



TUGAS AKHIR - TM 091486

**Sizing Kompresor *Reciprocating Natural Gas*
Kapasitas 15 Mmscfd, Tekanan *Suction* 100 Psig
Dan Tekanan *Discharge* 450 Psig
(Studi Kasus Di Seng Gas Plant EMP Bentu Ltd.)**

IMAMUDDIN WICAKSANA
NRP. 2110100143

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014



FINAL PROJECT - TM 091486

Sizing Of Reciprocating Kompresor For Natural Gas With Capacity 15 Mmscfd, Suction Pressure 100 Psig , And Discharge Pressure 450 Psig (Case Study at Seng Gas Plant EMP Bentu Ltd.)

IMAMUDDIN WICAKSANA
NRP. 2110100143

Academic Supervisor
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2014

***Sizing Kompresor Reciprocating Natural Gas Kapasitas 15
Mmscfd, Tekanan Suction 100 Psig Dan Tekanan Discharge
450 Psig
(Studi Kasus di Seng Gas Plant EMP Bentu Ltd.)***

Nama Mahasiswa : Imamuddin Wicaksana
NRP : 2110100143
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

ABSTRAK

Energi Mega Persada Bentu Ltd mendistribusikan natural gas kepada PLN Pekan Baru secara natural flow. Tekanan natural gas dari sumur di lapangan Segat semakin lama akan mengalami penurunan. Sesuai dengan hasil simulasi reservoir yang telah dilakukan EMP Bentu Ltd, jika tetap menggunakan natural flow natural gas tidak bisa didistribusikan hingga akhir periode PJBG, untuk itu perlu dilakukan sizing kompresor dimana kompresor yang akan ditempatkan di Seng Gas Plant. Kompresor digunakan untuk meningkatkan tekanan gas dari sumur agar tekanan dari wellhead dapat diatur lebih rendah sehingga gas dapat didistribusikan hingga akhir periode PJBG.

Sizing kompresor reciprocating dimulai dengan menghitung sifat-sifat kimia dari natural gas yang didapatkan dari komposisi kimia gas. Perhitungan kecepatan spesifik dilakukan untuk mengetahui apakah tipe kompresor yang dipilih sudah sesuai dengan kebutuhan. Sizing dilanjutkan dengan menentukan jumlah stage, diameter silinder dan daya yang dibutuhkan di setiap stage dan. Langkah selanjutnya adalah menghitung rod load untuk mengetahui beban maksimum yang terjadi pada komponen reciprocating.

Pada sizing ini didapatkan jumlah stage dan daya kompresor yang sesuai dengan kebutuhan di Seng Gas Plant,

yaitu 100 psig pada sisi suction, 450 psig pada sisi discharge dengan flow rate 15 MMSCFD. Dalam sizing kompresor reciprocating didapat rod load pada masing-masing stage.

Kata kunci: PJBG, natural gas, kompresor reciprocating, rod load

**Reciprocating Kompressor Sizing For Natural Gas With
Capacity 15 Mmscfd, Suction Pressure 100 Psig And
Discharge Pressure 450 Psig
(Case Study at Seng Gas Plant EMP Bentu Ltd.)**

Name : Imamuddin Wicaksana
NRP : 2110100143
Mayor : Mechanical Engineering FTI – ITS
Super Visior : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

ABSTRACT

Energi Mega Persada Bentu Ltd. know distributes natural gas to PLN Pekanbaru naturally flow. Over time the pressure of natural gas from wells at Segat field will decrease. According to reservoir simulation EMP Bentu Ltd. results, if natural gas distribution still using natrural flow, natural gas can't be distributed until the end of the PJBG (contract agreement between buyer and gas seller). So that need gas compressor which will be placed in Seng Gas Plant. This compressor is used to increase the pressure of the gas from the well so that the pressure of the wellhead can be set lower and then the gas can be distributed until the end of the PJBG.

The sizing of reciprocating compressor starts from calculating the chemical properties of natural gas obtained from the chemical composition of the gas. specific speed calculation is performed to determine whether the type of selected compressor is right according to the needs. The design followed by counting the number of stage, power needed by each stage and cylinder bore at each stage. Next is calculating the rod load to determine the maximum load that occurs in reciprocating components.

The result In this final assignment is obtained the number of stage and power needed by compressor according Seng Gas Plant requirement, which is 100 psig on the suction side, 450 psig

at the discharge side with a flow rate of 15 MMSCFD. Rod load at each stage reciprocating compressor are obtained.

Keywords: natural gas, PJBG, reciprocating compressor, rod load, and dimension

**SIZING KOMPRESOR RECIPROCATING NATURAL GAS
KAPASITAS 15 MMSCFD, TEKANAN SUCTION 100 PSIG DAN
TEKANAN DISCHARGE 450 PSIG (STUDI KASUS DI SENG GAS
PLANT, EMP BENTU LTD.)**

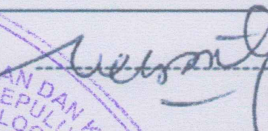
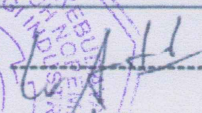
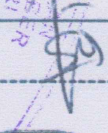
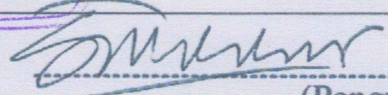
TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh
Gelar Sarjana Teknik pada Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

IMAMUDDIN WICAKSANA

NRP. 2110 100 143

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir	
1. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT NIP. 1962021619951210011.	 (Pembimbing)
2. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT NIP. 197104051997021001	 (Penguji I)
3. Vivien Suphandani, ST, ME, Ph.D NIP. 198105292003122002	 (Penguji II)
4. Ir. Suwarmin, PE NIP. 19610314198701001	 (Penguji III)

**SURABAYA
JULI, 2014**

KATA PENGANTAR

Puji dan Syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT yang telah memberikan karunia dan anugerah-Nya sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan. Tidak lupa pula terima kasih sebesar-besarnya penulis ucapkan kepada, antara lain:

1. Abdul Rokib dan Ernawawti, selaku orangtua yang selalu mendukung anaknya untuk segera menyelesaikan kuliah.
2. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT, selaku dosen pembimbing yang telah banyak meluangkan waktu, tenaga, serta ilmu yang tak ternilai harganya.
3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT., Vivien Supandhani ST, M.Eng, Ph.D., Ir. Suwarmin, PE., Bambang Arip Dwiyantoro ST, M.Sc, Ph.D., selaku penguji pada proposal dan sidang tugas akhir saya.
4. Bagus Budi Kuncoro, ST, selaku mentor dan Ir. Yodi Gautama, selaku surface facilities manager di EMP Bentu Ltd. yang telah banyak memberi wawasan di lapangan, arahan dalam pengerjaan studi kasus ini, serta nasehat-nasehat yang telah diberikan kepada penulis.
5. Teman-teman seperjuangan TA di EMP dan di kampus, Annis, Rico, Ferdi, Angga, Octa, Mika, Prima, Fina, Kenan, Nafi, Fitri, Atik, dan Dany,
6. Konco-konco plek Putra, Dana, dan Dono, yang memotivasi segera lulus. Terima kasih untuk kerjasamanya selama ini. Senang bisa mengenal kalian
7. Manusia-manusia yang ada di “Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida”: Ageng, Acol, Atik, Mas Boy, Mas Farouq, Aulia, Rizka, Verdi, dan yang tidak bisa disebutkan satu persatu. Terimakasih atas bantuan, dukungan dan kenangan yang tak terlupakan.
8. Kawan-kawan Ash-Shaff yang telah bekerja sama dengan saya selama 2 tahun.

9. Arek – Arek M53. Teman-teman seangkatan yang saya sayangi. Jangan lupa kita selalu saudara di manapun
10. Semua pihak yang telah membantu dalam penyelesaian tugas akhir ini yang tidak dapat penulis sebut satu-persatu.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Agustus 2014

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT.....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	x
DAFTAR TABEL.....	xiv
DAFTAR SIMBOL DAN SATUAN.....	xvi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Penelitian Terdahulu.....	5
2.2 Macam-macam Kompresor.....	7
2.3 Sifat-sifat Campuran Gas.....	11
2.3.1 Berat Molekul dan Kapasitas Panas Campuran Gas	11
2.3.3 Temperatur dan Tekanan Kritis.....	12
2.3.4 Konstanta Campuran Gas (R).....	12
2.3.5 Rasio panas spesifik.....	13
2.3.6 Rasio Tekanan dan Temperatur <i>Outlet</i>	13
2.3.7 Faktor Kompresibilitas Campuran Gas.....	14
2.3.8 Head Adiabatis.....	15

2.4	Analisa Dimensional dan Putaran Spesifik	15
2.5	Kompresor Reciprocating	17
2.5.1	Prinsip Kerja	18
2.5.2	Jumlah <i>stage</i> dan <i>Intercooler</i>	20
2.5.3	Tekanan <i>Outlet stage</i>	23
2.5.4	<i>Piston displacement</i>	23
2.5.5	Efisiensi Volumetrik.....	23
2.5.6	Kerja Kompresor	24
2.6	<i>Rod load</i>	26
2.7	Ketentuan API 11P Mengenai Pengoperasian Kompresor <i>Reciprocating</i>	30
BAB III METODE PERHITUNGAN.....		31
3.1	<i>Sizing</i> Secara Umum	32
3.2	Diagram Alir Perhitungan Sifat-sifat Gas	33
3.3	Diagram Alir Perhitungan Putaran Spesifik.....	35
3.4	Diagram Alir Perhitungan <i>Stage</i> , Silinder dan Daya Kompresor.....	37
3.5	Diagram Alir Perhitungan <i>Rod load</i>	40
BAB 4 PERHITUNGAN DAN <i>SIZING</i>		43
4.1	Parameter Perhitungan	43
4.2	Perhitungan Sifat-sifat Gas	43
4.2.1	Konsanta Gas.....	44
4.2.2	Heat Capacity Ratio	44
4.2.3	Kompresibilitas Gas.....	45
4.3	Perhitungan Putaran Spesifik.....	46
4.4	Perhitungan Silinder <i>Stage</i> dan Daya Kompresor.....	48

4.4.1	Perhitungan <i>Stage 1</i>	48
4.4.2	Perhitungan <i>Stage 2</i>	51
4.5	<i>Bottle sizing</i>	55
4.6	Perhitungan <i>Rod load</i>	58
4.6.1	Gaya Inersia.....	58
4.6.2	<i>Gas Pressure Load</i>	60
4.6.3	<i>Nett Rod load</i>	66
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....		69
5.1	Kesimpulan	69
5.2	Saran	70
DAFTAR PUSTAKA.....		73
LAMPIRAN.....		75
RIWAYAT PENULIS.....		81

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Rod load double acting</i> (Mowery, 1978).....	6
Gambar 2.2 <i>Rod load single acting</i> (Mowery, 1978).....	7
Gambar 2.3 Bagan klasifikasi kompresor (Brown, 1997).....	8
Gambar 2.4 Siklus kerja <i>reciprocating</i> (Robison dan Beaty, 1990)	8
Gambar 2.5 Kompresor sentrifugal (Robison dan Beaty, 1990) ...	9
Gambar 2.6 Kompresor aksial (Robison dan Beaty, 1990).....	9
Gambar 2.7 Karakteristik umum kompresor (Robison dan Beaty, 1990).....	10
Gambar 2.8 Rentang operasi tipe-tipe kompresor (GPSA, 2004).	11
Gambar 2.9 Grafik kompresibilitas dengan mengetahui T_r dan P_r (Brown, 1997)	15
Gambar 2.10 Diagram <i>range</i> putaran spesifik terhadap diameter spesifik untuk kompresor <i>reciprocating</i> , <i>rotary</i> , <i>sentrifugal</i> , dan aksial (Khan, 1984).	16
Gambar 2.11 Macam macam susunan kompresor <i>reciprocating</i>	17
Gambar 2.12 Konstruksi kompresor <i>reciprocating</i> (Ariel, 2014)	18
Gambar 2.13 Diagram indikator kompresor <i>reciprocating</i> (Brown, 1997)	18
Gambar 2.14 Langkah-langkah siklus kompresor <i>reciprocating</i> (Brown, 1997).	19

Gambar 2.15 Losses pada <i>valve</i> (Hanlon, 2001).....	20
Gambar 2.16 Daya dalam persen dari daya awal (tanpa intercooler) yang dibutuhkan jika menggunakan intercooler (Brown, 1997).	22
Gambar 2.17 Grafik efisiensi siklus terhadap rasio <i>pressure</i> dengan <i>valve velocity</i> 3000fpm, (Brown, 1997).....	25
Gambar 2.18 Skema <i>piston displacement</i> (Khurmi, 2008).	26
Gambar 2.19 Beban kompresi Rod (GPSA, 2004).....	27
Gambar 2.20 Beban tarik rod (GPSA, 2004).....	28
Gambar 2.21 <i>Rod load</i> dari gaya inersia dan gaya tekan gas (gas force) terhadap <i>crankshaft angle</i> (Ariel, 2014).....	29
Gambar 3.3 Diagram alir <i>sizing</i> secara umum.....	33
Gambar 3.4 Diagram alir perhitungan sifat-sifat kimia gas	35
Gambar 3.5 Diagram alir perhitungan <i>specific speed</i>	36
Gambar 3.6 Diagram alir perhitungan jumlah <i>stage</i> , silinder dan daya yang dibutuhkan kompresor.....	39
Gambar 3.7 Diagram alir perhitungan <i>rod load</i>	41
Gambar 4.1 Grafik kompresibilitas	46
Gambar 4.2 Diagram <i>specific speed</i> (Khan, 1984).....	48
Gambar 4.3 Diagram faktor pengali volume terhadap efisiensi volumetris.....	56
Gambar 4.3 Grafik Finersia- θ <i>stage</i> 1	59
Gambar 4.5 Grafik P-V <i>stage</i> 1	63
Gambar 4.6 Grafik P(θ) <i>stage</i> 1.....	63

Gambar 4.7 Model sistem <i>valve</i>	64
Gambar 4.8 Grafik P-V <i>stage 2</i>	65
Gambar 4.10 Rodload <i>stage 1</i>	67
Gambar 4.11 <i>Rod load stage 2</i>	67

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR SIMBOL DAN SATUAN

MW_{gas}	= berat molekul unsur komponen campuran (kg/kgmol)
MW_{total}	= berat molekul gas total dari campuran gas tertentu (kg/kgmol)
y	= fraksi mol dari gas
Mcp	= kapasitas panas molar spesifik pada tekanan konstan (Btu/lbmol.F)
Mcp_{total}	= kapasitas panas molar spesifik total dari campuran gas tertentu (Btu/lbmol.F)
Pc	= tekanan pseudo kritis (psia)
Pc_{total}	= tekanan kritis total dari campuran gas tertentu (psia)
Tc	= temperatur pseudo kritis (R)
Tc_{total}	= temperatur kritis total dari campuran gas tertentu (R)
R	= konstanta gas universal (kJ/kmol K)
R_{gas}	= konstanta campuran gas (kJ/kmol K)
k	= <i>rasio specific heat</i>
Mcp	= <i>molar heat capacity at constant pressure</i> (BTU/lb mol F)
Mcv_{total}	= $Mcp_{total} - 1.986$ (<i>molar heat capacity at constant volume</i> (BTU/lb mol F)
P_{out}	= Tekanan keluar kompresor (psia)
P_{in}	= Tekanan masuk kompresor (psia)
r_p	= rasio tekanan kompresor
T_1	= temperatur inlet (R)
T_2	= temperatur outlet (R)
P	= tekanan (psia)
T	= temperatur (R)
P_r	= <i>pseudo reduced pressure</i>
T_r	= <i>pseudo reduced temperature</i>
H_a	= head adiabatik (lbf ft/lbm)
R_{gas}	= konstanta campuran gas (ft.lbf/lb)

Z	= kompresibilitas
N_s	= kecepatan spesifik
N	= putaran (Rpm)
Q	= debit (ft ³ /s)
H_a	= head adiabatik (lbf ft/lbm)
n	= jumlah tingkat
W_a	= kerja adiabatik kompresor (lb ft/s)
w	= berat gas (lb)
Z_s	= kompresibilitas gas pada kondisi <i>suction</i>
P_s	= tekanan gas pada kondisi <i>suction</i> (psia)
Z_{std}	= kompresibilitas gas pada kondisi standar
P_{std}	= tekanan gas pada kondisi standar (psia)
Pd	= <i>piston displacement</i> (ft ³ /menit)
S_t	= <i>stroke</i> (in)
D	= diameter <i>bore</i> (in)
d	= diameter <i>rod</i> (in)
E_v	= efisiensi volumetrik
F	= Z_2/Z_1 , Z = compressibility ₁ untuk <i>suction</i> dan ₂ untuk <i>discharge</i>
c	= persentase <i>clearance</i>
L	= <i>ring slip</i> , yaitu 0.03 untuk <i>lubricated</i> dan 0.07 untuk <i>non-lubricated</i>
E_v	= efisiensi volumetrik
Pd	= piston displacement (ft ³)
E_v	= efisiensi volumetrik
Pd	= piston displacement (ft ³)
l	= panjang connecting rod (in)
r	= jari-jari crank (in)
ω	= kecepatan sudut crank (rad/s)
θ	= sudut crank
m	= masa part reciprocating (lb)
P_d	= tekanan <i>discharge</i> (psi)

P_s = tekanan *suction* (psi)
 A_p = luas penampang piston (in²)
 A_r = luas penampang rod (in²)

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Hasil perhitungan dengan variasi rpm dan ukuran silinder (Garland , 1972).....	5
Tabel 2.2 perbandingan daya satu <i>stage</i> dengan dua <i>stage</i> (Sularso, Tahara, 2, 1983)	21
Tabel 2.3 Faktor pengali efisiensi untuk <i>specific gravity</i> (Brown, 1997).....	25
Tabel 2.4 Faktor pengali efisiensi untuk rasio <i>pressure</i> rendah (Brown, 1997)	25
Tabel 4.1 Komposisi kimia <i>natural gas</i> dan berat molekul.....	43
Tabel 4.2 Perhitungan <i>molar heat capacity</i> , temperatur, dan tekanan kritis	44
Tabel 4.3 Hasil perhitungan silinder <i>stage</i> 1 dan 2	57
Tabel 4.4 Berat komponen <i>reciprocating</i>	58
Tabel 4.5 F_{rod} maksimal <i>stage</i> 1 dan <i>stage</i> 2.....	68
Tabel 5.1 Spesifikasi kompresor	69
Tabel 5.2 Hasil perhitungan <i>rod load</i>	70

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Natural Gas memiliki peran penting bagi dunia industri baik sebagai energi maupun sebagai bahan baku produksi. Penggunaan bahan bakar minyak mulai dialihkan pada penggunaan *natural gas*, karena ketersediaan minyak bumi di Indonesia terus menurun dan ketersediaan *natural gas* di Indonesia yang masih cukup banyak. PLN Teluk Lembu, Pekan Baru, Provinsi Riau adalah pembangkit listrik yang menggunakan *natural gas* sebagai bahan bakar. PLN Teluk Lembu mendapatkan pasokan *natural gas* tersebut dari Energi Mega Persada Bentu Limited (EMP Bentu Ltd) sebesar 30 MMSCFD (*million standard cubic feet perday*, adalah satuan debit gas pada temperatur dan tekanan standar yaitu 60 F dan 14.696 psi).

Sesuai dengan ketentuan PJBG (Perjanjian Jual Beli Gas) dengan PLN Teluk Lembu EMP Bentu Ltd harus memenuhi tekanan minimal di titik serah Teluk Lembu sebesar 300 psig. Pasokan *natural gas* tersebut berasal dari beberapa sumur di lapangan Segat, selanjutnya dikumpulkan di Seng Gas Plant untuk dilakukan proses pemisahan antara air dan gas. Jarak antara sumur sumur tersebut ke Seng Gas Plant bervariasi antara 8 hingga 15 km. Dari Seng Gas Plant *natural gas* disalurkan menuju Teluk Lembu, Pekan Baru melalui *pipeline* (jaringan pipa yang ditanam di bawah tanah) sepanjang 67 km. Agar tekanan gas dapat mencapai ketentuan PJBG, yaitu 300 psig di titik serah maka tekanan gas di Seng Gas Plant harus mencapai 450 psig. Untuk memenuhi kondisi tekanan tersebut pada saat ini *natural gas* disalurkan secara *natural flow* dari sumur gas dengan tekanan yang cukup tinggi. Hasil simulasi reservoir yang telah dilakukan oleh EMP Bentu Ltd menunjukkan apabila *natural gas* disalurkan secara *natural flow*, maka produksi gas tidak mampu terpenuhi

sampai berakhirnya periode PJBG. Agar sumur-sumur gas di lapangan Segat dapat bertahan lebih lama, tekanan sumur-sumur tersebut harus diatur lebih rendah, yaitu 100 psig di Seng Gas Plant.

Tekanan minimal yang ditentukan dalam PJBG tidak akan terpenuhi jika tekanan *natural gas* di Seng Gas Plant hanya mencapai 100 psig. Untuk itu perlu dilakukan *sizing* kompresor *booster* yang dapat meningkatkan tekanan gas dari 100 psig menjadi 450 psig untuk digunakan di Seng Gas Plant. *Sizing* diawali dengan pemilihan tipe kompresor menggunakan perhitungan kecepatan spesifik berdasarkan Robison dan Beaty, 1990. *Sizing* kompresor dilanjutkan dengan perhitungan *rod load* dilakukan secara analitis dimana perhitungan gaya inersia menggunakan perumusan berdasarkan Khurmi, 2008.

1.2 Perumusan Masalah

Agar produksi gas EMP Bentu Ltd dapat berjalan hingga akhir periode PJBG maka sumur-sumur gas di lapangan Segat harus di atur berproduksi pada tekanan yang lebih rendah, yaitu 100 psig. Dengan demikian, maka untuk memenuhi tekanan sebesar 450 psig di *discharge line* Seng Gas Plant dibutuhkan kompresor *booster*. Permintaan PLN sebesar 30 MMSCFD akan dipenuhi dengan dua buah kompresor. Untuk itu perumusan masalah pada tugas akhir ini adalah bagaimana melakukan *sizing* kompresor untuk *natural gas* dengan kapasitas 15 MMSCFD tekanan *suction* 100 psig dan tekanan *discharge* 450 psig.

1.3 Tujuan

Tujuan dari tugas akhir ini antara lain adalah:

1. Menentukan tipe kompresor dan jumlah *stage* yang sesuai dengan kebutuhan di Seng Gas Plant.
2. Menentukan ukuran spesifikasi kompresor *reciprocating* yang dapat memenuhi kabutuhan di Seng Gas Plant

3. Menganalisa *rod load* (beban maksimum) yang terjadi pada kompresor.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Komposisi kimia dan *properties natural gas* sesuai dengan hasil uji gas yang diambil di Seng Gas Plant pada 24 Januari 2014.
2. Lokasi penempatan kompresor adalah di Seng Gas Plant.
3. Kapasitas kompresor direncanakan 15 MMSCFD, tekanan *suction* 100 psig, tekanan *discharge* 450 psig, temperatur *suction* 100 F.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

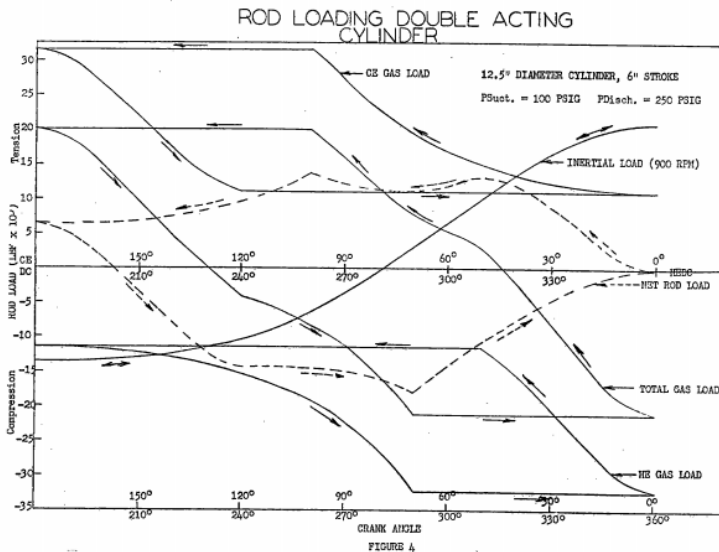
2.1 Penelitian Terdahulu

M.W. Garland, 1972 menulis artikel dengan judul “*Large Reciprocating Compressor Design Guide Lines*”. Artikel ini membahas perhitungan desain kompresor reciprocating untuk refrigerant dengan kapasitas displacement (volume yang dihasilkan oleh perpindahan piston) 500 CFM. (cubic feet per minute). Perhitungan dilakukan dengan memvariasikan ukuran bore silinder dan rpm 1800, 1200. dan 900 untuk menghasilkan debit 500 CFM. pada Tabel 2.1 dapat dilihat hasil dari perhitungan didapatkan jumlah silinder (baris b) stroke (baris f), clearance (baris i), debit tiap silinder (baris k1), inlet area valve (baris k2)

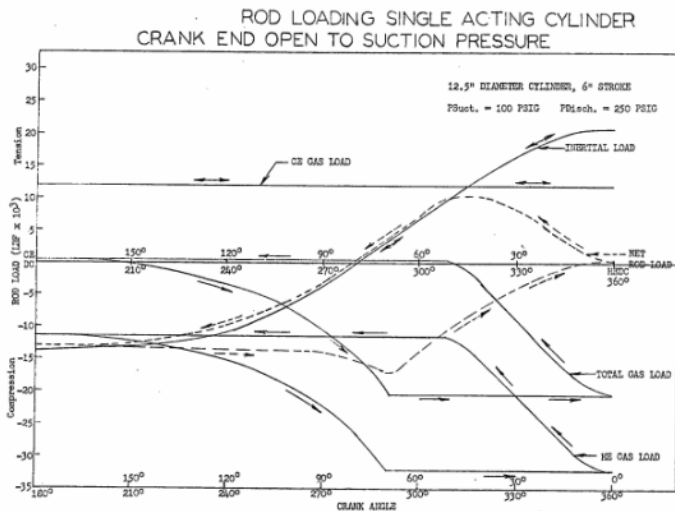
Tabel 2.1 Hasil perhitungan dengan variasi rpm dan ukuran silinder
(Garland , 1972)

TABLE 2		500 CFM DISPLACEMENT DESIGN			
		1	2	3	4
a	RPM	1800	1200	1200	900
b	CFM Per Rev.	.2777	.4166	.4166	.5555
b1	Cylinders	16	16	8	8
c	Cu. In./Cyl./Rev.	30.00	45.00	90.00	120.00
d	Piston Speed Ft./Min.	825	720	720	720
e	Bore Inches	3.7218	3.0960	5.6400	5.6400
f	Stroke Inches	2.750	3.600	3.600	4.800
g	Bore/Stroke Ratio	1.354	1.107	1.566	1.175
h	1/2 Rev. Seconds	.01666	.02500	.02500	.03333
i	Rate to Fill Cu./In./Sec.	1800	1800	3600	3600
j	Piston to Head In.	.008	.008	.008	.008
k1	Piston to Head Vol. Cu. In.	.866	.980	1.995	1.995
k2	Inlet Area Vol. Fig. 2 Design	1.850	2.055	2.705	2.705
k3	Recess Area Cu. In., Figs. 1 & 2 Design	--	--	2.750	2.750
k4	Total Vol. Fig. 1, Cu. In.	--	--	4.700	4.700
k5	Total Vol. Fig. 2, Cu. In.	--	--	7.405	7.405
L1	k4 / C	--	--	.0522	.0392
L2	k5 / C	--	--	.0823	.0618
m1	Est. Valve Seat In. -1/2" Plate	28.00	30.94	63.919	63.919
m2	Est. Valve Seat In. -5/16" Plate	--	42.87	84.84	84.84
n1	Cu. In./Sec./In./Seat-1/2" P.	64.28	58.20	56.35	56.35
n2	Cu. In./Sec./In./Seat-5/16" P.	--	41.90	42.43	42.43

Mowery, 1978 menulis artikel yang berjudul “Rod Loading Of Reciprocating Compressors”. Artikel ini membahas rod load yang terjadi pada silinder *single acting* dan *double acting*. Rod load melibatkan gaya inersia dari massa *piston*, *rod*, dan *crosshead* kompresor dengan berat komponen 250 pound dan gaya oleh tekanan gas 100 psig *suction*, *discharge* 250 psig. Ukuran diameter bore 12.5 “ dan stroke 6”. Perhitungan rod load dilakukan dengan menggunakan program fortran. pada Gambar 2.1 dan 2.2 dapat dilihat bahwa *rod load* tidak bisa hanya dilihat dari beban yang diterima tetapi juga memperhatikan arah gaya. Gambar 2.1 menunjukkan bahwa silinder *double acting* dapat mengalami beban tarik pada saat piston menuju arah *crank end* (CE), sedangkan beban kompresi terjadi saat piston bergerak ke arah *head end* (HE). Untuk silinder *double acting* (Gambar 2.2) beban yang terjadi adalah beban kompresi.



Gambar 2.1 Rod load double acting (Mowery, 1978)



Gambar 2.2 Rod load single acting (Mowery, 1978)

2.2 Macam-macam Kompresor

Kompresor adalah peralatan yang dirancang untuk mengantarkan gas dari satu tempat ke suatu tempat dengan tekanan yang lebih tinggi dari kondisi awalnya. Secara umum berdasarkan kontinuitas aliran yang dihasilkan kompresor dibagi menjadi dua yaitu (Brown, 1997):

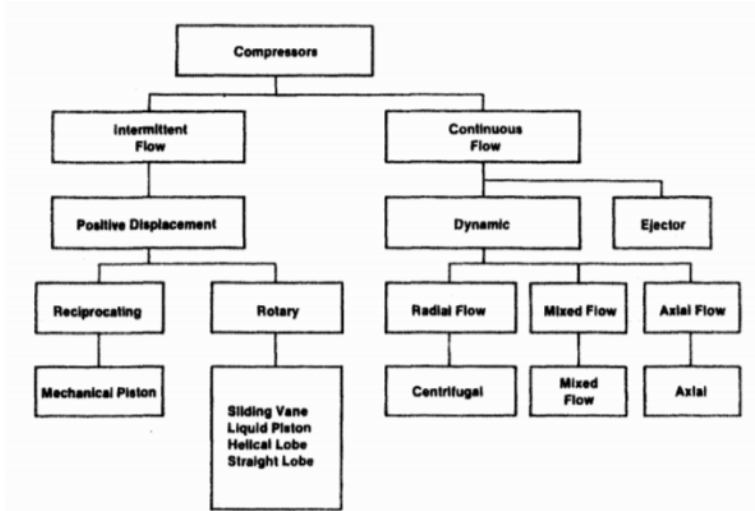
1. *Intermitten /Positive Displacement*

Proses kompresi terjadi secara bertahap atau terputus-putus pervolume tertentu. Siklus ini dimulai dari proses hisap, kemudian fluida dikompresi dengan rasio tertentu kemudian fluida bertekanan didorong keluar. Kompresor ini cocok untuk head tekan yang besar dan kapasitas aliran yang kecil.

2. *Continuous*

Aliran mengalir dan terkompresi secara kontinyu tanpa adanya pemutusan aliran pada proses kompresi.

Berikut bagan klasifikasi kompresor secara lebih rinci (Brown, 1997).

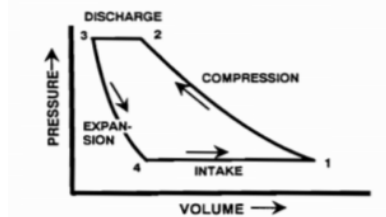


Gambar 2.3 Bagan klasifikasi kompresor (Brown, 1997)

Kompresor *positive displacement* bekerja secara mekanis dengan perubahan volume fluida kerja. Kompresor *dynamic* bekerja dengan perubahan kecepatan fluida kerja.

- *Reciprocating*

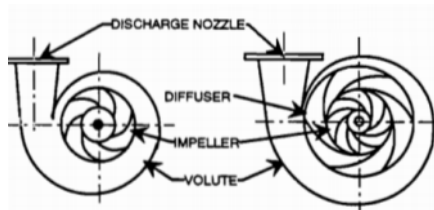
Kompresor ini termasuk dalam jenis *positive displacement* dimana kompresi dilakukan oleh perpindahan piston dengan gerakan *reciprocal* (bolak-balik) di dalam silinder. Siklus kerja kompresor ditunjukkan pada Gambar 2.2 dimana langkah kerja terdiri dari langkah kompresi, *discharge*, ekspansi, dan hisap.



Gambar 2.4 Siklus kerja *reciprocating* (Robison dan Beaty, 1990)

- Sentrifugal

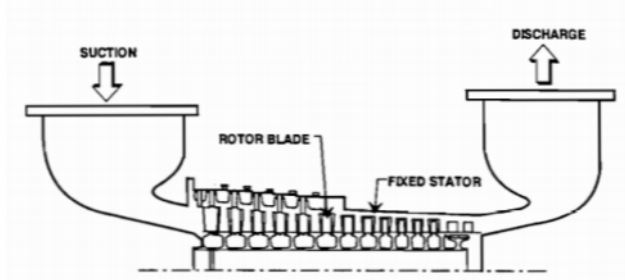
Kompresor sentrifugal termasuk tipe *dynamic* dimana impeller berputar memberikan akselerasi pada gas. Aliran aksial dari mata impeller diubah menjadi radial oleh impeller kemudian masuk kedalam diffuser yang mengubah kecepatan fluida menjadi tekanan. Gambar 2.5 menunjukkan konstruksi kompresor sentrifugal



Gambar 2.5 Kompresor sentrifugal (Robison dan Beaty, 1990)

- Aksial

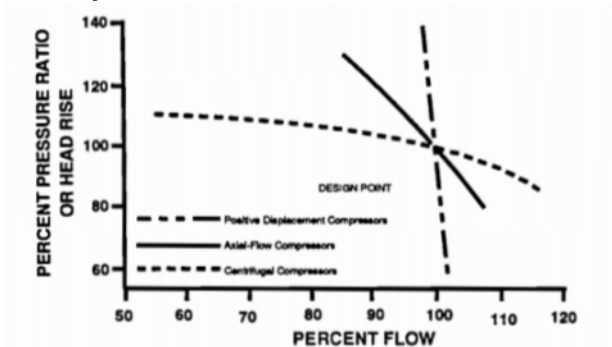
Kompresor Aksial juga merupakan tipe *dynamic* dimana gas mendapat akselerasi ke arah aksial (sejajar poros) dan arah *peripheral* (keliling) oleh perputaran dan bentuk dari *blade* kemudian *Stator blade* mengubah kecepatan gas menjadi tekanan.



Gambar 2.6 Kompresor aksial (Robison dan Beaty, 1990)

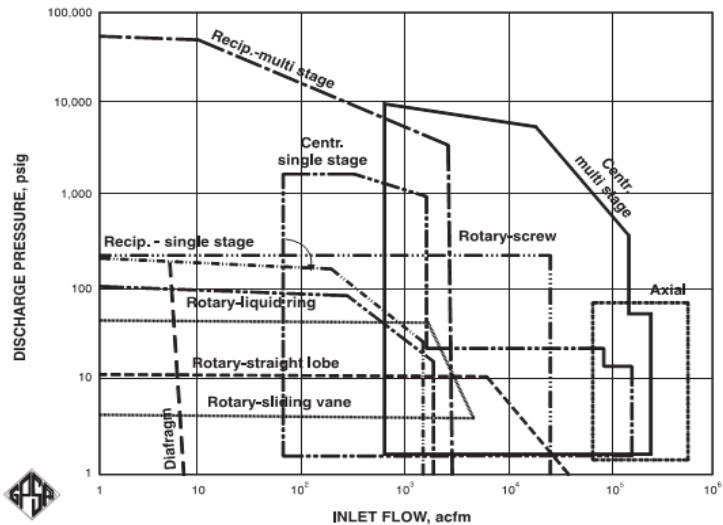
Beberapa faktor seperti tekanan *discharge*, kapasitas, putaran, rentang daya (*power range*), rasio kompresi dan putaran

spesifik dapat digunakan untuk membedakan tipe-tipe kompresor. Performa tiap tipe kompresor secara umum dapat dinyatakan dalam grafik tekanan yang Perdihasilkan, daya yang dibutuhkan, dan efisiensi vs *flow*.



Gambar 2.7 Karakteristik umum kompresor (Robison dan Beaty, 1990).

Setiap tipe kompresor dapat diklasifikasikan berdasarkan tekanan dan debit yang dihasilkan seperti pada Gambar 2.7 Dalam kondisi operasi tertentu seperti *flow* sekitar 1000 acfm (*actual cubic feet per minute*) dan tekanan *discharge* diatas 100 psi kondisi ini masuk kedalam rentang operasi *reciprocating* dan sentrifugal.



Gambar 2.8 Rentang operasi tipe-tipe kompresor (GPSA, 2004).

2.3 Sifat-sifat Campuran Gas

2.3.1 Berat Molekul dan Kapasitas Panas Campuran Gas

Setiap jenis gas memiliki berat molekul tertentu sesuai dengan temperatur kerjanya. Untuk analisa secara aktual, berat molekul (MW) didapatkan dengan perkalian antara berat molekul ideal dengan fraksi molekul dari tiap jenis gas yang akan dianalisa. Berdasarkan Gas Processor Supplier Association (2004), perhitungan berat molekul dilakukan dengan perumusan berikut.

$$MW_{gas} = yMW$$

$$MW_{total} = yMW_{gas1} + yMW_{gas2} + \dots + yMW_{gas-n} \quad (2.1)$$

dimana : MW_{gas} = berat molekul unsur komponen campuran (kg/kgmol)

MW_{total} = berat molekul gas total dari campuran gas tertentu (kg/kgmol)

y = fraksi mol dari gas

2.3.2 Kapasitas Panas Molar (M_{cp}) Campuran gas.

Kapasitas panas molar setiap komponen gas memiliki nilai tertentu berdasarkan temperatur gas tersebut. Nilai M_{cp} dapat diperoleh dari persamaan berikut.

$$M_{cp} = yM_{cp_{gas}}$$

$$M_{cp_{total}} = yM_{cp_{gas1}} + yM_{cp_{gas2}} + \dots + yM_{cp_{gas-n}} \quad (2.2)$$

dimana: M_{cp} = kapasitas panas molar spesifik pada tekanan konstan (Btu/lbmol.F)

$M_{cp_{total}}$ = kapasitas panas molar spesifik total dari campuran gas tertentu (Btu/lbmol.F)

2.3.3 Temperatur dan Tekanan Kritis

Campuran gas memiliki temperatur dan tekanan kritis teoritis sesuai dengan kondisi kerjanya yang didapatkan dengan pengalihan antara temperatur dan tekanan ideal dengan fraksi molekul dari tiap jenis gas yang dianalisa.

$$P_c = yP_{c_{gas}}$$

$$P_{c_{total}} = yP_{c_{gas1}} + yP_{c_{gas2}} + \dots + yP_{c_{gas-n}} \quad (2.3)$$

$$T_c = yT_{c_{gas}}$$

$$T_{c_{total}} = yT_{c_{gas1}} + yT_{c_{gas2}} + \dots + yT_{c_{gas-n}} \quad (2.4)$$

dimana: P_c = tekanan pseudo kritis (psia)

$P_{c_{total}}$ = tekanan kritis total dari campuran gas tertentu (psia)

T_c = temperatur pseudo kritis (R)

$T_{c_{total}}$ = temperatur kritis total dari campuran gas tertentu (R)

2.3.4 Konstanta Campuran Gas (R)

Apabila fluida kerja menggunakan gas ideal maka nilai R_{ideal} sudah memiliki nilai tertentu (hasil uji laboratorium). Pada perhitungan kali ini dipergunakan gas yang terdiri dari campuran

berbagai jenis gas yang berbeda. Karena itu nilai R_{aktual} dipengaruhi campuran gas yang dianalisa.

$$R_{\text{gas}} = \frac{R}{MW_{\text{total}}} \quad (2.5)$$

dimana: R = konstanta gas universal

$$= 8.314 \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol.K}} = 1545 \frac{\text{ft lbf}}{\text{lbmol R}}$$

R_{gas} = konstanta campuran gas $\left(\frac{\text{J}}{\text{Kg.K}}; \frac{\text{ft.lbf}}{\text{lb.R}}\right)$

2.3.5 Rasio panas spesifik

Panas spesifik atau *specific heat* dari setiap gas sangat dipengaruhi dari jenis komponen gas penyusun dan tempertur kerjanya. Menurut (Brown, 1997), panas spesifik ditunjukkan oleh nilai C_p , panas spesifik pada tekanan konstan dan C_v menunjukkan panas spesifik pada volume konstan. Gas ideal memiliki rasio panas spesifik sebesar 1.4, sedangkan untuk campuran gas yang terdiri dari beberapa jenis gas yang berbeda digunakan perhitungan berikut.

$$k = \frac{C_p}{C_v}$$

$$k = \frac{Mcp_{\text{total}}}{Mcv_{\text{total}}} \quad (2.6)$$

dimana: k = rasio *specific heat*

Mcp = molar heat capacity at constant pressure (BTU/lb mol F)

$Mcv_{\text{total}} = Mcp_{\text{total}} - 1.986$ (molar heat capacity at constan volume (BTU/lb mol F)

2.3.6 Rasio Tekanan dan Temperatur Outlet

Rasio tekanan dan temperatur outlet kompresor dapat dihitung dengan persamaan berikut (Brown,1997).

$$r_p = \frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} \quad (2.7)$$

dimana: P_{out} = Tekanan keluar kompresor (psia)

P_{in} = Tekanan masuk kompresor (psia)

r_p = rasio tekanan kompresor

$$T_2 = T_1 \left(r_p^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (2.8)$$

dimana: T_1 = temperatur inlet (R)
 T_2 = temperatur outlet (R)

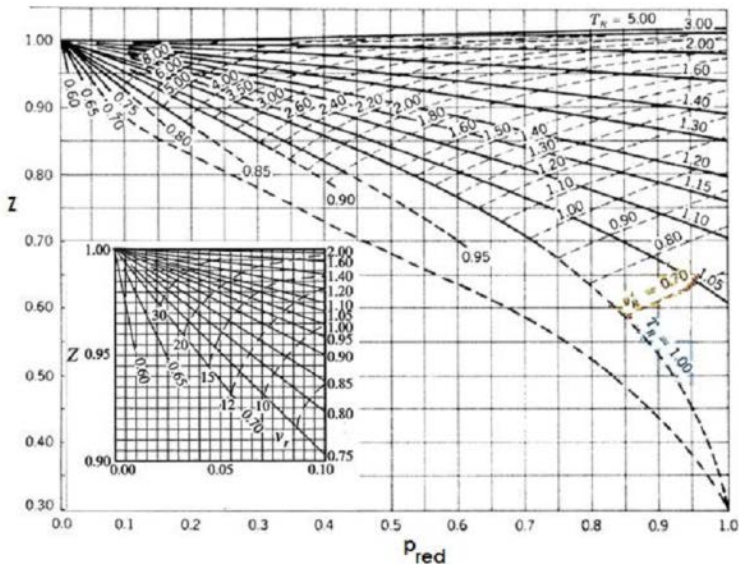
2.3.7 Faktor Kompresibilitas Campuran Gas

Campuran gas memiliki faktor kompresibilitas dan tekanan kritis teoritis sesuai dengan kondisi kerjanya. Factor kompresibilitas dapat diperoleh dari pembacaan grafik kompresibilitas dengan mengetahui T_r dan P_r yang dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$P_r = \frac{P}{P_{Ctotal}} \quad (2.9)$$

$$T_r = \frac{T}{T_{Ctotal}} \quad (2.10)$$

dimana: P = tekanan (psia)
 T = temperatur (R)
 P_r = *pseudo reduced pressure*
 T_r = *pseudo reduced temperature*



Gambar 2.9 Grafik kompresibilitas dengan mengetahui T_r dan P_r
(Brown, 1997)

2.3.8 Head Adiabatik

Melalui persamaan 2.16 akan didapatkan nilai head adiabatik yang harus dihasilkan kompresor (Brown, 1997).

$$H_a = ZR_{\text{gas}}T_{\text{in}} \frac{k}{k-1} \left(r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left(\frac{\text{ft.lbf}}{\text{lbm}} \right) \quad (2.11)$$

dimana: H_a = head adiabatik (lbf ft/lbm)
 R_{gas} = konstanta campuran gas (ft.lbf/lbm)
 Z = kompresibilitas

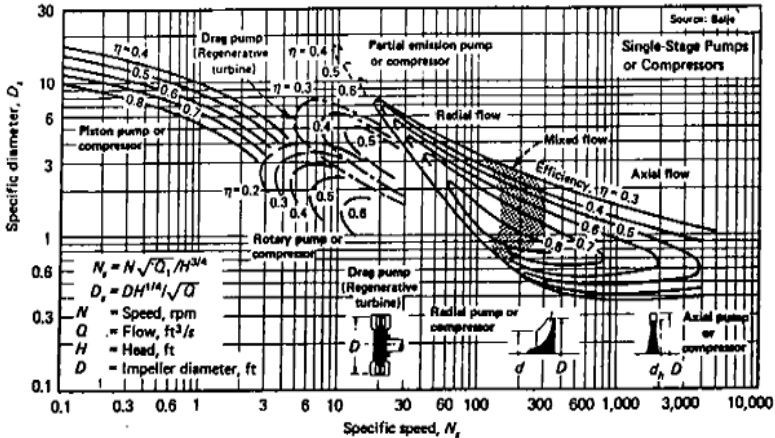
2.4 Analisa Dimensional dan Putaran Spesifik

Setiap mesin-mesin fluida mempunyai geometri optimal yang membuatnya dapat beroperasi pada rentang efisiensi terbaiknya. Untuk kompresor, analisa dimensional digunakan untuk mengetahui kecepatan putaran (rpm) mesin dengan

geometri tertentu agar debit meningkat sebesar 1ft^3 dan *head* meningkat 1 ft (Robison dan Beaty, 1990). Gambar 2.10 menunjukkan nilai rentang putaran spesifik dari masing-masing tipe kompresor.

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H_a^{3/4}} \tag{2.12}$$

- dimana:
- N_s = kecepatan spesifik
 - N = putaran (Rpm)
 - Q = debit (ft^3/s)
 - H_a = head adiabatik (lbf ft/lbm)



Gambar 2.10 Diagram *range* putaran spesifik terhadap diameter spesifik untuk kompresor *recirocating*, *rotary*, *sentrifugal*, dan aksial (Khan, 1984).

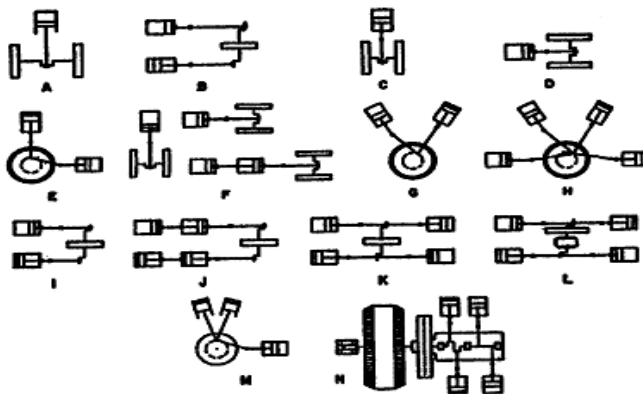
Perlu di ingat bahwa satuan debit diatas adalah ft^3/s dapat diperoleh dengan mengubah satuan MMSCFD menjadi ft^3/s dengan cara berikut

$$Q \left(\frac{\text{ft}^3}{\text{s}} \right) = Q(\text{MMSCFD}) \cdot \frac{1000000}{14400 \frac{\text{min}}{\text{day}} \cdot 60 \left(\frac{\text{s}}{\text{min}} \right)}$$

Nilai N_s yang diperoleh dengan persamaan 2.12 dicocokkan pada grafik diatas. Dari nilai N_s tersebut dapat dilihat jenis kompresor yang cocok untuk digunakan pada kondisi yang diinginkan.

2.5 Kompresor Reciprocating

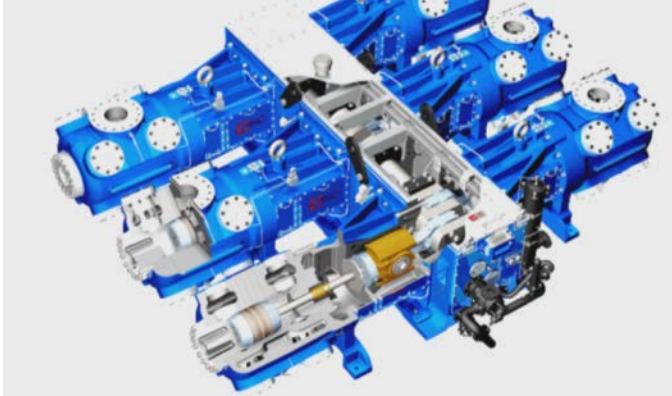
Tipe susunan kompresor *reciprocating* dapat menentukan besar kapasitas output yang dihasilkan. Gambar 2.11 menunjukkan macam-macam susunan kompresor *reciprocating* yang ada, A, C, D, dan F, adalah susunan horizontal atau vertikal *double acting*, G adalah susunan tipe V atau Y dengan dua silinder, Gambar H adalah susunan semi-radial. Gambar I adalah tipe *duplex* dengan dua frame parallel, Gambar J adalah tipe *duplex four concerned steam driven*, L sama dengan J tetapi *driver* berada diantara dua frame, Gambar M adalah tipe L terintegrasi dengan *driver gas engine* atau *oil engine*. Pada tugas akhir ini tipe susunan yang digunakan adalah tipe horizontal (Gambar 2.11 (N)) yaitu menggunakan multi silinder dan gerakan yang berlawanan. Kompresor ini memiliki *multi throw* dimana tiap *crank throw* memiliki satu silinder (Bloch dan Hoefner, 1996).



Gambar 2.11 Macam macam susunan kompresor *reciprocating*

Kompresor tipe horizontal ini disebut juga dengan tipe crosshead. Kompresor tipe ini menggunakan silinder double

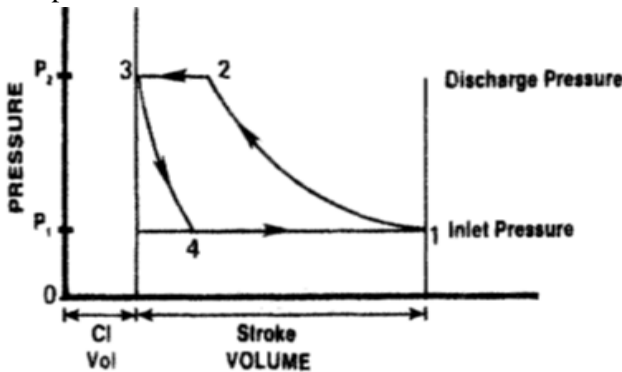
acting dimana terdapat crosshead untuk menghubungkan *connecting rod* dan *piston rod*. Gambar 2.12 menunjukkan konstruksi dari kompresor *reciprocating*.



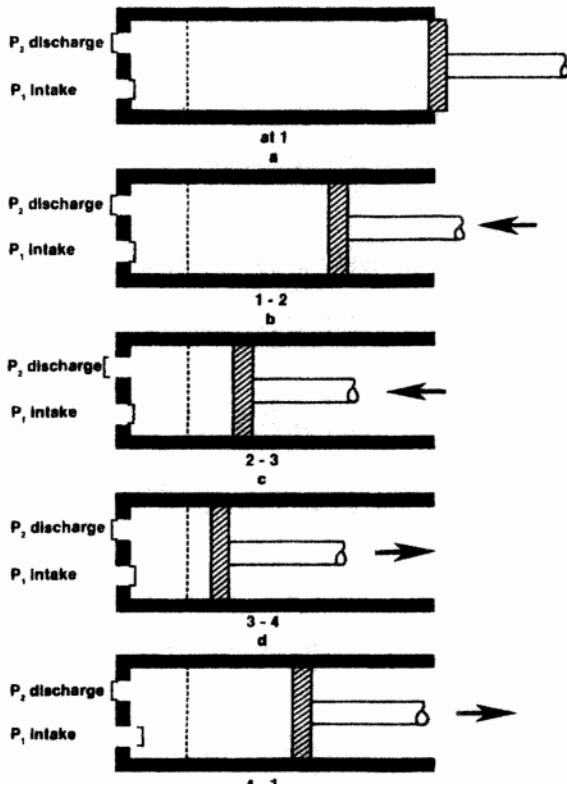
Gambar 2.12 Konstruksi kompresor *reciprocating* (Ariel, 2014)

2.5.1 Prinsip Kerja

Diagram indikator dibawah ini menunjukkan pergerakan piston dan posisi *valve*.



Gambar 2.13 Diagram indikator kompresor *reciprocating* (Brown, 1997)

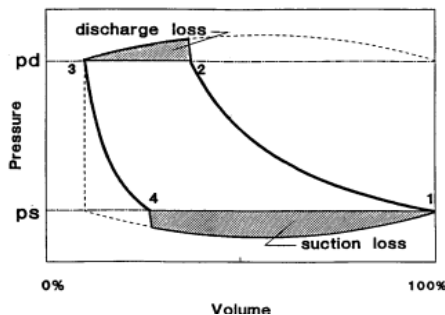


Gambar 2.14 Langkah-langkah siklus kompresor reciprocating (Brown, 1997).

Satu putaran *crankshaft* terdiri atas satu siklus kompresi. Pada Gambar 2.14 (a), piston berada pada titik mati bawah yang ditunjukkan dengan titik 1 pada diagram indikator (Gambar 2.13). Pada posisi ini, silinder telah terisi dengan gas pada tekanan P_1 dan *valve* telah tertutup. Pada Gambar 2.14 (b) piston bergerak ke kiri, yaitu garis 1-2 pada indikator diagram. Tahap-tahap tersebut adalah langkah kompresi. Pada titik 2, diagram indikator *valve* akan mulai terbuka. Kondisi ini ditunjukkan oleh garis 2-3 pada

Gambar 2.14 (c). *Discharge valve* terbuka dan gas akan keluar pada tekanan konstan P_2 selama periode ini. Saat piston mencapai titik 3 (titik mati atas), secara fisik pada langkah ini terdapat ruang antara piston dan *cylinder head*. Volume yang terjebak antara piston dan *cylinder head* disebut dengan *clearance*. Kemudian pada Gambar 2.14 (d), garis 3-4 menunjukkan piston bergerak berbalik arah. Tahap ini merupakan langkah ekspansi dengan menyertakan volume *clearance*. Selama siklus ini, *discharge valve* tertutup. Pada titik 4 di diagram indikator, ekspansi telah selesai dan *intake valve* mulai terbuka. Pada Gambar 2.14 (e), langkah 4-1 menunjukkan silinder terisi oleh gas dengan tekanan P_1 . Ketika piston mencapai titik 1, siklus akan berulang kembali. (Brown, 1997).

Valve pada kompresor adalah jenis *self acting*, yaitu *valve* yang diatur akan terbuka dengan sendirinya jika tekanan didalam silinder sudah mencapai tekanan tersebut. Pada kenyataannya *valve* terbuka penuh ketika tekanan gas melebihi tekanan *discharge* yang diatur, yaitu ketika gaya tekan dan aliran dari gas mampu melawan gaya pegas yang dimiliki *valve*. Pada gambar 2.15 dapat dilihat losses yang terjadi akibat *valve discharge* dan *suction*.



Gambar 2.15 Losses pada *valve* (Hanlon, 2001)

2.5.2 Jumlah *Stage* dan *Intercooler*

Pada umumnya jumlah *stage* kompresor ditentukan oleh rasio tekanannya. Apabila rasio tekanan lebih dari 4 maka

digunakan 2. Tabel 2.2 menunjukkan daya yang dibutuhkan untuk mengkompresi udara menggunakan satu *stage* dan dua *stage*, dimana pada tekanan 4 kg/cm² daya kompresi menggunakan dua *stage* lebih kecil dari satu *stage*. Jumlah *stage* yang dibutuhkan kompresor *reciprocating* dapat pula dihitung dengan persamaan berikut (Hickman, 2013):

$$n = INT\left(\frac{\ln r_p}{\ln 3.5} + 0.90\right) \quad (2.13)$$

dimana: n = jumlah *stage*

Tabel 2.2 perbandingan daya satu *stage* dengan dua *stage* (Sularso, Tahara, 2, 1983)

Tekanan (kg/cm ² (G))	Kompresi 1-tingkat (kW)	Kompresi 2-tingkat (kW)	Tekanan (kg/cm ² (G))	Kompresi 2-tingkat (kW)
0,5	0,7053		11	4,9639
1	1,2608		12	5,1563
1,5	1,7256		13	5,3365
2	2,1288		14	5,5060
2,5	2,4869		15	5,6661
3	2,8105		16	5,8178
3,5	3,1065		17	5,9621
4	3,3801	2,9994	18	6,0997
4,5	3,6348	3,2012	19	6,2313
5	3,8736	3,3879	20	6,3573
5,5	4,0987	3,5618	21	6,4783
6	4,3118	3,7247	22	6,5947
6,5	4,5143	3,8779	23	6,7068
7	4,7074	4,0227	24	6,8150
7,5	4,8922	4,1599	25	6,9195
8	5,0693	4,2904	26	7,0215
8,5	5,2396	4,4148	27	7,1195
9	5,4036	4,5338	28	7,1246
9,5	5,5619	4,6477	29	7,3069
10	5,7149	4,7572	30	7,3965

Catatan: Daya yang dinyatakan di atas adalah daya kompresi adiabatik teoritis untuk setiap m³/menit udara bebas. 1 kg/cm² = 0,0980665 MPa. G berarti tekanan lebih (gase)

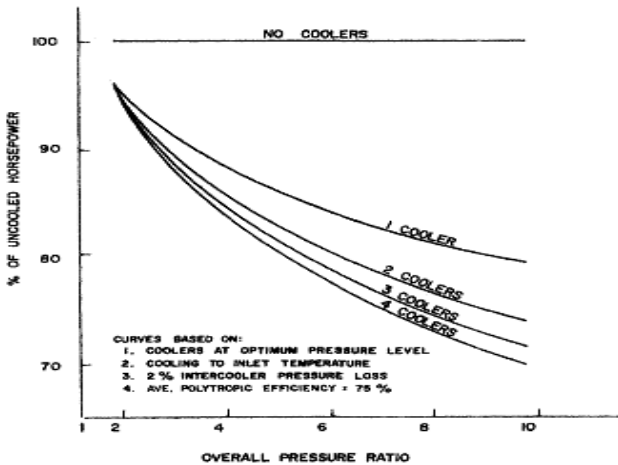
Intercooler yang dipasang antar *stage* kompresor akan membatasi temperatur keluaran *stage* dan mengurangi penggunaan energi. Pada kompresi *isothermal*, kerja kompresor mengikuti persamaan berikut:

$$Pv = C$$

$$Wa = wRT \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (2.14)$$

dimana: Wa = kerja adiabatik kompresor (lb ft/s)
 w = berat gas (lb)

kompresi *isothermal* dengan persamaan ini dapat digunakan untuk menjelaskan keuntungan menggunakan *intercooler*, yaitu daya teoritis yang diperlukan jika menggunakan *intercooler*. Gambar 2.14 menunjukkan pengaruh dari jumlah *intercooler* terhadap daya yang dibutuhkan dalam persen daya jika tidak ada *intercooler*.



Gambar 2.16 Daya dalam persen dari daya awal (tanpa intercooler) yang dibutuhkan jika menggunakan intercooler (Brown, 1997).

2.5.3 Tekanan *Outlet Stage*

Tekanan *discharge* disetiap *stage* diperlukan untuk mengestimasi *brake horse power* (BHP) tiap *stage* (Hickman, 2013). Berikut adalah persamaan untuk menghitung tekanan keluar *stage*.

$$P_i = P_1 r_{pstage} \quad (2.15)$$

dimana: r_{pstage} = rasio tekanan *stage*
 P_i = tekanan keluar tingka (psia)

2.5.4 *Piston displacement*

Pada *sizing* kompresor *reciprocating* ini, silinder yang digunakan adalah jenis *double acting*. *Piston displacement* adalah volume yang dihasilkan silinder berdasarkan perpindahan piston. Volume tersebut berdasarkan satuan ACFM (*actual cubic feet per minute*), dimana ACFM dikonversikan dari SCFM (*standard cubic feet per minute*) dengan persamaan berikut

$$Q(ACFM) = Q(SCFM) \frac{Z_s P_{std}}{Z_{std} P_s} \quad (2.16)$$

dimana: Z_s = kompresibilitas gas pada kondisi *suction*
 P_s = tekanan gas pada kondisi *suction* (psia)
 Z_{std} = kompresibilitas gas pada kondisi standar
 P_{std} = tekanan gas pada kondisi standar (psia)

Untuk silinder *double acting*, *piston displacement* dapat dihitung dengan persamaan dibawah ini:

$$Pd = S_t \cdot N \cdot \frac{\pi(2D^2 - d^2)}{4} \left(\frac{in^3}{menit} \frac{ft^3}{12^3 in^3} \right) \quad (2.17)$$

dimana: Pd = *piston displacement* (ft³/menit)
 S_t = *stroke* (in)
 D = diameter *bore* (in)
 d = diameter *rod* (in)

2.5.5 Efisiensi Volumetrik

Volume aktual yang dihasilkan kompresor pada persamaan *piston displacement* sebenarnya lebih kecil. *Piston displacement* harus dikalikan dengan efisiensi volumetrik. Efisiensi volumetrik dipengaruhi oleh beberapa faktor, yaitu *clearance*, *leakage* (kebocoran), dan *slip* yang terjadi pada ring piston (Brown, 1997).

$$E_v = 0.97 - \left[\left(\frac{1}{f} \right) r_p^{\frac{1}{k}} - 1 \right] c - L \quad (2.18)$$

dimana: E_v = efisiensi volumetrik
 F = Z_2/Z_1 , Z = compressibility $_1$ untuk *suction* dan $_2$ untuk *discharge*
 c = persentase *clearance*
 L = *ring slip*, yaitu 0.03 untuk *lubricated* dan 0.07 untuk *non-lubricated*

$$Q = E_v Pd \quad (2.19)$$

dimana: E_v = efisiensi volumetrik
 Pd = *piston displacement* (ft³)

2.5.6 Kerja Kompresor

Kerja tiap *stage* dapat dihitung melalui perkalian *head* adiabatic dengan *weight flow* tiap *stage*. (Brown, 1997)

$$W = H_a \cdot w$$

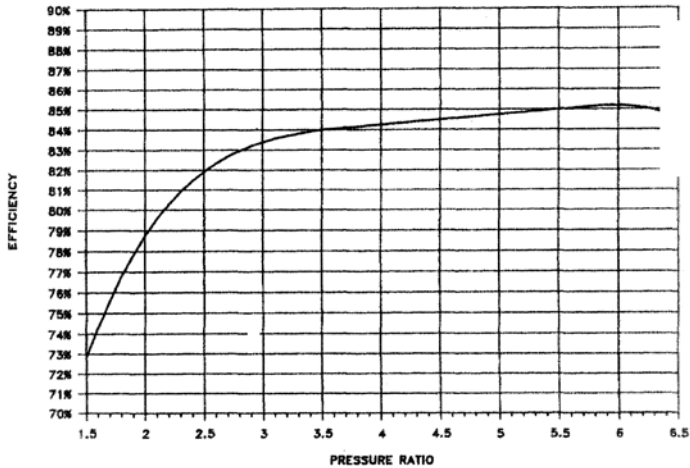
Jika $PQ = wRT$, dimana w adalah berat gas, maka

$$W_{total} = \frac{P_1 Q_1}{\eta} \frac{k}{k-1} \left(r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \dots + \frac{P_i Q_i}{\eta} \frac{k}{k-1} \left(r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (2.20)$$

dimana: Q_i = debit *stage* (ft³/s)
 P_i = tekanan *stage* i (psia)
 η = efisiensi politropis
 W_{total} = daya kompresor (lb ft/s).

Nilai efisiensi tersebut dapat diperoleh dengan pembacaan grafik pada Gambar 2.17 dan tabel 2.3 dan 2.4, yaitu faktor koreksi efisiensi dibawah ini. Efisiensi tersebut telah

termasuk 95% efisiensi mekanis untuk *valve velocity* 33000 feet per menit (Brown, 1997).



Gambar 2.17 Grafik efisiensi siklus terhadap rasio *pressure* dengan *valve velocity* 3000fpm, (Brown, 1997).

Tabel 2.3 Faktor pengali efisiensi untuk *specific gravity* (Brown, 1997)

r_p	SG				
	1.5	1.3	1	0.8	0.6
2	0.99	1	1	1	1.01
1.75	0.94	0.97	1	1.02	1.04

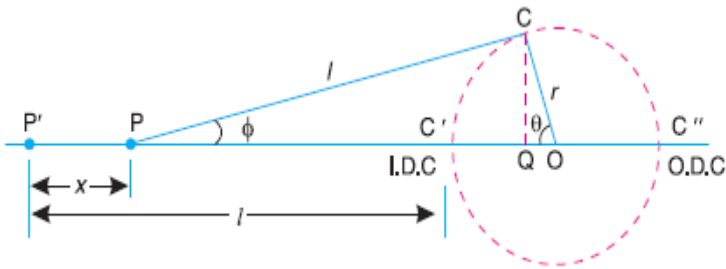
Tabel 2.4 Faktor pengali efisiensi untuk rasio *pressure* rendah (Brown, 1997)

r_p	Pressure psia							
	10	14.7	20	40	60	80	100	150
3	0.99	1	1	1	1	1	1	1
2.5	0.98	0.985	0.99	0.995	1	1	1	1
2	0.96	0.965	0.97	0.98	0.99	1	1	1
1.5	0.89	0.9	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1

2.6 Rod Load

Setiap kompresor *reciprocating* mempunyai keterbatasan terhadap beban tekanan operasi dan inersianya. Beban tekanan dan inersia tersebut akan diterima secara langsung oleh rod, yaitu batang yang menghubungkan *connecting rod* dan piston seperti pada Gambar. Beban karena tekanan yang bekerja dan inersia dari komponen *reciprocating* disebut *rod load* (Bloch dan Hoefner, 1996).

2.6.1 Beban Inersia



Gambar 2.18 Skema *piston displacement* (Khurmi, 2008).

Gaya inersia terjadi karena adanya massa dari *part reciprocating* yang bergerak dengan percepatan tertentu. Arah dari gaya inersia ini selalu berlawanan dari arah gerak piston. Untuk mengetahui besar gaya inersia harus diketahui terlebih dahulu percepatan dari piston dimana percepatan piston berubah sesuai dengan sudut *crank*. Percepatan dari piston dapat diperoleh dengan menurunkan persamaan perpindahan piston dari skema di Gambar 2.18. Gaya Inersia didapatkan dengan persamaan berikut (Khurmi, 2008).

$$\begin{aligned}
 F_{inersia} &= m \cdot a \\
 \text{Stroke } x &= PP' = O \\
 P' - OP &= (P'C' + C'O) - (PQ + QO) \\
 x &= r(1 - \cos\theta) + \frac{1}{2} \frac{\sin 2\theta}{\frac{l}{r}}
 \end{aligned}$$

$$\frac{dx^2}{dt^2} = a = \omega^2 r \left(\cos\theta + \frac{\cos 2\theta}{\frac{l}{r}} \right) \quad (2.21)$$

dimana: l = panjang *connecting rod* (in)
 r = jari-jari *crank* (in)
 ω = kecepatan sudut *crank* (rad/s)
 θ = sudut *crank*
 m = masa part reciprocating (lb)

2.6.2 Gas Pressure Load

Gambar 2.19 dan 2.20 menunjukkan bagaimana beban tarik dan kompresi terjadi dalam silinder *double acting*. Gaya yang terjadi karena tekanan gas dapat dihitung dengan persamaan berikut (Hanlon, 2001):

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = C$$

$$P = \frac{C}{V^n} \quad (2.22)$$

Dimana V adalah fungsi θ , $V(\theta) = \text{Luas silinder} \times \text{stroke}$

Volume *Head end*

$$V(\theta) = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot \left(r(1 - \cos\theta) + \frac{1}{2} \frac{\sin 2\theta}{\frac{l}{r}} \right) \quad (2.23)$$

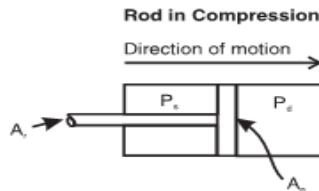
Volume *crank end*

$$V(\theta) = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot \left(r(1 - \cos\theta) + \frac{1}{2} \frac{\sin 2\theta}{\frac{l}{r}} \right) \quad (2.24)$$

Beban rod kompresi

$$\text{load compressi} = Pd Ap - Ps(Ap - Ar)$$

$$\text{load compressi} = (Pd - Ps)Ap + Ps \cdot Ar \quad (2.25)$$

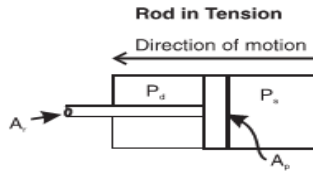


Gambar 2.19 Beban kompresi Rod (GPSA, 2004)

$$\begin{aligned} \text{gas load in tension} &= P_d(A_p - A_r) - P_s \cdot A_p \\ \text{gas load in tension} &= A_p(P_d - P_s) + P_d \cdot A_r \end{aligned} \quad (2.26)$$

dimana:

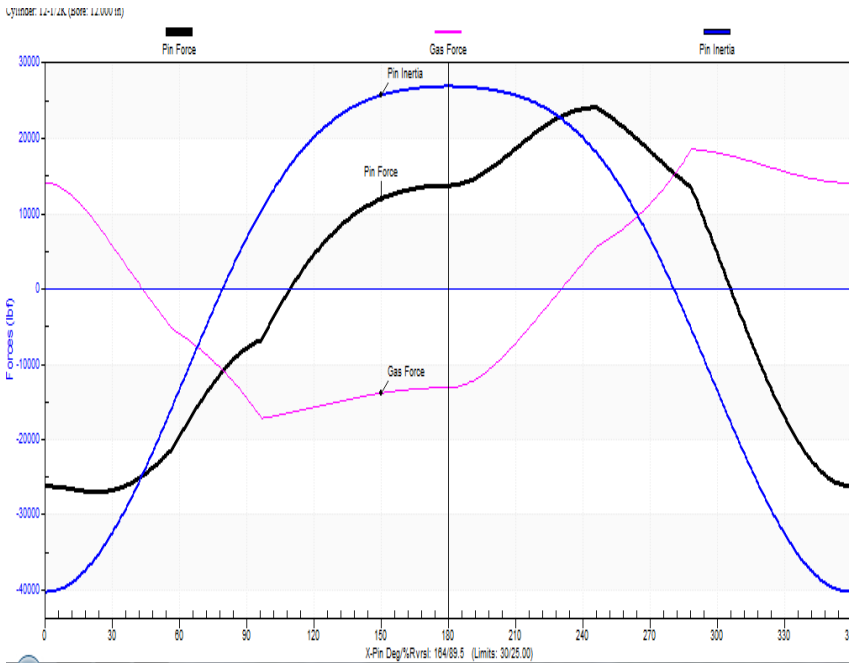
- P_d = tekanan *discharge* (psi)
- P_s = tekanan *suction* (psi)
- A_p = luas penampang piston (in²)
- A_r = luas penampang rod (in²)



Gambar 2.20 Beban tarik rod (GPSA, 2004)

2.6.3 *Nett Rod Load*

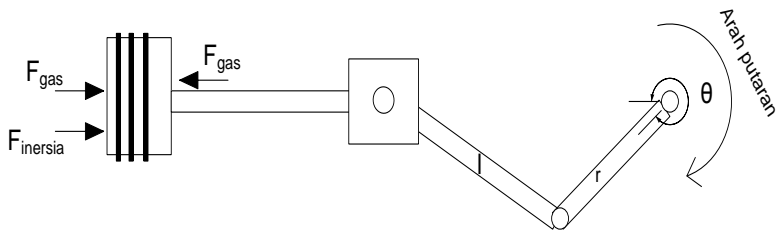
Nett Rod Load adalah gaya yang terjadi pada piston rod yang didapatkan dari penjumlahan vektor antara gaya inersia dan gaya tekan gas (*gas force*). Nilai dari *nett rod load* dapat diplot sebagai fungsi sudut crank sehingga dapat diketahui beban maksimum yang terjadi pada piston rod berdasarkan posisi sudut crank seperti pada Gambar 2.21.



Gambar 2.21 Rod load dari gaya inersia dan dan gaya tekan gas (gas force) terhadap crankshaft angle (Ariel, 2014)

Gaya total yang dialami oleh rod adalah jumlah dari gaya dari tekanan gas dan gaya inersia

$$F_{rod} = F_{gas} \pm F_{inersia}$$



Gambar 2.22 Rod load pada piston rod

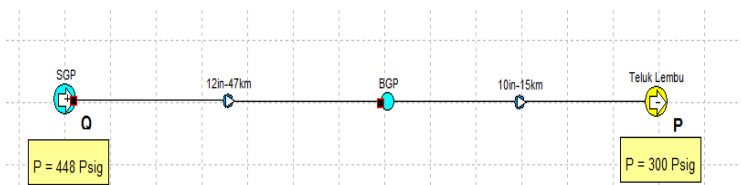
2.7 Ketentuan API 11P Mengenai Pengoperasian Kompresor *Reciprocating*

1. Perhitungan unjuk kerja harus meliputi analisa gas, tekanan *suction*, temperature *suction* dan, tekanan *discharge* untuk menghitung berat molekul, rasio panas spesifik (C_p/C_v), dan faktor kompresibilitas.
2. Kecepatan maksimal yang diijinkan
3. Temperatur maksimal *discharge* yang diijinkan. Kompresor harus memiliki jumlah *stage* yang cukup dan pendinginan *interstage* untuk membatasi temperatur *discharge* pada tiap *stage* agar tidak melebihi 350 F.
4. *Rod load* maksimal yang bekerja berdasarkan kondisi operasi tidak boleh melebihi *rod load* maksimal dari *frame* kompresor yang digunakan.
5. MAWP (*Maximum Allowable Working Pressure*) minimal 10 persen lebih besar atau 25 psig dari tekanan operasi (API, 1989).

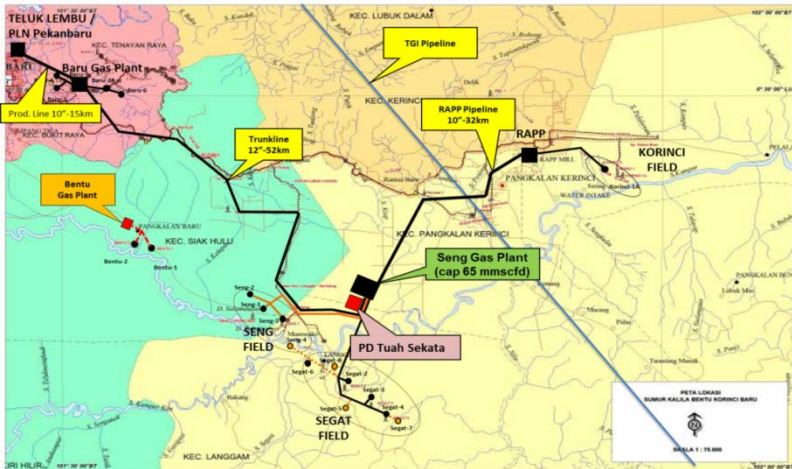
BAB III METODE PERHITUNGAN

Berikut adalah metode yang digunakan dalam *sizing* kompresor *recircating* di Seng Gas Plant:

1. Studi Literatur
Melakukan studi literatur dari buku-buku dan jurnal yang ada mengenai pemilihan kompresor dan desain kompresor.
2. Pengambilan Data
3. Langkah ini dilakukan untuk memperoleh data pendukung dalam proses *sizing*. Data yang diperoleh adalah komposisi kimia natural gas yang diambil di Seng Gas Plant dari hasil uji laboratorium pada tanggal 27 Januari 2014
4. Penentuan parameter *sizing*
Pada tahap ini, beberapa parameter sebagai pertimbangan dasar *sizing* dirumuskan sesuai dengan batasan analisa yang digunakan. Beberapa parameter yang diambil antara lain:
 - *Flow rate* sebesar 15 MMSCFD berdasarkan *project summary* AFE 14-0009 Seng Gas Plant Gas Compressor 7 Mei 2013.
 - Temperatur *suction* kompresor adalah 100 F.
 - Tekanan *suction* 100 Psig dan *discharge* 450 Psig berdasarkan simulasi *software* Pipesim yang telah dilakukan oleh EMP Bentu Ltd yang telah di simplifikasi pada Gambar 3.1 (Gambar sebenarnya pada Gambar 3.2).



Gambar 3.1 Distribusi tekanan (hasil simulasi software pipesim) Seng Gas Plant-Teluk Lembu



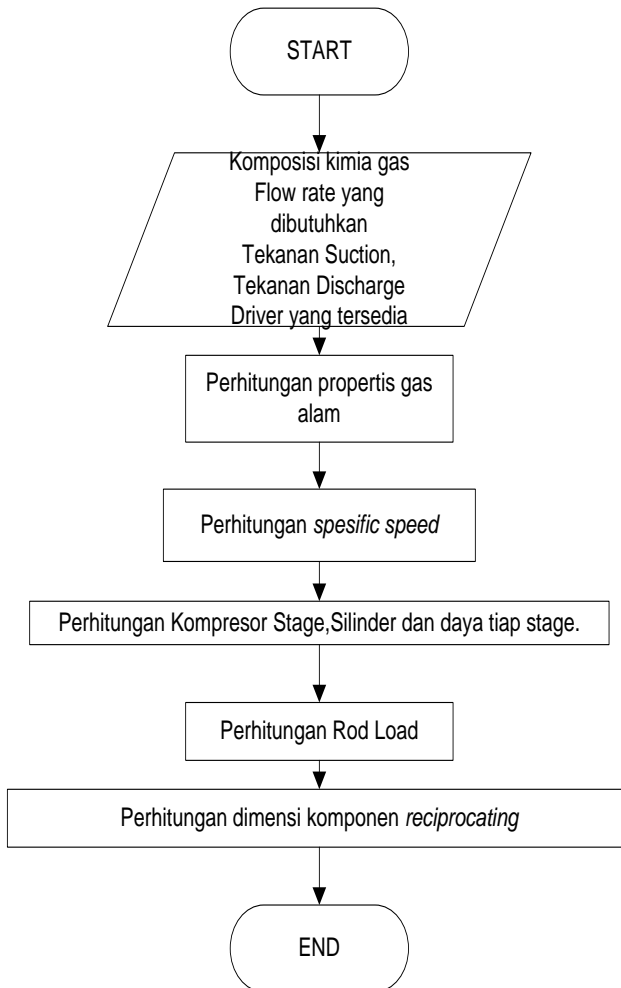
Gambar 3.2 Flowline sumur Seng dan Segat – Teluk Lembu (Surface facilities EMP Bantu Ltd., 2012)

- *Driver* yang digunakan adalah gas engine, Waukeha L70441 GSI maksimum 1680 HP 1200 rpm.
- Kompresor menggunakan *intercooler* dimana temperatur *interstage* keluar *intercooler* adalah 120 F.
- Kompresor menggunakan *intercooler* dimana temperatur *interstage* keluar *intercooler* adalah 120 F.

5. Sizing kompresor *Reciprocating*

3.1 Sizing Secara Umum

Secara umum, proses *sizing* dimulai dengan perhitungan sifat kimia, kecepatan spesifik, jumlah *stage*, ukuran silinder, dan daya yang dibutuhkan. Kemudian, *sizing* dilanjutkan dengan perhitungan komponen-komponen *reciprocating*. Proses *sizing* ini dapat digambarkan dalam diagram alir seperti pada Gambar 3.3

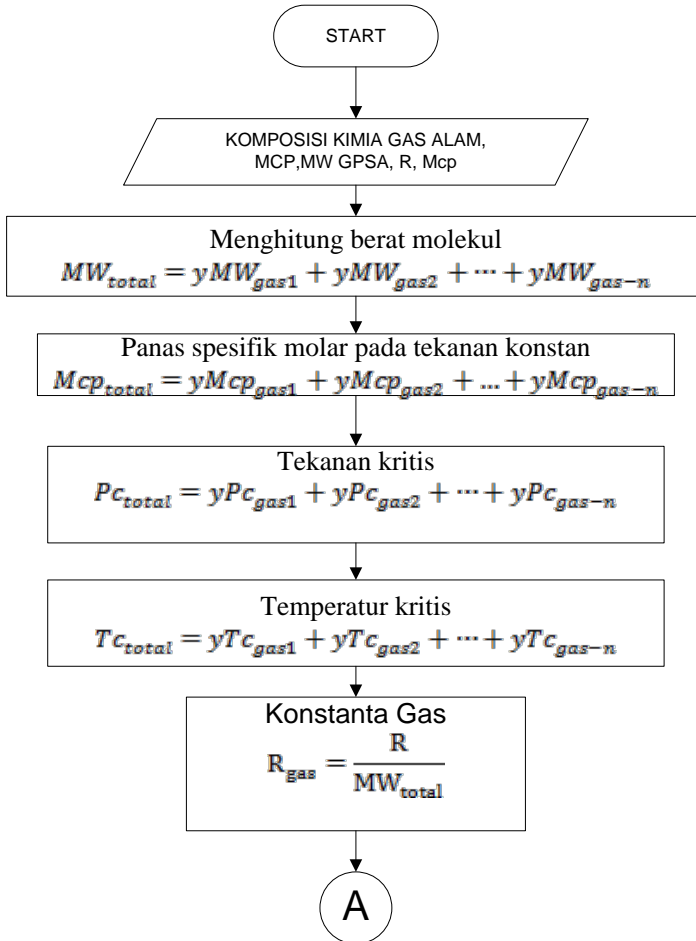


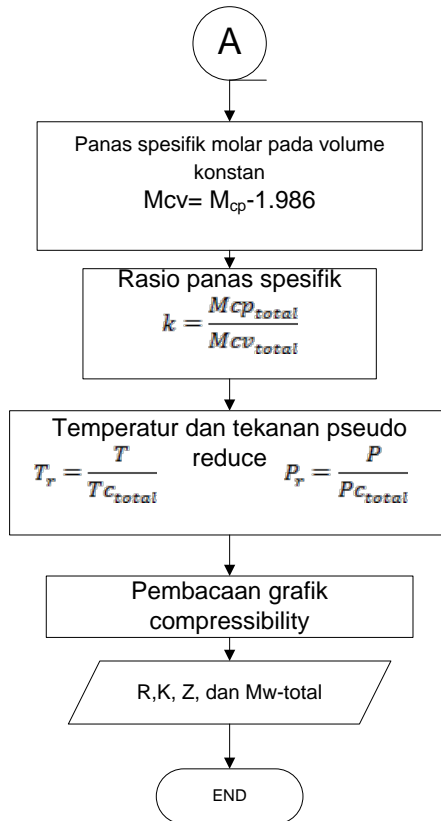
Gambar 3.3 Diagram alir *sizing* secara umum

3.2 Diagram Alir Perhitungan Sifat-sifat Gas

Sizing kompresor harus dimulai dari perhitungan sifat-sifat gas karena fluida kerja sangat berpengaruh dalam *sizing* kompresor. Perhitungan dimulai dengan menghitung berat

molekul campuran, molar *heat capacity*, perbandingan *heat capacity*, dan kompresibilitas campuran gas. Perhitungan sifat-sifat kimia gas ditunjukkan pada Gambar 3.4.

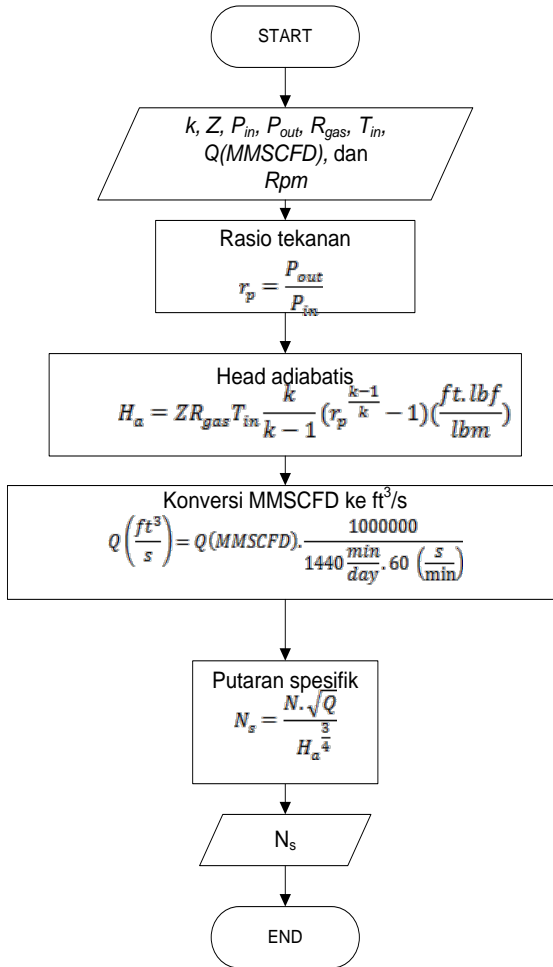




Gambar 3.4 Diagram alir perhitungan sifat-sifat kimia gas

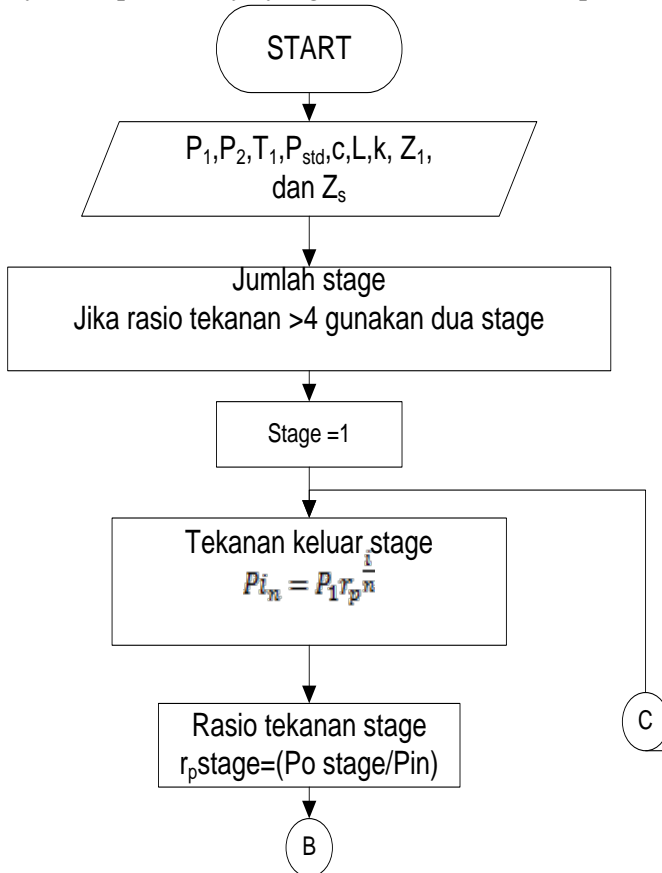
3.3 Diagram Alir Perhitungan Putaran Spesifik

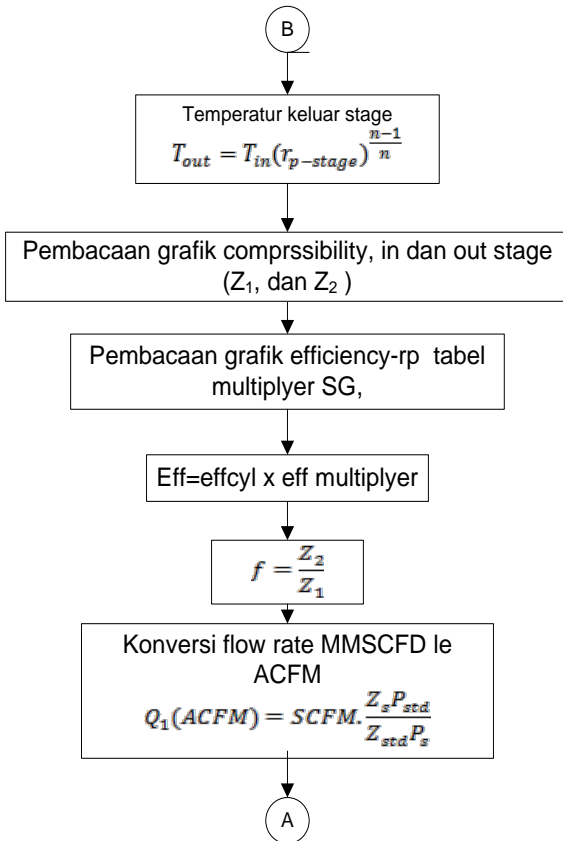
Gambar 3.4 menjelaskan perhitungan putaran spesifik untuk mengetahui apakah kompresor bekerja pada kondisi optimumnya atau tidak. Perhitungan ini juga digunakan sebagai justifikasi tipe kompresor yang dipilih. Gambar 3.5 berikut menunjukkan langkah-langkah perhitungan putaran spesifik.

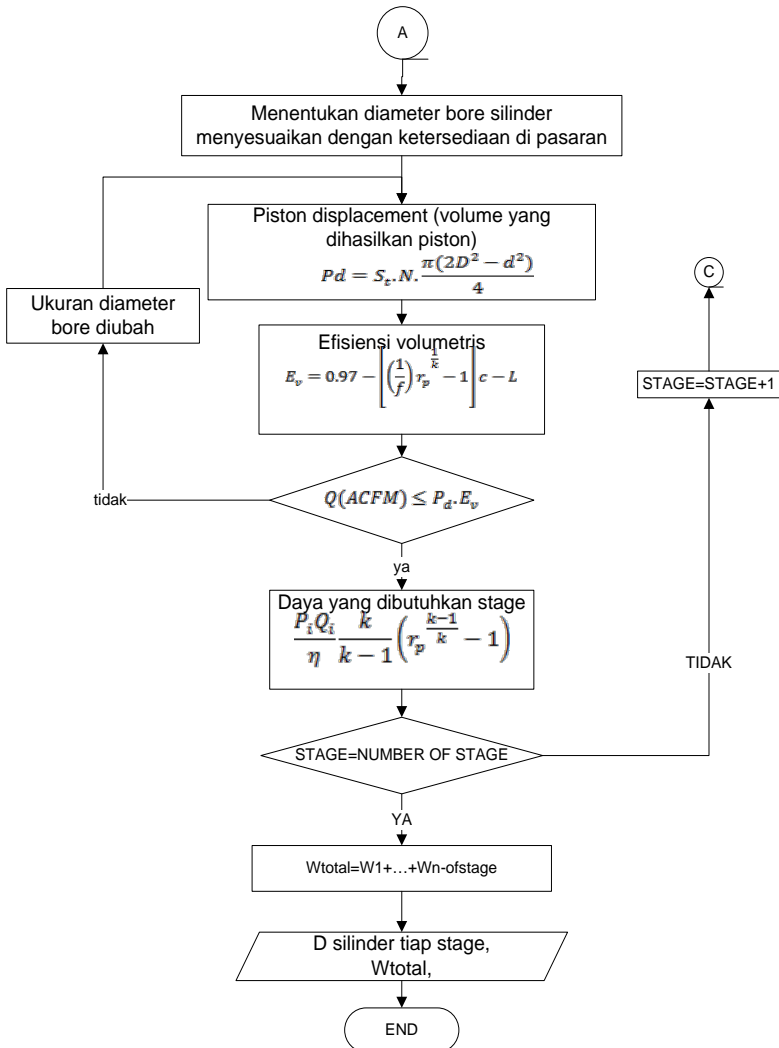
Gambar 3.5 Diagram alir perhitungan *specific speed*

3.4 Diagram Alir Perhitungan *Stage*, Silinder dan Daya Kompresor

Gambar 3.6 menunjukkan perhitungan diameter bore silinder dan daya kompresor. Untuk mendapatkan ukuran silinder, harus ditentukan terlebih dahulu jumlah *stage*, sifat-sifat gas masuk dan keluar tiap *stage*, dan efisiensi volumetris. Pada akhirnya, didapatkan daya yang dibutuhkan oleh kompresor



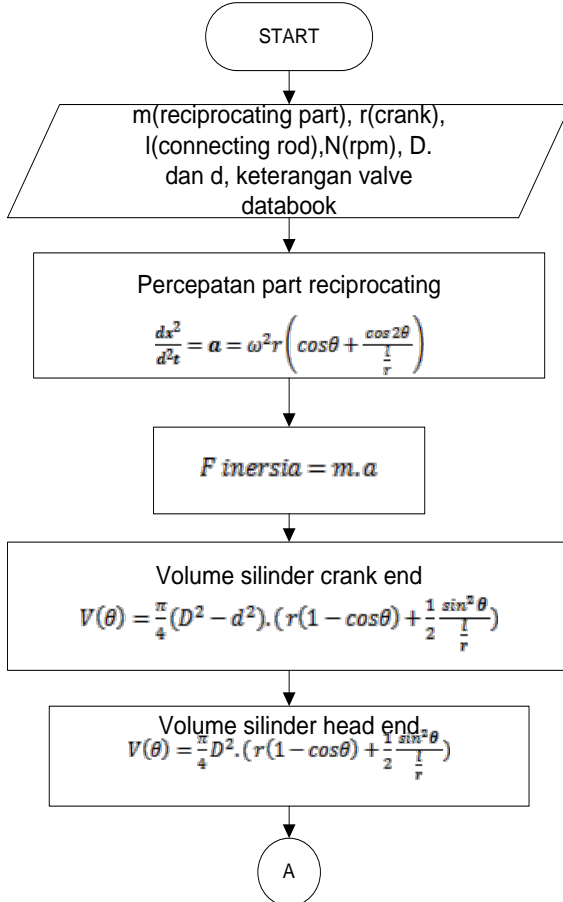


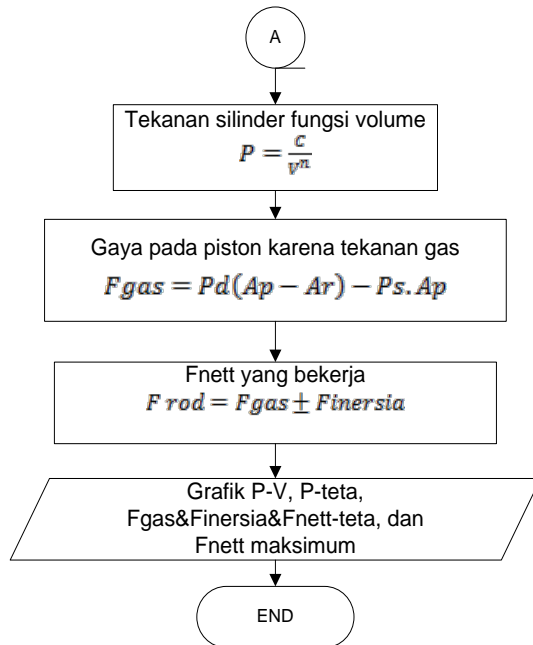


Gambar 3.6 Diagram alir perhitungan jumlah *stage*, silinder dan daya yang dibutuhkan kompresor

3.5 Diagram Alir Perhitungan Rod Load

Perhitungan ini dilakukan agar didapatkan nilai beban maksimum yang bekerja pada komponen *reciprocating* berdasarkan tekanan yang terjadi di dalam silinder dan inersia dari *part reciprocating* itu sendiri. Langkah-langkah perhitungan *rod load* dapat dilihat lebih jelas pada Gambar 3.7





Gambar 3.7 Diagram alir perhitungan *rod load*

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV PERHITUNGAN DAN SIZING

4.1 Parameter Perhitungan

Parameter yang diperlukan untuk *sizing* kompresor reciprocating adalah sebagai berikut:

- kapasitas (Q) = 15 MMSCFD
- temperatur *suction* (T_{in}) = 100 °F
= 100+460 = 560 R
- tekanan *suction* (P_{in}) = 100 psig, dimana tekanan atmosfer 14.696 psi
= 114.696 psia
- tekanan *discharge* (P_{out}) = 450 psig = 464.696 psia
- putaran (N) = 1200 rpm, dan daya maksimal

4.2 Perhitungan Sifat-sifat Gas

Sifat-sifat gas dihitung berdasarkan data komposisi kimia natural gas dari hasil uji lab pada 24 januari 2014 sebagai berikut.

Tabel 4.1 Komposisi kimia *natural gas* dan berat molekul

Komponen	y (fraksi mol)	MW	y.MW
Carbon Dioxide	0.00232	44.01	0.1021032
Nitrogen	0.0073	28.0134	0.20449782
Methane	0.9879	16.043	15.8488797
Ethane	0.00182	30.07	0.0547274
Propane	0.00046	44.097	0.02028462
i Butane	0.00009	58.123	0.00523107
n – Butane	0.00006	58.123	0.00348738
i – Pentane	0.00002	72.15	0.001443
n – Pentane	0.00001	72.15	0.0007215
Hexane	0.00002	86.177	0.00172354

<i>TOTAL</i>	<i>I</i>	<i>total MW</i>	16.24309923
--------------	----------	-----------------	-------------

Nilai *molar heat capacity*, temperatur kritis, dan tekanan kritis (T_c , P_c) unsur-unsur gas yang ada berdasarkan GPSA, 2004.

Tabel 4.2 Perhitungan *molar heat capacity*, temperatur, dan tekanan kritis

M_{cp}	$y.M_{cp}$	T_c (R)	$y.T_c$	P_c (psi)	$y.P_c$
6.96	0.0161472	547.9	1.271128	1071.17	2.4851144
9	0.0657	227.5876	1.661389	493.0124	3.59899059
8.65	8.545335	343.37	339.2152	667.8	659.71962
12.95	0.023569	550.09	1.001164	707.8	1.288196
18.17	0.0083582	666.01	0.306365	616.3	0.283498
23.95	0.0021555	755.6	0.068004	583	0.05247
24.08	0.0014448	765.65	0.045939	550.7	0.033042
29.42	0.0005884	836.93	0.016739	590	0.0118
29.71	0.0002971	845.7	0.008457	488.6	0.004886
35.37	0.0007074	913.7	0.018274	436.9	0.008738
$M_{cp_{total}}$	8.6643026	$T_{c_{total}}$	343.6127	$P_{c_{total}}$	667.486355

Temperatur kritis *natural gas* (T_c) = 343.6 R = -116.6 F

Tekanan kritis *natural gas* (P_c) = 667.5 psia

4.2.1 Konsanta Gas

Nilai konstanta gas dari *natural gas* yang diperoleh dengan menggunakan nilai MW_{total} hasil tabel diatas.

$$R_{gas} = \frac{R}{MW_{total}} = \frac{1546}{16.24309923} = 95.179 \text{ ft. } \frac{\text{lbf}}{\text{lb. R}}$$

4.2.2 Heat Capacity Ratio

Rasio kapasitas panas didapat dengan mengambil nilai Mcp_{total} yang didapat dari tabel perhitungan diatas.

$$\begin{aligned} Mcv_{total} &= 1.986 - Mcp_{total} \\ &= 1.986 - 8.664 \\ &= 6.678 \frac{\text{Btu}}{\text{lbmol R}} \end{aligned}$$

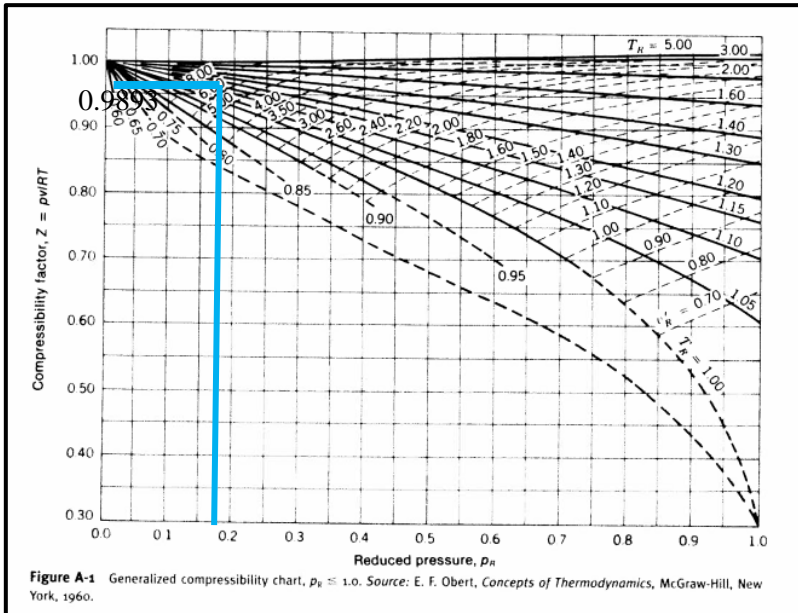
$$\begin{aligned} k &= \frac{Mcp_{total}}{Mcv_{total}} \\ &= \frac{8.66}{6.68} = 1.297 \end{aligned}$$

4.2.3 Kompresibilitas Gas

Nilai kompresibilitas gas diperoleh dengan mengplot nilai P_r dan T_r yang didapat dari perhitungan berikut, kemudian diplot pada grafik kompresibilitas.

$$\begin{aligned} P_r &= \frac{P_{in}}{P_{Ctotal}} \\ &= \frac{114.696}{667.486} = 0.172 \\ T_r &= \frac{T_{in}}{T_{Ctotal}} \\ &= \frac{560}{343.612} = 1.63 \end{aligned}$$

dari Gambar didapat nilai kompresibilitas gas (Z) adalah 0.9893



Gambar 4.1 Grafik kompresibilitas

4.3 Perhitungan Putaran Spesifik

Rasio tekanan didapat dengan perhitungan berikut.

$$r_p = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{464.696 \text{ psia}}{114.696 \text{ psia}} = 4.05$$

Rasio tekanan kompresor lebih dari 4, karena itu digunakan dua *stage* kompresi. Untuk jumlah *stage* (n) rasio tekanan tiap *stage* didapatkan sebagai berikut.

$$r_{pstage} = r_p^{\frac{1}{n}} = 4.05^{\frac{1}{2}} = 2.013$$

Perhitungan *specific speed* membutuhkan nilai head adiabatik yang didasarkan pada satu *stage* kompresi dan silinder tunggal.

$$\begin{aligned}
 H_a &= ZR_{gas}T_{in} \frac{k}{k-1} \left(r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \\
 &= (0.9893)(95.18) \frac{\text{ft} \cdot \text{lbf}}{\text{lb} \cdot \text{R}} (560 \text{ R}) \left(\frac{0.23}{0.23-1} \right) \\
 &\quad \left(2.013^{\frac{0.23-1}{0.23}} - 1 \right) \\
 &= 40009.1 \frac{\text{ft} \cdot \text{lbf}}{\text{lb}}
 \end{aligned}$$

Konversi debit

$$\begin{aligned}
 Q \left(\text{standard} \frac{\text{ft}^3}{\text{s}} \right) &= (15 \text{ MMSCFD}) \cdot \frac{1000000}{14400 \frac{\text{min}}{\text{day}} \cdot 60 \left(\frac{\text{s}}{\text{min}} \right)} \\
 &= 173.611 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}} \\
 Q \left(\text{Actual} \frac{\text{ft}^3}{\text{s}} \right) &= Q \left(\text{standard} \frac{\text{ft}^3}{\text{s}} \right) \frac{Z_s P_{std}}{Z_{std} P_s} \\
 &= 173.611 \frac{(0.9893)(14.696)}{(0.9983)(114.696)} \\
 &= 22.051 \text{ ft}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

Kompresor *reciprocating* memiliki dua silinder yang balance, sehingga untuk mendapatkan *specific speed* debit diatas dibagi dua menjadi 11.025 ft³/s

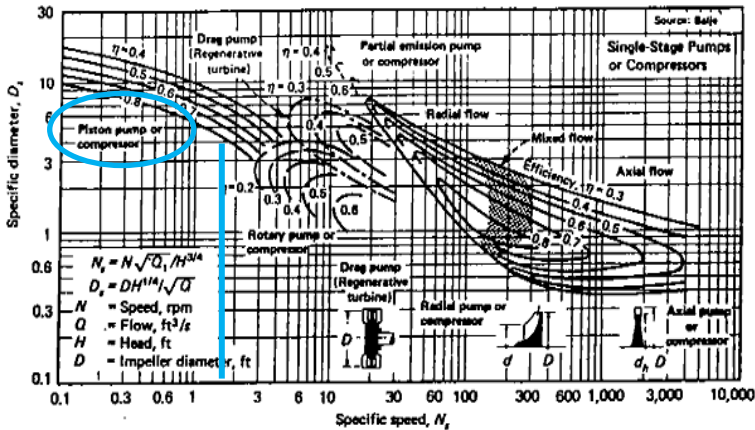
Putaran spesifik

$$\begin{aligned}
 N_s &= \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H_a^{\frac{3}{4}}} \\
 &= \frac{1200 \cdot \sqrt{11.025}}{40009.1^{\frac{3}{4}}} = 1.41
 \end{aligned}$$

Nilai N_s yang didapat diplot pada grafik *specific speed* untuk mengetahui tipe kompresor yang sesuai dengan kondisi operasi yang ada. Dari Gambar 4.2 terlihat bahwa tipe kompresor yang sesuai pada kondisi ini adalah tipe *reciprocating*.

Kompresor *reciprocating* pada perhitungan *sizing* ini menggunakan silinder *double acting*. Penggunaan silinder *double*

acting dimaksudkan agar mendapatkan debit yang lebih besar dengan ukuran silinder yang lebih kecil pada putaran yang sama.



Gambar 4.2 Diagram *specific speed* (Khan, 1984).

4.4 Perhitungan Silinder Stage dan Daya Kompresor

4.4.1 Perhitungan Stage 1

Properti gas masuk dan keluar *stage* harus dihitung terlebih dahulu untuk mendapatkan ukuran silinder dari tiap *stage*.

- Rasio tekanan *stage* 1

$$r_{p_{stage}} = r_p^{\frac{1}{n}}$$

$$= 4.05^{\frac{1}{2}} = 2.0128$$

- Tekanan keluar *stage* 1

$$P_i = P_1 r_{p_{stage}}$$

$$= (114.696)(2.0128) = 230.865 \text{ psia}$$

- Temperatur keluar *stage* 1

$$\begin{aligned}
 T_i &= T_1 \left(r_{pstage}^{\frac{k-1}{k}} \right) \\
 &= 560 R \left(2.0128^{\frac{1.3-1}{1.3}} \right) = 657.395 R \\
 657.395 R - 460 &= 197.4 \text{ } ^\circ\text{F}
 \end{aligned}$$

- Kompresibilitas gas keluar *stage* 1

$$\begin{aligned}
 P_r &= \frac{P_i}{P_{C_{total}}} \\
 &= \frac{230.865}{667.486} = 0.346 \\
 T_r &= \frac{T_i}{T_{C_{total}}} \\
 &= \frac{657.395}{343.612} = 1.69
 \end{aligned}$$

Dengan mengplot pada grafik kompresibilitas gas didapat $Z_i = 0.9876$.

Kapasitas minimal (15 MMSCFD) yang harus dihasilkan pada *stage* 1 dikonversi ke dalam ACFM.

$$\begin{aligned}
 Q(\text{SCFM}) &= Q(\text{MMSCFD}) \cdot \frac{1000000}{1440 \frac{\text{min}}{\text{day}}} \\
 &= 15 \frac{1000000}{1440 \frac{\text{min}}{\text{day}}} = 1041.667 \text{ SCFM}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q(\text{ACFM}) &= Q(\text{SCFM}) \frac{Z_s P_{std}}{Z_{std} P_s} \\
 &= 1041.67 \text{ SCFM} \frac{(0.9893)(14.696)}{(0.998)(114.696)} \\
 &= 1323.05 \text{ ACFM}
 \end{aligned}$$

- Ukuran silinder

Perhitungan ukuran silinder harus disesuaikan dengan frame kompresor yang tersedia di pasaran, karena setiap ukuran silinder yang berbeda memiliki efisiensi volumetris yang berbeda.

Pada *sizing* ini digunakan *frame* JGK/4 dengan Stroke (St) 5.5 in, diameter *bore* silinder (D) 12 in diameter rod (d) 2 in, dan *clearance* (c) 13% untuk HE (*head end*), dan 13.86% untuk CE (*crank end*) sehingga jika dijumlahkan *clearance* (c) silinder adalah 13.43 %.

Efisiensi volumetris dihitung dengan persamaan berikut:

$$E_v = 0.97 - \left[\left(\frac{1}{f} \right) r_p^{\frac{1}{k}} - 1 \right] c - L$$

Dimana: $Z_l = 0.9893$

$Z_i = 0.9876$

$L = 0.02$ untuk silinder *lubricated*

$$f = \frac{Z_i}{Z_l} = \frac{0.9894}{0.9893} = 0.998$$

$$E_v = 0.97 - \left(\left(\frac{1}{0.998} \right) (2.012)^{\frac{1}{1.297}} - 1 \right) 0.1343 - 0.02$$

$$= 0.8465$$

Piston displacement

$$Pd = S_t \cdot N \cdot \frac{\pi(2D^2 - d^2)}{4} \left(\frac{\text{in}^3}{\text{menit}} \frac{ft^3}{12^3 \text{in}^3} \right)$$

$$= 5.5 \text{ in } 1200 \frac{\pi(2(12 \text{ in})^2 - (2 \text{ in})^2)}{4} \left(\frac{\text{in}^3}{\text{menit}} \frac{ft^3}{12^3 \text{in}^3} \right)$$

$$= 851.94 \left(\frac{ft^3}{\text{menit}} \right) \text{ satuan volume dalam aktual (ACFM)}$$

Setiap *stage* terdiri dari 2 buah silinder, sehingga Pd adalah

$$Pd = 2 \times 851.94 \text{ (ACFM)} = 1703.88 \text{ ACFM}$$

Kapasitas yang dihasilkan *stage* 1

$$Q = E_v Pd$$

$$= 0.846 \times 1703.88 = 1442.25 \text{ ACFM}$$

$$Q \geq 1323.05 \text{ ACFM},$$

Kapasitas minimal telah terlampaui maka silinder dapat digunakan untuk *stage 1*

Daya *stage 1*

$$\begin{aligned}
 W_1 &= \frac{P_1 Q_1}{\eta} \frac{k}{k-1} \left(r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \\
 &= \frac{114.696 \text{ psia}}{(1.02)(0.79)} 144 \cdot 2.25 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} \frac{0.23}{0.23-1} \left(4.17^{\frac{(0.23-1)}{0.23}} - 1 \right) \\
 &\quad \left(144 \frac{\text{in}^2}{\text{ft}^2} \right) \left(\frac{\text{min}}{60 \text{ s}} \right) \left(\frac{\text{Hp}}{550 \frac{\text{lb} \cdot \text{ft}}{\text{s}}} \right) \\
 &= 679.7 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

4.4.2 Perhitungan *Stage 2*

Properti gas masuk dan keluar *stage* didapatkan dengan perhitungan berikut.

- Tekanan keluar *stage 2*

$$\begin{aligned}
 P_2 &= P_i r_{p_{stage}} \\
 &= (230.178)(2.012) = 464.696 \text{ psia}
 \end{aligned}$$

- Temperatur keluar *stage 2*

Kompresor direncanakan menggunakan *intercooler* sehingga temperatur keluar *stage 2* sebesar 197.4 F diturunkan menjadi 120 F.

$$\begin{aligned}
 T_i &= T_1 \left(r_{p_{stage}}^{\frac{k-1}{k}} \right) \\
 &= 580 \text{ R} \left(2.0128^{\frac{1.3-1}{1.3}} \right) \\
 &= 680.87 \text{ R} - 460 = 220.87 \text{ }^\circ\text{F}
 \end{aligned}$$

- Kompresibilitas gas keluar *stage 2*

$$\begin{aligned}
 P_r &= \frac{P_2}{P_{c_{total}}} \\
 &= \frac{464.696}{667.486} = 0.696
 \end{aligned}$$

$$T_r = \frac{T_2}{T_{c_{total}}} = \frac{680.87}{343.612} = 1.98$$

Nilai P_r , dan T_r diplotkan pada grafik kompresibilitas gas didapat $Z_2 = 0.9799$

Temperatur masukan *stage 2* berubah setelah melewati *intercooler* karena itu nilai kompresibilitas masukan *stage 2* harus dicek kembali.

$$P_r = \frac{P_i}{P_{c_{total}}} = \frac{230.86}{667.486} = 0.346$$

$$T_r = \frac{T_i}{T_{c_{total}}} = \frac{580}{343.612} = 1.68$$

Nilai P_r , dan T_r diplotkan pada grafik kompresibilitas gas masukan *stage 2* didapat $Z_i = 0.9626$.

Kapasitas minimal (15 MMSCFD) yang harus dihasilkan pada *stage 1* dikonversi ke dalam ACFM.

$$Q(SCFM) = Q(MMSCFD) \cdot \frac{1000000}{1440 \frac{\text{min}}{\text{day}}}$$

$$= 15 \frac{1000000}{1440 \frac{\text{min}}{\text{day}}} = 1041.667 \text{ SCFM}$$

$$Q(ACFM) = Q(SCFM) \frac{Z_s P_{std}}{Z_{std} P_s}$$

$$= 10416.67 \text{ SCFM} \frac{(0.9626)(14.696)}{(0.998)(234.195)}$$

$$= 630.08 \text{ ACFM}$$

- Ukuran silinder

Perhitungan ukuran silinder harus disesuaikan dengan *frame* kompresor yang tersedia di pasaran karena setiap ukuran silinder yang berbeda memiliki efisiensi volumetris yang berbeda. Pada *sizing* ini digunakan *frame* JGK/4 dengan Stroke (St) 5.5 in, diameter *bore* silinder (D) 9.125 in diameter rod (d) 2 in, dan *clearance* (c) 9.45% untuk HE (*head end*), dan 10.68% untuk CE (*crank end*) sehingga jika dijumlahkan *clearance* (c) silinder adalah 9.053 %. Efisiensi volumetris dihitung dengan persamaan berikut

$$E_v = 0.97 - \left[\left(\frac{1}{f} \right) r_p^{\frac{1}{k}} - 1 \right] c - L$$

dimana:

$$Z_i = 0.9620$$

$$Z_2 = 0.9829$$

$$L = 0.02 \text{ untuk silinder } \textit{lubricated}$$

$$f = \frac{Z_2}{Z_i} = \frac{0.9656}{0.9626} = 1.018$$

$$E_v = 0.97 - \left(\left(\frac{1}{1.018} \right) (2.0128)^{\frac{1}{1.297}} - 1 \right) 0.09053 - 0.02 = 0.885$$

Piston displacement

$$\begin{aligned} Pd &= S_t \cdot N \cdot \frac{\pi(2D^2 - d^2)}{4} \left(\frac{\text{in}^3}{\text{menit}} \frac{ft^3}{12^3 \text{in}^3} \right) \\ &= 5.5 \text{ in } 1200 \frac{\pi(2(9.125 \text{ in})^2 - (2 \text{ in})^2)}{4} \left(\frac{\text{in}^3}{\text{menit}} \frac{ft^3}{12^3 \text{in}^3} \right) \\ &= 487.56 \left(\frac{ft^3}{\text{menit}} \right), \text{ satuan volume dalam aktual (ACFM)} \end{aligned}$$

Setiap *stage* terdiri dari 2 buah silinder, sehingga Pd adalah

$$Pd = 2 \times 487.56(\text{ACFM}) = 975.11 \text{ ACFM}$$

Kapasitas yang dihasilkan *stage* 2

$$\begin{aligned}
 Q &= E_v Pd \\
 &= 0.885 \times 975.11 = 862.94 \text{ ACFM} \\
 Q &\geq 630.08 \text{ ACFM}
 \end{aligned}$$

Kapasitas minimal telah terlampaui maka silinder dapat digunakan untuk *stage 2*.

Daya *stage 2*

$$\begin{aligned}
 W_2 &= \frac{P_2 Q_2}{\eta} \frac{k}{k-1} \left(r_p^{\frac{(k-1)\eta}{k}} - 1 \right) \\
 &= \frac{234.195 \text{ psia}}{(1.02)(0.79)} 862.94 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} \frac{0.23}{0.23 - 1} \left(4.17^{\frac{(0.23-1)}{0.23}} - 1 \right) \\
 &\quad \left(144 \frac{\text{in}^2}{\text{ft}^2} \right) \left(\frac{\text{min}}{60 \text{ s}} \right) \left(\frac{\text{Hp}}{550 \frac{\text{lb ft}}{\text{s}}} \right) \\
 &= 818.6 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

Daya total kompresor adalah jumlah daya yang dibutuhkan oleh setiap *stage* yang ada.

$$\begin{aligned}
 W_{total} &= W_1 + W_2 \\
 &= 679.7 \text{ Hp} + 818.6 \text{ Hp} = 1498.3 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

Power yang dikeluarkan *driver* pada kondisi operasi tidak boleh melebihi 90% dari kapasitas maksimal yang dimiliki oleh *driver*. Pemilihan *driver* harus mempertimbangkan bahwa 1498.3 HP masih mencakup dari kapasitas power maksimal (90% yang dimiliki sehingga *driver* bisa digunakan).

Pemilihan *driver* selanjutnya didasarkan pada ketersediaan spare part di pasaran di Indonesia. Penggunaan kompresor diatas 2000 HP tergolong jarang di Indonesia sehingga ketersediaan spare partnya terbatas. Dengan mempertimbangan hal-hal tersebut maka digunakan *driver* Gas Engine Waukesha L70441GSI dengan kapasitas power maksimal 1680 HP dan putaran 1200 rpm.

4.5 Bottle Sizing

Kompresor *reciprocating* memerlukan *bottle* untuk mengontrol pulsasi dan membuat aliran fluida menjadi kontinyu. Perhitungan *bottle size* dapat dilakukan dengan perhitungan berikut.

Untuk *stage* 1

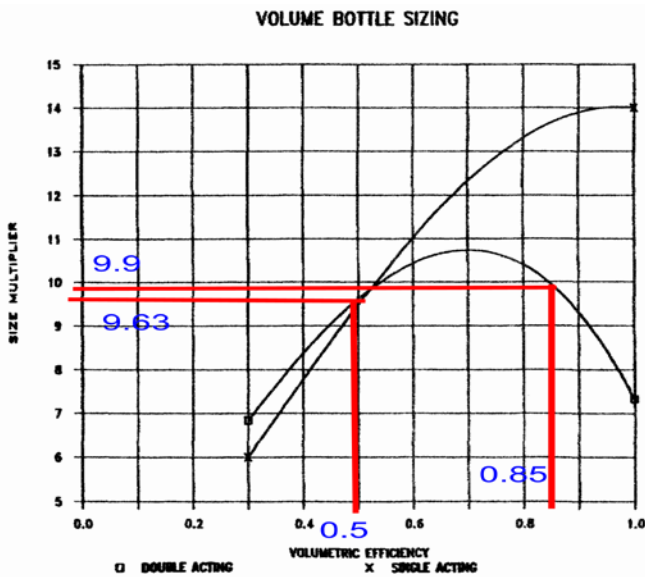
Efisiensi volumetris *discharge*

$$\begin{aligned} E_{vd} &= \frac{E_v}{r_p^k} \cdot f \\ &= \frac{0.8465}{2.0182^{\frac{1}{1.3}}} \cdot 0.998 \\ &= 0.5 \end{aligned}$$

Piston displacement per putaran

$$\begin{aligned} \frac{Pd}{rev} &= \frac{1703.88 \frac{ft^3}{min}}{1200 \frac{rev}{min}} \frac{12^3 in^3}{ft^3} \\ &= 2453.6 \frac{in^3}{rev} \end{aligned}$$

E_v dan E_{vd} diplot pada grafik berikut untuk mendapatkan faktor pengali volume *suction suction*, dan *discharge*.



Gambar 4.3 Diagram faktor pengali volume terhadap efisiensi volumetris

Faktor pengali didapatkan 9.9 untuk suction stage 1 dan 9.63 untuk discharge stage 1 volume bottle suction

$$\begin{aligned} Vols &= 9.9 \times 2453.6 \text{ in}^3 \\ &= 24290.5 \text{ in}^3 \end{aligned}$$

volume bottle discharge

$$\begin{aligned} Vold &= 9.63 \times 2453.6 \text{ in}^3 \\ &= 23628.01 \text{ in}^3 \end{aligned}$$

dari volume tersebut didapat diameter minimal dan panjang bottle suction berikut

$$\begin{aligned} d_b &= 0.86(vol)^{\frac{1}{3}} \\ &= 0.86 \times 24290.5^{\frac{1}{3}} \\ &= 24.9 \text{ in} \\ l_b &= 2 \times d_b \end{aligned}$$

$$= 2 \times 24.9$$

$$= 49.8 \text{ in}$$

Diameter dan panjang minimal *bottle discharge stage 1*

$$d_b = 0.86(\text{vol})^{\frac{1}{3}}$$

$$= 0.86 \times 23628.01^{\frac{1}{3}}$$

$$= 24.7 \text{ in}$$

$$l_b = 2 \times d_b$$

$$= 2 \times 24.7$$

$$= 49.4 \text{ in}$$

Perhitungan selanjutnya menggunakan cara yang sama pada *stage 2* sehingga didapatkan $E_{vd} = 0.525 \text{ Pd/rev} = 1404.17 \text{ in}^3$ faktor pengali volume *suction* 9.84 dan *discharge* 9.36 volume *suction* 13817.02 dan volume *discharge* 13143.02 sehingga didapat ukuran *bottle suction* ($d_b=20.6 \text{ in}$ dan $l_b= 41.3 \text{ in}$) dan ukuran *bottle discharge* ($d_b=20.3 \text{ in}$ dan $l_b= 40.6 \text{ in}$).

Secara ringkas hasil perhitungan tiap *stage* dapat dilihat pada Tabel 4.3.

Tabel 4.3 Hasil perhitungan silinder *stage 1* dan 2

	Stage 1	Stage 2
T_{in}	100 F	120 F
P_{in}	114.696 psia	230.86 psia
Z_{in}	0.9893	0.9626
T_{out}	197.4 F	220.87 F
P_{out}	230.86 psia	464.696 psia
Z_{out}	0.9876	0.98799
(Target) 15 MMSCFD	1323.05 ACFM	630.08 ACFM
$Q(\text{ACFM})$	1442.25	862.94
$D \text{ bore (silinder)}$	12 in	9.125 in
Ev	0.84645	0.8845
W	679.7 HP	818.6 HP
d_b	24.9	20.3

l_b	49.8	40.6
-------	------	------

4.6 Perhitungan *Rod Load*

Perhitungan *rod load* dilakukan agar beban maksimum yang terjadi pada komponen-komponen kompresor *reciprocating* dapat diketahui. Perhitungan *rod load* dilakukan melalui tiga tahap, yaitu perhitungan gaya inersia, perhitungan tekanan fungsi sudut *crank*, dan penjumlahan dari dua gaya tersebut. Diagram P-V digambarkan untuk mengetahui tekanan yang terjadi dalam silinder. Kemudian tekanan didalam silinder diplot dalam fungsi waktu di dalam Diagram P- θ .

4.6.1 Gaya Inersia

Percepatan dari gerak translasi piston dihitung terlebih dahulu untuk mendapatkan gaya inersia yang bekerja. Berdasarkan data *frame* yang digunakan dalam perhitungan ini (JGK4) panjang *connecting rod* (l) adalah 13.75 in, dan jari-jari *crank* (r) adalah 2.75 in.

$$a = \omega^2 r \left(\cos \theta + \frac{\cos 2\theta}{\frac{l}{r}} \right)$$

$$= \left(1200 \text{ rpm} \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} \right)^2 2.75 \text{ in} \left(\cos \theta + \frac{\cos 2\theta}{\frac{13.75 \text{ in}}{2.75 \text{ in}}} \right)$$

Nilai θ dimasukkan mulai dari sudut 0 hingga 360 sehingga didapatkan nilai percepatan pada setiap nilai sudutnya. kemudian nilai percepatan dikalikan dengan jumlah massa dari piston, *rod*, dan *crosshead*. Berikut data kompresor yang diperlukan dengan *frame* JGK4 berdasarkan Ariel *databook*.

Tabel 4.4 Berat komponen *reciprocating*.

	Berat Piston Rod (lb)	Berat Crosshead (lb)	Total
Stage 1	212.20	76.4	288.6

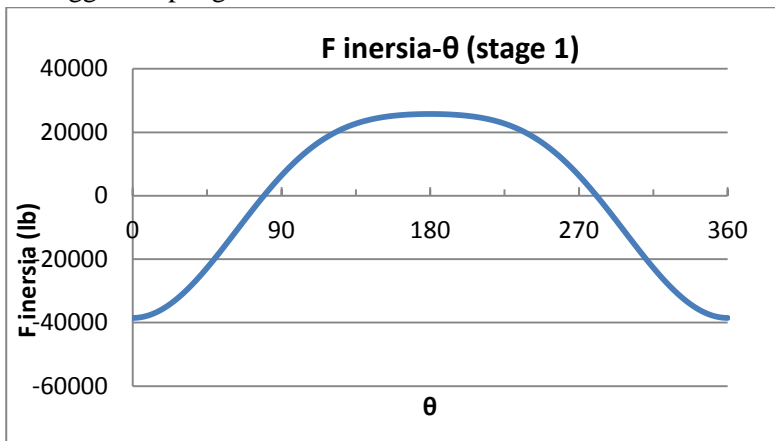
Stage 2	157.8	76.4	234.2
----------------	-------	------	-------

$$F_{inersia} = m \cdot a$$

stage 1

$$F_{inersia} = \frac{288.6 \text{ lb}}{386.6 \frac{\text{in}}{\text{s}^2}} \times a(\theta) \frac{\text{in}}{\text{s}^2}$$

Gaya inersia tersebut diplotkan pada setiap nilai sudut *crank* sehingga didapat grafik dibawah ini.

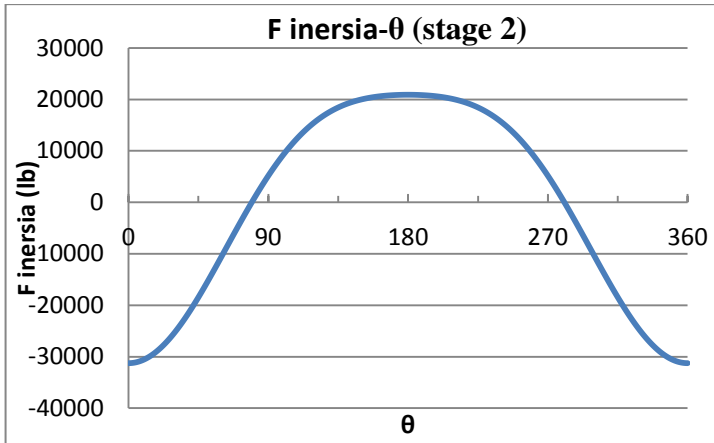


Gambar 4.3 Grafik Finersia- θ stage 1

stage 2

$$F_{inersia} = \frac{234.2 \text{ lb}}{386.6 \frac{\text{in}}{\text{s}^2}} \times a(\theta) \frac{\text{in}}{\text{s}^2}$$

Gaya inersia tersebut diplotkan pada setiap nilai sudut *crank* sehingga didapat grafik dibawah ini.



Gambar 4.4 Grafik Finersia-θ stage 2

4.6.2 Gas Pressure Load

Gaya karena tekanan gas merupakan fungsi dari volume silinder yang berubah sesuai dengan sudut *crank*. Untuk silinder double acting volume head end dan *crank* end memiliki nilai yang berbeda. Karena itu, tekanan pada head end dan *crank* end juga berbeda. Berikut adalah perhitungan *gas pressure load* pada masing masing *stage*.

- *Gas Pressure Load stage 1*

Berdasarkan Ariel *datobook*, silinder 12 in volume total head end adalah 622.035 in³ dan memiliki *clearance* 21.33%, sedangkan pada *crank* end volume totalnya adalah 604.757 in³ dan memiliki *clearance* 21.74%. pada saat sudut *crank* bernilai 0 silinder adalah *clearance* antara piston dan dinding silinder, sedangkan tekanan silinder adalah tekanan *discharge*, yaitu 234.2 psi.

- Head end

pada saat sudut *crank* 0 piston berada di titik mati atas sehingga volume didalam siliner adalah volume *clearance* dan kondisi tekanan adalah tekanan *discharge stage 1*.

$$PV^k = PV^k = C$$

$$C = 234.3 \text{ psi} \times \left(\frac{0.2133 \times 622.035 \text{ in}^3}{1 - 0.2133} \right)^{1.298}$$

$$= 178904.6 \text{ lb in}$$

Volume head end

$$V(\theta) = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot \left(r(1 - \cos\theta) + \frac{1}{2} \frac{\sin 2\theta}{\frac{l}{r}} \right)$$

$$= \frac{\pi}{4} 12^2 \text{ in}^2 (2.725 \text{ in}(1 - \cos\theta) + \frac{\frac{1}{2} \sin 2\theta}{\frac{13.75 \text{ in}}{2.75 \text{ in}}})$$

Nilai θ mulai dari 0 hingga 360 dimasukkan kedalam persamaan tersebut sehingga didapatkan nilai volume silinder pada setiap nilai sudut *crank*. Nilai volume tersebut dimasukkan dalam persamaan dibawah ini sehingga didapat nilai tekanan fungsi volume dan nilai tekanan fungsi sudut *crank*.

$$P = \frac{C}{V^k}$$

$$V(\theta) = \frac{\pi}{4} (D^2) \cdot \left(r(1 - \cos\theta) + \frac{1}{2} \frac{\sin 2\theta}{\frac{l}{r}} \right)$$

$$P = \frac{178904.6 \text{ lb in}}{\frac{\pi}{4} 12^2 \text{ in}^2 \left(2.725 \text{ in}(1 - \cos\theta) + \frac{\frac{1}{2} \sin 2\theta}{\frac{13.75 \text{ in}}{2.75 \text{ in}}} \right)}$$

- *crank end*

Saat sudut *crank* bernilai 0 volume didalam silinder *crank end* adalah volume stroke ditambah dengan volume *clearance* bagian *crank end*, sedangkan tekanan yang bekerja adalah tekanan *suction*.

$$PV^k = PV^k = C$$

$$C = 114.696 \text{ psi} \times \left(0.2174 \times 604.757 \text{ in}^3 + \frac{\pi}{4} (12^2 - 2^2) \text{ in}^2 \cdot 5.5 \text{ in}^2 \right)^{1.298}$$

$$= 601391.9 \text{ lb in}$$

Volume *crank end*

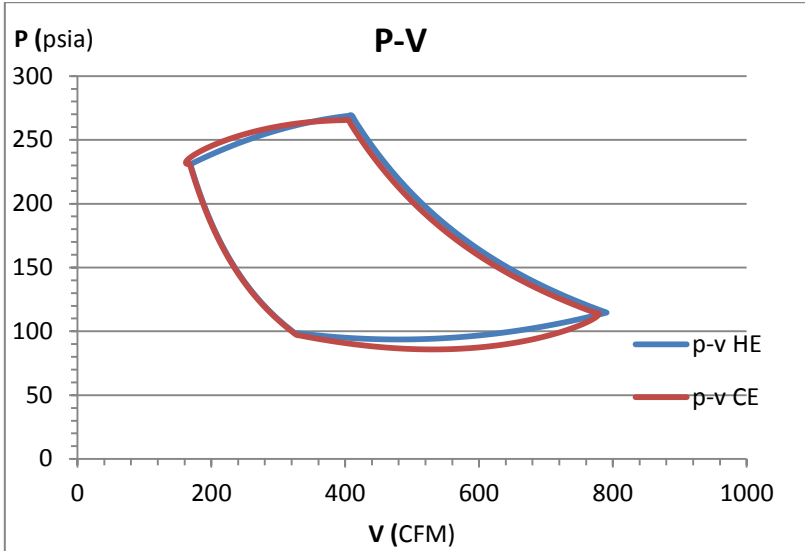
$$V(\theta) = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \left(r(1 - \cos\theta) + \frac{1}{2} \frac{\sin 2\theta}{\frac{1}{r}} \right)$$

$$= \frac{\pi}{4}(12^2 - 2^2)\text{in}^2 \left(2.725 \text{ in}(1 - \cos\theta) + \frac{\frac{1}{2} \sin 2\theta}{\frac{13.75 \text{ in}}{2.75 \text{ in}}} \right)$$

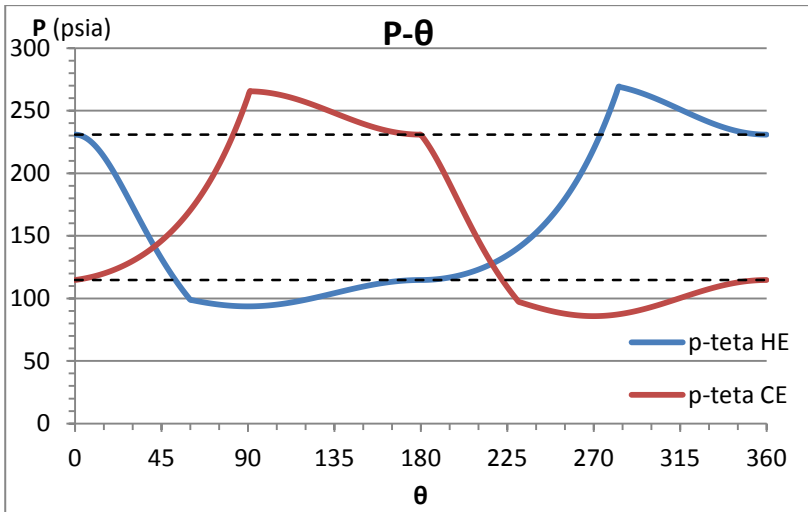
tekanan didalam silinder adalah

$$P = \frac{601391.9}{\frac{\pi}{4}(12^2 - 2^2)\text{in}^2 \left(2.725 \text{ in}(1 - \cos\theta) + \frac{\frac{1}{2} \sin 2\theta}{\frac{13.75 \text{ in}}{2.75 \text{ in}}} \right)}$$

Nilai θ mulai dari 0 hingga 360 dimasukkan kedalam persamaan tersebut sehingga didapatkan nilai volume dan tekanan silinder pada setiap nilai sudut *crank*. Nilai tekanan yang didapatkan pada bagian *head end* dan *crank end* kemudian diplot didalam grafik fungsi volume dan grafik fungsi sudut *crank* sehingga didapat grafik berikut ini.



Gambar 4.5 Grafik P-V stage 1

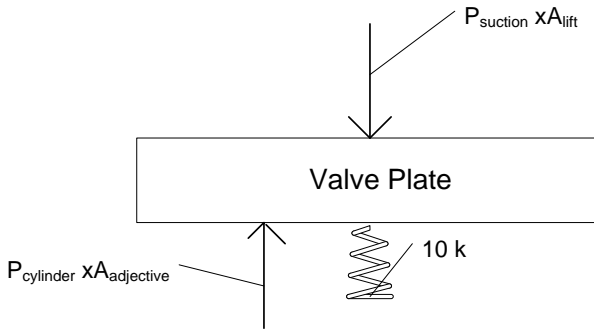


Gambar 4.6 Grafik P(θ) stage 1

Garis putus-putus pada Gambar 4.5 dan Gambar 4.6 menunjukkan tekanan *suction* dan *discharge* pada *stage 1*. Pada kenyataannya saat intake dan *discharge* tekanan yang bekerja didalam silinder harus lebih dari nilai tersebut untuk menimbulkan gaya dorong yang cukup untuk membuka *valve*.

Berdasarkan Ariel *databook* silinder *stage 1* dengan diameter bore 12 in menggunakan *valve* 148 CT. *Valve* 148 CT menggunakan material pegas SS17-7PH dengan modulus geser (G) 11000000 psi, *wire thickness* (d) 0.028 in, diameter outer (D_o) 0.354 in, diameter rata-rata (D) 0.34 in dan jumlah lilitan (n) 5. Dimana untuk setiap *valve* pegas berjumlah 10 buah, maka kekakuan pegas (k) dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$\begin{aligned}
 k &= \frac{Gd^4}{8nD^3} \\
 &= \frac{11000000 \text{ psi } (0.028 \text{ in})^4}{8 \times 5 \times 0.34^3 \text{ in}^3} = 4.3 \frac{\text{lb}}{\text{in}}
 \end{aligned}$$



Gambar 4.7 Model sistem valve

Perhatikan Gambar 4.7 untuk mengetahui tekanan yang dibutuhkan didalam silinder untuk membuka valve. Berdasarkan gambar tersebut dapat diambil persamaan gaya berikut untuk suction valve.

$$P_s A_{lift} - P_c A_{adj} = 10kx$$

$$P_c = \frac{P_s A_{lift} - 10kx}{A_{adj}}$$

Dimana *adjective area* (A_{adj}) adalah 10.78 in^2 , *lift area* (A_{lift}) 8.707 in^2 , dan *valve lift* (x) 0.083 in maka tekanan silinder akan didapatkan sebagai berikut.

$$P_c = \frac{114.696 \text{ psi } 8.707 \text{ in}^2 - 10 \times 4.3 \frac{\text{lb}}{\text{in}} 0.083 \text{ in}}{10.78 \text{ in}^2} = 98.2 \text{ psi}$$

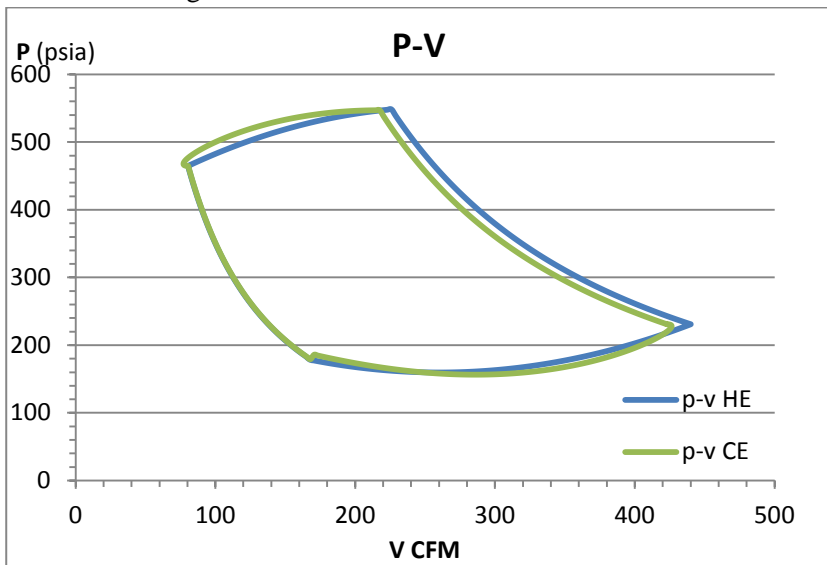
Menggunakan cara yang sama tekanan silinder untuk membuka valve pada bagian discharge didapatkan 269.1 psi.

- *Gas Pressure Load Stage 2*

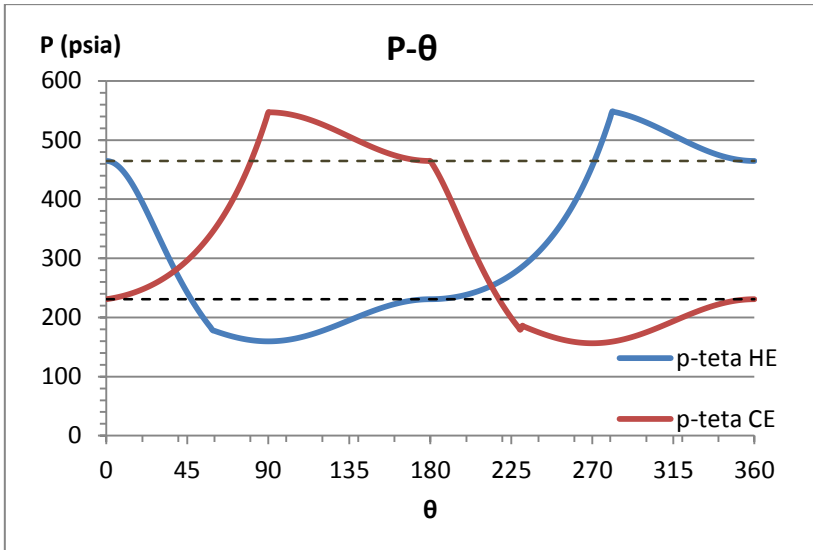
Berdasarkan Ariel *databook*, silinder 9.125 in memiliki volume total *head end* 359.82 in^3 dan memiliki *clearance* 18.27%, sedangkan pada *crank end* volume totalnya adalah 342.03 in^3 dan memiliki *clearance* 19.05%. Pada saat sudut *crank* bernilai 0 silinder adalah *clearance* antara piston dan dinding

silinder, sedangkan tekanan silinder adalah tekanan *discharge*, yaitu 464.696 psi.

Silinder 9.125 in untuk *stage 2* ini menggunakan *Valve 102 CT* untuk *suction* dan *discharge*. *Valve 102 CT* menggunakan material pegas SS17-7PH dengan modulus geser (G) 11000000 psi, *wire thickness* (d) 0.037 in, diameter *outer* (D_o) 0.354 in, diameter rata-rata (D) 0.3355 in dan jumlah lilitan (n) 5. Dimana untuk setiap *valve* pegas berjumlah 10 buah. Dengan menggunakan cara perhitungan yang sama dengan *stage 1* didapatkan kekakuan pegas (k) 13.65 lb/in, sehingga tekanan silinder untuk membuka *valve suction* didapat 180.8 psi dan tekanan silinder untuk membuka *valve discharge* adalah 552.4 psi sedangkan untuk tekanan fungsi volume dan fungsi sudut *crank* dihasilkan sebagai berikut.



Gambar 4.8 Grafik P-V *stage 2*



Gambar 4.9 Grafik P-θ stage 2

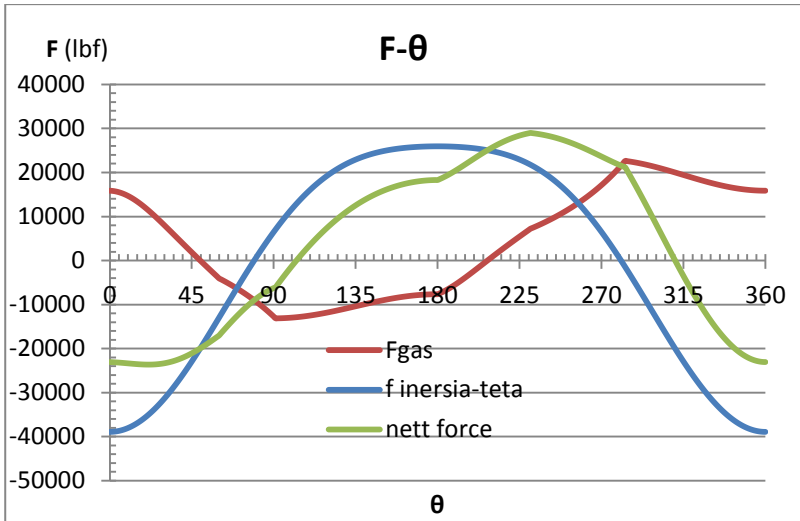
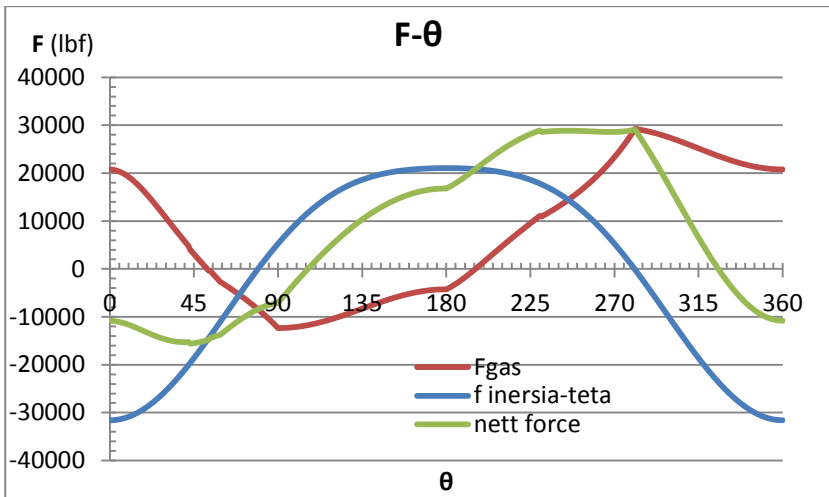
4.6.3 *Nett Rod Load*

Rod load didapatkan dengan menjumlahkan gaya karena tekanan gas dan gaya inersia yang bekerja. Sebelum dijumlahkan dengan gaya inersia, gaya karena tekanan gas dijumlahkan antara head end dan *crank* end. Berikut adalah persamaan untuk mendapatkan gaya yang bekerja karena tekanan gas.

$$F_{gas} = P_{HE} \frac{\pi}{4} D^2 - P_{CE} \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

Nilai tekanan pada persamaan tersebut dimasukkan mulai dari sudut *crank* bernilai 0 sampai 360 sehingga didapatkan F_{gas} fungsi sudut *crank*. F_{gas} pada setiap nilai sudut selanjutnya dijumlahkan dengan gaya inersia yang bekerja sehingga didapatkan nett rod load seperti gambar dibawah ini.

$$Fp = F_{gas} + F_{inersia}$$

Gambar 4.10 Rodload *stage 1*Gambar 4.11 Rod load *stage 2*

Nilai gaya yang berada pada sumbu F negatif menunjukkan beban yang bekerja adalah beban tarik, sedangkan jika berada di sumbu positif beban yang bekerja adalah beban kompresi. Dari gambar 4.10 dan 4.11 didapatkan gaya maksimum yang bekerja pada *stage 1* dan *stage 2* seperti yang terdapat dalam Tabel 4.5 berikut.

Tabel 4.5 F_{rod} maksimal *stage 1* dan *stage 2*

	Frod maksimal (Fp)	θ	Beban
<i>Stage 1</i>	28985.82 lb	231	Kompresi
<i>Stage 2</i>	29092.6 lb	281	Kompresi

	Frod minimal (Fp)	θ	Beban
<i>Stage 1</i>	-23638.4 lb	21	Tarik
<i>Stage 2</i>	-15592.4 lb	43	Tarik

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil dari perhitungan *sizing* yang dilakukan kompresor yang dapat memenuhi kebutuhan di Seng Gas Plant memiliki spesifikasi sebagai berikut:

1. Nilai putaran spesifik (N_s) didapat 1.41 dimana pada nilai tersebut merupakan range dari kompresor *reciprocating*.
2. Dari hasil perhitungan didapatkan spesifikasi dan *performance* dari kompresor *reciprocating* adalah sebagai berikut.

Tabel 5.1 Spesifikasi kompresor hasil perhitungan

Spesifikasi	
Frame :	JGK/4
Stroke	5.5 in
Diameter rod	2 in
<i>Connecting rod</i> (center distance)	13.75 in
Radius <i>crank</i>	2.75 in
Main Journal (diameter)	5.625 in
<i>Crank pin</i> (diameter)	5.625 in
<i>Stage 1:</i>	
D silinder	12 in
Valve	Plate valve (CT 148)
$Q(ACFM)$	1442.25
Ev	0.8464
Power	679.7 HP
<i>Stage 2:</i>	
D silinder	9.125 in
Valve	Plate valve (CT 102)

Q (ACFM)	862.94
E_v	0.8845
P	818.6 HP
Driver Gas Engine Waukesha L70441 GSI	1680 HP 1200 rpm

3. Dari perhitungan rod load dihasilkan gaya maksimal, dan minimal yang bekerja pada piston rod berikut:

Tabel 5.2 Hasil perhitungan rod load

	Frod maksimal (Fp)	θ	Beban
Stage 1	28985.82 lb	231	Kompresi
Stage 2	29092.6 lb	281	Kompresi

Tabel 5.3 Hasil perhitungan rod load

	Frod minimal (Fp)	θ	Beban
Stage 1	-23638.4 lb	21	Tarik
Stage 2	-15592.4 lb	43	Tarik

5.2 Saran

Saran-saran yang bisa disampaikan setelah melakukan *sizing* kompresor *reciprocating* ini antara lain:

1. EMP Bentu Ltd. dapat menggunakan kompresor *reciprocating* dengan spesifikasi seperti yang didapatkan pada *sizing* ini, atau menggunakan silinder dengan diameter bore yang lebih besar untuk mengantisipasi jika suatu saat ada peningkatan kapasitas produksi di Seng Gas Plant.
2. Analisa *fluid dynamic* secara lebih detail dapat dilakukan untuk mengetahui aliran yang terjadi di dalam *valve* kompresor *reciprocating*.

3. Analisa *valve dynamic* dapat dilakukan untuk mengetahui apa saja yang mempengaruhi *valve losses* pada kompresor *reciprocating*.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- API. 1989. **Specification for Packaged Reciprocating Compressor for Oil and Gas Production Service.** Washington DC. API
- Ariel Corporation. 2014. **Ariel Performance Software**, <URL:http://www.arielcorp.com/products/selesction_gui_deline/performance_program.aspx?id=525>
- Bloch, Heinz P. dan Hoefner, John J. 1996. **Reciprocating Compressor: Operation and Maintenance.** Houston: Gulf Publishing Company.
- Brown, Royce N. 1997. **Compressor Selection and Sizing.** Houston: Gulf Publishing Company, 2nd edition.
- Garland, M.W. 1972. **Large Reciprocating Compressor Design Guide Lines.** International Compressor engineering Conference. Paper 17
- GPSA. 2004. **Engineering Data Book.** Oklahoma: Gas Processor and Suplier Association.
- Gupta, J.K. dan Khurmi, R.S. 2005. **A Textbook Machine Design (SI Unit).** New Delhi: Eurasia Publishing House (PVT.) LTD.
- Hanlon, Paul C. 2001. **Compressor Handbook.** New York. McGraw-Hill
- Hibbeler, R.C. 2010. **Engineering Mechanics : Dynamics 12th edition.** United State: Pearson Prentice Hall
- Hickman, Dwayne A. 2013. **Improving Process for Sizing Reciprocating Compressor.** Tech Brief.
- Khan, M. O. 1984. **Basic Practice in Compressor Selection.** International Compressor engineering Conference. Paper 509.

- Khurmi, R.S. 2008. **A Textbook Theory of Machine**. New Delhi. Eurasia Publishing House (PVT) LTD.
- A Fillot, Timothy. 2009. **Mechanics of Deformable Solid Software**. <<http://www.mdsolids.com/download.htm>>
- Mowery, J.D. 1978. **Rod Loading Of Reciprocating Compressor**. International Compressor engineering Conference. Paper 249
- Robison, David dan Beaty, J. Peter. 1990. **Compressor Type, Classification, and Application**.
- Sularso dan Tahara, Haruo. 1983. **Pompa dan Kompresor**. Jakarta. PT. Pradnya Paramita

RIWAYAT PENULIS



Penulis yang bernama lengkap Imamuddin Wicaksana dilahirkan di Bangkalan pada tanggal 6 Mei 1992. Penulis memulai pendidikannya di SDN Wonokusumo XI Surabaya pada tahun 1998 kemudian melanjutkan tingkat menengah di SMP negeri 2 Surabaya pada tahun 2004. Tingkat Surabaya pada tahun 2007. Penulis memutuskan untuk melanjutkan pendidikan di jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2010 melalui jalur SNMPTN. Selama masa perkuliahan penulis aktif dalam kegiatan organisasi kemahasiswaan LDJ Ash-Shaff ITS. Penulis juga terlibat sebagai koordinator asisten laboratorium Mekanika dan Mesin-mesin Fluida pada tahun 2013.



Jika ada informasi, pertanyaan maupun saran yang ingin disampaikan kepada Penulis, silakan menyampaikan melalui email: imamuddinwicaksana@gmail.com

LAMPIRAN

REPORT OF ANALYSIS

Parameters	Units	Results	Methods
- Hydrocarbon Analysis			
- Carbon Dioxide (CO ₂)	% mol	0.232	GPA 2261-00
- Nitrogen (N ₂)	% mol	0.730	GPA 2261-00
- Methane	% mol	98.790	GPA 2261-00
- Ethane	% mol	0.182	GPA 2261-00
- Propane	% mol	0.046	GPA 2261-00
- i - Butane	% mol	0.009	GPA 2261-00
- n - Butane	% mol	0.006	GPA 2261-00
- i - Pentane	% mol	0.002	GPA 2261-00
- n - Pentane	% mol	0.001	GPA 2261-00
- Hexane	% mol	0.002	GPA 2261-00
- Heptane	% mol	0.000	GPA 2261-00
- Octane	% mol	0.000	GPA 2261-00
- Nonane	% mol	0.000	GPA 2261-00
- Decane	% mol	0.000	GPA 2261-00
- Undecanes	% mol	0.000	GPA 2261-00
Total	% mol	100.000	
- Compressibility Factor (Z)			
	-	0.9980	Calculation
- Gas Gravity (air = 1.000)			
	-	0.5608	Calculation
- Heating Value, Gross (Ideal)			
	BTU/cuft	1002.85	Calculation
- Heating Value, Net (Ideal)			
	BTU/cuft	903.05	Calculation
- Hydrogen Sulfide			
	ppm	Below 0.05	ASTM D4810
- Moisture Content (at 1 atm, 60 °F)			
	Lbs/mmscf	13 (DP = -33°C)	ASTM D5454

Sampling Pressure : 214.47 psig
 Outgoing Gas Pressure : 214.47 psig
 Sampling Temperature : 75 °F
 Sampling Time : 08.05 WIB
 Sampling Date : January 24, 2014
 Sampling Location : Gas Metering Skid Seng Gas Plant (SGP)

	Ariel Frame Data Sheet	
Model: JGK/4	Stroke: 5.50 in	Class: (JGK)

Frame:

Number of Throws:	4
Rated Power:	2540.0 BHP
Frame Friction Power:	24.00 BHP
Cyl Friction Factor:	0.95

Speed Ratings:

Rated Piston Speed @ RPM:	1100.0 FPM
Maximum Speed:	1200.00 RPM
Minimum Speed:	600.00 RPM
Minimum PRC Speed:	600.00 RPM
Maximum Non-Lube Speed:	750.00 RPM
Maximum Process Speed:	900.00 RPM

Frame Dimensions:

Center Line Height:	17.00 in
Max. Overall Height:	29.00 in
Max. Overall Width with Cylinders: (Std Guide, widest dbl. Cyl, No HEH devices)	169.00 in
Length:	98.00 in

Internal Gas Rod Loads:

Total:	74000 lbf
Compression:	40000 lbf
Tension:	37000 lbf
Single Acting Tension:	37000 lbf

Material Specifications:

Crankcase:	Gray Iron
Crosshead Guide:	Gray Iron
Crankshaft:	Forged Carbon Steel
Connecting Rod:	Forged Carbon Steel
Main Bearing:	Tri-metal
Thrust Bearing:	Bronze
Connecting Rod Bearing:	Tri-metal
Crosshead:	Ductile Iron
Crosshead Pin:	Alloy Steel
Crosshead Pin Bushing:	Bronze
Stress Bolts, standard:	Grade 8

Weights:

Avg. Weight without Cylinders:	8300.00 lbs
Maximum Recip:	612.10 lbs
Maximum Imbalance:	2.50 lbs
Crankshaft:	1030.00 lbs
Connecting Rod:	91.10 lbs
Pin Assembly:	31.65 lbs
Stub Shaft:	2.20 lbs

Component Dimensions:



Piston Rod Diameter:	2.000 in
Connecting Rod Center Distance:	13.750 in
Crankshaft Pin Diameter:	5.625 in
Crankshaft Journal Diameter:	5.625 in
Main Bearing Width:	3.375 in

Lubrication:

Oil Pump Flow Rate:	26.0 GPM
Oil Sump Capacity:	37.0 gal
Oil Heat Rejection:	56000.0 BTU/h

Ariel Spec

12G	(Reference)
12G	(ASTM A48 Class 30)
12G	(ASTM A48 Class 30)
11N	(ASTM A668 Class DH/AISI 1045)
18N	(ASTM A521 Class AC or CG/AISI 1045)
	(Tri-metal)
11B	(SAE 64)
	(Tri-metal)
16D	(ASTM A536 Grade 65-45-12)
	(AISI 8620)
10B	(SAE 660)
	(Grade 8)

	Ariel Cylinder Data Sheet	
Model: 12-1/2K	Bore: 12.000in	MAWP: 635.0 psig

Flange: 8"- 300 FF

Stroke: 5.50 in
Maximum Speed: 1200 RPMCyl Assembly Wt: 2870.00 lbs
Piston/Rod Std Wt: 212.20 lbs**Pressure Ratings:**

MAWP: 635.0 psig

RDP: 577.3 psig

HTP: 952.5 psig

NACE MAWP: 535.0 psig - NACE derating only if shipped prior to 19-Jul-2002.

Piston and Velocity Data:

	HE	CE	Total
Piston Rod Diameter, in	n/a	2.000	
Piston Area, in ²	113.10	109.96	
Piston Displacement at 1200 RPM, CFM	431.97	419.97	851.94
API Suct Valve Velocity at 1200 RPM, FPM	5770.14	5609.86	

Clearance:

		w/Vlvs		w/Vlvs
Normal Clearance, % (in3)	13.00 (80.873)	21.45	13.98 (84.531)	22.67
Non-Std Clearance, % (in3)	0.00 (0.000)		0.00 (0.000)	

Spacer Data:

	Suction	Discharge	Suction	Discharge
Spacers (Maximum)	2	2	2	2
Spacer Clearance, % (in3)	3.37 (20.979)		3.47 (20.979)	

Cylinder ADJ Equivalent Area, in²

26.123	39.903	26.123	39.903
--------	--------	--------	--------

Valve Data:	HE	Suction	CE	HE	Discharge	CE
Num valves/Corner:	2	2	2	2	2	2
Nominal Diameter, in:	6.66	6.66	6.66	6.66	6.66	6.66
Model:	148CT	148CT	148CT	148CT	148CT	148CT
Clearance, % (in3):	1.67 (10.370)	1.71 (10.370)	2.56 (15.900)	2.63 (15.900)	2.63 (15.900)	2.63 (15.900)
Lift, in (Area, in ²):	0.102 (10.780)	0.102 (10.780)	0.102 (10.780)	0.102 (10.780)	0.102 (10.780)	0.102 (10.780)
Adj Equivalent, in ² :	11.005	11.005	11.005	11.005	11.005	11.005
Plate Material:	NYX (Low Temp Nylon X)	NYX (Low Temp Nylon X)	MTX (Med Temp Nylon X)	MTX (Med Temp Nylon X)	MTX (Med Temp Nylon X)	MTX (Med Temp Nylon X)
Seat Material:	AISI 416 (Mart 400 Series)	AISI 416 (Mart 400 Series)	AISI 416 (Mart 400 Series)	AISI 416 (Mart 400 Series)	AISI 416 (Mart 400 Series)	AISI 416 (Mart 400 Series)
Guard Material:	AISI 416 (Mart 400 Series)	AISI 416 (Mart 400 Series)	AISI 416 (Mart 400 Series)	AISI 416 (Mart 400 Series)	AISI 416 (Mart 400 Series)	AISI 416 (Mart 400 Series)
Spring Material(s):	SS 17 - 7PH	SS 17 - 7PH	SS 17 - 7PH	SS 17 - 7PH	SS 17 - 7PH	SS 17 - 7PH
Bolt Material:	AISI 4140 (Alloy Steel)	AISI 4140 (Alloy Steel)	AISI 4140 (Alloy Steel)	AISI 4140 (Alloy Steel)	AISI 4140 (Alloy Steel)	AISI 4140 (Alloy Steel)

Variable Volume Clearance Pockets:

----- Minimum -----	----- Pocket -----	Total	Total	Total	Total	Chg per	Chg per	Weight		
in3	%	in3	%	Turns	Stk, in	Pos, in	%	in, %	turn, %	lbs
4.86	0.78	283.53	45.58	32.00	4.00	8.63	46.36	11.4	1.4	380.00

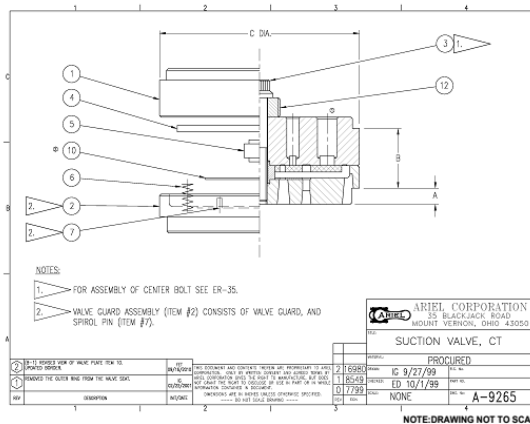
Fixed Volume Clearance Pockets:

----- Pocket 1 -----				----- Pocket 2 -----				----- Pocket 3 -----			
----- Min -----	----- Pocket -----	----- Min -----	----- Pocket -----	----- Min -----	----- Pocket -----	----- Min -----	----- Pocket -----	----- Min -----	----- Pocket -----	----- Min -----	----- Pocket -----
in3	%	in3	%	in3	%	in3	%	in3	%	in3	%
36.40	5.85	194.00	31.19	36.40	5.85	227.00	36.49	36.40	5.85	255.00	40.99
36.40	5.85	290.00	46.62	36.40	5.85	322.00	51.77	36.40	5.85	322.00	51.77



Ariel Spare Parts
E-mail: spareparts@ARIELcorp.com
USA/CANADA: (888) 397-7766
International: (740) 397-3662
Fax: (740) 397-5054

Ariel Valve Bill of Material
B-2169-U : SUC VLV,102CT, NYX,M/S



0.0830=LFT 0.3940=A 1.4570=B 4.8760=C

Qty	Part	Description	Qty	Replaced By/Note
	B-2169-U	SUC VLV,102CT, NYX,M/S		
1	A-5988	SUCTION VALVE SEAT, 102CT, M/S	1	
2	A-4345-A	SUCTION VALVE GUARD ASSEMBLY, 102CT	1	
3	A-17239	CENTER BOLT, 12-POINT, 3/8-24 X 2-1/2 LONG	1	
4	A-5629	VALVE PLATE, 102CT, .256 THICK, NYX	1	
5	A-4346	GUIDE RING, 102CT, .378 THICK	1	
6	A-12007	SPRING (.354 OD X .709 FREE LENGTH) BLUE, .037 WIRE DIAMETER	10	
7	A-2039	SPIROL PIN, .118 OD X .591 LONG	2	
10	A-3654	WAFER PLATE, 102CFT	1	
12	A-2155	VALVE WASHER, 3/8 ID X 1-8 THREAD	1	
99	KB-2169-U	KIT, VALVE, 102CT, NYX, M/S	0	

CTB = Customer Technical Bulletin

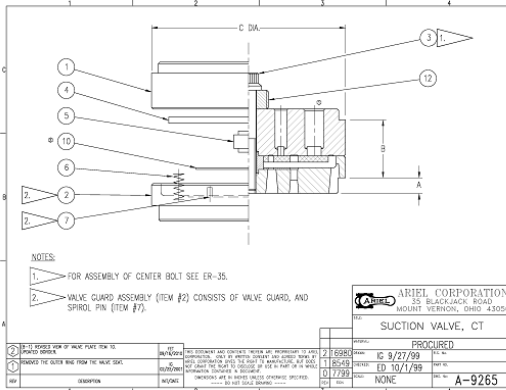
Note: Zero Qty does not represent the quantity required

Rebuild kit includes valve springs, valve plate, spiro pins (where applicable), valve cap O-ring, valve seat gasket. This document and contents therein are proprietary to Ariel Corporation. Only by written consent and agreed terms by Ariel Corporation gives the right to manufacture, but does not grant the right to disclose or use in part or in whole information contained in document.



Ariel Spare Parts
 E-mail: spareparts@ARIELcorp.com
 USA/CANADA: (888) 397-7766
 International: (740) 397-3602
 Fax: (740) 397-5054

Ariel Valve Bill of Material
B-3139-S : SUC VLV,148CT,NYX



0.0830=LFT 0.3940=A 1.4570=B 6.6350=C

NOTE: DRAWING NOT TO SCALE

Valve	Description	Replaced By/Note
B-3139-S	SUC VLV,148CT,NYX	
Item	Part	Description Qty Replaced By/Note
1	A-2179	SUCTION VALVE SEAT, 148CHT 1
2	A-2180-A	SUCTION VALVE GUARD ASSEMBLY, 148CHT 1
3	A-17241	CENTER BOLT, 12-POINT, 7/16-20 X 2-1/2 LONG 1
4	A-9500	VALVE PLATE, 148CT, .217 THICK, NYX 1
5	A-2166	GUIDE RING, 148-179CT, .338 THICK 1
6	A-1345	SPRING (.354/276 OD X .630 FREE LENGTH) YELLOW, .028 WIRE DIAMETER 16
7	A-2039	SPIROL PIN, .118 OD X .591 LONG 2
10	A-2183	WAFER SPRING, 148CHT 1
12	A-2167	VALVE WASHER, 7/16 ID X 1-8 THREAD 1
99	KB-3139-S	KIT, VALVE, 148CT, NYX 0

CTB = Customer Technical Bulletin

Note: Zero Qty does not represent the quantity required

Rebuild kit includes valve springs, valve plate, spirol pins (where applicable), valve cap O-ring, valve seat gasket.

This document and contents therein are proprietary to Ariel Corporation. Only by written consent and agreed terms by Ariel Corporation gives the right to manufacture, but does not grant the right to disclose or use in part or in whole information contained in document.

