2.2.	Prinsip dari pompa torak kerja tunggal	5
Gambar 2.3.	Prinsip dari pompa ulir poros tunggal	5
Gambar 2.4.	Pompa mamut	6
Gambar 2.5.	pompa sentrifugal.....	7
Gambar 2.6.	bagian-bagian <i>jet pump</i>	8
Gambar 2.7.	<i>Jet pump</i>	9
Gambar 2.8.	<i>nossle konvergen</i>	10
Gambar 2.9.	<i>nossle divergen</i>	11
Gambar 2.10.	nosel konvergen divergen	11
Gambar 2.11.	Macam <i>Diffuser</i>	12
Gambar 2.12.	<i>Losses</i> pada <i>diffuser</i>	13
Gambar 2.13.	kerugian aliran dalam <i>diffuser</i>	14
Gambar 2.14.	Bentuk-bentuk lokal saluran	18
Gambar 2.15.	Geometri <i>vortex</i> menurut besar bilangan reynold	19
Gambar 2.16.	<i>Cone diffuser</i>	21
Gambar 2.17.	pasangan <i>cone diffuser</i>	21
Gambar 2.18.	(a) tekanan balik pada <i>diffuser</i> . (b) aliran menjadi lebih terarah dengan pemasangan <i>cone diffuser</i>	21
Gambar 2.19.	(a) aliran pada <i>diffuser</i> tanpa <i>cone diffuser</i> (b) aliran pada <i>Diffuser</i> dengan <i>cone diffuser</i>	22
Gambar 3.1.	(a) <i>Pipa pvc</i> (b) Macam-macam sambungan pada pipa	24
Gambar 3.2.	<i>Jet pump</i>	25
Gambar 3.3.	Variasi panjang <i>cone diffuser</i>	25
Gambar 3.4.	<i>cone diffuser</i> yang terpasang di <i>diffuser</i>	26
Gambar 3.5.	Bak penampung.....	26
Gambar 3.6.	<i>Glass tube flowmeter</i>	26
Gambar 3.7.	Pompa sentrifugal.....	27
Gambar 3.8.	<i>Ball valve</i>	37
Gambar 3.9.	Manometer raksa.....	29
Gambar 3.10.	Instalasi alat penelitian	30



Gambar 3.10. Diagram alir penelitian	32
Gambar 4.1. Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan debit aliran sekunder	36
Gambar 4.2. Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan keluar <i>jet pump</i>	37
Gambar 4.3. Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan aliran sekunder	38
Gambar 4.4. Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan <i>head</i>	39
Gambar 4.5. Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan efisiensi	40



DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran A	Gambar perspektif cone diffuser
Lampiran B	Data Hasil Pengujian



RINGKASAN

MOH. HASYIM ZAYADI KH., Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Januari 2012, *Pengaruh Panjang Cone diffuser Terhadap Efisiensi Jet Pump*, Dosen Pembimbing: Agustinus Ariseno dan Erwin Sulistyo.

Pompa adalah suatu alat yang berfungsi untuk mengalirkan dan mensirkulasikan fluida incompressible dalam pipa dengan cara menaikkan tekanan dari suatu pipa keujung pipa yang lain. Prinsip kerjanya yaitu mengubah energi mekanik pada poros menjadi energi tekan fluida. Pada umumnya pompa digunakan untuk mengangkat air dari suatu sumber air dengan kedalaman tertentu. Umumnya tingkat kritis tinggi angkat maksimal dari pengisapan pompa yang ada dipasaran adalah sekitar 10 m. Hal ini dikarenakan jika tinggi pengisapan lebih dari 10 m maka di sisi isap pompa akan terjadi kavitasi. Padahal sebagian besar sumber air mempunyai kedalaman yang lebih dari 10 m, terutama untuk daerah dipegunungan atau dataran tinggi. Dari berbagai jenis pompa, yang sesuai untuk kondisi yang demikian adalah *centrifugal-jet pump*. Pompa ini merupakan kombinasi pompa sentrifugal dan *jet pump*. Pada pengoperasian *jet pump* terdapat beberapa *losses* yang mengurangi efisiensi dari *jet pump*. *Losses* tersebut disebabkan karena aliran fluida yang melewati *diffuser* pada *jet pump* melewati perbedaan luas penampang dari besar ke kecil sehingga didalam *diffuser* terbentuk *vortex* yang tentunya bisa mengurangi efisiensi dari *jet pump* sendiri.

Maka dari itu perlu dilakukan penelitian dan pengembangan lebih lanjut mengenai efisiensi *jet pump* salah satunya dengan menambahkan *cone diffuser* pada bagian *Diffuser jet pump*. *cone diffuser* dibuat dengan variasi panjang 20, 40, 60 mm. Untuk mengetahui efisiensi *jet pump* tersebut, dilakukan penelitian dengan variabel bebas adalah debit aliran primer yaitu 600, 700, 800, 900, 1000 L/jam, kemudian variasi panjang *cone diffuser* yaitu 20, 40 dan 60 mm. Variabel terkontrol yang digunakan adalah sudut dari *cone diffuser* yaitu 6° dan variabel terikat adalah efisiensi *jet pump*.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa efisiensi *jet pump* tertinggi justru terjadi tanpa penambahan *cone diffuser* yaitu sebesar 8,28053444% dibandingkan dengan penambahan *cone diffuser* yaitu sebesar 7,18449542%. Hal ini antara lain disebabkan karena dengan semakin penambahan panjang *cone diffuser* memang mengurangi kerugian yang diakibatkan oleh *vortex* tetapi ini tidak sebanding dengan kerugian yang ditimbulkan oleh alat ini yaitu kerugian akibat gesekan yang semakin meningkat seiring dengan meningkatnya panjang *cone diffuser*. Selain itu hal ini bisa dikarenakan karena dimensi *diffuser* dengan sudut pembesaran sebesar 6° sudah memenuhi kriteria untuk mencapai kerugian minimum yang disebabkan oleh *vortex* sehingga dengan penambahan *flow conditioner* justru malah menambah gesekan didalam *diffuser* yang berakibat menurunkan tekanan keluar *jet pump*, debit yang keluar dari *jet pump* sehingga akan menurunkan efisiensinya juga.

Kata Kunci: *Jet Pump*, *cone diffuser*, efisiensi

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan ilmu pengetahuan di masa seperti sekarang ini sangatlah cepat salah satunya di dunia industri. Hal ini memicu pula persaingan antar sumber daya manusia yang kian meningkat. Saat ini setiap industri mencari sumber daya manusia yang kreatif untuk menyelesaikan masalah yang ada. Salah satu pemikiran kreatif dari sumber daya manusia di bidang industri adalah penggunaan pompa yang tepat.

Pompa adalah suatu alat yang berfungsi untuk mengalirkan dan mensirkulasikan fluida incompressible dalam pipa dengan cara menaikkan tekanan dari suatu pipa keujung pipa yang lain. Prinsip kerjanya yaitu mengubah energi mekanik pada poros menjadi energi tekan fluida. Umumnya pompa digunakan untuk mengangkat air dari suatu sumber air dengan kedalaman tertentu. Umumnya tingkat kritis tinggi angkat maksimal dari pengisapan pompa yang ada dipasaran adalah sekitar 10 m. Hal ini dikarenakan jika tinggi pengisapan lebih dari 10 m maka di sisi isap pompa akan terjadi kavitasi. Padahal sebagian besar sumber air mempunyai kedalaman yang lebih dari 10 m, terutama untuk daerah dipegunungan atau dataran tinggi. Dari berbagai jenis pompa, yang sesuai untuk kondisi yang demikian adalah *centrifugal-jet pump*. Pompa ini merupakan kombinasi pompa sentrifugal dan *jet pump* atau eduktor.

Centrifugal-Jet pump adalah salah satu jenis pompa yang mengkombinasikan antara pompa sentrifugal dan *jet pump*. Prinsip kerja *jet pump* dimana sebagian fluida yang di keluarkan oleh pompa di kembalikan ke saluran isap guna mendorong fluida keatas melalui saluran isap. *Jet pump* terdapat empat bagian utama yaitu *nozzle*, *suction chamber*, *mixing throat* dan *diffuser*. Arus fluida yang mengalir melewati *nozzle* akan berubah menjadi cepat, sehingga tekanan dalam arus akan turun. Sedangkan pada *diffuser* kecepatan berkurang sehingga tekanan naik mendekati tekanan atmosfer. Kejadian ini mengakibatkan tekanan dalam saluran isap juga menurun dibawah tekanan atmosfer sehingga mengakibatkan fluida tersedot naik kedalam ruang isap pada *jet pump*.

Pada bagian *diffuser* arus yang meninggalkannya alirannya sangat cepat hal ini dikarenakan terjadi pencampuran dua fluida yaitu fluida primer dan sekunder selain itu karena terdapat perbedaan luas penampang dari kecil ke besar maka arus yang terbentuk adalah turbulen sehingga akan mengurangi efisiensi dari jet

repository.ub.ac.id

pump itu sendiri. Hal inilah yang menyebabkan perlunya diadakannya penelitian mengenai pengaruh variasi panjang *cone diffuser* terhadap efisiensi *jet pump*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas dapat diambil suatu rumusan masalah pada penelitian ini adalah: Bagaimana pengaruh variasi panjang *cone diffuser* terhadap efisiensi *jet pump*?

1.3 Batasan Masalah

Agar permasalahan tidak meluas dan tetap terfokus, maka perlu dilakukan batasan-batasan sebagai berikut:

1. Fluida yang dipompa adalah air (*fluida incompressible*).
2. Menggunakan instalasi *centrifugal jet-pump*.
3. Debit aliran primer yang digunakan 600, 700, 800, 900, 1000 [L/Jam]
4. Aliran dianggap *steady*
5. Suhu fluida dan suhu ruangan dianggap konstan.
6. Pengamatan hanya dilakukan pada instalasi *jet pump*
7. Variasi panjang *cone diffuser* adalah 20, 40, 60 [mm].
8. Dianggap tidak terjadi kavitasi.

1.4 Tujuan penelitian

Tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian ini adalah mengetahui pengaruh variasi panjang *cone diffuser* terhadap efisiensi *jet pump*.

1.5 Manfaat penelitian

Adapun manfaat dari penelitian ini adalah:

1. Memberikan ilmu pengetahuan bagi mahasiswa mengenai pengaruh variasi panjang *cone diffuser* terhadap efisiensi *jet pump*.
 2. Sebagai dasar menentukan panjang *cone diffuser* pada pompa *jet pump* untuk meningkatkan efisiensi.
 3. Untuk bahan penelitian lebih lanjut demi peningkatan dan pemanfaatan energy secara maksimal.
- UNIVERSITAS BRAWIJAYA

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Winoto, (2000) melakukan penelitian bagaimana pengaruh bentuk penampang *nozzle* serta rasio luas penampang *nozzle* dan *throat* (R) terhadap efisiensi *jet pump*. Dengan variasi penampang yaitu segitiga, segiempat, dan lingkaran. Dari penelitian tersebut diperoleh efisiensi *jet pump* yang maksimum adalah $R = 0.3$ untuk bentuk penampang lingkaran.

Takayama, (2002) melakukan penelitian dengan menggunakan metode *numerical* untuk menentukan kondisi optimum panjang *mixing throat* yang dapat menghasilkan efisiensi yang baik pada *jet pump*. Adapun faktor-faktor yang dapat mempengaruhi efisiensi *jet pump* adalah :

1. d/D = ratio antara diameter *nozzle* [d] dan diameter *mixing throat* [D].
2. l = Jarak dari ujung *nozzle* kesisi masuk *mixing throat*.
3. L_m = Panjang *mixing throat*.

Dengan hasil efisiensi maksimum adalah $d/D = 0,6$; $L/D = 0,5$; $L_m/D = 3,5$.

Bahtiar, (2008) melakukan penelitian dengan metode ekperimental nyata (*True experimental research*), yaitu dengan melakukan pengamatan untuk mengetahui pengaruh jarak peletakan antara ujung *nozzle* dan sisi masuk *mixing throat* terhadap efisiensi *jet pump*. Dengan variasi jarak peletakan 13 mm, 14 mm, 15 mm, 17 mm, dan 18 mm. Dari penelitian tersebut diperoleh efisiensi *jet pump* yang maksimum adalah pada spasi *Nozzle – mixing throat* 16 mm. Dari penelitian sebelumnya menunjukkan bahwa ukuran dan geometri dari *jet pump* sangat mempengaruhi efisiensi dari *jet pump*. Maka dari itu diperlukan penelitian-penelitian selanjutnya untuk mendapatkan optimasi desain sehingga didapat desain *jet pump* yang mempunyai efisiensi yang baik.

2.2 Pompa

Pompa adalah suatu alat yang berfungsi untuk mengalirkan dan mensirkulasikan fluida incompressible dalam pipa dengan cara menaikkan tekanan dari suatu pipa keujung pipa yang lain. Prinsip kerjanya yaitu mengubah energi mekanik pada poros menjadi energi tekan fluida. Zat cair hanya bisa mengalir bila terdapat perbedaan tekanan tertentu. Jadi pompa itulah yang harus membangkitkan perbedaan tekanan tersebut.

Berdasarkan prinsip kerjanya, pompa dibedakan dalam sebagai berikut:

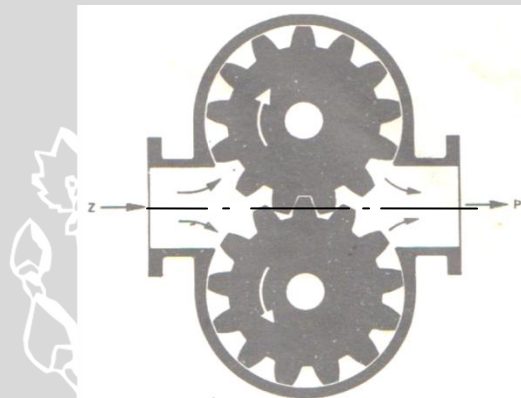
2.2.1 Pompa Desak

Pompa desak dapat dibagi dalam dua kelompok berikut:

1. Pompa desak dengan gerakan berputar

Jenis pompa ini biasanya digunakan untuk zat cair kental seperti minyak. Kelompok pompa desak dengan gerak berputar antara lain pompa roda gigi. Pompa roda gigi pada gambar 2.1 mempunyai dua buah roda gigi dengan penggigian luar. Salah satu dari kedua poros yang dipasangi roda gigi digerakkan dan menggerakkan poros dengan roda gigi yang lainnya.

Ketika roda gigi sedang berputar, pada zat cair dapat mengalir antara gigi-gigi, oleh karena sebuah gigi dari roda yang satu selalu membebaskan rongga gigi dari roda yang lainnya. Zat cair dibawa dalam rongga gigi dan dikompakan terus pada P.

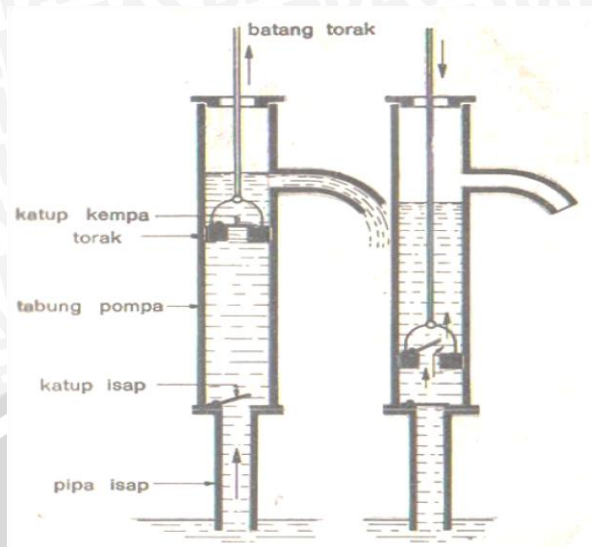


Gambar 2.1 : pompa roda gigi
Sumber : Nouwen, 1981 : 5

2. Pompa desak dengan gerakan bolak-balik

Kelompok pompa desak dengan gerak berputar antara lain pompa torak. Pompa torak dapat dibagi lagi dalam sejumlah kelompok, antara lain sebagai berikut:

- Menurut cara kerjanya, pompa torak kerja tunggal dan pompa torak kerja ganda.
- Menurut jumlah silinder yang dilaksanakan, pompa torak silinder tunggal dan pompa torak silinder banyak.

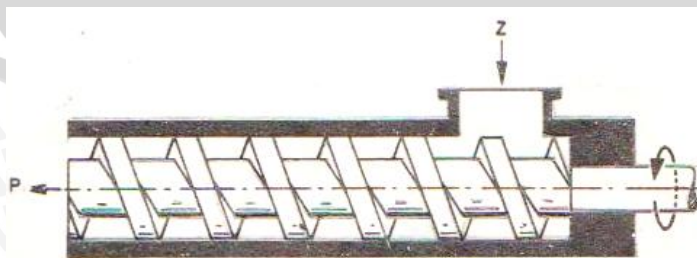


Gambar 2.2 : Prinsip dari pompa torak kerja tunggal
 Sumber : Nouwen, 1981 : 13

Gambar 2.2 memperlihatkan prinsip dari pelaksanaan pompa torak yang paling sederhana, yaitu sebuah pompa torak kerja tunggal. Diawali dengan gerakan isap yang dilakukan oleh torak, dimana katup isap membuka dan katup tekan tertutup. Pada saat ini fluida akan masuk kedalam tabung pompa. Selanjutnya diikuti dengan gerakan tekan, dimana katup isap tertutup dan katup tekan terbuka yang akan menyebabkan fluida ditekan keluar dari ruang tabung pompa. Pompa torak dapat menghasilkan *head* yang tinggi namun kapasitas aliran yang dihasilkan sangat rendah.

2.2.2 Pompa Ulir

Pompa ini juga dinamakan pompa sekrup. Pelakasanaan yang paling sederhana adalah pompa poros tunggal (gambar 2.3) oleh gerak putar poros sekrup, zat cair mengalir dalam arah aksial.



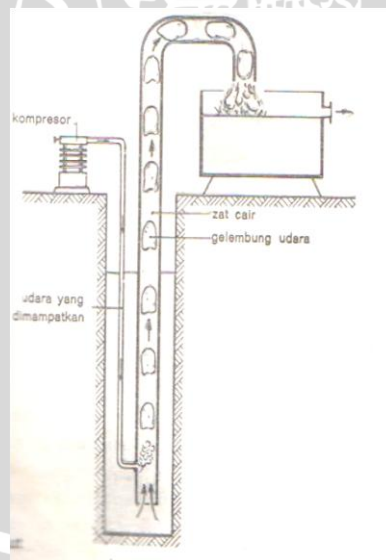
Gambar 2.3 : Prinsip dari pompa ulir poros tunggal
 Sumber : Nouwen, 1981 : 9

Bila pada sisi kempa pompa terjadi tekanan lebih, zat cair akan mengalir kembali sepanjang saluran yang dibentuk oleh poros sekrup. Demikian juga terjadi rugi bocor sepanjang dinding rumah pompa.

Pada tekanan lawan yang tinggi di sebelah sisi kempa dan pada viskositas zat cair yang rendah, kerugian yang terjadi dalam arus volume dapat menjadi sangat besar. Oleh sebab itu pompa ini hanya dapat digunakan untuk tekanan lawan yang rendah dan zat cair yang kental.

2.2.3 Pompa Mamut

Pada jenis pompa ini (gambar 2.4), ditempatkan sebuah pipa secara vertikal kedalam zat cair yang akan di pompakan. Sedikit diatas ujung sebelah bawah pipa dihembuskan udara kedalam pipa. Bila banyak udara dihembuskan kedalam, maka gelembung udara yang besar yang terjadi dalam pipa akan mendorong zat cair ke atas. Bila dihembuskan lebih sedikit udara yang terbagi halus seperti gelembung - gelembung kecil kedalam zat cair, maka akan terjadi suatu campuran zat cair udara, dengan massa jenis yang lebih kecil dari pada zat cair disekitarnya tidak diliputi udara. Oleh karena itu zat cair yang diliputi udara akan naik kedalam pipa.

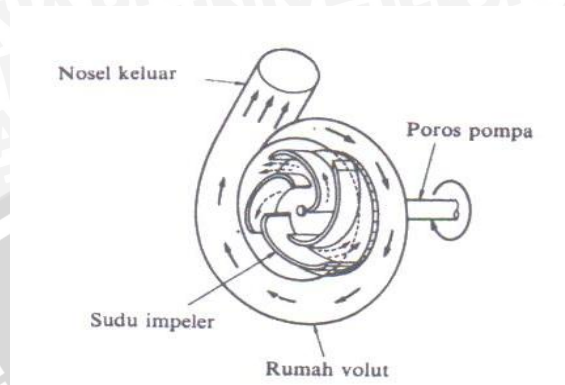


Gambar 2.4 : Pompa mamut
Sumber : Nouwen, 1981 : 47

Pompa ini hanya cocok untuk tinggi kempaan yang agak rendah. Zat cair hanya dipindahkan secara vertikal. Pompa ini tidak mempunyai bagian-bagian yang bergerak dan karena itu tidak peka terhadap kotoran.

2.2.4 Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal, seperti diperlihatkan dalam gambar 2.5, mempunyai sebuah impeller (baling-baling) untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ketempat yang lebih tinggi.



Gambar 2.5 : pompa sentrifugal
Sumber : Sularso, 1983 : 4

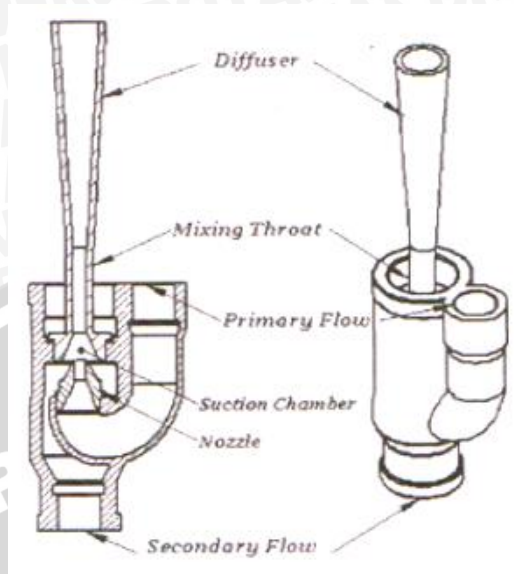
Daya dari luar diberikan kepada poros pompa untuk memutar impeller didalam zat cair. Maka zat cair yang ada didalam impeller, oleh dorongan sudu-sudu ikut berputar. Karena timbul gaya sentrifugal maka zat cair mengalir dari tengah impeller ke luar melalui saluran di antara sudu-sudu. Disini *head* tekanan zat cair menjadi lebih tinggi. Demikian pula *head* kecepatannya bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan. Zat cair yang keluar dari impeller ditampung oleh saluran berbentuk volut (spiral) di keliling impeller dan disalurkan ke luar pompa melalui nosel. Di dalam nosel ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan.

Dari uraian diatas jelas bahwa pompa sentrifugal dapat mengubah energi mekanik pada poros menjadi energi fluida. Energi inilah yang mengakibatkan pertambahan *head* tekanan, *head* kecepatan, dan *head* potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinyu.

2.3 Jet Pump

Jet pump merupakan pompa yang menggunakan prinsip kevakuman, kevakuman tersebut dapat dicapai karena arus meninggalkan mulut *nozzle* bertambah besar sehingga tekanan dalam arus akan turun, demikian pula didalam ruang isap. Pada *diffuser* kecepatan berkurang sehingga tekanan naik mendekati tekanan atmosfer. Dalam hal ini berdampak pada tekanan dalam ruang isap juga menurun dibawah tekanan atmosfer yang menyebabkan fluida tersedot naik kedalam ruang isap. Ada empat bagian

terpenting dalam *jet pump* yaitu *nozzle*, *suction chamber*, *mixing throat*, dan *diffuser*.



Gambar 2.6 : bagian-bagian *jet pump*
Sumber : Stepanoff, 1984 : 401

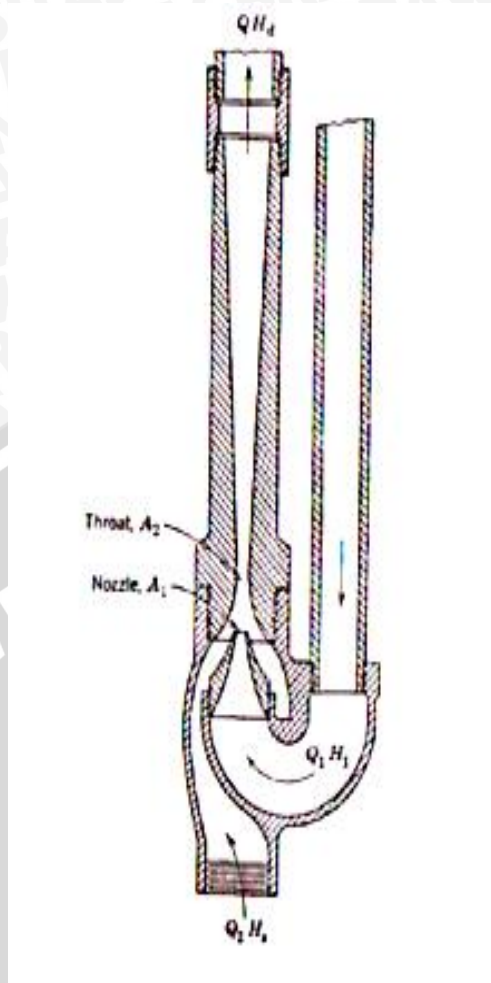
Adapun nama lain dan definisi dari *jet pump* adalah sebagai berikut :

1. *Ejector* : Nama umum yang digunakan untuk mendeskripsikan *jet pump*.
2. *Eductor* : Aliran primer dan aliran sekunder menggunakan fluida cair.
3. *Injector* : Aliran primer menggunakan fluida gas dan aliran sekunder menggunakan fluida cair.
4. *Air Shypon* : Aliran primer menggunakan fluida cair dan sekunder menggunakan fluida gas.

Jet pump memiliki kelebihan-kelebihan yaitu:

1. Dapat digunakan untuk semua fluida
2. Dapat ditempatkan di dalam air
3. Desain sederhana

Namun dalam pengoperasian, *jet pump* tidak dapat berjalan sendiri. Biasanya *jet pump* dipakai untuk instalasi *centrifugal-jet pump*. Yang mana *jet pump* berfungsi untuk membantu kerja dari pompa sentrifugal. Adapun cara kerjanya adalah sebagian debit dari pompa sentrifugal dikembalikan ke *jet pump* yang digunakan sebagai aliran primer untuk mendorong fluida pada aliran sekunder seperti dijelaskan pada gambar 2.7 berikut:



Gambar 2.7 : *Jet pump*
 Sumber : Stepanoff, 1984 : 404

Keterangan:

- Q_1 : Debit aliran primer
- Q_2 : Debit aliran sekunder
- H_i : Tekanan aliran primer
- H_s : Tekanan aliran sekunder
- H_d : Tekanan aliran keluar *jet pump*

Karena tekanan statis di pipa hisap dengan tekanan statis di ujung nosel, maka Analisa teoritis dari persamaan Bernoulli dalam menentukan aliran fluida yang keluar dari tabung pancar dalam bentuk persamaan:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + Hd = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + Hs \quad (2.1)$$

Dengan $P_2 =$ tekanan statis pada pipa hisap.

Di depan nosel, secara teoritis dapat dimisalkan bahwa semua energi kecepatan berasal dari energi potensial yang semua energi dianggap *head statis* dengan

mengabaikan kecepatan masuk tabung pancar [$v_m = 0$], maka persamaan menjadi:

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + H_d - H_s \quad (2.2)$$

Pada bagian *diffuser*, berlaku juga persamaan bernoulli yang lain, yang sejenis, yaitu:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + h_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 \quad (2.3)$$

Karena tekanan statis di pipa hisap sama dengan tekanan statis *throat*, maka persamaan di atas menjadi

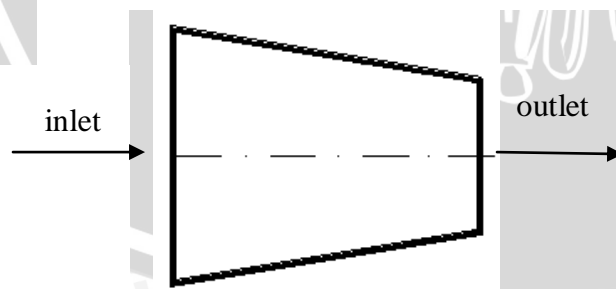
$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{P_d - P_s}{\gamma} h_1 - h_2 \quad (2.4)$$

2.3.1 Nozzle

Nozzle merupakan alat yang berbentuk pipa atau tabung dengan diameter *inlet* dan diameter *outlet* yang berbeda. Di *nozzle* terjadi perubahan energi pada fluida, dari energi tekanan menjadi energi kinetik. Umumnya *nozzle* digunakan untuk mengontrol rata-rata aliran, arah arah, dan mengubah tekanan menjadi kecepatan. *Nozzle* ada tiga macam yaitu

1. Nosel konvergen

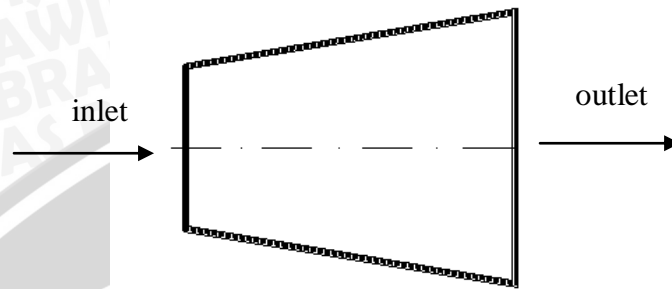
Nosel konvergen adalah nosel dengan diameter *inlet* lebih besar dari pada *outlet*. ini sering dipakai pada penggunaan fluida yang memiliki bilangan mach kurang dari satu.



Gambar 2.8 : nosel konvergen

2. Nosel divergen

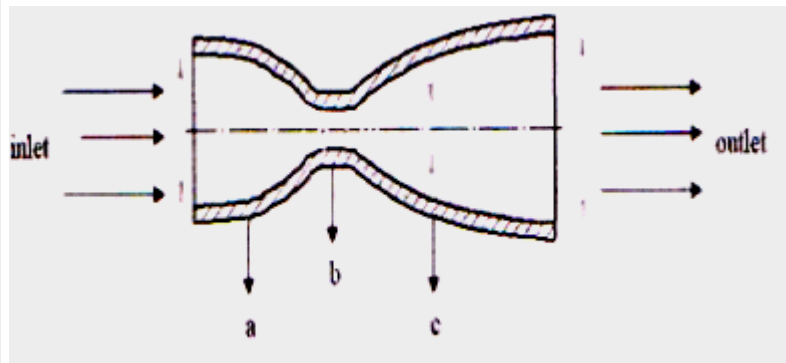
Nosel divergen adalah nosel dengan diameter *inlet* lebih kecil dari pada diameter *outlet*. ini seing dipakai pada penggunaan fluida yang memiliki bilangan mach lebih dari satu.



Gambar 2.9 : nosel divergen

3. Nosel Konvergen Divergen

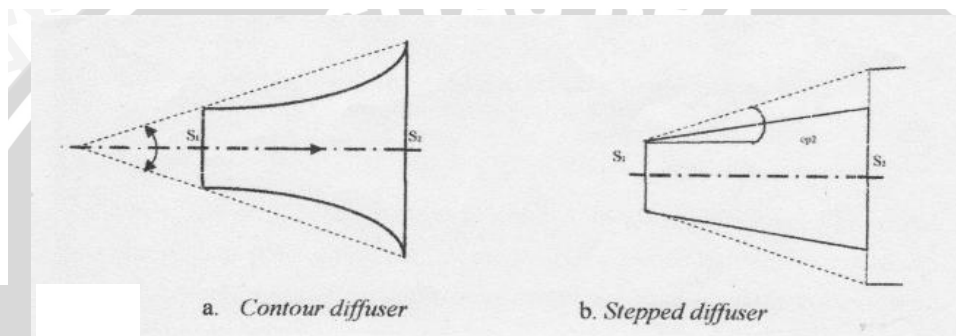
Nosel konvergen adalah nosel yang merupakan gabungan antara nosel konvergen dan nosel divergen, selain itu memiliki *throat*. Nosel ini biasa disebut dengan *denaval nozzle*. Nosel ini seing dipakai pada penggunaan fluida yang memiliki bilangan mach kurang dari satu dan di harapkan setelah melewati *throat* memiliki bilangan mach lebih dari satu.



Gambar 2.10 : Bentuk nosel konvergen divergen (a) konvergen, (b) *throat*, (c) divergen

2.3.2 Diffuser

Diffuser merupakan suatu alat yang mengubah tekanan suatu fluida menjadi lebih besar dengan cara memperkecil kecepatan fluida tersebut. *Diffuser* memiliki diameter akhir yang lebih besar dibanding dengan diameter awalnya, yang memungkinkan terjadinya perubahan kecepatan aliran pada saat fluida melalui *diffuser*. Menurut hukum Bernoulli perubahan kecepatan ini akan sangat mempengaruhi tekanan fluida pada sisi keluar *diffuser*. Berdasarkan bentuknya, *diffuser* dapat dibedakan menjadi dua jenis, yaitu *contour diffuser* dan *stepped diffuser*. Bentuk dari *contour diffuser* dipengaruhi oleh besarnya sudut dan radius dari kelengkungan *diffuser*.



Gambar 2.11 : Macam *Diffuser*
Sumber : Nekrasov,1967: 111

Semakin besar perubahan luas permukaan gesek, maka semakin besar perubahan arah aliran fluida yang mengalir didalam *diffuser*. Perubahan arah aliran yang besar akan menyebabkan terjadinya tumbukan antar partikel dalam jumlah yang besar, maka dari itu akan terjadi turbulensi aliran yang menyebabkan terjadinya *losses*. *Losses* yang terjadi pada *diffuser* terdiri dari *losses* akibat gesekan antar fluida dengan dinding *diffuser* dan *losses* akibat terjadinya turbulensi aliran fluida. Maka bisa dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut:

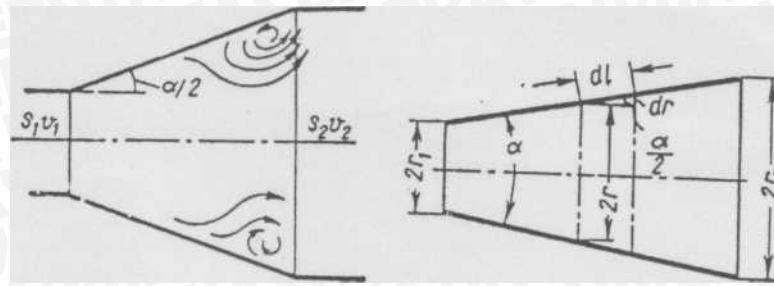
$$H_{df} = H_f + H_{exp} \quad (\text{Nekrasov, 1967:108}) \quad (2.5)$$

Dengan :

H_{df} = Total *losses* pada *diffuser*

H_f = Kerugian akibat gesekan

H_{exp} = kerugian akibat turbulensi



a. Eddy formation in a diffuser

b. Diffuser dimension

Gambar 2.12 : Losses pada diffuser

Sumber : Nekrasov, 1967: 108

Pada Gambar 2.12 (a) S_1, V_1 dan S_2, V_2 merupakan luas penampang *diffuser* dan kecepatan aliran fluida pada titik 1 dan 2. Kemudian $\alpha/2$ merupakan sudut kemiringan *diffuser*. Sedangkan pada Gambar 2.12 (b) r_1, r_2 merupakan radius *diffuser* pada titik 1 dan 2. Maka kerugian akibat gesekan dan kerugian akibat turbulensi aliran yang terjadi pada *diffuser* dapat dinyatakan dengan rumus, sebagai berikut:

$$h_f = \frac{\lambda_t}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left[1 - \frac{1}{n^2} \right] \frac{v_1^2}{2g} \quad (\text{Nekrasov, 1967:109}) \quad (2.6)$$

dan

$$h_{exp} = k \left[1 - \frac{1}{n} \right]^2 \frac{v_1^2}{2g} \quad (\text{Nekrasov, 1967:109}) \quad (2.7)$$

Dengan:

λ_t = Faktor gesekan

n = Perbandingan luas permukaan penampang *diffuser* = $[S_2 / S_1]$

v_1 = Kecepatan fluida pada sisi masuk

g = Percepatan gravitasi

k = Shock reduction factor [$k = \sin \alpha$]

Maka kerugian total yang terjadi pada *diffuser* dapat dinyatakan dengan persamaan:

$$h_{dif} = h_f + h_{exp}$$

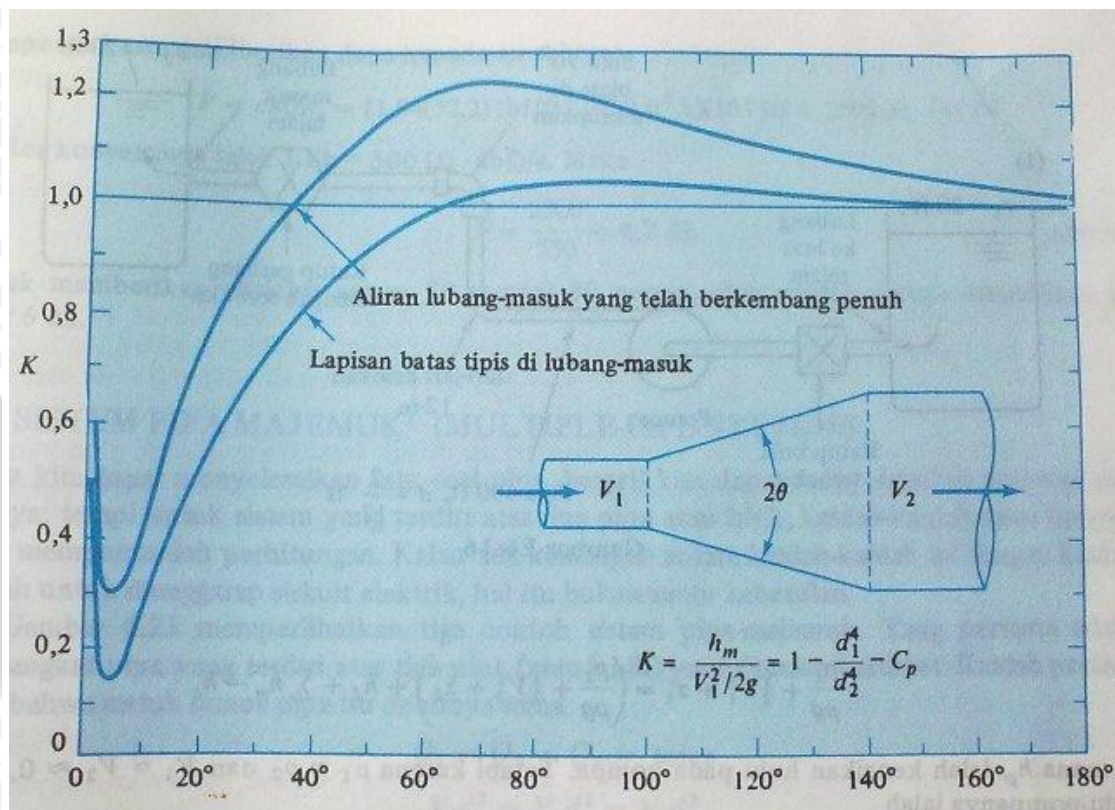
$$h_{dif} = \left[\frac{\lambda_t}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) + k \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2 \right] \frac{v_1^2}{2g} \quad (\text{Nekrasov, 1967:110}) \quad (2.8)$$

Selain menggunakan rumus diatas kehilangan energi pada *diffuser* juga dapat dicari menggunakan persamaan 2.9 dibawah ini. Kehilangan energi di *diffuser* juga tergantung pada ukuran sudut puncak *diffuser* dan perubahan tekanan pada *diffuser*. Yaitu antara tekanan masuk dan tekanan keluar. C_p , bisa didefinisikan sebagai perbandingan kenaikan tekanan statis dibanding tekanan *inlet* dinamis,

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (\text{White, 1986:338}) \quad (2.9)$$

Kemudian koefisien kehilangan energi pada *diffuser* adalah

$$K = \frac{h_m}{V^2/2g} = 1 - \frac{d_1^4}{d_2^4} - C_p \quad (\text{White, 1986:338}) \quad (2.10)$$



Gambar 2.13 : kerugian aliran dalam *diffuser*
 Sumber : White, 1986: 339

Untuk sudut tertentu, makin besar kenaikan tekanan maka makin kecil kerugian pada *diffuser* yang berarti semakin kecil juga koefisien kehilangan energi pada *diffuser*. Dari gambar dapat dilihat kerugian minimum terjadi untuk kerucut dengan sudut puncak 2θ kira-kira sebesar 5° . Sudut yang lebih kecil dari nilai ini memberikan kerugian tipe moody yang besar, sebab panjangnya menjadi berlebihan. Untuk kerucut dengan sudut puncak lebih besar dari 40 sampai 60° kerugiannya demikian besar, sehingga akan lebih baik jika memakai *sudden enlargement*

2.3.3 mixing throat

Mixing throat merupakan bagian dari *jet pump* yang berfungsi sebagai tempat pencampuran fluida sekunder yang berkecepatan rendah dengan fluida primer yang berkecepatan tinggi. Dengan proses pencampuran ini diharapkan fluida yang tercampur menjadi homogeny. Pada *mixing throat* diharapkan setabil mungkin sebelum masuk *diffuser*. *Mixing throat* sendiri memiliki panjang yang cukup sehingga proses *mixing* benar-benar sempurna, tetapi panjang *mixing throat* harus sependek mungkin agar kerugian akibat gesekan dapat diminimalisir.

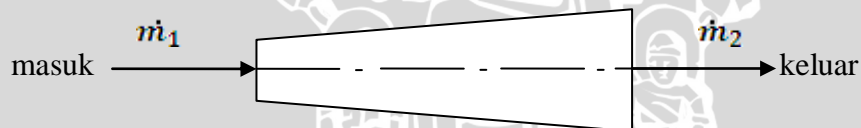
2.3.4 Suction chamber

Suction Chamber merupakan bagian dari jet pump yang berfungsi melewatkan aliran sekunder yang nantinya akan dicampur dengan aliran primer pada *mixing throat*.

2.4 Persamaan dasar pada jet pump

2.4.1 Persamaan Kontinuitas

Fluida mengalir diasumsikan dalam keadaan *steady* sehingga jumlah massa aliran fluida di berbagai posisi pada waktu yang sama adalah tetap yaitu $\dot{m} = \text{konstan}$. Pada gambar dibawah ditunjukkan fluida yang mempunyai densitas ρ dan tekanan P mengalir melewati suatu luasan A dengan kecepatan v tertentu.



$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (\text{White, 2001 : 130}) \quad (2-11)$$

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \quad (\text{White, 2001 : 133}) \quad (2-12)$$

Dengan : $\rho = \text{Massa Jenis [kg/m}^3\text{]}$

$A = \text{Luas penampang saluran [m}^2\text{]}$

$v = \text{Kecepatan [m/s]}$

Persamaan (2-12) diatas adalah persamaan kontinuitas apabila aliran fluida yang mengalir adalah *compressible*. Jika fluida yang mengalir adalah *incompressible* maka $\rho_1 = \rho_2$. Sehingga persamaan kontinuitas dapat dirumuskan dengan

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (\text{White, 2001 : 133}) \quad (2-13)$$

$$Q_1 = Q_2 \quad (\text{White, 2001 : 133}) \quad (2-14)$$

Dengan : $Q = \text{Debit [m}^3\text{/s]}$

2.4.2 Persamaan Bernoulli

Persamaan Bernoulli berlaku untuk aliran dalam saluran. Persamaan Bernoulli menunjukkan kekekalan energi pada aliran fluida pada tiap saat dan tiap posisi dari suatu aliran dalam saluran mempunyai jumlah energi spesifik fluida yang berupa kecepatan, tekanan dan ketinggian yang sama besarnya. Persamaan Bernoulli dapat berlaku jika asumsi-asumsi dibawah ini diterapkan : aliran dalam keadaan *steady state*, tidak terjadi gesekan, tidak terdapat perpindahan panas antara fluida dengan saluran dan fluida yang mengalir bersifat *incompressible*.

$$W = m \cdot g \cdot h + m \cdot \frac{P}{\rho} + m \cdot \frac{v^2}{2} \quad (\text{Dietzel, 1988 : 4}) \quad (2-15)$$

dengan : m = Massa [kg]

g = Percepatan gravitasi [m/s²]

h = Ketinggian [m]

P = Tekanan absolut [N/m²]

Bila pada aliran tersebut diambil suatu jumlah fluida untuk tiap 1 kg karena dibagi massa (m) maka didapatkan persamaan energi spesifik yaitu :

$$w = g \cdot h + \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (\text{Dietzel, 1988 : 4}) \quad (2-16)$$

Apabila persamaan tersebut dibagi lagi dengan percepatan gravitasi (g), maka akan didapat salah satu ruas dari persamaan Bernoulli yang mempunyai arti *Head* (energy spesifik fluida). Persamaannya menjadi:

$$H = h + \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2g} \quad (\text{Dietzel, 1998 : 4}) \quad (2-17)$$

Perubahan bentuk energi akan terjadi bila terjadi perubahan pada penampang. Apabila penampang 2 diperkecil ukurannya maka kecepatan fluida naik menjadi V_2 dan tekanan pada posisi 2 akan berkurang, hal ini akan terlihat dengan jelas letak pipa tersebut dibuat mendatar $h_1 = h_2$.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 \quad (\text{Dietzel, 1998 : 5}) \quad (2-18)$$

2.4.3 Persamaan Bernoulli untuk Fluida Real

Pada fluida real ada dua hal yang harus diperhatikan, yaitu viskositas yang dimiliki fluida. Hal ini memberikan pengaruh terhadap aliran fluida. Pertama, distribusi kecepatan fluida yang tidak seragam, sehingga kita harus menggunakan istilah kecepatan rata-rata $[V_m]$ dalam perumusannya dan ada pula koefisien distribusi kecepatan fluida yang tidak seragam $[\alpha]$. Kedua karena adanya slip antar partikel fluida, maka partikel-partikelnya akan bergerak secara acak sehingga ada kehilangan energi. Sehingga persamaan Bernoulli untuk fluida ideal ini pada sebenarnya menyatakan persamaan kesetimbangan energi karena adanya kerugian energi yang diikutsertakan. Kerugian energi yang terjadi ini bukan karena energi tersebut hilang, melainkan berubah bentuk menjadi energi dalam bentuk yang lain yakni energi panas yang menyebabkan temperature zat cair meningkat.

$$\alpha_1 \frac{V_m^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \alpha_2 \frac{V_m^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \sum h \quad (\text{Dietzel, 1998 : 5})(2-19)$$

2.5 Head Losses

Head losses adalah energi yang hilang pada fluida ketika fluida mengalir. Besarnya *head losses* tergantung pada bentuk, ukuran dan kekasaran saluran, kecepatan dan viskositas fluida dan tidak tergantung pada tekanan absolut. *Head losses* dibedakan menjadi dua macam, *major losses* dan *minor losses*.

1. Major losses

Major losses adalah energi yang hilang sepanjang pipa lurus yang seragam dan sebanding dengan panjang pipa. *Losses* ini disebabkan karena gesekan internal fluida dan juga gesekan antara fluida dan dinding saluran, maka di semua pipa baik pipa halus atau pipa kasar muncul *major losses*.

Rumusan untuk *major losses* menurut Parcy.

$$h = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Nekrasov, 1990: 60}) \quad (2-20)$$

Keterangan: h = *major losses* [m]
 λ = faktor gesek
 l = panjang pipa [m]

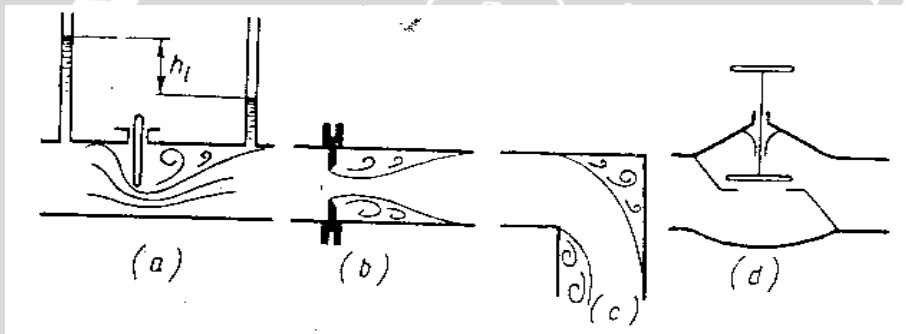
- d = diameter pipa [m]
- V = kecepatan fluida [m/s]
- g = percepatan gravitasi [m/s²]

2. Minor losses

Minor losses adalah energi yang hilang dari fluida disebabkan oleh perubahan bentuk lokal dari saluran, seperti ditunjukkan pada gambar (2.14) :

- (a). perubahan luas panampang
- (b). orifice
- (c). belokan
- (d). katup.

Minor losses terjadi karena aliran yang mengalir melewati bentuk lokal dari saluran mengalami perubahan kecepatan, arah atau besarnya, maupun keduanya.



Gambar 2.14 : Bentuk-bentuk lokal saluran
 Sumber : Boris Nekrasov, 1990 : 61

Minor losses dapat dirumuskan:

$$h = \xi \cdot \frac{V^2}{2g} \quad \text{(Nekrasov, 1990: 61)} \quad (2-21)$$

Keterangan : ξ = Koefisien kerugian head minor losses

V = Kecepatan Fluida [m/s]

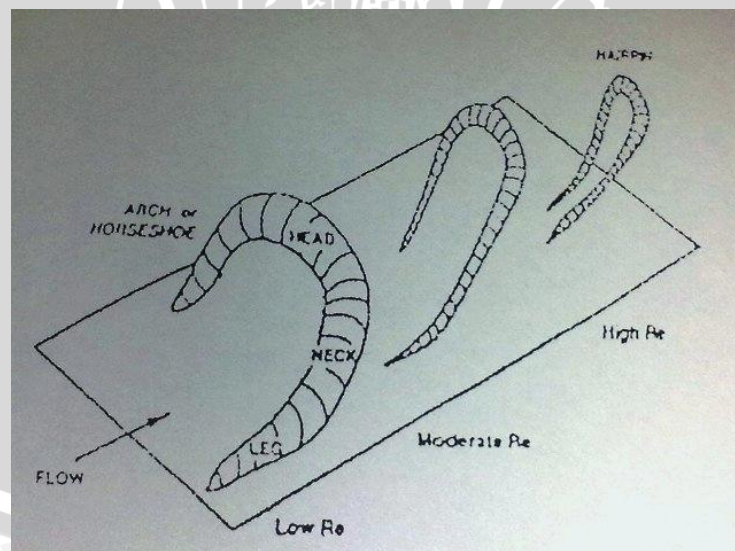
g = Percepatan gravitasi [m/s²]



2.6 Vortex

Vortex didefinisikan sebagai massa fluida cairan atau gas yang partikel-partikelnya bergerak berputar. Gerakan partikel fluida bergerak berputar disebabkan adanya perbedaan kecepatan antara lapisan-lapisan fluida yang bersebelahan dengan jarak tertentu, gradien kecepatan ini menyebabkan puntiran (torsi). Torsi ini akan menyebabkan terjadinya *vortex-vortex* pada fluida tersebut. Menurut proses pembentukannya *vortex* dibagi menjadi dua macam yaitu *vortex* bebas (*free vortex*) dan *vortex* paksa (*forced vortex*). *Vortex* bebas terjadi jika mekanisme pembentukan *vortex* tidak melibatkan energi dari luar sumber. Fluida berputar karena gerakan internalnya contohnya pusaran air di sungai dan pusaran di belokan pipa akibat aliran sekunder. *Vortex* paksa terjadi jika mekanisme pembentukan *vortex* melibatkan energi dari luar misalnya fluida diberi torsi atau puntiran dari luar. Contohnya yaitu fluida dalam suatu wadah diputar dengan pipa silinder.

Sesungguhnya *vortex* berwujud tiga dimensi dan dapat berubah menurut harga bilangan reynold-nya. Pada bilangan reynold yang rendah, *vortex* berbentuk seperti tapal kuda dan semakin tinggi harga bilangan reynold-nya maka *vortex* akan semakin meruncing.



Gambar 2.15 : Geometri *vortex* menurut besar bilangan reynold
Sumber : Steven K. Robinson, 1991 : 607

2.7 Flow conditioner

Flow conditioner adalah suatu alat yang dapat mengurangi gangguan-gangguan yang terjadi pada aliran dalam suatu instalasi perpipaan. *Flow conditioner* memiliki kemampuan untuk mengisolasi gangguan-gangguan aliran yang disebabkan oleh belokan, katup, perubahan luas penampang, serta *orifice* dengan cara menghilangkan separasi dan *vortex*. Dengan menghilangkan *vortex* dan separasi aliran yang menyebabkan *head losses*, getaran pada pipa, dan kavitasi, maka pemasangan *flow conditioner* dapat meminimalisir kerugian yang terjadi. Selain itu *flow conditioner* dapat membuat aliran menjadi stabil sehingga dapat mempercepat kondisi aliran yang *fully developed* dengan lebih cepat.

Namun perlu diingat bahwa pemasangan *flow conditioner* pada instalasi perpipaan juga dapat menyebabkan *head losses*. Oleh karena itu pemasangan *flow conditioner* akan lebih efektif bila *head losses* yang dihasilkan oleh *flow conditioner* lebih kecil daripada *head losses* yang dapat dikurangi dari pemasangan *flow conditioner* itu sendiri. Dengan kata lain, efisiensi *flow conditioner* dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\text{Efisiensi } \textit{flow conditioner} = \frac{\text{Pengurangan } \textit{head losses} \text{ pada aliran}}{\textit{Head losses} \text{ akibat } \textit{flow conditioner}}$$

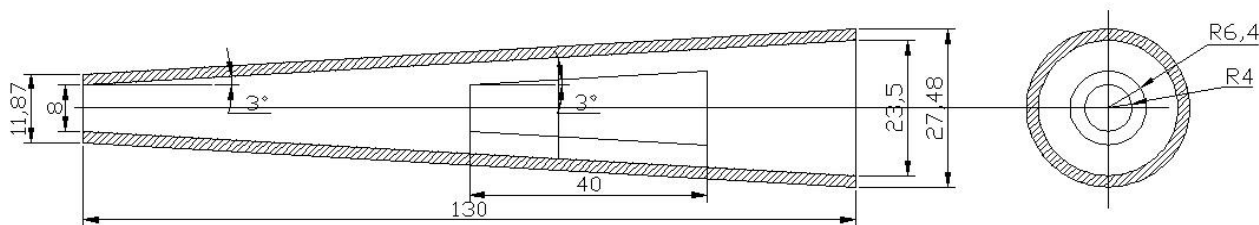
Ada beberapa jenis *flow conditioner* yang sering digunakan, yaitu plat perforasi, *honey comb*, *tube bundle*, *vane*, *cone diffuser*, dll. Pada penelitian kali ini *flow conditioner* yang digunakan adalah *cone diffuser*.

2.8 Cone diffuser

Cone diffuser adalah semacam *flow conditioner* yang khusus diletakkan pada *diffuser* agar aliran yang keluar dari *diffuser* lebih terarah. Aliran yang keluar dari *diffuser jet pump* mempunyai kecepatan yang tinggi, selain itu karena terdapat perbedaan luas penampang maka didalam *diffuser* bisa terbentuk tekanan balik yang bisa menyebabkan efisiensinya menurun.

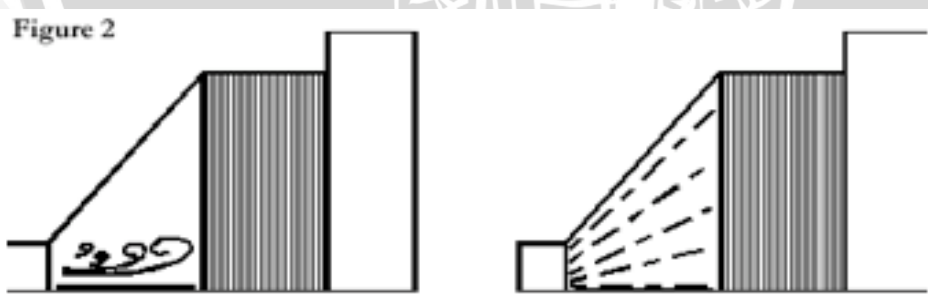


Gambar 2.16 : cone diffuser
 Sumber : www.chengfluid.com/lad



Gambar 2.17: pemasangan cone diffuser

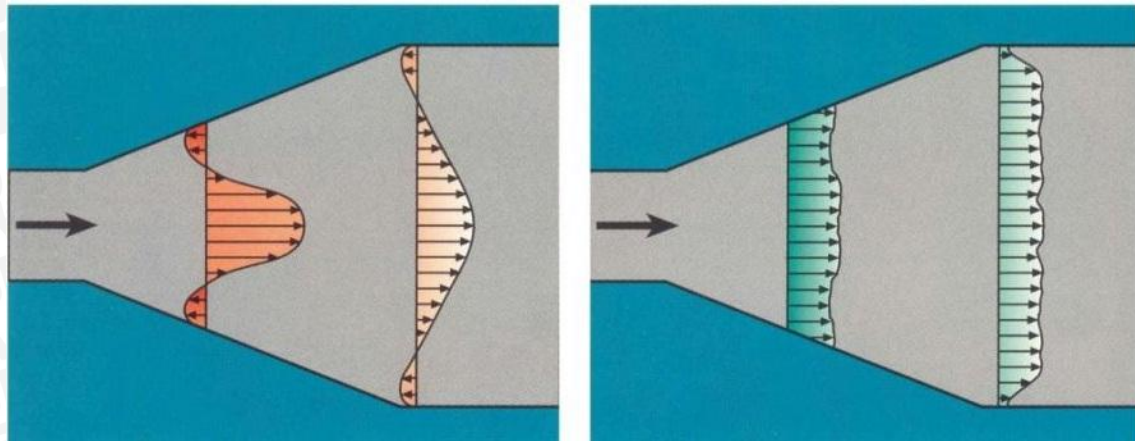
Ketika cone diffuser dipasang pada jet pump diharapkan aliran yang terbentuk jadi lebih terarah dan meminimalisir tekanan balik sehingga diharapkan pula ketika diinstalasikan pada jet pump akan menambah efisiensi dari jet pump itu.



(a). (b).

Gambar 2.18: (a) tekanan balik pada diffuser.
 (b) aliran menjadi lebih terarah dengan pemasangan cone difuser

Sumber : www.chengfluid.com/lad



(a) (b)
 Gambar 2.19: (a) aliran pada *diffuser* tanpa *cone diffuser*.
 (b) aliran pada *diffuser* dengan *cone diffuser*.
 Sumber : www.chengfluid.com/lad

2.9 Karakteristik *Jet Pump*

Menurut Gosline dan O'Brien karakteristik dari *jet pump* dibagi menjadi tiga rasio, yaitu:

1. Rasio luas penampang *nozzle* dan *mixing throat*

Rasio luas penampang *nozzle* dan *mixing throat* merupakan perbandingan antara luas penampang *nozzle* A_{no} (m^2) dengan luas penampang *mixing throat* A_{th} (m^2).

$$R = \frac{A_{no}}{A_{th}} \quad (\text{Stepanoff,404}) \quad (2-22)$$

2. Rasio debit

Rasio debit merupakan perbandingan debit pada *secondary flow* Q_2 (m^3/s) dengan debit pada *primary flow* Q_1 (m^3/s).

$$M = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (\text{Stepanoff,404}) \quad (2-23)$$

3. Rasio tekanan

$$R = \frac{(P_d - P_s)}{(P_i - P_d)} \quad (\text{Stepanoff,404}) \quad (2-24)$$

2.10 Efisiensi *Jet Pump*

Efisiensi *jet pump* merupakan perbandingan antara daya yang dikeluarkan yang digunakan untuk memompakan aliran utama yaitu $Q_2 (P_d - P_s)$ dan daya yang disuplai memompa aliran primer yaitu $Q_1 (P_i - P_d)$

$$\eta = \frac{Q_2(P_d - P_s)}{Q_1(P_i - P_d)} \quad (\text{Stepanoff,404}) \quad (2.25)$$

Keterangan :

P_d = Tekanan aliran keluar *jet pump* [Pa]

P_s = Tekanan aliran sekunder [Pa]

P_i = Tekanan aliran primer [Pa]

Q_1 = Debit aliran primer [m^3/s]

Q_2 = Debit aliran sekunder [m^3/s]

2.11 Hipotesa

Semakin panjang *cone diffuser* pada *jet pump* akan membuat aliran yang meninggalkan *diffuser* menjadi lebih terarah sehingga berdampak pada meningkatnya debit yang masuk *jet pump* dan mengakibatkan efisiensi *jet pump* juga akan meningkat.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode penelitian eksperimental. Metode penelitian eksperimental yaitu melakukan pengamatan untuk mencari data sebab-akibat dalam suatu proses melalui eksperimen sehingga dapat mengetahui pengaruh variasi panjang *cone diffuser* terhadap efisiensi *jet pump*.

3.2 Tempat dan Waktu Pelaksanaan

Penelitian ini dilakukan di Laboratorium fenomena dasar mesin, Jurusan Mesin Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya. Penelitian ini dilaksanakan pada tanggal 4 - 18 November 2011.

3.3 Variabel Penelitian

Variabel yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Variabel bebas

Variabel bebas yaitu variabel yang tidak dipengaruhi oleh variabel yang lain. Variabel bebas dalam penelitian ini adalah debit aliran primer, dimana debit aliran yang dipakai sebagai berikut : 600 liter/Jam; 700 liter/Jam; 800 liter/Jam; 900 liter/Jam; 1000 liter/Jam. Kemudian panjang *cone diffuser* yaitu 20, 40, 60 mm

2. Variabel terikat

Variabel terikat yaitu variabel yang dipengaruhi oleh variabel bebas yang telah ditentukan. Variabel terikat dalam penelitian ini adalah efisiensi.

3. Variabel terkontrol

Variabel terkontrol yaitu variabel yang nilainya dijaga konstan selama pengujian. Variabel terkontrol dalam penelitian ini adalah besar sudut puncak *cone* yaitu 6° .

3.4 Prosedur Penelitian

Langkah-langkah yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk mempelajari hal-hal yang berhubungan dengan penelitian yang akan dilakukan sehingga dapat menguatkan dalam pengambilan

hipotesa serta memperjelas hasil penelitian.

2. Observasi Lapangan

Observasi lapangan dilakukan untuk studi terhadap peralatan-peralatan yang diperlukan dalam penelitian.

3. Pembuatan Alat

Pembuatan Alat dimulai dengan mempersiapkan pipa untuk instalasi termasuk pipa uji dan *jet pump* yang akan diteliti.

4. Perancangan Instalasi

Perancangan instalasi dimulai dengan merancang jaringan pipa, penempatan *jet pump* pada pipa uji, dan penempatan alat ukur.

3.5 Peralatan Penelitian

1. Pipa PVC

Digunakan sebagai jaringan pipa baik pipa lurus maupun belokan pipa.



a.

b.

Gambar 3.1 : a. *Pipa pvc*
b. Macam-macam sambungan pada pipa

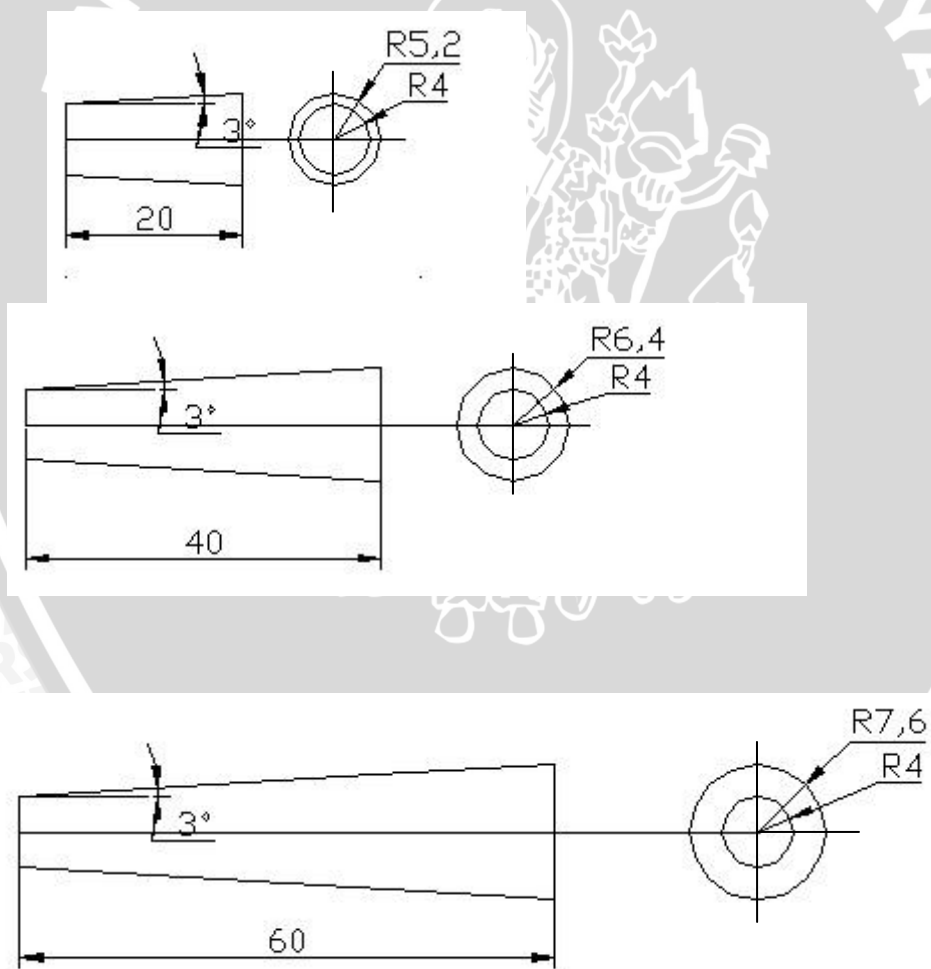
2. *Jet pump*

Jet pump terdiri dari *nozzle*, *suction chamber*, *mixing throat*, *diffuser* dan *casing*. Adapun *jet pump* yang digunakan seperti gambar.

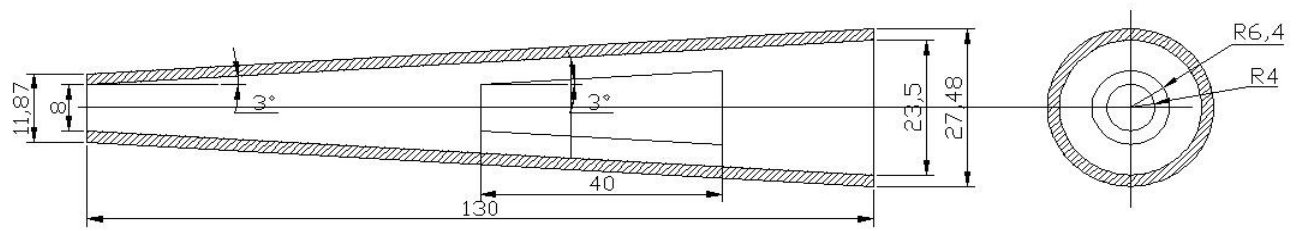


Gambar 3.2: Jet pump

Untuk penelitian kali ini yang divariasikan panjang *cone diffuser* Adapun variasinya ditunjukkan oleh gambar berikut:



gambar 3.3 : variasi panjang *cone diffuser*



gambar 3.4 : cone diffuser yang terpasang di diffuser

3. Bak Penampung

Digunakan untuk menampung air yang dialirkan oleh pompa dan pembuangan dari jaringan pipa.



Gambar 3.5: Bak penampung

4. Glass tube flowmeter

Digunakan untuk mengukur debit aliran air yang melalui instalasi pipa. Cara kerja dari *flowmeter* ini yaitu didasarkan pada pelampung yang berfungsi sebagai penghalang aliran. Pelampung tersebut akan melayang pada suatu tabung yang mempunyai luas penampang tidak konstan. Luas penampang tabung berubah tergantung ketinggiannya, semakin tinggi semakin besar.



Gambar 3.6: Glass tube flowmeter

5. Pompa sentrifugal

Digunakan untuk mengalirkan air yang dialirkan oleh pompa ke seluruh instalasi pipa uji dan dikembalikan lagi ke bak penampung.

Spesifikasi dari alat ini adalah sebagai berikut :

- Laju aliran = 1,35 liter/ detik
- Head pompa = 15 m
- Putaran = 5000 rpm
- Keluaran motor penggerak = 0,35 kW



Gambar 3.7: Pompa sentrifugal

6. *Ball Valve*

Digunakan untuk mengontrol aliran air yang melalui jaringan pipa.



Gambar 3.8: *Ball Valve*

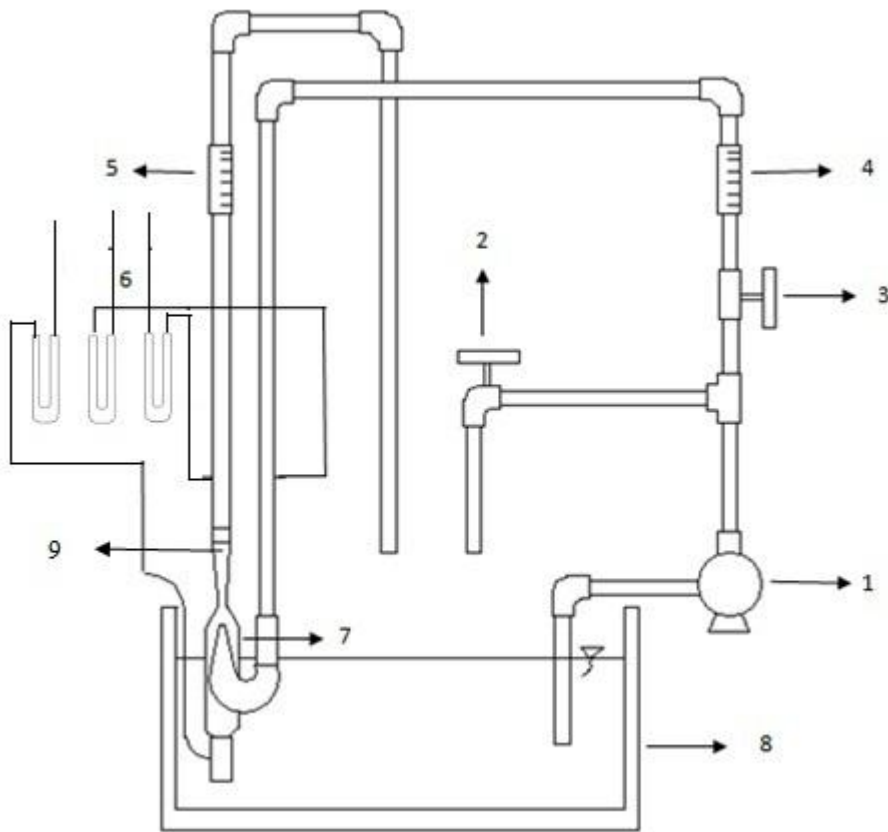
7. Manometer raksa

Manometer berfungsi untuk mengukur Tekanan fluida pada aliran primer, aliran sekunder, dan aliran keluar *jet pump*. Cara kerjanya yaitu ketika fluida mengalir dalam pipa maka fluida menekan kesegala arah dinding pipa, sehingga menekan air raksa yang ada di manometer. Air raksa akan naik sampai keadaan setimbang.



Gambar 3.9: manometer raksa

3.6 Instalasi Alat Penelitian



Gambar 3.10 : Instalasi alat penelitian

Keterangan gambar :

1. Pompa sentrifugal
2. Katup pengaman (*safety valve*)
3. Katup debit (*control valve*)
4. *Flowmeter*
5. *Flowmeter*
6. Manometer
7. *Jet pump*
8. Bak penampung
9. *Cone diffuser*

3.7 Metode pengambilan data

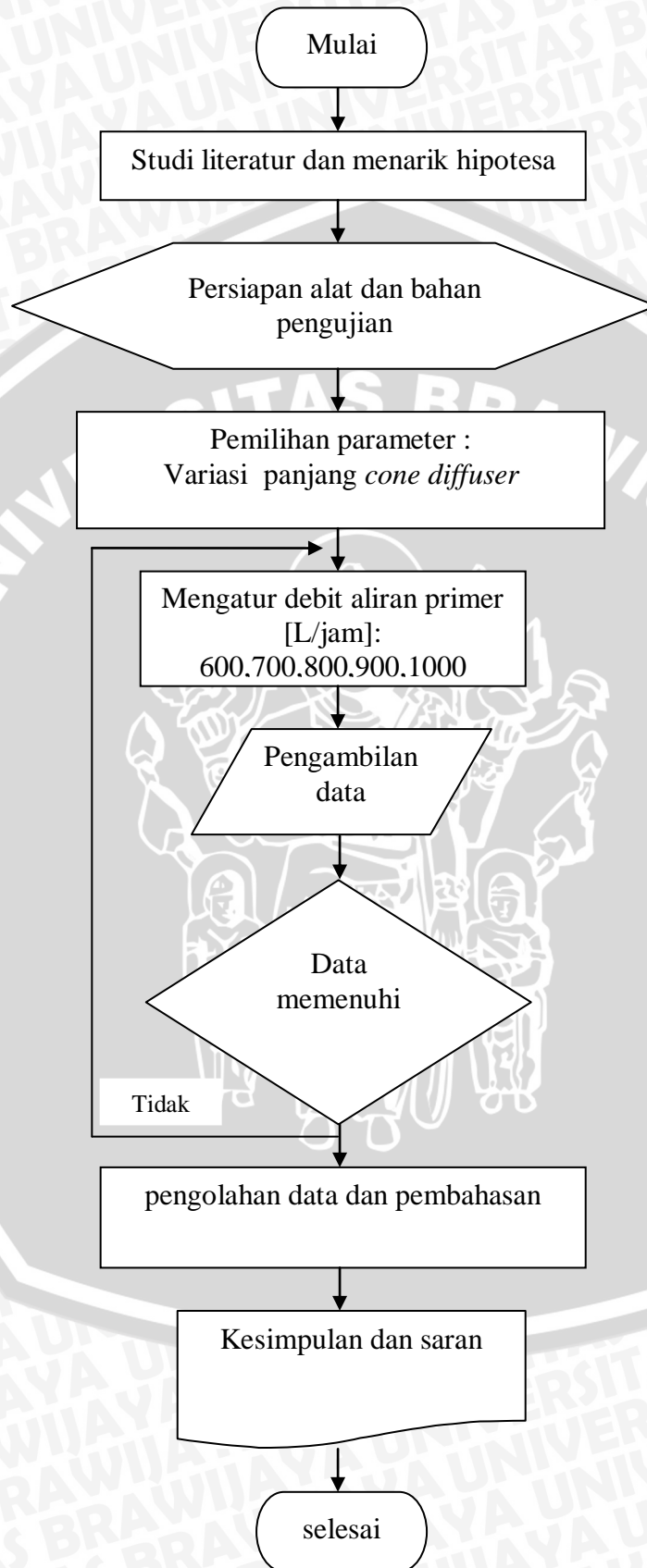
Adapun urutan proses pengambilan data adalah sebagai berikut :

1. Persiapan alat-alat yang dibutuhkan dan disusun sesuai dengan gambar instalasi penelitian (gambar 3.10)
2. Memasang *jet pump* tanpa *cone diffuser*
3. Menghidupkan pompa pada kondisi operasinya
4. Mengatur debit aliran primer 600 L/jam
5. Mengambil data tekanan dan debit aliran keluar pada setiap debit aliran primer
6. Mengulangi langkah 4 dan 5 hingga mencapai debit aliran primer 1000 L/Jam
7. Mengulangi langkah 2 sampai 6 sampai semua variasi panjang *cone diffuser*
8. Data diolah menggunakan rumus perhitungan untuk mendapatkan efisiensi *jet pump*
9. Hasil pengolahan data ditampilkan dalam grafik
10. Menarik kesimpulan.



3.8 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir penelitian dapat dilihat pada gambar 3.11 dibawah ini:



Gambar 3.11 : Diagram alir penelitian

BAB IV PENGOLAHAN DATA DAN PEMBAHASAN

4.1. Data Hasil Pengujian

Data yang diambil adalah data dari instalasi *jet pump* dengan variasi panjang *cone diffuser* yaitu 20, 40, 60 mm. Untuk setiap perlakuan juga dilakukan variasi debit aliran primer 600 L/jam, 700 L/jam, 800 L/jam, 900 L/jam, 1000 L/jam.

Data hasil pengujian untuk semua variasi *cone diffuser* ditabelkan pada tabel 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 sebagai berikut:

Tabel 4.1 Data hasil pengujian tanpa menggunakan *cone diffuser*

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd [mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	150,00	250,00	43,00	-2,50	750,00
700,00	200,00	280,00	53,00	-3,00	900,00
800,00	280,00	355,00	63,00	-3,50	1080,00
900,00	330,00	440,00	78,00	-4,00	1230,00
1000,00	380,00	520,00	88,00	-6,00	1380,00

Tabel 4.2 Data hasil pengujian dengan panjang *cone diffuser*: 20 mm

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd[mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	120,00	250,00	43,00	-2,00	720,00
700,00	170,00	280,00	50,00	-2,50	870,00
800,00	250,00	360,00	60,00	-3,00	1050,00
900,00	330,00	450,00	74,00	-4,00	1230,00
1000,00	350,00	530,00	86,00	-5,00	1350,00

Tabel 4.3 Data hasil pengujian dengan panjang *cone diffuser*: 40 mm

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd [mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	90,00	250,00	40,00	-2,00	690,00
700,00	140,00	280,00	45,00	-3,00	840,00
800,00	220,00	380,00	57,00	-3,00	1020,00
900,00	270,00	440,00	70,00	-4,00	1170,00
1000,00	320,00	550,00	84,00	-5,00	1320,00

Tabel 4.4 Data hasil pengujian dengan panjang *cone diffuser*: 60 mm

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd[mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	60,00	250,00	36,00	-1,50	660,00
700,00	140,00	300,00	42,00	-2,50	840,00
800,00	190,00	390,00	53,00	-3,00	990,00
900,00	240,00	460,00	66,00	-3,00	1140,00
1000,00	290,00	550,00	82,00	-4,00	1290,00

4.2. Perhitungan Data

Contoh perhitungan diambil dari data ke 1 hasil pengamatan *jet pump* tanpa menggunakan *cone diffuser*.

- Tekanan keluar *jet pump* pada alat ukur, Pd = 43 mmHg
 = $584,8 \times 10^{-3}$ mH2O
 = $\rho \cdot g \cdot h$
 = $1000 \times 9,81 \times 584,8 \times 10^{-3}$
 = $5736,888 \text{ N/m}^2$
- Tekanan aliran primer pada alat ukur, Pi = 250 mmHg
 = 3400×10^{-3} mH2O
 = $\rho \cdot g \cdot h$
 = $1000 \times 9,81 \times 3400 \times 10^{-3}$
 = 33354 N/m^2
- Tekanan aliran sekunder pada alat ukur, Ps = -2,5 mmHg
 = -34×10^{-3} mH2O
 = $\rho \cdot g \cdot h$
 = $1000 \times 9,81 \times -34 \times 10^{-3}$
 = $-333,54 \text{ N/m}^2$
- Debit aliran primer, Q₁ = 600 liter/jam
 = $600 \times 1/60$ liter/menit
 = 10 liter/menit
 = $10 \times (1 \cdot 10^{-3}/60) \text{ m}^3/\text{s}$
 = $0,000167 \text{ m}^3/\text{s}$
- Debit aliran keluar *jet pump*, Q_d = 12,5 liter/menit
 = $12,5 \times (1 \cdot 10^{-3}/60) \text{ m}^3/\text{s}$

- Debit aliran sekunder, Q_2

$$= 0,0002083333 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= Q_d - Q_1$$

$$= 0,0002083333 - 0,000167$$

$$= 0,00004133 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Rasio tekanan, N

$$= \frac{(P_d - P_s)}{(P_i - P_d)}$$

$$= \frac{(5736,888 - (-333,54))}{(33354 - 5736,888)}$$

$$= 0,219806763$$

- Rasio debit, M

$$= \frac{Q_2}{Q_1}$$

$$= \frac{0,000033}{0,000167}$$

$$= 0,25$$

- Efisiensi *jet pump*, %
$$= \frac{Q_2(P_d - P_s)}{Q_1(P_i - P_d)} \times 100\%$$

$$= (M \times N) \times 100\%$$

$$= (0,25 \times 0,219806763) \times 100\%$$

$$= 5,49516908 \%$$

(untuk hasil perhitungan data dengan variasi yang lain dapat dilihat pada halaman lampiran)

Hasil dari semua perhitungan data yaitu efisiensi ditabelkan pada table 4.5

Tabel 4.5 tabel perhitungan efisiensi untuk semua variasi

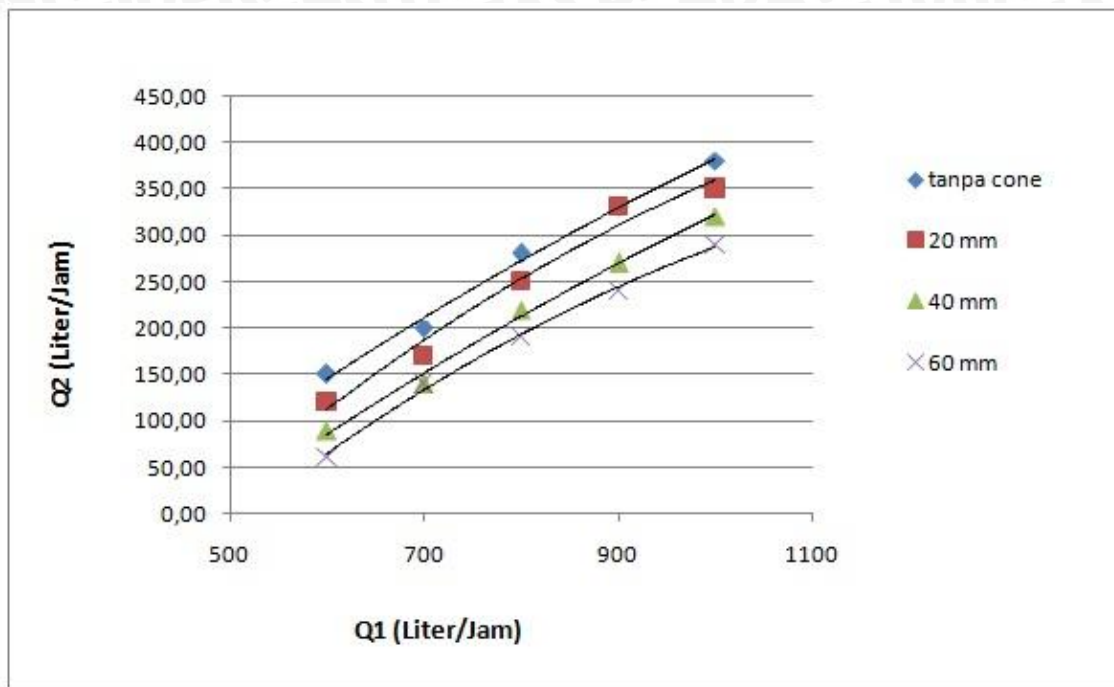
Debit	variasi panjang <i>cone diffuser</i>			
	tanpa cone	20 mm	40 mm	60 mm
600	5,49516908	4,34782609	3	1,75233645
700	7,06659312	5,55969871	4,09912047	3,46144641
800	7,97857855	6,56939235	5,11428167	3,95172977
900	8,30570902	7,60638298	6	4,67005076
1000	8,28053444	7,18449542	6,12167614	5,33854567

4.3. Analisis Grafik

4.3.1 Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan debit aliran sekunder

Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan debit aliran sekunder dapat

dilihat pada gambar 4.1 berikut



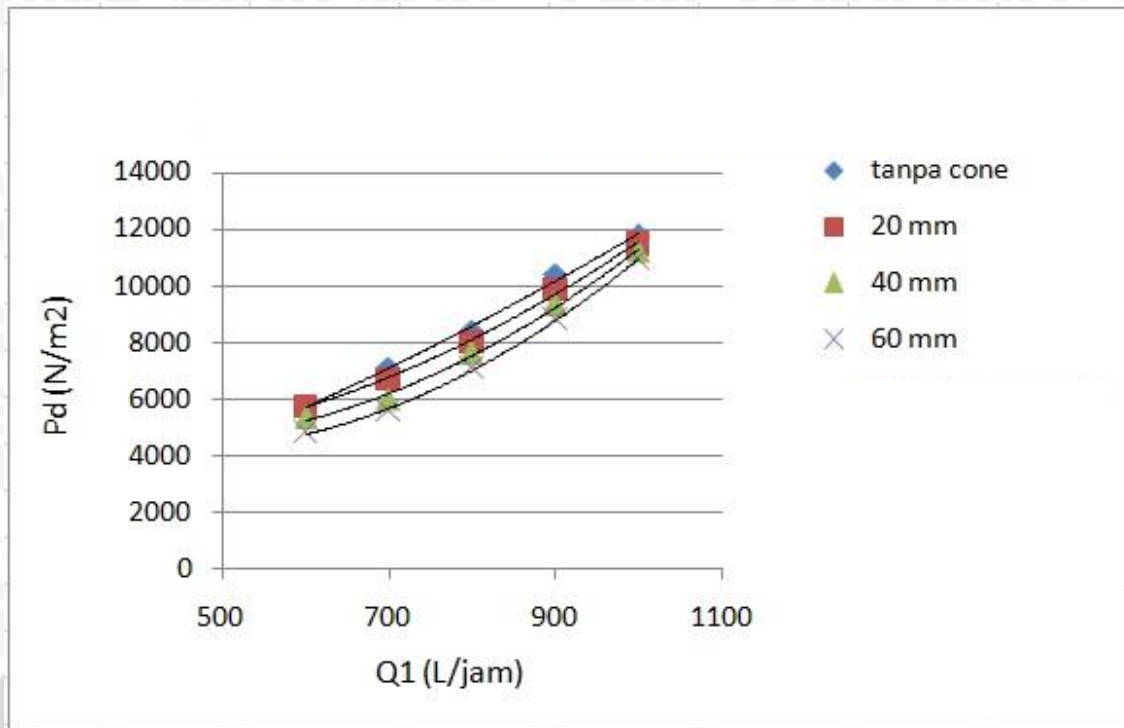
Gambar 4.1 : Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan debit aliran sekunder

Dari gambar 4.1 menunjukkan bahwa debit aliran sekunder mengalami peningkatan seiring dengan peningkatan debit aliran primer untuk semua variasi panjang cone difuser. Hal ini disebabkan karena semakin besar debit aliran primer maka pasokan air yang masuk akan semakin besar sehingga kecepatan air keluar *nozzle* akan semakin tinggi. Dengan kecepatan semakin tinggi maka tekanan di daerah *suction chamber* akan semakin rendah sehingga kemampuan *jet pump* untuk menghisap air akan semakin besar (Q_2).

Nilai debit aliran sekunder yang paling besar justru untuk *jet pump* tanpa menggunakan *cone diffuser* daripada yang menggunakan. Hal ini disebabkan dengan semakin panjang *cone diffuser* maka akan semakin luas gesekan didalam *diffuser*, kerugian akibat *vortex* bisa dikurangi dengan pemasangan alat ini, tapi ternyata tidak sebanding jika dibandingkan dengan kerugian yang ditimbulkan akibat gesekan yang justru semakin besar. Sehingga debit aliran sekunder juga berkurang seiring dengan bertambahnya panjang *cone diffuser*.

4.3.2 Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan keluar *jet pump*

Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan keluar jet pump dapat dilihat pada gambar 4.2 berikut



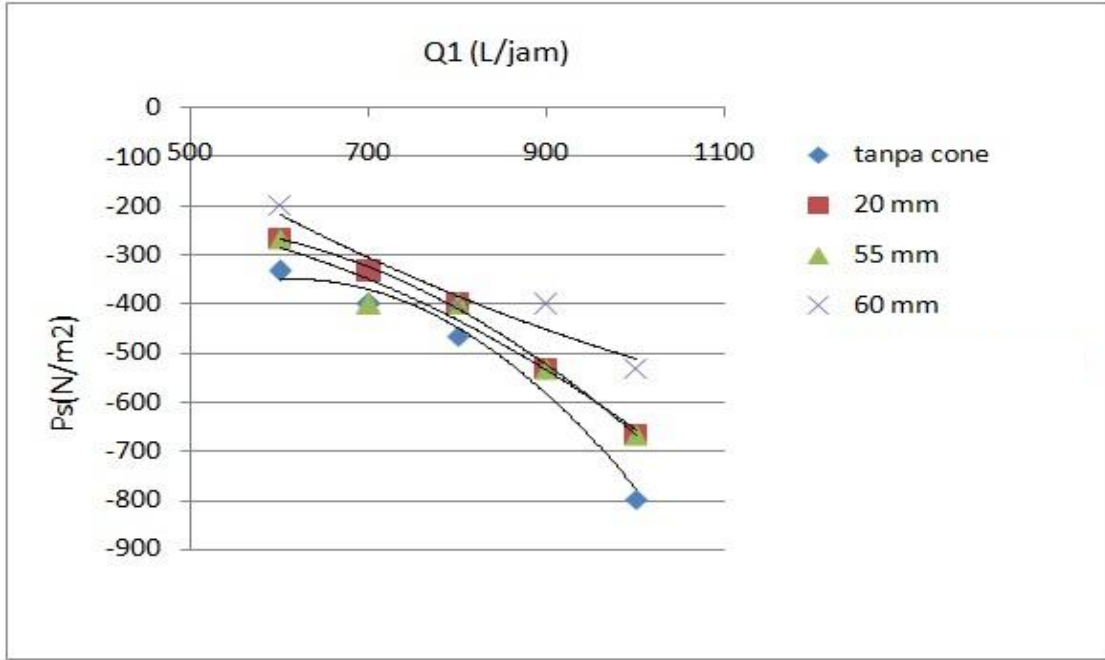
Gambar 4.2 : Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan keluar *jet pump*

Dari gambar 4.2 menunjukkan bahwa semakin besar debit aliran primer maka semakin tinggi tekanan keluar *jet pump*. Hal ini disebabkan karena energi yang dimasukkan ke *jet pump* berupa debit dan tekanan aliran primer semakin besar. Sesuai dengan hukum kekekalan energi, maka energi keluar *diffuser* yaitu berupa tekanan akan semakin besar. Selain itu, dengan terjadinya proses pencampuran air dari aliran primer dan aliran sekunder di *mixing throat* maka aliran akan lebih seragam dan stabil. Dengan aliran ini *mixing throat* yang seragam dan stabil ini maka aliran setelah keluar *diffuser* akan mempunyai tekanan yang besar sesuai dengan *diffuser* yaitu meningkatkan tekanan dengan cara memperlambat kecepatan. Sehingga dengan bertambahnya debit aliran primer maka semakin tinggi tekanan keluar *jet pump*.

Pada grafik diatas nilai tekanan keluar yang terbesar justru tanpa *cone diffuser* daripada yang menggunakan. Hal ini dikarenakan dengan semakin panjang *cone difuser* maka *major losses* yang terbentuk justru semakin besar sehingga mengurangi tekanan keluar *jet pump*. Dengan semakin panjang *cone diffuser* yang awalnya diharapkan meningkatkan efisiensinya dengan cara mengurangi minor losses nya yang berupa vortex justru malah menurunkan efisiensinya yang disebabkan oleh gesekan antara fluida dengan cone.

4.3.3 Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan aliran sekunder

Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan aliran sekunder dapat dilihat pada gambar 4.3 berikut



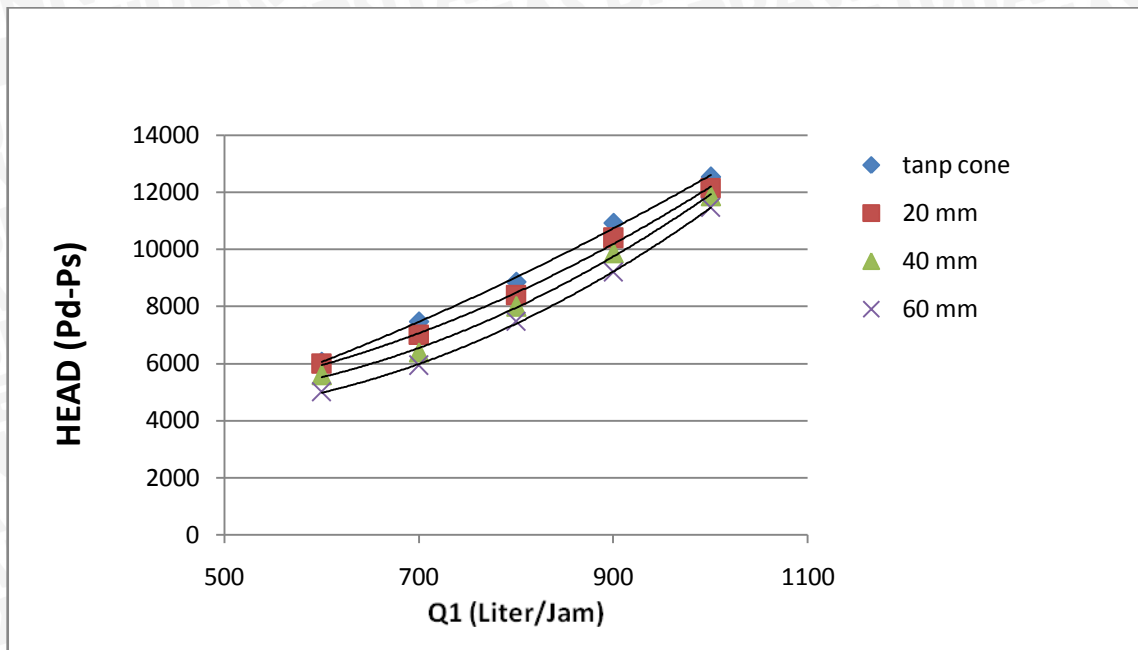
Gambar 4.3 : Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan aliran sekunder

Dari gambar 4.3 terlihat bahwa dengan semakin besar debit aliran primer maka tekanan aliran sekunder semakin rendah. Hal ini disebabkan dengan semakin besar debit aliran primer maka kecepatan air yang keluar *nozzle* semakin tinggi sehingga tekanan di daerah *suction chamber* semakin rendah. Dengan tekanan di daerah *suction chamber* yang semakin rendah maka tekanan hisap pada aliran sekunder juga akan semakin turun.

Pada grafik diatas dapat dilihat tekanan sekunder yang paling rendah terjadi untuk jet pump tanpa *cone diffuser* hal ini dikarenakan pada *diffuser* kerugian yang terjadi justru semakin besar sehingga malah terjadi tekanan balik yang menghambat aliran fluida masuk *diffuser* yang secara langsung dapat mengurangi debit fluida sekunder.

4.3.4 Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan head

Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan head dapat dilihat pada gambar 4.4 berikut



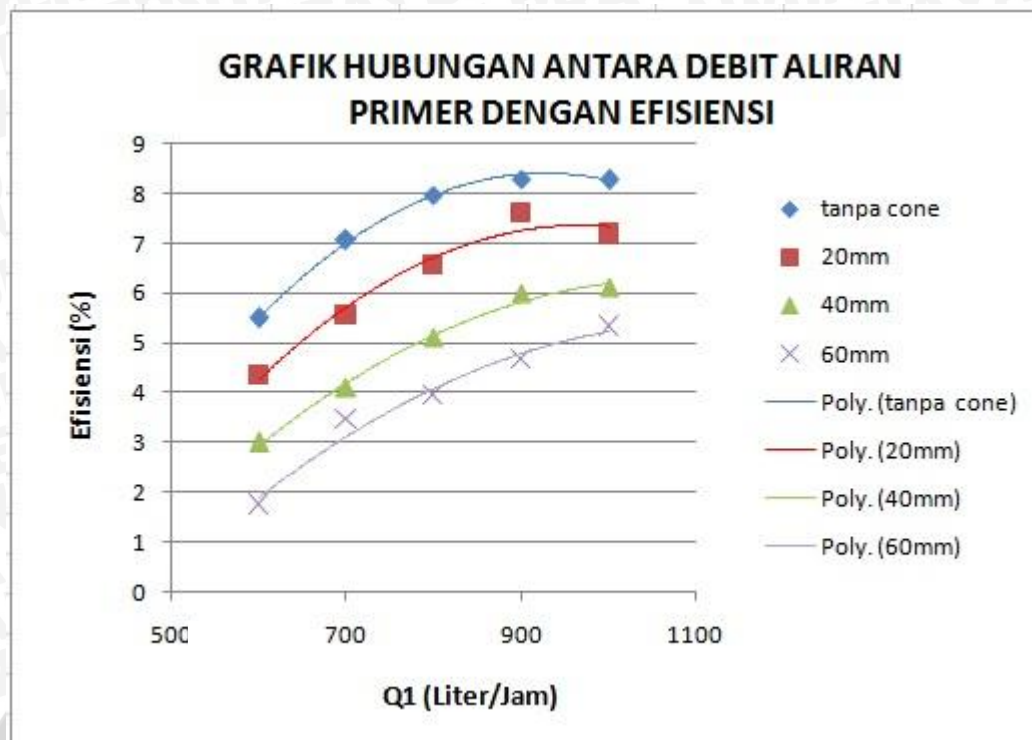
Gambar 4.4 : Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan head

Dari gambar 4.4 menunjukkan bahwa semakin besar debit aliran primer maka akan semakin besar *head* yang dihasilkan oleh *jet pump*. Hal ini disebabkan dengan bertambahnya debit aliran primer maka tekanan aliran sekunder semakin rendah dan tekanan keluar *jet pump* semakin tinggi. Sehingga dengan perbedaan nilai tekanan keluar *jet pump* dan tekanan aliran sekunder semakin besar menyebabkan *head* yang dihasilkan *jet pump* akan semakin tinggi.

Pada grafik diatas dapat dilihat *head* yang paling tinggi justru terjadi untuk *jet pump* tanpa menggunakan *cone diffuser*, hal ini dikarenakan nilai *head* dipengaruhi oleh nilai tekanan keluar *jet pump* dan juga tekanan isap *jet pump*, nilai tekanan keluar *jet pump* semakin menurun dengan semakin meningkatnya panjang *cone* begitu juga dengan tekanan hisapnya sehingga *head* pompa juga semakin menurun.

4.3.5 Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan efisiensi

Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan efisiensi dapat dilihat pada gambar 4.5 berikut



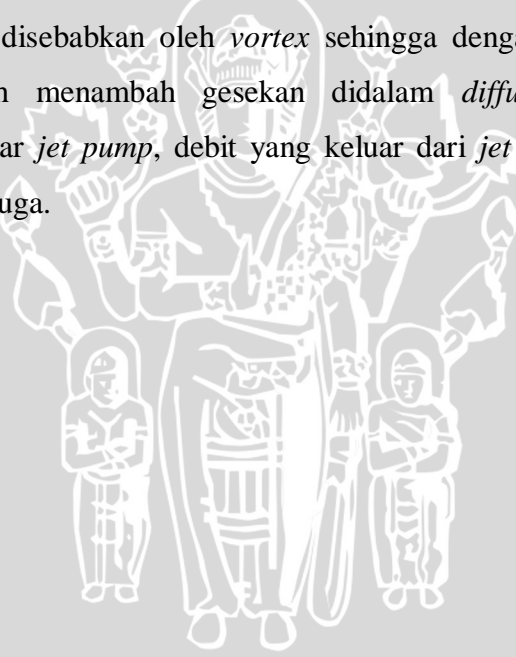
Gambar 4.5 : Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan efisiensi

Dari gambar 4.5 menunjukkan bahwa efisiensi *jet pump* naik seiring dengan meningkatnya debit aliran primer namun dengan penambahan *cone diffuser* justru malah menurunkan efisiensinya

Secara umum efisiensi *jet pump* dipengaruhi rasio debit dan rasio *head*. Kedua hal tersebut dipengaruhi oleh adanya tekanan pada daerah *suction chamber* yang rendah. Tekanan ini dipengaruhi oleh kecepatan aliran air keluar *nozzle* yang tinggi, dikarenakan tekanan berbanding terbalik dengan kecepatan. Jika tekanan di daerah *suction chamber* menjadi rendah maka perbedaan tekanan antara aliran sekunder dan tekanan *suction chamber* akan semakin besar sehingga kemampuan *jet pump* untuk mengangkat air aliran sekunder akan menjadi besar. Dengan debit air aliran sekunder yang besar maka rasio debit akan mengalami kenaikan. Sedangkan, *rasio head* dipengaruhi oleh perbedaan tekanan, yaitu antara tekanan keluar *jet pump* dan tekanan hisap aliran sekunder. Tekanan aliran keluar *jet pump* akan semakin tinggi jika terjadi kenaikan debit air yang keluar *diffuser*. Selain hal tersebut, tekanan aliran sekunder juga dipengaruhi oleh keseragaman aliran dan kestabilan aliran pada proses pencampuran dari aliran primer dan aliran sekunder pada daerah *mixing throat*. Sehingga dengan semakin seragam dan stabilnya aliran pada *mixing throat* menyebabkan tekanan keluar *jet pump* yang dihasilkan di *diffuser* semakin tinggi. Sedangkan tekanan hisap aliran

sekunder dipengaruhi oleh adanya perbedaan tekanan antara air dalam reservoir dan *suction chamber*, dan semakin besar perbedaan tekanan tersebut menyebabkan tekanan hisap pada aliran sekunder semakin rendah. Sehingga dengan tekanan keluar *jet pump* yang tinggi dan tekanan hisap aliran sekunder yang rendah maka akan menghasilkan *rasio head* yang tinggi. Jadi perubahan nilai rasio debit dan *rasio head* menyebabkan perubahan nilai efisiensi *jet pump*.

Dengan penambahan *cone diffuser* yang diharapkan justru menambah efisiensi tapi malah menurunkan efisiensinya hal ini antara lain disebabkan karena dengan semakin penambahan panjang *cone diffuser* memang mengurangi kerugian yang diakibatkan oleh *vortex* tetapi ini tidak sebanding dengan kerugian yang ditimbulkan oleh alat ini yaitu kerugian akibat gesekan yang semakin meningkat seiring dengan meningkatnya panjang *cone diffuser*. Selain itu hal ini bisa dikarenakan karena dimensi diffuser dengan sudut pembesaran sebesar 6° sudah memenuhi kriteria untuk mencapai kerugian minimum yang disebabkan oleh *vortex* sehingga dengan penambahan flow conditioner justru malah menambah gesekan didalam *diffuser* yang berakibat menurunkan tekanan keluar *jet pump*, debit yang keluar dari *jet pump* sehingga akan menurunkan efisiensinya juga.



BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

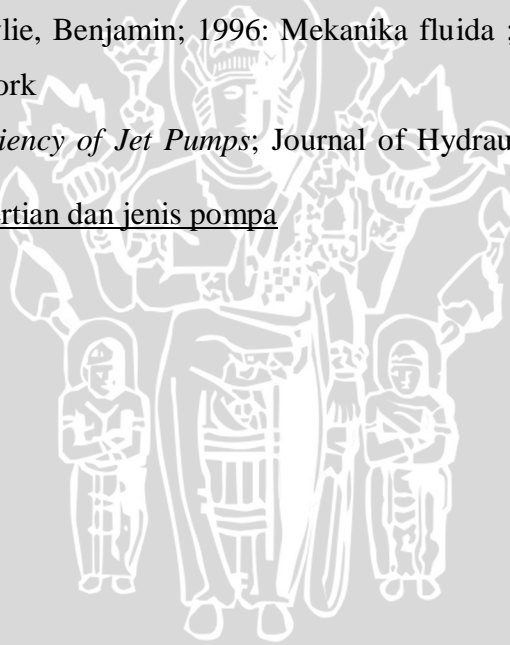
- 1 a. Dari hasil dan pembahasan pengujian maka dapat ditarik kesimpulan bahwa efisiensi *jet pump* semakin tinggi seiring dengan meningkatnya debit aliran primer.
- b. Efisiensi *jet pump* yang paling tinggi justru terjadi untuk *jet pump* tanpa menggunakan *cone diffuser* yaitu sebesar 8,3057 % daripada menggunakan *cone diffuser* yaitu sebesar 7,606 %.
- c. Efisiensi *jet pump* ternyata menurun dengan seiring bertambahnya panjang *cone diffuser*. Hal ini antara lain disebabkan oleh dimensi dari *diffuser jet pump* memiliki sudut pembesaran yang kecil sehingga kerugian yang terjadi di *diffuser* sudah minimum, sehingga dengan penambahan *cone diffuser* efeknya tidak sebanding dengan kerugian gesek yang ditimbulkan.

5.2 Saran

1. Untuk penelitian selanjutnya bisa menggunakan pompa dengan kapasitas debit yang lebih besar.
2. Perlu diadakan penelitian lebih lanjut untuk *diffuser* pada sistem perpipaan dengan sudut pembesaran *diffuser* yang lebih besar.

DAFTAR PUSTAKA

- Dietzel, Fritz; 1990: *Turbin, Pompa dan Kompresor*; Erlangga; Jakarta.
- Nekrasorv, B.; 1967: *Hydraulics for Aeronautical Engineering*; Peace Publishers; Moscow.
- Karassik, Igor J.; 1986: *Pump Handbook*; Thrid Edition; Mc Graw Hill, New York.
- Stepanoff, A.J.; 1957: *Centrifugal and Axial Flow Pumps*; Jhon Wiley & Sonc Inc.; New York.
- Sularso; 1983: *Pompa dan Kompresor*; Pradnya paramitha; Jakarta.
- Takayama, Sinichi; 2002: *Numerical Prediction on the Optimum Mixing Throat Length for Drive Nozzle Position of the Central Jet Pump*; Tokai University; Japan.
- White, Frank; 2001: *Fluid Mechanics*; Mc Graww Hill Book Company ; New York
- Nouwen, Ing A.; 1981: *Pompa I*; Edisi Kedua; Bharatara; Jakarta.
- Streeter, Victor. L and wylie, Benjamin; 1996: *Mekanika fluida* ; Mc Graw Hill Book Company , New York
- Winoto, S.H.; 2000: *Efficiency of Jet Pumps*; Journal of Hydraulic Engineering; Vol. 126, hal 150-156.
- [www. Image google pengertian dan jenis pompa](#)





LAMPIRAN A





LAMPIRAN B



Tabel hasil penelitian

Data hasil penelitian tanpa menggunakan *cone diffuser*

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd [mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	150,00	250,00	43,00	-2,50	750,00
700,00	200,00	280,00	53,00	-3,00	900,00
800,00	280,00	355,00	63,00	-3,50	1080,00
900,00	330,00	440,00	78,00	-4,00	1230,00
1000,00	380,00	520,00	88,00	-6,00	1380,00

Data hasil penelitian dengan panjang *cone diffuser*: 20 mm

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd[mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	120,00	250,00	43,00	-2,00	720,00
700,00	170,00	280,00	50,00	-2,50	870,00
800,00	250,00	360,00	60,00	-3,00	1050,00
900,00	330,00	450,00	74,00	-4,00	1230,00
1000,00	350,00	530,00	86,00	-5,00	1350,00

Data hasil penelitian dengan panjang *cone diffuser*: 40 mm

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd [mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	90,00	250,00	40,00	-2,00	690,00
700,00	140,00	280,00	45,00	-3,00	840,00
800,00	220,00	380,00	57,00	-3,00	1020,00
900,00	270,00	440,00	70,00	-4,00	1170,00
1000,00	320,00	550,00	84,00	-5,00	1320,00

Data hasil penelitian dengan panjang *cone diffuser*: 60 mm

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd[mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	60,00	250,00	36,00	-1,50	660,00
700,00	140,00	300,00	42,00	-2,50	840,00
800,00	190,00	390,00	53,00	-3,00	990,00
900,00	240,00	460,00	66,00	-3,00	1140,00
1000,00	290,00	550,00	82,00	-4,00	1290,00

Tabel hasil perhitungan data

Data 1 Tanpa menggunakan *cone diffuser*

Q1 [M3/s]	Q2 [M3/s]	Qd [M3/s]	Pi [Pa]	Ps [Pa]	Pd [Pa]	[Pd-Ps]/[Pi-Pd]	[Q2/Q1]	Efisiensi [%]
0,000166667	4,17E-05	0,000208333	33330,5921	-333,3059211	5732,861842	0,219806763	0,25	5,495169082
0,000194444	5,56E-05	0,00025	37330,2632	-399,9671053	7066,085526	0,246696035	0,2857143	7,04845815
0,000222222	7,78E-05	0,0003	47329,4408	-466,6282895	8399,309211	0,227739726	0,35	7,970890411
0,00025	9,17E-05	0,000341667	58661,8421	-533,2894737	10399,14474	0,226519337	0,3666667	8,305709024
0,000277778	0,000105556	0,000383333	69327,6316	-799,9342105	11732,36842	0,217592593	0,38	8,268518519

Data 2 menggunakan panjang *cone diffuser* 20 mm

Q1 [M3/s]	Q2 [M3/s]	Qd [M3/s]	Pi [Pa]	Ps [Pa]	Pd [Pa]	[Pd-Ps]/[Pi-Pd]	[Q2/Q1]	Efisiensi [%]
0,000166667	3,33E-05	0,0002	33330,5921	-266,6447368	5732,861842	0,217391304	0,2	4,347826087
0,000194444	4,72E-05	0,000241667	37330,2632	-333,3059211	6666,118421	0,22826087	0,2428571	5,543478261
0,000222222	6,94E-05	0,000291667	47996,0526	-399,9671053	7999,342105	0,21	0,3125	6,5625
0,00025	9,17E-05	0,000341667	59995,0658	-533,2894737	9865,855263	0,207446809	0,3666667	7,606382979
0,000277778	9,72E-05	0,000375	70660,8553	-666,6118421	11465,72368	0,204954955	0,35	7,173423423

Data 3 menggunakan panjang *cone diffuser* 40 mm

Q1 [M3/s]	Q2 [M3/s]	Qd [M3/s]	Pi [Pa]	Ps [Pa]	Pd [Pa]	[Pd-Ps]/[Pi-Pd]	[Q2/Q1]	Efisiensi [%]
0,000166667	0,000025	0,000191667	33330,5921	-266,6447368	5332,894737	0,2	0,15	3
0,000194444	3,89E-05	0,000233333	37330,2632	-399,9671053	5999,506579	0,204255319	0,2	4,085106383
0,000222222	6,11E-05	0,000283333	50662,5	-399,9671053	7599,375	0,185758514	0,275	5,108359133
0,00025	0,000075	0,000325	58661,8421	-533,2894737	9332,565789	0,2	0,3	6
0,000277778	8,89E-05	0,000366667	73327,3026	-666,6118421	11199,07895	0,190987124	0,32	6,111587983

Data 4 menggunakan panjang *cone diffuser* 60 mm

Q1 [M3/s]	Q2 [M3/s]	Qd [M3/s]	Pi [Pa]	Ps [Pa]	Pd [Pa]	[Pd-Ps]/[Pi-Pd]	[Q2/Q1]	Efisiensi [%]
0,000166667	1,67E-05	0,000183333	33330,5921	-199,9835526	4799,605263	0,175233645	0,1	1,752336449
0,000194444	3,89E-05	0,000233333	39996,7105	-333,3059211	5599,539474	0,17248062	0,2	3,449612403
0,000222222	5,28E-05	0,000275	51995,7237	-399,9671053	7066,085526	0,166172107	0,2375	3,946587537
0,00025	6,67E-05	0,000316667	61328,2895	-399,9671053	8799,276316	0,175126904	0,2666667	4,670050761
0,000277778	8,06E-05	0,000358333	73327,3026	-533,2894737	10932,43421	0,183760684	0,29	5,329059829