

**PENGARUH *CONVERGENT* DAN *CONVERGENT-DIVERGENT NOZZLE* TERHADAP *ENTRAINMENT RATIO* DAN *EXPANSION RATIO* PADA *STEAM EJECTOR***

**SKRIPSI**

Untuk Memenuhi Salah Satu Persyaratan Memperoleh  
Gelar Sarjana Teknik Mesin Pada Jurusan Teknik Mesin  
Universitas Sanata Dharma



Oleh:  
**GILANG ARGYA DYAKSA**  
**135214114**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS SAINS DAN TEKNOLOGI  
UNIVERSITAS SANATA DHARMA  
YOGYAKARTA**

**2016**

**THE EFFECT OF CONVERGENT AND CONVERGENT-DIVERGENT NOZZLE TO ENTRAINMENT RATIO AND EXPANSION RATIO OF STEAM EJECTOR**

**FINAL PROJECT**

To Fulfill One of the Requirements to Obtain  
Strata 1 (S1) Bachelor Degree in the Department of Mechanical Engineering  
Sanata Dharma University



By:  
**GILANG ARGYA DYAKSA**  
**135214114**

**MECHANICAL ENGINEERING**  
**FACULTY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**  
**SANATA DHARMA UNIVERSITY**  
**YOGYAKARTA**

**2016**

**LEMBAR PERSETUJUAN**

**SKRIPSI**

**PENGARUH *CONVERGENT* DAN *CONVERGENT-DIVERGENT NOZZLE* TERHADAP *ENTRAINMENT RATIO* DAN *EXPANSION RATIO* PADA *STEAM EJECTOR***

Disusun oleh :

GILANG ARGYA DYAKSA

135214114

Telah disetujui dan disahkan oleh Dosen Pembimbing

Pada Tanggal 14 September 2016

Yogyakarta, 14 September 2016

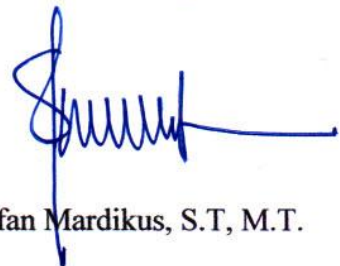
Mengetahui,

Pembimbing I

Pembimbing II



Wibowo Kusbandono, S.T., M.T.



Stefan Mardikus, S.T, M.T.

## LEMBAR PENGESAHAN

### SKRIPSI

#### **PENGARUH CONVERGENT DAN CONVERGENT-DIVERGENT NOZZLE TERHADAP ENTRAINMENT RATIO DAN EXPANSION RATIO PADA STEAM EJECTOR**

Yang dipersiapkan dan disusun oleh

**GILANG ARGYA DYAKSA**

135214114

Telah diuji dan dipertahankan di hadapan Dewan Penguji

Pada tanggal 14 September 2016

Susunan Dewan Penguji

Nama Lengkap

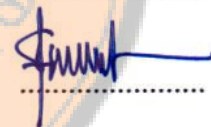
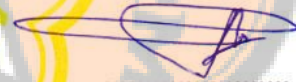
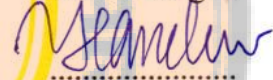
Ketua : Budi Setyahandana, S.T., M.T.

Sekretaris : A. Prasetyadi, S.Si., M.Si.

Anggota : Wibowo Kusbandono, S.T., M.T.

Stefan Mardikus, S.T., M.T.

Tanda Tangan




Yogyakarta 14 September 2016

Mengetahui,

Dekan Fakultas Sains dan Teknologi

Universitas Sanata Dharma



  
Sudi Mungkasi, S.Si., M.Math.Sc., Ph.D.

## PERNYATAAN KEASLIAN KARYA ILMIAH

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Gilang Argya Dyaksa

NIM : 135214114

menyatakan dengan sebenar-benarnya bahwa skripsi saya yang berjudul:

***PENGARUH CONVERGENT DAN CONVERGENT-DIVERGENT NOZZLE TERHADAP ENTRAINMENT RATIO DAN EXPANSION RATIO PADA STEAM EJECTOR***

adalah hasil karya sendiri dan bukan jiplakan hasil karya orang lain.

Tidak pernah terdapat suatu karya yang sama diajukan Perguruan Tinggi lain, dan sepanjang pengetahuan saya, tidak terdapat karya dan pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, 14 September 2016

Penulis,



Gilang Argya Dyaksa



**LEMBAR PERNYATAAN PERSETUJUAN  
PUBLIKASI KARYA ILMIAH  
UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

Saya yang bertanda tangan di bawah ini sebagai mahasiswa Universitas Sanata Dharma Yogyakarta:

Nama : Gilang Argya Dyaksa

NIM : 135214114

Demi kepentingan pengembangan ilmu pengetahuan, saya memberikan kepada Perpustakaan Universitas Sanata Dharma Yogyakarta karya ilmiah saya dengan judul:

**PENGARUH *CONVERGENT* DAN *CONVERGENT-DIVERGENT NOZZLE* TERHADAP *ENTRAINMENT RATIO* DAN *EXPANSION RATIO* PADA *STEAM EJECTOR***

Dengan demikian saya memberikan wewenang untuk Perpustakaan Universitas Sanata Dharma Yogyakarta untuk menyimpan, mengalihkan dalam bentuk media lain, serta mengelolanya di internet atau media lain untuk kepentingan akademis tanpa perlu meminta izin dan memberikan *royalty* kepada saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis karya ilmiah.

Demikian Pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Yogyakarta, 14 September 2016

Penulis,



Gilang Argya Dyaksa

## ABSTRAK

*Nozzle* adalah perangkat yang digunakan untuk menentukan arah dan karakteristik aliran. Fungsi *nozzle* secara umum adalah untuk meningkatkan kecepatan yang diikuti penurunan tekanan pada fluida. Aplikasi *nozzle* sangat beragam diantaranya untuk bidang otomotif, perkebunan, dan industri. Salah satu aplikasi *nozzle* dalam bidang industri adalah pada *steam ejector*. Geometri *nozzle* merupakan salah satu faktor yang mempengaruhi performa dari *steam ejector* karena geometri *nozzle* menentukan nilai *primary mass flow rate* yang berpengaruh sangat signifikan dalam performa *steam ejector*. *Primary pressure* dan *secondary temperature* juga menjadi penentu performa dari *steam ejector*. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mendapatkan nilai *entrainment ratio* dan *expansion ratio* yang optimum pada variasi yang sudah ditentukan.

Pada penelitian ini digunakan metode eksperimen untuk mengetahui pengaruh dari variasi model *nozzle*. Model *nozzle* yang digunakan adalah *convergent nozzle* dan *convergent-divergent nozzle*. Selain itu juga digunakan 4 variasi *primary pressure* dan 4 variasi *secondary temperature* dalam menentukan performa dari *steam ejector*.

Hasil dari penelitian ini adalah meningkatnya *primary pressure* akan mengakibatkan menurunnya *entrainment ratio* pada semua variasi *secondary temperature*. Keseluruhan nilai *entrainment ratio* model *nozzle convergent-divergent* mempunyai performa yang lebih baik dari model *nozzle convergent*. Nilai optimum *entrainment ratio* dari penelitian yang sudah dilakukan yaitu 0,343 pada *secondary temperature* 70<sup>o</sup> C *primary pressure* 100 kPa. Nilai optimum dari *expansion ratio* yaitu 32,388 pada *secondary temperature* 50<sup>o</sup> C *primary pressure* 400 kPa berlaku untuk model *nozzle convergent* dan *convergent-divergent*.

**Kata kunci :** *nozzle, steam ejector, entrainment ratio, expansion ratio*

## ABSTRACT

Nozzle is a device used to determine flow direction and characteristics. Generally nozzle function was to increase the velocity which is followed by fluidic pressure reduction. Nozzle application varies widely including for the automotive, agriculture, and industry. Nozzle application in industrial field is the steam ejector. Nozzle geometry is one of the factors that affect the performance of steam ejector because nozzle geometry determine primary mass flow rate which is influence steam ejector performance. Primary pressure and secondary temperature also be a determinant of performance of steam ejector. The purpose of this study was to obtain the value of entrainment ratio and optimum expansion ratio at a predetermined variation.

We used an experimental method to determine the effect of variations of the nozzle model in this study. The model used was convergent nozzle and a convergent-divergent nozzle. We also used four variations of primary pressure and four variations of secondary temperature in determine the steam ejector performance.

The study results showed that if the primary pressure increased will reduced entrainment ratio at all secondary temperature variation. Overall entrainment ratio in convergent-divergent nozzle models have better performance than the convergent nozzle models. Entrainment ratio optimum value from previous research was 0.343 at a temperatures of 70 ° C, and primary pressure of 100 kPa. The optimum value of the expansion ratio was 32.388 at a temperatures of 50 ° C and primary pressure of 400 kPa for convergent nozzle models and a convergent-divergent nozzle models.

**Keywords:** *nozzle, steam ejector, entrainment ratio, expansion ratio*



## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kehadiran Tuhan Yang Maha Esa atas berkat rahmat serta kasih-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini dengan judul “Pengaruh *Convergent dan Convergent-Divergent Nozzle* Terhadap *Entrainment Ratio* dan *Expansion Ratio* Pada *Steam Ejector*”.

Penulisan skripsi ini bertujuan untuk memenuhi sebagian syarat memperoleh gelar sarjana bagi mahasiswa program S1 pada program studi Program Studi Teknik Mesin Fakultas Sains dan Teknologi Universitas Sanata Dharma Yogyakarta. Penulis menyadari bahwa proposal skripsi ini masih jauh dari kesempurnaan, oleh sebab itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun dari semua pihak demi kesempurnaan skripsi ini. Selesaiannya proposal ini tidak terlepas dari bantuan berbagai pihak, sehingga pada kesempatan ini penulis dengan segala kerendahan hati dan penuh rasa hormat mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah memberikan bantuan moril maupun materil secara langsung maupun tidak langsung kepada:

1. Sudi Mungkasi, S.Si., M.Math.Sc., Ph.D., selaku Dekan Fakultas Sains dan Teknologi Universitas Sanata Dharma.
2. Ir. PK. Purwadi, M.T., selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Fakultas Sains dan Teknologi Universitas Sanata Dharma.
3. Stefan Mardikus, S.T, M.T., selaku dosen pembimbing yang telah banyak membantu dan memberikan bimbingan dalam pengerjaan Skripsi dan Tugas Akhir ini.
4. Wibowo Kusbandono, S.T., M.T., selaku dosen pembimbing skripsi dan dosen pembimbing akademik, yang telah banyak membantu dan memberikan bimbingan dalam pengerjaan Skripsi dan Tugas Akhir ini.
5. Seluruh dosen Teknik Mesin Fakultas Sains dan Teknologi Univertas Sanata Dharma, yang telah memberikan pengetahuan selama kuliah.
6. Keluarga tercinta, Setia Budi (Bapak), Brigitte Rina Aninda Sidharta (ibu), Dharastri Ayu Risangarum (Kakak)

7. Kelompok tugas akhir Aditia Pratama Abdi dan Gregorius Bryan yang telah membantu menyelesaikan tugas akhir dan memberikan dukungan kepada penulis.
8. Teman – teman teknik mesin: Retta, Teguh, David, Vincent, Willy, Oka, Rio, Morgan, Daniel, Karel, Vian, Dino dan teman-teman teknik mesin yang tidak bisa disebutkan satu per satu yang telah memberikan dukungan dan semangat selama pengerjaan tugas akhir.
9. Pacar saya Siti Lazimah yang selalu membantu dan menyemangati saya dalam pembuatan skripsi.
10. Mas Ronny, Pak Intan, dan Pak Martono selaku laboran Teknik Mesin yang telah banyak memberikan bantuan selama proses pembuatan Tugas Akhir.
11. Berbagai pihak yang secara langsung maupun tidak langsung memberikan bantuan baik material maupun moril kepada penulis.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan skripsi ini masih banyak terdapat banyak kekurangan, segala kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan untuk kesempurnaan penelitian di masa yang akan datang. Akhir kata, semoga skripsi ini bermanfaat dan dapat berguna bagi semua pihak yang membutuhkan.

Yogyakarta, 14 September 2016

Gilang Argya Dyaksa

(135214114)

**DENGAN RASA BANGGA DAN SYUKUR NASKAH INI SAYA  
PERSEMBAHKAN UNTUK**

**AYAH, SETIA BUDI**

**IBUNDA, BRIGITTE RINA ANINDA SIDHARTA**

**KAKAK, DHARASTRI AYU RISANGARUM**

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PERSETUJUAN.....	iii
LEMBAR PENGESAHAN .....	iv
LEMBAR PERNYATAAN .....	v
LEMBAR PERNYATAAN PUBLIKASI .....	vi
ABSTRAK .....	vii
ABSTRACT .....	viii
KATA PENGANTAR .....	iv
HALAMAN PERUNTUKAN .....	xi
DAFTAR ISI .....	xii
DAFTAR GAMBAR .....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xx
DAFTAR LAMPIRAN.....	xxi
DAFTAR SIMBOL.....	xxii
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	4
1.3 Tujuan Penelitian .....	5
1.4 Batasan Masalah .....	5
1.5 Manfaat Penelitian .....	5
BAB II DASAR TEORI .....	7
2.1 Tinjauan Pustaka.....	7
2.2 Steam Ejector .....	8
2.2.1 <i>Ejector</i> .....	9
2.3 Performa Steam Ejector .....	12
2.4 Definisi Fluida .....	14



2.5	Sifat – sifat Fluida cair.....	14
2.5.1	Rapat Massa .....	14
2.5.2	Volume Jenis ( <i>Specific Volume</i> ) .....	15
2.5.3	Berat Jenis ( <i>Specific Weight</i> ).....	15
2.5.4	Rapat Relatif.....	15
2.5.5	Kemampatan Zat Cair .....	16
2.5.6	Kekentalan Zat Cair (Viskositas) .....	17
2.5.7	Tekanan Uap .....	18
2.6	Dasar-dasar Statika Fluida .....	19
2.6.1	Tekanan Hidrostatik .....	19
2.6.2	Tekanan Mutlak dan Tekanan Pengukuran.....	19
2.7	Kinematika Fluida .....	20
2.7.1	Aliran Tunak dan Tak-Tunak.....	21
2.7.2	Aliran Seragam dan Tak-Seragam .....	21
2.7.3	Aliran Laminar dan Aliran Turbulen .....	22
2.7.4	Debit Aliran.....	24
2.7.5	Persamaan Kontinuitas (Hukum Konservasi Massa). ..	24
2.7.6	Persamaan Bernoulli .....	25
2.7.7	Laju Aliran Massa .....	27
2.8	<i>Compressible Flow</i> .....	27
2.8.1	<i>Mach Number</i> .....	27
2.8.2	Kecepatan suara ( <i>Speed of Sound</i> ) .....	28
2.8.3	Gelombang Kejut ( <i>Shock wave</i> ).....	29
2.8.4	Pencekikan ( <i>Choking</i> ) .....	30
2.8.5	Fenomena aliran pada <i>Convergent</i> dan <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> .....	30
2.9	Fenomena Aliran Pada <i>Ejector</i> .....	34

2.9.1	<i>Back Pressure</i> .....	35
2.9.2	<i>Expansion Angle</i> .....	35
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....		37
3.1	Diagram Alir Penelitian .....	37
3.2	Skema Alat.....	38
3.2.1	Skema Sistem Alat Penelitian .....	38
3.2.2	Skema <i>Ejector</i> .....	39
3.3	Alat Penelitian .....	42
3.3.1	<i>Water Heater</i> .....	43
3.3.2	<i>Thermocouple</i> .....	44
3.3.3	<i>Bourdon Tube</i> .....	45
3.3.4	<i>Orifice Plate Flowmeter</i> .....	45
3.3.5	<i>Roll Meter</i> .....	46
3.3.6	<i>Temperature Controller</i> .....	46
3.4	Variabel Penelitian.....	47
3.5	Material Penelitian.....	47
3.6	Prosedur Penelitian.....	48
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....		51
4.1	Pengaruh <i>Convergent</i> dan <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> Terhadap <i>Entrainment Ratio</i> Menggunakan Variasi <i>Primary Pressure</i> pada Setiap <i>Secondary Temperature</i> .....	51
4.1.1	Pengaruh <i>Convergent</i> dan <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> terhadap <i>Entrainment Ratio</i> Menggunakan Variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Secondary Temperature</i> 80 <sup>0</sup> C.....	51
4.1.2	Pengaruh <i>Convergent</i> dan <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> terhadap <i>Entrainment Ratio</i> menggunakan variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Secondary Temperature</i> 70 <sup>0</sup> C.....	53

4.1.3	Pengaruh <i>Convergent</i> dan <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> terhadap <i>Entrainment Ratio</i> menggunakan variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Secondary Temperature</i> 60 <sup>o</sup> C.....	55
4.1.4	Pengaruh <i>Convergent</i> dan <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> terhadap <i>Entrainment Ratio</i> menggunakan variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Secondary Temperature</i> 50 <sup>o</sup> C.....	56
4.2	Pengaruh <i>Secondary Temperature</i> Terhadap Nilai <i>Entrainment ratio</i> Menggunakan Variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Convergent</i> dan <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> .....	58
4.2.1	Pengaruh <i>Secondary Temperature</i> Terhadap Nilai <i>Entrainment ratio</i> Menggunakan Variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Convergent Nozzle</i> .....	58
4.2.2	Pengaruh <i>Secondary Temperature</i> Terhadap Nilai <i>Entrainment ratio</i> Menggunakan Variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> .....	59
4.3	Pengaruh <i>Secondary Temperature</i> Terhadap <i>Secondary Mass Flow Rate</i> Menggunakan Variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Convergent</i> dan <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> .....	60
4.3.1	Pengaruh <i>Secondary Temperature</i> Terhadap <i>Secondary Mass Flow Rate</i> Menggunakan variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Convergent Nozzle</i> .....	60
4.3.2	Pengaruh <i>Secondary Temperature</i> Terhadap <i>Secondary Mass Flow Rate</i> Menggunakan variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> .....	62
4.4	Pengaruh <i>Convergent</i> dan <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> terhadap <i>Expansion Ratio</i> Menggunakan Variasi <i>Primary Pressure</i> pada Setiap <i>Secondary Temperature</i> .....	63
4.4.1	Pengaruh <i>Convergent</i> dan <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> terhadap <i>Expansion Ratio</i> Menggunakan Variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Secondary Temperature</i> 80 <sup>o</sup> C .....	63
4.4.2	Pengaruh <i>Convergent</i> dan <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> terhadap <i>Expansion Ratio</i> Menggunakan Variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Secondary Temperature</i> 70 <sup>o</sup> C .....	64

4.4.3 Pengaruh <i>Convergent</i> dan <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> terhadap <i>Expansion Ratio</i> Menggunakan Variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Secondary Temperature</i> 60°C .....	65
4.4.4 Pengaruh <i>Convergent</i> dan <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> terhadap <i>Expansion Ratio</i> Menggunakan Variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Secondary Temperature</i> 50°C .....	66
4.5 Pengaruh <i>Secondary Temperature</i> Terhadap Nilai <i>Expansion Ratio</i> Menggunakan Variasi <i>Primary Pressure</i> pada <i>Convergent</i> dan <i>Convergent-Divergent Nozzle</i> .....	67
BAB V PENUTUP.....	68
5.1 Kesimpulan .....	68
5.2 Saran .....	69
DAFTAR PUSTAKA .....	70
LAMPIRAN.....	74



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Klasifikasi <i>nozzle</i> berdasarkan posisi ujung <i>nozzle</i> .....	2
Gambar 2.1	Konstruksi dari <i>ejector</i> .....	9
Gambar 2.2	<i>Primary Nozzle</i> .....	10
Gambar 2.3	Klasifikasi <i>nozzle</i> berdasarkan posisi ujung <i>nozzle</i> .....	11
Gambar 2.4	<i>Mixing chamber</i> .....	11
Gambar 2.5	<i>Throat</i> .....	12
Gambar 2.6	<i>Diffuser</i> .....	12
Gambar 2.7	P-h diagram <i>ejector refrigeration system</i> .....	13
Gambar 2.8	Tekanan absolut dan tekanan pengukuran.....	20
Gambar 2.9	Aliran laminar (atas) dan aliran turbulen (bawah) .....	22
Gambar 2.10	Percobaan Reynold tentang Aliran laminar (a) dan aliran turbulen (b) .....	23
Gambar 2.11	Tabung aliran untuk menurunkan persamaan kontinuitas.....	25
Gambar 2.12	Persamaan kontinuitas pada pipa bercabang .....	25
Gambar 2.13	Perubahan tekanan dan kecepatan melewati <i>Bernoulli obstruction meter</i> .....	26
Gambar 2.14	Rasio luas penampang versus bilangan Mach untuk <i>compressible flow</i> dengan $k = 1.4$ .....	30
Gambar 2.15	Fenomena aliran pada <i>converging nozzle</i> (a) geometri <i>nozzle</i> menunjukkan perubahan tekanan (b) distribusi tekanan disebabkan oleh <i>back pressure</i> (c) laju aliran massa vs <i>back flow pressure</i> .....	31
Gambar 2.16	aliran <i>nozzle</i> dengan berbagai evolusi setelah melewati <i>throat</i> .....	33
Gambar 2.17	Fenomena <i>convergent-divergent nozzle</i> : (a) bentuk <i>nozzle</i> dengan konfigurasi aliran yang melewati ; (b) distribusi tekanan yang disebabkan oleh berbagai tekanan balik ; (c) laju aliran massa vs tekanan balik .....	33
Gambar 2.18	Profil tekanan dan kecepatan aliran dalam <i>steam ejector</i> .....	34

Gambar 2.19	<i>Expansion angle dan entrained Duct</i> .....	35
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian .....	37
Gambar 3.2	Skema alat uji penelitian .....	38
Gambar 3.3	Skema <i>Ejector</i> .....	39
Gambar 3.4	Desain <i>Convergent Nozzle</i> .....	40
Gambar 3.5	Desain <i>Convergent-divergent Nozzle</i> .....	40
Gambar 3.6	Desain <i>inlet nozzle</i> .....	40
Gambar 3.7	Desain <i>suction chamber</i> .....	41
Gambar 3.8	Desain <i>Convergent section of suction chamber</i> .....	41
Gambar 3.9	Desain <i>mixing chamber</i> .....	42
Gambar 3.10	Desain <i>difusser</i> .....	42
Gambar 3.11	<i>Water heater</i> daya 2000 Watt.....	43
Gambar 3.12	<i>Water heater</i> daya 1000 watt.....	44
Gambar 3.13	<i>Thermocouple tipe K</i> .....	45
Gambar 3.14	<i>Pressure gauge</i> atau <i>bourdon tube</i> .....	45
Gambar 3.15	<i>Orifice plate flowmeter</i> .....	46
Gambar 3.16	<i>Roll Meter</i> .....	46
Gambar 3.17	<i>Temperature controller APPA</i> .....	46
Gambar 3.18	Diagram alir pengambilan data penelitian.....	50
Gambar 4.1	Grafik pengaruh model <i>nozzle</i> terhadap <i>entrainment ratio</i> dengan variasi <i>primary pressure</i> pada <i>secondary temperature</i> 80 <sup>o</sup> C.....	52
Gambar 4.2	Grafik pengaruh model <i>nozzle</i> terhadap <i>entrainment ratio</i> dengan variasi <i>primary pressure</i> pada <i>secondary temperature</i> 70 <sup>o</sup> C. ....	53
Gambar 4.3	Grafik pengaruh model <i>nozzle</i> terhadap <i>entrainment ratio</i> dengan variasi <i>primary pressure</i> pada <i>secondary temperature</i> 60 <sup>o</sup> C. ....	55
Gambar 4.4	Grafik pengaruh model <i>nozzle</i> terhadap <i>entrainment ratio</i> dengan variasi <i>primary pressure</i> pada <i>secondary temperature</i> 50 <sup>o</sup> C .....	57

Gambar 4.5	Grafik pengaruh <i>secondary temperature</i> terhadap nilai <i>entrainment ratio</i> dengan variasi <i>primary pressure</i> pada <i>convergent nozzle</i> . ....	58
Gambar 4.6	Grafik pengaruh <i>secondary temperature</i> terhadap nilai <i>entrainment ratio</i> dengan variasi <i>primary pressure</i> pada <i>convergent-divergent nozzle</i> . ....	60
Gambar 4.7	Grafik pengaruh <i>secondary temperature</i> terhadap nilai <i>secondary mass flow rate</i> dengan variasi <i>primary pressure</i> pada <i>convergent nozzle</i> . ....	61
Gambar 4.8	Grafik pengaruh <i>secondary temperature</i> terhadap nilai <i>secondary mass flow rate</i> dengan variasi <i>primary pressure</i> pada <i>convergent-divergent nozzle</i> . ....	62
Gambar 4.9	Grafik pengaruh model <i>nozzle</i> terhadap <i>expansion ratio</i> dengan variasi <i>primary pressure</i> pada <i>secondary temperature</i> 80° C. ....	64
Gambar 4.10	Grafik pengaruh model <i>nozzle</i> terhadap <i>expansion ratio</i> dengan variasi <i>primary pressure</i> pada <i>secondary temperature</i> 70° C. ....	64
Gambar 4.11	Grafik pengaruh model <i>nozzle</i> terhadap <i>expansion ratio</i> dengan variasi <i>primary pressure</i> pada <i>secondary temperature</i> 60° C. ....	65
Gambar 4.12	Grafik pengaruh model <i>nozzle</i> terhadap <i>expansion ratio</i> dengan variasi <i>primary pressure</i> pada <i>secondary temperature</i> 50° C. ....	66
Gambar 4.13	Grafik pengaruh <i>secondary temperature</i> terhadap nilai <i>expansion ratio</i> dengan variasi <i>primary pressure</i> pada <i>convergent-divergent nozzle</i> . ....	67

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Sifat air pada tekanan atmosfer dan beberapa temperatur.....	16
Tabel 2.2	Kecepatan suara pada berbagai bahan pada suhu 60°F (15.5°C) dan 1 atm.....	29
Tabel 3.1	Spesifikasi <i>water heater</i> 2000 watt .....	43
Tabel 3.2	Spesifikasi <i>water heater</i> 1000 watt .....	44
Tabel 3.3	Spesifikasi <i>pressure gauge bourdon tube</i> .....	45
Tabel 3.4	Spesifikasi <i>temperature controller</i> APPA.....	47
Tabel 3.5	Spesifikasi sifat – sifat fisik refrigeran air pada temperatur 15°C dan tekanan 1 atm.....	48
Tabel 3.6	Spesifikasi sifat – sifat fisik air raksa pada 20 °C dan tekanan 1 atm .....	48
Tabel 3.7	Tabel variasi <i>primary pressure</i> , <i>secondary temperature</i> , dan model <i>nozzle</i> .....	49



## DAFTAR LAMPIRAN

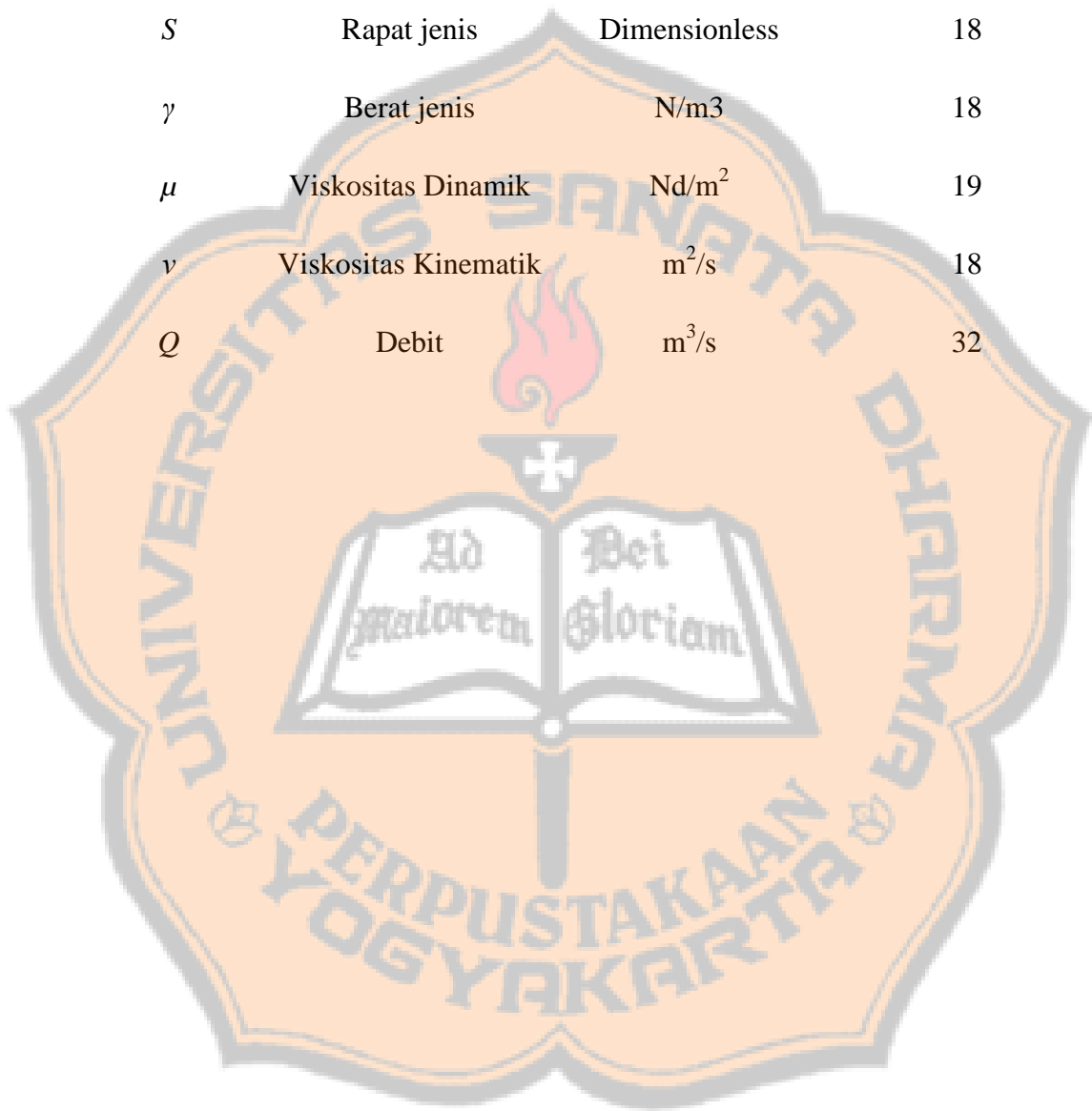
Lampiran A.1 Data Hasil Percobaan Variasi Convergent Nozzle .....	73
Lampiran A.2 Data Hasil Percobaan Variasi Convergent-Divergent Nozzle.	74
Lampiran B.1 Data Hasil Pengolahan Data Variasi Convergent Nozzle.....	75
Lampiran B.2 Data Hasil Pengolahan Data Variasi Convergent-Divergent Nozzle.....	76
Lampiran C.1 Contoh Perhitungan .....	77



## DAFTAR SIMBOL

Lambang	Arti	Satuan	Halaman
$a$	Kecepatan suara	m/s	34
$A$	Luas	$m^2$	29
$\beta$	Rasio diameter orifice	Dimensionless	32
$Cd$	Discharged Coefficient	Dimensionless	32
$D$	Diameter	m	28
$\omega$	Entrainment Ratio	Dimensionless	15
$Er$	Expansion Ratio	Dimensionless	16
$g$	Gravitasi	$m/s^2$	23
$h$	Ketinggian	m	23
$K$	Modulus elastisitas	$MN/m^2$	20
$\dot{m}$	Laju aliran massa	kg/s	32
$Ma$	Bilangan Mach	Dimensionless	33
$V$	kecepatan	m/s	28
$R$	Konstanta gas universal	Dimensionless	34
$Re$	Bilangan Reynold	Dimensionless	32
$Pp$	Primary pressure	Pascal	43
$Ps$	Secondary pressure	Pascal	43
$Pb$	Back pressure	Pascal	43

$T$	Temperatur	K	34
$\rho$	Massa jenis	$\text{kg/m}^3$	17
$S$	Rapat jenis	Dimensionless	18
$\gamma$	Berat jenis	$\text{N/m}^3$	18
$\mu$	Viskositas Dinamik	$\text{Nd/m}^2$	19
$\nu$	Viskositas Kinematik	$\text{m}^2/\text{s}$	18
$Q$	Debit	$\text{m}^3/\text{s}$	32



## BAB I

### PENDAHULUAN

#### 1.1 Latar Belakang

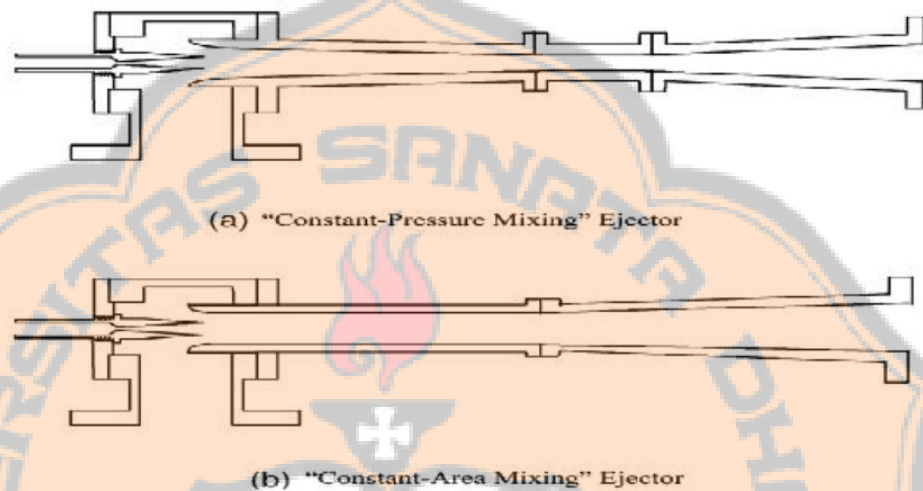
*Nozzle* adalah alat yang digunakan untuk menentukan arah dan karakteristik aliran fluida saat keluar atau memasuki ruang tertutup pada sebuah pipa. *Nozzle* adalah alat di mana energi dari cairan bertekanan tinggi diubah menjadi energi kinetik dalam proses ekspansi (Vahaji *et al.*, 2015). Fungsi *nozzle* secara umum adalah untuk meningkatkan kecepatan aliran fluida yang diikuti dengan penurunan tekanan (Satrya, 2015).

*Nozzle* banyak digunakan dalam beberapa bidang seperti perpipaan, otomotif, industri, perkebunan, dan lain-lain. Dalam otomotif, *nozzle* biasa digunakan untuk penyemprotan bahan bakar dari karburator ke dalam ruang bakar. *Nozzle* tersebut juga berfungsi sebagai pengatur banyak sedikitnya bahan bakar yang disemprotkan ke dalam ruang bakar. Dalam perkebunan, salah satu aplikasi *nozzle* adalah sebagai penyemprot air atau zat kimia yang digunakan untuk memberantas hama. Dalam perpipaan, aplikasi *nozzle* digunakan pada pengukuran aliran dengan kecepatan alir yang tinggi. Dalam bidang insdustri, *nozzle* dapat digunakan pada sistem refrigerasi uap. Salah satunya adalah *nozzle* yang terdapat pada *steam ejector* (Chunnanond & Aphornratana, 2004)

Peran penting *nozzle* dalam sistem refrigerasi *steam ejector* adalah sebagai media keluaran uap panas yang berasal dari *boiler* ke dalam *ejector*. *Nozzle* didorong oleh uap bertekanan dari *boiler* dan melewati *ejector*. Perbedaan tekanan antara ujung *nozzle* dengan *evaporator* menyebabkan fluida pada *evaporator* (*secondary flow*) terhisap dan bercampur dengan aliran dari *boiler* (*primary flow*) pada *mixing chamber* (Wu *et.al*, 2014). Desain *ejector* dapat diklasifikasikan menjadi dua, berdasarkan posisi dari ujung *nozzle*. Desain pertama, posisi ujung *nozzle* pada *constant-area mixing* disebut “*constant-area mixing ejector*”, sehingga *primary flow* dan *secondary flow* bertemu di *constant-area section*. Desain kedua, posisi ujung *nozzle* terletak di *suction chamber* atau di depan *constant-area section*. Desain kedua ini disebut “*constant-pressure mixing*”



*ejector*”, sehingga percampuran antara *primary flow* dan *secondary flow* terjadi di *suction chamber* dengan tekanan konstan (Fahrnis *et al*, 2014). *Constant-pressure ejector* lebih banyak digunakan dan mempunyai kinerja yang lebih baik daripada *constant-area ejector*. Menurut Keenan, *et al*. (1950) *ejector* dengan jenis “*constant-pressure mixing ejector*” memiliki performa yang lebih baik.



**Gambar 1.1** Klasifikasi *nozzle* berdasarkan posisi ujung *nozzle* (Fahrnis *et al*, 2014).

Banyak faktor struktural yang mempengaruhi kinerja *ejector*, salah satunya adalah geometri *nozzle*. Geometri *nozzle* (*primary nozzle*) adalah bagian penting untuk aliran uap dari *boiler* (*primary flow*). Laju aliran massa dan kecepatan aliran uap (*primary flow*) yang keluar dari *nozzle* (*nozzle exit velocity*) ditentukan oleh diameter dari *nozzle* (*nozzle throat diameter*) dan rasio divergen (Barroso *et al*, 2014). Zhu & Jiang (2014) meneliti tentang *shock wave length* dalam *convergent* dan *divergent-convergent nozzle ejectors*. *Shock wave length* pertama diukur pada *convergent-divergent* dan *convergent nozzle ejectors*. Hasil penelitian menunjukkan *convergent-divergent nozzle ejector* mempunyai *shock wave length* yang lebih panjang dari *convergent nozzle ejector* dalam kondisi laju aliran yang sama. *Entrainment ratio* pada *ejector* menurun seiring dengan meningkatnya panjang dari *shock wave* dalam *primary flow inlet pressure* yang sama. *Entrainment ratio* pada *convergent-divergent nozzle ejector* memiliki hasil yang lebih baik dari *convergent nozzle ejector* dalam *shock wave length* pertama

yang sama. Ruangtrakoon, *et al* (2011) meneliti efek geometri *nozzle* terhadap *entrainment ratio* dari *steam ejector*. Dalam penelitiannya, *steam ejector* diuji menggunakan 8 macam geometri *nozzle* yang berbeda. Pada 1 *nozzle* dioperasikan dalam keadaan *fixed evaporator saturation temperature*. *critical mass flow rate* yang melewati *nozzle* meningkat seiring dengan meningkatnya tekanan *boiler*, tetapi *mach number* keluaran *nozzle* tetap tidak berubah. *Entrainment ratio* menjadi rendah ketika *boiler saturation temperature* meningkat. Ketika beberapa diameter *nozzle* sama dengan diameter *throat* dan dioperasikan dalam keadaan *fixed boiler and evaporator saturation temperature*, menghasilkan *critical mass flow* yang sama. Ketika beberapa diameter *nozzle* tidak sama dengan diameter *throat* tetapi memiliki *area ratio* yang sama, menghasilkan *mach number* yang sama. Ariafar, *et al.* (2014) meneliti pengaruh *area ratio* terhadap *primary nozzle steam condensation*. Ariafar (2012) mengevaluasi performa termo kompresor menggunakan *computational fluid dynamics* (CFD). Performa termo kompresor diteliti dengan menggunakan berbagai ukuran *nozzle exit plane diameters* yang akan menyebabkan perbedaan *Mach number* dan dapat mempengaruhi *entrainment ratio* dan *critical back pressure*. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa dengan meningkatnya *Mach number* pada *nozzle exit plane* tidak mempengaruhi performa termo kompresor tetapi akan meningkatkan *critical back pressure*. Satha Aphornratana and Eames (1997) meneliti tentang *steam ejector refrigerator* menggunakan *ejector* dengan *primary nozzle* yang dapat diatur posisinya. Mendekatkan posisi *nozzel* ke *mixing chamber* menyebabkan COP dan kapasitas pendinginan menurun namun input *boiler* dan suhu dipertahankan konstan, dan sebaliknya jika *nozzle* dijauhkan dari *mixing chamber* maka COP dan kapasitas pendinginan meningkat namun tekanan kritis dari kondenser menurun.

Dari banyaknya penelitian dan beberapa model *nozzle* yang telah dikembangkan oleh para peneliti. (Zhu *et al.*, 2014), dapat kita ketahui bagaimana pentingnya meneliti *nozzle*. Alasan kenapa model *nozzle* diteliti adalah pentingnya laju aliran massa dan kecepatan yang keluar dari *nozzle* itu sendiri (Barroso, 2014). *Nozzle* sangat erat kaitannya dengan *suction chamber* atau *mixing chamber*, tempat dimana *primary flow* dan *secondary flow* bertemu. Menurut

(Satrya, 2015), tekanan pada daerah *mixing chamber* yang rendah dipengaruhi oleh kecepatan aliran fluida keluar *nozzle* yang tinggi, dikarenakan tekanan berbanding terbalik dengan kecepatan. Jika tekanan di daerah *suction chamber* menjadi rendah maka perbedaan tekanan antara *secondary flow* dan tekanan *mixing chamber* akan semakin besar sehingga daya hisap untuk mengangkat *secondary flow* juga akan semakin besar. Jika daya hisap semakin besar maka laju aliran massa pada *secondary flow* juga akan semakin besar. Seperti yang kita ketahui, bahwa *entrainment ratio* dapat didefinisikan perbandingan antara *secondary flow* terhadap *primary flow*. Jika *secondary flow* semakin besar maka nilai dari *entrainment ratio* akan semakin besar dan nilai COP pun juga akan meningkat.

Dalam penelitian ini akan digunakan 2 variasi model *nozzle* yaitu, *convergent nozzle* dan *convergent-divergent nozzle* dan diteliti bagaimana pengaruh model *nozzle* tersebut terhadap performa dari *steam ejector*. Geometri dari *convergent nozzle* adalah berupa penyempitan ruang saja. Berbeda dengan *convergent nozzle*, *convergent-divergent nozzle* berupa penyempitan dan pelebaran ruang dari *nozzle*. *Nozzle* model *convergent* akan menghasilkan kecepatan yang tinggi dan mach number yang tinggi, sehingga daya hisap pada *secondary flow* akan semakin besar juga. Pada model *convergent divergent nozzle*, akan menghasilkan kecepatan yang lebih rendah dari *converging nozzle* namun memiliki tekanan yang lebih tinggi. Sehingga daya hisap pada *secondary flow* akan lebih rendah (Zhu *et al.*, 2014).

## 1.2 Rumusan Masalah

Pada penelitian kali ini penulis ingin mengetahui pengaruh variasi *convergent* dan *convergent-divergent nozzle* terhadap nilai performansi (COP) dan *entrainment ratio*. Banyaknya model *nozzle* yang akan divariasikan adalah 2 macam. Berdasarkan penjelasan diatas dapat dirumuskan masalah pada penelitian ini, antara lain :

1. Bagaimana pengaruh model *nozzle* terhadap *entrainment ratio* dari *steam ejector* ?

2. Bagaimana pengaruh model *nozzle* terhadap *expansion ratio* dari *steam ejector* ?

### 1.3 Tujuan Penelitian

Sesuai dengan rumusan masalah yang diajukan dalam penelitian ini, maka tujuan dari penelitian ini adalah :

1. Mengetahui *entrainment ratio* yang optimum dari variasi model *nozzle*.
2. Pengaruh variasi *primary pressure* terhadap nilai *entrainment ratio*.
3. Mengetahui *expansion ratio* maksimum dari variasi model *nozzle*.

### 1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penelitian *steam ejector* :

1. Dalam *boiler* maupun *evaporator* menggunakan fluida kerja air.
2. Model *nozzle* terdiri dari *convergent nozzle* dan *convergent-divergent nozzle*.
3. Menggunakan geometri *ejector* yang sudah tersedia.
4. Tidak memperhitungkan *pressure loss* pada sambungan dan belokan.
5. Tidak memperhitungkan rugi – rugi gesekan dinding.
6. Fluida primer dikondisikan pada tekanan 1, 2, 3, dan 4 bar.
7. Temperatur kerja fluida sekunder dikondisikan pada temperatur 50°C, 60°C, 70°C, dan 80°C.
8. Temperatur kerja kondensor dikondisikan pada temperatur 25°.

### 1.5 Manfaat penelitian

1. Hasil penelitian ini diharapkan dapat menambah ilmu pengetahuan tentang pemanfaatan gas buang terhadap efisiensi energi dalam pengembangan ilmu pengetahuan.
2. Menambah kajian ilmu yang mempelajari tentang pemanfaatan *waste heat*.
3. Mengetahui nilai efisiensi penggunaan *steam ejector* yang baik dengan mengacu variasi model *nozzle*.

### 1.5.1 Manfaat Praktis

Dalam manfaat praktis terdapat tiga hal yaitu: manfaat bagi Universitas, manfaat bagi peneliti

#### 1.5.1.1 Bagi Universitas Sanata Dharma

Penelitian ini diharapkan dapat menjadi sarana dalam mendukung pencapaian visi dan misi Universitas Sanata Dharma Yogyakarta, antara lain :

- a. Menjadi penggali kebenaran yang unggul dan humanis demi terwujudnya masyarakat yang semakin bermartabat.
- b. Menciptakan masyarakat akademik Universitas yang mampu menghargai kebebasan akademik serta otonomi keilmuan, mampu bekerja sama lintas ilmu, dan mampu mengedepankan kedalaman dari pada keluasan wawasan keilmuan dalam usaha menggali kebenaran lewat kegiatan pengajaran, penelitian, dan pengabdian masyarakat.
- c. Menghadirkan pencerahan yang mencerdaskan bagi masyarakat melalui publikasi hasil kegiatan pengajaran, penelitian, dan pengabdian pada masyarakat, pengembangan kerjasama dengan berbagai mitra yang memiliki visi serta kepedulian sama, dan pemberdayaan para alumni dalam pengembangan keterlibatan nyata di tengah masyarakat.

#### 1.5.1.2 Bagi Peneliti

- a. Hasil dari penelitian ini dapat menambah wawasan para peneliti tentang *steam ejector* dan menghasilkan *steam ejector* dengan performa yang baik.
- b. Menambah wawasan tentang efisiensi energi sehingga dalam penggunaan energi ketika di industri dapat mengimplementasikan ilmu pengetahuan tentang efisiensi energi untuk mengurangi biaya maupun bahan.

## BAB II

### LANDASAN TEORI

#### 2.1 Tinjauan Pustaka

Geometri nozzle (*primary nozzle*) adalah bagian penting untuk aliran uap dari boiler (*primary flow*). Laju aliran massa dan kecepatan aliran uap (*primary flow*) yang keluar dari nozzle (*nozzle exit velocity*) ditentukan oleh diameter dari nozzle (*nozzle throat diameter*) dan rasio divergen (Barroso *et al.*, 2014)

Zhu & Jiang (2014) meneliti tentang *shock wave length* dalam *convergent dan divergent-convergent nozzle ejectors*. *Shock wave length* pertama diukur pada *convergent-divergent* dan *convergent nozzle ejectors*. Menghasilkan *convergent-divergent nozzle ejector* mempunyai *shock wave length* yang lebih panjang dari *convergent nozzle ejector* dalam kondisi laju aliran yang sama. *Entrainment ratio* pada *ejector* menurun seiring dengan meningkatnya panjang dari shock wave dalam *primary flow inlet pressure* yang sama. *Entrainment ratio* pada *convergent-divergent nozzle ejector* memiliki hasil yang lebih baik dari *convergent nozzle ejector* dalam *shock wave length* pertama yang sama.

Ruangtrakoon, *et al.* (2011) meneliti efek geometri nozzle terhadap *entrainment ratio* dari *steam ejector*. Dalam penelitiannya, *steam ejector* diuji menggunakan 8 macam geometri nozzle yang berbeda. Pada 1 nozzle dioperasikan dalam keadaan *fixed evaporator saturation temperature*. *critical mass flow rate* yang melewati nozzle meningkat seiring dengan meningkatnya tekanan boiler, tetapi *mach number* keluaran nozzle tetap tidak berubah. *Entrainment ratio* menjadi rendah ketika *boiler saturation temperature* meningkat. Ketika beberapa diameter nozzle sama dengan diameter throat dan dioperasikan dalam keadaan *fixed boiler and evaporator saturation temperature*, menghasilkan *critical mass flow* yang sama. Dan ketika beberapa diameter nozzle tidak sama dengan diameter throat tetapi memiliki *area ratio* yang sama, menghasilkan *mach number* yang sama.

Ariafar *et al.* (2014) meneliti pengaruh *area ratio* terhadap *primary nozzle steam condensation*. Ariafar (2012) mengevaluasi performa termo kompresor



*menggunakan computational fluid dynamics (CFD)*. Performa termo kompresor diteliti dengan menggunakan berbagai ukuran *nozzle exit plane diameters* yang akan menyebabkan perbedaan *Mach number* dan dapat mempengaruhi *entrainment ratio* dan *critical back pressure*. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa dengan meningkatnya *Mach number* pada *nozzle exit plane* tidak mempengaruhi performa termo kompresor tetapi akan meningkatkan *critical back pressure*.

Satha Aphornratana and Eames (1997) meneliti tentang *steam ejector refrigerator* menggunakan *ejector* dengan *primary nozzle* yang dapat diatur posisinya. Mendekatkan posisi *nozzel* ke *mixing chamber* menyebabkan COP dan kapasitas pendinginan menurun namun input *boiler* dan suhu dipertahankan konstan, dan sebaliknya jika *nozzle* dijauhkan dari *mixing chamber* maka COP dan kapasitas pendinginan meningkat namun tekanan kritis dari kondenser menurun.

## 2.2 *Steam Ejector*

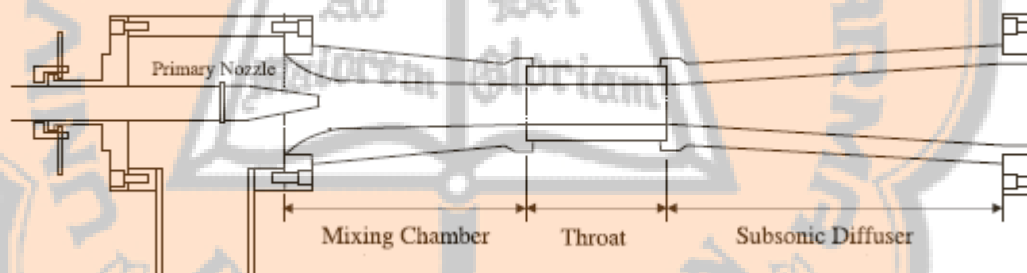
Teknologi *Steam Ejector* pertama kali ditemukan oleh Le Blance dan Charles Parsons pada 1901. Teknologi ini sudah lama diketahui dan dikembangkan. *Steam ejector* dimanfaatkan dalam siklus refrigerasi yang berfungsi menggantikan kompresor untuk memompa refrigeran bersirkulasi dalam sistem. Keuntungan yang utama dari sebuah *steam ejector* adalah mempunyai konstruksi yang sederhana, mudah digunakan, tahan lama, dan tidak mudah mengalami korosi. *Steam ejector* berfungsi untuk mengeluarkan uap bertekanan dari suatu ruangan dan mempertahankan kevakuman yang tercapai. *Steam ejector* merupakan pompa yang tidak mempunyai bagian - bagian yang bergerak. Oleh karena itu, pompa ini sangat sederhana dan tidak memerlukan perawatan yang rumit. Fungsi pompa digantikan oleh *boiler* dan *ejector* dengan memanfaatkan efek venturi pada *ejector* (Kurniawan *et al*, 2014).

Sistem refrigerasi *steam ejector* merupakan sistem refrigerasi yang bertenaga uap, mempunyai karakter ramah lingkungan. *Steam ejector* dapat menkonversi limbah panas (*low-grade thermal energy*) yang dibuang dari berbagai proses industri. Memiliki keuntungan diantaranya konsumsi energi yang

rendah, menggunakan fluida air yang sangat ramah lingkungan (Ruangtrakoon, *et al.* 2011).

### 2.2.1 Ejector

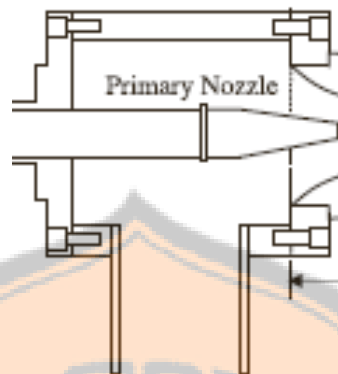
*Ejector* merupakan komponen paling vital pada *Steam Ejector*. Bisa dibilang bahwa *Ejector* merupakan bagian paling penting dalam *Steam Ejector*. *Ejector* terdiri dari empat bagian yaitu: divergen nosel (primary nozzle), ruang hisap (*suction chamber*), *constant area duct* atau *throat section* atau *mixing chamber* dan *diffuser*. Cara kerja dari *Ejector* adalah menggunakan uap bertekanan sebagai media pendorong, lalu melewati *ejector* dan keluar melewati *nozzle* dengan kecepatan tinggi dan tekanan rendah pada titik keluar *nozzle* tersebut. Karena perbedaan tekanan pada ujung *nozzle* dan *evaporator*, fluida pada *evaporator* terhisap dan bercampur dengan aliran dari *boiler* (*primary flow*) pada *mixing chamber* (Fahrnis *et al.*, 2014).



**Gambar 2.1** Konstruksi dari *ejector* (Ruangtrakoon, *et al.*, 2011).

#### 2.2.1.1 Nozzle

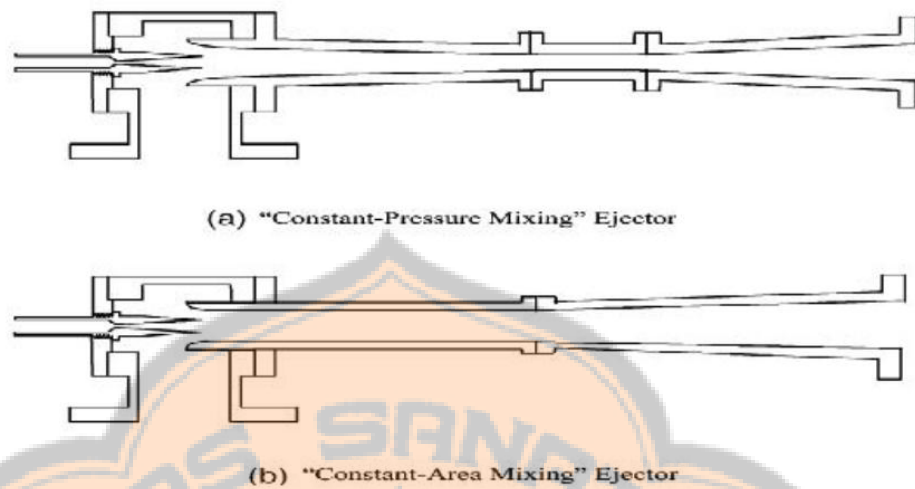
*Nozzle* adalah alat yang digunakan untuk menentukan arah dan karakteristik aliran fluida saat keluar atau memasuki ruang tertutup pada sebuah pipa. *Nozzle* adalah alat di mana energi dari cairan bertekanan tinggi diubah menjadi energi kinetik dalam proses ekspansi (Vahaji *et al.*, 2015). Fungsi *nozzle* secara umum adalah untuk meningkatkan kecepatan aliran fluida yang diikuti dengan penurunan tekanan (Satrya, 2015).



**Gambar 2.2** *Primary Nozzle* (Ruangtrakoon, *et al.*, 2011).

Fungsi dari *nozzle* adalah mengkonversi uap yang tekanan tinggi dan kecepatan rendah menghasilkan kecepatan yang tinggi namun mempunyai *pressure* yang lebih rendah dari tekanan *secondary flow*. Kecepatan uap saat memasuki *nozzle* meningkat di bagian konvergen dan mencapai kecepatan sonik (*sonic velocity*) pada *nozzle throat*. Setelah melewati *nozzle throat* kecepatan meningkat menjadi supersonik (*supersonic velocity*) dan terus meningkat hingga akhir dari *nozzle* yang memiliki tekanan rendah. Wilayah yang vakum ini menyebabkan *secondary flow* terhisap dan memasuki *suction chamber* dan bercampur dengan *primary flow* (Ariafar *et al.*, 2014).

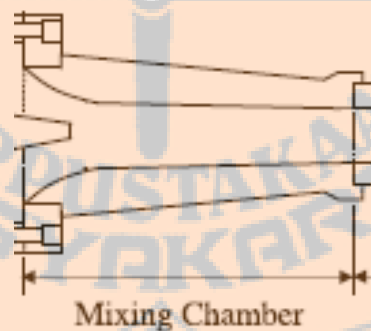
Desain *ejector* dapat diklasifikasikan menjadi dua, berdasarkan posisi dari ujung *nozzle*. Desain pertama, posisi ujung *nozzle* pada *constant-area mixing* disebut “*constant-area mixing ejector*”, sehingga *primary flow* dan *secondary flow* bertemu di *constant-area section*. Desain kedua, posisi ujung *nozzle* terletak di *suction chamber* atau di depan *constant-area section*. Desain kedua ini disebut “*constant-pressure mixing ejector*”, sehingga percampuran antara *primary flow* dan *secondary flow* terjadi di *suction chamber* dengan tekanan konstan (Fahrnis *et al.*, 2014). *Constant-pressure ejector* lebih banyak digunakan dan mempunyai kinerja yang lebih baik daripada *constant-area ejector* (Fahrnis *et al.*, 2014). Menurut Keenan, *et al.* (1950) *ejector* dengan jenis “*constant-pressure mixing ejector*” memiliki performa yang lebih baik.



**Gambar 2.3** Klasifikasi *nozzle* berdasarkan posisi ujung *nozzle* (Fahris *et al*, 2014)

#### 2.2.1.2 *Mixing chamber*

*Mixing chamber* atau *Suction Chamber* merupakan bagian *inlet* kedua fluida pada *ejector*. Pada bagian *suction chamber*, *secondary fluid* dari *evaporator* terhisap karena *compression effect* yang dihasilkan oleh *shock wave* dari *primary fluid*. Pada bagian ini, kedua fluida belum mengalami pencampuran (Zhu & Jiang, 2014).



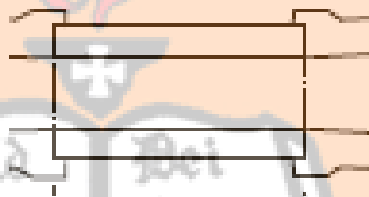
**Gambar 2.4** *Mixing chamber* (Ruangtrakoon, *et al*, 2011).

#### 2.2.1.3 *Throat*

Di dalam *ejector* terdapat bagian yang disebut dengan *Throat*. Atau bisa disebut juga *constant-area section*. Pada bagian ini kecepatan dan tekanan bernilai konstan atau tetap. Berdasarkan referensi yang ada disarankan variasi yang digunakan pada panjang *throat* dengan menggunakan kelipatan diameter *throat*.

Begitu juga dengan diameter dari *throat* itu sendiri akan berpengaruh besar pada nilai perpomansi (COP) dan juga *entrainment ratio*. Jika diameter terlalu besar akan terjadi *back pressure* atau fluida menekan balik terhadap sistem. Jika terlalu kecil maka akan terjadi *chocking* (Fahrnis *et al.*, 2014).

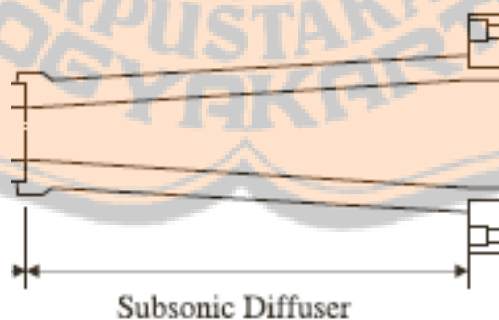
Para peneliti, menyarankan panjang *throat* merupakan kelipatan diameter *throat*, hal ini untuk mempermudah dalam pembuatan dan perhitungan *throat*. Diameter *throat* sangat berpengaruh terhadap *entrainment ratio* yang dihasilkan *steam ejector*. Jika *area throat* terlalu besar, maka fluida kerja akan menekan balik menuju sistem, dan jika *area throat* terlalu kecil maka dapat menimbulkan *chocking*. Jadi *throat section* harus di desain dengan tepat agar menghasilkan performa terbaiknya (Fahrnis *et al.*, 2014).



**Gambar 2.5** *Throat* (Ruangtrakoon, *et al.*, 2011).

#### 2.2.1.4 Diffuser

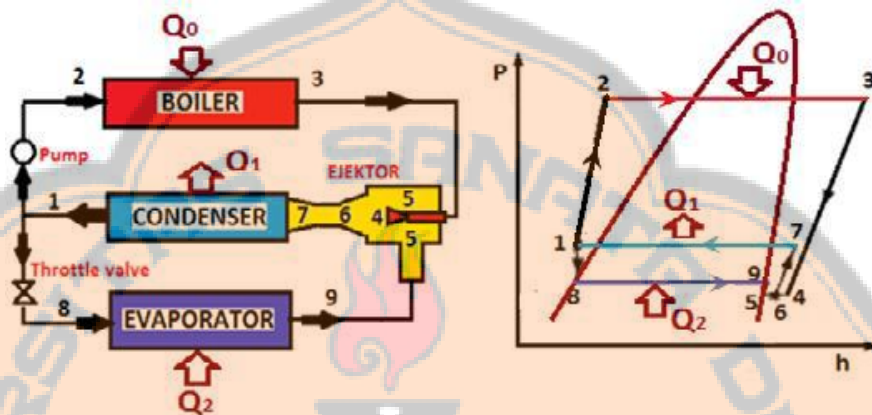
*Diffuser* merupakan bagian keluaran dari *ejector*. bagian keluaran ini berupa pembesaran penampang yang mengakibatkan peningkatan tekanan dan kecepatan yang menurun (White F.M, 1991).



**Gambar 2.6** *Diffuser* (Ruangtrakoon, *et al.*, 2011).

### 2.3 Performa *Steam Ejector*

P-h diagram *ejector refrigeration system* pada sistem refrigerasi ini, *ejector* berfungsi sebagai pengganti kompresor yaitu meningkatkan tekanan serta mensirkulasikan refrigeran dari *evaporator* menuju kondenser. Dengan demikian berarti bahwa *ejector* membawa atau mengambil uap refrigeran dari *evaporator*.



**Gambar 2.7** P-h diagram *ejector refrigeration system* (Fahris *et al.*, 2014).

Kemampuan *ejector* untuk mengambil uap refrigeran (*secondary flow*) dapat dinyatakan dengan *entrainment ratio* ( $\omega$ ) yaitu perbandingan antara laju aliran massa dari *evaporator* atau *secondary flow* ( $\dot{m}_s$ ) dengan laju aliran massa dari *boiler* yang melalui *nozzel* atau *primary flow* ( $\dot{m}_p$ ).

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.1)$$

Seperti yang sudah dibahas sebelumnya bahwa *entrainment ratio* akan berpengaruh pada nilai performansi (COP). Dengan meningkatnya *entrainment ratio* maka nilai COP juga akan meningkat.

$$COP = \frac{\dot{m}_s (h_4 - h_2)}{\dot{m}_p (h_3 - h_2)} \quad (2.2)$$

$$COP = \omega \frac{(h_4 - h_2)}{(h_3 - h_2)} \quad (2.3)$$

Diasumsikan bahwa *primary flow* dan *secondary flow* bercampur pada *mixing chamber* dengan tekanan yang konstan. Disini timbul dua fenomena *choking*, yang pertama pada *primary flow* yang melintas keluar *nozzel*, dan



*choking* yang kedua pada aliran yang dibawa yaitu akibat percepatan dari *secondary flow* menjadi *supersonic* di *constant-area section* (Bachtiar, 2010).

Sebagai penentu performa dari *steam ejector* lainnya adalah *expansion ratio*. *Expansion ratio* didefinisikan sebagai perbandingan antara tekanan dari *boiler* ( $P_p$ ) terhadap tekanan yang terhisap atau tekanan dari *evaporator* ( $P_s$ ) (El-Dessouky, 2002).

$$ER = \frac{P_p}{P_s} \quad (2.4)$$

## 2.4 Definisi Fluida

Fluida didefinisikan sebagai sebuah zat yang berdeformasi terus menerus selama dipengaruhi tegangan geser sebarang besarnya. Kondisi fluida yang sedang berdeformasi secara kontinu ini oleh orang awam disebut “mengalir” (Harinaldi, 2015).

Menurut Bambang Triadmodjo (2014), fluida adalah zat yang bisa mengalir, yang mempunyai partikel yang mudah bergerak dan berubah bentuk tanpa pemisahan massa. Tahanan fluida terhadap perubahan bentuk sangat kecil, sehingga fluida dapat dengan mudah mengikuti bentuk ruangan/tempat yang membatasinya.

## 2.5 Sifat – sifat Fluida cair

Menurut Bambang Triadmodjo (2014) fluida cair memiliki sifat – sifat sebagai berikut :

- a) Apabila ruangan lebih besar dari volume zat cair, akan terbentuk permukaan bebas horizontal yang berhubungan dengan atmosfer
- b) Mempunyai rapat massa dan berat jenis
- c) Dapat dianggap tidak termampatkan (*incompressible*)
- d) Mempunyai kekentalan (viskositas)
- e) Mempunyai kohesi, adhesi dan tegangan permukaan

### 2.5.1 Rapat Massa

Kerapatan sebuah fluida, dilambangkan dengan huruf Yunani  $\rho$  (rho), didefinisikan sebagai massa fluida ( $m$ ) per satuan volume ( $V$ ). kerapatan biasanya

digunakan untuk mengkarakteristikan massa sebuah sistem fluida. Dalam sistem SI Unit ( *International System of Unit*) kerapatan  $\rho$  mempunyai satuan  $\text{kg/m}^3$ .

$$\rho \equiv \frac{m}{V} \quad (2.5)$$

Kerapatan dapat bervariasi cukup besar pada suatu fluida. Kerapatan gas sangat dipengaruhi tekanan dan temperaturnya, sementara pada zat cair variasi tekanan dan temperatur umumnya hanya memberikan pengaruh kecil terhadap nilai  $\rho$  (Harinaldi, 2015).

### 2.5.2 Volume Jenis (*Specific Volume*)

Volume jenis,  $v$ , adalah volume ( $V$ ) per satuan massa fluida ( $m$ ) dan merupakan kebalikan dari kerapatan seperti yang diperlihatkan pada persamaan. Sifat ini lebih sering digunakan pada kajian termodinamika dibandingkan pada kajian mekanika fluida. Dalam sistem SI volume jenis,  $v$  mempunyai satuan  $\text{m}^3/\text{kg}$  (Harinaldi, 2015).

$$v = \frac{1}{\rho} = \frac{V}{m} \quad (2.6)$$

### 2.5.3 Berat Jenis (*Specific Weight*)

Berat jenis dari sebuah fluida, dilambangkan dengan huruf Yunani  $\gamma$  (gamma), didefinisikan sebagai berat fluida per satuan volume. Jadi berat jenis berhubungan dengan kerapatan melalui persamaan

$$\gamma = \rho g = \frac{mg}{V} = \frac{W}{V} \quad (2.7)$$

Di mana  $g$  adalah percepatan gravitasi lokal. Seperti halnya kerapatan yang digunakan untuk mengkarakteristikan berat dari sistem tersebut. Dalam sistem SI berat jenis,  $\gamma$  mempunyai satuan  $\text{N/m}^3$  (harinaldi, 2015).

### 2.5.4 Rapat Relatif

Rapat relatif didefinisikan sebagai perbandingan antara rapat massa suatu zat dan rapat massa air. Karena  $\gamma = \rho g$  maka rapat relatif juga dapat didefinisikan sebagai perbandingan antara berat jenis suatu zat dan berat jenis air pada  $4^\circ\text{C}$  dan tekanan atmosfer. Bilangan ini tak berdimensi dan diberi notasi  $S$ ,

$$S = \frac{\rho_{zatcair}}{\rho_{air}} = \frac{\gamma_{zatcair}}{\gamma_{air}} \quad (2.8)$$

Perubahan rapat massa dan berat jenis zat cair terhadap temperatur dan tekanan adalah sangat kecil sehingga dalam praktek perubahan tersebut diabaikan (Triatmodjo, 2014).

**Tabel 2.1** memberikan beberapa sifat air pada tekanan atmosfer dan beberapa temperatur.

Suhu, °C	Rapat massa, $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Viskositas Dinamik, $\mu$ (Nd/m <sup>2</sup> )	Viskositas Kinematik, $\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	Tegangan Permukaan, $\sigma$ (N/m)	Modulus Elastisitas, $K$ (MN/m <sup>2</sup> )
0	999,9	1,792 x 10 <sup>-3</sup>	1,792 x 10 <sup>-6</sup>	7,56 x 10 <sup>-2</sup>	2040
5	1000	1,519	1,519	7,54	2060
10	999,7	1,308	1,308	7,48	2110
20	998,2	1,005	1,007	7,36	2200
30	995,7	0,801	0,804	7,18	2230
40	992,2	0,656	0,661	7,01	2270
50	988,1	0,549	0,556	6,82	2300
60	983,2	0,469	0,477	6,68	2280
70	977,8	0,406	0,415	6,50	2250
80	971,8	0,357	0,367	6,30	2210
90	965,3	0,317	0,328	6,12	2160
100	958,4	0,284 x 10 <sup>-3</sup>	0,296 x 10 <sup>-6</sup>	5,94	2070

### 2.5.5 Kemampatan Zat Cair

Kemampatan zat cair didefinisikan sebagai perubahan (pengecilan) volume karena adanya perubahan (penambahan) tekanan, yang ditunjukkan oleh perbandingan antara perubahan perbandingan antara perubahan tekanan dan perubahan volume terhadap volume awal. Perbandingan tersebut dikenal dengan modulus elastisitas. Apabila  $dp$  adalah pertambahan tekanan dan  $dV$  adalah pengurangan volume dari volume awal  $V$ , maka :

$$K = \frac{dp}{\frac{dV}{V}} \quad (2.9)$$

Modulus elastisitas air pada temperatur berbeda ditunjukkan dalam Tabel 2.1

Nilai  $K$  untuk zat cair adalah sangat besar sehingga perubahan volume karena perubahan tekanan adalah sangat kecil. Oleh karena itu perubahan volume zat cair sering diabaikan dan zat cair dianggap sebagai zat tak termampatkan. Tetapi pada kondisi tertentu di mana perubahan tekanan sangat besar dan mendadak, maka anggapan zat cair adalah tak termampatkan tidak bisa berlaku. Keadaan ini terjadi misalnya pada penutupan katup turbin pembangkit listrik tenaga air secara mendadak sehingga mengakibatkan perubahan (kenaikan) tekanan yang besar (Triatmodjo, 2014).

#### 2.5.6 Kekentalan Zat Cair (Viskositas)

Viskositas merupakan ukuran kemampuan fluida melawan deformasi akibat tegangan geser. Dengan demikian viskositas memberikan gambaran tentang kemampuan fluida dapat mengalir, sehingga sering digunakan istilah “kekentalan” fluida. Dalam kajian fluida dikenal dua jenis viskositas yaitu viskositas dinamik (viskositas absolut) dan viskositas kinematik.

Viskositas dinamik, dilambangkan dengan huruf Yunani  $\mu$  (mu). Jika didefinisikan menurut relasi tegangan geser dengan laju regangan geser pada fluida Newtonian, viskositas dinamik adalah rasio dari tegangan geser terhadap laju regangan geser :

$$\mu = \frac{\tau}{dU/dy} \quad (2.10)$$

di mana  $\tau$  adalah tegangan geser ( $\text{N/m}^2$ ) dan  $dU/dy$  adalah laju regangan geser ( $1/\text{s}$ ). Dengan demikian dalam sistem SI satuan untuk viskositas dinamik adalah  $\text{N.s/m}^2$  atau  $\text{Pa.s}$ . Sedangkan viskositas kinematik, dilambangkan dengan huruf Yunani  $\nu$  (nu) merupakan rasio antara viskositas dinamik dengan kerapatan fluida :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.11)$$

Oleh karena itu, dalam sistem SI satuan viskositas kinematik adalah  $\text{m}^2/\text{s}$ .

Viskositas merupakan sifat fluida yang dipengaruhi oleh temperaturnya. Pada fluida yang berfasa cair umumnya viskositas akan berkurang dengan peningkatan temperatur, sementara pada fluida berfasa gas berlaku sebaliknya, viskositas akan bertambah dengan peningkatan temperatur. Perbedaan sifat ini dapat dijelaskan dengan perbedaan mekanisme molekuler yang terkait dengan viskositas pada cairan dan gas. Pada zat cair viskositas dikaitkan dengan mekanisme gaya intermolekuler (gaya kohesi) yang akan melemah dengan semakin renggangnya jarak antar molekul akibat pemuaian yang terjadi pada peningkatan temperatur. Sedangkan pada gas viskositas dikaitkan dengan mekanisme perpindahan molekul antar lapisan fluida yang semakin intensif akibat penambahan energi dari meningkatnya temperatur fluida (Harinaldi, 2015).

#### **2.5.7 Tekanan Uap**

Dari ilmu termodinamika diketahui bahwa fluida dapat berubah fase dari cair menjadi gas yang dikenal sebagai proses penguapan. Penguapan terjadi karena molekul zat cair selalu bergerak sehingga beberapa molekul pada permukaan akan mempunyai energi untuk melepas diri dari tarikan molekul-molekul yang ada di sekitarnya dan berpindah ke ruang yang ada di atasnya. Laju penguapan tergantung pada perbedaan energi molekul antara zat cair dan gas yang ada di atasnya (Triadmodjo, 2014).

Alasan penting untuk meninjau tekanan uap adalah karena dari berbagai pengamatan di dalam fluida yang sedang mengalir kerap terbentuk gelembung uap di dalam massa fluida. Hal ini dapat terjadi ketika tekanan mutlak di dalam fluida mencapai tekanan uapnya. Misalnya fenomena ini mungkin terjadi pada aliran yang melalui saluran yang tidak menentu, mengecil (*nozzle*), pada sebuah katup atau pompa dimana tekanan yang terbentuk sangat rendah sampai mencapai tekanan uapnya. Apabila gelembung – gelembung tersebut terseret kedalam daerah yang bertekanan lebih tinggi, gelembung – gelembung tersebut akan pecah dengan intensitas yang cukup tinggi dan dapat menyebabkan kerusakan struktur. Pembentukan yang dilanjutkan dengan pecahnya gelembung uap di dalam fluida

mengalir yang disebut kavitasi ini merupakan fenomena aliran fluida yang sangat penting dalam sistem fluida (Harinaldi, 2015).

## 2.6 Dasar-dasar Statika Fluida

Statika fluida merupakan bagian dari mekanika fluida yang berfokus pada kajian fluida dalam keadaan diam atau bergerak sedemikian rupa tanpa adanya gerakan relatif antara partikel fluida yang berdekatan. Dalam kedua kondisi tersebut tidak terdapat tegangan geser pada fluida dan satu-satunya gaya yang timbul disebabkan oleh tekanan.

Konsep statika fluida mendasari banyak sistem fluida, terutama sistem yang bekerja berdasarkan prinsip hidrostatik, misalnya pada peralatan – peralatan hidrolik. Menurut prinsip hidrostatik energi dipindahkan melalui fluida tertutup oleh tekanan yang diberikan oleh sebuah gaya pada fluida tersebut (Harinaldi, 2015).

### 2.6.1 Tekanan Hidrostatik

Tekanan hidrostatik dapat didefinisikan sebagai tekanan yang terjadi pada massa fluida static (yang diam) akibat pengaruh gaya gravitasi. Dengan demikian tekanan hidrostatik dapat dianggap terjadi akibat bekerjanya gaya berat suatu kolom fluida. Tekanan hidrostatik fluida bergantung pada kedalaman (ketinggian) kolom fluida dari permukaan, kerapatan dan percepatan gravitasi yang dirumuskan dengan persamaan:

$$P_h = \rho gh \quad (2.12)$$

di mana  $P_h$  adalah tekanan hidrostatik (N/m<sup>2</sup> atau Pa),  $\rho$  adalah kerapatan fluida (kg/m<sup>3</sup>),  $g$  adalah percepatan gravitasi (m/s<sup>2</sup>), dan  $h$  adalah kedalaman fluida (m) (Harinaldi, 2015).

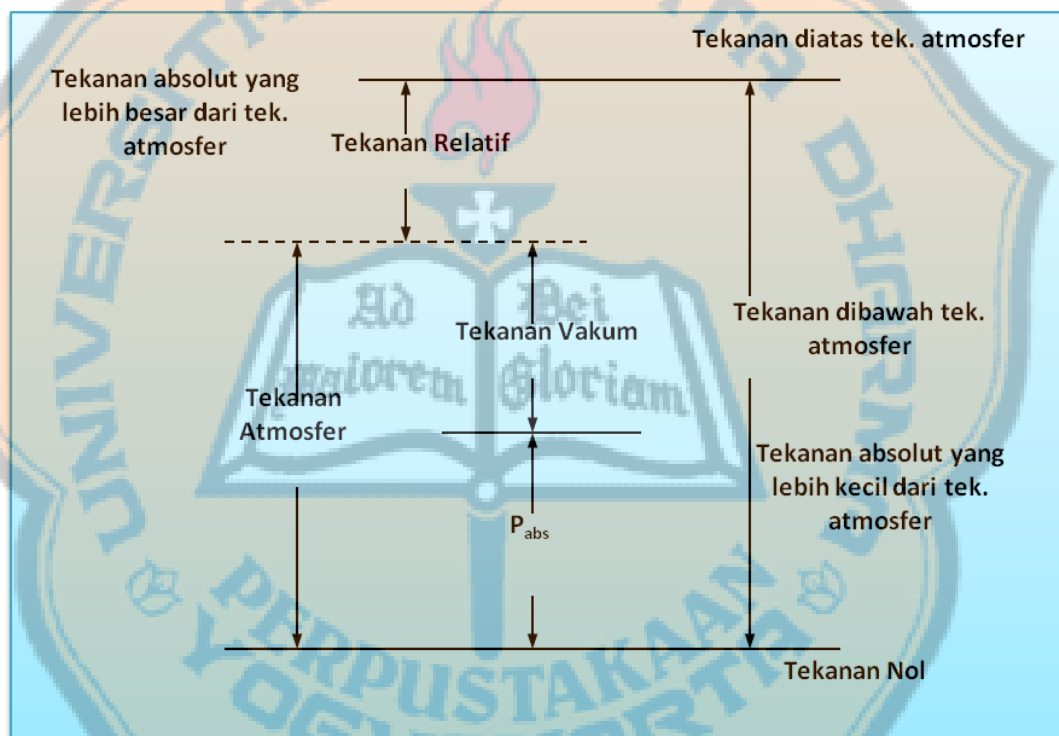
### 2.6.2 Tekanan Mutlak dan Tekanan Pengukuran

Tekanan fluida merupakan suatu karakteristik penting dalam sebuah sistem fluida sehingga banyak sekali instrument dan teknik – teknik yang digunakan untuk mengukurnya. Tekanan pada sebuah titik dalam massa fluida



dapat dinyatakan dengan tekanan mutlak (*absolute pressure*) atau tekanan pengukuran (*gauge pressure*) (Harinaldi, 2015).

Tekanan mutlak selalu bernilai positif karena diukur relatif terhadap keadaan hampa udara sempurna tanpa tekanan (tekanan nol mutlak). Sedangkan tekanan pengukuran diukur relatif terhadap tekanan atmosfer setempat. Jadi, tekanan pengukuran nol sama dengan tekanan atmosfer setempat, sedangkan pengukuran bernilai positif jika besarnya diatas tekanan atmosfer dan negatif jika di bawah tekanan atmosfer (Harinaldi, 2015). Gambar 2.8 memperlihatkan representasi grafik konsep tekanan mutlak dan tekanan pengukuran.



**Gambar 2.8** Tekanan absolut dan tekanan pengukuran (Khamdani *et al.*, 2014).

## 2.7 Kinematika Fluida

Dalam aplikasi bidang teknik yang berkaitan dengan sistem fluida, umumnya fluida yang terlibat berada dalam keadaan bergerak atau lebih dikenal dengan istilah “mengalir”. Kinematika fluida mempelajari berbagai aspek gerakan fluida tanpa meninjau gaya – gaya yang diperlukan untuk menghasilkan gerakan tersebut. Kajian kinematika dari gerakan tersebut meliputi kecepatan, percepatan medan aliran serta penggambaran dan visualisasi gerakan tersebut. Pemahaman

tentang kinematika aliran fluida merupakan dasar penting untuk memahami dinamika fluida (Harinaldi, 2015).

### 2.7.1 Aliran Tunak dan Tak-Tunak

Aliran tunak (*steady flow*) terjadi jika kecepatannya tidak terpengaruh oleh perubahan waktu. Dengan demikian jika ditinjau pada titik yang sama, kecepatan aliran selalu konstan dari waktu ke waktu. Secara matematika kondisi aliran tunak ini dapat dinyatakan dengan:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} = 0 \quad (2.13)$$

Sedangkan aliran tak-tunak (*unsteady flow*) terjadi jika kecepatannya terpengaruh oleh perubahan waktu. Dengan demikian jika ditinjau pada titik yang sama, kecepatan aliran berubah-ubah dari waktu ke waktu. Secara matematika kondisi aliran tunak ini dapat dinyatakan dengan :

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} \neq 0 \quad (2.14)$$

### 2.7.2 Aliran Seragam dan Tak-Seragam

Aliran seragam (*uniform flow*) terjadi jika kecepatannya tidak terpengaruhi oleh perubahan tempat. Dengan demikian jika ditinjau pada waktu yang sama, kecepatan aliran selalu sama di seluruh titik. Jika  $s$  mewakili koordinat aliran, secara matematika kondisi aliran seragam ini dapat dinyatakan dengan:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial s} = 0 \quad (2.15)$$

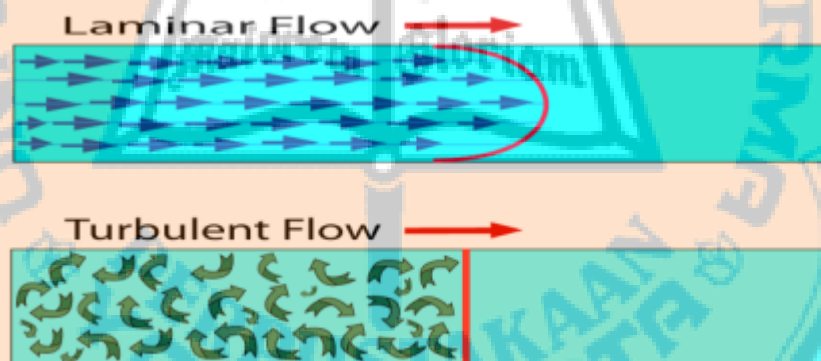
Aliran tak seragam (*non-uniform flow*) terjadi jika kecepatannya terpengaruhi oleh perubahan tempat. Dengan demikian jika ditinjau pada waktu yang sama, kecepatan aliran tidak selalu sama di seluruh titik. Secara matematika kondisi aliran tak seragam ini dapat dinyatakan dengan:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial s} \neq 0 \quad (2.16)$$

### 2.7.3 Aliran Laminar dan Aliran Turbulen

Aliran fluida dapat dibedakan menjadi aliran laminar dan aliran turbulen, tergantung pada jenis garis alir yang dihasilkan oleh partikel-partikel fluida. Jika aliran dari seluruh partikel fluida bergerak sepanjang garis yang sejajar dengan arah aliran (atau sejajar dengan garis tengah pipa, jika fluida mengalir di dalam pipa), fluida yang seperti ini dikatakan laminar. Fluida laminar kadang-kadang disebut dengan fluida viskos atau fluida garis alir (*streamline*) (Khamdani *et al.*, 2014).

Kata laminar berasal dari bahasa latin *lamina*, yang berarti lapisan atau plat tipis. Sehingga, aliran laminar berarti aliran yang berlapis-lapis. Lapisan-lapisan fluida akan saling bertindihan satu sama lain tanpa bersilangan seperti pada Gambar 2.9 (atas). Jika gerakan partikel fluida tidak lagi sejajar, mulai saling bersilangan satu sama lain sehingga terbentuk pusaran di dalam fluida, aliran yang seperti ini disebut dengan aliran turbulen, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.9.

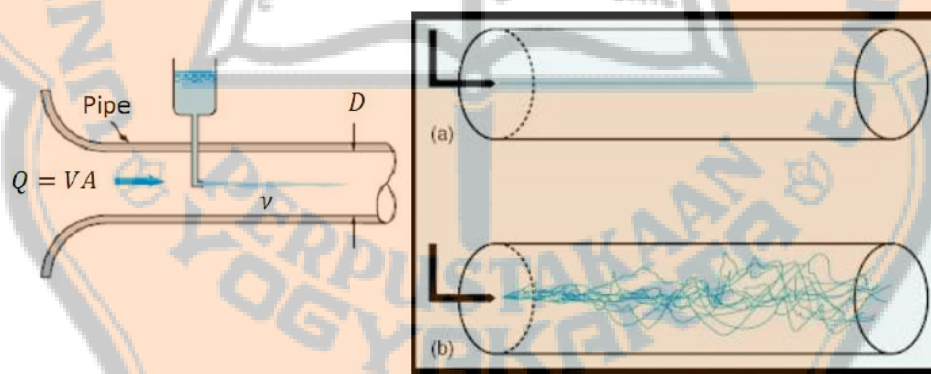


**Gambar 2.9** Aliran laminar (atas) dan aliran turbulen (bawah) (Khamdani *et al.*, 2014).

Karakteristik struktur aliran *internal* (dalam pipa) sangat tergantung dari kecepatan rata-rata aliran dalam pipa, densitas, viskositas dan diameter pipa. Aliran fluida (cairan atau gas) dalam pipa mungkin merupakan aliran laminar atau turbulen. Perbedaan antara aliran laminar dan turbulen secara eksperimen pertama sekali dipaparkan oleh Osborne Reynolds pada tahun 1883. Eksperimen itu dijalankan dengan menyuntikkan cairan berwarna ke dalam aliran air yang

mengalir di dalam tabung kaca. Jika fluida bergerak dengan kecepatan cukup rendah, cairan berwarna akan mengalir di dalam sistem membentuk garis lurus tidak bercampur dengan aliran air, seperti yang diperlihatkan pada Gambar (a). Pada kondisi seperti ini, fluida masih mengalir secara laminar. Jadi pada prinsipnya, jika fluida mengalir cukup rendah seperti kondisi eksperimen ini, maka terdapat garis alir. Bila kecepatan fluida ditingkatkan, maka akan dicapai suatu kecepatan kritis. Fluida mencapai kecepatan kritis dapat ditandai dengan terbentuknya gelombang cairan warna. Artinya garis alir tidak lagi lurus, tetapi mulai bergelombang dan kemudian garis alir menghilang, karena cairan berwarna mulai menyebar secara seragam ke seluruh arah fluida air, seperti yang diilustrasikan pada Gambar 2.10.

Perilaku ketika fluida mulai bergerak secara acak (tak menentu) dalam bentuk arus-silang dan pusaran, menunjukkan bahwa aliran air tidak lagi laminar. Pada kondisi seperti ini garis alir fluida tidak lagi lurus dan sejajar, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.10.



**Gambar 2.10** Percobaan Reynold tentang Aliran laminar (a) dan aliran turbulen (b) (Khamdani *et al.*, 2014).

Reynolds menunjukkan bahwa aliran dapat diklasifikasikan berdasarkan suatu angka tertentu. Angka tersebut diturunkan dengan membagi kecepatan aliran di dalam pipa dengan nilai  $\mu / \rho D$ , yang disebut dengan *Reynolds Number* (Re). *Reynolds Number* mempunyai bentuk:

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \quad (2.17)$$

dengan  $Re$  adalah bilangan Reynold yang tidak memiliki satuan,  $V$  adalah kecepatan aliran yang dinyatakan dalam satuan meter per detik (m/s),  $D$  adalah diameter pipa dinyatakan dalam satuan meter (m),  $\nu$  adalah viskositas kinematik yang dinyatakan dalam satuan meter persegi per detik ( $m^2/s$ ).

Berdasarkan percobaan yang telah dilakukan oleh Osbourne Reynold ditetapkan tentang nilai bilangan Reynold yang digunakan untuk membedakan antara aliran laminar, transisi, dan turbulen. Rentang nilai tersebut adalah :

- Pada  $Re < 2300$ , aliran bersifat laminar.
- Pada  $Re = 2300-4000$  terdapat daerah transisi.
- Pada  $Re > 4000$ , aliran bersifat turbulen.

#### 2.7.4 Debit Aliran

Jumlah zat cair yang mengalir melalui tampang lintang aliran tiap satu satuan waktu disebut aliran dan diberi notasi  $Q$ . Debit aliran biasanya diukur dalam volume zat cair tiap satuan waktu, sehingga satuannya adalah meter kubik per detik ( $m^3/s$ ) (Triatmodjo, 2014).

Di dalam zat cair ideal, dimana tidak terjadi gesekan, kecepatan aliran  $V$  adalah sama di setiap titik pada tampang lintang. Apabila tampang aliran tegak lurus dengan arah aliran, maka debit aliran dapat dirumuskan:

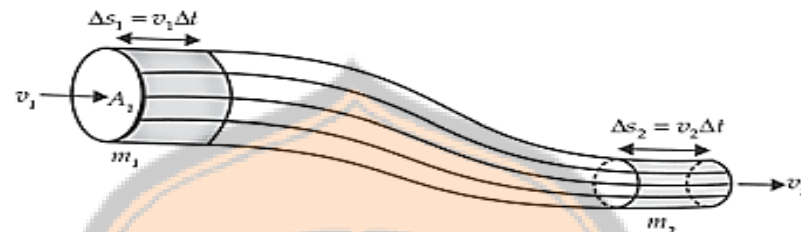
$$Q = A V \quad (2.18)$$

dimana  $A$  adalah luas penampang bidang ( $m^2$ ) yang dilewati oleh aliran fluida, dan  $V$  adalah kecepatan aliran (m/s).

#### 2.7.5 Persamaan Kontinuitas (Hukum Konservasi Massa)

Apabila zat cair tak kompresibel mengalir secara kontinyu melalui pipa atau saluran terbuka, dengan tampang aliran konstan ataupun tidak konstan, maka volume zat cair yang lewat tiap satuan waktu adalah sama di semua tampang. Keadaan ini disebut dengan hukum kontinuitas aliran zat cair (Triatmodjo, 2014).

Tabung pada Gambar 2.11 menampilkan aliran satu dimensi dan *steady*, dengan kecepatan rata – rata  $V$  dan tampang aliran  $A$ . Aliran tersebut mengalir dari titik 1 pada  $V_1$  dan  $A_1$ , ke titik 2 pada  $V_2$  dan  $A_2$ .



**Gambar 2.11** Tabung aliran untuk menurunkan persamaan kontinuitas (Triatmodjo, 2014).

Volume zat cair yang masuk melalui tampang 1 tiap satuan waktu:  $V_1 dA_1$ .

Volume zat cair yang keluar dari tampang 2 tiap satuan waktu:  $V_2 dA_2$ .

Oleh karena tidak ada zat cair yang hilang di dalam tabung aliran, maka :

$$V_1 dA_1 = V_2 dA_2 \quad (2.19)$$

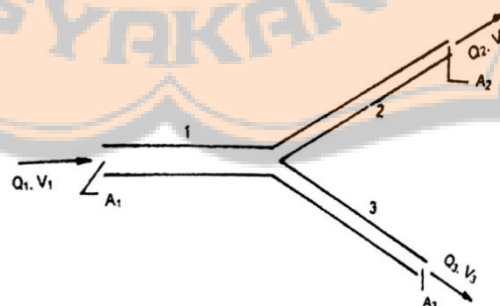
atau

$$Q_1 = Q_2 = \text{const.} \quad (2.20)$$

atau

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \text{const.} \quad (2.21)$$

Apabila pipa bercabang seperti yang ditunjukkan dalam gambar 2.12, berdasarkan persamaan kontinuitas, debit aliran yang menuju titik cabang harus sama dengan debit yang meninggalkan titik tersebut.

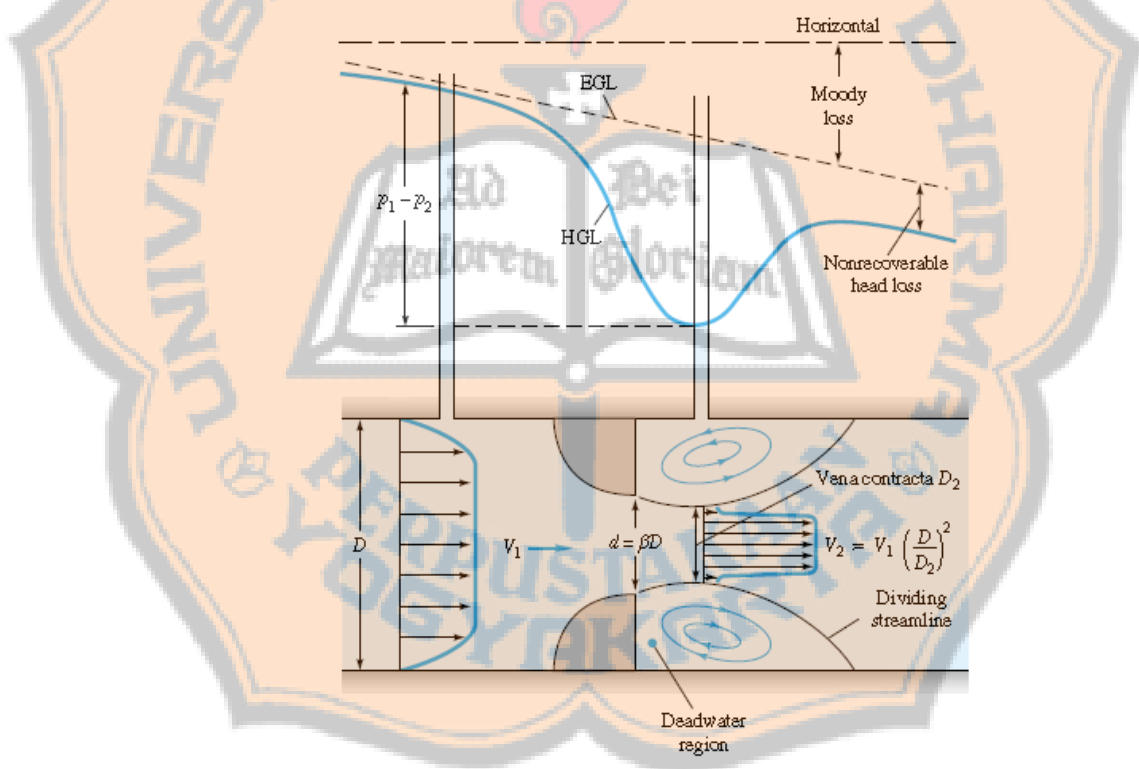


**Gambar 2.12** Persamaan kontinuitas pada pipa bercabang (Triatmodjo, 2014).

### 2.7.6 Persamaan Bernoulli

Penurunan persamaan Bernoulli untuk aliran sepanjang garis arus didasarkan pada hukum II Newton tentang gerak ( $F = ma$ ) (Triatmodjo, 2014). Persamaan ini diturunkan berdasarkan anggapan sebagai berikut:

- Zat cair adalah ideal, jadi tidak mempunyai kekentalan (kehilangan energi akibat gesekan adalah nol).
- Zat cair adalah homogen dan tidak termampatkan (rapat massa zat cair adalah konstan).
- Aliran adalah kontinyu dan sepanjang garis arus.
- Kecepatan aliran merata dalam suatu penampang
- Gaya yang bekerja hanya gaya berat dan tekanan.



**Gambar 2.13** Perubahan tekanan dan kecepatan melewati *Bernoulli obstruction meter* (White F.M, 1991).

$$Q = A_t V_t = C_d A_t \left[ \frac{2 \rho (p_1 - p_2)}{1 - \beta^4} \right]^{1/2} \quad (2.22)$$



dengan  $Q$  adalah debit aliran yang dinyatakan dalam meter kubik per detik ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  $A_t$  adalah luas penampang orifice yang dinyatakan dalam meter persegi ( $\text{m}^2$ ),  $C_d$  adalah *discharge coefficient* yang tidak mempunyai satuan,  $p_1$  adalah tekanan hulu yang dinyatakan dalam Pascal (Pa),  $p_2$  adalah tekanan hilir yang dinyatakan dalam Pascal (Pa),  $\beta$  adalah perbandingan antara diameter *orifice* terhadap diameter pipa saluran yang tidak mempunyai satuan.

Dengan  $t$  adalah notasi dari throat dan  $C_d$  dapat diperoleh dengan persamaan :

$$C_d = f(\beta, \text{Re}_D) \quad (2.23)$$

dimana :

$$\text{Re}_D = \frac{V_1 D}{\nu} \quad (2.24)$$

### 2.7.7 Laju Aliran Massa

Laju aliran massa adalah jumlah massa suatu zat cair yang mengalir melalui tampang lintang aliran tiap satuan waktu. Laju aliran massa diberi notasi  $\dot{m}$  dengan satuan SI ( $\text{kg/s}$ ) (Harinaldi, 2015). Laju aliran massa dari sebuah sisi keluar diberikan oleh debit aliran pada suatu nilai kerapatan fluida yang dinyatakan dengan persamaan:

$$\dot{m} = \rho Q \quad (2.25)$$

## 2.8 Compressible Flow

### 2.8.1 Mach Number

Bilangan Mach/*Mach Number* adalah parameter utama dalam analisis *compressible flow*, dengan berbagai efek yang berbeda tergantung dari besarnya dari *Mach number* itu sendiri. Seorang ahli aerodinamik (*Aerodynamicists*) terutama membuat perbedaan antara rentang dari *mach number*, dan klasifikasi yang umum digunakan adalah (White F.M, 1991):

$\text{Ma} < 0.3$  : *incompressible flow*, efek densitas ditiadakan

$0.3 < \text{Ma} < 0.8$  : *subsonic flow*, efek densitas penting tetapi tidak timbul

*shock wave*

- $0.8 < Ma < 1.2$  : *Transonic flow*, awal munculnya *shock wave*, membagi aliran menjadi *subsonic* dan *supersonic*.  
 $1.2 < Ma < 3.0$  : *Supersonic flow*, timbulnya *shock wave* namun tidak ada daerah *subsonic*.  
 $3.0 < Ma$  : *Hypersonic flow*, terdapat *shock wave* dan aliran lain berubah sangat kuat.

Nilai-nilai yang tercantum diatas merupakan panduan secara garis besar. Kelima kategori dari aliran sesuai untuk *external high-speed aerodynamics*.

Bilangan Mach (*Mach Number*) merupakan bilangan tak berdimensi yang ditemukan oleh Ernst Mach pada tahun 1870. Bilangan Mach merupakan satuan kecepatan yang umum digunakan untuk mengekspresikan kecepatan aliran relatif terhadap kecepatan suara. Rasio tersebut dinyatakan dalam persamaan:

$$Ma = \frac{V}{a} \quad (2.26)$$

### 2.8.2 Kecepatan suara (*Speed of Sound*)

Kecepatan suara adalah laju perambatan tekanan yang kekuatannya sangat kecil, melalui suatu fluida. Kecepatan suara merupakan sifat termodinamika suatu fluida. Jarak yang ditempuh per satuan waktu oleh gelombang suara yang disebarkan melalui medium elastis. Dalam udara kering pada 20° C adalah 343,2 m/s atau 1 km dalam 2.914 s. Kecepatan suara dipengaruhi oleh temperatur dan tekanan (White F.M, 1991).

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (2.27)$$

Kecepatan suara bervariasi dari 1 bahan ke bahan lainnya, kecepatan suara lambat dalam gas (seperti udara), lebih cepat dalam cairan (*liquid*), dan lebih cepat lagi dalam bahan padat (*solid*).

untuk udara  $\gamma = 1.4$  dan massa molekul = 38.966 kg/kg-mol, persamaan 2.27 dapat disederhanakan menjadi:

$$a = 20.046\sqrt{T} \text{ m/s (T dalam K)} \quad (2.28)$$

**Tabel 2.2** Kecepatan suara pada berbagai bahan pada suhu 60°F (15.5°C) dan 1 atm.

Material	a (ft/s)	a (m/s)
Gasses		
H <sub>2</sub>	4.246	1294
He	3.281	1000
Air	1.117	340
Ar	1.040	317
CO <sub>2</sub>	873	266
CH <sub>4</sub>	607	185
<sup>238</sup> UF <sub>6</sub>	297	91
Liquids		
Glycerin	6.100	1860
Water	4.890	1490
Mercury	4.760	1450
Ethyl alcohol	3.940	1200
Solids		
Alumunium	16.900	5150
Steel	16.600	5060
Hickory	13.200	4020
Ice	10.500	3200

### 2.8.3 Gelombang Kejut (*Shock wave*)

Secara garis besar *shock wave* adalah suatu bentuk gangguan dari penyebaran aliran. Prinsip dasar dari terjadinya *shock wave* adalah :

1. Aliran hulunya *supersonic*, dan di hilirnya adalah *subsonic*.
2. Untuk gas-gas sempurna, tidak mungkin terjadi *shock wave*. Hanya terjadi *compression shock*.
3. *Entropy* meningkat akibat menurunnya tekanan stagnansi dan kerapatan stagnansi dan meningkatkan *sonic-throat area* yang efektif.
4. *Shock wave* yang lemah mirip dengan isentropik.

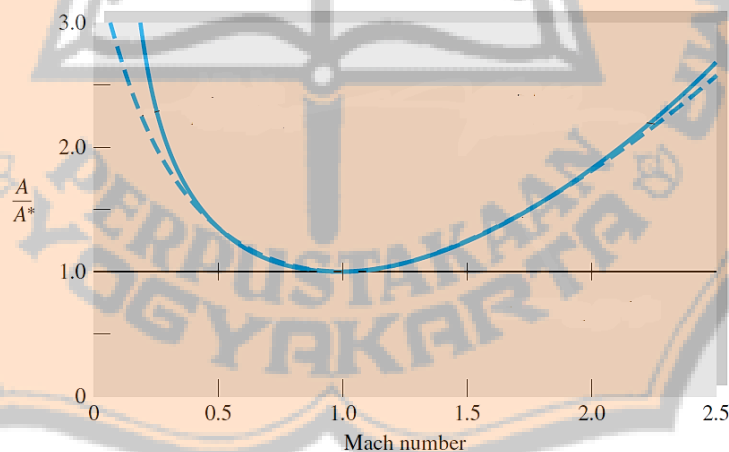
*Shock wave* dapat menyebabkan perlambatan aliran dari *supersonic* menjadi aliran *subsonic*, kenaikan tekanan, dan kenaikan *entropy*. Pada aliran

*sonic* dan *subsonic*, *shock wave* tidak dapat terbentuk karena perubahan tekanan dan temperatur sangat kecil (White F.M, 1991).

#### 2.8.4 Pencekikan (*Choking*)

*Choking* adalah efek *compressible flow* yang menghalangi aliran, menyebabkan kecepatan aliran yang terbatas karena aliran menjadi *supersonic* dan gangguan tidak bisa mendorong ke hulu (*upstream*). Pada aliran gas atau udara *choking* terjadi apabila aliran *subsonic* mencapai  $M > 1$ , sementara pada aliran *liquid choking* terjadi apabila aliran *incompressible* mencapai tekanan uap, timbul gelembung udara dan secara tiba-tiba aliran mencapai  $M > 1$ .

Dalam Gambar 2.14 rasio balikan ini meningkat dari nol pada  $Ma = 0$  sampai mencapai keseimbangan ( $A/A^* = 1$ ) pada  $Ma = 1$ , lalu menurun lagi ke nol pada  $Ma$  yang besar. Maka untuk kondisi terhambat tertentu, laju aliran massa maksimal yang dapat melewati pipa terjadi ketika kondisi kritis atau *sonic*. Pipa disebut pada kondisi *choked* dan tidak dapat membawa laju aliran massa lebih banyak, kecuali luasan *throat* diperlebar. Jika panjang *throat* dibatasi, maka laju aliran massa yang memasuki *throat* harus dikurangi (White F.M, 1991).

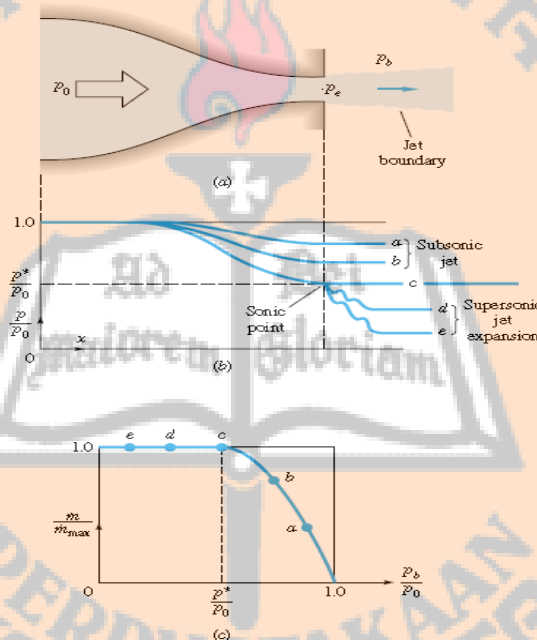


**Gambar 2.14** Rasio luas penampang versus *mach number* untuk *compressible flow* dengan  $k = 1.4$  (White F.M, 1991).

## 2.8.5 Fenomena aliran pada *Convergent* dan *Convergent-Divergent Nozzle*

### 2.8.5.1 *Convergent Nozzle*

Dapat dilihat pada Gambar 2.15 sebuah tekanan hulu atau  $P_0$  melewati sebuah pengecilan penampang. Pada hilir tekanan mengalami penurunan akibat tekanan balik yang besarnya lebih kecil dari tekanan hulu ( $P_0$ ). Profil penurunan tekanan pada hilir ditunjukkan oleh gambar a, Profil perubahan tekanan dan penampang ditampilkan pada gambar b, dan profil perubahan laju aliran massa ditampilkan pada gambar c.



**Gambar 2.15** Fenomena aliran pada *converging nozzle* (a) geometri *nozzle* menunjukkan perubahan tekanan (b) distribusi tekanan disebabkan oleh *back pressure* (c) laju aliran massa vs *back flow pressure* (White F.M, 1991).

Pada penurunan *back pressure* secara moderat untuk kondisi a dan b, tekanan pada *throat* lebih tinggi dari tekanan kritis ( $P^*$ ), dimana hal tersebut menyebabkan aliran didalam *nozzle subsonic* dan aliran sisi *outlet* ( $P_e$ ) sama dengan *back pressure* ( $P_b$ ).

Pada kondisi c, nilai *back pressure* sama dengan tekanan kritis ( $P^*$ ) pada *throat*. Aliran didalam *nozzle* menjadi *sonic* ( $Ma = 1$ ), aliran *outlet* sama dengan *backpressure* ( $P_e = P_b$ )

Jika tekanan  $P_b$  menurun lebih jauh dibawah tekanan kritis ( $P^*$ ) untuk kondisi d dan e, aliran pada *nozzle* tidak dapat mengalami perubahan lebih lanjut karena *nozzle* mengalami *choking*. Kecepatan aliran pada *throat nozzle* tetap pada *sonic* dengan  $P_e = P^*$  dan distribusi tekanan pada *nozzle* sama dengan kondisi c. Aliran sisi *outlet* berekspansi secara *supersonic* sehingga *outlet jet pressure* dapat turun dari  $P^*$  ke  $P_b$  (White F.M, 1991).

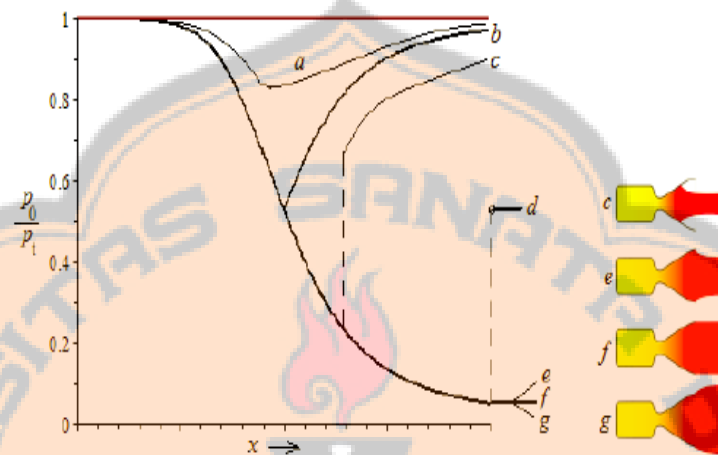
#### 2.8.5.2 Convergent-Divergent Nozzle

*Convergent-Divergent Nozzle* harus mempunyai *area* yang halus dengan permukaan *throat* yang halus untuk menjaga agar aliran tetap menyentuh penampang dinding. Aliran dimulai dari hulu dan meningkat hingga kecepatan maksimum pada *throat*, dimana kecepatannya bisa  $M < 1$  atau  $M = 1$  pada *nozzle convergent* (Martinez, 2016).

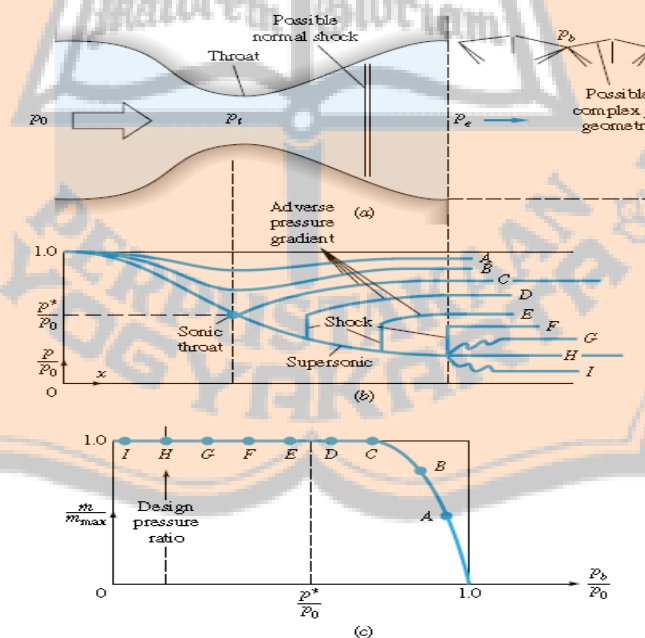
Jika aliran pada *throat* adalah *subsonic*, maka di sepanjang *nozzle* sampai titik keluar *nozzle* aliran tetap *subsonic* (evolusi a). Jika aliran pada *throat* adalah *sonic* maka dapat terjadi beberapa kondisi di hilir antara lain :

1. Aliran pada *nozzle* sepenuhnya *subsonic* kecuali pada *throat* (evolusi b).
2. Aliran menjadi *supersonic* setelah *throat* tapi sebelum titik keluar, dan normal *shock wave* bisa menyebabkan transisi perubahan secara tiba-tiba menjadi *subsonic* (evolusi c).
3. Aliran menjadi *supersonic* dengan normal *shock wave* di titik keluar *nozzle* (evolusi d).
4. Aliran menjadi *supersonic* setelah *throat* dan tetap *supersonic* sampai titik keluar tapi ada 3 kasus yang dapat dibedakan.
  - a. Terjadi *oblique shock wave* pada titik keluar *nozzle* untuk menekan gas buang menjadi *back pressure* yang lebih tinggi (evolusi e).
  - b. *Adapted Nozzle*, dimana tekanan pada titik keluar *nozzle* sama dengan tekanan hilir (evolusi f).

- c. Ekspansi aliran timbul pada titik keluar *nozzle*, untuk mengekspansi gas buang menjadi *back pressure* yang lebih rendah (evolusi g).



**Gambar 2.16** Aliran *nozzle* dengan berbagai evolusi setelah melewati *throat* (Martinez, 2016).

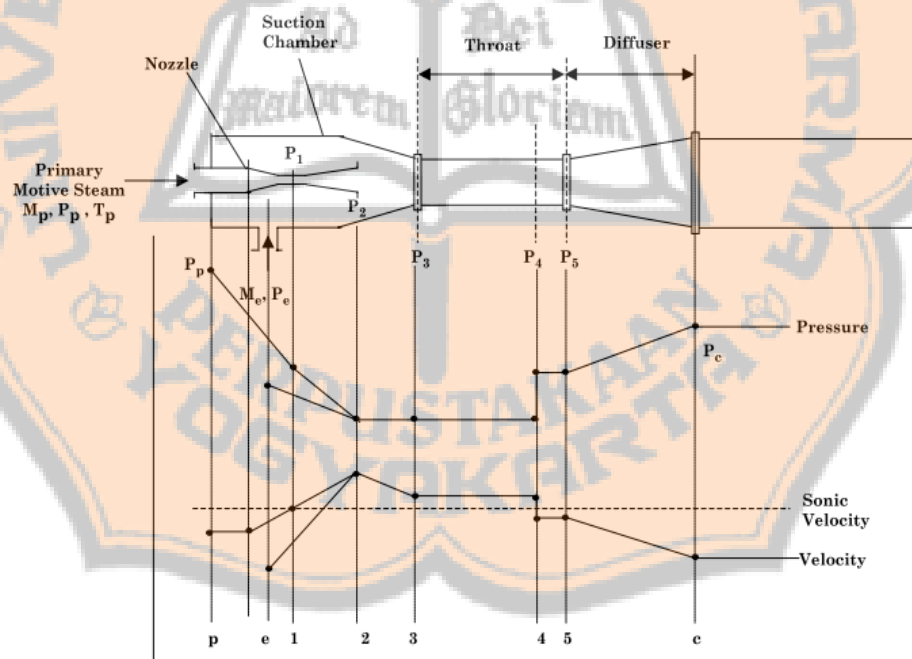


**Gambar 2.17** Fenomena *convergent-divergent nozzle* : (a) bentuk *nozzle* dengan konfigurasi aliran yang melewati ; (b) distribusi tekanan yang disebabkan oleh berbagai tekanan balik ; (c) laju aliran massa vs tekanan balik (White F.M, 1991).



## 2.9 Fenomena Aliran Pada *Ejector*

Dapat dilihat pada Gambar 2.18 *primary flow* memasuki *ejector* pada titik (p). Lalu aliran ini memasuki bagian konvergen dari *nozzle* dan terjadi penurunan tekanan dan meningkatnya kecepatan. Aliran mencapai kecepatan *sonic* pada *nozzle throat* (1), di mana pada keadaan ini  $Ma=1$ . Setelah melewati *nozzle throat* terjadi pembesaran penampang atau biasa disebut dengan *divergen*, menyebabkan menurunnya *shock wave pressure* dan meningkatnya kecepatan dari aliran hingga mencapai kecepatan *supersonic*. Pada titik keluar *nozzle* (2), tekanan dari *primary flow* akan menjadi lebih rendah dari tekanan dari *secondary flow* dan kecepatannya antara 900 - 1200 m/s. *Secondary flow* akan mulai memasuki *ejector* pada titik (e) menyebabkan tekanan menurun dan kecepatan akan meningkat. *Primary flow* dan *secondary flow* bercampur pada *suction chamber* atau *mixing chamber* merupakan bagian *konvergen* dari *ejector*.



**Gambar 2.18** Profil tekanan dan kecepatan aliran dalam *steam ejector* (El-Dessouky, 2002).

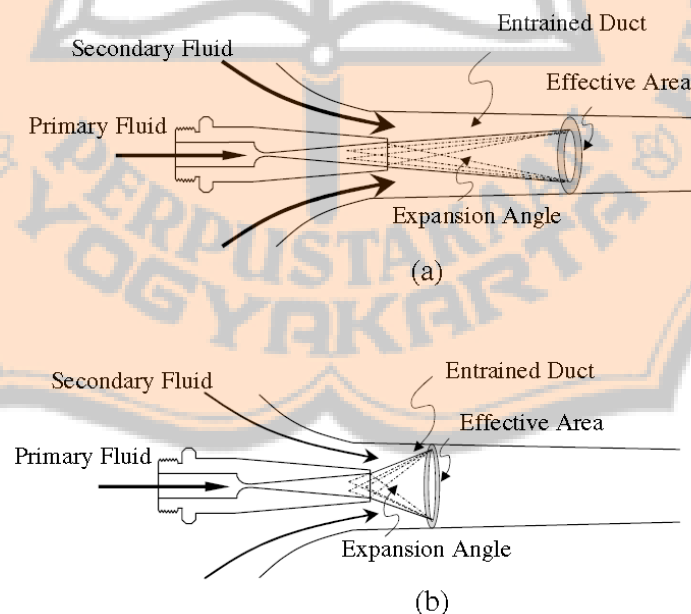
Dalam fenomena ini terjadi *shock* saat kedua aliran tersebut akan memasuki *throat* pada *ejector* (3). Terjadinya *shock* bisa dikaitkan dengan peningkatan tekanan dalam tekanan pencampuran dan menurunnya kecepatan dalam pencampuran yang terjadi pada titik (4). *Shock* terjadi karena hambatan *back pressure* dari *evaporator*. Sebagai campuran *subsonic* yang muncul dari *constant area* atau *throat*, lalu tekanan akan meningkat pada pembesaran penampang atau *divergen* dari *ejector* pada titik (c).

### 2.9.1 Back Pressure

*Back pressure* didefinisikan sebagai tekanan balik pada ejektor yang disebabkan oleh tekanan pada kondenser. Selain itu, *back pressure* juga dipengaruhi oleh temperatur *cooling-water* pada kondenser (Chen, 1997). Hubungan antara tekanan dan temperatur pada kondenser dengan *back pressure* dapat dirumuskan melalui persamaan (2.29).

$$P_b = f(p_c, t_c) \quad (2.29)$$

### 2.9.2 Expansion Angle



**Gambar 2.19** *Expansion angle* dan *entrained Duct* (Chunnanond & Aphornratana, 2004).

*Expansion angle* adalah sudut yang terbentuk akibat aliran yang keluar dari *nozzle*. *Expansion angle* dipengaruhi oleh *primary fluid*. Pada Gambar 2.19 (a) menunjukkan *expansion angle* yang kecil, sedangkan pada Gambar 2.19 (b) menunjukkan *expansion angle* yang besar. Menurut Chunnanond & Aphornratana (2004), *expansion angle* yang kecil memiliki performa yang lebih baik karena *expansion angle* yang kecil akan memiliki *entrained duct* yang lebih besar. Hal ini mengakibatkan bertambahnya daya hisap pada ujung *nozzle* terhadap *secondary fluid*.

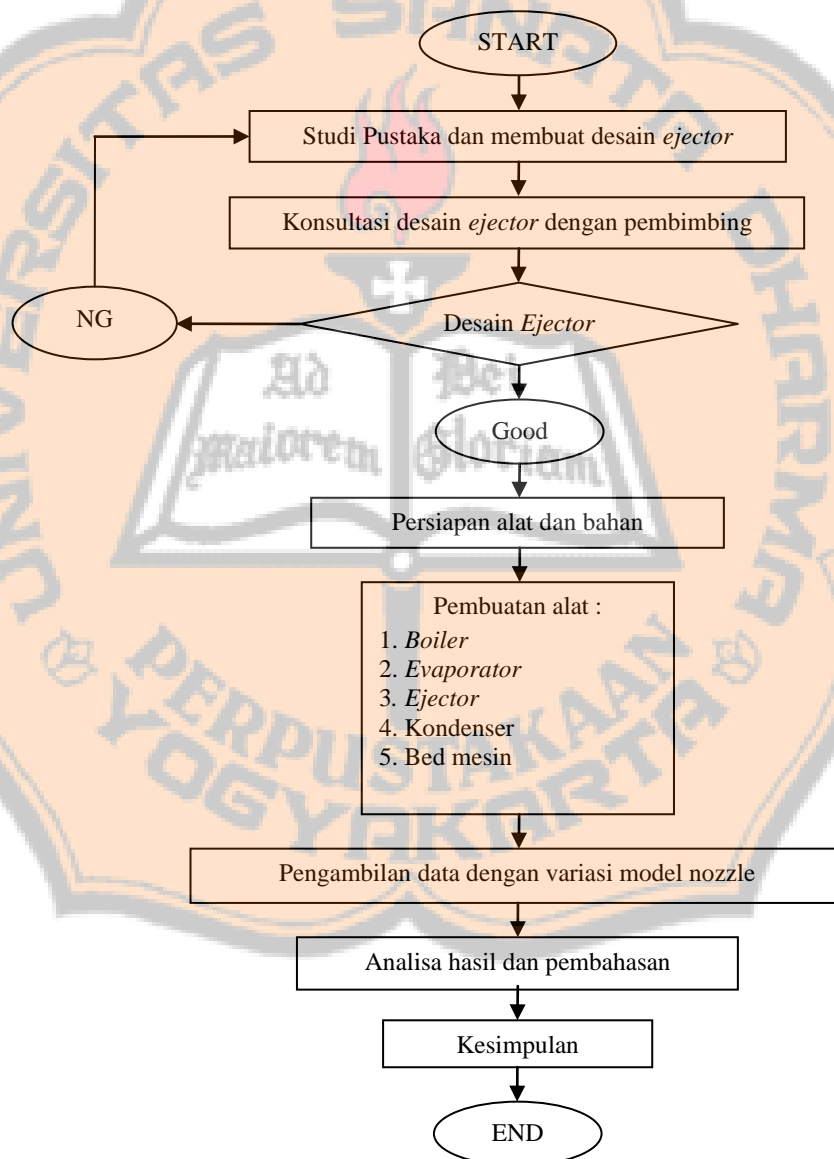


## BAB III

### METODE PENELITIAN

#### 3.1 Diagram Alir Penelitian

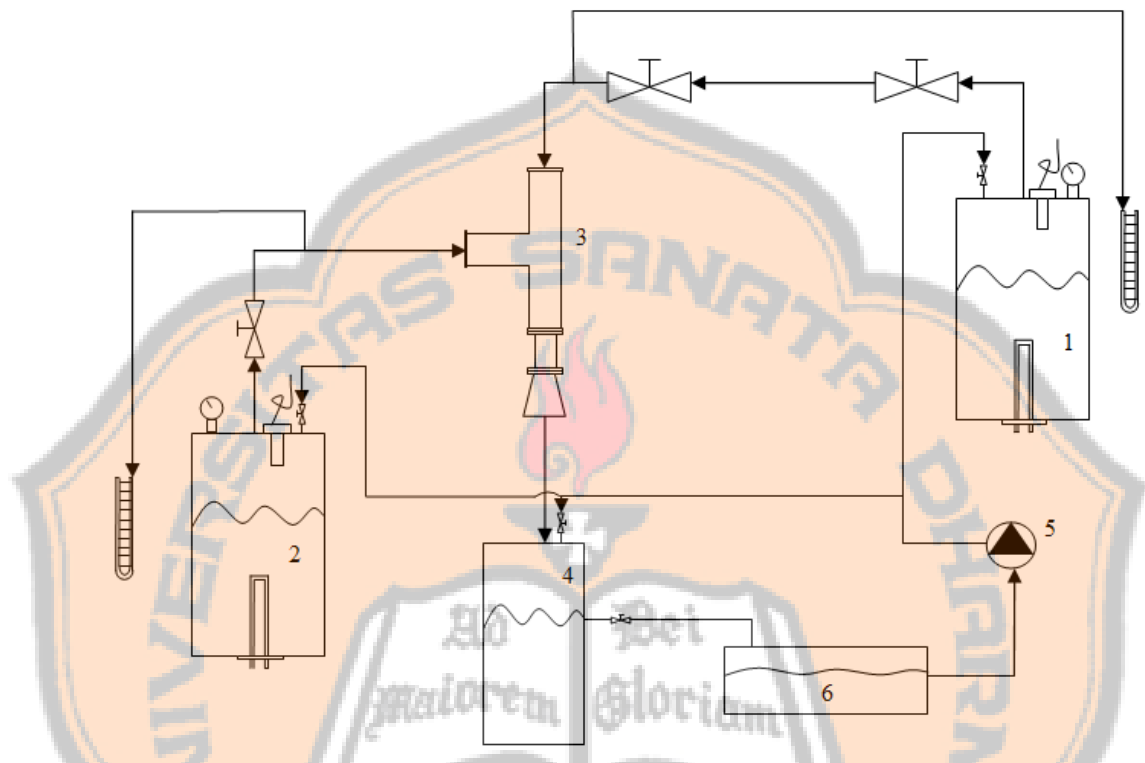
Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui efek variasi *convergent* dan *convergent-divergent nozzle* terhadap *entrainment ratio* dan *expansion ratio* pada *steam ejector*. Pada pelaksanaan penelitian agar terarah, maka dibuat aliran proses penelitian seperti berikut :



**Gambar 3.1** Diagram alir penelitian.

### 3.2 Skema Alat

#### 3.2.1 Skema Sistem Alat Penelitian



Gambar 3.2 Skema alat uji penelitian.

1. Boiler
2. Evaporator
3. Ejector
4. Kondesor
5. Pompa
6. Reservoir

Keterangan simbol :



= Katup / valve



= Manometer U



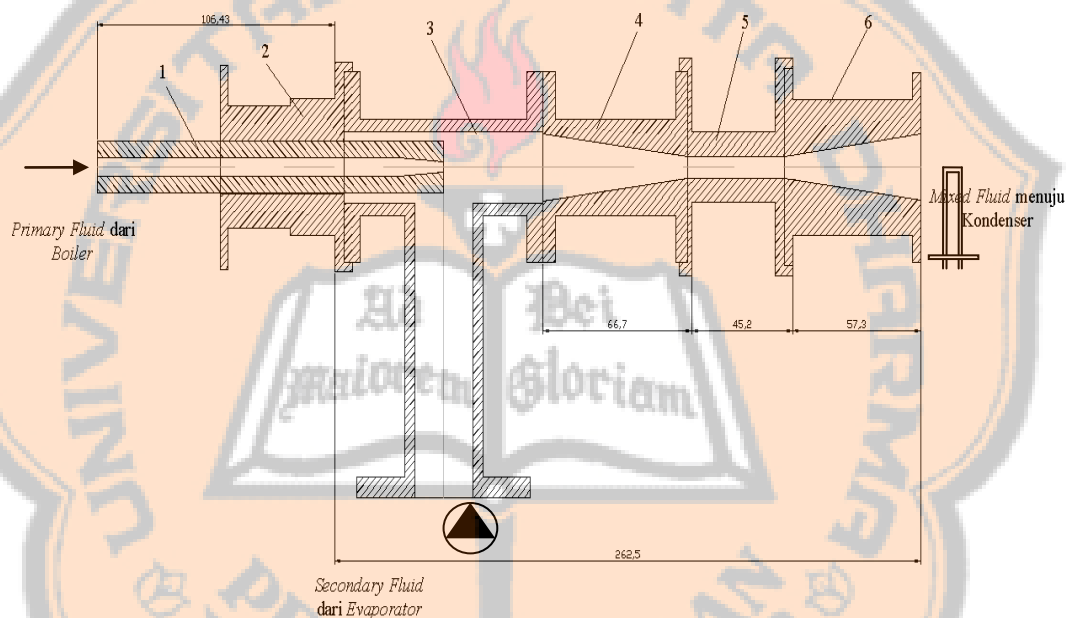
= Thermocouple

= Pressure Gauge



### 3.2.2 Skema Ejector

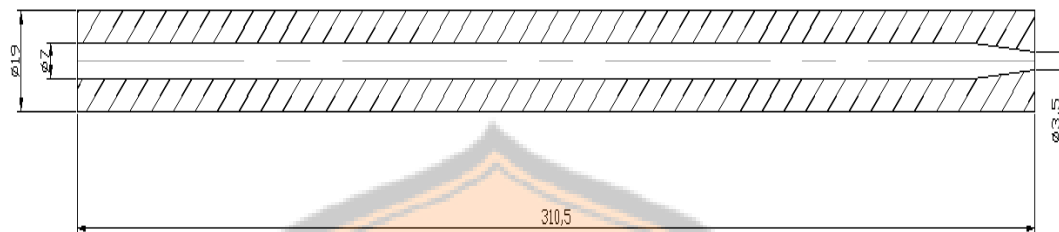
*Ejector* dalam penelitian ini menggunakan *ejector* tipe konvensional dan satu *phase*, atau *ejector* dengan 1 tingkat. Menggunakan konfigurasi vertikal. Desain dari *ejector* digambar menggunakan *AutoCAD*.



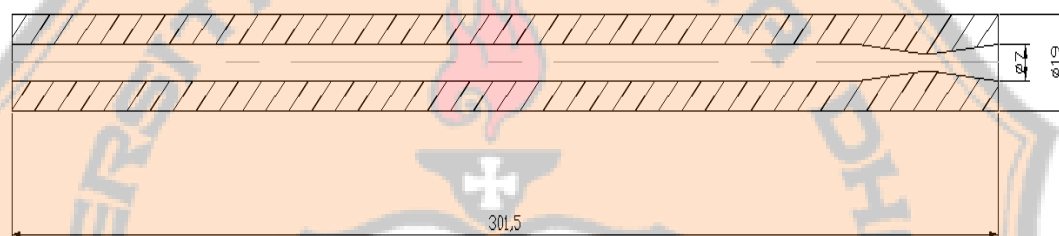
**Gambar 3.3** Skema Ejector.

1. Primary Nozzle
2. Inlet nozzle
3. Suction chamber
4. Convergent section of suction chamber
5. Mixing chamber
6. Difusser

### 3.2.2.1 Primary Nozzle

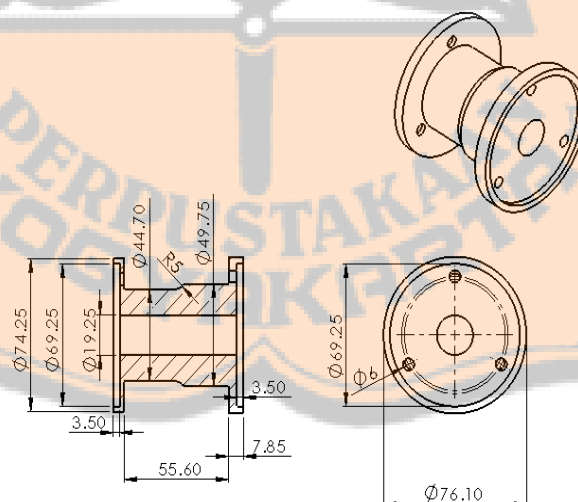


Gambar 3.4 Desain Convergent Nozzle.



Gambar 3.5 Desain Convergent-divergent Nozzle.

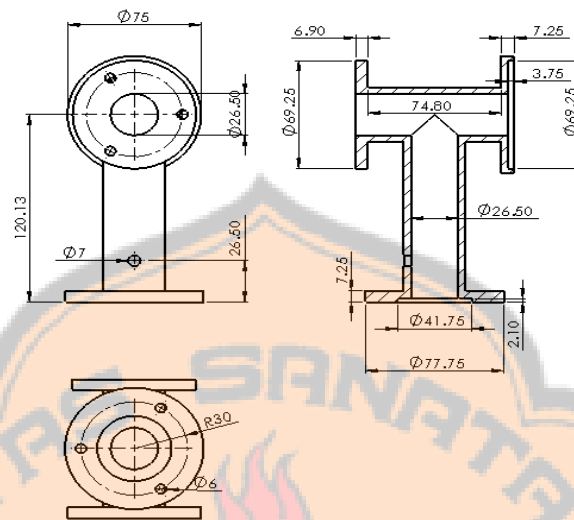
### 3.2.2.2 Inlet Nozzle



Gambar 3.6 Desain inlet nozzle.

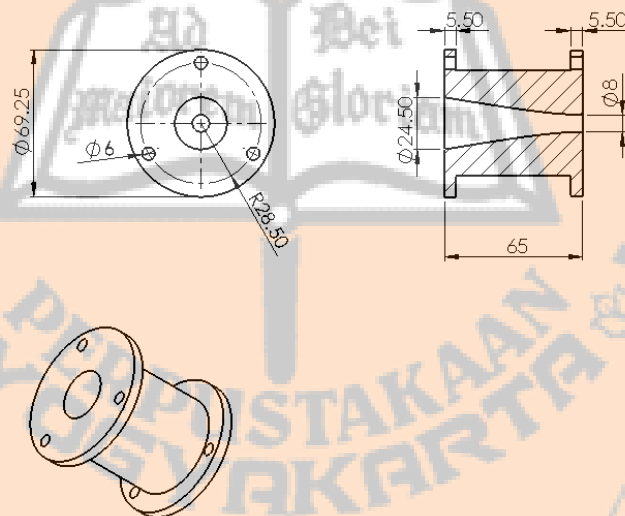


### 3.2.2.3 Suction Chamber



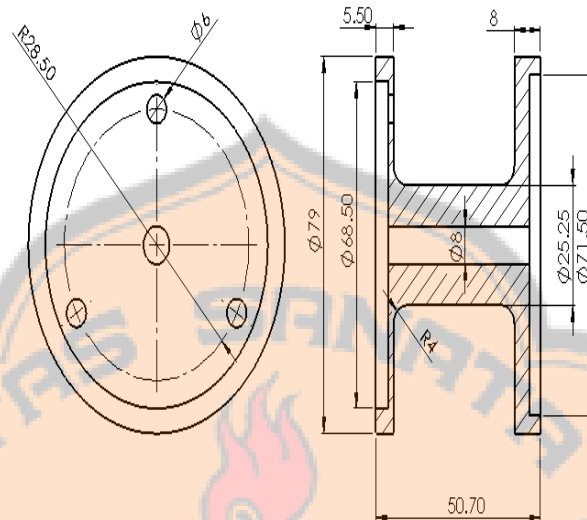
Gambar 3.7 Desain suction chamber.

### 3.2.2.4 Convergent section of suction chamber



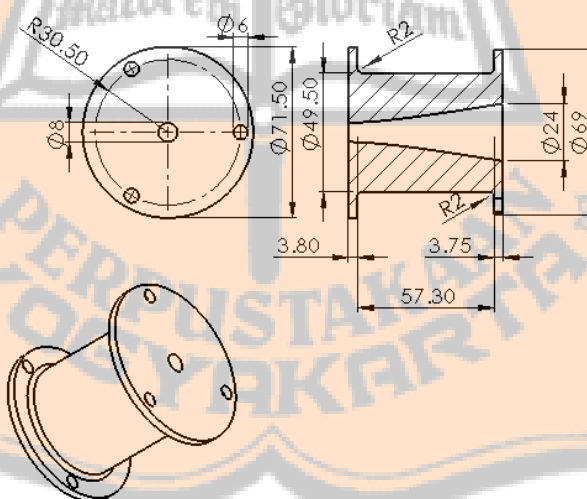
Gambar 3.8 Desain Convergent section of suction chamber.

### 3.2.2.5 *Mixing chamber*



**Gambar 3.9** Desain *mixing chamber*.

### 3.2.2.6 *Difusser*



**Gambar 3.10** Desain *difusser*.

## 3.3 Alat Penelitian

1. *Steam ejector single phase* dengan konfigurasi vertikal.
2. *Water heater* dengan daya 2000 Watt pada *boiler* dan 1000 Watt pada *evaporator*.

3. Alat ukur temperatur (*thermocoupe**l*) dipasang pada *boiler*, pada *evaporator*, pada input dan *output* kondenser.
4. Alat pengukur tekanan manometer tabung *bourdon* (*pressure gauge*) pada *boiler*, pada *evaporator*, pada *ejector*, dan pada kondenser.
5. Alat pengukur debit aliran dengan plat orifis pada *boiler* dan pada *evaporator*.
6. *Roll meter* untuk *orifice boiler* dan *orifice evaporator*.
7. *Temperature controller*.
8. *Stopwatch*.

### 3.3.1 Water Heater

*Water heater* digunakan sebagai pemanas air untuk *boiler* dan *evaporator*. Dalam *boiler* digunakan 2 buah *water heater* masing-masing berdaya 2000 W dan dalam *evaporator* digunakan *water heater* berdaya 1000 W.



**Gambar 3.11** *Water heater* daya 2000 Watt.

**Tabel 3.1** Spesifikasi *water heater* 2000 watt.

<b>Product Name</b>	Water Heater Element
<b>Main Material</b>	Stainless Steel
<b>Rated Voltage</b>	AC 220V
<b>Power</b>	2KW

<b>Tube Diameter</b>	10mm / 0.39"
<b>Overall Size(Approx.)</b>	28 x 8.5 x 2.3cm/ 11" x 3.3" x 0.9"(L*D*H)
<b>Screw Dia</b>	4mm/ 0.16"
<b>Male Thread Dia</b>	16mm/ 0.6"
<b>Color</b>	Silver Tone
<b>Weight</b>	252g



**Gambar 3.12** *Water heater* daya 1000 watt.

**Tabel 3.2** Spesifikasi *water heater* 1000 watt.

<b>Product Name</b>	Electric Heating Tube
<b>Design</b>	U Shape
<b>Material</b>	Stainless steel
<b>Rated voltage</b>	AC 220 V
<b>Power</b>	1 KW
<b>Bar Diameter</b>	10mm/0.39"
<b>Heater Size</b>	22 x 8 cm / 8.7" x 3.1" (L*W)

### 3.3.2 *Thermocouple*

*Thermocouple* adalah sensor yang mengubah besaran suhu menjadi tegangan, dimana sensor ini dibuat dari sambungan dua bahan *metallic* yang berlainan jenis.



**Gambar 3.13** *Thermocouple tipe K.*

### 3.3.3 Bourdon Tube

Alat ini digunakan untuk mengukur tekanan pada *boiler* dan tekanan pada evaporator. Alat ini disebut juga *Pressure Gauge*.



**Gambar 3.14** *Pressure gauge atau bourdon tube.*

**Tabel 3.3** Spesifikasi *pressure gauge bourdon tube*.

Bourdon tube type	Overall range, Bar	Overall range, psi	Resolution, Bar	Resolution psi
Tekiro AU PG100C	0 to 6	0 to 80	0.25	2.5

### 3.3.4 Orifice Plate Flowmeter

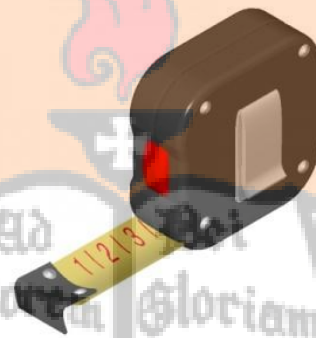
Alat ini digunakan untuk mengukur laju aliran massa yang melewati suatu pipa. Prinsip kerja *orifice* berdasarkan fungsinya untuk mengukur laju aliran sama dengan prinsip beda tekanan atau yang biasa disebut dengan prinsip Bernoulli bahwa terdapat hubungan antara tekanan fluida dan kecepatan fluida yaitu jika kecepatan meningkat maka tekanan akan menurun dan begitu juga sebaliknya.



**Gambar 3.15** *Orifice plate flowmeter.*

### 3.3.5 *Roll Meter*

Pada penelitian ini *roll meter* digunakan sebagai meteran untuk mengukur perbedaan tekanan pada *boiler*, *evaporator* dan keluaran dari *ejector*.



**Gambar 3.16** *Roll Meter.*

### 3.3.6 *Temperature Controller*



**Gambar 3.17** *Temperature controller APPA.*

*Temperature controller* yang digunakan pada penelitian adalah *digital thermometer* APPA dapat dilihat pada Gambar 3.16. Spesifikasi *temperature controller* dapat dilihat pada Tabel 3.4.

**Tabel 3.4** Spesifikasi *temperature controller* APPA.

Type APPA	Measurement Range	Resolution	K-type Accuracy	Temperature Coefficient
53II	-200°C to 1372°C	0.1°C ≤ 1000°C	$\pm 0.3\% + 1.1^\circ\text{C}$ at -210°C to -100°C; $\pm 0.1\% + 0.8^\circ\text{C}$ at -99°C to -999.9°C; $\pm 0.3\% + 1^\circ\text{C}$ at -1000°C to -1200°C	0.1 x (Spec Acc.) / °C, < 18°C or > °C

### 3.4 Variabel Penelitian

Dalam penelitian ini peneliti memilih variabel bebas dan variabel terikat sesuai dengan referensi penelitian-penelitian yang telah dilakukan oleh peneliti sebelumnya. Variabel bebas dan variabel terikat yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

Variabel bebas:

- Tekanan pada *primary flow* 1 Bar, 2 Bar, 3 Bar dan 4 Bar.
- Suhu pada *secondary flow* adalah 50°C, 60°C, 70°C, dan 80°C.
- Variasi *nozzle convergent* dan *convergent-divergent nozzle*.

Variabel terikat

- Viskositas dinamik (*dynamic viscosity*).
- Massa jenis (*density*).
- Kecepatan suara (*a*).
- Kecepatan (*V*).
- Bilangan Renolds (*Re*).
- Laju aliran massa ( $\dot{m}$ ).
- Expansion ratio* (*ER*).
- Entrainment ratio* ( $\omega$ ).

### 3.5 Material Penelitian

Pada penelitian *steam ejector* ini, digunakan refrigeran air pada *boiler* maupun *evaporator*. Sifat - sifat air dapat dilihat pada tabel :



**Tabel 3.5** Spesifikasi sifat – sifat fisik refrigeran air pada temperatur 15 °C dan tekanan 1 atm

NO	PARAMETER	NILAI	SATUAN
1	Massa jenis	1.22	kg / m <sup>3</sup>
2	Viskositas kinematic	1.46 x 10 <sup>-5</sup>	m <sup>2</sup> /s
3	Konstanta gas, R	287	J / kg K
4	C <sub>p</sub>	1004	J / kg K
5	$k = \frac{c_p}{c_v}$	1.40	-

Material yang digunakan dalam konstruksi *boiler* dan *evaporator* adalah besi baja dengan ketebalan pipa 10 mm. Sedangkan untuk kondenser, material yang digunakan adalah *stainless steel* dengan ketebalan 2 mm. *Ejector* dikonstruksikan menggunakan material baja lunak (*mild steel*) dengan diameter *raw material* 3 inchi.

Sedangkan untuk material yang digunakan pada pipa – U untuk mengukur debit aliran melalui *orifice meter* adalah *mercury* atau air raksa. Sifat – sifat fisik air raksa dapat dilihat pada Tabel 3.6.

**Tabel 3.6** Spesifikasi sifat – sifat fisik air raksa pada 20 °C dan tekanan 1 atm  
(White, Frank M., 1991).

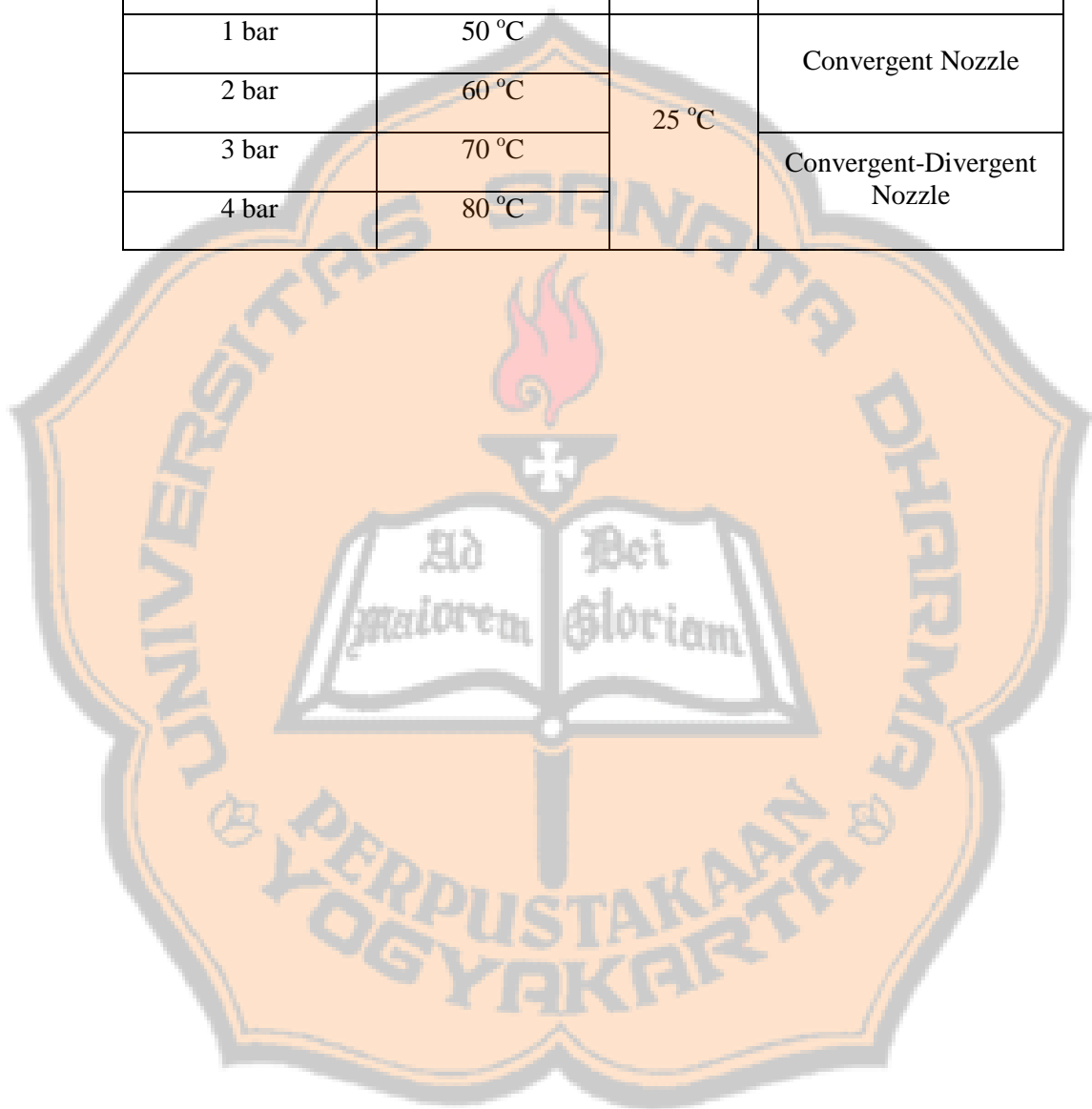
NO	PARAMETER	NILAI	SATUAN
1	Massa jenis	13,550	kg / m <sup>3</sup>
2	Viskositas <i>kinematic</i>	1.56 x 10 <sup>-5</sup>	m <sup>2</sup> /s
3	Konstanta gas, R	287	J / kg K
4	Bulk Modulus	2.55 x 10 <sup>10</sup>	N/m <sup>2</sup>

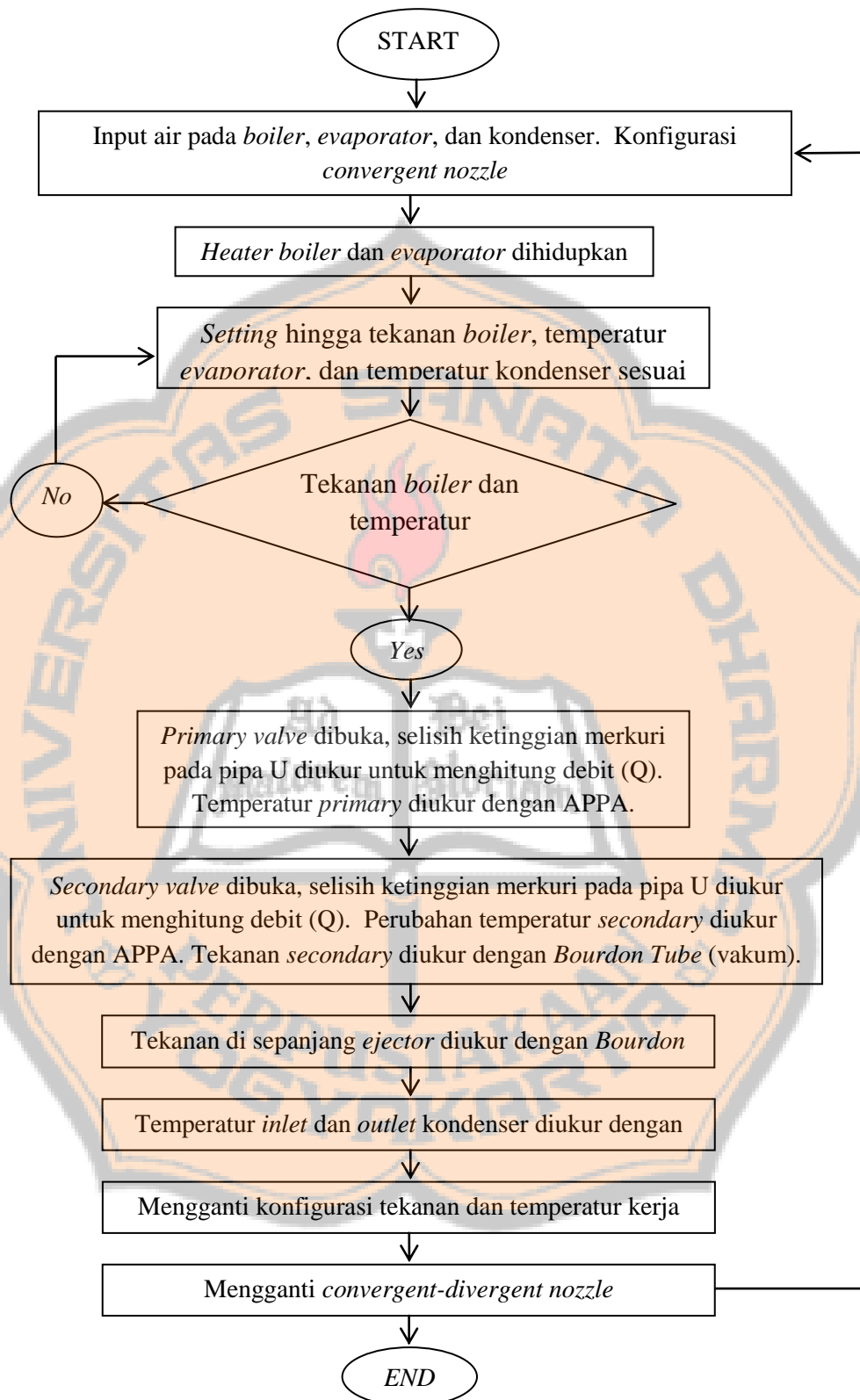
### 3.6 Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian dapat dilihat pada diagram alur gambar. Temperatur kerja dan tekanan kerja juga dapat dilihat pada tabel dibawah ini :

**Tabel 3.7** Tabel variasi *primary pressure*, *secondary temperature*, dan model *nozzle*.

Tekanan Boiler	Suhu Evaporator	Suhu Kondenser	Variasi Nozzle
1 bar	50 °C	25 °C	Convergent Nozzle
2 bar	60 °C		
3 bar	70 °C		Convergent-Divergent Nozzle
4 bar	80 °C		





**Gambar 3.18** Diagram alir pengambilan data penelitian

## BAB IV

### HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

Penelitian ini membahas tentang pengaruh dari *convergent* dan *convergent-divergent nozzle*. Eksperimen ini dilakukan dengan menvariasikan *primary pressure* dan *secondary temperature*. Eksperimen ini dilakukan untuk mendapatkan data *mass flow rate* untuk menghitung *entrainment ratio*. Data dari *mass flow rate* terdiri dari *primary mass flow rate* dan *secondary mass flow rate*. Variasi dari *primary pressure* yang dipakai adalah 100 kPa, 200 kPa, 300 kPa, dan 400 kPa. *Secondary temperatur* yang digunakan adalah 50°C, 60°C, 70°C, 80°C.

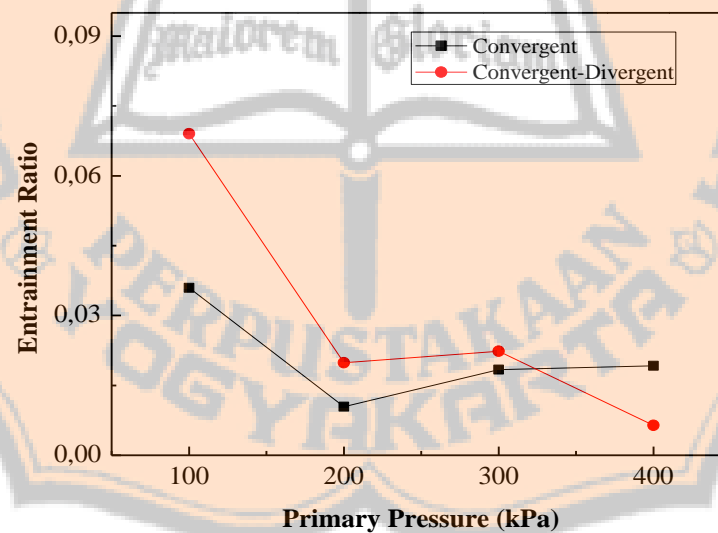
#### **4.1 Pengaruh *Convergent* dan *Convergent-Divergent Nozzle* Terhadap *Entrainment Ratio* Menggunakan Variasi *Primary Pressure* pada Setiap *Secondary Temperature***

Nilai *entrainment ratio* dipengaruhi oleh *mass flow rate* yang terdiri dari *primary mass flow rate* dan *secondary mass flow rate*. *Mass flow rate* sangat dipengaruhi oleh kecepatan fluida dan massa jenis fluida. Massa jenis fluida sangat dipengaruhi oleh temperatur dari fluida. Penelitian ini menggunakan variasi *primary pressure* yang akan mempengaruhi *primary mass flow rate* dan *secondary mass flow rate*. Selain *primary pressure* penelitian ini menggunakan *convergent* dan *convergent-divergent nozzle* yang memiliki perbedaan penampang pada keluaran *nozzle*. *Primary pressure* dan *model nozzle* akan digunakan pada setiap variasi *secondary temperature* untuk mengetahui performa optimum dari *steam ejector*.

##### **4.1.1 Pengaruh *Convergent* dan *Convergent-Divergent Nozzle* terhadap *Entrainment Ratio* Menggunakan Variasi *Primary Pressure* pada *Secondary Temperature* 80<sup>0</sup> C**

Gambar 4.1 merupakan grafik hubungan antara *primary pressure* dengan *entrainment ratio*. Nilai dari *entrainment ratio* akan menurun seiring dengan meningkatnya *primary pressure*. Peningkatan *primary pressure* akan

menyebabkan kecepatan pada *primary nozzle* juga meningkat. Ketika kecepatan fluida meningkat maka *mass flow rate* juga akan meningkat (Chen, 1997). Pada *convergent-divergent nozzle*, terjadi penurunan *entrainment ratio* yang signifikan pada *primary pressure* 100 kPa ke 200 kPa. *Entrainment ratio* yang menurun diakibatkan oleh *expansion angle*. Peningkatan *primary pressure* akan menyebabkan *expansion angle* yang semakin besar. *Expansion angle* yang semakin besar akan menyebabkan *entrained duct* atau ruang hisap yang semakin kecil dan menyebabkan daya hisap *secondary mass flow rate* akan menurun (Chandra & Ahmed, 2014). Pada *convergent-divergent nozzle*, *entrainment ratio* mengalami kenaikan pada *primary pressure* 200 kPa ke 300 kPa. *Entrainment ratio* yang meningkat disebabkan oleh *secondary mass flow rate* yang meningkat. *Secondary mass flow rate* yang meningkat dapat disebabkan oleh *expansion angle* yang kecil sehingga *secondary fluid* yang terhisap semakin banyak dan meningkatkan performa *steam ejector*.

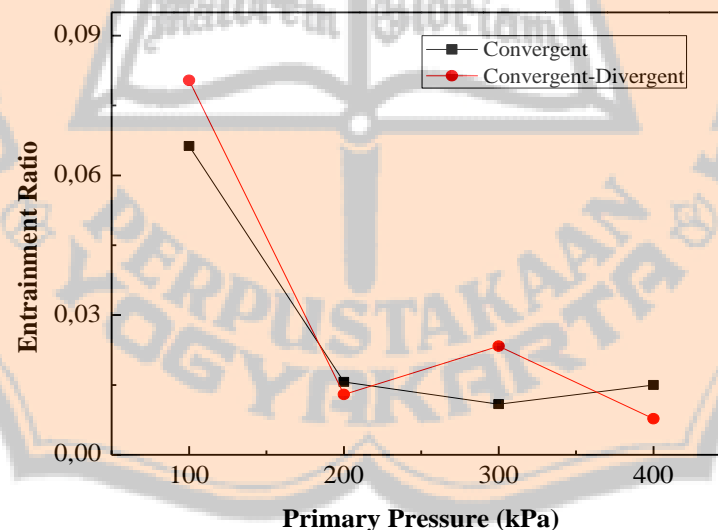


**Gambar 4.1** Grafik pengaruh model *nozzle* terhadap *entrainment ratio* dengan variasi *primary pressure* pada *secondary temperature* 80<sup>o</sup> C.

Pada *secondary temperature* 80<sup>o</sup> C, model *nozzle* memiliki nilai *entrainment ratio* yang berbeda. Nilai *entrainment ratio* pada model *nozzle convergent-divergent* lebih besar dibandingkan dengan model *nozzle convergent*.

Nilai *entrainment ratio* optimum untuk model *nozzle convergent-divergent* adalah 0,069 pada *primary pressure* 100 kPa, sedangkan untuk model *nozzle convergent* adalah 0,035 pada *primary pressure* 100 kPa. Nilai *entrainment ratio* pada model *nozzle convergent-divergent* lebih besar dibandingkan dengan model *nozzle convergent* karena, *nozzle* pada bagian *diffuser* terjadi *shock* yang menyebabkan meningkatnya tekanan dan menurunnya kecepatan. Kecepatan yang menurun akan menyebabkan menyempitnya *expansion angle* pada ujung *nozzle*. *Expansion angle* yang menyempit akan menyebabkan *duct area* yang semakin meluas. *Duct area* yang semakin meluas akan menambah daya hisap pada ujung *nozzle* terhadap *evaporator*. Hal inilah yang menyebabkan model *nozzle convergent-divergent* memiliki *entrainment ratio* yang lebih baik.

#### 4.1.2 Pengaruh Convergent dan Convergent-Divergent Nozzle terhadap Entrainment Ratio menggunakan variasi Primary Pressure pada Secondary Temperature 70° C



**Gambar 4.2** Grafik pengaruh model *nozzle* terhadap *entrainment ratio* dengan variasi *primary pressure* pada *secondary temperature* 70° C.

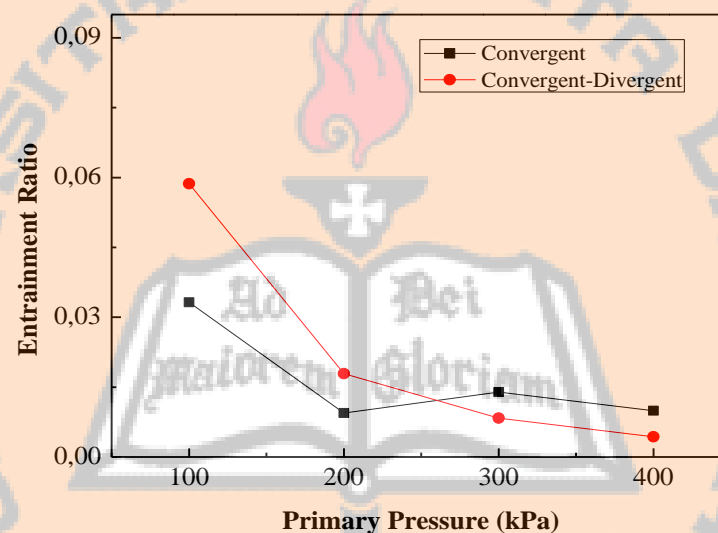
Gambar 4.2 merupakan grafik hubungan antara *primary pressure* dengan *entrainment ratio*. Jika *primary pressure* meningkat maka *entrainment ratio* akan

menurun. *Primary pressure* akan berpengaruh pada temperatur fluida. Jika *primary pressure* meningkat maka temperatur fluida juga akan meningkat. *Primary pressure* yang meningkat juga menyebabkan kecepatan pada *primary fluid* meningkat. Ketika kecepatan *primary fluid* meningkat maka *primary mass flow rate* juga akan meningkat namun nilai *entrainment ratio* akan menurun (Chandra & Ahmed, 2014). Pada *convergent-divergent nozzle*, terjadi penurunan *entrainment ratio* yang signifikan pada *primary pressure* 100 kPa ke 200 kPa. *Entrainment ratio* yang menurun diakibatkan oleh *expansion angle*. Peningkatan *primary pressure* akan menyebabkan *expansion angle* yang semakin besar. *Expansion angle* yang semakin besar akan menyebabkan *entrained duct* atau ruang hisap yang semakin kecil dan menyebabkan daya hisap *secondary mass flow rate* akan menurun (Chandra & Ahmed, 2014). Pada *secondary temperature* 70° C, model *nozzle* memiliki nilai *entrainment ratio* yang berbeda. Nilai *entrainment ratio* pada model *nozzle convergent-divergent* lebih besar dibandingkan dengan model *nozzle convergent*. Nilai *entrainment ratio* optimum untuk model *nozzle convergent-divergent* adalah 0,080 pada *primary pressure* 100 kPa, sedangkan untuk model *nozzle convergent* adalah 0,066 pada *primary pressure* 100 kPa. Nilai *entrainment ratio* pada model *nozzle convergent-divergent* lebih besar dibandingkan dengan model *nozzle convergent* karena, *nozzle* pada bagian diffuser terjadi *shock* yang menyebabkan meningkatnya tekanan dan menurunnya kecepatan. Kecepatan yang menurun akan menyebabkan menyempitnya *expansion angle* pada ujung *nozzle*. *Expansion angle* yang menyempit akan menyebabkan *duct area* yang semakin meluas. *Duct area* yang semakin meluas akan menambah daya hisap pada ujung *nozzle* terhadap *evaporator*. Hal inilah yang menyebabkan model *nozzle convergent-divergent* memiliki *entrainment ratio* yang lebih baik.



#### 4.1.3 Pengaruh *Convergent* dan *Convergent-Divergent Nozzle* terhadap *Entrainment Ratio* menggunakan variasi *Primary Pressure* pada *Secondary Temperature* 60° C

Gambar 4.3 merupakan grafik hubungan antara *primary pressure* dengan *entrainment ratio*. Nilai dari *Entrainment ratio* akan menurun seiring dengan meningkatnya *primary pressure*. Peningkatan *primary pressure* akan menyebabkan kecepatan pada *primary nozzle* juga meningkat. Ketika kecepatan fluida meningkat maka *mass flow rate* juga akan meningkat (Chen, 1997).



**Gambar 4.3** Grafik pengaruh model *nozzle* terhadap *entrainment ratio* dengan variasi *primary pressure* pada *secondary temperature* 60° C.

Gambar 4.3 merupakan grafik hubungan antara *primary pressure* dengan *entrainment ratio*. Nilai dari *Entrainment ratio* akan menurun seiring dengan meningkatnya *primary pressure*. Peningkatan *primary pressure* akan menyebabkan kecepatan pada *primary nozzle* juga meningkat. Ketika kecepatan fluida meningkat maka *mass flow rate* juga akan meningkat (Chen, 1997). Pada *secondary temperature* 60° C, model *nozzle* memiliki nilai *entrainment ratio* yang berbeda. Nilai *entrainment ratio* pada model *nozzle convergent-divergent* lebih besar dibandingkan dengan model *nozzle convergent*. Nilai *entrainment ratio* optimum untuk model *nozzle convergent-divergent* adalah 0,058 pada

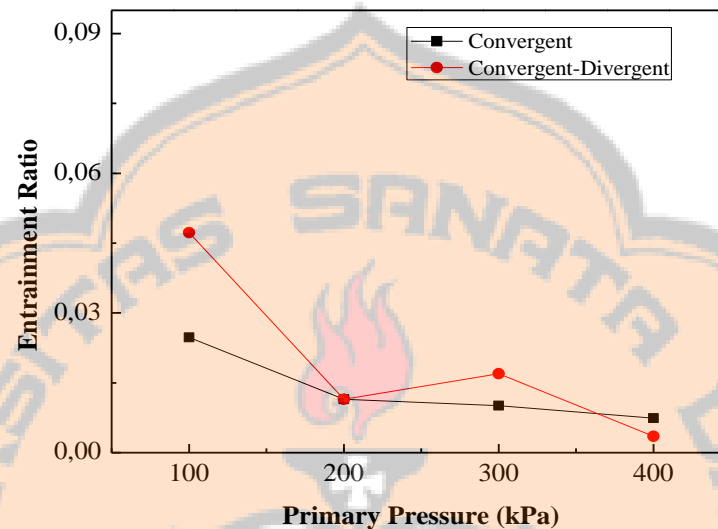
*primary pressure* 100 kPa, sedangkan untuk model *nozzle convergent* adalah 0,033 pada *primary pressure* 100 kPa. Pada *convergent-divergent nozzle*, terjadi penurunan *entrainment ratio* yang signifikan pada *primary pressure* 100 kPa ke 200 kPa. *Entrainment ratio* yang menurun diakibatkan oleh *expansion angle*. Peningkatan *primary pressure* akan menyebabkan *expansion angle* yang semakin besar. *Expansion angle* yang semakin besar akan menyebabkan *entrained duct* atau ruang hisap yang semakin kecil dan menyebabkan daya hisap *secondary mass flow rate* akan menurun (Chandra & Ahmed, 2014).

Nilai *entrainment ratio* pada model *nozzle convergent-divergent* lebih besar dibandingkan dengan model *nozzle convergent* karena, *nozzle* pada bagian diffuser terjadi *shock* yang menyebabkan meningkatnya tekanan dan menurunnya kecepatan. Kecepatan yang menurun akan menyebabkan menyempitnya *expansion angle* pada ujung *nozzle*. *Expansion angle* yang menyempit akan menyebabkan *duct area* yang semakin meluas. *Duct area* yang semakin meluas akan menambah daya hisap pada ujung *nozzle* terhadap *evaporator*. Hal inilah yang menyebabkan model *nozzle convergent-divergent* memiliki *entrainment ratio* yang lebih baik.

#### **4.1.4 Pengaruh Convergent dan Convergent-Divergent Nozzle terhadap Entrainment Ratio menggunakan variasi Primary Pressure pada Secondary Temperature 50<sup>0</sup> C**

Gambar 4.4 merupakan grafik hubungan antara *primary pressure* dengan *entrainment ratio*. Nilai dari *Entrainment ratio* akan menurun seiring dengan meningkatnya *primary pressure*. *Primary pressure* yang meningkat menyebabkan kecepatan pada *primary fluid* akan meningkat juga. Dalam kondisi *secondary temperature* yang konstan, ketika kecepatan *primary fluid* meningkat maka *primary mass flow rate* akan meningkat juga. Karena *secondary mass flow rate* konstan maka, *entrainment ratio* akan menurun seiring meningkatnya *primary pressure* (Sriveerakul & Chunnanond, 2007). Pada *secondary temperature* 50<sup>0</sup> C, model *nozzle* memiliki nilai *entrainment ratio* yang berbeda. Nilai *entrainment ratio* pada model *nozzle convergent-divergent* lebih besar dibandingkan dengan

model *nozzle convergent*. Nilai *entrainment ratio* optimum untuk model *nozzle convergent-divergent* adalah 0,047 pada *primary pressure* 100 kPa, sedangkan untuk model *nozzle convergent* adalah 0,024 pada *primary pressure* 100 kPa.



**Gambar 4.4** Grafik pengaruh model *nozzle* terhadap *entrainment ratio* dengan variasi *primary pressure* pada *secondary temperature* 50<sup>o</sup> C.

Pada *convergent-divergent nozzle*, terjadi penurunan *entrainment ratio* yang signifikan pada *primary pressure* 100 kPa ke 200 kPa. *Entrainment ratio* yang menurun diakibatkan oleh *expansion angle*. Peningkatan *primary pressure* akan menyebabkan *expansion angle* yang semakin besar. *Expansion angle* yang semakin besar akan menyebabkan *entrained duct* atau ruang hisap yang semakin kecil dan menyebabkan daya hisap *secondary mass flow rate* akan menurun (Chandra & Ahmed, 2014).

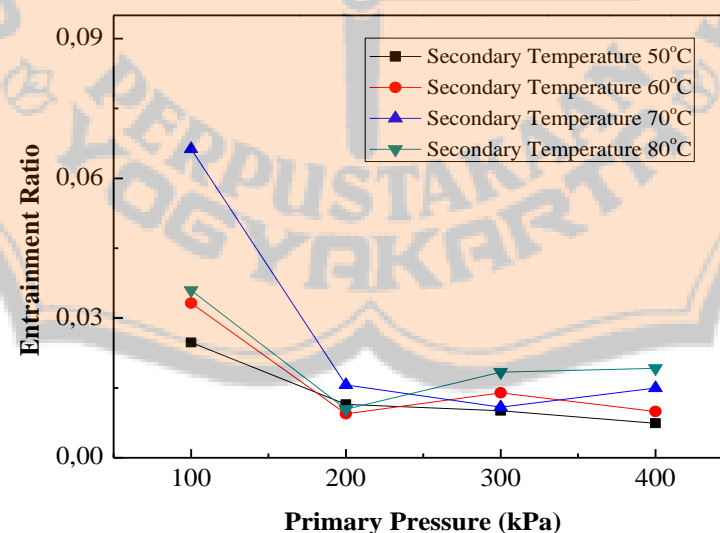
Nilai *entrainment ratio* pada model *nozzle convergent-divergent* lebih besar dibandingkan dengan model *nozzle convergent* karena, *nozzle* pada bagian diffuser terjadi *shock* yang menyebabkan meningkatnya tekanan dan menurunnya kecepatan. Kecepatan yang menurun akan menyebabkan menyempitnya *expansion angle* pada ujung *nozzle*. *Expansion angle* yang menyempit akan menyebabkan *duct area* yang semakin meluas. *Duct area* yang semakin meluas akan menambah daya hisap pada ujung *nozzle* terhadap *evaporator*. Hal inilah

yang menyebabkan model *nozzle convergent-divergent* memiliki *entrainment ratio* yang lebih baik.

#### 4.2 Pengaruh *Secondary Temperature* Terhadap Nilai *Entrainment ratio* Menggunakan Variasi *Primary Pressure* pada *Convergent* dan *Convergent-Divergent Nozzle*

Nilai *entrainment ratio* digunakan untuk mengetahui performa dari *steam ejector*. Nilai dari *entrainment ratio* sangat berhubungan dengan *mass flow rate* yang terdiri dari *primary mass flow rate* dan *secondary mass flow rate*. Nilai dari *mass flow rate* bergantung pada *primary pressure* dan *secondary pressure*. *Secondary pressure* dipengaruhi oleh *secondary temperature*. Variasi dari *secondary temperature* akan menghasilkan nilai *mass flow rate* yang berbeda dan dapat mengetahui nilai optimum *entrainment ratio*. Di bawah ini akan membahas tentang pengaruh dari variasi *secondary temperature* dan *primary pressure* pada *convergent* dan *convergent-divergent nozzle*.

##### 4.2.1 Pengaruh *Secondary Temperature* Terhadap Nilai *Entrainment ratio* Menggunakan Variasi *Primary Pressure* pada *Convergent Nozzle*



**Gambar 4.5** Grafik pengaruh *secondary temperature* terhadap nilai *entrainment ratio* dengan variasi *primary pressure* pada *convergent nozzle*.

Pada Gambar 4.5, variasi *secondary temperature* menyebabkan perbedaan nilai *entrainment ratio* pada *convergent nozzle*. Nilai *entrainment ratio* akan meningkat seiring dengan meningkatnya *secondary temperature* pada kondisi *primary pressure* yang konstan. Kenaikan *secondary temperature* akan menyebabkan kenaikan *secondary pressure* yang menghasilkan perbedaan tekanan antara ujung *nozzle* dengan *evaporator* yang semakin besar juga (Chandra & Ahmed, 2014). Hal ini menunjukkan nilai dari *secondary mass flow rate* akan meningkat seiring dengan meningkatnya *secondary temperature*. *Secondary mass flow rate* yang meningkat akan menghasilkan *entrainment ratio* yang meningkat dalam kondisi *primary pressure* yang konstan.

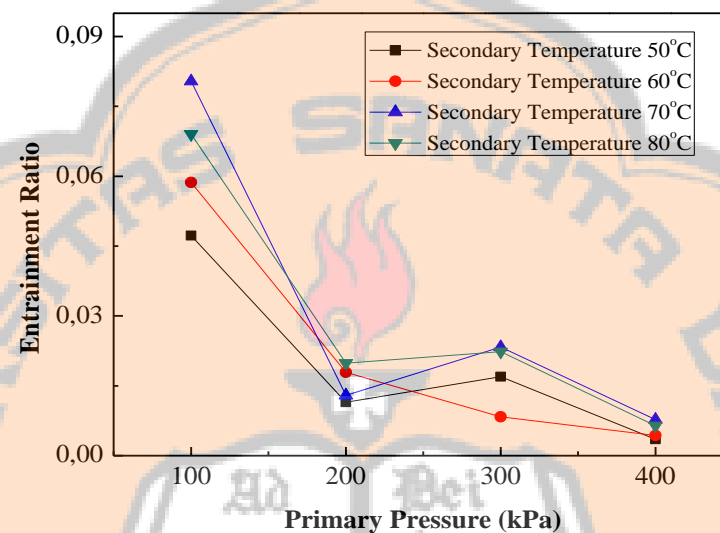
Nilai *entrainment ratio* pada *primary pressure* 200 kPa, 300 kPa, dan 400 kPa cenderung memiliki nilai *entrainment ratio* yang tidak berbeda jauh. Perbedaan nilai *entrainment ratio* yang signifikan terjadi pada *primary pressure* 100 kPa. Nilai *entrainment ratio* yang optimum untuk model *nozzel convergent* adalah 0,066 pada *secondary temperature* 70<sup>o</sup> C dengan *primary pressure* 100 kPa.

#### **4.2.2 Pengaruh Secondary Temperature Terhadap Nilai Entrainment ratio Menggunakan Variasi Primary Pressure pada Convergent-Divergent Nozzle**

Pada Gambar 4.6, variasi *secondary temperature* menyebabkan perbedaan nilai *entrainment ratio* pada *convergent-divergent nozzle*. Pada *secondary temperature* 50<sup>o</sup> C menunjukkan nilai *entrainment ratio* terendah dibandingkan variasi *secondary temperature* lain dalam *primary pressure* yang konstan. Nilai *entrainment ratio* yang optimum untuk model *nozzel convergen-divergent* adalah 0,080 pada *secondary temperature* 70<sup>o</sup> C dengan *primary pressure* 100 kPa.

Umumnya, nilai *entrainment ratio* akan meningkat seiring meningkatnya *secondary temperature*. Hal tersebut karena saat *secondary temperature* yang meningkat maka *entrainment ratio* juga akan meningkat dalam kondisi *primary temperature* yang konstan. *Secondary temperature* yang meningkat akan menyebabkan kenaikan *secondary pressure*. *Secondary pressure* yang meningkat

akan menghasilkan menurunnya massa jenis *secondary fluid* namun akan meningkatkan *secondary mass flow rate*. *Secondary mass flow rate* yang meningkat akan menyebabkan meningkatnya *entrainment ratio* dalam keadaan *primary pressure* yang konstan (Chandra & Ahmed, 2014).



**Gambar 4.6** Grafik pengaruh *secondary temperature* terhadap nilai *entrainment ratio* dengan variasi *primary pressure* pada *convergent-divergent nozzle*.

#### 4.3 Pengaruh *Secondary Temperature* Terhadap *Secondary Mass Flow Rate* Menggunakan Variasi *Primary Pressure* pada *Convergent* dan *Convergent-Divergent Nozzle*

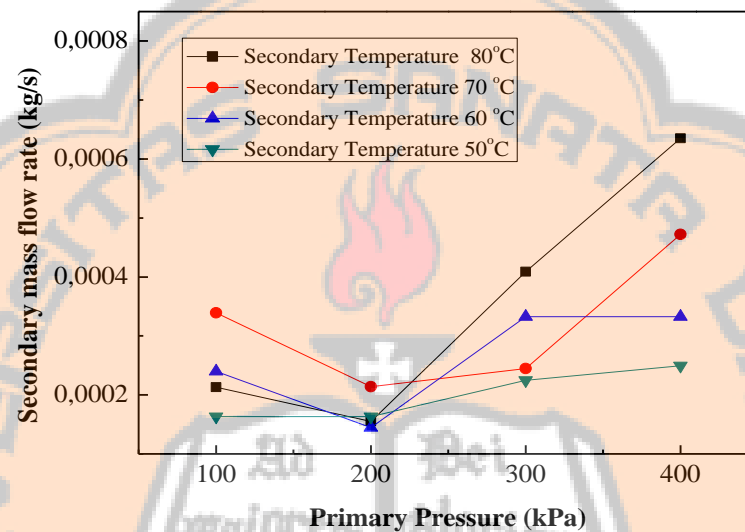
*Secondary Temperature* divariasikan untuk mengetahui perform optimum dari *steam ejector*. Variasi *Secondary Temperature* berpengaruh pada nilai *secondary mass flow rate*. *Secondary mass flow rate* berpengaruh terhadap nilai *entrainment ratio*.

##### 4.3.1 Pengaruh *Secondary Temperature* Terhadap *Secondary Mass Flow Rate* Menggunakan Variasi *Primary Pressure* pada *Convergent Nozzle*

Gambar 4.7 menunjukkan hubungan antara *secondary mass flow rate* dengan *primary pressure* pada *convergent nozzle*. Meningkatnya *primary pressure* akan menyebabkan menurunnya *secondary mass flow rate*. Hal ini



disebabkan oleh *expansion angle*. Meningkatnya *primary pressure* akan menyebabkan *expansion angle* yang semakin besar. Jika *expansion angle* semakin besar maka *entrained duct* atau ruang hisap akan semakin kecil. *Entrained duct* yang semakin kecil akan menyebabkan menurunnya daya hisap dan menyebabkan *secondary mass flow rate* menurun (Chunnanond & Aphornratana, 2004).

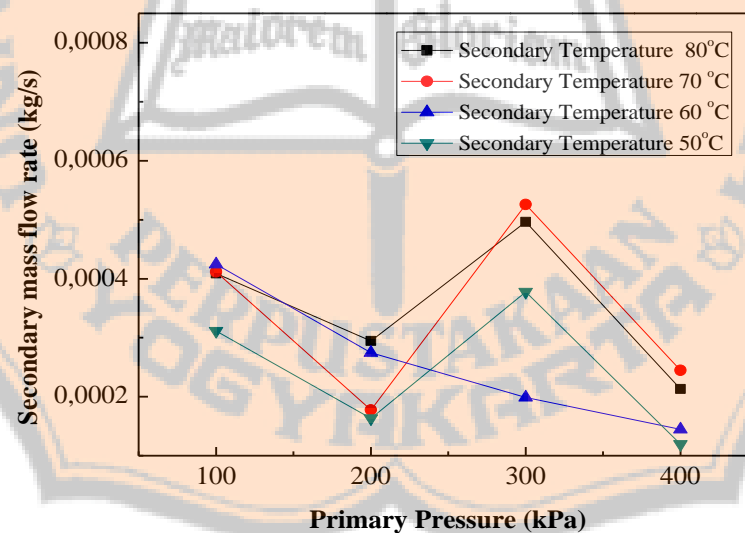


**Gambar 4.7** Grafik pengaruh *secondary temperature* terhadap nilai *secondary mass flow rate* dengan variasi *primary pressure* pada *convergent nozzle*.

Pada *secondary temperature* 80°C dan 70°C, nilai dari *secondary mass flow rate* memiliki tendensi kenaikan. *Secondary mass flow rate* mengalami kenaikan pada *primary pressure* 300 kPa ke 400 kPa. Hal ini disebabkan oleh kecepatan *secondary fluid* yang meningkat pada *primary pressure* 300 kPa ke 400 kPa. Meningkatnya kecepatan *secondary fluid* akan menyebabkan *secondary mass flow rate* yang meningkat. Nilai optimum *secondary mass flow rate* adalah 0,0006 kg/s dengan *secondary temperature* 80°C pada *primary pressure* 400 kPa.

#### 4.3.2 Pengaruh *Secondary Temperature* Terhadap *Secondary Mass Flow Rate* Menggunakan Variasi *Primary Pressure* pada *Convergent-Divergent Nozzle*

Gambar 4.8 menunjukkan hubungan antara *secondary mass flow rate* dengan *primary pressure* pada *convergent-divergent nozzle*. Meningkatnya *primary pressure* akan menyebabkan menurunnya *secondary mass flow rate*. Hal ini disebabkan oleh *expansion angle*. Meningkatnya *primary pressure* akan menyebabkan *expansion angle* yang semakin besar. Jika *expansion angle* semakin besar maka *entrained duct* atau ruang hisap akan semakin kecil. *Entrained duct* yang semakin kecil akan menyebabkan menurunnya daya hisap dan menyebabkan *secondary mass flow rate* menurun (Chunnanond & Aphornratana, 2004). Kecepatan *secondary fluid* akan meningkat seiring *expansion angle* yang semakin kecil. Jika *expansion angle* semakin kecil maka *secondary fluid* yang terhisap semakin banyak dan menyebabkan *secondary mass flow rate* meningkat.



**Gambar 4.8** Grafik pengaruh *secondary temperature* terhadap nilai *secondary mass flow rate* dengan variasi *primary pressure* pada *convergent-divergent nozzle*.



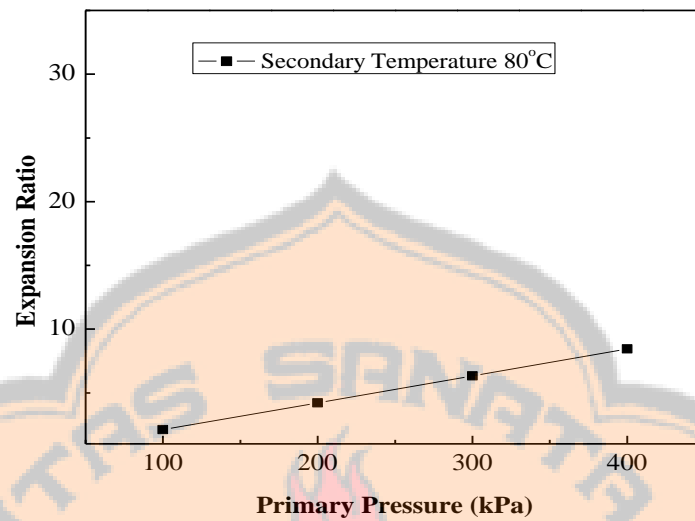
Pada secondary temperature 80°C, 70°C, dan 50°C, nilai secondary mass flow rate mengalami tendensi kenaikan dari 200 kPa ke 300 kPa. Hal ini disebabkan oleh kecepatan *secondary fluid* yang meningkat pada *primary pressure* 200 kPa ke 300 kPa. Meningkatnya kecepatan *secondary fluid* akan menyebabkan *secondary mass flow rate* yang meningkat. Nilai optimum *secondary mass flow rate* adalah 0,0005 kg/s dengan *secondary temperature* 70°C pada *primary pressure* 300 kPa

#### **4.4 Pengaruh *Convergent* dan *Convergent-Divergent Nozzle* terhadap *Expansion Ratio* Menggunakan Variasi *Primary Pressure* pada Setiap *Secondary Temperature***

*Primary pressure* divariasikan untuk mengetahui performa optimum dari *steam ejector*. Variasi *primary pressure* sangat berpengaruh pada *secondary pressure*. *Primary pressure* dan *secondary pressure* sangat berpengaruh pada *expansion ratio*.

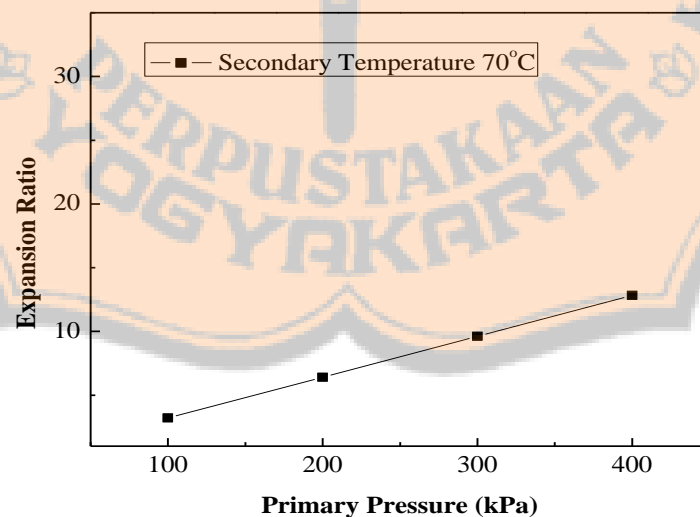
##### **4.4.1 Pengaruh *Convergent* dan *Convergent-Divergent Nozzle* terhadap *Expansion Ratio* Menggunakan Variasi *Primary Pressure* pada *Secondary Temperature* 80°C**

Pada Gambar 4.9 grafik tersebut merupakan hubungan antara *primary pressure* dengan *expansion ratio*. *Primary pressure* yang meningkat akan menyebabkan *expansion ratio* yang meningkat. Hal ini sesuai dengan persamaan 2.4, bahwa semakin meningkatnya *primary pressure* akan menyebabkan kenaikan *expansion ratio* dalam kondisi *secondary temperature* yang konstan. Nilai optimum dari *expansion ratio* terletak pada *primary pressure* 400 kPa dengan nilai 8,440. Nilai *expansion ratio* pada *convergent* dan *convergent-divergent nozzle* memiliki nilai yang sama dikarenakan variasi *primary pressure* pada masing-masing model *nozzle* memiliki variasi yang sama.



**Gambar 4.9** Grafik pengaruh model *nozzle* terhadap *expansion ratio* dengan variasi *primary pressure* pada *secondary temperature* 80<sup>0</sup> C.

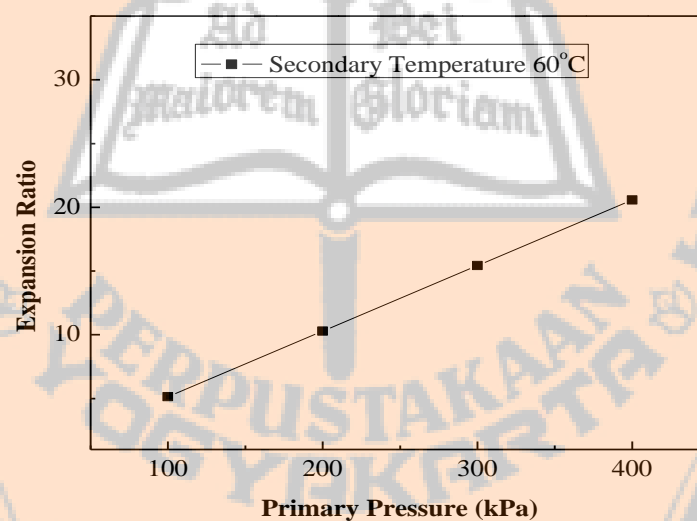
#### 4.4.2 Pengaruh *Convergent* dan *Convergent-Divergent Nozzle* terhadap *Expansion Ratio* Menggunakan Variasi *Primary Pressure* pada *Secondary Temperature* 70<sup>0</sup> C



**Gambar 4.10** Grafik pengaruh model *nozzle* terhadap *expansion ratio* dengan variasi *primary pressure* pada *secondary temperature* 70<sup>0</sup> C.

Pada Gambar 4.10 menunjukkan hubungan antara *primary pressure* dan *expansion ratio* pada *secondary temperature* 70°C. Grafik pada gambar 4.10 mempunyai kesamaan dengan Gambar 4.9. Fenomena yang terjadi adalah semakin besarnya *primary pressure* maka semakin besar juga nilai dari *expansion ratio*. Nilai optimum dari *expansion ratio* terletak pada *primary pressure* 400 kPa dengan nilai *expansion ratio* sebesar 12,824. Nilai *expansion ratio* pada *convergent* dan *convergent-divergent nozzle* memiliki nilai yang sama dikarenakan variasi *primary pressure* pada masing-masing model *nozzle* memiliki variasi yang sama.

#### 4.4.3 Pengaruh *Convergent* dan *Convergent-Divergent Nozzle* terhadap *Expansion Ratio* Menggunakan Variasi *Primary Pressure* pada *Secondary Temperature* 60°C



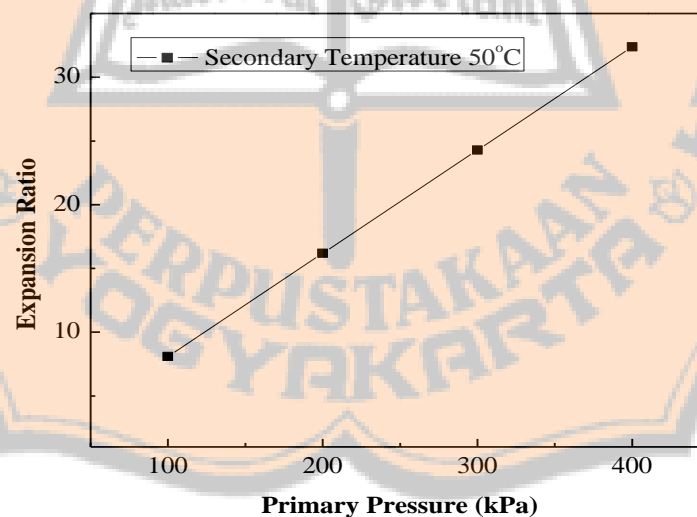
**Gambar 4.11** Grafik pengaruh model *nozzle* terhadap *expansion ratio* dengan variasi *primary pressure* pada *secondary temperature* 60°C.

Grafik pada Gambar 4.11 menunjukkan hubungan antara *primary pressure* dengan *expansion ratio* pada *secondary temperature* 60°C. *Primary pressure* yang meningkat akan menyebabkan meningkatnya *expansion ratio*. Nilai optimum dari *expansion ratio* terdapat pada *primary pressure* 400 kPa dengan nilai *expansion ratio*

*ratio* sebesar 20,576. Nilai *expansion ratio* pada *convergent* dan *convergent-divergent nozzle* memiliki nilai yang sama dikarenakan variasi *primary pressure* pada masing-masing model *nozzle* memiliki variasi yang sama.

#### 4.4.4 Pengaruh *Convergent* dan *Convergent-Divergent Nozzle* terhadap *Expansion Ratio* Menggunakan Variasi *Primary Pressure* pada *Secondary Temperature 50°C*

Pada Gambar 4.12 menunjukkan hubungan antara *primary pressure* dan *expansion ratio* pada *secondary temperature 50°C*. Fenomena yang terjadi adalah semakin besarnya *primary pressure* maka semakin besar juga nilai dari *expansion ratio*. Nilai *expansion ratio* terbesar dari grafik ini terdapat pada *primary pressure* 400 kPa dengan nilai *expansion ratio* sebesar 32,388. Nilai *expansion ratio* pada *convergent* dan *convergent-divergent nozzle* memiliki nilai yang sama dikarenakan variasi *primary pressure* pada masing-masing model *nozzle* memiliki variasi yang sama.

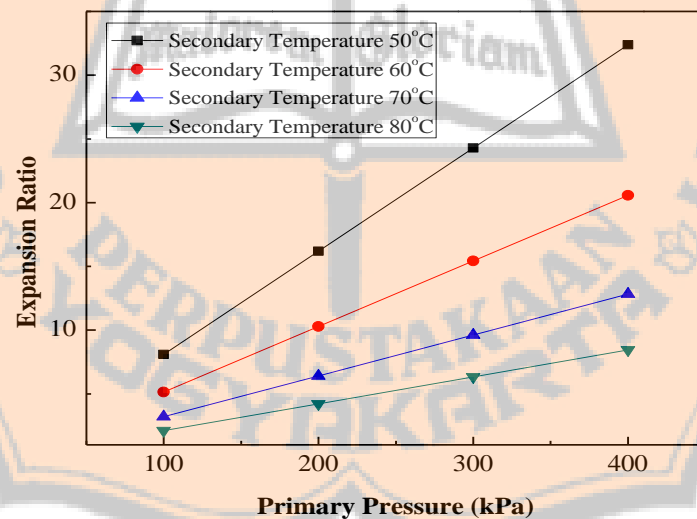


**Gambar 4.12** Grafik pengaruh model *nozzle* terhadap *expansion ratio* dengan variasi *primary pressure* pada *secondary temperature 50°C*.

#### 4.5 Pengaruh *Secondary Temperature* Terhadap Nilai *Expansion Ratio* Menggunakan Variasi *Primary Pressure* pada *Convergent* dan *Convergent-Divergent Nozzle*

Pada Gambar 4.13 menunjukkan hubungan antara *primary pressure* dan *expansion ratio* pada setiap variasi *secondary temperature*. *Primary pressure* tertinggi terdapat pada *secondary temperature* 50° C di setiap variasi *primary pressure*. *Expansion ratio* terendah terdapat pada *secondary temperature* 80° C di setiap variasi *primary pressure*.

*Primary pressure* yang meningkat akan menyebabkan kenaikan pada *expansion ratio*. *Secondary temperature* yang meningkat akan menyebabkan kenaikan pada *secondary pressure*. *Secondary pressure* yang meningkat akan menyebabkan menurunnya *expansion ratio*. Karena *Secondary temperature* yang konstan maka, *expansion ratio* akan meningkat seiring meningkatnya *primary pressure*.



**Gambar 4.13** Grafik pengaruh *secondary temperature* terhadap nilai *expansion ratio* dengan variasi *primary pressure* pada *convergent* dan *convergent-divergent nozzle*.

## BAB V

### PENUTUP

#### 5.1 Kesimpulan

Sesuai dengan hasil dan pembahasan dari eksperimental variasi *convergent* dan *convergent-divergent nozzle* maka didapatkan adanya pengaruh dari *primary pressure* dan *secondary temperature*. Dari pengaruh tersebut maka dapat disimpulkan :

1. Nilai optimum *entrainment ratio* pada *convergent nozzle* adalah 0,066 pada *secondary temperature* 70 °C dengan *primary pressure* 100 kPa, sedangkan untuk model *nozzle convergent-divergent* adalah 0,080 pada *secondary temperature* 70 °C *primary pressure* 100 kPa.
2. Pada model *nozzle convergent* maupun *convergent-divergent*, peningkatan *primary pressure* akan menyebabkan menurunnya nilai *entrainment ratio* pada semua variasi *secondary temperature*. Nilai optimum *entrainment ratio* pada model *nozzle convergent* untuk *secondary temperature* 80 °C yaitu 0,035, untuk *secondary temperature* 70 °C yaitu 0,066, untuk *secondary temperature* 60 °C yaitu 0,033 dan *secondary temperature* 50 °C yaitu 0,024. Sedangkan pada model *convergent-divergent* untuk *secondary temperature* 80 °C yaitu 0,069, untuk *secondary temperature* 70 °C yaitu 0,080, untuk *secondary temperature* 60 °C yaitu 0,058 dan *secondary temperature* 50 °C yaitu 0,047.
3. *Primary pressure* yang meningkat akan menyebabkan meningkatnya *expansion ratio*, sedangkan meningkatnya *secondary temperature* akan menyebabkan menurunnya *expansion ratio*. Nilai optimum *expansion ratio* adalah 32,388 pada *secondary temperature* 50° C *primary pressure* 400 kPa. Nilai *expansion ratio* pada *convergent* dan *convergent-divergent nozzle* memiliki nilai yang sama dikarenakan variasi *primary pressure* pada masing-masing model *nozzle* memiliki variasi yang sama.

## 5.2 Saran

Penelitian yang telah dilakukan masih memiliki banyak kekurangan, berikut beberapa saran untuk penelitian berikutnya :

1. Perbanyak mempelajari jurnal tentang *steam ejector* yang berkaitan dengan model *nozzle convergent* dan *convergent-divergent*.
2. Memperbaiki alat ukur yang digunakan dalam penelitian *steam ejector* agar mendapatkan data yang lebih akurat.
3. Memilih geometri *nozzle* agar memperoleh hasil performa *steam ejector* yang lebih baik.



## DAFTAR PUSTAKA

- Anonim. 2012a. Ejector refrigeration systems description of technology, online:, <http://www.grimsby.ac.uk/documents/defra/tech-ejector.pdf>, diunduh 13 November 2014
- Anonim. 2012b. Ejector and ejector theory, online : [http://proditec.cl/images/Teoria\\_y\\_Principios\\_Eyectores.pdf](http://proditec.cl/images/Teoria_y_Principios_Eyectores.pdf), diunduh 7 Januari 2015
- Aphornratana, S.E., and Ian, W. 1997. A small capacity steam-ejector refrigerator : experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle, *International Journal Refrigerator*, vol. 20, no. 5, pp. 352-358
- Ariafar, K. 2012. Performance evaluation of a model thermocompressor using computational fluid dynamics, *International Journal of Mechanics*, issue 1, vol 6, pp. 35-42
- Ariafar, K., Buttsworth, D., Sharifi, N., and Malpress, R. 2014. Ejector primary nozzle steam condensation : area ratio effects and mixing layer development, *Applied Thermal Engineering*, vol. 71, pp. 519-527
- Bachtiar., 2010. Analisa Pengaruh Variasi Sudut Mixing Chamber Inlet Terhadap Entrainment Ratio Pada Steam Ejector Dengan Menggunakan CFD, Program studi teknik mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muria Kudus
- Barroso, J., Lozano, A., Barreras, F., and Lincheta, E. 2014. Analysis and prediction of the spray produced by an internal mixing chamber twin-fluid nozzle, *Fuel Processing Technology*, vol. 128, pp. 1-9
- Chandra, V.V., and Ahmed, M.R. 2014. Experimental and computational studies on a steam jet refrigeration system with constant area and variable area ejectors, *Energy Conversion and Management*, vol. 79, pp. 377-386



- Chen, Y.M., and Sun, C.Y. 1997. Experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 15, pp. 384-394
- Chunnanond, K., and Aphornratana, S. 2004. An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector, *Applied Thermal Engineering*.
- El-Dessouky, H., Ettouney, H., Alatiqi, I., and Al-Nuwaibit, G. 2002. Evaluation of steam jet ejectors, *Chemical Engineering and Processing*, vol. 41, pp. 551-561
- Fahris, M., Utomo, T.S., and Syaiful. 2014. Pengaruh tekanan *boiler* dan variasi panjang *throat* terhadap performa *steam ejector*, *Jurnal Simetris*, vol. 5, no. 1, pp. 57-66
- Harinaldi, Budiarto, 2015, Sistem Fluida, Penerbit Erlangga, Jakarta.
- Keenan, J.H., Neuman, E.P., and Lustwerk, F. 1950. An investigation of ejector design by analysis and experiment, *J.Appl.Mech.Trans.*, ASME 17, pp. 299-311
- Khamdani, Fatih, Yohana, and Eflita. 2014. Studi eksperimental aliran campuran air-crude oil yang melalui pipa pengecilan mendadak horizontal berpenampang lingkaran. Undergraduate Thesis, Mechanical Engineering Departement, Faculty Engineering of Diponegoro University, pp.
- Kurniawan, R., Utomo, T.S., and Saiful. 2014. Kaji eksperimental pengaruh perubahan geometri *ejector* pada performa sistem refrigerasi *steam ejector* : Proceedings Seminar Nasional Teknik Mesin Universitas Trisakti, KE18.1-18.8
- Martinez, I., 2016. Nozzles
- McGovern, R.K., Bulusu, K.V., Antar, M.A., and Lienhard, J.H. 2012. One-dimensional model of an optimal ejector and parametric study of ejector efficiency, 25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation (ECOS) and Environmental Impact of Energy System, Perugia, Italy, June 2012

- Ruangtrakoon, N., Aphornratana, S., Sriveerakul, T., 2011. Experimental studies of a steam jet refrigeration cycle : Effect of the primary nozzle geometries to system performance. *Experimental Thermal and Fluid Science*, ELSEVIER
- Safarudin, D. 2011. Simulasi variasi tekanan inlet dan posisi nozzle ejector terhadap tingkat ke-vacuum-an pada steam ejector di PLTP Kamojang. Program Magister Bidang Keahlian Rekayasa Konversi Energi, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh November, Surabaya
- Sriveerakul, T., Aphornratana, S., and Chunnanond, K. 2007. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics (Part 1) : Validation of the CFD results, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 46, pp. 812-822
- Triatmodjo, Bambang, 2014, *Hidraulika*, Beta Offset, Yogyakarta.
- Vahaji, S., Akbarzadeh, A., Date, A., and Cheung, S.C.P. 2015. Study on the efficiency of a convergent-divergent two-phase nozzle as a motive force for power generation from low temperature geothermal resource, *Proceeding World Geothermal Congress*, Melbourne, Australia, pp. 1-14
- White F.M., 1991, "Fluid Mechanics", 2th edition, New York, United States of America, McGraw-Hill
- Wu, H., Liu, Z., Han, B., and Li, Y. 2014. Numerical investigation of the influences of mixing chamber geometries on steam ejector performance: *Journal Desalination*, vol. 353, pp. 15-20
- Zu, Y., and Jiang, P. 2014. Experimental and analytical studies on the shock wave length in convergent and convergent-divergent nozzle ejectors, *Energy Conversion and Management*, vol. 88, pp. 907-914

## LAMPIRAN

**Lampiran A.1 Data Hasil Percobaan Variasi *Convergent Nozzle***

Boiler			Evaporator			Outlet Ejector	
P (kPa)	T (°C)	$\Delta h$ (cm)	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	$\Delta h$ (cm)	T <sub>1</sub> (°C)	$\Delta h$ (cm)
100	110,1	4	80	79,8	0,1	96,9	0,4
	112,6	3	70	69,4	0,4	96,4	0,3
	111,5	6	60	59,6	0,3	96,5	0,2
	113,2	5	50	49,5	0,2	97,1	-0,1
200	120,5	13	80	79,8	-0,05	93,4	0,8
	118,3	11	70	69,9	-0,15	95,1	0,6
	122	14	60	59,6	-0,1	94,7	0,4
	123	12	50	49,8	-0,2	96,8	0,2
300	130,4	20	80	79,5	0,4	91,9	0,6
	130,8	20,6	70	69,8	-0,2	94,3	1
	130,1	23	60	59,9	-0,6	90,9	-0,4
	129,5	20	50	49,6	-0,4	90,3	-1
400	139,2	34	80	79,9	1	91,6	0,5
	140,8	31	70	69,3	0,8	96,3	-0,2
	141,6	35	60	59,6	0,6	95,5	0,6
	140,6	35,4	50	49,2	-0,5	90,2	1

**Lampiran A.2 Data Hasil Percobaan Variasi *Convergent-Divergent Nozzle***

Boiler			Evaporator			Outlet Ejector	
P (kPa)	T (°C)	Δh (cm)	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	Δh (cm)	T <sub>1</sub> (°C)	Δh (cm)
100	110,1	4	80	81,9	0,4	98,5	0,2
	112,6	3	70	67,6	0,6	98,3	0,4
	111,5	6	60	58,4	1	98,6	0,2
	113,2	5	50	50,3	0,8	100	0,4
200	120,5	13	80	79,3	0,2	98,7	0,5
	118,3	11	70	70,6	0,1	95,4	0,4
	122	14	60	59,8	0,4	97,7	0,4
	123	12	50	50,3	0,2	97,2	0,6
300	130,4	20	80	80,2	0,6	97,2	0,6
	130,8	20,6	70	69,1	1	97,8	0,6
	130,1	23	60	59,2	0,2	98,1	1
	129,5	20	50	50,2	-1,2	96,6	0,2
400	139,2	34	80	79,9	-0,1	71,5	0,4
	140,8	31	70	69,4	-0,2	73,5	-0,6
	141,6	35	60	59,8	-0,1	82,5	-0,4
	140,6	35,4	50	47,7	0,1	82,6	-1,6

**Lampiran B.1 Data Hasil Pengolahan Data Variasi *Convergent Nozzle***

Boiler	Evaporator	Entrainment Ratio	Expansion Ratio
P (kPa)	T <sub>2</sub> (°C)		
100	80	0,03596	2,110
	70	0,06628	3,206
	60	0,03319	5,144
	50	0,02477	8,097
200	80	0,01045	4,220
	70	0,01564	6,412
	60	0,00942	10,288
	50	0,01149	16,194
300	80	0,01839	6,330
	70	0,01085	9,618
	60	0,01395	15,432
	50	0,01010	24,291
400	80	0,01919	8,441
	70	0,01497	12,825
	60	0,00994	20,576
	50	0,00741	32,389

**Lampiran B.2 Data Hasil Pengolahan Data Variasi *Convergent-Divergent***

***Nozzle***

Boiler	Evaporator	Entrainment Ratio	Expansion Ratio
P (kPa)	T <sub>2</sub> (°C)		
100	80	0,06903	2,110
	70	0,08039	3,206
	60	0,05869	5,144
	50	0,04727	8,097
200	80	0,01984	4,220
	70	0,01297	6,412
	60	0,01788	10,288
	50	0,01149	16,194
300	80	0,02233	6,330
	70	0,02331	9,618
	60	0,00834	15,432
	50	0,01697	24,291
400	80	0,00644	8,441
	70	0,00776	12,825
	60	0,00432	20,576
	50	0,00354	32,389

### Lampiran C.1 Contoh Perhitungan

Sebagai contoh perhitungan akan digunakan data pada *convergent nozzle* dengan *primary pressure* 100 kPa dan *secondary temperature* 80 °C. Data yang diketahui adalah sebagai berikut :

$$P_1 = 100 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 110,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta h = 4 \text{ cm}$$

$$T_2 = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta h_e = 0,1 \text{ mm}$$

$$D_2 = 0,0125 \text{ m (Diameter orifice)}$$

$$D = 0,026 \text{ m (Diameter saluran)}$$

Ditanya :  $\dot{m}_p$ ,  $\dot{m}_k$ ,  $\omega$ ,  $Er$

Jawab :

**Menghitung primary mass flow rate ( $\dot{m}_p$ )**

**Mencari konstanta gas (R)**

$M = 18,02 \text{ kg/kmol}$  (massa relatif air)

$\Lambda = 8314 \text{ J/kmol.K}$  (tetapan umum gas untuk tekanan Pa)

$$R = \frac{\Lambda}{M} = 8314/18,02 = 461,376 \text{ m}^2/\text{s}^2 \cdot \text{K}$$

**Mencari massa jenis pada tekanan 100 kPa**

$$P_1 = 100 \text{ kPa} = 100000 \text{ Pa}$$

$$T_1 = 110,1 \text{ } ^\circ\text{C} = 383,1 \text{ K}$$

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} = 100000/(461,376 \times 383,1) = 0,565 \text{ kg/m}^3$$

**Konversi perbedaan tekanan**

$$\Delta h = 4 \text{ cmHg}$$

$$1 \text{ cmHg} = 1333,2239 \text{ Pa}$$

$$4 \text{ cmHg} = 5332,896 \text{ Pa}$$

**Mencari kecepatan hilir (setelah melewati plat orifice)**

$$V_2 = \left[ \frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - D_2^4 / D^4)} \right]^{1/2}$$

$$V_2 = \left[ \frac{2(5332,895)}{0,565(1 - 0,0125^4 / 0,026^4)} \right]^{1/2}$$

$$V_2 = 141,1246 \text{ m/s}$$

**Mencari kecepatan hulu (sebelum melewati plat orifice)**

$$V_1 = V_2 \left( \frac{D_2}{D} \right)^2$$

$$V_1 = 141,1246 \left( \frac{0,0125}{0,026} \right)^2$$

$$V_1 = 32,61941 \text{ m/s}$$

**Mencari Reynold Number**

$$\mu @ 383,1 \text{ K} = 1,261 \times 10^{-5} \text{ Nd/m}^2$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1,261 \times 10^{-5}}{0,565} = 2,2288 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Re} = \frac{V_1 \cdot D}{\nu} = \frac{32,61941 \times 0,026}{2,5806 \times 10^{-5}} = 38051,08$$

**Mencari Coefficient of Discharge (Cd)**

$$\beta = \frac{D_2}{D} = 0,0125/0,026 = 0,480 \text{ m}$$

$$f = 0,5959 + 0,0312 \cdot \beta^{2,1} - 0,184 \cdot \beta^8$$

$$f = 0,5959 + 0,0312 \cdot (0,480)^{2,1} - 0,184 \cdot (0,480)^8$$

$$f = 0,5960$$

$$F_1 = 0,433 \text{ \& } F_2 = 0,47$$



$$Cd = f(\beta) + 91,71\beta^{2.5} \text{Re}^{-0.75} + \frac{0,09\beta^4}{1-\beta^4} F_1 - 0,03337\beta^3 F_2$$

$$Cd = 0,602 + 91,71(0,48)^{2.5} (38051,08)^{-0.75} + (0,09(0,48)^4)/1 - (0,48)^4 (0,433) - 0,00337(0,48)^3(0,47)$$

$$Cd = 0,610$$

#### Mencari Luas Throat Orifice ( $A_t$ )

$$A_t = \frac{\pi}{4} D_2^2$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} 0,0125^2 = 0,000122 \text{ m}^2$$

#### Mencari Debit ( $Q$ )

$$Q = Cd \cdot A_t \left[ \frac{2(P_1 - P_2) / \rho}{1 - \beta^4} \right]^{1/2}$$

$$Q = 0,610,26 \cdot 0,000122 \left[ \frac{2(5332,895) / 0,565}{1 - 0,480^4} \right]^{1/2}$$

$$Q = 0,0105 \text{ m}^3/\text{s}$$

#### Mencari primary mass flow rate ( $\dot{m}_p$ )

$$\dot{m}_p = \rho \cdot Q$$

$$\dot{m}_p = 0,565 \cdot 0,0105$$

$$\dot{m}_p = 0,0059 \text{ kg/s}$$

#### Menghitung secondary mass flow rate ( $\dot{m}_s$ )

#### Mencari konstanta gas ( $R$ )

$$M = 18,02 \text{ kg/kmol (massa relatif air)}$$

$$\Lambda = 8314 \text{ J/kmol.K (tetapan umum gas untuk tekanan Pa)}$$

$$R = \frac{\Lambda}{M} = 8314/18,02 = 461,376 \text{ m}^2/\text{s}^2.\text{K}$$

**Mencari massa jenis pada suhu evaporator 80 °C**

$$T_2 = 80 \text{ °C} = 353 \text{ K}$$

$$P_2 = P @ (T=80 \text{ °C}) = 0,4739 = 47390 \text{ Pa}$$

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} = 47390 / (461,376 \times 353) = 0,290 \text{ kg/m}^3$$

**Konversi perbedaan tekanan**

$$\Delta h = 0,1 \text{ cm} = 0,1 \times 10 \times (1130/1000) \times 98,05 = 11,0853 \text{ Pa}$$

**Mencari kecepatan hilir (setelah melewati plat orifice)**

$$V_2 = \left[ \frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - D_2^4 / D^4)} \right]^{1/2}$$

$$V_2 = \left[ \frac{2(11,0853)}{0,290(1 - 0,0125^4 / 0,026^4)} \right]^{1/2}$$

$$V_2 = 8,971 \text{ m/s}$$

**Mencari kecepatan hulu (sebelum melewati plat orifice)**

$$V_1 = V_2 \left( \frac{D_2}{D} \right)^2$$

$$V_1 = 8,971 \left( \frac{0,0125}{0,026} \right)^2$$

$$V_1 = 2,073 \text{ m/s}$$

**Mencari Reynold Number**

$$\mu @ 353 \text{ K} = 1,1588 \times 10^{-5} \text{ Nd/m}^2$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1,1588 \times 10^{-5}}{0,290} = 3,9824 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Re} = \frac{V_1 \cdot D}{\nu} = \frac{2,073 \times 0,026}{3,9824 \times 10^{-5}} = 1353,873$$

**Mencari Coefficient of Discharge (Cd)**

$$\beta = \frac{D_2}{D} = 0,0125/0,026 = 0,480 \text{ m}$$

$$f = 0,5959 + 0,0312 \cdot \beta^{2.1} - 0,184 \cdot \beta^8$$

$$f = 0,5959 + 0,0312 \cdot (0,480)^{2.1} - 0,184 \cdot (0,480)^8$$

$$f = 0,5960$$

$$F_1 = 0,433 \text{ \& } F_2 = 0,47$$

$$Cd = f(\beta) + 91,71\beta^{2.5} Re^{-0.75} + \frac{0,09\beta^4}{1-\beta^4} F_1 - 0,03337\beta^3 F_2$$

$$Cd = 0,602 + 91,71(0,48)^{2.5} (1353,873)^{-0.75} + (0,09(0,48)^4)/1 - (0,48)^4 (0,433) - 0,00337(0,48)^3(0,47)$$

$$Cd = 0,671$$

**Mencari Luas Throat Orifice (At)**

$$At = \frac{\pi}{4} D_2^2$$

$$At = \frac{\pi}{4} 0,0125^2 = 0,000122 \text{ m}^2$$

**Mencari Debit (Q)**

$$Q = Cd \cdot At \left[ \frac{2(P_1 - P_2) / \rho}{1 - \beta^4} \right]^{1/2}$$

$$Q = 0,671 \cdot 0,000122 \left[ \frac{2(11,0853) / 0,290}{1 - 0,480^4} \right]^{1/2}$$

$$Q = 0,0007 \text{ m}^3/\text{s}$$

**Mencari secondary mass flow rate ( $\dot{m}_s$ )**

$$\dot{m}_s = \rho \cdot Q$$

$$\dot{m}_s = 0,290 \cdot 0,0007$$

$$\dot{m}_s = 0,0002 \text{ kg/s}$$

**Mencari entrainment ratio**

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} = \frac{0,0002}{0,00059} = 0,0359$$

**Mencari expansion ratio**

$$P_p = 100 \text{ kPa} = 100000 \text{ Pa}$$

$$P_s = P @ (T=80 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 0,4739 \text{ bar} = 47390 \text{ Pa}$$

$$Er = \frac{P_p}{P_s} = 2,11$$

