



TUGAS AKHIR – TM 145502

**PERHITUNGAN BEBAN PANAS PADA
SISTEM HIDROLIK PENGGERAK STEAM
CONTROL VALVE DI PT. PETROKIMIA
GRESIK UNIT PABRIK III**

JUAN ANDONI WINANDA

NRP 2113 030 017

Dosen Pembimbing I :

Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc

Dosen Pembimbing II :

Ir. Sri Bangun S., MT

PROGRAM STUDI DIPLOMA III

JURUSAN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya 2016



FINAL PROJECT - 145502

**CALCULATION OF HEAT LOAD HYDRAULIC
SYSTEM STEAM CONTROL VALVE PT.
PETROKIMIA GRESIK UNIT PLANT III**

**JUAN ANDONI WINANDA
NRP 2113 030 017**

**Counselor Lecturer I:
Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc.
Counselor Lecturer II:
Ir. Sri Bangun S.,MT.**

**STUDY PROGRAM DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2016**

LEMBAR PENGESAHAN

PERHITUNGAN BEBAN PANAS PADA SISTEM HIDROLIK PENGGERAK STEAM CONTROL VALVE DI PT. PETROKIMIA GRESIK UNIT PABRIK III

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

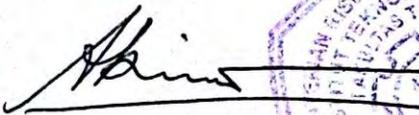
Oleh :

JUAN ANDONI WINANDA
NRP. 2113 030 017

Disetujui Oleh,

Pembimbing Tugas Akhir I

Pembimbing Tugas Akhir II



Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc.
NIP. 19610714 1988031 003

Ir. Sri Bangun S., MT
NIP. 19520127 1981032 001

SURABAYA, JULI 2016

PERHITUNGAN BEBAN PANAS PADA SISTEM HIDROLIK PENGGERAK STEAM CONTROL VALVE DI PT. PETROKIMIA GRESIK UNIT PABRIK III

Nama Mahasiswa : Juan Andoni Winanda
NRP : 2113 030 017
Jurusan : D3 TeknikMesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing I : Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc.
Dosen Pembimbing II : Ir. Sri Bangun S., MT.

Abstrak

Control valve adalah salah satu katup yang digunakan pada turbin uap untuk mengatur besarnya kapasitas uap yang akan masuk ke rotor turbin. Katup ini digerakan oleh sistem hidrolik yang berjenis electro hidrolik. Sistem hidrolik yang beroperasi pasti akan timbul panas karena fluida yang terkena kerugian mekanis. Sehingga dilakukan penelitian apakah pada sistem hidrolik control valve ini terjadi overheating atau tidak.

Penelitian dimulai dengan melakukan pengujian sistem hidrolik dengan simulasi fluidsimsim, untuk mengetahui cara kerja dari sistem hidrolik control valve. Selanjutnya menghitung heat load dan heat dissipation dari cooler yang kemudian dilakukan perbandingan antara keduanya, sehingga diketahui pada sistem terjadi overheating atau tidak.

Dengan dilakukan perhitungan maka didapatkan besarnya gaya pembebanan masing – masing silinder, pada pilot valve sebesar 55019.74 N, pada main cylinder sebesar 172564.21 N. selanjutnya gaya ini dilakukan untuk menghitung heat load dari sistem hidrolik. Maka didapatkan heat load total sebesar 25,238 kW. Berdasarkan data di perusahaan dari cooler hidrolik maka dapat dilakukan perhitungan heat dissipation. Sehingga didapatkan besarnya heat dissipation sebesar 26,623 kW. Maka dapat disimpulkan pada sistem tidak terjadi overheating.

Kata Kunci : *Control Valve, Hidrolik, Cooler, Heat Load, Heat Dissipation.*

CALCULATION OF HEAT LOAD HYDRAULIC SYSTEM STEAM CONTROL VALVE PT. PETROKIMIA GRESIK UNIT PLANT III

Student name : Juan Andoni Winanda
NRP : 2113 030 017
Department : D3 TeknikMesin FTI-ITS
Counselor lecturer I : Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc.
Counselor lecturer II : Ir. Sri Bangun S., MT.

Abstract

Control valve is one kind of valve which is used in a steam turbine to control volume of vapor that will enter the rotor of turbine. This valve operated by electro hidraulic system. In this hidraulic system, heat appeared that comes from mechanic loss of fluids. So that, in this research we will find out is there any overheating appeared.

The research began by testing the hydraulic system with simulation fluids_{simH}, that to know the workings of the hydraulic system control valve. Next calculate the heat load and heat dissipation of the cooler and then do a comparison between the two, so it is known to the system overheating occurs or not .

We got the force from the calculation in every cyllinder, in a pilot valve 55019,7 N, in a main cyllinder 1725642,21 N. After that, this forces used to calculate the heat load from the hidraulic system that has a total heat load 25,238 kW. Based on the data that we got from cooler hidraulic, so we can calculate the value of heat dissipation that has value 26,623 kW. Hence, we can conclude overheating did not occur in this hidraulic system.

Key words : *Control Valve, Hydraulic, Cooler, Heat Load, Heat Dissipation.*

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xii

BAB IPENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan	3
1.5 Sistematika Penulisan	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Control Valve	5
2.2 Proses Konversi Energi Sistem Tenaga Hidrolik	5
2.3 Hukum Pascal	7
2.4 Transmisi Gaya Hidrolik	8
2.5 Transmisi Tekanan	10
2.6 Persamaan Kontinuitas	10
2.7 Daya Input	11
2.8 Daya Output	12
2.9 Heat pada Sistem Hidrolik	12
2.10 Pendinginan Minyak Hidrolik	13
2.11 Persamaan Energi	16
2.12 Sistem Distribusi	18
2.13 Tekanan Dalam Pipa	18
2.14 Aliran Hidrolik Dalam Pipa	19
2.15 Aliran Laminar dan Turbulen	19
2.16 Bilangan Reynold	20
2.17 Perasamaan Darcy	21

2.17.1 Kerugian Major (Head loss Major).....	21
2.17.2 Kerugian Minor (Head loss Minor)	24
2.18 FluidaHidrolik	25

BAB III METODOLOGI

3.1 Penelitian.....	27
3.2 Data – data sistem hidrolik	27
3.2.1 Fluida hidrolik	27
3.2.2 Reservoir	27
3.2.3 Oil cooler.....	28
3.2.4 Pompa hidrolik	29
3.2.5 Pressure reducer	30
3.2.6 Directional control valve	31
3.2.7 Flow control valve.....	32
3.2.8 Silinder hidrolik.....	32
3.2.9Sirkuit hidrolik	34
3.2.10 Sirkuit listrik.....	35
3.3 Prosedur penelitian.....	35
3.4 Skema penelitian	36
3.5 Diagram alir	37

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Silinder Hidrolik Penggerak Pilot Valve.....	41
4.2 Perhitungan Kapasitas Silinder Hidrolik Pilot Valve.....	46
4.3 Perhitungan Kerugian Perpipaan Pilot Valve	47
4.3.1 Perhitungan Head Loss Mayor Pilot Valve.....	48
4.3.1.1 Perhitungan head loss mayor daerah suction pompa.....	48
4.3.1.2 Perhitungan head loss mayor daerah discharge pompa.....	49
4.3.2 Perhitungan Head Loss Minor Pilot Valve	50
4.3.2.1 Perhitungan Head Loss Minor Daerah suction pompa.....	50
4.3.2.2Perhitungan Head Loss Minor Daerah Discharge Pompa	51

4.4 Perhitungan Head Pompa	52
4.5 Perhitungan Daya Pompa Penggerak Pilot Valve	53
4.6 Perhitungan Heat Sistem Hidrolik Penggerak Valve	54
4.7 Perhitungan main cylinder.....	54
4.8 Perhitungan Kapasitas Main Cylinder Hidrolik Penggerak Pilot Valve	60
4.9 Kerugian Perpipaan Main Cylinder.....	60
4.9.1 Perhitungan Head Loss Mayor Main Cylinder	60
4.9.1.1 Perhitungan Head Loss Mayor Daerah Suction pompa.....	60
4.9.1.2 Perhitungan Head Loss Mayor Daerah Discharge Pompa	61
4.9.2 Perhitungan Head Loss Minor Main Cylinder	63
4.9.2.1 Perhitungan Head Loss Minor Daerah Suction pompa.....	63
4.9.2.2 Perhitungan Head Loss Minor Daerah Discharge Pompa	63
4.10 Perhitungan Head Pompa Untuk Main Cylinder	64
4.11 Perhitungan Daya Pompa Untuk Menggerakkan Main Cylinder	66
4.12 Perhitungan Heat load Sistem Hidrolik Penggerak Pilot Valve.....	66
4.13 Heat Total Sistem Hidrolik.....	67
4.14 Perhitungan Heat Dissipation pada Oil Cooler	67
4.15 Perbandingan Heat Load dengan Heat Dissipation	68

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan	71
----------------------	----

5.2 Saran	71
-----------------	----

DAFTAR PUSTAKA	73
-----------------------------	----

LAMPIRAN

BIODATA

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Control valve	5
Gambar 2.2 Proses konversi energi pada sistem hidrolik	6
Gambar 2.3 Blok diagram konversi energi sistem hidrolik	7
Gambar 2.4 Distribusi tekanan ke segala arah	7
Gambar 2.5 Prinsip hukum pascal	8
Gambar 2.6 Skema perpindahan gaya hidrolik	9
Gambar 2.7 Skema transmisi tekanan	11
Gambar 2.8 kontinuitas aliran	11
Gambar 2.9 Air cooler.....	13
Gambar 2.10 Shell and tube heat exchanger.....	14
Gambar 2.11 Prinsip kerja shell and tube heat exchanger	14
Gambar 2.12 Sistem pipa untuk persamaan bernauli.....	16
Gambar 2.13 Aliran laminar dalam pipa	20
Gambar 2.14 Aliran turbulen dalam pipa	20
Gambar 2.15 Moody diagram.....	23
Gambar 3.1 Reservoir	28
Gambar 3.2 Oil cooler.....	29
Gambar 3.3 Auxilliary oil pump.....	30
Gambar 3.4 Pressure reducer.....	31
Gambar 3.5 Solenoid valve	31
Gambar 3.6 Silinder single acting	33
Gambar 3.7 Silinder double acting	33
Gambar 3.8 Sirkuit hidrolik	34
Gambar 3.9 Sirkuit listrik	35
Gambar 4.1 Free body diagram pilot valve	42
Gambar 4.2 Aliran steam pada pilot valve	43
Gambar 4.3 Dimensi pilot valve.....	43
Gambar 4.4 definisi efisiensi silinder hidrolik.....	46
Gambar 4.5 instalasi perpipaan isometric.....	47
Gambar 4.6 free body diagram pilot valve main cylinder.....	55
Gambar 4.7 Aliran steam pada pilot valve main cylinder.....	56
Gambar 4.8 dimensi pilot valve pada main cylinder.....	57

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai koefisien heat transfer rata – rata	15
Tabel 2.2 Persamaan beberapa energi	16
Tabel 2.3 Harga kekasaran untuk berbagai jenis pipa.....	22
Tabel 2.4 Faktor K untuk katup dan fitting	24

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Dewasa ini listrik menjadi suatu kebutuhan utama manusia dalam melakukan aktifitas sehari – hari. Saat ini banyak peralatan - peralatan yang membutuhkan energi listrik untuk dapat beropersai sehingga hal itu dapat membantu meringankan pekerjaan manusia. Di dunia industri kebutuhan listrik menjadi sangat penting karena banyak peralatan industri – industri yang menggunakan peralatan bertenaga listrik, selain itu listrik juga menjadi penunjang bagi pekerjaan mereka sehingga tidak jarang industri yang menyuplai kebutuhan energi listriknya sendiri dengan membuat pembangkit listrik. Untuk suatu Negara sendiri kebutuhan listrik sangat berperan penting untuk menunjang perekonomian. Maju atau tidaknya suatu Negara dapat diukur dari pertumbuhan perekonomiannya. Pertumbuhan perekonomian dipengaruhi oleh banyak faktor baik dari segi SDM dan sumber daya alamnya. Sumber daya alam yang melimpah dapat dimanfaatkan oleh para SDM yang memadai sehingga keefektifitasan dan hasil suatu pekerjaan menjadi lebih baik. Untuk memproduksi energi listrik diperlukan berbagai tahapan proses yang kompleks dimana pada setiap proses ditunjang oleh komponen – komponen pemroduksinya.

Instalasi mesin hidrolik merupakan salah satu sistem yang ada pada pembangkitan listrik tenaga uap yang ada di PT. PETROKIMIA Gresik. Untuk menggerakkan salah satu komponen bernama control valve. Control valve adalah salah satu komponen penunjang yang ada pada pembangkit listrik tenaga uap. Control valve merupakan katup yang berfungsi mengatur debit aliran uap yang masuk ke rotor turbin, dimana gerakan katup ini diatur oleh mekanisme sistem hidrolik.

Sistem tenaga hidrolik merupakan sistem yang digunakan untuk memindahkan energi dari suatu tempat ke tempat yang lain. Hal ini bisa terjadi karena adanya gaya tekan dari aktuator yang didorong oleh fluida bertekanan (pelumas). Pompa hidrolik dijalankan dengan energi mekanis dimana energi mekanis ini

akan diubah menjadi energi tekan dan energi kinetis pada minyak hidrolik (pelumas) yang pada akhirnya akan diubah kembali menjadi energi mekanis pada aktuator.

Peran control valve pada suatu pembangkit listrik tenaga uap sangatlah penting karena debit uap yang masuk ke turbin diatur oleh control valve sehingga putaran turbin tetap terjaga pada putaran yang diinginkan. Mengingat begitu pentingnya peran control valve maka perlu dilakukan penelitian lebih lanjut dengan melakukan *Perhitungan beban panas pada sistem hidrolik penggerak steam control valve di PT. PETROKIMIA Gresik unit pabrik III.*

Dengan adanya penelitian ini diharapkan akan mendapatkan berbagai keuntungan yang dapat di implementasikan pada sistem hidrolik PT. PETROKIMIA Gresik. Keuntungan yang didapat antara lain :

1. Mengetahui kondisi actual instalasi sistem hidrolik dan performa control valve
2. Mengetahui permasalahan yang memetakan kondisi real setelah dilakukannya perhitungan heat load dan heat dissipation pada cooler.
3. Mengetahui apakah pada sistem terjadi overheating atau tidak

1.2 PERUMUSAN MASALAH

Adapun rumusan masalah pada penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana cara menghitung heat load pada sistem hidrolik penggerak steam control valve?
2. Bagaimana cara menghitung heat dissipation pada heat exchanger steam control valve?
3. Apa yang terjadi apabila pada sistem terjadi overheating?
4. Apa yang harus dilakukan apabila pada sistem terjadi overheating?

1.3 BATASAN MASALAH

Dalam penyelesaian permasalahan – permasalahan pada proses perhitungan ulang instalasi dan heat pada sistem hidrolik

control valve diperlukan adanya batasan – batasan masalah dengan tujuan untuk mempermudah perhitungan, dengan menitik beratkan pada pokok permasalahan agar pembahasan berlangsung dengan baik dan tidak meluas. Dalam hal ini batasan dan asumsi yang digunakan adalah

1. Kerugian akibat gesekan – gesekan mekanis pada silinder dan kebocoran (leakage) pada peralatan di abaikan.
2. Tidak membahas material dan konstruksi mesin.
3. Sistem dalam keadaan steady state steady flow.
4. Aliran fluida adalah incompressible.
5. Batasan lain ada dalam pembahasan bila diperlukan.

1.4 TUJUAN

Adapun tujuan dari perhitungan ulang dan heat sistem hidrolik penggerak control valve adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui besarnya heat load pada sistem hidrolik penggerak steam control valve.
2. Mengetahui besarnya heat dissipation pada cooler sistem hidrolik penggerak steam control valve.
3. Mengetahui pada sistem hidrolik penggerak steam control valve terjadi overheating atau tidak.
4. Dapat mengatasi masalah yang ada pada sistem hidrolik control valve apabila pada sistem terjadi overheating.

1.5 SISTEMATIKA PENULISAN

Untuk menghasilkan suatu laporan yang tersusun secara sistematis, maka dalam penyusunan laporan tugas akhir ini digunakan sistematika penulisan sebagai berikut :

❖ BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas tentang latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan, dan sistematika penulisan tugas akhir ini.

❖ BAB II DASAR TEORI

Pada bab ini menjelaskan tentang persamaan – persamaan dasar pada sistem hidrolik, fluida hidrolik, pompa hidrolik,

reservoir, valve, oil cooler, perpipaan sistem hidraulik, dan gaya yang bekerja pada sistem hidrolik.

❖ **BAB III METODOLOGI**

Bab ini menjelaskan diagram alir, pengamatan komponen yang digunakan, pengumpulan data dan tahapan penelitian.

❖ **BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN**

Pada bab ini menjelaskan perhitungan berdasarkan gaya yang bekerja pada steam pilot valve, menghitung kerugian pada sistem perpipaan, head pompa yang dibutuhkan, daya pompa, heat yang terjadi pada sistem, dan besarnya biaya operasional sistem hidrolik control valve.

❖ **BAB V PENUTUP**

Bab ini menjelaskan kesimpulan dari hasil perhitungan dan saran.

❖ **DAFTAR PUSTAKA**

❖ **LAMPIRAN**

BAB II DASAR TEORI

2.1 Control Valve

Control valve merupakan katup yang berfungsi untuk mengontrol laju aliran uap ke turbin untuk mengendalikan putaran turbin. Katup ini berada didalam jalur aliran uap setelah katup uap utama main stop valve dan steam chest. Control valve bekerja (membuka) sesuai dengan permintaan (kebutuhan) uap yang masuk rotor turbin untuk mempertahankan putaran turbin. Begitu katup ini bergerak, maka aliran uap ke turbin akan berubah kapasitasnya dengan demikian putaran turbin juga berubah. Control valve biasanya terdiri dari empat buah yang bekerjanya secara berurutan. Pada prinsipnya control valve dibuka oleh minyak hidrolik dengan perantaraan aktuator hidrolik (servo motor). Sedangkan untuk menutup control valve digunakan pegas penekan (return spring).

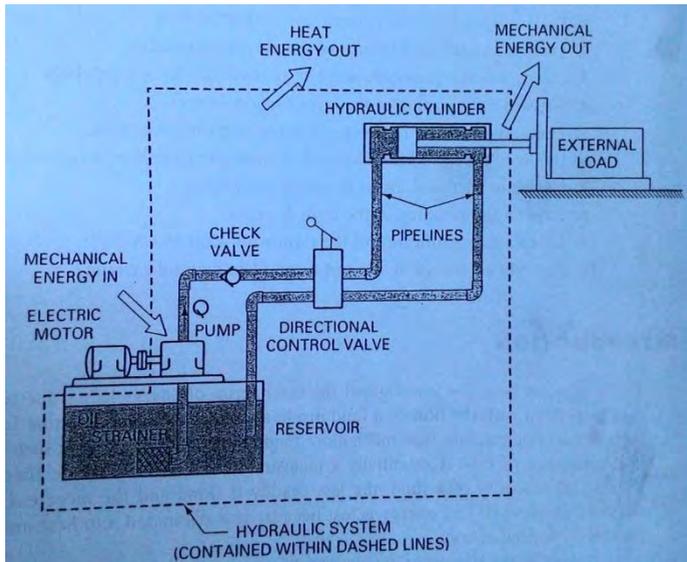


gambar 2.1 Control valve pada steam turbin
(sumber :[6])

2.2 Proses Konversi Energi Sistem Tenaga Hidrolik

Proses konversi energi terjadi pada sistem hidrolik dari fluida yang di pompakan dari reservoir menuju silinder hidrolik sehingga silinder bergerak. Gambar 2.2 dibawah menunjukkan control sistem pada sistem hidrolik, dimana fluida tidak keluar

dari batas – batas sistem. Keseimbangan energi terjadi pada sistem dimana mekanikal energi in dari pompa yang di gerakan oleh motor listrik masuk melewati batas sistem, yang kemudian timbul heat energi out yang keluar dari batas sistem di sepanjang daerah perpipaan , katup – katup, dan silinder hidrolik. Mekanikal energi out dari aktuator yang menggerakan eksternal load keluar dari batas sistem. Lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 2.2 proses konversi energi pada sistem hidrolik
(Sumber : [3] hal 118)

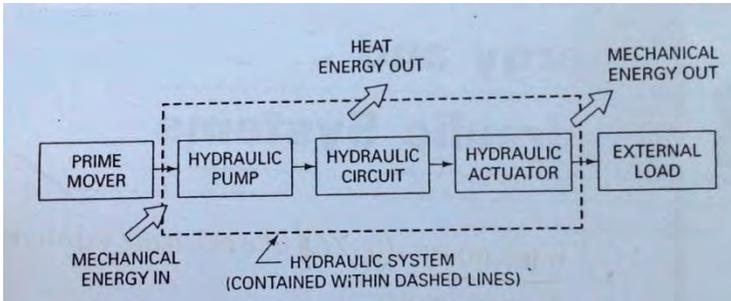
Dari gambar diatas maka terjadi keseimbangan energi dimana besarnya energi masuk ke control sistem sama dengan energi yang keluar dari kontrol sistem, maka :

$$ME_{in} = HEAT_{out} + ME_{out}$$

Sehingga:

$$HEAT_{out} = ME_{in} - ME_{out}$$

untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar berikut :

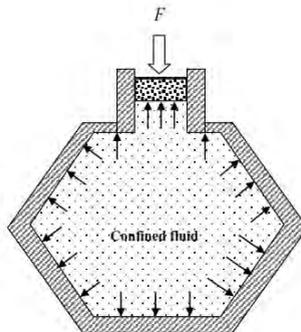


Gambar 2.3 blok diagram proses konversi energi sistem hidrolik
(Sumber : [3] hal 60)

2.3 Hukum Pascal

Sistem hidrolik bekerja berdasarkan hukum pascal dengan transmisi daya berupa fluida atau minyak hidrolik. Secara umum hukum pascal menyatakan bahwa :

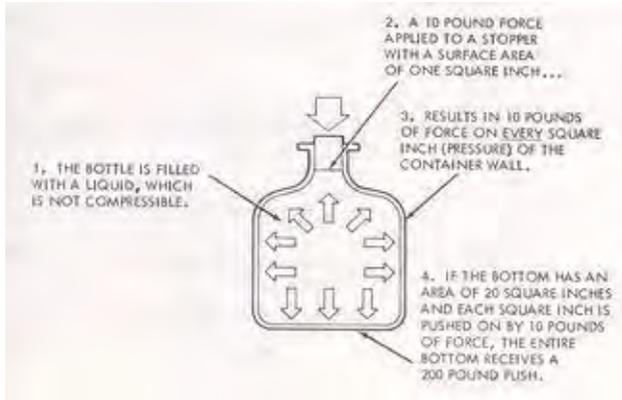
1. Tekanan pada suatu titik akan berkerja ke segala arah dan sama besar.



Gambar 2.4 Distribusi tekanan ke segala arah
(Sumber : [3],hal 69)

2. Apabila tekanan diberikan pada suatu fluida dalam ruang tertutup maka tekanan tersebut akan disebarkan ke segala arah dengan sama besar.

Konsep diatas menjelaskan mengapa suatu botol yang berisi liquid dapat pecah pada bagian dasarnya saat tutup botol (stoper) ditekan kearah bawah (lihat gambar 2.4).



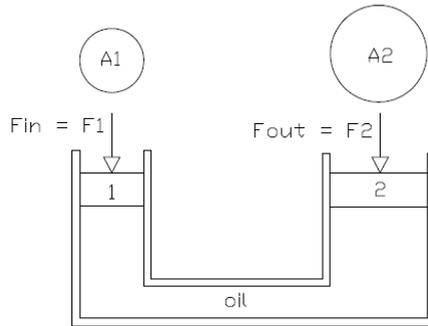
Gambar 2.5 prinsip hukum pascal
(Sumber : [3] hal 68)

Dari gambar diatas terlihat bahwa gaya yang besarnya 10 lb menekan tutup botol (stoper) yang luas penampangnya 1 in^2 maka tekanan dalam botol menjadi 10 lb/in^2 . Tekanan ini akan di sebarakan ke segala arah dengan sama besar, bila di bagian bawah botol memiliki luas penampang 20 in^2 maka besarnya gaya yang di alami di bagan bawah botol mencapai 200 lb. gaya yang sebesar ini mungkin akan bisa memecahkan bagian bawah botol tersebut.

2.4 Transmisi Gaya Hidrolik

Apabila suatu gaya F bekerja pada suatu fluida tertutup yang memiliki luas permukaan A , maka tekanan akan di pindahkan ke fluida tersebut. Besarnya tekanan sesuai dengan beban yang di

tambahkan secara tegak lurus dengan luasan permukaan fluida tersebut. Proses perpindahan gaya hidrolik dapat dijelaskan pada gambar berikut.



Gambar 2.6 skema perpindahan gaya hidrolik
(Sumber [3], hal 70)

Dari gambar 2.5 diatas menjelaskan bahwa tekanan P1 yang bekerja pada fluida akibat gaya sebesar F1 terdistribusi secara merata ke segala arah dan sama besar. Tekanan P1 pada fluida akan menggerakkan piston 2 yang memiliki luasan A2 sehingga timbul gaya sebesar F2 pada piston akibat tekanan pada fluida. Sesuai hukum pascal yang berlaku dengan persamaan hukum pascal (sumber : [3], hal 68):

$$P_1 = P_2$$

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad \text{maka,} \quad \frac{F_1}{F_2} = \frac{A_1}{A_2}$$

Pada saat piston 1 bergerak ke bawah maka volume fluida yang di pindahkan besarnya sama dengan volume fluida yang bergerak ke atas pada piston 2 sehingga berlaku (sumber : [3], hal 70) :

$$V_1 = V_2$$

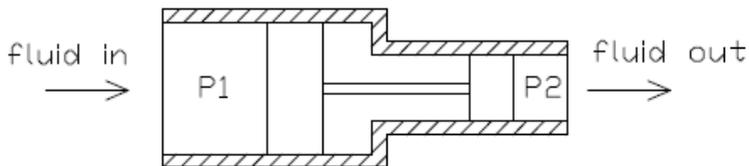
$$A_1 S_1 = V_2 S_2$$

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{F_2}{F_1}$$

Dalam hukum fisika kita tahu bahwa energi adalah hasil kali gaya dengan jarak yang di tempuh dari persamaan diatas maka di ketahui bahwa energi input sama dengan energi output. Namun pada suatu sistem hidrolik kenyataannya energi output selalu lebih kecil dari energi input, hal ini karena adanya gesekan pada piston dengan dinding silinder dan rugi – rugi perpipaan pada sistem hidrolik.

2.5 Transmisi Tekanan

Dengan asumsi fluida mengalir tanpa gesekan, maka proses transmisi tekanan dapat di jelaskan sebagai berikut :



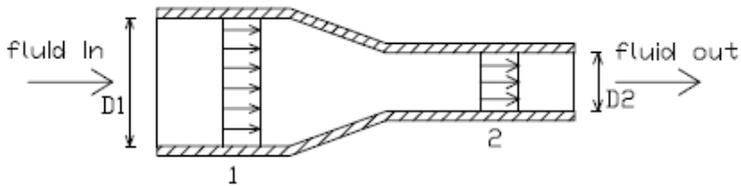
Gambar 2.7 skema transmisi tekanan
(Sumber : [3], hal 78)

Pada gambar 2.6 diatas di ketahui pada titik 1 timbul tekanan sebesar P1 akibat fluida masuk ke daerah 1. Tekanan ini mendorong A1 dengan gaya sebesar F1 sehingga menggerakkan A2 dan menghasilkan tekanan sebesar P2 pada titik 2 sehingga dapat dituliskan persamaan [sumber : 3, hal 77]:

$$P_1 A_1 = P_2 A_2 \quad \text{sehingga} \quad P_2 = P_1 \frac{A_1}{A_2}$$

2.6 Persamaan Kontinuitas

Hubungan antara debit, luas penampang, dan kecepatan aliran fluida dalam suatu pipa disebut mekanika aliran bergerak. Persamaan kontinuitas menyatakan bahwa untuk aliran steady yang ada pada pipa, mass flow rate adalah sama untuk seluruh penampang pipa. Untuk lebih jelasnya lihat gambar 2.7 berikut :



Gambar 2.8 kontinuitas aliran
(Sumber: [3], hal 85)

Dari gambar diatas terlihat bahwa selama tidak ada kebocoran pada sistem perpipaan maka mass flow rate titik 1 dan 2 besarnya sama, sehingga didapat persamaan (sumber : [3], hal 85):

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \dot{m}_2 \\ \rho_1 Q_1 &= \rho_2 Q_2 \\ \rho_1 A_1 v_1 &= \rho_2 A_2 v_2 \end{aligned}$$

Karena pada sistem hidrolik fluidanya incompressible maka besarnya $\rho_1 = \rho_2$ adalah sama sehingga persamaannya menjadi (sumber : [3], hal 85) :

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_2 \\ A_1 v_1 &= A_2 v_2 \end{aligned}$$

2.7 Daya Input

Daya input merupakan daya yang di perlukan untuk menjalankan sistem hidrolik. Dalam hal ini daya input bisa berupa pompa maupun sistem mekanika bergerak yang lain. Dimana daya input dirumuskan tekanan (P) setelah pompa dikali kapasitas (Q) pompa di bagi effisinsi pompa.

Daya input pompa (*sumber : [3], hal 89*):

$$BHP = \frac{P \cdot Q}{\eta_{pompa}}$$

Dimana :

- BHP (brake horse power) = daya input ke dalam pompa (J/s)
- P = tekanan fluida setelah pompa (N/m^2)
- Q = kapasitas pompa hidrolik (m^3/s)

2.8 Daya Output

Daya output merupakan kerja persatuan waktu akibat di berkannya daya input. Daya output merupakan hasil kerja yang di berikan oleh daya input atau pompa, dalam sistem hidrolik pompa mengubah energi fluida (minyak hidrolik) sehingga energi kinetik dan mekanik. Fluida yang berenergi ini menggerakkan silinder hidrolik. Gerak silinder inilah yang disebut output. Dimana daya outputnya dirumuskan (*sumber : [3], hal 88*) :

$$Daya Output = F \cdot V$$

Dimana :

- F = gaya silinder hidrolik (N)
- V = kecepatan silinder beraktuasi atau ekstensi (m/s)

2.9 Heat Load pada Sistem Hidrolik

Dalam sistem hidrolik minyak pelumas (fluida) yang digunakan aktualnya selalu mengalami perubahan temperatur akibat dikenakan gaya pada pompa dan instalasi. Perubahan

temperatur yang semakin tinggi akan mempengaruhi kinerja sistem hidrolik dimana fluida akan mengalami perubahan viskositasnya sesuai tingkat keadaan tertentu. Heat dalam sistem hidrolik dirumuskan sesuai persamaan (*sumber : [3], hal 119*) :

$$\text{Heat load} = \text{BHP} - \text{Daya Output}$$

Sehingga menjadi,

$$\text{Heat load} = \frac{P \cdot Q}{\eta_{pompa}} - F \cdot V$$

2.10 Pendinginan Minyak Hidrolik

Sistem hidrolik yang beroperasi pada kondisi aktualnya selalu kehilangan energi dimana energi output selalu lebih kecil dari energi input. Apabila didefinisikan dari persamaan heat pada sub bab 2.9, heat merupakan daya input dikurangi daya output. Agar sistem hidrolik tidak terjadi overheating maka perlu dilakukan pendinginan pada fluida hidroliknya dimana besarnya pendinginan harus lebih besar dari heat yang ditimbulkan oleh sistem. Pendinginan pada sistem hidrolik ada jenis yaitu :

- Berpendingin udara (air cooler)

Pada jenis ini saluran pipa minyak hidrolik dibentuk sedemikian rupa hingga membentuk penampang yang luas. Kemudian ditiupkan udara oleh fan ke pipa tersebut melalui sirip – sirip.



Gambar 2.9 air cooler heat exchanger
(*Sumber: [3], hal 409*)

- Berpendingin air (water cooler)
Pada jenis ini pipa minyak hidrolik dihubungkan dengan heat exchanger dimana air adalah sebagai media pendinginannya. Berikut adalah gambar heat exchanger bermedia pendinginan air jenis shell and tube.



Gambar 2.10 shell and tube heat exchanger
(Sumber: [3], hal 410)

Besarnya kemampuan suatu heat exchanger untuk membuang panas dapat dituliskan dengan persamaan (sumber : [2], hal 2):

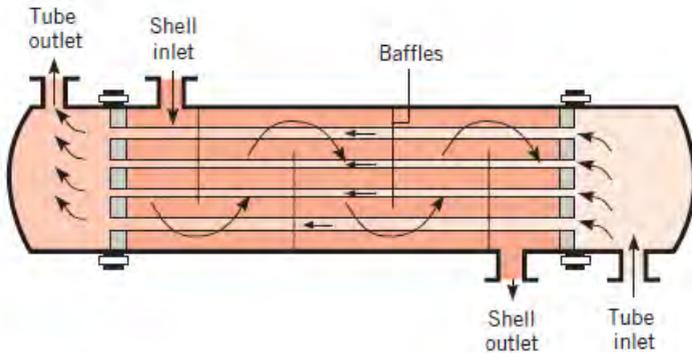
$$q = \frac{Q \cdot \Delta T}{34.5}$$

Dimana :

q = heat dissipation (Kw)

Q = kapasitas pendinginan (L/min)

ΔT = perbedaan temperatur inlet dan outlet heat exchanger



Gambar 2.11 Skema prinsip kerja shell and tube heat exchanger
(Sumber: [1], hal 707)

Dengan menggunakan prinsip log mean temperature different maka besarnya heat dissipation juga dapat ditentukan yaitu dengan persamaan (sumber : [1], hal 712):

$$q = U \times A \times \Delta T_{lm}$$

Dimana :

Q = heat dissipation (kW)

U = koefisien heat transfer rata – rata (W/m^2K) yang besarnya dapat di lihat pada tabel 2.1

A = Luas permukaan tube yang terkena kontak dengan fluida pendingin (m^2).

ΔT_{lm} = log mean temperature different (K).

Besarnya ΔT_{lm} dapat dihitung dengan persamaan (sumber : [1], hal 714):

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

Dimana : ΔT_2 = perbedaan temperature fluida yang didinginkan keluar dan masuk heat exchanger dan ΔT_1 perbedaan temperature fluida pendingin keluar dan masuk heat exchanger.

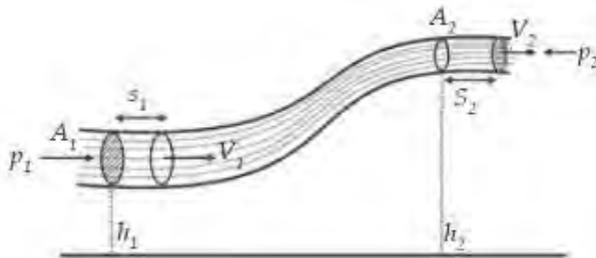
Tabel 2.1 nilai koefisien heat transfer rata – rata

No	Fluid Combination	U ($W/m^2 K$)
1	Water to water	850–1700
2	Water to oil	110–350
3	Steam condenser (water in tube)	1000–6000
4	Ammonia condenser (water in tube)	800–1400
5	Alcohol condenser (water in tube)	250–700
6	Finned-tube heat exchanger (water in tubes, air in cross flow)	25–50

(Sumber: [1], hal 710)

2.11 Persamaan Energi

Persamaan Bernoulli dapat diperoleh dengan hukum kekekalan energi sebagai berikut untuk sistem pipa seperti gambar berikut ini.



Gambar 2.12 sistem pipa untuk mendapatkan persamaan Bernoulli

(Sumber: [3], hal 92)

Berkaitan dengan bidang referensi nol maka kita dapatkan :

Tabel 2.2 persamaan beberapa energi

Jenis energi	Titik 1	Titik 2
Elevasi	WZ_1	WZ_2
Tekanan	$W \frac{P_1}{\gamma}$	$W \frac{P_2}{\gamma}$
kinetik	$W \frac{v_1^2}{2g}$	$W \frac{v_2^2}{2g}$

(Sumber: [3], hal 91)

Hukum Bernoulli mengatakan “energi pada fluida titik 1 sama dengan energi fluida pada titik 2” dengan kata lain kerugian energi terhadap gesekan dan instalasi diabaikan. Total energi (W) dari fluida merupakan gabungan dari energi potensial yang berhubungan dengan ketinggian fluida, energi tekanan sama dengan tekanan hidrostatis, dan energi kinetik yang berkaitan dengan kecepatan fluida. Pernyataan tersebut dapat dituliskan secara matematis menjadi (sumber : [3], hal 92) :

$$WZ_1 + W \frac{P_1}{\gamma} + W \frac{v_1^2}{2g} = WZ_2 + W \frac{P_2}{\gamma} + W \frac{v_2^2}{2g}$$

Jika persamaan tersebut dibagi dengan W maka persamaannya menjadi (sumber : [3], hal 92) :

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

Dimana :

- Z disebut head elevasi
- $\frac{P}{\gamma}$ disebut head pressure
- $\frac{v^2}{2g}$ disebut head velocity

Dari beberapa hubungan diatas dapat disimpulkan :

- a. Kenaikan kecepatan fluida pada diameter pipa kecil menghasilkan energi kinetik yang tinggi.
- b. Total energi dari fluida tidak berubah, baik potensial maupun kinetik asalkan diameter pipanya tidak berubah.
- c. Dalam sistem hidrostatis, energi tekanan memiliki faktor utama yaitu faktor ketinggian dan kecepatan yang bersifat relatif.

Pada persamaan bernaulli dapat dimodifikasi dengan memperhitungkan besarnya kerugian gesekan pada pipa (Hl) pada titik 1 dan titik 2. Dan juga apabila di antara titik 1 dan titik 2 terdapat pompa maka akan terjadi penambahan energi sehingga persamaannya menjadi (*sumber : [3], hal 93*) :

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_p - H_m - Hl = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

Dimana :

- Z = elevation head (m)
- $\frac{P}{\gamma}$ = pressure head (m)
- $\frac{v^2}{2g}$ = velocity head (m)
- H_p = pump head (m)
- H_m = motor head (m)
- Hl = total head loss (m)

2.12 Sistem Distribusi

Dalam sistem aliran tenaga, fluida di distribusikan melalui sistem perpipaan dan fitting dari reservoir ke komponen – komponen yang bekerja. Dalam sistem aliran tenaga digunakan 4 jenis pipa yaitu :

- a. Steel pipe
- b. Steel tubing
- c. Plastic tubing
- d. Flexible hoses

Pemilihan dari masing – masing jenis pipa sesuai dengan kebutuhan pada tekanan operasi dan debit tertentu. Pada dasarnya pemilihan pipa juga tergantung pada jenis pelumas yang digunakan, temperatur pelumas, dan kondisi lingkungan.

2.13 Tekanan Dalam Pipa

Untuk menahan tekanan akibat kerja sistem maka pipa harus kuat agar tidak terjadi kebocoran atau pecah. Fluida dalam pipa memberikan tekanan yang merata ke seluruh permukaan dinding pipa dengan tekanan sebesar P . Maka besarnya gaya tekan pada pipa adalah (*sumber : [3], hal 32*) :

$$F = P \cdot A$$

Apabila A merupakan luasan dari seluruh penampang pipa maka luasan berbentuk persegi panjang dengan (*sumber : [3], hal 32*):

$$A = L \cdot D$$

Sehingga gaya tekan F menjadi (*sumber : [3], hal 32*):

$$F = P \cdot (L \cdot D)$$

2.14 Aliran Hidrolik Dalam Pipa

Dalam sistem hidrolik pipa menjadi media distribusi fluida. Walaupun sampai saat ini belum ada yang dapat menentukan mekanisme mengenai kehilangan energi dalam pipa akibat gesekan dalam aliran fluida. Tahanan dalam aliran pada umumnya dihitung menggunakan viskositas fluida. Semakin tinggi viskositas fluida maka semakin kecil alirannya dan semakin besar energi untuk menggerakannya. Energi ini hilang karena diubah menjadi panas akibat gesekan dan menghasilkan pembuangan energi.

Kehilangan energi juga dapat terjadi pada fitting. Fitting adalah komponen yang digunakan untuk membawa atau mengontrol fluida, misalnya katup dan elbow. Aliran fluida yang melewati fitting akan mengalami kehilangan energi. Semakin

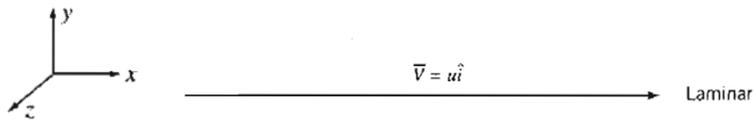
banyak belokan pada pipa maka akan semakin banyak energi yang hilang pada sistem aliran tenaga. Kehilangan energi pada sistem aliran tenaga harus sekecil mungkin agar sistem menjadi lebih efisien oleh karena itu di perlukan pemilihan jenis – jenis elbow yang sesuai dengan instalasi dan diameter tertentu.

2.15 Aliran Laminar dan Turbulen

Pada prinsipnya ada dua jenis aliran dalam pipa yaitu:

a. Aliran laminar

Aliran laminar adalah aliran fluida yang bergerak dengan kondisi lapisan-lapisan (lanima-lamina) membentuk garis-garis alir yang tidak berpotongan satu sama lain. Hal tersebut di tunjukkan oleh percobaan Osborne Reynold. Pada laju aliran rendah, aliran laminar tergambar sebagai filamen panjang yang mengalir sepanjang aliran. Aliran ini mempunyai Bilangan Reynold lebih kecil dari 2300.

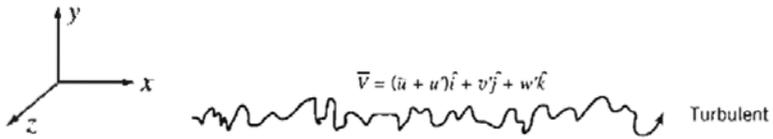


Gambar 2.13 Aliran laminar

(Sumber: [5],hal 39)

b. Aliran turbulen

Aliran turbulen adalah aliran fluida yang partikel-partikelnya bergerak secara acak dan tidak stabil dengan kecepatan berfluktuasi yang saling interaksi. Akibat dari hal tersebut garis alir antar partikel fluidanya saling berpotongan. Oleh Osborne Reynold digambarkan sebagai bentuk yang tidak stabil yang bercampur dalam waktu yang cepat yang selanjutnya memecah dan menjadi tak terlihat. Aliran turbulen mempunyai bilangan Reynold yang lebih besar dari 3000.



Gambar 2.14 Aliran turbulen
(Sumber: [5], hal 39)

2.16 Bilangan Reynold

Faktor yang mempengaruhi aliran laminar dan turbulen adalah bilangan Reynolds. Dalam mekanika fluida, bilangan Reynolds adalah rasio antara gaya inersia terhadap gaya viskos yang mengkuantifikasikan hubungan kedua gaya tersebut dengan suatu kondisi aliran tertentu. Bilangan ini digunakan untuk mengidentifikasikan jenis aliran yang berbeda, misalnya laminar dan turbulen. Besarnya bilangan reynold di pengaruhi oleh density, viskositas absolute, kecepatan fluida dan diameter pipa. dimana bilangan reynold dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut (sumber : [3], hal 112):

$$R_e = \frac{\text{gaya inersia}}{\text{gaya viskos}} = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{v \cdot D}{u}$$

Dimana :

- R_e = reynold number
- ρ = density fluida (kg/m^3)
- v = kecepatan rata – rata fluida dalam pipa (m/s^2)
- D = diameter dalam pipa (m)
- μ = viskositas absolute (Ns/m^2)
- u = viskositas kinematik (m^2/s)

Jenis bilangan reynold : (sumber : [4], hal 340)

1. Aliran laminar, $R_e < 2300$
2. Aliran turbulen, $R_e > 3000$
3. Aliran transisi, $2300 < R_e < 3000$

2.17 Persamaan Darcy

Persamaan ini digunakan untuk menghitung besarnya kerugian gesek pada instalasi hidrolik. Perubahan tekanan pada sistem aliran incompressible yang masuk melalui pipa dan sistem aliran terjadi karena perubahan gesekan. Kerugian tekanan ini dikelompokkan menjadi :

1. Kerugian head loss major
2. Kerugian head loss minor

2.17.1 Kerugian Head Loss Major

Merupakan kehilangan tekanan pada dinding pipa yang memiliki luasan yang tetap pada pipa yang lurus. Besarnya kerugian major (major losses) dapat ditulis dengan persamaan (*sumber : [3], hal 124*):

$$Hl = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

Dimana :

- Hl = kerugian major (major losses)
- f = friction factor pada pipa
- L = panjang pipa
- D = diameter dalam pipa
- v = kecepatan rata – rata fluida
- g = percepatan gravitasi

- a. Kerugian major untuk aliran laminar

Untuk aliran laminar :

$f = \frac{64}{Re}$, sehingga persamaan kerugian major menjadi (*sumber : [3], hal 124*) :

$$Hl = \frac{64}{Re} \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

- b. Kerugian head loss major untuk aliran turbulen

Untuk aliran turbulen besarnya f tergantung pada Re dan kekasaran relatif (relative roughness) dari pipa. Kekasaran relatif

merupakan hasil bagi antara kekasaran pipa (ε) dengan diameter dalam pipa (D), (*sumber : [3], hal 125*) :

$$\text{relative roughness} = \frac{\varepsilon}{D}$$

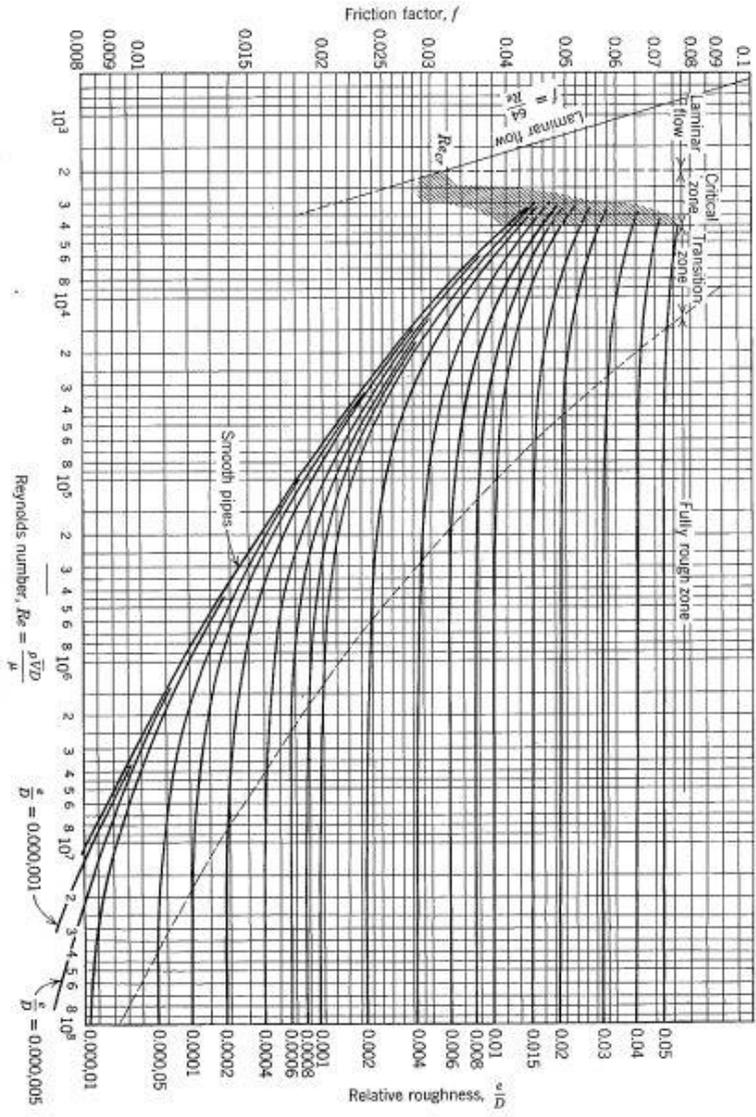
Harga kekasaran untuk jenis pipa dapat dilihat pada tabel dibawah ini :

Tabel 2.3 harga kekasaran untuk berbagai jenis pipa

Piping type	Absolute roughness	
	$\varepsilon(ft)$	$\varepsilon(mm)$
Glass atau plastik	Smooth	smooth
Draw tubing	0.000005	0.0015
Commercial steel atau wrought iron	0.00015	0.046
Asphalted cast iron	0.0004	0.12
Galvanized iron	0.0005	0.15
Cats iron	0.00085	0.26
Revited steel	0.006	1.8

(*Sumber: [3], hal 126*)

Setelah besarnya R_e dan relatif roughness di ketahui maka besarnya f dapat diketahui menggunakan moody diagram dibawah ini :



Gambar 2.15 moody diagram
 (Sumber: [3], hal 127)

2.17.2 Kerugian Head Loss Minor

Kerugian minor adalah kerugian yang terjadi akibat gesekan pada fitting seperti tee, elbow, dan bengkokan pada pipa. besarnya kerugian minor dapat dirumuskan sebagai berikut (sumber : [3], hal 129) :

$$Hl_m = K \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad \text{atau} \quad Hl_m = f \frac{l_e}{D} \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

Dimana :

- Hl_m = kerugian minor (minor losses)
- K = faktor K untuk berbagai katup, dan fitting (dapat di lihat pada tabel 2.3 dibawah)
- v = kecepatan rata – rata fluida dalam pipa
- g = percepatan gravitasi
- f = friction factor pada pipa
- $\frac{l_e}{D}$ = koefisien kehilangan tekanan pada katup dan fitting.

Tabel 2.4 faktor K untuk katup dan fitting

Katup atau fitting	Faktor K
Globe valve : wide open	10
½ open	12.5
Gate valve : wide open	0.19
¾ open	0.9
1/3 open	4.5
¼ open	24
Return bend	2.2
Standard tee	1.8
Standard elbow	0.9
45° elbow	0.42
90° elbow	0.75
Ball check valve	4

(Sumber: [3], hal 130)

2.18 Fluida Hidrolik

Fluida hidrolik memiliki peranan yang sangat penting dalam sistem hidrolik. Fluida hidrolik berperan memindahkan energi dan juga sebagai pelumas penyusun sistem. Oleh karena itu fluida hidrolik harus memiliki kriteria sebagai berikut :

1. Mempunyai viskositas tertentu.
2. Tidak mudah membentuk buih.
3. Tidak mudah mengendap.
4. Terpisah dengan kanduungan air.
5. Mempunyai kestabilan viskositas yang baik terhadap perubahan temperatur.
6. Sesuai dan cocok untuk gasket dan komponen yang digunakan.
7. Mampu mencegah terjadinya korosi dan kontaminasi.
8. Tidak beracun.

Cairan Hidrolik yang digunakan pada sistem hidrolik harus memiliki ciri-ciri yang sesuai dengan kebutuhan. ciri cairan hidrolik merupakan hal-hal yang dimiliki oleh cairan hidrolik tersebut sehingga cairan hidrolik tersebut dapat melaksanakan tugas atau fungsinya dengan baik.

Adapun fungsi/tugas cairan hidrolik pada sistem hidrolik antara lain :

1. Sebagai penerus tekanan atau penerus daya.
2. Sebagai pelumas untuk bagian-bagian yang bergerak.
3. Sebagai pendingin komponen yang bergesekan.
4. Sebagai bantalan dari terjadinya hentakan tekanan pada akhir langkah.
5. Pencegah korosi.
6. Penghanyut gram/chip yaitu partikel-partikel kecil yang mengelupas dari komponen.
7. Sebagai pengirim isyarat (signal).

BAB III METODOLOGI

3.1 Penelitian

Tujuan penelitian dan penulisan tugas akhir ini adalah untuk menghitung heat sistem hidrolis control valve agar mengetahui keadaan sebenarnya apakah pada sistem terjadi overheating atau tidak. Dengan cara membandingkan heat yang ditimbulkan oleh sistem hidrolis dengan kemampuan oil cooler untuk menghilangkan panas.

3.2 Data – data sistem hidrolis

Data yang di dapatkan di antaranya :

3.2.1 Fluida hidrolis

Fluida hidrolis yang digunakan pada sistem hidrolis control valve PT. PETROKIMIA Gresik ini adalah hydransafe FRS 32 dengan :

- $SG_{oil} = 1.103$
Dari data SG tersebut maka diperoleh :
- Berat jenis fluida

$$SG_{zat} = \frac{\gamma_{OIL}}{\gamma_{H_2O}}$$

$$\gamma_{OIL} = SG_{zat} \times \gamma_{H_2O}$$

$$\gamma_{OIL} = 1,103 \cdot 62,4 \frac{lb}{ft^3} = 68,855 \frac{lb}{ft^3} = 10820 \frac{N}{m^3}$$

3.2.2 Reservoir

Reservoir atau tank merupakan tempat dari fluida kerja. Kapasitas dari reservoir ini adalah 1100 gallon. Pada sisi samping reservoir terdapat fluid level indicator untuk mengetahui kapasitas oil yang ada pada reservoir.



Gambar 3.1 Reservoir

3.2.3 Oil Cooler

Dalam sistem hidrolis diperlukan adanya pendingin pelumas hidrolis untuk menjaga temperatur minyak hidrolis dikondisi yang diizinkan. Berikut spesifikasi dari oil cooler :

Buatan	: OMT
Tipe	: SA130-1130-L4 / shell and tube
Jenis pendinginan	: condensate water cooling
kapasitas	: 50 L/min
Berat total	: 39.50 kg
T inlet	: 140 °F
T outlet	: 110 °F



Gambar 3.2 Oil cooler

3.2.4 Pompa Hidrolik

Sistem hidrolik control valve PT. PETROKIMIA Gresik minyak hidrolik digerakan oleh pompa utama main oil pump dan pompa bantu auxiliary oil pump.

1. Main oil pump

Main oil pump digerakan oleh rotor turbin. Pompa ini menggerakan steam pilot valve dengan jumlah 6 silinder yang masing – masing menggerakan pilot valve. Berikut adalah spesifikasi dari main oil pump :

Buatan	: BELL
Serial no.	: SN 33124143
Tipe	: eksternal gear pump
Kapasitas	: 2800 L/min
Total pressure	: 11 kg/cm ²
Oil temperatue	: 15 – 70 °C
Rotation	: 2200 - 3000 rpm

2. Auxilliary oil pump

Auxiliary oil pump merupakan pompa bantu yang digerakan oleh motor arus AC. Pompa ini berfungsi menggerakan main cylinder pada steam pilot valve. Berikut adalah spesifikasi dari auxiliary oil pump :

Buatan	: TEIKOKU ELECTRIC
Serial no.	: PC-06153-1
Tipe	: CSK-2-65 / centrifugal pump
kapasitas	: 2300 l/min
Total pressure	: 11 kg/cm ²
Oil temperature	: 15 - 70 °C
Motor out-put	: 15000 W
Rotation	: 2950 rpm



Gambar 3.3 auxilliary oil pump

3.2.5 Pressure Reducer

Pressure reducer digunakan pada instalasi untuk mengurangi apabila terjadi tekanan berlebih pada instalasi. Pada instalasi sistem hidrolik conrol valve pressure reducer terletak sebelum directional control valve (DCV). Berikut adalah spesifikasi data dari pressure reducer :

Buatan	: CLA-VAL
Model	: 690-72 with Low Flow By-Pass
Pressure drop max	: 7 – 29 psi
Kapasitas	: 50 L/sec
Material	: cast steel and bronze



Gambar 3.4 pressure reducer

3.2.6 Directional Control Valve

Directional control valve (DCV) merupakan katup pengubah arah alira. Pada sistem hidrolik control valve PT. PETROKIMIA Gresik DCV yang digunakan berjenis 3/2 way normally closed yang dioperasikan dengan solenoid spring return dan 4/2 way yang dioperasikan dengan solenoid spring return.



Gambar 3.5 solenoid valve

3.2.7 Flow Control Valve

Flow control valve pada sistem hidrolik digunakan untuk mengatur kapasitas aliran fluida yang masuk ke silinder hidrolik. Pada sistem hidrolik control valve PT. PETROKIMIA Gresik jenis flow control valve yang digunakan adalah one way flow dengan tipe matter in. berikut adalah spesifikasi dari flow control valve yang digunakan :

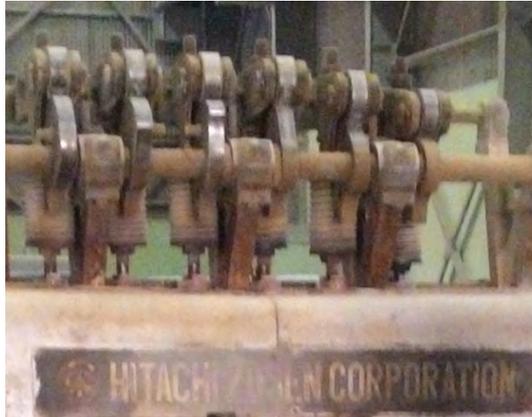
Buatan	: YUATSUSEIKI
Tipe	: sRCT-03.04.06.10
Max. flow	: 220 L/min
Berat	: 7.2 kg
Temperature operation	: 110°F – 160°F
Max. pressure	: 350 bar

3.2.8 Silinder Hidrolik

Pada sistem hidrolik control valve steam turbine PT.PETROKIMIA Gresik digunakan silinder hidrolik jenis single acting dengan pegas sebagai metode aktuasinya dan jenis double acting. Dimana silinder single acting digerakan oleh main oil pump dan double acting digerakan oleh auxiliary oil pump. Berikut adalah spesifikasi dari masing – masing silinder yang digunakan.

1. Silinder single acting :

Buatan	: HITACHI ZOSEN
Tipe	: CL-02.187
Piston diameter	: 208 mm
Stroke	: 167 mm
Piping size	: 32.46 mm
Operating pressure	: 25 bar
Max. temperature	: 210 °F



gambar 3.6 silinder single acting

2. Silinder double acting :

Buatan : HITACHI ZOSEN
Tipe : CL-01.21
Piston diameter : 298 mm
Stroke : 220 mm
Piping size : 32.46 mm
Operating pressure : 35 bar
Max. temperature : 210 °F



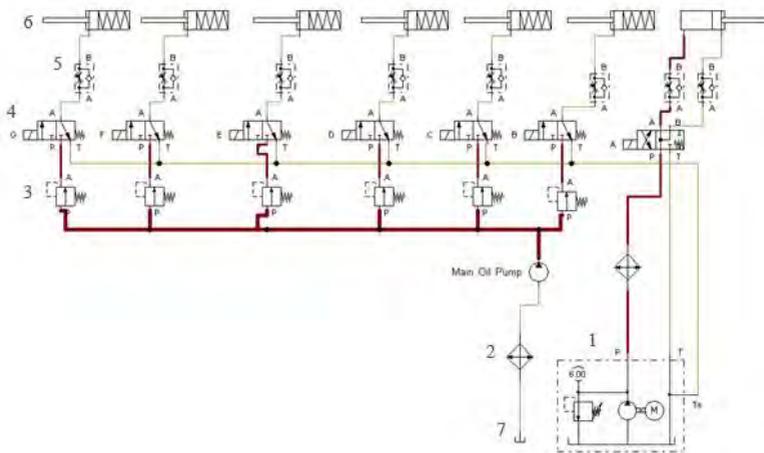
Gambar 3.7 silinder double acting

3.2.9 Sirkuit Hidrolik

Sirkuit hidrolik ini didesain menggunakan FESTO FluidsimH berdasarkan gambar sirkuit yang di dapatkan di PT.PETROKIMIA Gresik.

Keterangan :

1. Auxiliary oil pump
2. Oil cooler
3. Pressure reducer
4. Directional control valve
5. Flow control valve
6. Silinder hidrolik
7. Reservoir



Gambar 3.8 sirkuit hidrolik
(Untuk gambar yang lebih jelasnya dapat dilihat pada lampiran)

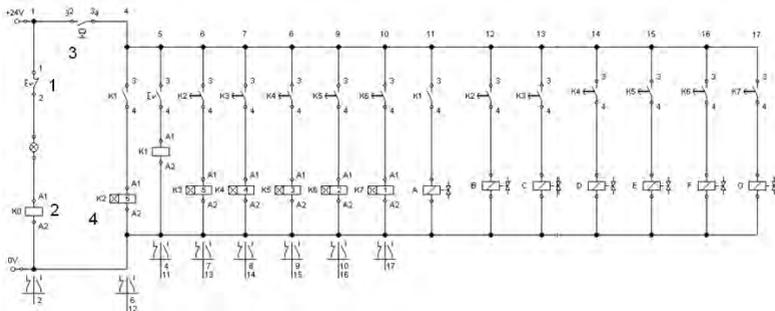
3.2.10 Sirkuit Listrik

Sistem hidrolik control valve pada directional control valve digerakan oleh solenoid sehingga sistem hidrolik disebut

elektrohidrolik. Dan berikut adalah gambar sirkuit listrik dari hidrolik control valve.

Keterangan :

1. Detent switch
2. Relay
3. Make switch
4. Relay with switch on delay



Gambar 3.9 sirkuit listrik sistem hidrolik control valve
(untuk gambar lebih jelasnya dapat dilihat pada lampiran)

3.3 Prosedur Penelitian

Tahapan penelitian yang dilakukan adalah sebagai berikut :

1. Melakukan perhitungan berat jenis fluida yang digunakan dengan mencari tahu SGOil pelumas dilapangan.
2. Melakukan pengambilan gambar komponen utama sistem hidrolik control valve.
3. Mempelajari cara kerja sistem hidrolik control valve.
4. Mencari data – data yang digunakan untuk perhitungan.
5. Mendesain ulang dan menyederhanakan sistem instalasi hidrolik dari lapangan menggunakan program FluidsimH.
6. Melakukan perhitungan gaya yang dibebankan pada silinder hidrolik.
7. Melakukan perhitungan kapasitas silinder hidrolik.

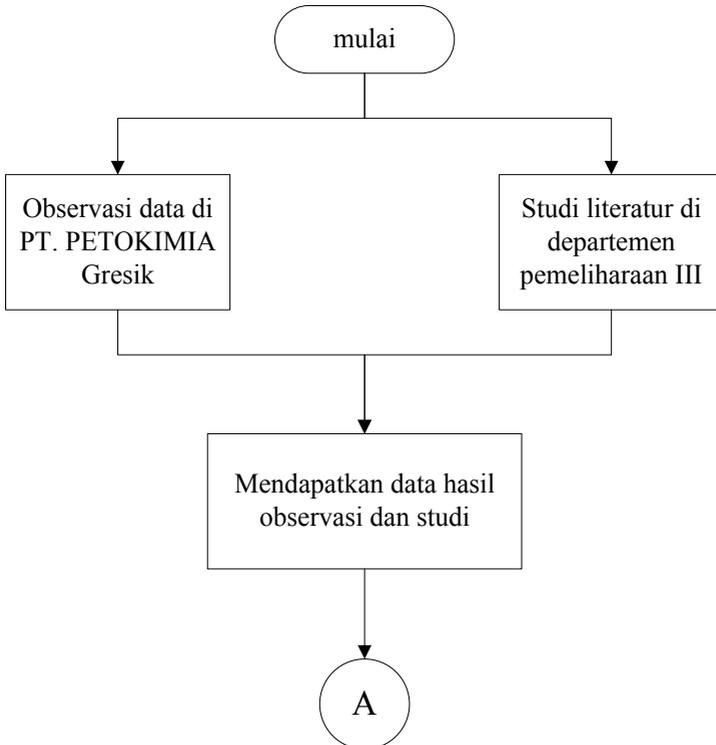
8. Melakukan perhitungan kerugian perpipaian dan instalasi.
9. Menghitung head pompa.
10. Melakukan perhitungan daya pompa.
11. Melakukan perhitungan heat load pada sistem.
12. Melakukan perhitungan heat dissipation pada cooler.

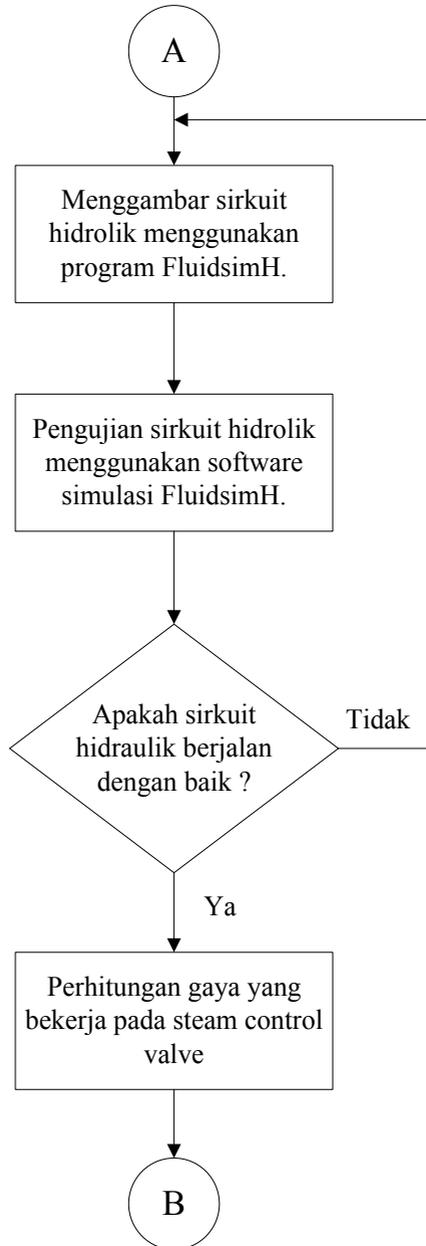
3.4 Skema Penelitian

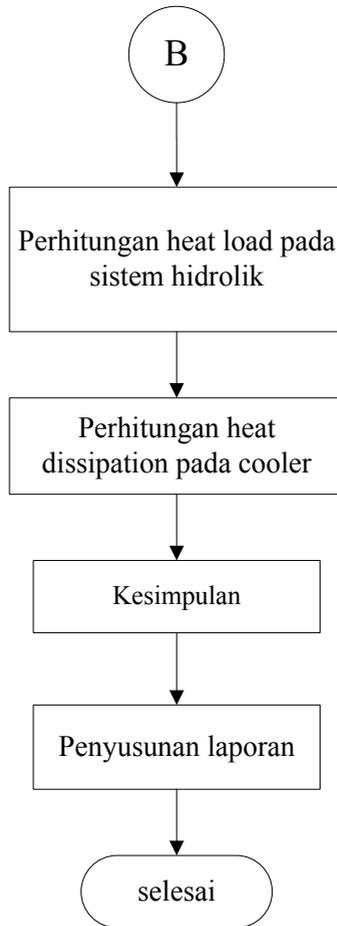
1. Observasi data di PT. PETROKIMIA Gresik.
Penelitian ini diawali dengan observasi data dengan wawancara langsung dengan mentor dan melihat langsung kondisi steam control valve di perusahaan.
2. Studi literatur.
Melakukan pencarian data yang berhubungan dengan steam control valve.
3. Perhitungan gaya yang bekerja pada silinder.
Setelah observasi data kemudian melakukan perhitungan gaya yang bekerja pada silinder steam control valve yang mempengaruhi gaya pembebanan silinder.
4. Perhitungan gaya yang dibebankan pada silinder.
Perhitungan gaya yang dibebankan pada silinder dilakukan untuk menjadi acuan perhitungan selanjutnya.
5. Perancangan ulang sirkuit hidrolik menggunakan program FluidsimH. Perancangan ulang sirkuit hidrolik dilakukan berdasarkan data sirkuit hidrolik yang didapatkan dari perusahaan.
6. Pengujian sirkuit hidrolik menggunakan program FluidsimH. Setelah perancangan selesai maka dilakukan pengujian sirkuit hidrolik menggunakan software simulasi yaitu fluidsimH untuk mengetahui cara kerja dari sistem hidrolik steam control valve.
7. Melakukan perhitungan heat load dan heat dissipation dengan acuan pembebanan silinder.
Perhitungan ini dilakukan untuk mengetahui pada sistem terjadi overheating atau tidak. Dengan membandingkan besarnya heat load dan heat dissipation oleh cooler.
8. Penyusunan laporan.

3.5 Diagram Alir

Prosedur dan alur penelitian pada penulisan tugas akhir ini dapat dijelaskan dengan menggunakan diagram alir (flow chart). Diagram alir ini merupakan urutan penulisan tugas akhir, mulai dari pencarian data di PT. PETROKIMIA Gresik sampai didapatkan data hasil perhitungan. Adapun urutan diagram alir adalah sebagai berikut :







(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV

ANALISA DAN PERHITUNGAN

4.1 Perhitungan Silinder Hidrolik Penggerak Pilot Valve

Untuk melakukan perhitungan silinder hidrolik yang digunakan maka harus mengetahui terlebih dahulu gaya pembebanan silinder tersebut. Dari data hasil observasi yang dilakukan di PT. PETROKIMIA Gresik, terdapat dua gaya yang bekerja pada pilot valve steam governor yaitu gaya surface dari uap yang menuju ke steam chest dan gaya berat dari pilot valve.

1. Gaya berat pilot valve

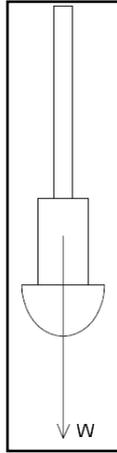
Berdasarkan keterangan pada INSTRUCTION MANUALS, FINAL DOCUMENTS VOL. 11, PHOSPORIC ACID AND BY-PRODUCTS PLANT, maka diketahui massa dari pilot valve adalah 16 kg dengan total 6 pilot valve. Dengan rumus sebagai berikut maka dapat diketahui gaya beratnya

$$W = m \cdot g$$

Dimana :

- W = gaya berat (N)
- m = massa pilot valve (kg)
- g = gravitasi (m/s^2)

Untuk memudahkan perhitungan maka dibuat free body diagram untuk pilot valve. Berikut adalah gambar free body diagram pilot valve.



Gambar 4.1 free body diagram pilot valve

Maka dengan rumus diatas kita dapatkan gaya berat untuk pilot valve sebagai berikut :

$$W = m \cdot g$$

$$W = 16 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W = 156.96 \text{ N}$$

2. Gaya surface pada pilot valve

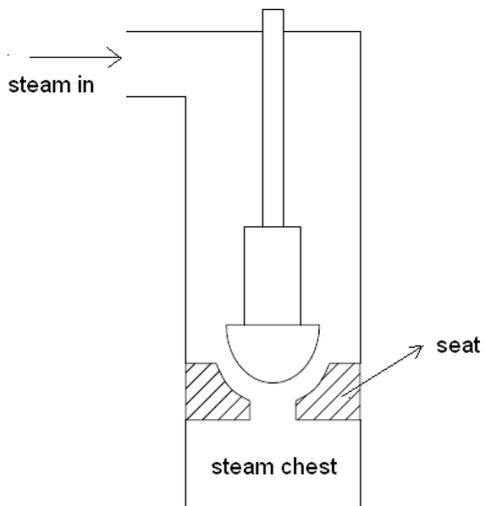
Besarnya gaya surface dapat ditentukan dengan persamaan :

$$F_{surface} = P \cdot A$$

Dimana :

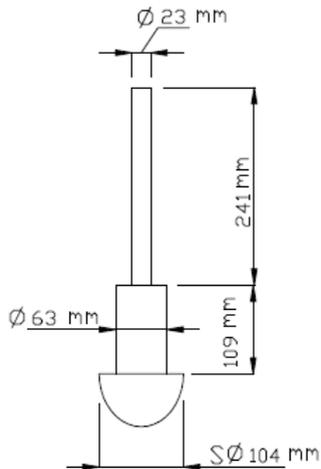
- $F_{surface}$ = gaya yang bekerja pada permukaan valve.
- P = tekanan steam yang mengenai permukaan valve.
- A = luas permukaan valve yang terkena steam.

Berikut adalah skema laluan steam yang melewati pilot valve.



Gambar 4.2 Aliran steam pada pilot valve

Selanjutnya menghitung luasan permukaan pilot valve yang dikenai gaya surface. Berikut adalah keterangan dimensi dari pilot valve.



Gambar 4.3 Dimensi pilot valve

Maka luas permukaan valve yang dikenai gaya surface besarnya :

- $A_1 = \text{setengah luas permukaan bola}$

$$A_1 = \frac{1}{2} \cdot (4 \cdot \pi \cdot r^2)$$

$$A_1 = \frac{1}{2} \cdot \left(4 \cdot 3,14 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 0,104 \text{ m} \right)^2 \right)$$

$$A_1 = 0,00169 \text{ m}^2$$

- $A_2 = \text{luas selimut tabung}$

$$A_2 = \pi \cdot D \cdot t$$

$$A_2 = 3,14 \cdot 0,063 \text{ m} \cdot 0,109 \text{ m}$$

$$A_2 = 0,02156 \text{ m}^2$$

- $A_3 = \text{luas selimut tabung stem}$

$$A_3 = \pi \cdot D \cdot t$$

$$A_3 = 3,14 \cdot 0,023 \text{ m} \cdot 0,214 \text{ m}$$

$$A_3 = 0,01545 \text{ m}^2$$

- $A_4 = \text{luas permukaan lingkaran bawah}$

$$A_4 = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_1^2 - \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_2^2$$

$$A_4 = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,104 \text{ m}^2 - \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,063 \text{ m}^2$$

$$A_4 = 5,374 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

- $A_5 = \text{luas permukaan lingkaran atas}$

$$A_5 = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_2^2 - \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_3^2$$

$$A_5 = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,063 \text{ m}^2 - \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,023 \text{ m}^2$$

$$A_5 = 2,699 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Maka total luas permukaan pilot valve yang terkena gaya surface besarnya $A_T = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 = 0,0466 \text{ m}^2$. Berdasarkan pada INSTRUCTION MANUALS, FINAL DOCUMENTS VOL. 11, PHOSPORIC ACID AND BY-PRODUCTS PLANT, diketahui tekanan desain dari silinder hidrolik penggerak steam pilot valve sebesar 1600 Kpa

Maka besarnya gaya surface pada pilot valve adalah

$$F_{surface} = P \cdot A$$

$$F_{surface} = 1600000 \frac{N}{m^2} \cdot 0.0466 m^2$$

$$F_{surface} = 74560 N$$

Setelah diketahui gaya surface dan gaya berat pada pilot valve maka gaya pembebanan dapat ditentukan dengan penjumlahan keduanya. Maka gaya pembebanan pada pilot valve adalah 74716,96 N.

Selanjutnya gaya sebesar 74716,96 N. ini digunakan untuk melakukan perhitungan silinder hidrolik, dimana diketahui data – data sebagai berikut :

- Diameter piston = 208 mm
- Stroke = 167 mm
- Piping size = 32,46 mm
- Effisiensi silinder = 0.85
- Max operating pressure = 25 bar

Berdasarkan perencanaan silinder yang digunakan adalah single acting, pada tekanan kerja maksimum dari silinder tersebut maka akan diperoleh besar gaya silinder teoritis sebesar

$$F = P \cdot A$$

$$F = 25 \text{ bar} \cdot \frac{1}{4} \cdot 3.14 \cdot 0.208^2 m$$

$$F = 84905.6 N$$

Sehingga gaya teoritis silinder sebesar 84905.6N ini bisa menggerakkan pilot valve yang miliki gaya pembebanan 74716,96 N sehingga silinder dapat digunakan.

Berdasarkan hasil pengamatan yang dilakukan di lapangan didapatkan waktu pembukaan pilot valve selama 9 detik. Maka diperoleh kecepatan pembukaan katup sebagai berikut :

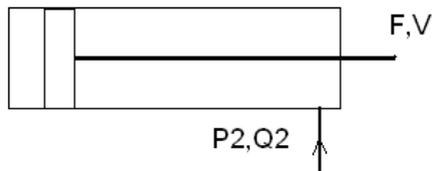
$$v = \frac{s}{t} = \frac{0,167 \text{ m}}{9 \text{ s}} = 0,0185 \text{ m/s}$$

Dari hasil perhitungan gaya pembebanan silinder sebesar 55019.74 N dan diameter silinder 208 mm maka dapat dihitung tekanan pada silinder sebagai berikut :

$$P_2 = \frac{F}{A} = \frac{74716,96 \text{ N}}{\frac{1}{4}\pi(0,208 \text{ m})^2} = 2200000,94 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Di tinjau dari rumus efisiensi silinder didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$\eta_{sh} = \frac{FV}{P_2 Q_2}, \text{ dengan asumsi efisiensi silinder hidrolis } 0,85.$$



Gambar 4.4 definisi efisiensi silinder hidrolis

4.2 Perhitungan Kapasitas Silinder Hidrolis Pilot Valve

Berdasarkan gambar 4.4 diatas maka besar kapasitas Q_2 dapat ditentukan menggunakan rumus efisiensi silinder hidrolis, sehingga persamaannya menjadi :

$$Q_2 = \frac{FV}{P_2 \eta_{sh}}$$

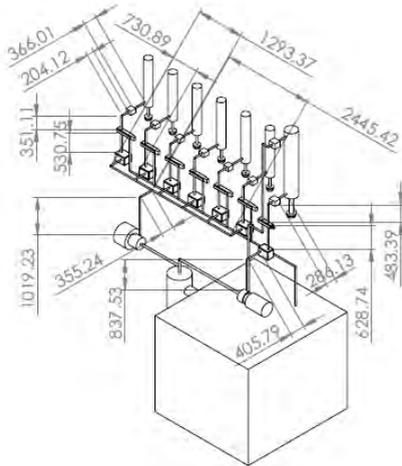
$$\text{Sehingga, } Q_2 = \frac{55019,74 \text{ N} \cdot 0,0185 \text{ m/s}}{2200000,94 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,85}$$

$$Q_2 = 5,44 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Kapasitas tersebut merupakan kapasitas yang dibutuhkan untuk menggerakkan pilot valve sesuai dengan keinginan.

4.3 Perhitungan Kerugian Perpipaan Pilot Valve

Perhitungan kerugian perpipaan dapat dihitung dengan meninjau instalasi perpipaan. Berikut adalah gambar instalasi perpipaan pada pilot valve



Gambar 4.5 instalasi perpipaan isometrik

Kerugian perpipaan yang dihitung adalah

- a. Head loss mayor
 - Head loss mayor daerah suction pompa.
 - Head loss mayor daerah discharge pompa.
- b. Head loss minor
 - Head loss minor daerah suction pompa.
 - Head loss minor daerah discharge pompa.

4.3.1 Perhitungan Head Loss Mayor Pilot Valve

4.3.1.1 Perhitungan head loss mayor daerah suction pompa

Head loss mayor dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan darcy, sebagai berikut :

$$Hl = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

Dimana :

- Hl = kerugian major (major losses)
- f = friction factor pada pipa
- L = panjang pipa
- D = diameter dalam pipa
- v = kecepatan rata – rata fluida
- g = percepatan gravitasi

Dari gambar 4.5 diatas diketahui variabel sebagai berikut :

- L = panjang pipa = 1665.5 mm = 1.665 m
- D = diameter dalam pipa = 49.25 mm = 0.04925 m
- Kecepatan aliran fluida dalam pipa dapat ditentukan dengan persamaan :

$$v_p = \frac{Q_{sh}}{A_p} = \frac{5,44 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0.04925 \text{ m})^2}$$

$$v_p = 0.285 \text{ m/s}$$

Jenis aliran yang terjadi dapat ditentukan dengan persamaan reynold number :

Diketahui viscositas absolute dari fluida hidrolik adalah 140 SSU atau 32 vg ISO atau 30 cST dan massa jenis minyak hidrolik $\rho_{oil} = 1103 \frac{kg}{m^3}$

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{1103 \frac{kg}{m^3} \cdot 0.285 \text{ m/s} \cdot 0.04925 \text{ m}}{30 \text{ cST}}$$

$$R_e = 517.34$$

Dari hasil diatas karena $R_e < 2300$ maka jenis aliran yang terjadi adalah laminar. Sehingga friction factor dapat ditentukan dengan rumus :

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{517.34} = 0.123$$

Maka head loss mayor yang terjadi didaerah suction pompa adalah

$$Hl = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$Hl = 0.123 \cdot \left(\frac{1.665 \text{ m}}{0.04925 \text{ m}} \right) \left(\frac{(0.285 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} \right)$$

$$Hl = 0.0173 \text{ m}$$

4.3.1.2 Perhitungan head loss mayor daerah discharge pompa

Berdasarkan gambar 2.5 diketahui variabel sebagai berikut :

- L = panjang pipa = 15.41 m
- D = diameter dalam pipa = 32.46 mm = 0.03246 m
- Kecepatan aliran fluida hidrolik dalam pipa

$$v_p = \frac{Q_{sh}}{A_p} = \frac{5,44 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0.03246 \text{ m})^2}$$

$$v_p = 0.657 \text{ m/s}$$

Jenis aliran yang terjadi dapat ditentukan dengan persamaan reynold number :

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{1103 \frac{kg}{m^3} \cdot 0.657 \text{ m/s} \cdot 0.03246 \text{ m}}{30 \text{ cST}}$$

$$Re = 784,09$$

Dari hasil diatas karena $Re < 2300$ maka jenis aliran yang terjadi adalah laminar. Sehingga friction factor dapat ditentukan dengan rumus :

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{784,09} = 0.0816$$

Maka head loss mayor yang terjadi di daerah discharge pompa adalah

$$Hl = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$Hl = 0.0816 \cdot \left(\frac{15.41 \text{ m}}{0.03246 \text{ m}} \right) \left(\frac{(0.657 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} \right)$$

$$Hl = 0.852 \text{ m}$$

Jadi head loss mayor total pada instalasi perpipaan sistem hidrolik penggerak pilot valve adalah $Hl = 0.869 \text{ m}$

4.3.2 Perhitungan Head Loss Minor Pilot Valve

4.3.2.1 Perhitungan Head Loss Minor Daerah suction pompa

head loss minor dapat di tinjau dari adanya fitting – fitting pada instalasi.

- Head loss minor akibat strainer, pressure drop $\Delta P = 0.5 \text{ bar}$ maka :

$$Hl_{m1} = \frac{\Delta P}{\gamma}$$

$$Hl_{m1} = \frac{50.000 \text{ pa}}{10820 \frac{N}{m^3}}$$

$$Hl_{m1} = 4,62 \text{ m}$$

- Head loss minor akibat sambungan standard tee, $K = 1.8$

$$Hl_{m2} = 1.8 \left(\frac{(0.38 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} \right)$$

$$Hl_{m2} = 0.0132 \text{ m}$$

Maka head loss minor pada instalasi daerah suction penggerak pilot valve adalah $Hl_m = 4,633 \text{ m}$

4.3.2.2 Perhitungan Head Loss Minor Daerah Discharge Pompa

- Head loss minor akibat elbow 90° (ada 9 elbow 90°), K = 0.75

$$Hl_{m1} = 0.75 \left(\frac{\left(0.893 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9.81 \frac{m^2}{s}} \right) \times 9$$

$$Hl_{m1} = 0.273 \text{ m}$$

- Head loss minor akibat standard tee (ada 4 buah), K = 1.8

$$Hl_{m2} = 1.8 \left(\frac{\left(0.893 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9.81 \frac{m^2}{s}} \right) \times 4$$

$$Hl_{m2} = 0.292 \text{ m}$$

- Head loss akibat directional control valve
Diketahui pressure drop pada directional control valve besarnya 40 kPa, maka besarnya adalah

$$\Delta P = \gamma \cdot \text{Head loss DCV}$$

$$\text{Head loss DCV} = \frac{\Delta P}{\gamma}$$

$$\text{Head loss DCV} = \frac{40.000 \text{ Pa}}{10820 \frac{N}{m^3}} = 3.696 \text{ m}$$

- Head loss akibat pressure reducer, diketahui pressure drop sebesar 150 kPa maka :

$$\text{Head loss pressure reducer} = \frac{\Delta P}{\gamma}$$

$$\text{Head loss pressure reducer} = \frac{150000 \text{ pa}}{10820 \frac{N}{m^3}}$$

$$\text{Head loss pressure reducer} = 13,86 \text{ m}$$

- Head loss akibat flow control valve, diketahui pressure drop sebesar 0,4 bar maka :

$$\text{Head loss flow control valve} = \frac{\Delta P}{\gamma}$$

$$\text{Head loss flow control valve} = \frac{40000 \text{ pa}}{10820 \frac{N}{m^3}}$$

$$\text{Head loss flow control valve} = 3,696 \text{ m}$$

Maka besarnya head loss minor pada sisi discharge pompa besarnya

$$Hl_{m1} + Hl_{m2} + \text{Head loss DCV} + \text{Head loss pressure reducer} + \text{flow control valve} = 21,817 \text{ m}$$

Jadi head loss minor total pada instalasi hidrolik penggerak pilot valve $Hl_m = 26,45 \text{ m}$

Dari data diatas maka head loss pada instalasi perpipaan hidrolik penggerak pilot valve besarnya

$$\Sigma HL_{total} = \Sigma HL_{mayor} + \Sigma HL_m$$

$$\Sigma HL_{total} = 0,869 \text{ m} + 26,45 \text{ m}$$

$$\Sigma HL_{total} = 27,31 \text{ m}$$

4.4 Perhitungan Head Pompa

Dengan meninjau skema instalasi sistem hidrolik pada bab 3 maka dengan acuan titik 1 merupakan titik permukaan fluida hidrolik dalam reservoir dan titik 2 merupakan titik fluida masuk silinder hidrolik. Maka menggunakan persamaan energy dapat dihitung head pompa sebagai berikut :

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_P - H_m - Hl = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

Dengan asumsi :

- $P_1 = 1 \text{ atm} = 1.01325 \text{ bar}$
- $v_1 = 0$
- $H_m = 0$ (karena tidak ada motor hidrolik diantara titik 1 dan 2)

Maka persamaan diatas menjadi

$$H_p = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + \Sigma HL_{total}$$

Dari data – data yang diketahui di bab 3 maka didapatkan nilai – nilai dari head pressure, head velocity, dan head elevation dengan persamaan sebagai berikut :

1. Head pressure, $\frac{P_2}{\gamma}$

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} = \frac{1620,026 \text{ pa} - 101,325 \text{ pa}}{10820 \frac{N}{m^3}}$$

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} = 0,14 \text{ m}$$
2. Head velocity, $\frac{v_2^2}{2g}$

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{(0,893 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,0406 \text{ m}$$
3. Head elevation ($Z_2 - Z_1$)

$$Z_2 - Z_1 = 2,279 \text{ m}$$

Maka head pompa dapat dihitung dengan persamaan

$$H_p = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + \Sigma HL_{total}$$

$$H_p = 0,14 \text{ m} + 0,0406 \text{ m} + (2,279 \text{ m}) + 27,31 \text{ m}$$

$$H_p = 29,76 \text{ m}$$

4.5 Perhitungan Daya Pompa Penggerak Pilot Valve

Sebelum melakukan perhitungan daya pompa maka perlu diketahui besarnya tekanan pompa P_{pump} yang besarnya :

$$P_{pump} = \gamma \cdot H_p$$

$$P_{pump} = 10820 \frac{N}{m^3} \cdot 29,76 \text{ m}$$

$$P_{pump} = 322003,2 \frac{N}{m^2}$$

Maka besarnya daya pompa penggerak pilot valve :

$BHP = \frac{P_{pump} \cdot Q}{\eta_{pump}}$, dengan kapasitas auxilliary oil pump 2800 L/memit. asumsi $\eta_{pump} = 0.85$ maka besarnya daya pompa adalah

$$BHP = \frac{322003,2 \frac{N}{m^2} \cdot 0.04677 \frac{m^3}{s}}{0.85}$$

$$BHP = 17717,75 \text{ J/s}$$

4.6 Perhitungan Heat Sistem Hidrolik Penggerak Pilot Valve

Besarnya heat yang di timbulkan pada sistem hidrolik penggerak pilot valve dapat dihitung menggunakan persamaan

$$HEAT = BHP - FV$$

Dimana :

- F = gaya silinder hidrolik (N)
- V = kecepatan gerak slinder hidrolik (m/s)

Sehingga besarnya heat adalah

$$HEAT = BHP - FV \text{ . (6 silinder)}$$

$$HEAT = 17717,75 \text{ J/s} - 74716,96 \text{ N} \cdot 0.0185 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ (6)}$$

$$HEAT = 9424,167 \text{ J/s}$$

4.7 Perhitungan Main Cylinder

Main cylinder merupakan silinder bantu yang menggerakkan pilot valve, berbeda dengan ke 6 silinder yang lain silinder ini di gerakan oleh fluida hidrolik yang di pompakan auxilliary oil pump.

Dengan cara yang sama seperti perhitungan di sub bab 4.1 maka :

1. Gaya berat main cylinder

Berdasarkan keterangan pada INSTRUCTION MANUALS, FINAL DOCUMENTS VOL. 11, PHOSPORIC ACID AND BY-PRODUCTS PLANT, maka diketahui massa dari pilot valve yang

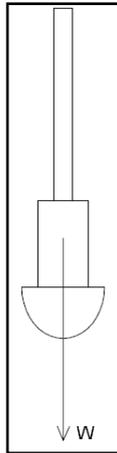
di gerakan oleh main cylinder adalah 35 kg. Dengan rumus sebagai berikut maka dapat diketahui gaya beratnya

$$W = m \cdot g$$

Dimana :

- W = gaya berat (N)
- m = massa pilot valve main cylinder (kg)
- g = gravitasi (m/s^2)

Untuk memudahkan perhitungan maka dibuat free body diagram untuk pilot valve main cylinder. Berikut adalah gambar free body diagram pilot valve main cylinder.



Gambar 4.6 free body diagram pilot valve main cylinder

Maka dengan rumus diatas kita dapatkan gaya berat untuk pilot valve sebagai berikut :

$$\begin{aligned} W &= m \cdot g \\ W &= 35 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \\ W &= 343.35 \text{ N} \end{aligned}$$

2. Gaya surface pada pilot valve

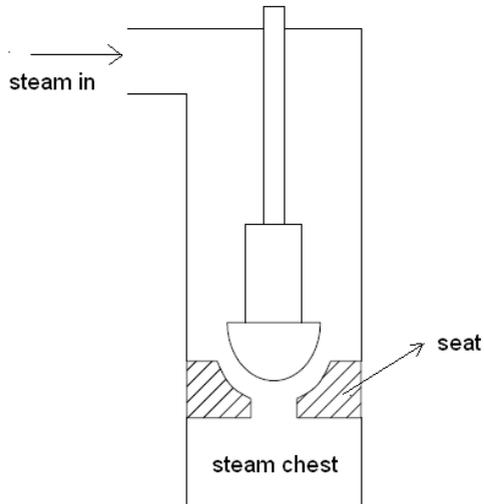
Besarnya gaya surface dapat ditentukan dengan persamaan :

$$F_{surface} = P \cdot A$$

Dimana :

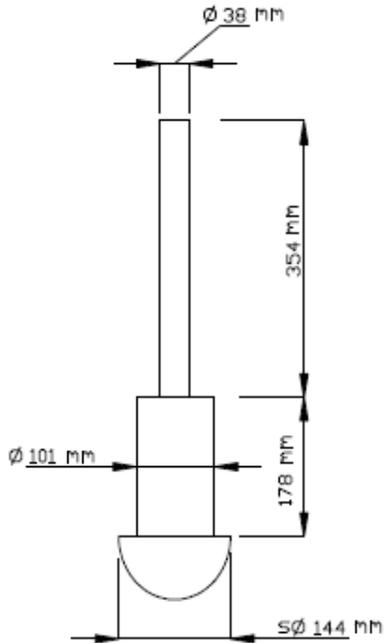
- $F_{surface}$ = gaya yang bekerja pada permukaan valve.
- P = tekanan steam yang mengenai permukaan valve.
- A = luas permukaan valve yang terkena steam.

Berikut adalah skema laluan steam yang melewati pilot valve.



Gambar 4.7 Aliran steam pada pilot valve main cylinder.

Selanjutnya menghitung luasan permukaan pilot valve yang dikenai gaya surface. Berikut adalah keterangan dimensi dari pilot valve.



Gambar 4.8 Dimensi pilot valve pada main cylinder

Maka luas permukaan valve yang dikenai gaya surface besarnya :

- $A_1 = \text{setengah luas permukaan bola}$

$$A_1 = \frac{1}{2} \cdot (4 \cdot \pi \cdot r^2)$$

$$A_1 = \frac{1}{2} \cdot \left(4 \cdot 3,14 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 0,144 \text{ m} \right)^2 \right)$$

$$A_1 = 0,03255 \text{ m}^2$$

- $A_2 = \text{luas selimut tabung}$

$$A_2 = \pi \cdot D \cdot t$$

$$A_2 = 3,14 \cdot 0,101 \text{ m} \cdot 0,178 \text{ m}$$

$$A_2 = 0,0564 \text{ m}^2$$

- $A_3 = \text{luas selimut tabung stem}$

$$A_3 = \pi \cdot D \cdot t$$

$$A_3 = 3,14 \cdot 0,038 \text{ m} \cdot 0,354 \text{ m}$$

$$A_3 = 0,0422 \text{ m}^2$$

- $A_4 = \text{luas permukaan lingkaran bawah}$

$$A_4 = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_1^2 - \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_2^2$$

$$A_4 = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,144^2 m^2 - \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,101^2 m^2$$

$$A_4 = 8,26 \times 10^{-3} m^2$$

- $A_5 = \text{luas permukaan lingkaran atas}$

$$A_5 = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_2^2 - \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_3^2$$

$$A_5 = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,101^2 m^2 - \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,038^2 m^2$$

$$A_5 = 6,873 \times 10^{-3} m^2$$

Maka total luas permukaan pilot valve main cylinder yang terkena gaya surface besarnya $A_T = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 = 0,1462 m^2$. Berdasarkan pada INSTRUCTION MANUALS, FINAL DOCUMENTS VOL. 11, PHOSPORIC ACID AND BY-PRODUCTS PLANT, diketahui tekanan desain dari silinder hidrolik penggerak steam pilot valve sebesar 1600 Kpa

Maka besarnya gaya surface pada pilot valve adalah

$$F_{surface} = P \cdot A$$

$$F_{surface} = 1600000 \frac{N}{m^2} \cdot 0,1462 m^2$$

$$F_{surface} = 233920 N$$

Setelah diketahui gaya surface dan gaya berat pada pilot valve maka gaya pembebanan dapat ditentukan dengan penjumlahan keduanya. Maka gaya pembebanan pada pilot valve adalah 234263,35 N.

Selanjutnya gaya sebesar 234263,35 N. ini digunakan untuk melakukan perhitungan silinder hidrolik, dimana diketahui data - data sebagai berikut :

- Diameter piston = 298 mm
- Stroke = 220 mm
- Piping size = 32,46 mm

- Effisiensi silinder = 0.85
- Max operating pressure = 35 bar

Berdasarkan perencanaan silinder yang digunakan adalah single acting, pada tekanan kerja maksimum dari silinder tersebut maka akan diperoleh besar gaya silinder teoritis sebesar

$$F = P \cdot A$$

$$F = 35 \text{ bar} \cdot \frac{1}{4} \cdot 3.14 \cdot (0.298 \text{ m})^2$$

$$F = 243988.99 \text{ N}$$

Sehingga gaya teoritis silinder sebesar 243988.99N ini bisa menggerakkan pilot valve yang memiliki gaya pembebanan 234263,35 N sehingga silinder dapat digunakan.

Berdasarkan hasil pengamatan yang dilakukan di perusahaan didapatkan waktu pembukaan pilot valve selama 9 detik. Maka diperoleh kecepatan pembukaan katup sebagai berikut :

$$v = \frac{s}{t} = \frac{0.167 \text{ m}}{21 \text{ s}} = 0.00795 \text{ m/s}$$

Dari hasil perhitungan gaya pembebanan silinder sebesar 172564.21 N dan diameter silinder 298 mm maka dapat dihitung tekanan pada silinder sebagai berikut :

$$P_2 = \frac{F}{A} = \frac{234263,35 \text{ N}}{\frac{1}{4} \pi (0.298 \text{ m})^2} = 3360486,57 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Ditinjau dari rumus efisiensi silinder didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$\eta_{sh} = \frac{FV}{P_2 Q_2}, \text{ dengan asumsi efisiensi silinder hidrolis } 0.85.$$

4.8 Perhitungan Kapasitas Main Cylinder Hidrolik Penggerak Pilot Valve

Berdasarkan gambar 4.4 maka besar kapasitas Q_2 dapat ditentukan menggunakan rumus efisiensi silinder hidrolik, sehingga persamaannya menjadi :

$$Q_2 = \frac{FV}{P_2 \eta_{sh}}$$

Sehingga ,
$$Q_2 = \frac{234263,35 \text{ N} \cdot 0,0185 \text{ m/s}}{3360486,57 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,85}$$

$$Q_2 = 1,517 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Kapasitas tersebut merupakan kapasitas yang dibutuhkan untuk menggerakkan pilot valve sesuai dengan keinginan.

4.9 Perhitungan Kerugian Perpipaan Main Cylinder

Perhitungan kerugian perpipaan dapat dihitung dengan meninjau instalasi perpipaan pada gambar 4.5.

4.9.1 Perhitungan Head Loss Mayor Main Cylinder

4.9.1.1 Perhitungan head loss mayor daerah suction pompa

Dari gambar 4.5 diketahui variabel sebagai berikut :

- L = panjang pipa = 2758 mm = 2.758 m
- D = diameter dalam pipa = 49.25 mm = 0.04925 m
- Kecepatan aliran fluida dalam pipa dapat ditentukan dengan persamaan :

$$v_p = \frac{Q_{sh}}{A_p} = \frac{1,517 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,04925 \text{ m})^2}$$

$$v_p = 0,796 \text{ m/s}$$

Jenis aliran yang terjadi dapat ditentukan dengan persamaan Reynold number :

Diketahui viscositas absolute dari fluida hidrolik adalah 140 SSU atau 32 vg ISO atau 30 cST

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{1103 \cdot 0.796 \frac{m}{s} \cdot 0.04925 m}{30 \text{ cST}}$$

$$R_e = 1441,3$$

Dari hasil diatas karena $R_e < 2300$ maka jenis aliran yang terjadi adalah laminar. Sehingga friction factor dapat ditentukan dengan rumus :

$$f = \frac{64}{R_e} = \frac{64}{1441,3} = 0.044$$

Maka head loss mayor yang terjadi didaerah suction pompa adalah

$$Hl = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$Hl = 0.044 \cdot \left(\frac{2.758 m}{0.04925 m} \right) \left(\frac{(0.796 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$Hl = 0.0795 m$$

4.9.1.2 Perhitungan head loss mayor daerah discharge pompa

Berdasarkan gambar 2.5 diketahui variabel sebagai berikut :

- L = panjang pipa = 2.641 m
- D = diameter dalam pipa = 32.46 mm = 0.03246 m
- Kecepatan aliran fluida hidrolik dalam pipa

$$v_p = \frac{Q_{sh}}{A_p} = \frac{1.517 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0.03246 m)^2}$$

$$v_p = 1.83 m/s$$

Jenis aliran yang terjadi dapat ditentukan dengan persamaan reynold number :

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{1103 \cdot 1.83 \frac{m}{s} \cdot 0.03246 \text{ m}}{30 \text{ cST}}$$

$$R_e = 2184$$

Dari hasil diatas karena $R_e < 2300$ maka jenis aliran yang terjadi adalah laminar. Sehingga friction factor dapat ditentukan dengan rumus :

$$f = \frac{64}{R_e} = \frac{64}{2184} = 0.0293$$

Maka head loss mayor yang terjadi di daerah discharge pompa adalah

$$Hl = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$Hl = 0.0293 \cdot \left(\frac{2.641 \text{ m}}{0.03246 \text{ m}} \right) \left(\frac{(1.83 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} \right)$$

$$Hl = 0,406 \text{ m}$$

Jadi head loss mayor total pada instalasi perpipaan sistem hidrolik main cylinder penggerak pilot valve adalah $Hl = 0.4855 \text{ m}$.

4.9.2 Perhitungan Head Loss Minor Main Cylinder

4.9.2.1 Perhitungan Head Loss Minor Daerah suction pompa

head loss minor dapat di tinjau dari adanya fitting – fitting pada instalasi.

- Head loss minor akibat strainer, pressure drop $\Delta P = 0,5 \text{ bar}$

$$Hl_{m1} = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{50000 \text{ pa}}{10820 \frac{N}{m^3}}$$

$$Hl_{m1} = 4,62 \text{ m}$$

- Head loss minor akibat sambungan standard tee, $K = 1.8$

$$Hl_{m2} = 1.8 \left(\frac{(0.796 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} \right)$$

$$Hl_{m2} = 0.0581 \text{ m}$$

- Head loss minor akibat elbow 90° (1 buah)

$$Hl_{m3} = 0.75 \left(\frac{\left(0.796 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9.81 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} \right) \times 1$$

$$Hl_{m3} = 0.0242 \text{ m}$$

Maka head loss minor pada instalasi daerah suction penggerak pilot valve adalah $Hl_m = 4,7023 \text{ m}$

4.9.2.2 Perhitungan Head Loss Minor Daerah Discharge Pompa

- Head loss minor akibat elbow 90° (ada 3 elbow 90°), $K = 0.75$

$$Hl_{m1} = 0.75 \left(\frac{\left(1.83 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9.81 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} \right) \times 3$$

$$Hl_{m1} = 0.384 \text{ m}$$

- Head loss akibat directional control valve
Diketahui pressure drop pada directional control valve besarnya 50 kPa, maka besarnya adalah

$$\Delta P = \gamma \cdot \text{Head loss DCV}$$

$$\text{Head loss DCV} = \frac{\Delta P}{\gamma}$$

$$\text{Head loss DCV} = \frac{50.000 \text{ Pa}}{10820 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} = 4.621 \text{ m}$$

- Head loss akibat pressure reducer, diketahui pressure drop 150 kPa maka :

$$\text{Head loss pressure reducer} = \frac{\Delta P}{\gamma}$$

$$\text{Head loss pressure reducer} = \frac{150000 \text{ pa}}{10820 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}}$$

$$\text{Head loss pressure reducer} = 13,86 \text{ m}$$

- Head loss akibat flow control valve, diketahui pressure drop 0,4 bar maka :

$$\text{Head loss flow control valve} = \frac{\Delta P}{\gamma}$$

$$\text{Head loss flow control valve} = \frac{40000 \text{ pa}}{10820 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}}$$

$$\text{Head loss flow control valve} = 3,696 \text{ m}$$

Maka besarnya head loss minor pada sisi discharge pompa besarnya

$$Hl_{m1} + \text{Head loss DCV} + \text{Head loss pressure reducer} + \text{Head loss flow control valve} = 22,561 \text{ m}$$

Jadi head loss minor total pada instalasi hidrolik penggerak pilot valve $Hl_m = 27,26 \text{ m}$

Dari data diatas maka head loss pada instalasi perpipaan hidrolik penggerak pilot valve besarnya

$$\Sigma HL_{total} = \Sigma HL_{mayor} + \Sigma HL_m$$

$$\Sigma HL_{total} = 0,406 \text{ m} + 27,26 \text{ m}$$

$$\Sigma HL_{total} = 27,66 \text{ m}$$

4.10 Perhitungan Head Pompa Untuk Main Cylinder

Dengan meninjau skema instalasi sistem hidrolik pada bab 3 maka dengan acuan titik 1 merupakan titik permukaan fluida hidrolik dalam reservoir dan titik 2 merupakan titik fluida masuk silinder hidrolik. Maka menggunakan persamaan energy dapat dihitung head pompa sebagai berikut :

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_p - H_m - Hl = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

Dengan asumsi :

- $P_1 = 1 \text{ atm} = 1,01325 \text{ bar}$

- $v_1 = 0$
 - $H_m = 0$ (karena tidak ada motor hidrolik antara titik 1 dan 2)
- Maka persamaan diatas menjadi

$$H_p = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + \Sigma HL_{total}$$

Dari data – data yang diketahui di bab 3 maka didapatkan nilai – nilai dari head pressure, head velocity, dan head elevation dengan persamaan sebagai berikut :

1. Head pressure , $\frac{P_2}{\gamma}$

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} = \frac{2475.41 \text{ pa} - 101.325 \text{ pa}}{10820 \frac{N}{m^3}}$$

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} = 0.219 \text{ m}$$

2. Head velocity , $\frac{v_2^2}{2g}$

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{(1.83 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot 9.81 \frac{m}{s^2}} = 0.17 \text{ m}$$

3. Head elevation ($Z_2 - Z_1$)

$$Z_2 - Z_1 = 2.279 \text{ m}$$

Maka head pompa dapat dihitung dengan persamaan

$$H_p = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + \Sigma HL_{total}$$

$$H_p = 0.219 \text{ m} + 0.17\text{m} + (2.279 \text{ m}) + 27,66 \text{ m}$$

$$H_p = 30,32 \text{ m}$$

4.11 Perhitungan Daya Pompa Untuk Menggerakkan Main Cylinder

Sebelum melakukan perhitungan daya pompa maka perlu diketahui besarnya tekanan pompa P_{pompa} yang besarnya :

$$P_{pump} = \gamma \cdot H_p$$

$$P_{pump} = 10820 \frac{N}{m^3} \cdot 30,467 \text{ m}$$

$$P_{pump} = 329652,94 \frac{N}{m^2}$$

Maka besarnya daya pompa untuk menggerakkan main cylinder :

$$BHP = \frac{P_{pump} \cdot Q}{\eta_{pump}}, \text{ dengan asumsi } \eta_{pump} = 0.85 \text{ maka besarnya}$$

daya pompa adalah

$$BHP = \frac{329652,94 \frac{N}{m^2} \cdot 0.038 \frac{m^3}{s}}{0.85}$$

$$BHP = 14737,425 \text{ J/s}$$

4.12 Perhitungan Heat Load Sistem Hidrolik Penggerak Pilot Valve

Besarnya heat yang di timbulkan pada sistem hidrolik penggerak pilot valve dapat dihitung menggunakan persamaan

$$HEAT = BHP - FV$$

Dimana :

- F = gaya silinder hidrolik (N)
- V = kecepatan gerak silinder hidrolik (m/s)

Sehingga besarnya heat adalah

$$HEAT = BHP - FV$$

$$HEAT = 14737,425 \text{ J/s} - 234263,35 \text{ N} \cdot 0,00795 \text{ m/s}$$

$$HEAT = 12875,03 \text{ J/s}$$

4.13 Heat Load Total Sistem Hidrolik

Dari perhitungan sistem hidrolik diatas maka didapatkan heat yang di dihasilkan masing – masing instalasi dengan total heat sebesar

$$HEAT_{TOTAL} = HEAT_1 + HEAT_2$$

$$HEAT_{TOTAL} = 9424,167 \text{ J/s} + 12875,03 \text{ J/s}$$

$$HEAT_{TOTAL} = 22299,19 \text{ J/s} = 22,29 \text{ KW}$$

4.14 Perhitungan Heat Dissipation pada Oil Cooler

Berdasarkan keterangan pada INSTRUCTION MANUALS, FINAL DOCUMENTS VOL. 11, PHOSPORIC ACID AND BY-PRODUCTS PLANT, dan di temperature gage diketahui temperatur oil masuk cooler adalah 140 °F dan keluar cooler pada temperatur 110 °F dan kapasitas pendinginan 55 L/m. maka laju pendinginan pada cooler dapat diketahui dengan persamaan :

$$q = \frac{Q \cdot \Delta T}{34.5}$$

(Brendan casey, solving hydraulic overheating 2011)

Dimana :

- q = heat dissipation (KW)
- Q = kapasitas pendinginan (L/m)
- ΔT = perbedaan temperatur oli masuk dan keluar cooler (°C)

Sehingga besar laju pendinginan adalah

$$q = \frac{55 \frac{\text{L}}{\text{m}} \cdot (60 - 43.3) ^\circ\text{C}}{34.5}$$

$$q = 26,623 \text{ kW} = 26623,18 \text{ J/s}$$

Dengan cara yang berbeda yakni menggunakan prinsip log mean temperature different maka besarnya heat dissipation dari cooler dapat dihitung sebagai berikut :

Diketahui data – data di lapangan :

- Temperature oil masuk cooler : 140 F = 333 K
- Temperature oil keluar cooler : 110 F = 316,3 K
- Temperature air masuk cooler : 34 C = 307 K
- Temperature air keluar cooler : 40 C = 313 K
- Diameter tube : 49,25 mm
- Jumlah tube : 28

$$\begin{aligned}
 \text{Luas tube} &= \text{keliling tube} \times \text{panjang tube} \\
 &= \pi \cdot D \times \text{panjang tube} \\
 &= 3,14 (0,04925) \text{ m} \times 1,820 \text{ m} \\
 &= 0,284 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Karena ada 28 tube maka total luas tube = $28 \times 0,284 \text{ m}^2 = 7,952 \text{ m}^2$.

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{lm} &= \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \\
 \Delta T_{lm} &= \frac{(333 - 316,3)K - (313 - 307)K}{\ln \left(\frac{(333-316,3)K}{(313-307)K} \right)} \\
 \Delta T_{lm} &= \frac{10,7 \text{ K}}{1,023} = 10,45 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Maka harga U didapatkan dari tabel nilai representative heat transfer koefisien sebesar $350 \text{ W/m}^2\text{K}$. Sehingga :

$$\begin{aligned}
 q &= U \times A \times \Delta T_{lm} \\
 q &= 350 \text{ W/m}^2\text{K} \times 7,952 \text{ m}^2 \times 10,45 \text{ K} \\
 q &= 29,082 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

4.15 Perbandingan Heat Load dengan Heat Dissipation

Dari hasil perhitungan didapatkan besarnya heat dissipation dengan menggunakan persamaan Brendan casey sebesar $26,623 \text{ kW}$ sedangkan menggunakan persamaan log mean temperature different didapatkan heat dissipation besarnya $29,082 \text{ kW}$. maka untuk dilakukan perbandingan antara heat load dan heat dissipation diambil harga heat dissipation paling kecil yaitu $26,623 \text{ kW}$

Dari hasil perhitungan yang dilakukan diketahui heat load yang terjadi pada sistem hidrolik sebesar $22299,19 \text{ J/s}$. pada oil cooler memiliki heat dissipation sebesar $26623,18 \text{ J/s}$. sehingga dapat di simpulkan bahwa cooler mampu menangani heat yang terjadi pada sistem hidrolik. Sehingga dapat di simpulkan sistem tidak overheating.

Apabila pada sistem terjadi overheating maka dapat dilakukan :

1. Mengurangi heat load

Mengurangi heat load dapat dilakukan dengan cara :

- Mengurangi head loss pada instalasi dengan cara mengurangi fitting karena elbow, valve, filter, dan memperpendek mungkin instalasi sehingga didapatkan head loss major dan head loss minor yang relative kecil.
- Menggunakan pompa dengan daya dan kapasitas yang sekecil mungkin untuk menggerakkan silinder. Namun tetap mampu memenuhi kebutuhan sistem.
- melakukan perawatan yang rutin pada komponen – komponen sistem hidrolik, sehingga efisiensi sistem tetap maksimal

2. Menambah heat dissipation

Menambah heat dissipation dapat dilakukan dengan cara:

- Memperbesar kapasitas fluida pendingin yang masuk ke cooler.
- Menggunakan fluida pendingin dengan temperature yang rendah
- melakukan perawatan yang rutin pada shell and tube heat exchanger, sehingga nilai heat exchanger effectivenessnya tetap

(halaman ini sengaja dikosongkan)

Lampiran

Tabel Konversi Satuan

<i>Parameter</i>	<i>English Unit</i>	<i>Metric Unit</i>
Area	1 in ²	6.452 cm ²
	1 ft ²	0.0929 m ²
Density	1 slug/ft ³	515 kg/m ³
Energy	1 ft · lb	1.356 J
Flow-rate	1 ft ³ /s	0.0284 m ³ /s
	1 gpm	0.06309 Lps
Force	1 lb	4.448 N
Length	1 ft	0.3048 m
	1 in	2.540 cm
Mass	1 slug	14.59 kg
Power	1 ft · lb/s	1.356 W
	1 hp	745.7 W
	1 Btu/min	0.0176 kW
Pressure	1 psi	6895 Pa
	1 psi	0.06895 bars
	1 standard atmosphere (14.7 psia)	101.3 kPa abs
Specific weight	1 lb/ft ³	157 N/m ³
Velocity	1 ft/s	0.3048 m/s
Viscosity (absolute)	1 lb · s/ft ²	47.88 Pa · s

<i>Parameter</i>	<i>English Unit</i>	<i>Metric Unit</i>
Viscosity (kinematic)	1 ft ² /s	0.0929 m ² /s
Volume	1 in ³	16.39 cm ³
	1 gal	3.785 L

<i>Parameter</i>	<i>First English Unit</i>	<i>Second English Unit</i>
Energy	1 Btu	778 ft · lb
Flow-rate	1 ft ³ /s	449 gpm
Power	1 hp	550 ft · lb/s
	1 hp	42.4 Btu/min
Velocity (angular)	1 rpm	0.1047 rad/s
Volume	1 gal	231 in ³
	1 gal	0.135 ft ³

Tabel harga kekasaran untuk berbagai jenis pipa

Piping type	Absolute roughness	
	$\varepsilon(ft)$	$\varepsilon(mm)$
Glass atau plastik	Smooth	Smooth
Draw tubing	0.000005	0.0015
Commercial steel atau wrought iron	0.00015	0.046
Asphalted cast iron	0.0004	0.12
Galvanized iron	0.0005	0.15
Cats iron	0.00085	0.26
Revited steel	0.006	1.8

Tabel faktor K untuk katup dan fitting

Katup atau fitting	Faktor K
Globe valve : wide open	10
½ open	12.5
Gate valve : wide open	0.19
¾ open	0.9
1/3 open	4.5
¼ open	24
Return bend	2.2
Standard tee	1.8
Standard elbow	0.9
45° elbow	0.42
90° elbow	0.75
Ball check valve	4

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan yang dilakukan di bab IV maka dapat disimpulkan :

1. Gaya pembebanan pada silinder sebesar 55019.74 N pada pilot valve dan 172564.21 N main cylinder.
2. Berdasarkan hasil perhitungan instalasi dan head pompa maka didapatkan heat load total dari sistem sebesar 25238,04 J/s.
3. Berdasarkan analisa temperature pelumas hidraulik yang masuk dan keluar cooler maka dengan dilakukan perhitungan didapatkan besarnya heat dissipation dari cooler sebesar 26623,18 J/s.
4. Dengan perbandingan besarnya heat load total dan heat dissipation maka dapat disimpulkan pada sistem tidak terjadi overheating.

5.2 Saran

Berdasarkan perhitungan analisis dan kesimpulan maka dapat di ambil beberapa saran untuk PT. PETROKIMIA Gresik dan untuk penelitian selanjutnya.

1. Sistem maintenance pelumasan dan operasi yang sekarang digunakan oleh PT. PETROKIMIA Gresik unit pabrik III perlu di tingkatkan mengingat banyaknya gangguan saat control valve beroperasi.
2. Sistem penyimpanan minyak pelumas pada tangki perlu dilakukan perawatan yang lebih rutin untuk mencegah terjadinya kebocoran dan kontaminasi dari air.
3. Perlu dilakukan penggantian komponen – komponen yang sudah tua seperti sensor dan temperature gauge sehingga sistem dapat dimonitoring dengan lebih akurat.
4. Karena minimnya pegawai dari PT. PETROKIMIA Gresik yang memahami sistem hidraulik maka perlu dilakukan pelatihan khusus untuk pegawai yang terkait.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., dan Dewitt D.P. 2011. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*. John Wiley & sons, inc.
- [2] Casey Brendan, *Solving Hydraulic System Overheating Problems, November 2004*, Machinery Lubrication
- [3] Esposito Anthony, *Fluid Power with Aplicaton Seven Edition, 2008*, Pearson longman
- [4] FINAL DOCUMENTS, VOLUME 11.1.6.1.2, Phosphoric Acid and By – Product Plant, 1984, HITACHI ZOSEN CORPORATION, TOKYO and OSAKA JAPAN
- [5] Robert Fox and Mc Donald T. Alan, *introducing fluid mechanic six edition 2006*, Wiley
- [6] Tom Huff, Turbinologist, http://turbinecontrolservices.com/mhc_systems.html

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Tulungagung pada tanggal 15 juni 1994. Merupakan anak ke tiga dari tiga bersaudara dari pasangan abdul ghofur dan suharti. Penulis telah menempuh pendidikan formal di RA DARUSALAM 01 Aryojeding Rejotangan, Tulungagung, MI DARUSSALAM 01 Aryojeding Rejotangan, Tulungagung, MTsN Rejotangan, Tulungagung, SMAN 1 Blitar. Setelah lulus dari SMAN 1 Blitar tahun 2013 penulis pernah di terima di Politeknik Elektronika Negeri Surabaya di jurusan D4 Elektro Industri dan Sekolah Tinggi Akutansi Negara (STAN) namun penulis memilih untuk melanjutkan studinya di D3 Teknik Mesin FTI-ITS. Selama kuliah penulis pernah mengikuti pelatihan Kepribadian ITS, LKMM Pra-TD FTI-ITS, LKMM TD FTI-ITS. Selama kuliah penulis aktif dalam organisasi yakni tergabung dalam tim riset mobil ethanol Basudewo D3 Teknik Mesin ITS pada tahun 2014 untuk lomba di ajang Indonesian energy marathon challenge 2014 di sirkuit kenjeran Surabaya. Penulis juga pernah menjadi grader untuk mata kuliah proses manufaktur di tahun 2015. Pada tahun 2015 penulis pernah kerja praktek di PT. PJB Unit Pembangkitan Muara Karang, Jakarta Utara.

Dalam pengerjaan tugas akhir penulis membutuhkan waktu pengerjaan kurang lebih 4 bulan pada semester 6 pendidikan di D3 Teknik Mesin FTI-ITS. Penulis berharap tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi mahasiswa D3 Teknik mesin FTI-ITS khususnya serta untuk kebermanfaat orang banyak kedepannya.

Email : donandonjuan@gmail.com

