

**PENGARUH BENTUK MUR PENGUNCI IMPELLER
TERHADAP KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL
TYPE ALIRAN RADIAL**

*THE INFLUENCE OF IMPELLER LOCK NUT SHAPE ON
CHARACTERISTICS OF CENTRIFUGAL PUMP OF RADIAL FLOW TYPE*

**ALLO SARIRA PONGSAPAN
P2201210010**



**PROGRAM PASCASARJANA
UNIVERSITAS HASANUDDIN
MAKASSAR
2013**

**PENGARUH BENTUK MUR PENGUNCI IMPELLER
TERHADAP KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL TYPE
ALIRAN RADIAL**

Tesis

Sebagai Salah Satu Syarat untuk Mencapai Gelar Magister

Program Studi

Teknik Mesin

Disusun dan diajukan oleh

ALLO SARIRA PONGSAPAN

Kepada

**PROGRAM PASCA SARJANA
UNIVERSITAS HASANUDDIN
MAKASSAR
2013**

T E S I S

**PENGARUH BENTUK MUR PENGUNCI IMPELLER TERHADAP
KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL
TYPE ALIRAN RADIAL**

Disusun dan diajukan oleh

ALLO SARIRA PONGSAPAN

Nomor Pokok P2201210010

Telah di pertahankan di depan Panitia Ujian Tesis

Pada Tanggal 29 April 2013

dan dinyatakan telah memenuhi syarat

Menyetujui
Komisi Penasehat

Prof.Dr.Ir. H. A. Syamsul Arifin, P.ME

Ketua

Prof.Dr.Ir. H. Syukri Himran

Anggota

Ketua Program Studi
Pascasarjana
Teknik Mesin,

Direktur Program

Universitas Hasanuddin,

Rafiuddin Syam, ST, M.Eng, Ph.D

Prof. Dr. Ir. Mursalim

PERNYATAAN KEASLIAN TESIS

Yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama : Allo Sarira Pongsapan
Nomor mahasiswa : P2201210010
Program studi : Teknik Mesin Konversi Energi

Menyatakan dengan sebenarnya bahwa tesis yang saya tulis ini benar-benar merupakan hasil karya saya sendiri, bukan merupakan pengambilalihan tulisan atau pemikiran orang lain. Apabila dikemudian hari terbukti atau dapat dibuktikan bahwa sebagian atau keseluruhan tesis ini hasil karya orang lain, saya bersedia menerima sanksi atas perbuatan tersebut.

Makassar, 29 April 2013
Yang menyatakan,

Allo Sarira Pongsapan

P R A K A T A

Puji syukur penulis panjatkan kehadiran Tuhan Yang Maha Kuasa atas segala berkat dan kasih-Nya sehingga penulisan naskah tesis ini dapat terselesaikan dengan baik. Tesis dengan judul ***“Pengaruh Bentuk Mur Pengunci Impeller Terhadap Karakteristik Pompa Sentrifugal Type Aliran Radial”*** adalah sebuah kajian yang berkaitan dengan modifikasi mur pengunci impeller dari pompa sentrifugal dimana penelitian ini menghasilkan modifikasi yang mampu memperbaiki pola aliran pada sisi isapan pompa sehingga terjadi peningkatan head, debit, dan efisiensi pompa.

Dalam pelaksanaan penelitian dan penyusunan naskah tesis ini, penulis banyak mendapat bantuan dan dukungan, sumbangan pemikiran, tenaga dan dana baik langsung maupun tidak langsung. Oleh karena itu pada kesempatan ini penulis menyampaikan terima kasih dan penghargaan kepada :

1. Prof. DR. Ir. H. A. Syamsul Arifin, P. ME selaku Ketua Komisi Penasehat dan Prof. Dr. Ir. H. Syukri Himran selaku anggota Komisi Penasehat atas bantuan dan bimbingan yang telah diberikan mulai dari penyusunan proposal, pelaksanaan penelitian sampai dengan penyusunan tesis ini.
2. Bapak Rafiuddin Syam, ST, M.Eng, Ph.D, selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin, Universitas Hasanuddin Makassar.

3. Dekan Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin beserta jajarannya yang telah memberikan layanan administrasi yang prima, sehingga berbagai dokumen yang diperlukan tersedia.
4. Seluruh staf pengajar/dosen pada program studi Teknik Mesin, konsentrasi Konversi Energi, Program Pasca Sarjana Universitas Hasanuddin, atas bimbingan dan didikannya selama penulis kuliah.
5. Direktur dan staf Program Pascasarjana Universitas Hasanuddin, atas pelayanan selama perkuliahan.
6. Dirjen Dikti yang telah memberikan beasiswa BPPS dan Rektor Universitas Cenderawasih yang telah memberikan bantuan untuk penyelesaian penelitian (tesis).
7. Bapak Hafriison Salamba, ST., mas Nanang, adik Akbar Naro, Irwan, Alfian, Manto, dan Edy yang telah membantu penulis selama pembuatan benda uji, perakitan instalasi pengujian dan pengambilan data.
8. Kedua orang tua tercinta Yohanis Pongsapan dan Maria Sarira serta saudara-saudari tercinta, yang senantiasa memberi dukungan dalam doa, moril maupun materiil.
9. Suamiku Rombe Allo dan kedua anakku tercinta Kim & Gio, atas semua doa, pendampingan dan dukungan yang tiada henti kepada penulis.
10. Rekan-rekan mahasiswa Program Pascasarjana Jurusan Teknik Mesin, khususnya angkatan 2010, salut untuk kebersamannya.

11. Semua pihak yang telah membantu penulis, namun tidak sempat disebutkan satu per satu pada kesempatan ini.

Penulis menyadari bahwa isi dari naskah tesis ini masih terdapat banyak kekurangan, oleh karena itu segala kritik dan saran dari pembaca sangat diharapkan demi perbaikan tesis ini. Akhirnya semoga tesis ini dapat memberikan manfaat dan tambahan pengetahuan bagi pembaca.

Makassar, 29 April 2013

Allo Sarira Pongsapan

ABSTRAK

ALLO SARIRA PONGSAPAN *Pengaruh Bentuk Mur Pengunci Impeller Terhadap Karakteristik Pompa Sentrifugal Tipe Aliran Radial.* (Dibimbing oleh **Syamsul Arifin** dan **Syukri Himran**).

Pada pengoperasian pompa sentrifugal sering terjadi rugi-rugi yang disebabkan oleh berbagai hal, diantaranya adalah rugi-rugi karena instalasi atau sistem perpipaan dan konstruksi pompa. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh modifikasi mur pengunci impeller terhadap karakteristik pompa pompa sentrifugal tipe aliran radial. Penelitian ini dilaksanakan di Laboratorium Mekanika Fluida Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin Makassar.

Metode yang digunakan adalah metode eksperimen dengan memodifikasi mur pengunci impeller dari bentuk normal menjadi bentuk tirus dan peluru yang diharapkan dapat memperbaiki karakteristik dari pompa sentrifugal yang menjadi objek penelitian ini. Pada penelitian ini terdapat 5 (lima) variasi bentuk mur pengunci impeller yang diuji, yaitu bentuk normal, tirus 30° , peluru yang mengikuti persamaan $y = 1/6 x^2$, $y = 1/8 x^2$ dan $y = 1/10 x^2$. Data-data yang diperoleh kemudian dianalisis untuk mengetahui pengaruh modifikasi terhadap karakteristik pompa.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa modifikasi mur pengunci impeller baik berbentuk tirus maupun peluru dapat memperbaiki karakteristik pompa sentrifugal tipe aliran radial, dimana efisiensi terbaik terjadi pada modifikasi mur pengunci impeller berbentuk peluru $y = 1/6 x^2$ dengan kenaikan efisiensi sebesar 4,0877 % dari harga normalnya yaitu dari 19,0140 % menjadi 23,1017 %, tetapi head terbaik terjadi pada modifikasi mur pengunci impeller berbentuk peluru $y = 1/10 x^2$, dimana pada debit yang sama (1,40 L/s) terjadi kenaikan head sebesar 1,42 m dari harga normalnya yaitu dari 12,60 m menjadi 14,02 m. Modifikasi mur pengunci dari bentuk normal menjadi bentuk tirus dan peluru dapat memperbaiki pola aliran pada bagian inlet pompa karena bentuknya yang aerodinamis dan streamline yang mampu mengurangi gejala pre-rotation sehingga air mengalir masuk ke dalam impeller pada sudut yang matching dengan sudut yang diperbolehkan dalam desain yang akhirnya dapat meminimalisir rugi-rugi di dalam pompa.

Kata kunci : Pompa sentrifugal, mur pengunci impeller, debit, head, efisiensi, pre-rotation.

ABSTRACT

ALLO SARIRA PONGSAPAN *The Influence Of Impeller Lock Nut Shape On Characteristics Of Centrifugal Pump Of Radial Flow Type (Supervised by **Syamsul Arifin** and **Syukri Himran**).*

On the operation of centrifugal pumps frequent losses caused by many things, such as losses due to the installation or construction of piping systems and pumps. This study aimed to determine the effect of modification of the locking nut on the characteristics of pump impeller centrifugal radial flow type. The research was conducted at the Fluid Mechanics Laboratory Department of Mechanical Engineering of The Faculty of Engineering, University of Hasanuddin Makassar.

The method used was experiment method by modifying the impeller locknut from normal shape to conical and bullet shape that is expected to improve the characteristics of centrifugal pump which is the object of this study. In this study, there were 5(five) varieties of tested impeller locknut forms, i.e. normal form, conical 30° , bullets following equation $y = 1/6 x^2$, $y = 1/8 x^2$ and $y = 1/10 x^2$. The obtained data were analyzed to fine out the modifications influence toward pump characteristics.

The results showed that impeller lock nut modification, either conical form or bullet form can repair the characteristics of centrifugal pump of radial flow type, where the best efficiency occurred on modification of impeller lock nut bullet shape $y = 1/6 x^2$ with an efficiency increase of 4.0877% from its normal price of i.e. from 19.0140% to 23.1017%, but the best head occurred impeller locknut modification bullet-shaped $y = 1/10 x^2$, where on the same e debit (1.40 L/s) head increased 1.42 m from its normal value of 12.60 m to 14.02 m. The impeller locknut modification from normal shape to conical and bullet shape can repair the flow pattern at the inlet of the pump because of the aerodynamic and streamlined to reduce the phenomenon of pre-rotation so that the water flows into the impeller at an angle matching the angle that is allowed in design which can ultimately minimize losses in the pump.

Keywords: centrifugal pumps, impeller lock nut, discharge, head, efficiency, pre-rotation.

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGAJUAN TESIS	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
HALAMAN PERNYATAAN KEASLIAN TESIS	iv
PRAKATA	v
ABSTRAK	viii
ABSTRACT	ix
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR LAMPIRAN	xvi
DAFTAR SIMBOL	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
A. Latar Belakang	1
B. Rumusan Masalah	4
C. Tujuan Penelitian	5
D. Manfaat Penelitian	5
E. Batasan Masalah	5
F. Manfaat Penelitian	6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
A. Teori Pompa	7
B. Pompa Sentrifugal	8
1. Pengertian Pompa Sentrifugal	8

2. Klasifikasi Pompa Sentrifugal	9
3. Spesifikasi Pompa Sentrifugal dan Fungsinya	11
4. Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal	13
5. Jenis Pompa Sentrifugal Menurut Penggunaannya.....	15
C. Kapasitas (Debit) Pompa	19
D. Kecepatan Aliran Air (V)	19
E. Head Pompa	20
1. Mayor Losses	21
2. Minor Losses	23
3. Total Losses	24
4. Head Total Pompa	25
F. Daya Pompa Sentrifugal	26
1. Daya Input	26
2. Daya output	27
G. Efisiensi pompa	27
H. Karakteristik Pompa Sentrifugal	28
I. Kerugian-Kerugian Pada Pompa Sentrifugal	29
1. Kerugian Mekanik (<i>Mechanical Losses</i>)	31
2. Kerugian Hidrolik (<i>Hidraulic Losses</i>)	31
3. Distribusi Kerugian Sebagai Fungsi Dari Putaran Spesifik	40
J. Kavitasi	41
K. Pre-rotation	42
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	44
A. Waktu dan Tempat Penelitian	44

B. Bahan dan Peralatan	45
C. Instalasi Pengujian Pompa Air	47
D. Prosedur Penelitian	48
1. Persiapan	48
2. Pelaksanaan Penelitian	48
E. Diagram Alir Penelitian	54
F. Jadwal Penelitian	55
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	56
A. Analisa Data dan Perhitungan	56
1. Debit Pompa (Q)	57
2. Kecepatan Aliran Air (v)	57
3. Bilangan Reynold (Re)	57
4. Head Mayor Losses ($h_{L, mayor}$)	58
5. Head Minor Losses ($h_{L, minor}$)	58
6. Head Total Pompa (H)	59
7. Daya Hidrolik Pompa (N_f)	59
8. Daya Input Pompa (N_{in})	59
9. Efisiensi Pompa (η_p)	59
B. Pembahasan	60
1. Karakteristik Pompa Sentrifugal Pada Beberapa Bentuk Mur Pengunci Impeller.	60
2. Pengaruh Modifikasi Mur Pengunci Impeller Terhadap Karakteristik Pompa Sentrifugal	62

BAB V PENUTUP	67
A. Kesimpulan	67
B. Saran	68
DAFTAR PUSTAKA	69
LAMPIRAN	70

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	ung sisi isap pompa sentrifugal dengan semi-open impeller dan inducer	3
Gambar 1.2	penambahan diffuser pada flens isap pompa sentrifugal serta modifikasi lock nut impeller konvensional menjadi tirus	3
Gambar 2.1	Bagian-bagian Pompa Sentrifugal	11
Gambar 2.2	Gambar jenis-jenis impeller	13
Gambar 2.3	Prinsip kerja dari pompa sentrifugal	14
Gambar 2.4	Pompa Tunggal	15
Gambar 2.5	Pompa Seri	16
Gambar 2.6	Karakteristik pemasangan pompa secara seri	16
Gambar 2.7	Pompa Paralel	17
Gambar 2.8	Karakteristik pemasangan pompa secara paralel	17
Gambar 2.9	Kombinasi pompa seri dan paralel	18
Gambar 2.10	Karakteristik pemasangan kombinasi pompa seri dan paralel	18
Gambar 2.11	Head pompa	20
Gambar 2.12	Profil kecepatan aliran laminar dan turbulen	22
Gambar 2.13	Head pompa pada instalasi pengujian	25
Gambar 2.14	Karakteristik pompa sentrifugal	28
Gambar 2.15	Jenis-jenis kerugian dalam pompa	30
Gambar 2.16	Komponen-komponen yang menyebabkan kerugian	30

Gambar 2.17	Kerugian gesekan aliran	32
Gambar 2.18	Kerugian pembauran pada pembesaran penampang	33
Gambar 2.19	Kerugian pembauran pada pengecilan penampang	34
Gambar 2.20	Kerugian resirkulasi (recirculation loss)	35
Gambar 2.21	Kerugian insiden (insidence loss)	36
Gambar 2.22	Nomenklatur untuk jenis kerugian insiden (insidence loss)	37
Gambar 2.23	Kerugian gesekan piringan (disk friction)	37
Gambar 2.24	Aliran di dalam rongga antara impeller dan rumah pompa	38
Gambar 2.25	Kerugian kebocoran (leakage)	39
Gambar 2.26	Distribusi kerugian pada pompa sentrifugal sebagai fungsi dari putaran spesifik n_q (Ludwig et al., 2002)	40
Gambar 2.27	Kavitasi	42
Gambar 3.1	Instalasi penelitian	47
Gambar 3.2	Jenis-jenis modifikasi mur pengunci impeller.	50
Gambar 3.3	Mur pengunci impeller dalam keadaan terpasang	51

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran A	Tabel data penelitian	70
Lampiran B	Tabel Hasil Perhitungan	75
Lampiran C	Grafik Hasil Perhitungan	89
Lampiran D	Sifat-sifat Fisik Air	94
Lampiran E	Diagram Moody	96
Lampiran F	Nilai Kekasaran Ekvivalen Pipa Komersial Baru	97
Lampiran G	Faktor Gesek Pada Beberapa Nilai Kekasaran Relatif	99
Lampiran H	Nilai Koefisien Kerugian Minor Pada Berbagai Jenis Peralatan Pipa	100
Lampiran I	Gambar dan Spesifikasi Pompa Sentrifugal	107
Lampiran J	Spesifikasi Watt meter	108
Lampiran K	Foto-foto Penelitian	109

DAFTAR SIMBOL

Simbol	Keterangan	Satuan
h_1	Tinggi dari permukaan air pada reservoir bawah ke sumbu pompa	m
h_2	Tinggi dari sumbu pompa ke ujung keluar pipa pada reservoir atas	m
h_3	Tinggi dari sumbu pompa ke tempat pemasangan manometer	m
h_4	Tinggi permukaan air dalam manometer selang	m
V_1	Volume gelas ukur rata-rata selama selang waktu 5 detik pada pengukuran pertama	liter
V_2	Volume gelas ukur rata-rata selama selang waktu 5 detik pada pengukuran kedua	liter
V	Volume gelas ukur rata-rata selama selang waktu 5 detik	liter
Q	Debit pompa	L/s
v	Kecepatan Aliran Air	m/s
D	Diameter dalam pipa	inch
L	Panjang pipa	m
A	Luas penampang pipa	m^2
T_w	Temperatur air	$^{\circ}C$
P_0	Tekanan udara atmosfer	mmHg
P_1	Tekanan pada sisi isap pompa (inlet)	Pa
P_2	Tekanan pada sisi keluar pompa (outlet)	Pa
ν	Viskositas kinematis	m^2/s
μ	Viskositas dinamis	$N.s/m^2$

Re	Bilangan Reynold	-
ε	Kekasaran ekivalen pipa	mm
ε/D	Kekasaran relatif pipa	-
f	Faktor gesek	-
K_L	Koefisien kerugian minor	-
$\sum K_L$	Jumlah koefisien kerugian minor	-
$h_{L, \text{mayor}}$	Head mayor losses	m
$h_{L, \text{minor}}$	Head minor losses	m
H	Head total pompa	m
ρ	Massa jenis air	kg/m ³
γ	Berat jenis air	N/m ³
g	Percepatan grafitasi bumi	m/s ²
N_f	Daya daya hidrolik pompa	watt
N_{in}	Daya input pompa (daya motor listrik)	watt
E	Tegangan listrik	volt
I	Kuat arus listrik	ampere
η_p	Efisiensi pompa	%

BAB I

PENDAHULUAN

A. Latar Belakang

Pompa sentrifugal merupakan pompa yang paling banyak digunakan karena daerah operasinya yang luas, dari tekanan rendah sampai tekanan tinggi dan dari kapasitas rendah sampai kapasitas tinggi. Selain itu pompa sentrifugal juga mempunyai bentuk yang sederhana dan harga yang relatif murah. Pada pengoperasian pompa sentrifugal terjadi rugi-rugi yang disebabkan oleh berbagai hal, diantaranya adalah rugi-rugi karena instalasi atau sistem perpipaan dan konstruksi pompa. Belokan, perbesaran dan pengecilan pipa, sambungan, dan kekasaran permukaan dalam pipa adalah beberapa penyebab rugi-rugi karena instalasi. Sedangkan perancangan bentuk dan dimensi yang tidak sesuai akan menyebabkan aliran balik pada pompa.

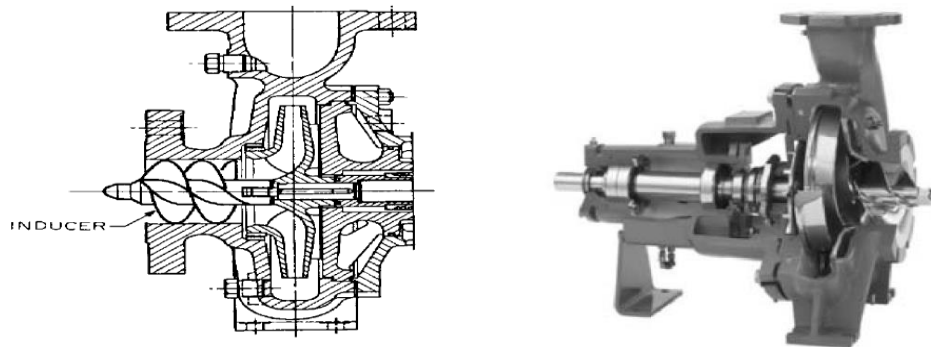
Banyak penelitian telah dilakukan untuk meminimalisir rugi-rugi tersebut, termasuk beberapa perusahaan besar dunia telah berhasil meneliti, menemukan dan memproduksi alat-alat yang mampu mengurangi rugi-rugi pada instalasi dan konstruksi pompa sentrifugal.

Kosla dan Mutsakis (1992) melakukan penelitian tentang rugi hidrolis pada elbow, dimana hasil penelitian menunjukkan bahwa distribusi kecepatan aliran menggunakan CRV (Cheng Rotation Vane) lebih merata daripada tanpa CRV, sehingga CRV dapat mengurangi getaran dan daya

yang dibutuhkan pada pompa. CRV mampu menaikkan kapasitas dari 1,086 gal/min menjadi 1,135 gal/min, menurunkan daya input dari 43 HP menjadi 40 HP, dan menaikkan head pompa dari 81 ft menjadi 88 ft.

Cheng, dkk. (2002) meneliti penambahan alat berbentuk seperti *diffuser* bertingkat yang ditempatkan pada perbesaran pipa. Alat ini dikenal dengan nama *Large Angle Diffuser* (LAD). Hasil penelitian menunjukkan bahwa LAD dapat menghilangkan terjadinya aliran separasi dan aliran balik pada perbesaran pipa, sehingga turbulensi yang menyebabkan rugi hidrolis yang besar dapat dihindari. LAD menghilangkan gradient kecepatan tinggi pada pusat aliran dan menghasilkan aliran yang lebih merata. Dengan penggunaan CRV dan LAD yang dikombinasi ternyata dapat mengurangi rugi tekanan serta menaikkan efisiensi dan daya output. Hasil penelitian tersebut mampu mengurangi kehilangan tekanan sebesar 40 inchi kolom air, efisiensi pompa menjadi naik 5% dan daya output naik 6% dari harga normalnya.

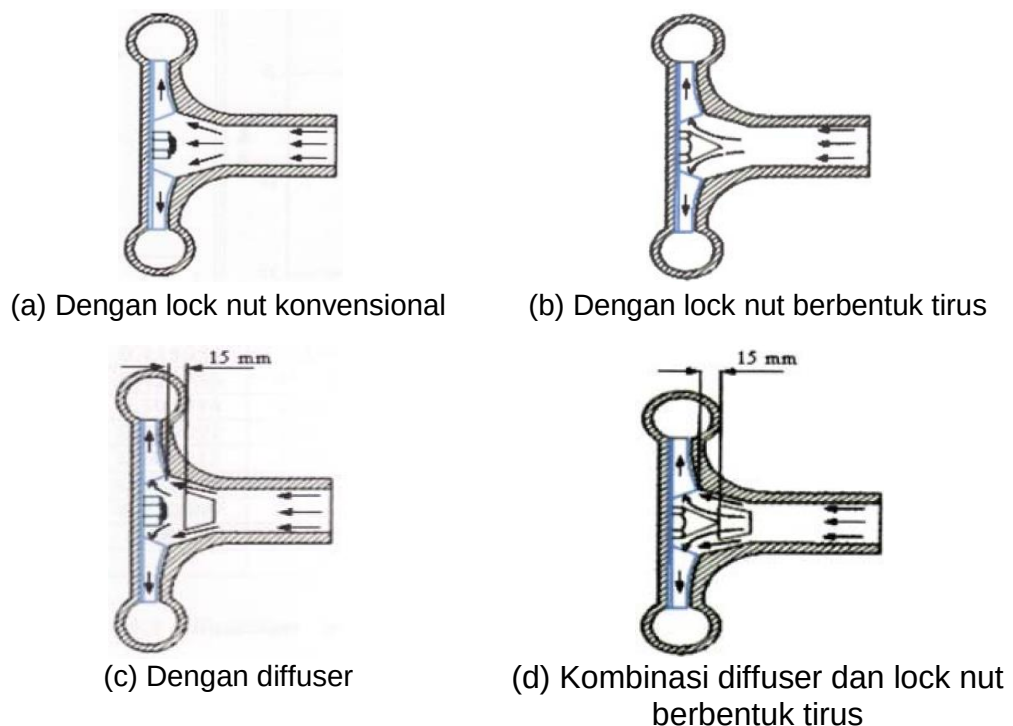
Alat berupa *inducer* yang diperlihatkan pada *gambar 1.1* juga mampu menaikkan head total pompa sebesar 5%. *Inducer* adalah semacam spiral terletak di depan *impeller* yang menyatu pada poros yang sama dengan *impeller* itu. Tujuannya adalah untuk menambah tenaga pada pompa dan menaikkan tekanan pada sisi isap ke level tekanan yang diperlukan. *Inducer* juga dapat mengurangi getaran yang terjadi pada pompa.



Gambar 1.1 Ujung sisi isap pompa sentrifugal dengan semi-open impeller dan inducer.

Sumber : Igor J Karassik (2001)

Bramantya, dkk. (2007) juga meneliti tentang pengaruh modifikasi *lock nut impeller* konvensional menjadi bentuk tirus dan pemasangan diffuser pada flens isap pompa sentrifugal.



Gambar 1.2 Penambahan diffuser pada flens isap pompa sentrifugal serta modifikasi lock nut impeller konvensional menjadi tirus

Sumber : Bramantya, dkk., (2007)

Modifikasi dari *lock nut impeller* konvensional yang rata seperti pada *gambar 1.2(a)* diubah menjadi tirus seperti disajikan pada *gambar 1.2(b)* dapat mengurangi separasi aliran dan aliran balik. *Lock nut impeller* diidentifikasi mempunyai fungsi yang sama dengan inducer. Pada flens isap pompa sentrifugal terdapat perbesaran pipa, dimana diposisi ini ditambahkan *diffuser* seperti disajikan pada *gambar 1.2(c)* yang diharapkan dapat memperbaiki pola aliran fluida sebagaimana yang dihasilkan oleh LAD. Hasil dari penelitian tersebut berhasil menaikkan efisiensi pompa sebesar 3% yaitu dari 39 % menjadi 42 % yang dicapai pada kombinasi *lock nut impeller* berbentuk tirus dan pemasangan *diffuser* pada flens isap seperti yang disajikan pada *gambar 1.2(d)*

Penelitian ini dilaksanakan sebagai penelitian lanjutan untuk mengkaji lebih dalam tentang pengaruh modifikasi mur pengunci impeller terhadap karakteristik pompa sentrifugal. Pompa yang menjadi objek penelitian adalah pompa sentrifugal tipe aliran radial dengan *impeller* berjenis semi terbuka (*semi-open impeller*) satu tingkat, isapan tunggal yang menggunakan mur pengunci impeller konvensional (normal) dimodifikasi menjadi model tirus dan model peluru. Dengan adanya modifikasi ini, diharapkan aliran yang masuk ke dalam impeller pompa akan lebih terarah dan lebih halus (mengurangi separasi aliran dan turbulensi) sehingga karakteristik pompa menjadi lebih baik.

B. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang maka permasalahan dapat dirumuskan sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh modifikasi mur pengunci impeller berbentuk tirus dan peluru terhadap karakteristik pompa sentrifugal type aliran radial.
2. Bagaimana perbandingan antara pompa sentrifugal tanpa modifikasi dengan pompa sentrifugal yang dimodifikasi.

C. Tujuan Penelitian

Penelitian ini adalah bertujuan untuk :

1. Menganalisis pengaruh modifikasi mur pengunci impeller berbentuk tirus dan peluru terhadap karakteristik pompa sentrifugal type aliran radial.
2. Menganalisis perbandingan antara pompa sentrifugal tanpa modifikasi dengan pompa sentrifugal yang dimodifikasi.

D. Batasan Masalah

Ruang lingkup penelitian ini dibatasi :

1. Tidak menganalisa fenomena aliran yang terjadi pada pompa sentrifugal akibat modifikasi mur pengunci impeller berbentuk tirus dan peluru, tetapi hanya untuk mengetahui pengaruh modifikasi tersebut terhadap karakteristik pompa sentrifugal.
2. Jenis pompa yang diuji adalah pompa sentrifugal tipe aliran radial.

3. Fluida kerja yang digunakan adalah air bersih bertemperatur 26°C dan temperatur air dianggap konstan
4. Benda uji berupa mur pengunci impeller yang ujungnya dimodifikasi membentuk model tirus dan model peluru yang dikerjakan dengan mesin bubut.
5. Pengujian dilakukan dengan variasi pembukaan katup pengatur.

E. Manfaat Penelitian

Manfaat hasil penelitian diharapkan sebagai berikut :

1. Bagi kalangan industri; dapat dijadikan informasi dan pertimbangan untuk memodifikasi mur pengunci impeller pompa sentrifugal.
2. Bagi akademisi; dapat dijadikan bahan perbandingan dalam penelitian selanjutnya yang berhubungan modifikasi pompa sentrifugal.
3. Bagi peneliti; memacu peneliti untuk melakukan penelitian selanjutnya yang mendalam tentang pompa sentrifugal.
4. Bagi kalangan pembaca; dapat dijadikan sebagai bahan bacaan untuk memperkaya pengetahuan dan wawasan tentang pompa sentrifugal.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

A. Teori Pompa

Pompa adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan zat cair dari tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi dengan cara menaikkan tekanan cairan tersebut. Kenaikan tekanan cairan digunakan untuk mengatasi hambatan-hambatan pengaliran berupa perbedaan tekanan, ketinggian atau hambatan gesek (*John B. Manga, 1990*).

Pemindahan zat-cair itu dapat terjadi menurut arah mendatar dan arah tegak dengan komponen-komponen yang mendatar dan tegak. Pada pemindahan zat cair yang mendatar, maka hambatan yang disebutkan tadi terdiri atas gesekan dan pusaran. Hambatan gesekan itu bertambah dengan pangkat dua dari kecepatan pengangkutan dan dengan panjang pipa. Pusaran terutama bergantung pada kecepatan, belokan dan faktor-faktor lain yang tidak sama, tergantung pada jenis pipa. Pada pemindahan zat cair dalam arah tegak selain harus mengatasi hambatan-hambatan seperti yang terdapat pada pemindahan zat cair dengan arah mendatar, juga harus mengatasi hambatan berupa perbedaan ketinggian antara sisi isap dan sisi tekan.

Salah satu jenis pompa yang banyak digunakan adalah pompa sentrifugal. Penggunaannya secara luas meliputi pendistribusian air, instalasi pemanas, industri kimia, perkapalan dan lain-lain.

B. Pompa Sentrifugal

1. Pengertian Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal yaitu suatu jenis pompa dimana headnya dibentuk oleh gaya sentrifugal yang ditimbulkan oleh sudu-sudu yang berputar. Gaya sentrifugal itu sendiri adalah sebuah gaya yang mengakibatkan benda atau partikel terlempar keluar dalam lintasan melengkung. Pompa sentrifugal merupakan suatu pompa yang memiliki elemen utama sebuah motor dengan sudu-sudu impeller berputar dengan kecepatan tinggi. Fluida masuk dipercepat oleh impeller yang menaikkan kecepatan maupun tekanan fluida dan melemparkannya keluar volute (*Sularso, Harou Tahara, 2006*).

Pompa sentrifugal termasuk jenis pompa dinamik yang beroperasi pada putaran tinggi bila dibandingkan dengan jenis pompa yang lain. Konstruksinya relatif lebih kecil untuk menghasilkan kapasitas dan head yang sama dengan pompa torak. Selain itu pompa sentrifugal berbeda dengan pompa berpenghisap, bahwa pompa sentrifugal ini tidak mampu mengusahkan hampa udara (vacum) yang besar agar airnya dapat naik dan masuk sendiri kedalam pompa. Karena itulah pompanya (rumah pompa dan pipa-isap), harus diisi dengan air terlebih dahulu sebelum diputar porosnya. Pekerjaan ini pula disebut memancing pompanya.

Dalam kehidupan sehari-hari, pompa sentrifugal mempunyai zona penggunaan yang sangat luas. Secara singkat zona pemasangan dan penggunaan pompa ini adalah pada :

- a. Air Minum
 - Penyediaan langsung dari pipa air kota
 - Penyediaan air dengan tangki atas
 - Penyediaan air dengan tangki tekan
 - Penyediaan air dengan pompa penguat
- b. Pengairan
- c. Industri Kimia dan Industri Minyak
- d. Industri lain
 - Pabrik Kertas (pulp)
 - Industri makanan
 - Galangan kapal
- e. Pompa Drainase
- f. Pelayanan pusat tenaga
 - Pompa air pengisi ketel
 - Pompa kondensat
 - Pompa sirkulasi air
- g. Pelayanan Gedung

2. Klasifikasi Pompa Sentrifugal

Pompa Sentrifugal dapat diklasifikasikan, berdasarkan :

- a. Kapasitas :
 - Kapasitas rendah $< 20 \text{ m}^3/\text{jam}$
 - Kapasitas menengah $20 \div 60 \text{ m}^3/\text{jam}$
 - Kapasitas tinggi $> 60 \text{ m}^3/\text{jam}$

b. Tekanan discharge :

- Tekanan rendah $< 5 \text{ kg/cm}^2$
- Tekanan menengah $5 \div 50 \text{ kg/cm}^2$
- Tekanan tinggi $> 50 \text{ kg/cm}^2$

c. Jumlah/susunan impeller dan tingkat :

- Single stage; terdiri dari satu impeller dan satu casing
- Multi stage; terdiri dari beberapa impeller yang tersusun seri dalam satu casing.
- Multi impeller; terdiri dari beberapa impeller yang tersusun paralel dalam satu casing.
- Multi impeller & multi stage; kombinasi multi impeller dan multi stage.

d. Posisi poros :

- Poros tegak
- Poros mendatar

e. Jumlah suction :

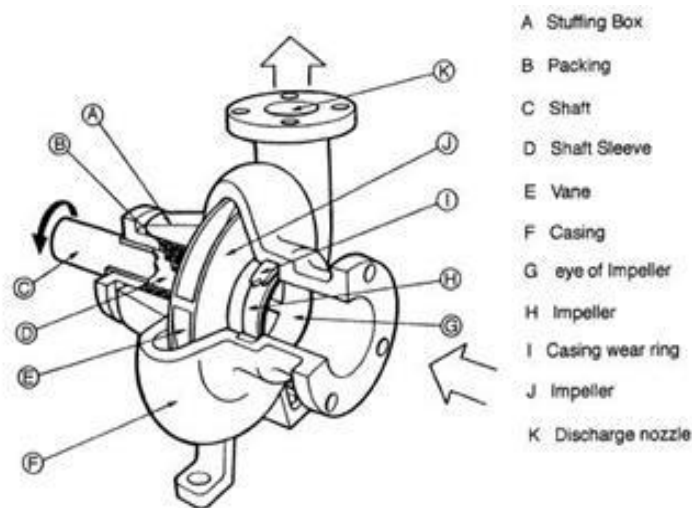
- Single Suction
- Double Suction

f. Arah aliran keluar impeller :

- Radial flow
- Axial flow
- Mixed flow

3. Spesifikasi Pompa Sentrifugal dan Fungsinya

Secara umum bagian-bagian utama dari pompa sentrifugal dapat dilihat seperti gambar berikut :



Gambar 2.1 Bagian-bagian Pompa Sentrifugal

Sumber : Sularso, Harou Tahara (2006)

Keterangan gambar :

A. Stuffing box

Stuffing box berfungsi untuk mencegah kebocoran pada zona dimana poros pompa menembus casing.

B. Packing

Digunakan untuk mencegah dan mengurangi bocoran cairan dari casing pompa melalui poros.

C. Shaft (poros)

Poros berfungsi untuk meneruskan momen puntir dari penggerak selama beroperasi dan tempat kedudukan impeller dan bagian-bagian berputar lainnya.

D. Shaft sleeve

Shaft sleeve berfungsi untuk melindungi poros dari erosi, korosi dan keausan pada stuffing box.

E. Vane

Sudu dari impeller sebagai tempat berlalunya cairan pada impeller.

F. Casing

Merupakan bagian paling luar dari pompa yang berfungsi sebagai pelindung elemen yang berputar, tempat kedudukan diffuser, inlet dan outlet nozel serta tempat memberikan arah aliran dari impeller dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis.

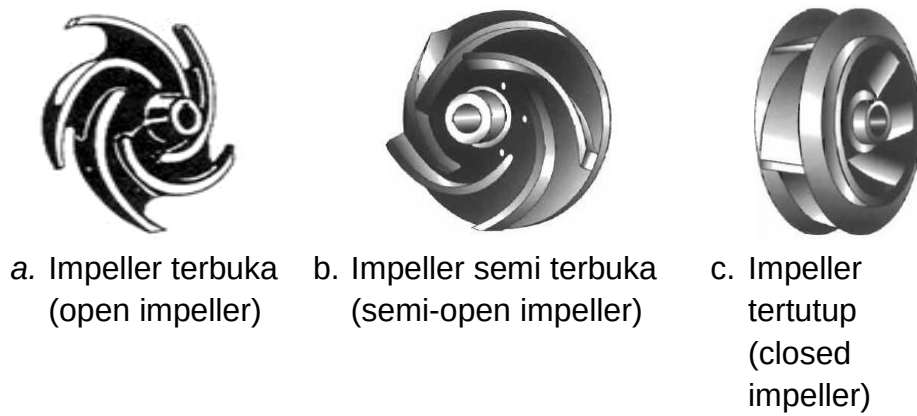
G. Eye of Impeller

Bagian sisi masuk pada arah isap impeller.

H. Impeller

Impeler adalah roda atau rotor yang dilengkapi dengan sudu-sudu, dimana sudu-sudu ini berguna untuk memindahkan mekanis poros menjadi energi fluida Impeller berfungsi untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinu sehingga dapat mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi. Impeller terdiri dari beberapa pisau (blade) biasanya melengkung disebut sudu (vanes) yang dipasang dengan pola yang teratur disekeliling poros.

Pada umumnya terdapat 3 jenis impeller yaitu:



Gambar 2.2 Gambar jenis-jenis impeller
Sumber : *Larry Bachus and Angel Custodio (2003)*

I. Wearing ring

Wearing ring berfungsi untuk memperkecil kebocoran cairan yang melewati bagian depan impeller maupun bagian belakang impeller.

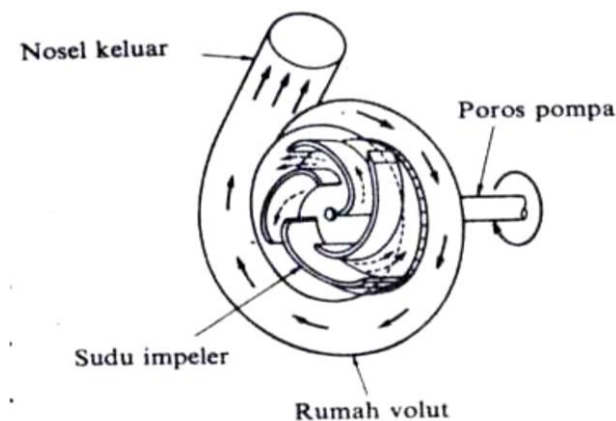
J. Bearing

Bearing (bantalan) berfungsi untuk menumpu dan menahan beban dari poros agar dapat berputar, baik berupa beban radial maupun beban axial.

4. Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal, seperti yang diperlihatkan pada gambar 2.3 mempunyai sebuah impeler (baling-baling) untuk mengangkat zat cair dari tempat lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi. Daya dari luar di berikan kepada poros pompa untuk memutarakan impeller di dalam zat cair. Maka zat cair yang ada di dalam impeler, oleh dorongan sudu-sudu ikut berputar. Karena timbul gaya sentrifugal maka zat cair mengalir dari

tengah impeler keluar melalui saluran di antara sudu-sudu. Di sini head tekanan zat cair menjadi lebih tinggi. Demikian pula head kecepatannya bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan. Zat cair yang keluar dari impeler di tampung oleh saluran yang berbentuk volut (spiral) di kelilingi impeler dan di salurkan keluar pompa melalui nosel. Di dalam nosel ini sebagian head kecepatan aliran diubah menjadi head tekanan.



Gambar 2.3 Prinsip kerja dari pompa sentrifugal
 Sumber : Sularso, Harou Tahara (2006)

Jadi impeler pompa berfungsi memberikan kerja kepada zat cair sehingga energi yang dikandungnya menjadi bertambah besar. Selisih energi persatuan berat atau head total zat cair antara flens isap dan flens keluar pompa di sebut head total pompa.

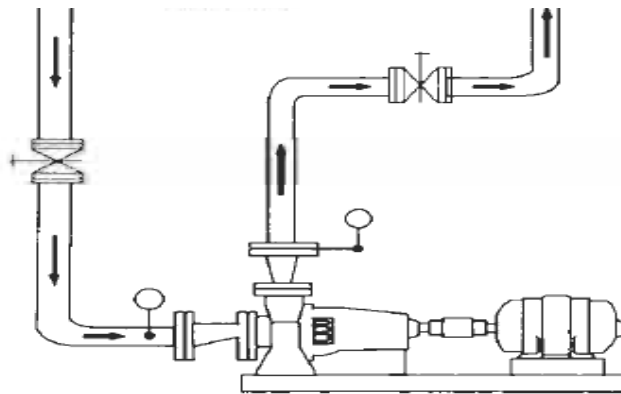
Dari uraian di atas jelas bahwa pompa sentrifugal dapat mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida. Energi inilah yang mengakibatkan head tekanan, head kecepatan, dan head potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinu.

5. Jenis Pompa Sentrifugal Menurut Penggunaannya

a. Pompa Tunggal

Pompa tunggal biasanya digunakan untuk pelayanan air minum gedung dan rumah tangga yang mempunyai ketinggian relatif rendah serta kebutuhan air yang sedikit. Pompa terdiri atas sebuah motor penggerak dengan sebuah impeller serta jaringan pipa distribusi.

Dalam hal menentukan karakteristik pompa besaran yang berpengaruh adalah kapasitas (Q) dan head (H). Pada pemindahan secara mendatar, terdapat hambatan berupa gesekan dan pusaran, sedangkan pada arah tegak harus pula diatasi hambatan berupa perbedaan ketinggian antara sisi isap dan sisi tekan.



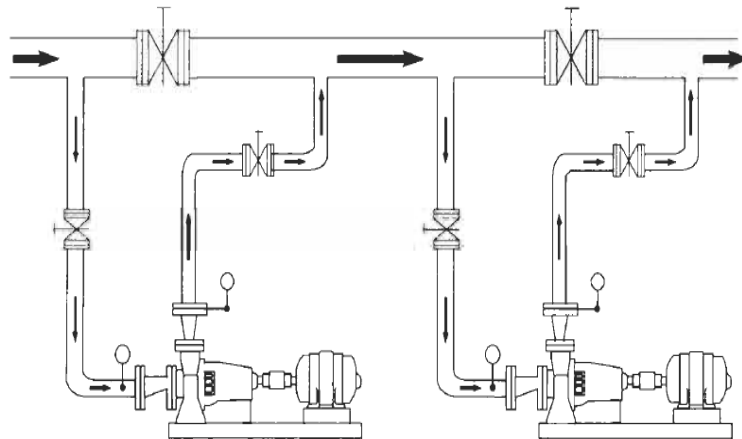
Gambar 2.4 Pompa Tunggal

Sumber : Larry Bachus and Angel Custodio (2003)

b. Pompa Seri

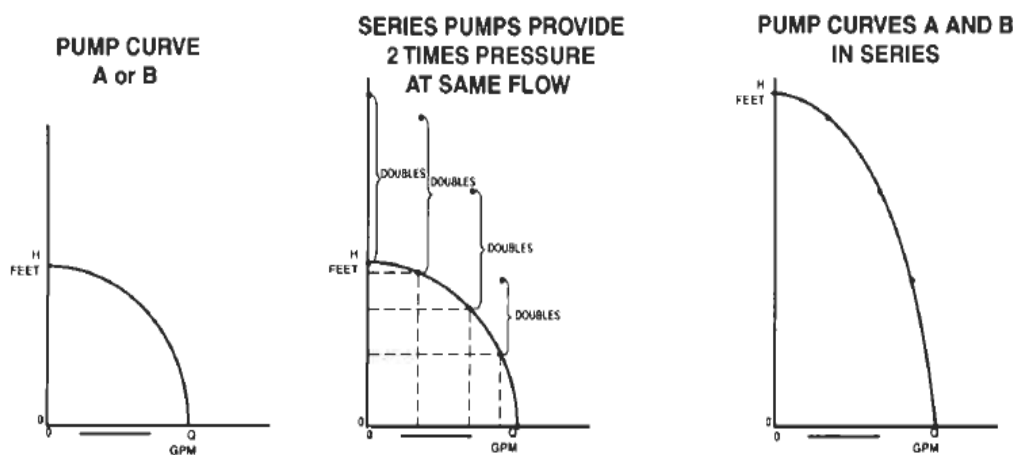
Ketika impeler ini dipadukan dalam posisi seri maka jumlah head yang dihasilkan adalah jumlah aljabar disetiap impeler sedangkan debit

sama dengan yang dihasilkan oleh pompa pertama dan kedua (*gambar 2.5 dan 2.6*)



Gambar 2.5 Pompa Seri

Sumber : Larry Bachus and Angel Custodio (2003)



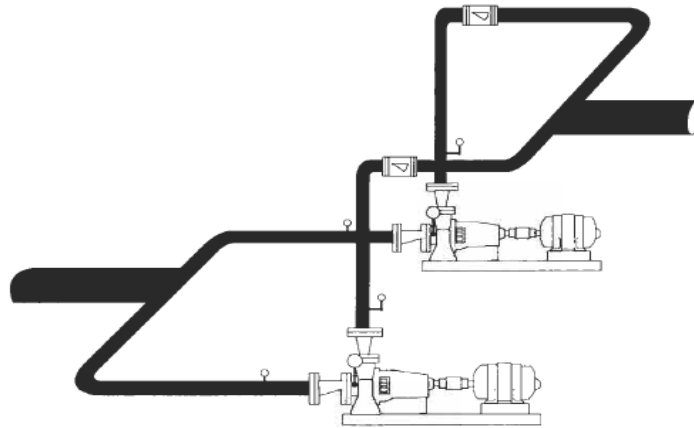
Gambar 2.6 Karakteristik pemasangan pompa secara seri

Sumber : Larry Bachus and Angel Custodio (2003)

c. Pompa Paralel

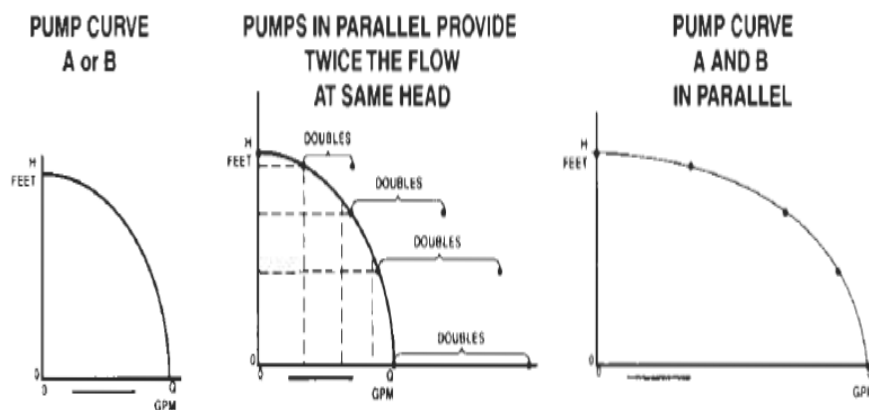
Debit yang keluar dari setiap impeler (pompa) dialirkan masuk ke pipa aliran pengeluaran, jadi debit akan merupakan penjumlahan total dari

setiap debit impeler. *Gambar 2.7 dan 2.8* di bawah ini memperlihatkan pemasangan pompa secara paralel dan kurva karakteristik.



Gambar 2.7 Pompa Pararel

Sumber : Larry Bachus and Angel Custodio (2003)

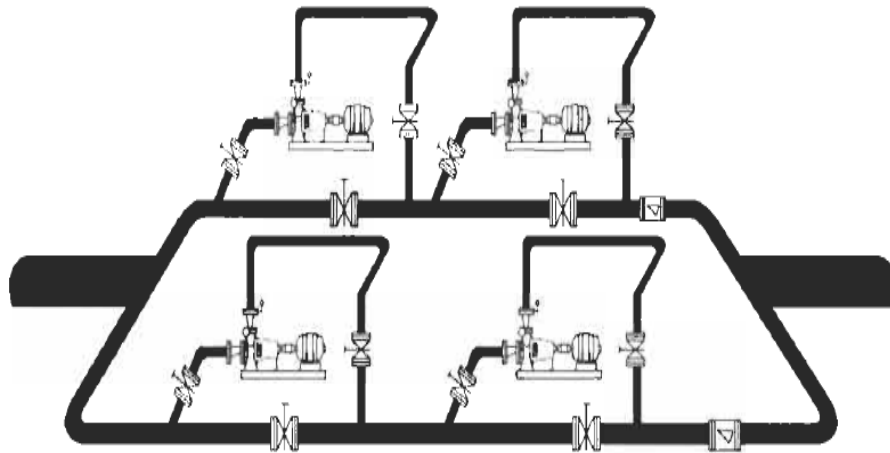


Gambar 2.8 Karakteristik pemasangan pompa secara paralel

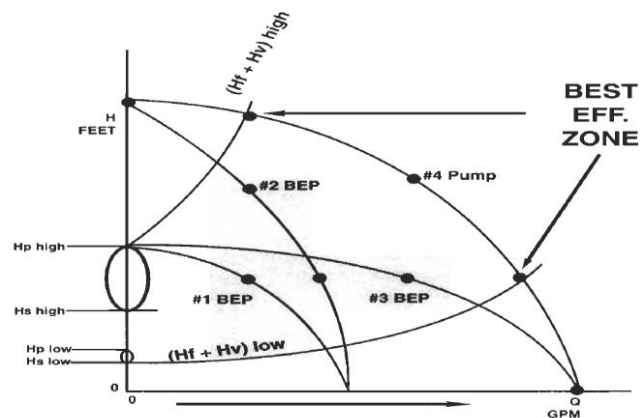
Sumber : Larry Bachus and Angel Custodio (2003)

d. Kombinasi pompa seri dan paralel

Merupakan gabungan antara pemasangan seri dan paralel, sehingga karakteristiknya pun merupakan gabungan dari keduanya. *Gambar 2.9 dan 2.10* di bawah ini memperlihatkan pemasangan dengan kombinasi pompa seri dan paralel serta kurva karakteristiknya.



Gambar 2.9 Kombinasi pompa seri dan paralel
 Sumber : Larry Bachus and Angel Custodio (2003)



Gambar 2.10 Karakteristik pemasangan kombinasi pompa seri dan paralel
 Sumber : Larry Bachus and Angel Custodio (2003)

C. Kapasitas (Debit) Pompa

Debit pompa adalah banyaknya cairan yang dapat dipindahkan oleh pompa setiap satuan waktu. Dinyatakan dalam satuan volume per satuan waktu, seperti :

- Barel per day (BPD)
- Galon per menit (GPM)

- Cubic meter per hour (m³/hr)
- Liter per minute (L/min)

Dalam pengujian ini, pengukuran debit pompa menggunakan bejana berukuran (gelas ukur) dan pengukur waktu (stopwatch) sehingga :

$$Q = \frac{V}{t} \dots\dots\dots (1)$$

Dimana :

Q = Debit aliran pompa (m³/s)

v = Volume gelas ukur (m³)

t = Waktu yang diperlukan untuk mencapai volume gelas ukur (s)

D. Kecepatan Aliran Air (v)

Kecepatan adalah debit dibagi dengan luas penampang pipa, yang dinyatakan dengan persamaan:

$$v = \frac{Q}{A} \dots\dots\dots (2)$$

Dimana :

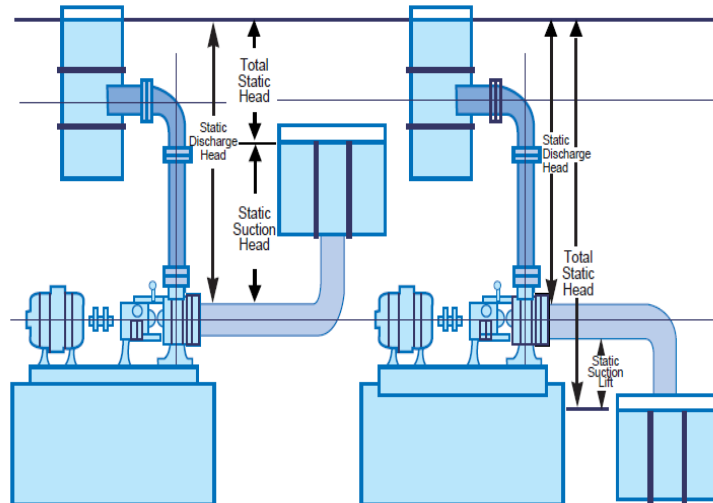
$A = \frac{\pi D^2}{4}$ = Luas penampang pipa (m²)

D = Diameter dalam pipa (m)

E. Head Pompa

Head pompa adalah besarnya energi yang diperlukan pompa untuk memindahkan ataupun mengalirkan fluida dari keadaan awal menuju

keadaan akhir yang direncanakan sesuai dengan kondisi instalasi pompa yang umumnya dinyatakan dalam satuan panjang.



Gambar 2.11 Head pompa

Sumber : Larry Bachus and Angel Custodio (2003)

Head pompa juga dapat diartikan sebagai energi yang diberikan pompa ke dalam fluida dalam bentuk tinggi tekan. Dimana tinggi tekan merupakan ketinggian fluida harus naik untuk memperoleh jumlah energi yang sama dengan yang dikandung satu satuan bobot fluida pada kondisi yang sama. Karena energi itu kekal, maka bentuk head (tinggi tekan) dapat bervariasi pada penampang yang berbeda. Namun pada kenyataannya selalu ada kerugian energi (losses) yang dinamakan sebagai *head losses* (h_L).

1. Mayor Losses

Mayor losses adalah kerugian energi yang disebabkan oleh adanya gesekan-gesekan antara fluida yang sedang mengalir dengan dinding pipa. Besarnya rugi-rugi ini sangat dipengaruhi oleh kecepatan aliran,

jenis fluida, jenis (bahan) pipa, diameter pipa dan panjang pipa. Kerugian disepanjang pipa ini dapat dirumuskan sebagai berikut (*Yunus A. Cengel, 2006*):

$$h_{L, \text{mayor}} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots (3)$$

dimana :

$h_{L, \text{mayor}}$ = Head mayor losses (m)

f = Faktor gesekan

L = Panjang pipa (m)

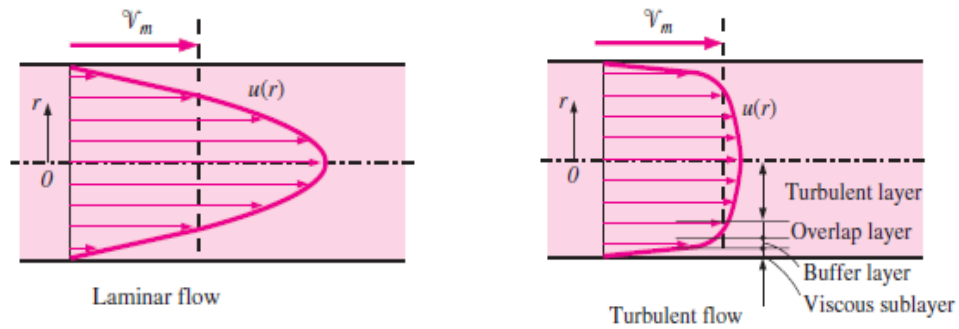
V = Kecepatan rata-rata aliran dalam pipa (m/s)

Harga f (faktor gesekan) diperoleh dari diagram Moody (*lampiran D*) sebagai fungsi dari bilangan Reynold (*Reynolds number*) dan kekasaran relative atau *relative roughness* (ϵ/D). Nilai dari kekasaran relatif ini bergantung pada nilai nominal diameter pipa (D) dan kekasaran ekivalen permukaan dinding dalam pipa (ϵ) yang besarnya tergantung dari jenis material pipa (*lampiran E*). Persamaan diagram moody (*Frank M. White, 1988*):

$$f = \phi \left(\text{Re}, \frac{\epsilon}{D} \right) \dots\dots\dots (4)$$

Besarnya bilangan Reynolds dapat dilihat dari jenis aliran dalam pipa. Aliran dalam pipa dapat dibagi menjadi 3 (tiga) jenis bagian yaitu aliran laminar, aliran transisi dan aliran turbulen. Aliran di dalam pipa ini sangat dipengaruhi oleh kecepatan, viskositas kinematis, berat jenis fluida

dan juga dipengaruhi oleh diameter dan jenis pipa. Berikut adalah profil kecepatan dari aliran laminar dan turbulen :



Gambar 2.12 Profil kecepatan aliran laminar dan turbulen

Sumber : Yunus A. Cengel (2006)

Untuk mendapatkan harga bilangan Reynold dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$Re = \frac{V_m \cdot D}{\nu} \dots\dots\dots (5)$$

dimana :

ν = Viskositas kinematik zat cair (m^2/s)

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Sehingga Re :

$$Re = \frac{\rho \cdot V_m \cdot D}{\mu} \dots\dots\dots (6)$$

dimana :

Re = Bilangan Reynold

ρ = Densitas cairan (kg/m^3)

V_m = Kecepatan rata-rata aliran dalam pipa (m/s)

D = Diameter dalam pipa (m)

μ = Viskositas dinamik dalam cairan (N.s/m²)

Bilangan Reynold ini menerangkan tipe (profil) aliran fluida dalam pipa yakni :

- Aliran laminar, $Re < 2300$
- Aliran transisi, $2300 < Re < 4000$
- Aliran turbulen, $Re > 4000$

Apabila aliran laminar ($Re < 2300$), faktor gesekan (f) dapat dicari dengan pendekatan rumus (*Frank M. White, 1988*):

$$f = \frac{64}{Re} \dots\dots\dots (7)$$

Dan apabila aliran turbulen ($Re > 4000$), faktor gesekan (f) dapat dicari dengan diagram Moody seperti yang telah dijelaskan sebelumnya. Jika $Re = 2300 \div 4000$, aliran tersebut disebut sebagai aliran transisi.

2. Minor Losses

Minor losses adalah kehilangan energi akibat perubahan penampang dan aksesoris pipa lainnya, misalnya terjadi pada perubahan arah seperti pembelokan (*elbow*), bengkokan (*bends*), pembesaran penampang (*expansion*), pengecilan penampang (*contraction*) serta adanya katup (*valve*).

Kehilangan energi sekunder (*minor losses*) ini akan mengakibatkan adanya tumbukan antara partikel zat cair dan meningkatnya gesekan karena turbulensi serta tidak seragamnya distribusi kecepatan pada suatu penampang pipa. Dengan adanya lapisan

batas terpisah dari dinding pipa maka akan terjadi olakan atau pusaran air. Adanya olakan ini akan mengganggu pola aliran laminar sehingga akan menaikkan tingkat turbulensi. Kerugian ini dapat diketahui dengan persamaan (Yunus A. Cengel, 2006):

$$h_{L, \text{minor}} = k \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots (8)$$

dimana :

$h_{L, \text{minor}}$ = Head minor losses (m)

k = Koefisien gesekan dalam fitting, elbow dan valve

V = Kecepatan rata-rata aliran dalam pipa (m/s)

Dalam menentukan koefisien gesekan pada fitting, elbow dan valve dapat menggunakan tabel atau diagram (*lampiran G*). Besarnya kerugian head minor ini menyatakan kerugian pada fitting, elbow dan valve dalam ukuran panjang ekivalen dari pipa lurus.

3. Total Losses

Total losses merupakan kerugian total dari sistem perpipaan, yaitu :

$$h_{L, \text{total}} = h_{L, \text{mayor}} + h_{L, \text{minor}} \dots\dots\dots (9)$$

dimana :

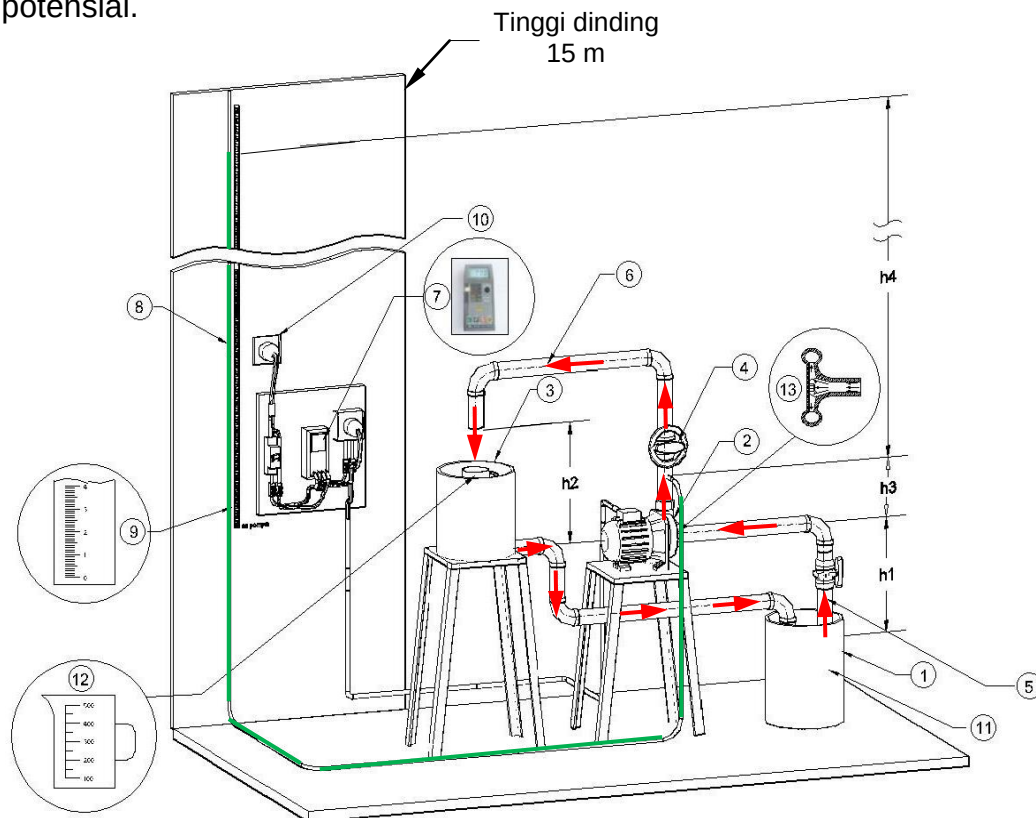
$h_{L, \text{total}}$ = Total head losses (m)

$h_{L, \text{mayor}}$ = Head mayor losses (m)

$h_{L, \text{minor}}$ = Head minor losses (m)

4. Head Total Pompa

Menurut persamaan Bernoulli, ada tiga macam head (energi) fluida dari sistem instalasi aliran, yaitu, energi tekanan, energi kinetik dan energi potensial.



KETERANGAN GAMBAR :

- | | |
|-------------------------|--|
| 1. Reservoir bawah | 12. Bejana berukuran |
| 2. Pompa sentrifugal | 13. Mur pengunci impeller |
| 3. Reservoir atas | h_1 = tinggi dari permukaan air pada reservoir bawah ke sumbu pompa |
| 4. Katup pengatur | h_2 = tinggi dari sumbu pompa ke ujung keluar pipa pada reservoir atas |
| 5. Pipa isap | h_3 = tinggi dari sumbu pompa ke tempat pemasangan manometer |
| 6. Pipa tekan | h_4 = tinggi permukaan air dalam manometer |
| 7. Watt meter | |
| 8. Manometer cairan | |
| 9. Meter rol | |
| 10. Sumber arus listrik | |
| 11. Foot valve | |

Gambar 2.13. Head pompa pada instalasi penelitian

Dari gambar 2.13 di atas, head total pompa (H) dapat dihitung dengan persamaan Bernoulli sebagai berikut (Yunus A. Cengel, 2006) :

$$\begin{aligned}
 H + \frac{P_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} + z_0 &= \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{L, \text{total}} \\
 H = \left(\frac{P_1 - P_0}{\gamma} \right) + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{L, \text{total}} &\dots\dots\dots (10)
 \end{aligned}$$

Dimana :

$$\frac{V_0^2}{2g} = 0 \Rightarrow \text{karena air dalam resevoir bawah diam}$$

$$z_0 = 0 \Rightarrow \text{sebagai titik acuan (datum)}$$

$$z_1 = h_1 + h_3 \Rightarrow \text{head statik}$$

$$h_{L, \text{total}} = h_{L, \text{mayor}} + h_{L, \text{minor}} \Rightarrow \text{total head losses}$$

Karena manometer selang dan reservoir bawah terbuka ke udara atmosfir, maka :

$$\left(\frac{P_1 - P_0}{\gamma} \right) = h_4 \Rightarrow \text{tinggi air dalam manometer selang}$$

Sehingga head total pompa adalah sebagai berikut :

$$H = h_4 + \frac{V_1^2}{2g} + (h_1 + h_3) + (h_{L, \text{mayor}} + h_{L, \text{minor}}) \dots\dots\dots (11)$$

F. Daya Pompa Sentrifugal

1. Daya Input

Daya input dapat didefinisikan sebagai hasil kali antara tegangan dan arus listrik dari motor pompa, maka persamaannya sebagai berikut (Sularso, Harou Tahara, 2000):

$$N_{in} = E \times I \quad (\text{watt}) \quad \dots\dots\dots (12)$$

dimana :

N_{in} = Daya input pompa (watt)

E = Tegangan (volt)

I = Arus (ampere)

2. Daya hidrolik pompa

Energi yang secara efektif diterima air dari pompa persatuan waktu disebut dengan daya output atau daya hidrolik pompa, maka persamaan dapat dituliskan sebagai berikut (*Sularso, Harou Tahara, 2000*):

$$N_f = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (\text{watt}) \quad \dots\dots\dots (13)$$

dimana :

N_f = Daya hidrolik pompa (watt)

ρ = Massa jenis air (kg/m^3)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

Q = Debit pompa (m^3/s)

H = Head total (m)

G. Efisiensi pompa

Dari definisi efisiensi pompa adalah perbandingan antara daya hidrolik pompa dengan daya input pompa, maka dapat dituliskan sebagai berikut (*Sularso, Harou Tahara, 2000*):

$$\eta_p = \frac{N_f}{N_{in}} \times 100\% \quad \dots\dots\dots (14)$$

dimana :

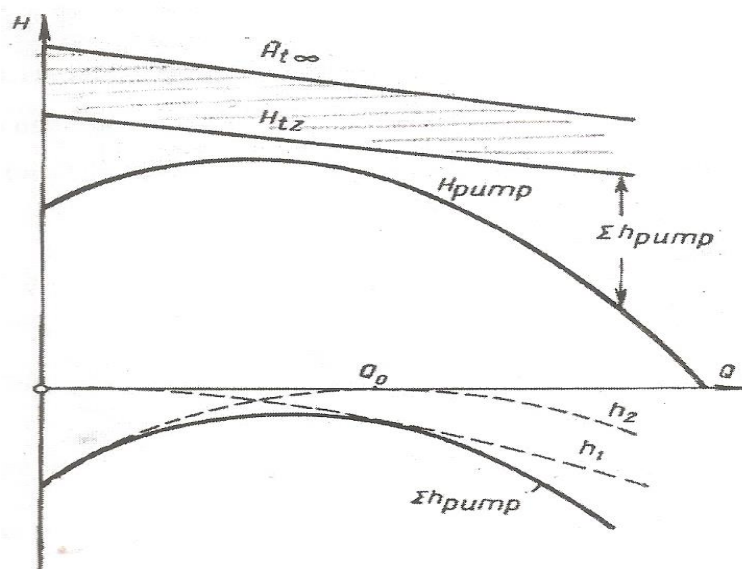
$\eta_p =$ Efisiensi pompa (%)

$N_f =$ Daya hidrolik pompa (watt)

$N_{in} =$ Daya input pompa (watt)

H. Karakteristik Pompa Sentrifugal

Karakteristik pompa sentrifugal dapat digambarkan pada kurva kapasitas-tinggi tekan. Kurva kapasitas-tinggi tekan ideal merupakan garis lurus, untuk sudut sisi keluar yang lebih kecil dari 90° digambarkan oleh $H_{t\infty}$. Hal ini disebabkan karena pengaruh aliran sirkulasi, fluida pada impeler aktual dengan jumlah sudu yang terbatas akan meninggalkan impeller dengan sudut β_2 yang lebih kecil dari sudu-sudu aktual. Hal ini akan mengurangi tinggi-tekan teoritis yang dihasilkan yang secara praktis dalam perbandingan yang konstan dan tinggi tekan yang baru H_{tz} . Ditunjukkan pada gambar berikut :



Gambar 2.14 Karakteristik Pompa Sentrifugal

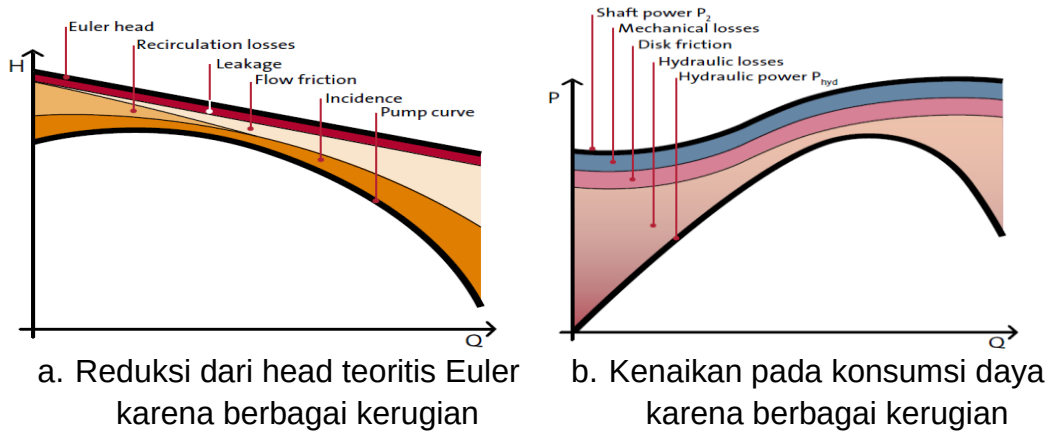
Sumber : Syukri Himran (2010)

Haruslah diingat bahwa pengaruh ini bukanlah suatu kerugian tetapi hanyalah perbedaan yang tidak diperhatikan oleh asumsi-asumsi dasar. Kerugian-kerugian gesekan h_2 pada laluan sisi masuk, bagian dalam impeller dan keong sisi keluar akan menjadi minimum pada saat tidak ada aliran dan akan bertambah kira-kira sebanding dengan kuadrat kecepatan atau kapasitas, yang mengurangi tinggi tekan ideal seperti yang ditunjukkan oleh H_{pump} . Kerugian-kerugian selanjutnya yang harus diperhatikan adalah kerugian-kerugian yang disebabkan oleh tumbukan turbulensi h_1 . Apabila kedua kurva kerugian h_1 dan h_2 dijumlahkan akan diperoleh kurva Σh_{pompa} . Selanjutnya jika dikurangkan Σh_{pompa} dari h_{tz} akan diperoleh kurva aktual pompa H_{pompa} pada putaran konstan. Nilai maksimum berada diantara $Q = 0$ dan $Q = Q_0$. Karakteristik pompa seperti ini dapat diperoleh dari pengujian suatu pompa laboratorium. Bila suatu katup dipasang pada seksi keluar pompa yang bekerja pada putaran tetap. Pada setiap pembukaan katup secara bertahap selama pengetesan, debit dan tinggi kenaikan diukur. Bila katup telah dibuka penuh, maka diperoleh debit maksimum dan memberikan tinggi kenaikan minimum, yang sesuai dengan kerugian tinggi kenaikan di dalam perpipaan.

I. Kerugian-Kerugian Pada Pompa Sentrifugal

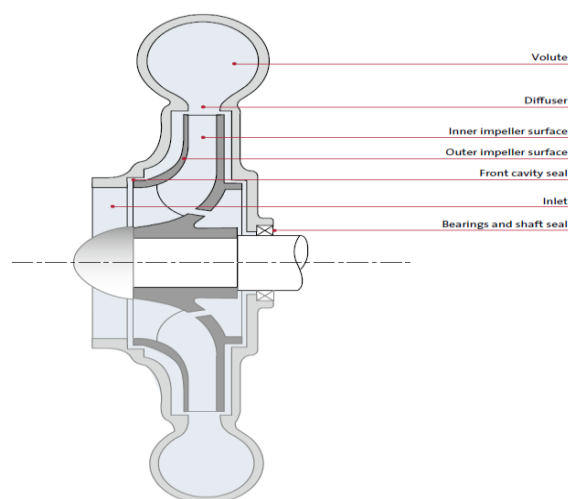
Kerugian pada pompa sentrifugal dapat dibedakan menjadi 2 (dua) bagian yaitu: kerugian mekanik dan kerugian hidrolis yang terjadi pada impeller dan rumah pompa. Kerugian menyebabkan head lebih kecil

dibanding head teoritis dan konsumsi daya lebih tinggi sehingga terjadi penurunan efisiensi (gambar 2.15a dan 2.15b).



Gambar 2.15 Jenis-jenis kerugian dalam pompa
 Sumber : Grunfos research and technology (2009)

Gambar 2.16 berikut ini memperlihatkan komponen-komponen pompa yang menyebabkan kerugian mekanik dan hidrolis, antara lain bearings (bantalan), seal poros, cavity seal bagian depan dan belakang, inlet (saluran masuk), impeller, rumah keong (rumah pompa), dan outlet (saluran keluar).



Gambar 2.16 Komponen-komponen yang menyebabkan kerugian
 Sumber : Grunfos research and technology (2009)

1. Kerugian Mekanik (*Mechanical Losses*)

Kopling atau penggerak pompa yang terdiri atas bantalan, seal poros, roda gigi, tergantung pada jenis pompa. Semua komponen ini menyebabkan kerugian gesekan mekanik. Kerugian pada bantalan dan paking disebut sebagai kerugian parasit. Kerugian ini biasanya dimodelkan sebagai konstanta yang ditambahkan ke daya konsumsi. Model berikut memperkirakan kebutuhan daya yang meningkat akibat kerugian pada bantalan dan seal poros.

$$N_{\text{loss, mechanical}} = N_{\text{loss, bearing}} + N_{\text{loss, shaft seal}} = \text{konstan}$$

Dimana :

$N_{\text{loss, mechanical}}$ = Peningkatan kebutuhan daya akibat kerugian mekanik (watt)

$N_{\text{loss, bearing}}$ = Kehilangan daya pada bantalan (watt)

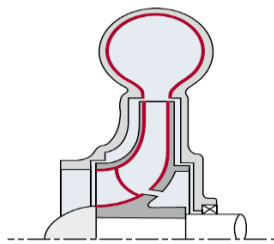
$N_{\text{loss, shaft seal}}$ = Kehilangan daya pada selubung poros (watt)

2. Kerugian Hidrolik (*Hdraulic Losses*)

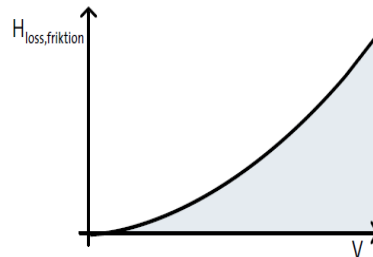
Kerugian hidrolik timbul akibat aliran fluida melalui pompa. Kerugian ini terjadi karena adanya gesekan atau karena cairan harus mengubah arah dan kecepatan melalui pompa. Hal ini disebabkan oleh perubahan penampang dan bagian dari impeller yang berputar. Berikut ini merupakan penjelasan tentang kerugian hidrolik berdasarkan penyebabnya masing-masing.

a. Gesekan aliran (Flow friction)

Gesekan aliran terjadi pada saat fluida berkontak dengan permukaan impeller yang berputar dan permukaan bagian dalam dari rumah pompa. Gesekan aliran menyebabkan kehilangan tekanan sehingga terjadi pengurangan head.



a. Tempat terjadinya gesekan aliran dalam pompa (warna merah)



b. Head kerugian gesekan sebagai fungsi dari kecepatan aliran

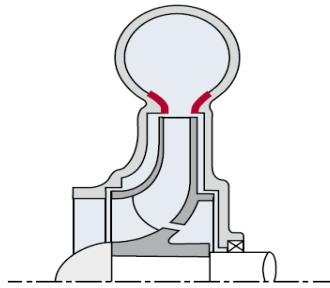
Gambar 2.17 Kerugian gesekan aliran
Sumber : Grunfos research and technology (2009)

Besarnya kerugian gesekan tergantung pada kekasaran permukaan dan kecepatan fluida (*gambar 2.17b*).

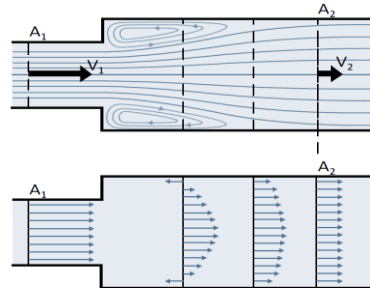
b. Kerugian pembauran (mixing) pada pembesaran penampang (expansion)

Pada bagian penampang yang membesar (berekspansi) di dalam pompa, energi kecepatan diubah menjadi energi tekanan statis. *Gambar 2.18b* memperlihatkan bahwa ketika fluida melewati penampang yang membesar secara mendadak maka akan terjadi perbedaan kecepatan dimana semua partikel air tidak bergerak lagi dengan kecepatan yang sama sehingga gesekan terjadi antara molekul dalam cairan yang

menyebabkan kerugian head tekan.



a. Tempat terjadinya kerugian pembauran pada pembesaran penampang (warna merah)



b. Kerugian pembauran pada pembesaran penampang tiba-tiba

Gambar 2.18 Kerugian pembauran pada pembesaran penampang

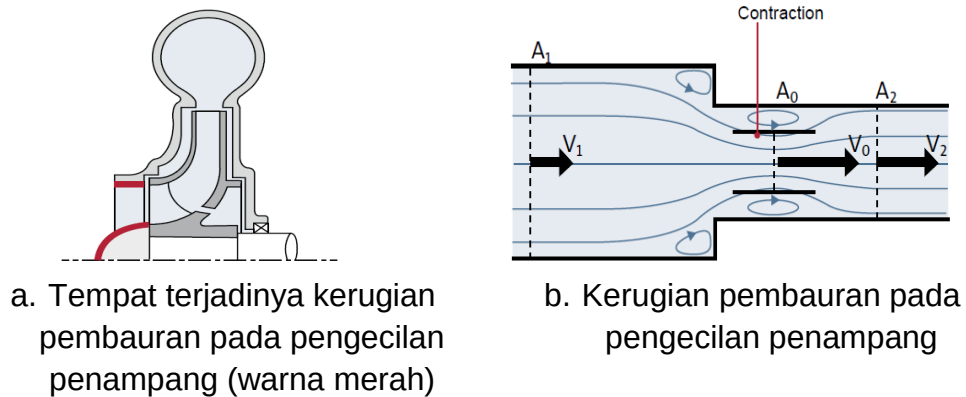
Sumber : Grunfos research and technology (2009)

Meskipun profil kecepatan fluida yang mengalir setelah pembesaran penampang melintang secara bertahap akan bergerak lagi dengan kecepatan yang sama, tetapi sebagian dari energi kecepatan telah berubah menjadi energi panas bukan energi tekanan statis. Kerugian pembauran aliran terjadi di tempat yang berbeda di dalam pompa, yaitu di outlet impeller dimana fluida mengalir ke dalam rumah keong atau saluran kembali seperti saluran di dalam diffuser. Dalam merancang komponen hidrolis, adalah penting untuk membuat penampang yang berekspansi sekecil dan sehalus mungkin.

c. Kerugian pembauran (mixing) pada pengecilan penampang (contraction)

Kerugian head pada pengecilan penampang terjadi sebagai akibat dari adanya pusaran air yang timbul dalam aliran ketika mendekati ujung bentuk yang tajam seperti pada *gambar 2.19b* di atas, yang disebut

sebagai pemisahan aliran (flow separates).



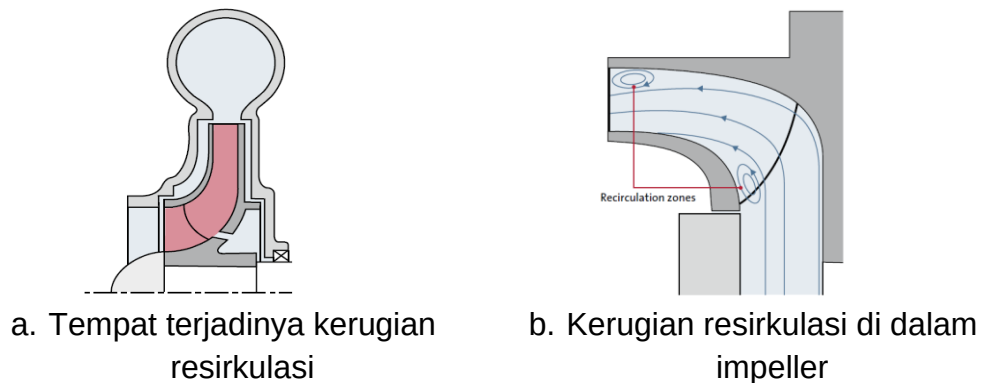
Gambar 2.19 Kerugian pembauran pada pengecilan penampang

Sumber : Grunfos research and technology (2009)

Kerugian ini sering terjadi pada bagian inlet pipa dan pada mata impeller (impeller eye). Besarnya kerugian head ini dapat dikurangi dengan cara melengkungkan ujung inlet, dimana ujung inlet yang ditumpulkan dengan baik dapat mengurangi separasi aliran sehingga kerugian head dapat diabaikan.

d. Kerugian Resirkulasi (Recirculation Loss)

Zona resirkulasi pada komponen hidrolik biasanya terjadi pada bagian yang dibebani ketika aliran berada di bawah aliran yang didesain. *Gambar 2.21b* memperlihatkan resirkulasi dalam sebuah impeller. Zona resirkulasi dapat mengurangi luas penampang efektif yang dilalui aliran utama. Gradien kecepatan tinggi terjadi pada aliran antara aliran utama yang mempunyai kecepatan tinggi dan pusaran air yang mempunyai kecepatan mendekati nol.



Gambar 2.20 Kerugian resirkulasi (recirculation loss)

Sumber : Grunfos research and technology (2009)

Zona resirkulasi dapat terjadi pada inlet, impeller, saluran pengembali atau rumah keong, dimana luas zonanya tergantung pada bentuk (geometri) dan titik operasi. Ketika merancang komponen hidrolis, penting untuk memperkecil ukuran dari zona resirkulasi di titik operasi utama.

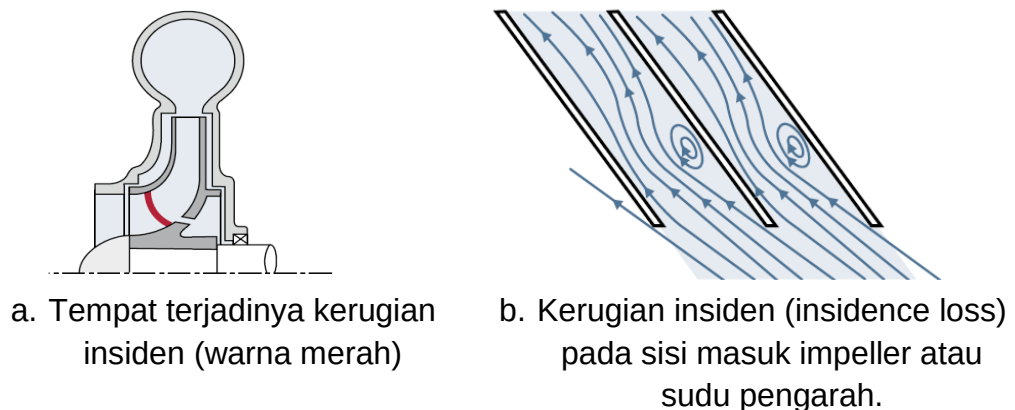
Tidak ada model sederhana untuk menggambarkan jika zona resirkulasi terjadi. Hanya dengan cara pengukuran kecepatan canggih berbasis laser atau simulasi komputer untuk memetakan zona resirkulasi secara rinci. Oleh karena itu zona resirkulasi umumnya hanya diidentifikasi secara tidak langsung melalui pengukuran kinerja yang menunjukkan head lebih rendah dan/atau konsumsi daya lebih tinggi pada beban parsial dari yang diperkirakan.

Ketika merancang pompa, hal pertama yang dilakukan biasanya adalah menentukan titik operasi nominal. Umumnya resirkulasi tidak terjadi pada titik ini, sehingga kinerja pompa dapat diprediksi dengan tepat. Dalam kasus dimana aliran berada di bawah titik operasi nominal,

seringkali digunakan aturan yang berdasarkan pengalaman (rule of thumb) untuk memprediksi kurva karakteristik pompa.

e. Kerugian Insiden (Insidence Loss)

Kerugian insiden terjadi ketika ada perbedaan antara sudut aliran dan sudut sudu pada impeller atau melewati ujung sudu pengarah. Biasanya ini adalah kasus pada beban sebagian atau ketika prerotation ada.

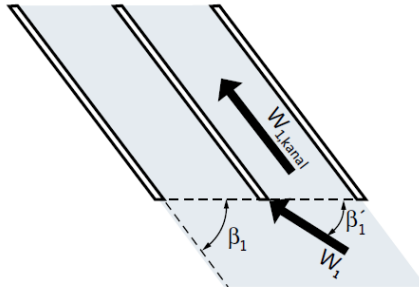


Gambar 2.21 Kerugian insiden (insidence loss)
 Sumber : Grunfos research and technology (2009)

Sebuah zona resirkulasi terjadi di salah satu sisi sudu ketika ada perbedaan antara sudut aliran dan sudut sudu, lihat *gambar 2.21b*. Zone resirkulasi ini menyebabkan kontraksi aliran didepan ujung sudu. Aliran harus sekali lagi melambat setelah kontraksi untuk mengisi seluruh saluran sudu dan kehilangan pembauran (mixing loss) terjadi.

Pada saat mendesain aliran, kerugian insiden juga terjadi di kerongkongan volute. Oleh karena itu desainer harus memastikan bahwa sudut aliran dan sudut sudu sesuai (cocok) satu sama lain sehingga

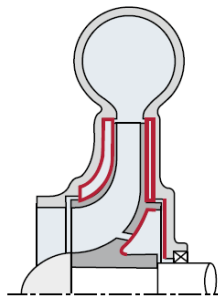
kerugian insiden diminimalkan. Penumpukan tepi sudu dan lidah rumah keong juga dapat mengurangi kerugian insiden.



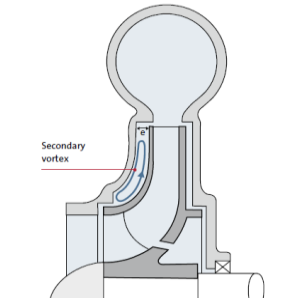
Gambar 2.22 Nomenklatur untuk jenis kerugian insiden (insidence loss)
Sumber : Grunfos research and technology (2009)

f. Gesekan Piringan (Disk Friction)

Gesekan piringan menaikkan konsumsi daya yang mana terjadi pada selubung dan hub dari impeller, karena komponen tersebut berputar di dalam fluida yang mengisi rumah pompa.



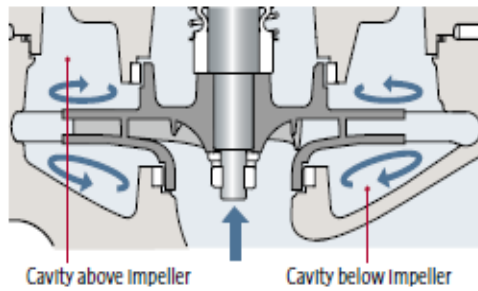
a. Tempat terjadinya kerugian gesekan piringan (warna merah)



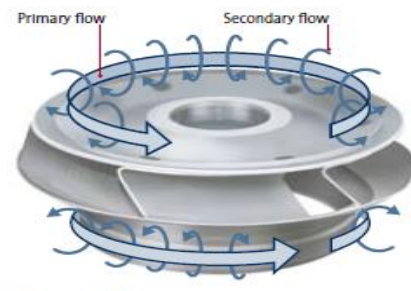
b. Kerugian gesekan piringan pada impeller.

Gambar 2.23 Kerugian gesekan piringan (disk friction)
Sumber : Grunfos research and technology (2009)

Cairan dalam rongga antara impeller dan rumah pompa mulai berputar dan menciptakan pusaran utama (gambar 5.25)



a. Rongga antara impeller dan rumah pompa



b. Aliran utama dan aliran sekunder di dalam rongga impeller

Gambar 2.24 Aliran di dalam rongga antara impeller dan rumah pompa

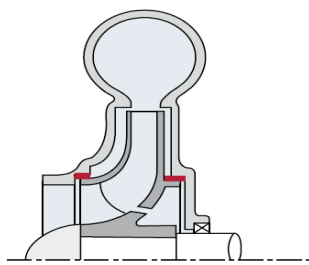
Sumber : Grunfos research and technology (2009)

Kecepatan rotasi sama dengan kecepatan impeller di permukaan impeller, dan nol pada permukaan rumah pompa. Kecepatan rata-rata dari pusaran primer diasumsikan sama dengan satu setengah dari kecepatan rotasi. Gaya sentrifugal menciptakan gerakan pusaran sekunder karena perbedaan kecepatan rotasi antara fluida pada permukaan impeller dan cairan pada rumah pompa, lihat *gambar 5.24b*. Pusaran sekunder meningkatkan gesekan piringan karangan sudu yang menghasilkan transfer energi dari permukaan impeller ke permukaan rumah pompa.

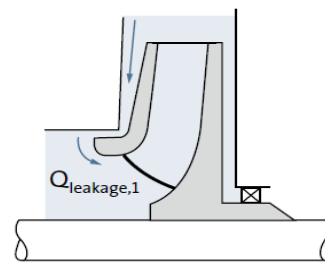
Besarnya gesekan piringan karangan sudu tergantung terutama pada kecepatan, diameter impeller serta dimensi dari rumah pompa, khususnya jarak antara impeller dan rumah pompa. Kekasaran permukaan impeller dan rumah pompa sangat penting untuk menentukan besarnya gesekan piringan. Gesekan piringan karangan sudu juga meningkat jika ada tojolan atau lubang pada permukaan luar dari impeller misalnya balok penyeimbang atau lubang penyeimbang.

g. Kebocoran (Leakage)

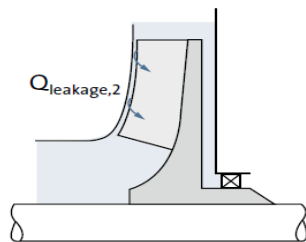
Kebocoran terjadi karena hilangnya sirkulasi kecil melalui celah-celah antara bagian yang berputar dan bagian diam/tetap dari pompa. Kerugian kebocoran menghasilkan kerugian efisiensi karena aliran dalam impeller meningkat dibandingkan dengan aliran yang melalui pompa secara keseluruhan.



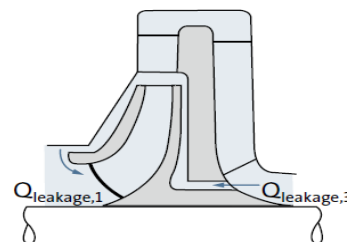
Tempat terjadinya kerugian kebocoran (warna merah)



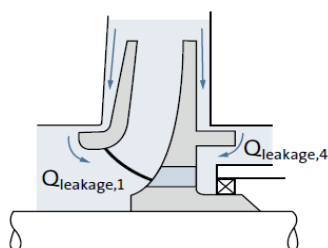
Kebocoran antara mata impeller dengan rumah pompa



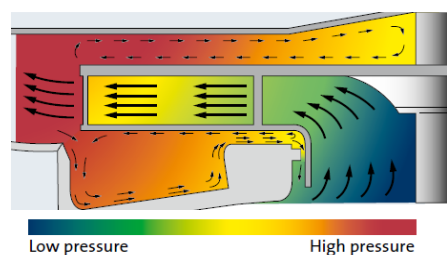
Kebocoran diatas sudu pada sebuah impeller terbuka



Kebocoran diantara sudu pengarah dan poros pada pompa bertingkat



Kebocoran pada lubang penyeimbang



Kebocoran yang digerakkan oleh perbedaan tekanan diseluruh impeller

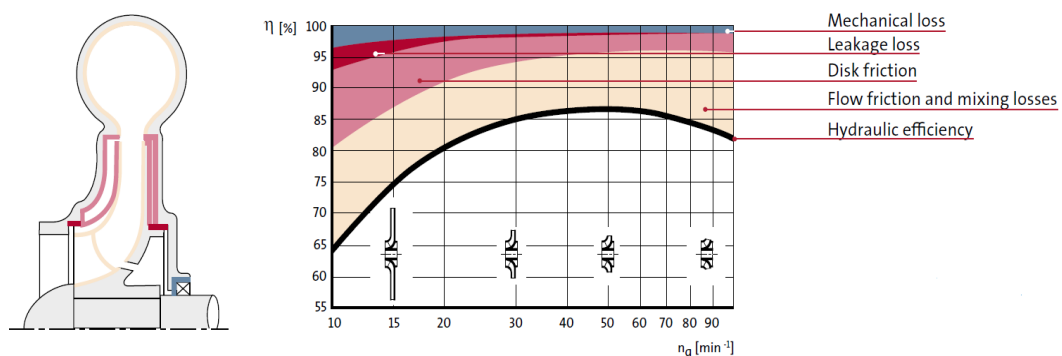
Gambar 2.25 Kerugian kebocoran (leakage)
Sumber : Grunfos research and technology (2009)

Kebocoran terjadi di berbagai tempat di dalam pompa, tergantung pada jenis pompa. Gambar 2.23 (a-d) menunjukkan di mana biasanya terjadi kebocoran. Perbedaan tekanan di dalam pompa menggerakkan kebocoran aliran seperti yang ditunjukkan pada gambar 5.23e.

Kebocoran antara impeller dan rumah pompa pada mata impeller dan melalui bantuan aksial biasanya dengan ukuran yang sama. Kebocoran aliran antara sudu pengarah dan poros dalam pompa bertingkat banyak kurang penting karena perbedaan tekanan dan celah antara keduanya sangat kecil. Untuk meminimalkan kebocoran aliran, adalah penting untuk membuat celah sekecil mungkin. Ketika perbedaan tekanan di celah adalah besar, itu khususnya penting bahwa celah kecil.

3. Distribusi Kerugian Sebagai Fungsi Dari Putaran Spesifik

Rasio antara kerugian mekanik dan hidrolis yang telah dijelaskan tergantung pada putaran spesifik n_q , yang menggambarkan bentuk impeller.



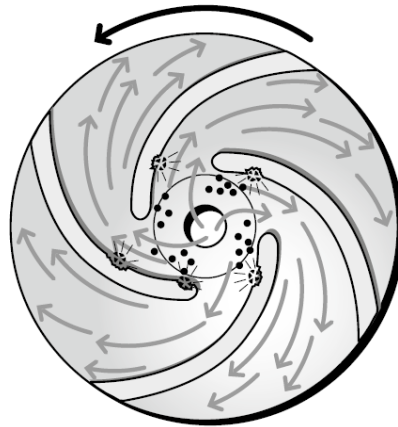
Gambar 2.26 Distribusi kerugian pada pompa sentrifugal sebagai fungsi dari putaran spesifik n_q (Ludwig et al., 2002)

Sumber : Grunfos research and technology (2009)

Gambar 5.18 menunjukkan bagaimana kerugian didistribusikan pada titik desain. Gesekan aliran dan kerugian pembauran adalah signifikan untuk semua putaran spesifik dan merupakan jenis kerugian yang dominan pada putaran spesifik yang lebih tinggi (impeller semi-aksial dan aksial). Untuk pompa dengan putaran spesifik rendah (impeller radial) kebocoran dan gesekan piringan pada hub dan piringan impeller umumnya menghasilkan kerugian yang cukup besar. Pada operasi off-desain, kerugian insiden dan kerugian resirkulasi akan terjadi.

J. Kavitasasi

Bila tekanan pada setiap titik di dalam pompa turun sampai tekanan di bawah uap jenuh cairan, maka terbentuk kantong-kantong uap. Kantong-kantong uap ini terbawa sepanjang garis arus fluida di dalam pompa ke tempat yang bertekanan lebih tinggi, disini kantong uap pecah dan menyebabkan pukulan pada dinding-dinding pompa. Pukulan yang tiba-tiba mengakibatkan pengerusakan mekanis yang terlihat sebagai lubang yang disebut erosi. Gejala karena kavitasasi pada pompa adalah penurunan tinggi kenaikan (head), penurunan efisiensi disertai oleh bunyi dan getaran. Kavitasasi terjadi pada pompa dimana tekanan sangat rendah yang mana paling sering pada permukaan tepi sudu pada bagian inlet impeller (gambar 2.25)



Gambar 2.27 Kavitasi

Sumber : Grunfos research and technology (2009)

K. Pre-rotation

Kondisi sisi masuk yang tidak tepat dan pendekatan bentuk sisi isap yang tidak memadai dapat menyebabkan kolom cairan dalam pipa isap membentuk spiral pada jarak tertentu menjelang/didepan sisi masuk impeller. Fenomena ini disebut pre-rotation, dan hal itu disebabkan oleh berbagai jenis pengoperasian dan faktor desain baik pada pompa vertikal dan horisontal.

Prerotasi biasanya berbahaya untuk operasi pompa karena cairan masuk diantara sudu-sudu impeller pada sudut selain yang diperbolehkan dalam desain. Hal ini sering menurunkan head isap efektif bersih (net effective suction head) dan efisiensi pompa. Berbagai cara telah digunakan untuk menghindari prerotasi baik pada perancangan pompa maupun pada desain sisi isap.

Pada prakteknya semua pompa horisontal, satu tingkat, isapan ganda dan kebanyakan pompa bertingkat banyak memiliki sisi isap rumah

keong yang mengarahkan cairan mengalir secara *streamline* menuju mata impeller. Aliran mengenai mata impeller pada sudut yang tepat terhadap poros dan berpisah tidak merata pada kedua sisi dari poros. Pergerakan dari nosel sisi isap ke mata impeller, saluran isapan air berkurang di daerah ini, pertemuan pada bagian proyeksi dari dinding samping dibagi menjadi dua bagian. Pembagian proyeksi disebut potongan penyetop (stop piece). Untuk meminimalkan prerotasi pada ujung sisi isap pompa, sebuah sirip radial potongan penyetop diproyeksi menuju pusat kadang-kadang dicor di dalam dinding nosel sisi isap.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Metode yang digunakan pada penelitian ini adalah metode eksperimen yaitu dengan memodifikasi mur pengunci impeller yang rata (normal) menjadi bentuk tirus dan bentuk peluru, kemudian dilakukan pengujian untuk mengetahui pengaruh modifikasi tersebut terhadap karakteristik pompa.

A. Waktu dan Tempat Penelitian

Penyusunan proposal dan seminar proposal penelitian ini dilaksanakan pada bulan Desember 2011. Namun karena kendala teknis dan non teknis penelitian ini baru bisa dilaksanakan pada bulan Oktober 2012 hingga Maret 2013 dengan cakupan kegiatan antara lain perancangan dan pembuatan benda uji, perakitan dan pengetesan alat pengujian, pengambilan data, pengolahan data, pembuatan laporan akhir, seminar hasil, serta ujian tesis. Tempat pelaksanaan penelitian ini adalah :

1. Bengkel Isjar di jalan Manuruki no.7 Makassar, sebagai tempat membuat mur pengunci impeller model tirus dan model peluru dengan menggunakan mesin bubut.
2. Laboratorium Mekanika Fluida Jurusan Teknik Mesin Universitas Hasanuddin Makassar, sebagai tempat untuk pengujian karakteristik pompa sentrifugal.