



TUGAS AKHIR – ME 141501

**PERANCANGAN TABUNG VORTEKS UNTUK SISTEM
PENGONDISIAN UDARA PADA RUANG AKOMODASI KAPAL
PENUMPANG**

Revian Arief Putra
NRP 0421144000083

Dosen Pembimbing
Ir. Amiadji, M.Sc.
Ede Mehta Wardhana, ST., MT.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018**



TUGAS AKHIR - ME 141501

**PERANCANGAN TABUNG VORTEKS UNTUK SISTEM
PENGONDISIAN UDARA PADA RUANG AKOMODASI KAPAL
PENUMPANG**

Revian Arief Putra
NRP 04211440000083

Dosen Pembimbing
Ir. Amiadji, M.Sc.
Ede Mehta Wardhana, ST., MT.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



FINAL PROJECT - ME 141501

DESIGN OF VORTEX TUBE FOR AIR CONDITIONING SYSTEM AT ACCOMMODATION ROOM IN PASSENGER SHIP

Revian Arief Putra
NRP 0421144000083

Supervisors

Ir. Amiadji, M.Sc.
Ede Mehta Wardhana, ST., MT.

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN TABUNG VORTEKS UNTUK SISTEM PENGONDISIAN UDARA PADA RUANG AKOMODASI KAPAL PENUMPANG

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Revian Arief Putra
NRP 0421144000083

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

Ir. Amiadji, M.Sc.
NIP. 1961 0324 1988 03 1001

()

Ede Mehta Wardhana, ST., MT.
NIP. 1992 2017 11048

()

Surabaya,
Juli 2018

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN TABUNG VORTEKS UNTUK SISTEM PENGONDISIAN UDARA PADA RUANG AKOMODASI KAPAL PENUMPANG

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi *Marine Machinery and System (MMS)*
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Revian Arief Putra
NRP 0421144000083

Disetujui oleh :
Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :



DEPARTEMEN
Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST., MT
NIP. 1977-0802 2008 01 1007

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

PERANCANGAN TABUNG VORTEKS UNTUK SISTEM PENGONDISIAN UDARA PADA RUANG AKOMODASI KAPAL PENUMPANG

Nama Mahasiswa : Revian Arief Putra
NRP : 0421144000083
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan ITS
Dosen Pembimbing 1 : Ir. Amiadji, M.Sc.
Dosen Pembimbing 2 : Ede Mehta Wardhana, ST., MT.

ABSTRAK

Sistem pengondisian udara di ruang akomodasi kapal penumpang merupakan sistem yang dirancang untuk kenyamanan dan kesehatan operator kapal (ABK) dan penumpang. Sistem pengondisian udara di kapal umumnya menggunakan sistem kompresi uap dimana kelemahan sistem ini adalah tidak ramah lingkungan. Salah satu solusi untuk pendinginan ruangan yang ramah lingkungan adalah tabung vortex, yaitu sebuah alat mekanik yang memungkinkan untuk memisahkan aliran udara bertekanan yang masuk ke dalam tabung vorteks secara tangensial menjadi aliran udara dingin dan panas tanpa adanya reaksi kimia atau suplai energi dari luar. Tujuan tugas akhir ini adalah untuk mengetahui kemampuan desain tabung vorteks sebagai pengondisian udara ruang akomodasi di kapal penumpang. Prototipe tabung vorteks didesain berdasarkan penelitian sebelumnya, dimana untuk menganalisa kemampuan desain tabung vorteks dilakukan pengujian dengan memvariasikan tekanan udara masuk dan bukaan katup tabung vorteks sehingga dapat diketahui penurunan suhu, kapasitas pendinginan, efisiensi pendinginan dan coefficient of performance (COP) dari desain tabung vorteks. Hasil analisis didapatkan bahwa prototipe tabung vorteks yang dirancang memiliki efisiensi pendinginan tertinggi pada kondisi tekanan udara masuk 4 bar dan bukaan katup $\frac{1}{2}$ putaran dimana nilainya sebesar 21,4%. Prototipe tabung vorteks memiliki nilai COP tertinggi sebesar 0,2944 pada saat kondisi tekanan udara masuk 4 bar dan bukaan katup 0 putaran atau tertutup rapat. Hasil implementasi prototipe tabung vorteks di ruang akomodasi kapal penumpang dengan beban panas 21,2 kW adalah berupa rekomendasi sistem tabung vorteks dan desain alternatif tabung vorteks yang memiliki nilai COP sebesar 0,925.

Kata kunci : Tabung Vorteks, Sistem Pengondisian Udara, Ruang Akomodasi.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DESIGN OF VORTEX TUBE FOR AIR CONDITIONING SYSTEM AT ACCOMMODATION ROOM IN PASSENGER SHIP

Name of Student : Revian Arief Putra
NRP : 0421144000083
Departement : Marine Engineering
Supervisor 1 : Ir. Amiadji, M.Sc.
Supervisor 2 : Ede Mehta Wardhana, ST., MT.

ABSTRACT

Air conditioning system at accommodation room in passenger ship is a system that design for comfort and health for crews and passenger. Air conditioning system in ship usually use vapour compression system, however this system is not environmentally friendly. One of the solution for this problem is by using vortex tube as air conditioning system, which is a device that enables the separation of hot and cold air as compressed air flows tangentially into the vortex chamber through inlet nozzles. The purpose of this thesis is to know the capability of vortex tube as air conditioning system at accommodation room in passenger ship The prototype of the vortex tube is designed based on previous research, where to analyse the capability of the vortex tube, it was tested by varying the air pressure and vortex tube valve opening so it can be known the temperature drop, cooling capacity, cooling efficiency and coefficient of performance (COP) from the vortex tube. The results of the analysis show that the prototype of vortex tube has the highest cooling efficiency at 4 bar entry air pressure and valve half open where the cooling efficiency is 21.4%. The prototype of the vortex tube has the highest COP of 0.2944 when the inlet air pressure condition is 4 bar and valve is tightly closed. The result of applying prototype of vortex tube at accommodation room in passenger ship with heat load of 21,2 kW is a recommendation of the vortex tube system and the alternative design of vortex tube which has COP of 0,925.

Keywords : Vortex Tube, Air Conditioning System, Accomodation Room.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT, Tuhan Yang Maha Pengasih Maha Penyayang, yang telah memberikan rahmat, keberkahan serta bimbingan-Nya, sehingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul **“Perancangan Tabung Vorteks Untuk Sistem Pengondisian Udara Pada Ruang Akomodasi Kapal Penumpang”** dengan baik dan tepat waktu. Dimana tugas akhir ini diajukan sebagai salah satu syarat kelulusan program studi sarjana di Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS.

Penulis menyadari, terselesaikannya Tugas Akhir ini tidak lepas dari bantuan dan dukungan dari banyak pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan rasa terimakasih yang mendalam kepada pihak-pihak di bawah ini :

1. Kedua orang tua penulis, Ibu Endah Setijowati dan Bapak Supriyanto yang terus memberikan dukungan, semangat dan senantiasa mendoakan penulis dalam melakukan segala aktivitas selama perkuliahan dan penulisan tugas akhir ini.
2. Para saudara penulis, Rheza Rahmadika Putra dan Restantiana Rahmania Putri yang memberikan selalu memberikan motivasi dan semangat dalam kehidupan penulis.
3. Bapak Dr. Eng. Badrus Zaman, ST., MT. selaku kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan yang telah mendukung tercapainya skripsi ini melalui fasilitas yang ada.
4. Bapak Ir. Amiadji, M.Sc. selaku dosen pembimbing pertama penulis yang senantiasa mengarahkan dan memberi masukan pada saat proses penelitian dan pembelajaran baik di perkuliahan maupun diluar perkuliahan yang berkaitan dengan sikap.
5. Bapak Ede Mehta Wardhana, ST., MT. selaku dosen pembimbing kedua penulis yang turut membimbing penulis dalam menyelesaikan penelitian, yang juga senantiasa memberikan motivasi, saran dan wawasan kepada penulis.
6. Seluruh dosen, tenaga kependidikan serta manajemen Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK – ITS.
7. Seluruh Pengurus Harian Jamaah Masjid Manarul Ilmi (JMMI) kabinet Inspirasi, yang telah memberikan ilmu, nasehat dan semangat kepada penulis dalam segala aktivitas di JMMI ITS.
8. Seluruh pengurus Badan Pelayanan Umat (BPU) JMMI ITS yang telah bersama – sama menjadi teman seperjuangan dalam berbuat kebaikan bagi sesama dan memberikan semangat bagi penulis.
9. Seluruh member laboratorium *Marine Machinery and System* (MMS) yang telah memberikan ilmu dan dukungan dalam menyelesaikan skripsi.
10. Teman-teman MERCUSUAR’14 yang selalu membantu dan mendukung selama menjalani perkuliahan di Departemen Teknik Sistem Perkapalan
11. Kepada pihak yang tidak bisa disebutkan satu per satu, terima kasih atas segala bantuan dan dukungan yang telah diberikan kepada penulis.

Apabila pada penelitian yang dilakukan dalam tugas akhir ini terdapat kesalahan atau kekurangan, maka penulis sangat terbuka untuk menerima kritik dan saran untuk dapat menyempurnakan penelitian ini.

Akhir kata, penulis berharap semoga apa yang tertulis dalam tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi penulis khususnya maupun pembaca pada umumnya.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	v
LEMBAR PENGESAHAN.....	vii
KATA PENGANTAR.....	xiii
DAFTAR ISI.....	xv
DAFTAR GAMBAR.....	xix
DAFTAR TABEL.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
I.1 Latar Belakang.....	1
I.2 Perumusan Masalah.....	1
I.3 Batasan Masalah.....	2
I.4 Tujuan Penelitian.....	2
I.5 Manfaat Penelitian.....	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	3
II.1 Aliran Vorteks.....	3
II.2 Tabung Vorteks.....	3
II.3. Jenis Tabung Vorteks.....	4
II.4 Prinsip Kerja Tabung Vorteks.....	5
II.5 Proses Perpindahan Energi pada Tabung Vorteks.....	7
II.6 Persamaan Hukum Termodinamika Tabung Vorteks.....	9
II.6.1 Hukum Konservasi Massa.....	9
II.6.2 Suhu Udara.....	9
II.6.3 Fraksi Massa Udara Dingin.....	9
II.6.4 Kapasitas Pendinginan Tabung Vorteks.....	9
II.6.5 COP Tabung Vorteks.....	10
II.6.6 Efisiensi Pendinginan Tabung Vorteks.....	10
II.7 Beban Panas Ruangan.....	10
II.7.1 Beban Panas Transmisi.....	11
II.7.2 Beban Panas Radiasi Matahari.....	11
II.7.3 Beban Panas Penghuni Ruangan.....	12
II.7.4 Beban Panas Lampu dan Peralatan Lain.....	12
II.8 Kapasitas Udara.....	12
II.9 Penelitian Sebelumnya.....	13
II.9.1 K. Dincer, S. Baskaya, B. Z. Uysal (2007).....	13
II.9.2 Volkan Kirmaci (2009).....	13
II.9.3 Alek Ari Wibowo (2012).....	13
II.9.4 Rahmad Setya Darmawan (2013).....	14
II.9.5 Esa Finisari (2014).....	14
BAB III METODE PENELITIAN.....	15
III.1 Identifikasi dan Perumusan Masalah.....	16
III.2 Studi Literatur.....	16
III.3 Desain Alat dan Pemilihan Bahan.....	16
III.4 Pembuatan Alat dan Uji Coba.....	17

III.5 Pengambilan Data.....	17
III.5.1 Persiapan Aparatus	18
III.5. 2 Instalasi Percobaan	21
III.5. 3 Langkah Percobaan.....	22
III.6 Perhitungan dan Pembahasan	22
III.7 Kesimpulan dan Saran.....	23
BAB IV RANCANG BANGUN PROTOTIPE	25
IV.1 Umum.....	25
IV.2 Penentuan Dimensi Tabung Vorteks	25
IV.3 Perhitungan Penurunan Tekanan.....	26
IV.4 Perhitungan Temperatur Udara Dingin	28
IV.5 Perhitungan Teoritis COP Tabung Vorteks.....	29
IV.6 Desain Prototipe Tabung Vorteks	30
BAB V HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN	33
V.1 Umum	33
V.2 Hasil Penelitian.....	33
V.3 Perhitungan Laju Massa Aliran dan Fraksi Massa Udara Dingin.....	34
V.4 Pengaruh Tekanan Udara Masuk dan Bukaannya Katup Terhadap Suhu Keluaran Tabung Vorteks	37
V.4.1 Pengaruh Tekanan Udara Masuk dan Bukaannya Katup Terhadap Penurunan Suhu.....	37
V.4.2 Pengaruh Tekanan dan Bukaannya Katup Terhadap Kenaikan Suhu	38
V.5 Kapasitas Pendinginan Tabung Vorteks	40
V.5.1 Perhitungan Kapasitas Pendinginan Tabung Vorteks.....	40
V.5.2 Pengaruh Tekanan Udara Masuk dan Bukaannya Katup Terhadap Kapasitas Pendinginan Tabung Vorteks	42
V.6 Efisiensi Pendinginan dan COP Tabung Vorteks	43
V.6.1 Perhitungan Efisiensi Pendinginan	43
V.6.2 Perhitungan COP Tabung Vorteks	44
V.6.3 Pengaruh Tekanan Udara Masuk dan Bukaannya Katup Terhadap Efisiensi Pendinginan Tabung Vorteks	46
V.6.4 Pengaruh Tekanan Udara Masuk dan Bukaannya Katup Terhadap COP Tabung Vorteks	47
V.7 Beban Panas Ruang Akomodasi Kapal Penumpang.....	49
V.7.1 Beban Panas Transmisi.....	49
V.7.2 Beban Panas Akibat Radiasi Sinar Matahari	51
V.7.3 Beban Panas Akibat Lampu Penerangan	52
V.7.4 Beban Panas Akibat Penghuni Ruangan.....	52
V.7.5 Total Beban Panas	53
V.8 Implementasi Tabung Vorteks sebagai Sistem Pengondisian Udara.....	54
V.9 Desain Alternatif Tabung Vorteks.....	60
BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN.....	67
VI.1 Kesimpulan.....	67

VI.2 Saran.....	67
DAFTAR PUSTAKA.....	69
BIODATA PENULIS.....	83

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Aliran Vorteks.....	3
Gambar 2.2 Skema Tabung Vorteks	4
Gambar 2.3 Skema Aliran dalam Tabung Vorteks	4
Gambar 2.4 Tabung Vorteks Tipe Counter-flow	5
Gambar 2.5 Tabung Vorteks Tipe Uni-flow.....	5
Gambar 2.6 Representasi Sederhana dari Arus Heliks untuk Gas Panas dan Dingin.....	6
Gambar 2.7 Skematik diagram dari flux energi pada tabung vorteks.....	7
Gambar 3.1 Rencana rancangan tabung vorteks tampak samping dan tampak potongan AA	17
Gambar 3.2 Kompresor.....	19
Gambar 3.3 Termometer TASI-8620.....	19
Gambar 3.4 Hot Wire Anemometer.....	20
Gambar 3.5 Pressure gauge	20
Gambar 3.6 Pengukuran Tekanan Udara di Sisi Dingin.....	21
Gambar 3.7 Pengukuran Volume Aliran dan Suhu Udara Keluaran	21
Gambar 3.8 Buka-an Katup Tabung Vorteks.....	22
Gambar 4.1 Desain Tabung Vorteks.....	25
Gambar 4.2 Moody Diagram	27
Gambar 4.3 Desain Orifice	30
Gambar 4.4 Desain Tabung Utama.....	30
Gambar 4.5 Desain Vorteks Generator.....	31
Gambar 4.6 Desain Katup Tabung Vorteks	31
Gambar 4.7 Hasil Pembuatan Prototipe Tabung Vorteks	31
Gambar 5.1 Grafik Penurunan Suhu Terhadap Fraksi Massa Udara Dingin Pada Berbagai Variasi Tekanan	37
Gambar 5.2 Grafik Kenaikan Suhu Terhadap Fraksi Massa Udara Dingin Pada Berbagai Variasi Tekanan.....	39
Gambar 5.3 Grafik Kapasitas Pendinginan Terhadap Fraksi Massa Udara Dingin Pada Berbagai Variasi Tekanan	43
Gambar 5.4 Grafik Efisiensi Pendinginan Terhadap Fraksi Massa Udara Dingin Pada Berbagai Variasi Tekanan	47
Gambar 5.5 Grafik COP Terhadap Fraksi Massa Udara Dingin Pada Berbagai Variasi Tekanan	48
Gambar 5.6 Standar Posisi Ruang-an Akomodasi	49
Gambar 5.7 Pembagian Zona Ruang-an Akomodasi	56
Gambar 5.8 Rencana Sistem Tabung Vorteks	59
Gambar 5.9 Desain Alternatif Tabung Vorteks Tampak Samping	62

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Aktivitas tubuh dan emisi panas	12
Tabel 2.2 Panas dari Lampu	12
Tabel 3.1 Dimensi Tabung Vorteks	18
Tabel 4.1 Dimensi Tabung Vorteks	26
Tabel 4.2 Penurunan Tekanan pada Tabung Vorteks	28
Tabel 4.3 Suhu Udara Dingin pada Tabung Vorteks saat $\mu_c = 1$	29
Tabel 4.4 Suhu Udara Dingin pada Tabung Vorteks saat $\mu_c = 0,5$	29
Tabel 4.5 Perhitungan Teoritis COP Tabung Vorteks	30
Tabel 5.1 Hasil Pengukuran	33
Tabel 5.2 Hasil Perhitungan Massa Aliran dan Fraksi Massa Udara Dingin	35
Tabel 5.3 Hasil Perhitungan Kapasitas Pendinginan	41
Tabel 5.4 Hasil Perhitungan Efisiensi Pendinginan dan COP Tabung Vorteks	45
Tabel 5.5 Hasil Perhitungan Beban Transmisi	50
Tabel 5.6 Hasil Perhitungan Beban Panas Akibat Radiasi Matahari	51
Tabel 5.7 Hasil Perhitungan Beban Panas Akibat Lampu Penerangan	52
Tabel 5.8 Hasil Perhitungan Suhu Udara Dingin	54
Tabel 5.9 Hasil Perhitungan Volume Aliran Udara Dingin dan Volume Aliran Masuk yang Dibutuhkan Tabung Vorteks	57
Tabel 5.10 Spesifikasi <i>Air Receiver</i> dan Kompresor	58
Tabel 5.11 Hasil perhitungan waktu pemakaian dan pengisian air receiver	59
Tabel 5.12 Hasil Perhitungan Kecepatan Udara Dingin	62
Tabel 5.13 Perubahan Dimensi Tabung Vorteks	62
Tabel 5.14 Hasil Perhitungan Penurunan Tekanan Tabung Vorteks Alternatif	63
Tabel 5.15 Hasil Perhitungan Penurunan Suhu dan COP Tabung Vorteks Alternatif ..	64
Tabel 5.16 Perbandingan Desain Tabung Vorteks Awal dengan Alternatif	65

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

Kebutuhan kondisi ruangan yang nyaman di kapal menjadi salah satu hal penting yang harus diperhatikan. Sistem pengondisian udara ruangan merupakan salah satu sistem yang bekerja di kapal dan dirancang untuk kenyamanan dan kesehatan operator kapal (ABK) dan penumpang. Sistem pengondisian udara ruangan di kapal menggunakan *Air Conditioner* (AC) sentral maupun *split* yang pada umumnya menggunakan sistem kompresi uap. Sistem ini membutuhkan beberapa komponen dan refrigeran, kelemahan pada sistem ini adalah tidak ramah lingkungan karena seringnya timbul kasus kebocoran refrigeran pada sistem yang dapat merusak lingkungan dan adanya Protokol Montreal tahun 2007 yang menghendaki untuk mempercepat penghapusan refrigeran halokarbon yang sering digunakan pada sistem kompresi uap karena menyebabkan efek rumah kaca (Ananthanarayanan, 2013).

Kelemahan sistem kompresi uap di atas menunjukkan perlunya suatu sistem pengondisian udara yang ramah lingkungan. Salah satu solusi untuk pendinginan ruangan ramah lingkungan dan murah adalah tabung vorteks, yaitu sebuah alat mekanik yang memungkinkan untuk memisahkan aliran udara bertekanan yang masuk ke dalam tabung vorteks secara tangensial menjadi aliran udara dingin dan panas tanpa adanya reaksi kimia atau suplai energi dari luar (Eiamsa-ard & Promvonge, 2008). Tabung vorteks dapat digunakan sebagai pendingin maupun pemanas tergantung dari kebutuhan pemakaian, tabung ini dinilai cocok untuk menjawab kebutuhan teknologi yang ramah lingkungan karena tabung vorteks ini memiliki beberapa kelebihan yaitu tidak ada masalah kebocoran karena hanya menggunakan udara sebagai refrigeran, tidak menyebabkan percikan dan ledakan, mudah didesain, tidak memiliki bagian yang bergerak, ringan, membutuhkan lebih sedikit ruang, dan di tempat-tempat di mana udara terkompresi sudah tersedia, biaya kerja juga rendah. (Jejurkar & Shukla, 2015).

Kelebihan yang dimiliki tabung vorteks, membuat tabung ini dapat dijadikan alternatif sebagai alat pendingin di kapal terutama pada ruang akomodasi. Namun, di dalam negeri penelitian dan penggunaan tabung vorteks ini masih belum banyak ditemukan akibat sedikit informasi mengenai tabung vorteks. Penelitian tabung vorteks di dalam negeri saat ini hanya terbatas memodifikasi dimensi tabung, menganalisa efek pembukaan katup kontrol dan tekanan udara yang masuk ke dalam tabung untuk mengetahui efeknya terhadap suhu udara yang keluar dari tabung dan performa tabung vorteks (Darmawan, 2013; Wibowo, 2013; Nusantara, 2014; Finisari, 2014). Oleh karena itu berdasarkan data di atas, diperlukan penelitian tentang pengaplikasian tabung vorteks untuk pendinginan ruang akomodasi kapal penumpang.

I.2 Perumusan Masalah

Rumusan masalah yang akan dibahas dalam skripsi ini, yaitu :

1. Berapa *coefficient of performance* (COP) dan efisiensi pendinginan dari desain tabung vorteks?
2. Apakah desain tabung vorteks dapat diterapkan untuk pendinginan ruang akomodasi di kapal penumpang?

I.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan pada tugas akhir ini sebagai berikut:

1. Tabung vorteks yang digunakan adalah tabung vorteks tipe counter flow.
2. Temperatur udara pada ruang akomodasi berdasarkan ISO 7547:2002
3. Mengabaikan analisa kelembaban
4. Perancangan tidak mempertimbangan analisa ekonomi dan manufaktur
5. Hanya analisa pada satu ruang akomodasi

I.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui *coefficient of performance* (COP) dan efisiensi pendinginan dari desain tabung vorteks
2. Untuk mengetahui kemampuan desain tabung vorteks sebagai pendinginan ruang akomodasi di kapal penumpang

I.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Dalam dunia industri kapal, perancangan ini diharapkan dapat mewujudkan mesin pendingin ruangan yang ramah lingkungan dan relatif murah.
2. Bagi kalangan akademis terkhusus kepada mahasiswa, penelitian ini diharapkan mampu menambah khasanah kajian tentang tabung vorteks, serta dapat mengaplikasikannya sebagai salah satu *engineering value* agar dapat bermanfaat bagi orang lain.
3. Bagi masyarakat dapat membuka pandangan tentang tabung vorteks dan manfaatnya dalam proses pendinginan pada ruangan kapal.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

II.1 Aliran Vorteks

Vorteks adalah suatu bentuk aliran fluida yang berputar membentuk pusaran terhadap satu titik pusat berupa sumbu imajiner. Sumbu imajiner ini dapat berupa garis lurus atau lengkungan sesuai dengan keadaan lingkungan pada aliran vorteks tersebut. Aliran vorteks dapat terbentuk karena adanya perbedaan kecepatan pada lapisan fluida yang berdekatan seperti yang ditunjukkan pada **gambar 2.1** yang berarti sebagai gerak alamiah fluida yang diakibatkan oleh parameter kecepatan dan tekanan. Selain faktor kecepatan dan tekanan, terdapat beberapa faktor lain yang menciptakan aliran vorteks yaitu viskositas dan adanya perubahan mendadak seperti belokan atau perubahan diameter pipa. Aliran vorteks cenderung dianggap sebagai suatu kerugian pada suatu aliran, namun belakangan aliran vorteks justru dikembangkan dalam dunia industri, baik fabrikasi, pertambangan, pengeboran minyak dalam proses pemisahan air dan minyak serta dalam industri-industri kimia.

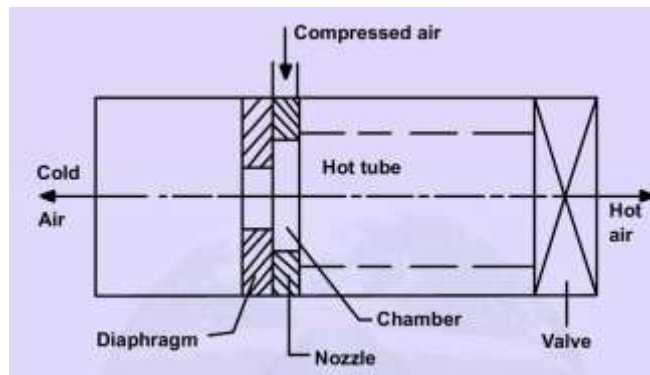


Gambar 2.1 Aliran Vorteks
(Sumber : NASA Langley Research Center)

II.2 Tabung Vorteks

Tabung vorteks atau juga dikenal dengan nama Ranque–Hilsch Tube adalah sebuah alat mekanik yang memungkinkan untuk memisahkan aliran udara bertekanan yang masuk ke dalam tabung vorteks secara tangensial menjadi aliran udara dingin dan panas tanpa adanya reaksi kimia atau suplai energy dari luar (Eiamsa-ard & Promvong, 2008). Tabung vorteks pertama kali ditemukan oleh Georges J. Ranque seorang fisikawan Prancis pada tahun 1933 ketika meneliti tentang pemisahan panas pada *cyclone separator*. Tabung ini kemudian dikembangkan lebih lanjut oleh Prof. Hilsch pada tahun 1947. Keberhasilan Prof. Hilsch menemukan perubahan temperatur udara pada tabung vorteks menjadi suatu yang sangat menguntungkan. Tabung vorteks saat ini digunakan secara komersil pada berbagai aplikasi seperti pengawetan makanan dan pendinginan di tambang (Karthik, 2015). Tabung vorteks adalah alat yang menghasilkan udara dingin dan udara panas secara bersamaan. Tabung vorteks dapat dimanfaatkan sebagai

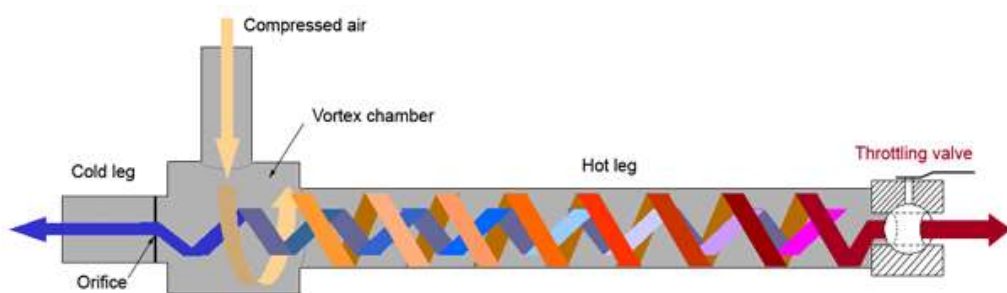
pendingin atau juga sebagai pemanas tergantung dari penggunaan alat. Sumber energi alat ini dapat dikatakan murah karena hanya menggunakan udara terkompresi.



Gambar 2.2 Skema Tabung Vorteks

(Sumber : <http://www.ques10.com/p/19526/vorteks-tube-refrigeration/>)

Tabung vorteks terdiri dari sebuah silinder dengan sebuah nosel, sebuah diafragma (plat berbentuk silinder dengan lubang ditengah) dan sebuah katup kontrol seperti pada **gambar 2.2**. Aliran yang terbentuk dalam tabung vorteks seperti yang ditunjukkan **gambar 2.3**. Aliran yang masuk melalui nosel secara tangensial berotasi di sepanjang silinder berawal dari *vorteks chamber* menuju *hot end* kemudian mengalir kembali menuju *cold end* melalui pusat silinder

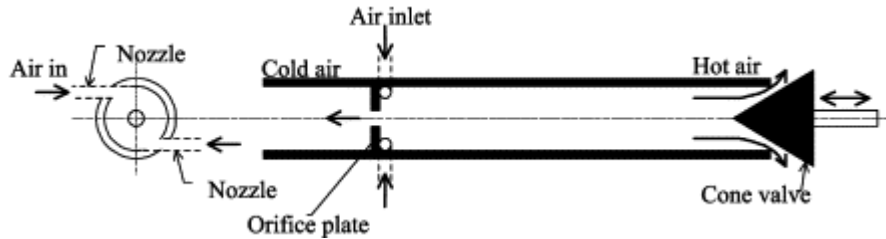


Gambar 2.3 Skema Aliran dalam Tabung Vorteks

(Sumber : Karthik, 2015)

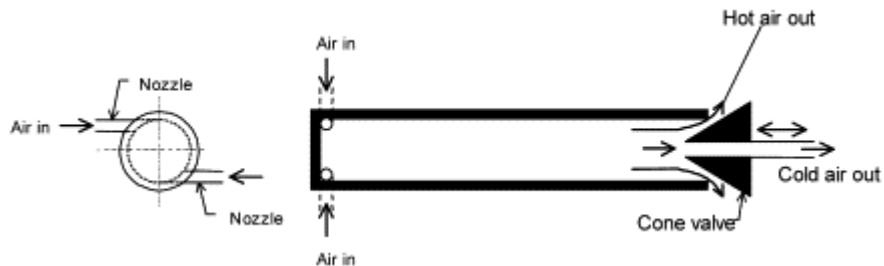
II.3. Jenis Tabung Vorteks

Ada dua jenis tabung vorteks yaitu tabung vorteks tipe *counter-flow* yang biasa disebut tipe standar dan tabung vorteks tipe *uni-flow* atau tipe paralel (Eiamsa-ard & Promvonge, 2008).



Gambar 2.4 Tabung Vorteks Tipe Counter-flow
(Sumber : Eiamsa-ard dan Promvonge, 2008)

Pada **gambar 2.4** menunjukkan skema kerja dari tabung vorteks tipe *counter-flow*, sistem ini menempatkan *cold outlet* pada posisi berlawanan arah dengan *hot outlet*. Sistem ini lebih banyak digunakan karena dianggap lebih efisien dengan perbedaan suhu yang dihasilkan antara cold dan hot outlet cukup tinggi. Skema kerja tabung vorteks tipe *uni-flow* ditunjukkan pada **gambar 2.5**. Pada tipe ini menempatkan *cold air* sejajar dengan *hot outlet*. Tipe ini tidak dapat menghasilkan kinerja yang optimal baik untuk udara dingin maupun udara panas.



Gambar 2.5 Tabung Vorteks Tipe Uni-flow
(Sumber : Eiamsa-ard dan Promvonge, 2008)

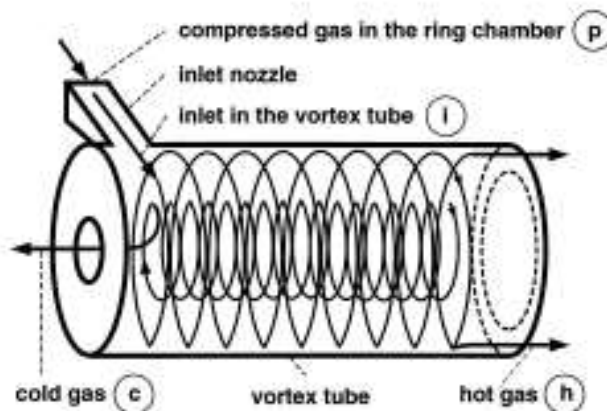
II.4 Prinsip Kerja Tabung Vorteks

Prinsip kerja tabung vorteks dijelaskan melalui **gambar 2.6** yang menampilkan aliran vorteks yang berbentuk seperti arus heliks dari titik masuk menuju ke sisi dingin dan panas tabung vorteks. Secara rinci, proses yang terjadi di dalam tabung vorteks dijelaskan sebagai berikut.

1. Gas yang terkompresi dimasukkan ke dalam tabung vorteks secara tangensial. Dari titik P ke I, pada fase ini gas bertekanan akan mengembang dan dipercepat sehingga gas bergerak dengan kecepatan tinggi.
2. Gas yang dimasukkan ke dalam tabung secara tangensial mengakibatkan gas terpengaruh gaya sentrifugal. Gas yang masuk ke dalam tabung vorteks ditekan menuju dinding tabung dan membentuk sebuah pusaran yang disebut arus pusar bebas dimana arus ini menuju ke sisi panas tabung vorteks atau titik H.
3. Dari titik I ke H, terjadi gesekan antara gas dengan dinding tabung dan mengalami peningkatan suhu terutama gas yang berada di sekitar dinding tabung

akibat gradien kecepatan yang tinggi. Hal ini menyebabkan gas yang keluar dari tabung vorteks di titik H menjadi panas.

4. Di titik H, sebagian gas yang tertahan oleh katup membentuk sebuah pusaran di sumbu tabung menuju titik C, pusaran ini dikenal sebagai arus pusar balik. Terjadi penurunan tekanan di sumbu tabung membuat gas mengembang dan dipercepat sehingga kecepatan sudut gas di sumbu tabung lebih cepat dari kecepatan sudut di sekitar dinding tabung. Karena kecepatan sudut meningkat membuat energi kinetik di sumbu tabung meningkat dan mengalir ke arah dinding tabung dan terbawa arus pusar bebas ke titik H. Hal ini menyebabkan udara yang keluar di titik C memiliki suhu lebih rendah.



Gambar 2.6 Representasi Sederhana dari Arus Heliks untuk Gas Panas dan Dingin
(Sumber : Fröhlingdorf & Unger, 1999)

Terdapat tiga teori yang menjelaskan fenomena transfer energi dari aliran udara dingin ke aliran udara panas (Cang, 2013). Berikut ketiga teori tersebut :

1. *Vorteks momentum transfer theory*

Teori ini dikemukakan oleh Fulton, Van Deemter, Webster dan Lay. Mereka menjelaskan bahwa perpindahan energi kinetik dari arus pusar balik pada sumbu tabung menuju ke arus pusar bebas pada sisi tabung menyebabkan pemisahan temperatur di dalam tabung. Perpindahan energi kinetik ini disebabkan karena fluida memiliki kekentalan sehingga ketika udara pusar paksa di sumbu tabung bersinggungan dengan udara pusar bebas di sisi tabung dengan kecepatan putar yang tinggi terjadi gesekan antar dua fluida.

2. *Theory of expansion work*

Teori ini dikemukakan oleh Deissler dan Perlmutter berdasarkan analisis persamaan energi tiga dimensi. Faktor kunci pemisahan energi tabung vorteks adalah kompresibilitas fluida: sebuah fluida yang terkompresi harus melebar untuk mendinginkan fluida. Kekuatan geser turbulensi antara pusaran paksa di bagian tengah tabung dan pusaran bebas di lapisan luar menjadi penyebab pemisahan suhu. Kekuatan geser turbulensi dapat dibagi menjadi istilah difusi, istilah energi kinetik dan istilah tekanan. Pada lapisan pusaran bebas, suhu total naik karena

adanya difusi. Namun, di zona pusaran pusat yang dipaksakan, suhu total turun karena energi kinetik dan tekanan.

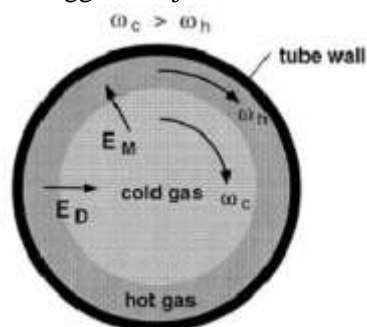
3. *Theory of acoustic streaming*

Kurosaka mengajukan sebuah teori bahwa gerakan akustik yang disebabkan oleh gangguan teratur di tabung vorteks adalah sebab terjadinya efek pemisahan energi. Setelah aliran udara berkecepatan tinggi memasuki tabung vorteks, *helix travelling wave* terbentuk di dalam tabung, yang menstimulasi gelombang Stokes di dekat dinding tabung, maka gelombang Stokes merangsang gelombang akustik, dan akhirnya menyebabkan resonansi gelombang akustik, membuat pusaran Ranque dengan kecil. Inti vorteks menjadi tipe solid yang berputar dari pusaran paksa yang terisi tabung (kecuali lapisan batas), yang menyebabkan pemisahan suhu. Dia menyebutkan bahwa jika seseorang memasang muffler di tabung vorteks dengan struktur hilir, atur gelombang tangensial dasar ke frekuensi diskrit, dengan amplitudo yang lebih kecil, maka efek pemisahan suhu akan melemah.

Eckert juga menerbitkan makalah pada tahun 1986, mempertimbangkan efek gabungan dari tekanan dan gelombang. Menurut kebisingan yang dihasilkan oleh tabung vorteks, yang dikenal sebagai "*vorteks howling*", ia percaya bahwa aliran udara di tabung beresilasi di alam. Jadi, ketika intensitas suara meningkat, efek pemisahan energi ditingkatkan. Dia menyebutkan bahwa efek pemisahan energi dihasilkan oleh tekanan pada garis aliran seperti gelombang yang berdenyut, sementara viskositas memainkan peran pendukung.

II.5 Proses Perpindahan Energi pada Tabung Vorteks

Proses perpindahan energi yang terjadi di dalam tabung vorteks dijelaskan seperti **gambar 2.7**. Terdapat dua energi yang berpindah di dalam tabung vorteks. Energi pertama adalah energi mekanik yang dihasilkan akibat adanya rotasi. Energi mekanik di sumbu tabung lebih besar dibanding energi mekanik di dekat dinding tabung sehingga energi mekanik di sumbu tabung mengalir ke arah dinding tabung. Energi kedua adalah energi difusi yang muncul akibat tingginya konsentrasi energi di sekitar dinding tabung karena terus menerus menghasilkan energi dari efek rotasi arus pusar bebas dan mendapat energi mekanik dari sumbu tabung, adanya perbedaan konsentrasi energi di sumbu tabung dan dinding tabung membuat sebagian energi di dinding tabung yang berkonsentrasi tinggi menuju ke sumbu tabung yang berkonsentrasi rendah.



Ket :

ω_c (Kecepatan Sudut Udara Dingin)

ω_h (Kecepatan Sudut Udara Panas)

E_M (Energi Mekanik)

E_D (Energi Difusi)

Gambar 2.7 Skematik diagram dari flux energi pada tabung vorteks
(Sumber : Fröhlingdorf & Unger, 1999)

Proses perpindahan energi mekanik di dalam tabung vorteks terjadi akibat adanya penurunan tekanan di dalam tabung, yang membuat gas yang mengalir di sumbu tabung terus mengembang dan dipercepat. Hal ini menyebabkan kecepatan sudut aliran vorteks meningkat, akan tetapi aliran vorteks yang berada di dekat dinding tabung mengalami perlambatan akibat gesekan dengan dinding tabung, sehingga menyebabkan kecepatan sudut aliran di tengah tabung (ω_c) lebih cepat daripada kecepatan sudut aliran di dekat dinding tabung (ω_h). Kecepatan sudut ini menghasilkan tegangan geser sesuai rumus di bawah.

$$\tau = -\mu r \frac{d\omega}{dr} = -\mu r \left(\frac{dv_0}{dr} - \frac{v_0}{r} \right) \dots\dots\dots(1)$$

(Sumber : Fröhlingdorf & Unger, 1999)

Dimana :

- τ = tegangan geser (N/m²)
- μ = viskositas dinamik (kg m⁻¹s⁻¹)
- r = jari- jari (m)
- ω = kecepatan sudut (s⁻¹)
- v_0 = kecepatan awal

Jika diasumsikan bahwa aliran di tabung vorteks bersifat *axisymmetric* (simetri silinder), maka tegangan geser mengakibatkan energi mekanik :

$$dE_M = v_\theta \tau_{r\theta} dA_r \dots\dots\dots(2)$$

(Sumber : Fröhlingdorf & Unger, 1999)

Dimana :

- E_M = Energi mekanik
- v_θ = kecepatan tangensial (ms⁻²)
- $\tau_{r\theta}$ = tegangan geser (N/m²)
- A_r = luas tabung (m²)

Dari rumus diatas dapat dilihat bahwa kecepatan sudut menghasilkan energi mekanik, dimana semakin tinggi kecepatan sudut maka semakin besar energi mekanik yang dihasilkan. Berdasarkan keterangan sebelumnya kecepatan sudut di sumbu tabung lebih besar dari kecepatan sudut di dekat dinding tabung, sehingga aliran vorteks di sumbu tabung menghasilkan energi mekanik yang lebih besar daripada aliran di dekat dinding tabung. Hal ini kemudian mengakibatkan perpindahan energi mekanik dari sumbu tabung ke bagian dinding tabung dan juga meningkatkan suhu aliran di dekat dinding tabung. Perpindahan energi difusi (ED) yang disebabkan oleh tingginya konsentrasi energi di dinding tabung sedangkan konsentrasi di sumbu tabung lebih rendah, membuat energi mengalir dari dinding ke sumbu tabung vorteks. Sehingga energi mekanik yang mengarah ke dinding tabung sebagian energinya berkurang oleh energi difusi yang mengalir ke arah sumbu tabung.

II.6 Persamaan Hukum Termodinamika Tabung Vorteks

II.6.1 Hukum Konservasi Massa

Massa aliran udara menjadi faktor penting untuk mengetahui performa tabung vorteks. Berdasarkan hukum konservasi massa, laju aliran massa udara yang masuk ke dalam tabung vorteks sama dengan laju aliran massa yang keluar. Pada tabung vorteks terdapat satu lubang masuk untuk udara bertekanan dan dua lubang keluar yaitu sisi udara dingin dan sisi udara panas. Sehingga laju aliran massa udara masuk berupa massa udara mampat (\dot{m}_i) sama dengan laju aliran massa keluar terdiri dari laju aliran massa udara dingin (\dot{m}_c) dan laju aliran massa udara panas (\dot{m}_h).

$$\dot{m}_i = \dot{m}_c + \dot{m}_h \dots\dots\dots (3)$$

(Sumber : Eiamsa-ard & Promvonge, 2008)

II.6.2 Suhu Udara

Suhu udara yang dihasilkan tabung vorteks merupakan salah satu parameter performa dari tabung vorteks. Untuk dapat mengetahui performa dari tabung vorteks perlu dilakukan analisa terhadap penurunan dan kenaikan suhu udara. Penurunan suhu udara didefinisikan sebagai selisih suhu antara suhu udara masuk dan suhu udara dingin. Kenaikan suhu udara didefinisikan sebagai selisih suhu udara panas dengan suhu udara masuk. Dimana, T_i adalah suhu udara masuk, T_c adalah suhu udara dingin dan T_h adalah suhu udara panas.

$$\Delta T_c = T_i - T_c \dots\dots\dots (4)$$

$$\Delta T_h = T_h - T_i \dots\dots\dots (5)$$

(Sumber : Eiamsa-ard & Promvonge, 2008)

II.6.3 Fraksi Massa Udara Dingin

Fraksi massa udara dingin adalah parameter terpenting yang mengindikasikan performa dan pemisahan energi/temperatur dalam tabung vorteks. Fraksi massa udara dingin didefinisikan sebagai perbandingan antara laju aliran udara dingin (\dot{m}_c) dengan laju aliran udara masuk (\dot{m}_i) (Eiamsa-ard & Promvonge, 2008). Fraksi massa udara dingin dapat diatur dengan katup kontrol, yang terletak di bagian ujung tabung panas. Rumus fraksi massa udara dingin dinyatakan sebagai berikut Dimana, μ_c adalah fraksi massa udara dingin, \dot{m}_c adalah laju aliran massa udara dingin dan \dot{m}_i adalah laju aliran massa udara masuk.

$$\mu_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_i} \dots\dots\dots (5)$$

(Sumber : Eiamsa-ard & Promvonge, 2008)

II.6.4 Kapasitas Pendinginan Tabung Vorteks

Untuk mengetahui kemampuan pendinginan tabung vorteks maka perlu dihitung kapasitas pendinginan. Kapasitas pendinginan adalah kemampuan sistem pendingin untuk menghilangkan panas. Dimana faktor yang mempengaruhi adalah penurunan suhu udara, kapasitas panas spesifik udara dan laju massa aliran udara dingin. Besarnya kapasitas pendinginan tabung vorteks (Q_c) merupakan perkalian antara laju aliran udara

dingin (\dot{m}_c) dengan kapasitas panas spesifik udara (c_p) dan perbedaan suhu udara dingin (ΔT_c).

$$Q_c = \dot{m}_c \times c_p \times \Delta T_c \dots\dots\dots(6)$$

(Sumber : Eiamsa-ard & Promvonge, 2008)

II.6.5 COP Tabung Vorteks

Coefficient of performance (COP) adalah indikator yang dapat digunakan untuk menilai efisiensi energi dari suatu sistem refrigerasi. COP sebuah mesin pendingin dapat didefinisikan sebagai perbandingan antara kapasitas pendinginan (Q_c) dengan kerja (W). Pada sistem pendingin konvensional, refrigeran bersinggungan langsung dengan kompresor sehingga kerja (W) adalah daya kompresor. Akan tetapi pada sistem pendinginan menggunakan tabung vorteks, udara bertekanan didapatkan dari *air receiver* dan tidak didapat secara langsung dari kompresor. Oleh karena itu, untuk mendefinisikan nilai kerja (W) menggunakan prinsip ekspansi isentropik gas ideal, sehingga persamaannya menjadi sebagai berikut. Dimana R adalah konstanta gas dan γ adalah rasio panas spesifik.

$$COP = \frac{Q_c}{W} \dots\dots\dots(7)$$

$$COP = \frac{\dot{m}_c \times c_p \times \Delta T_c}{\left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) \times R \times T_{ix} \left[\left(\frac{P_i}{P_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]} \dots\dots\dots(8)$$

(Sumber : Eiamsa-ard & Promvonge, 2008)

II.6.6 Efisiensi Pendinginan Tabung Vorteks

Efisiensi pendinginan adalah perbandingan antara penurunan suhu yang aktual dengan penurunan suhu secara adiabatik. Untuk menghitung efisiensi tabung vorteks, digunakan prinsip ekspansi adiabatik dari gas ideal. Saat udara masuk ke dalam tabung vorteks, ekspansi dalam proses isentropik terjadi (Eiamsa-ard & Promvonge, 2008). Berdasarkan hukum gas ideal, ketika tekanan udara berkurang dan berekspansi maka suhu udara juga akan menurun. Efisiensi tabung vorteks dinyatakan seperti rumus di bawah. Dimana η_{is} adalah efisiensi isentropik, P_a adalah tekanan atmosfer, P_i adalah tekanan udara masuk dan γ adalah rasio panas spesifik

$$\eta_{is} = \frac{T_i - T_c}{T_i \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \dots\dots\dots(9)$$

(Sumber : Eiamsa-ard & Promvonge, 2008)

II.7 Beban Panas Ruangan

Kebutuhan kapasitas pendinginan suatu ruangan didapat dengan mengetahui beban panas yang ada di dalam ruangan tersebut. Beban panas ruangan adalah panas yang diderita atau dihasilkan oleh ruang tersebut, panas yang dihasilkan bisa bersumber dari aktivitas manusia di dalam ruangan, panas dari luar ruangan dan panas dari peralatan elektronik di dalam ruangan. Perhitungan beban panas ruangan berdasarkan ISO 7547:2002 dimana diasumsikan suhu udara luar 35°C dan suhu di dalam ruangan 27°C. Sumber beban panas pada suatu ruangan berasal dari :

1. Beban panas transmisi (Φ)
2. Beban panas radiasi matahari (Φ_s)
3. Beban panas penghuni ruangan (Φ_P)
4. Beban panas lampu penerangan dan peralatan lainnya (Φ_L)

Sehingga total beban panas yang ditanggung (Φ_{Total}) :

$$\Phi_{Total} = \Phi + \Phi_S + \Phi_P + \Phi_L \dots\dots\dots(10)$$

(Sumber : ISO 7547:2002)

II.7.1 Beban Panas Transmisi

Beban transmisi adalah panas/kalor yang masuk kedalam ruang yang didinginkan melalui permukaan. Pada ruang akomodasi beban panas merambat melalui dinding dan jendela ruangan. Beban transmisi dipengaruhi oleh luasan permukaan dinding dan jendela serta perbedaan temperatur antara udara di dalam ruangan dengan udara di luar ruangan. Beban transmisi dinyatakan sebagai berikut :

$$\Phi = \Delta T [(k_v A_v) + (k_g A_g)] \dots\dots\dots (11)$$

(Sumber : ISO 7547:2002)

Keterangan :

ΔT = perbedaan temperatur antara udara dalam ruang yang dikondisikan terhadap temperatur luar (K)

k_v = total koefisien perpindahan panas untuk permukaan dinding (W/m²K)

A_v = luasan permukaan dinding (m²)

k_g = total koefisien perpindahan panas untuk permukaan sisi jendela (W/m²K)

A_g = luasan permukaan sisi jendela (m²)

II.7.2 Beban Panas Radiasi Matahari

Radiasi merupakan perpindahan panas melalui pancaran panas. Pada perpindahan panas secara radiasi, proses perpindahan energi terjadi karena pelompatan foton dari suatu permukaan ke permukaan lain. Panas akibat pancaran matahari dipengaruhi oleh luasan dinding dan luasan jendela serta jenis kaca yang digunakan. Beban panas akibat radiasi matahari dinyatakan sebagai berikut :

$$\Phi_s = \sum A_v k \Delta T_r + \sum A_g G_s \dots\dots\dots (12)$$

(Sumber : ISO 7547:2002)

Keterangan :

A_v = luasan permukaan dinding yang terkena radiasi matahari (m²) (jendela tidak termasuk)

k = total koefisien perpindahan panas untuk permukaan dinding (W/m²K)

ΔT_r = penambahan temperatur (diatas suhu luar ruangan +35°C) akibat radiasi matahari (K)

A_g = luas permukaan kaca yang terkena radiasi matahari (m²)

G_s = panas per meter persegi dari permukaan kaca sebagai berikut (W/m²)

$G_s = 350 \text{ W/m}^2$ untuk permukaan kaca bening,

$G_s = 240 \text{ W/m}^2$ untuk permukaan kaca bening dengan naungan interior.

II.7.3 Beban Panas Penghuni Ruang

Berdasarkan ISO 7547 tentang desain kondisi dan perhitungan untuk sistem HVAC di kapal. Beban panas yang dihasilkan dari aktivitas tubuh dan emisi panas seperti pada **tabel 2.1**. Terdapat dua jenis aktivitas yaitu ketika orang tersebut istirahat atau tidak bekerja dan ketika orang melakukan pekerjaan sedang atau berat. Aktivitas tersebut menghasilkan dua jenis tipe panas yaitu panas sensibel dan panas laten. Penentuan jenis aktivitas berdasarkan posisi orang tersebut di dalam kapal apakah sebagai penumpang atau sebagai kru kapal.

Tabel 2.1 Aktivitas tubuh dan emisi panas

Activity	Type of heat	Emission W
Seat at rest	Sensible heat	70
	Latent heat	50
Medium/heavy work	Sensible heat	85
	Latent heat	150

(Sumber : ISO 7547 :2002)

II.7.4 Beban Panas Lampu dan Peralatan Lain

Panas dari peralatan elektronik seperti radio, televisi, pemanas air dan sebagainya harus diabaikan. Pada siang hari panas dari lampu dalam satu ruangan yang terkena sinar matahari diabaikan, sedangkan pada ruangan yang tidak terkena sinar matahari beban panas harus dihitung. Panas yang didapat dari lampu dapat menggunakan **tabel 2.2**, dimana terdapat beberapa jenis tempat seperti kabin, ruang makan dan gym. Terdapat dua jenis lampu yaitu *incandescent* dan *fluorescent*.

Tabel 2. 2 Panas dari Lampu

Space	Heat gain from general lighting W/m ²	
	Incandescent	Fluorescent
Cabins, etc.	15	8
Mess- or dining-rooms	20	10
Gymnasiums, etc.	40	20

(Sumber : ISO 7547 :2002)

II.8 Kapasitas Udara

Kapasitas udara yang dibutuhkan untuk disuplai ke dalam ruangan untuk mencapai temperatur dan kelembaban relatif ruang sesuai dengan kriteria yang diinginkan. Kapasitas udara didapatkan dengan membandingkan total panas yang terdapat dalam suatu ruangan dengan perkalian antara massa jenis udara, panas spesifik udara dan

penurunan suhu udara. Perhitungan dilakukan dengan menggunakan formula sebagai berikut.

$$V_s = \frac{\phi_{Total}}{\rho \times C_p \times \Delta T_c} \dots\dots\dots(13)$$

(Sumber : Both, 2014)

Keterangan :

V_s = Kapasitas udara yang disuplai (m^3/s)

ϕ_{Total} = Total panas yang diderita ruang (watt)

ρ = Massa jenis udara

C_p = Panas spesifik udara ($1006 \text{ J/Kg } ^\circ\text{C}$)

ΔT_c = Perbedaan temperatur udara dingin yang masuk ruangan dengan temperatur kriteria nyaman dan sehat bagi manusia, dimana dengan memperhatikan kesehatan maka didesain tidak lebih dari 10°C .

II.9 Penelitian Sebelumnya

II.9.1 K. Dincer, S. Baskaya, B. Z. Uysal (2007)

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui performa dari tabung vorteks tipe *counterflow* yang memiliki rasio panjang dengan diameter 10, 15 dan 18, serta variasi jumlah nosel 2,4 dan 6. Tekanan udara masuk divariasikan dari 200 kPa hingga 320 kPa dengan kenaikan 20 kPa setiap pengujian. Pengujian dilakukan dengan mengukur volume aliran dan suhu udara yang masuk serta keluar dari tabung vorteks. Hasil dari penelitian menunjukkan bahwa rasio panjang dengan diameter 15 dengan jumlah nosel 4 mempunyai performa terbaik. Tekanan udara yang masuk didesain setinggi mungkin untuk mendapatkan performa tabung vorteks terbaik.

II.9.2 Volkan Kirmaci (2009)

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui efek jumlah nosel dan variasi tekanan terhadap performa pendinginan dan pemanasan dari tabung vorteks tipe *counterflow*. Percobaan ini dilakukan pada tabung vorteks yang memiliki rasio panjang dengan diameter ($L/D = 15$) dengan memvariasikan jumlah nosel dari 2 sampai 7 dan variasi tekanan dari 150 kPa hingga 700 kPa. Hasil penelitian menunjukkan bahwa perbedaan temperatur udara dingin dengan temperatur udara panas menurun dengan bertambahnya jumlah nosel.

II.9.3 Alek Ari Wibowo (2012)

Penelitian ini untuk mengetahui karakteristik efek pendinginan tabung vorteks yang berukuran panjang 450 mm, diameter tabung 8 mm dan diameter nosel 1 mm terhadap perbedaan tekanan udara masuk yang divariasikan dari tekanan 2,5 bar hingga 5 bar dengan kenaikan 0,5 bar setiap pengujian. Tabung vorteks yang digunakan berbahan *acrylic* untuk menghindari pengaruh panas dari lingkungan. Dari hasil penelitian didapatkan suhu udara panas tertinggi sebesar 45°C dan suhu udara dingin terendah sebesar $10,5^\circ\text{C}$. Kesimpulan yang didapatkan dari penelitian ini adalah semakin besar tekanan udara masuk maka suhu udara dingin akan semakin turun sedangkan suhu udara panas akan semakin naik

II.9.4 Rahmad Setya Darmawan (2013)

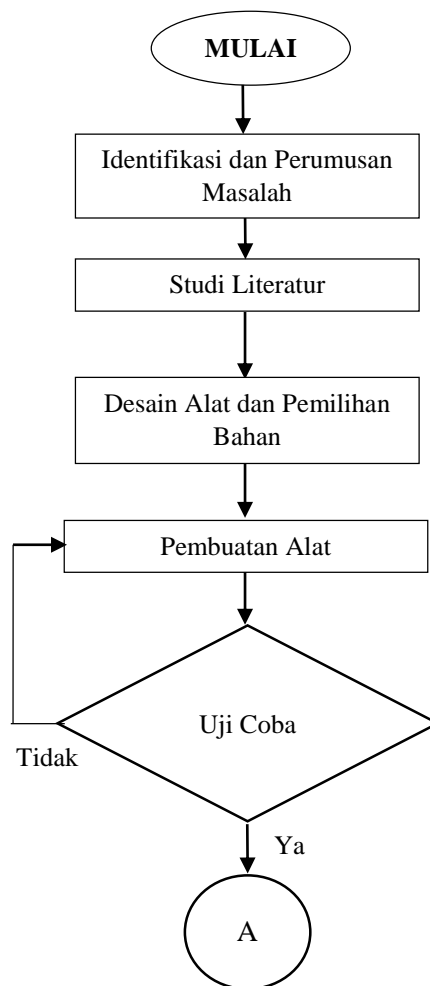
Penelitian ini dilakukan untuk mengenali karakteristik efek pendinginan tabung vorteks terhadap perbedaan panjang tabung. Percobaan ini dilakukan dengan menggunakan tiga variasi panjang yaitu dengan ukuran 520 mm, 380 mm, 240 mm dengan diameter tabung 8 mm, diameter nosel 1 mm dan diameter orifice 4 mm. Percobaan dilakukan dengan tekanan udara masuk yang sama yaitu 5 bar. Hasil eksperimen didapatkan bahwa outlet dingin yang paling baik terjadi pada tabung dengan panjang 560 mm yaitu 12,8°C dan outlet panas yang paling baik terjadi pada tabung dengan panjang 420 mm dengan temperatur 32°C.

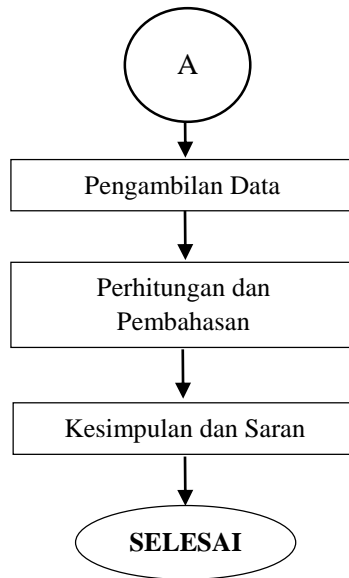
II.9.5 Esa Finisari (2014)

Penelitian ini menganalisa tentang pengaruh diameter orifice terhadap kapasitas pendinginan tabung vorteks dan temperatur udara dingin keluaran yang di hasilkan tabung vorteks. Tabung vorteks yang digunakan memiliki konstruksi sebagai berikut : panjang tabung 225 mm, diameter tabung 12 mm, Diameter orifice 5 mm dan 6 mm, Chamber berdiameter 24 mm, Nosel alur 2 dan sudut katup 40⁰. Hasil yang diperoleh kapasitas pendinginan tertinggi yaitu tabung vorteks dengan diameter orifice 5 mm dengan kapasitas pendinginan (Q_c) sebesar 0.075 kW pada tekanan 5 bar sedangkan tabung vorteks dengan diameter orifice 6 mm dengan kapasitas pendinginan (Q_c) sebesar 0.040 kW pada tekanan 5 bar. Temperatur udara dingin terendah keluaran tabung vorteks menggunakan diameter orifice nosel 5 mm mencapai -5.6⁰C pada tekanan 5 bar sedangkan menggunakan diameter orifice 6 mm temperatur udara dinginya mencapai -2⁰C.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Metode yang digunakan pada tugas akhir ini adalah metode eksperimen. Alat eksperimen dirancang dengan pertimbangan dari penelitian sebelumnya. Hasil dari pengujian alat akan didapatkan data yang kemudian dianalisa untuk mengetahui *coefficient of performance* dan efisiensi pendinginan dari hasil rancangan tabung vorteks yang akan digunakan sebagai alat pengondisian udara di ruang akomodasi kapal penumpang. Dalam metodologi penelitian ini, akan diuraikan langkah - langkah yang akan dilakukan dalam pengerjaan tugas akhir. Langkah-langkah pelaksanaan dapat dilihat pada flow chart berikut ini.





III.1 Identifikasi dan Perumusan Masalah

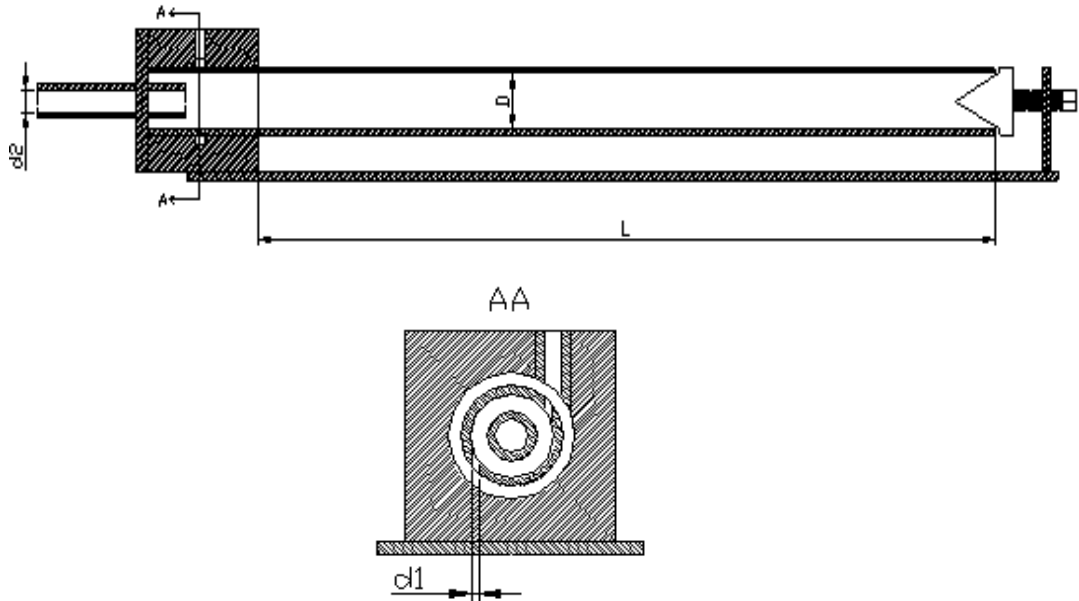
Pada awal pengerjaan tugas akhir ini adalah melakukan perumusan masalah yang ada. Tahap ini merupakan tahap yang sangat penting, karena pada tahap ini mengidentifikasi dan menentukan suatu permasalahan yang nantinya akan diselesaikan melalui pengujian berupa eksperimen, analisa ataupun simulasi. Perumusan masalah dapat dicari dengan melakukan observasi keadaan sekitar, ataupun mengaitkan kondisi kekinian dengan kondisi yang akan datang. Perumusan masalah yang diajukan nantinya akan mendapat solusi dari tugas akhir yang dikerjakan. Masalah yang diambil pada tugas akhir ini adalah pengaplikasian tabung vorteks pada sistem pengondisian udara di ruang akomodasi kapal.

III.2 Studi Literatur

Tahap selanjutnya adalah studi literatur. Pada tahap ini, segala macam hal yang berkaitan dengan permasalahan yang diangkat dipelajari, sehingga memiliki gambaran bagaimana permasalahan dapat di selesaikan. Studi literatur dapat dilakukan dengan cara membaca buku, *paper*, internet maupun jurnal yang berhubungan dengan tabung vorteks.

III.3 Desain Alat dan Pemilihan Bahan

Pada tahap ini, setelah dilakukan studi literatur dengan mempelajari rancangan tabung vorteks penelitian sebelumnya, maka dapat dilakukan perancangan tabung vorteks. Perancangan tabung vorteks dibuat dengan ketentuan variabel kontrolnya adalah rasio panjang dengan diameter pipa (L/D), diameter nosel (d_1), diameter orifice (d_2) dan jumlah nosel. Variabel terikat adalah suhu udara dan laju aliran udara. Variabel bebasnya adalah bukaan katup dan tekanan udara masuk. Setelah ditentukan variabelnya, rancangan tabung vorteks dapat dibuat seperti pada **gambar 3.1**. Pemilihan bahan dapat ditentukan dengan mempertimbangkan dimana tabung vorteks akan diaplikasikan.



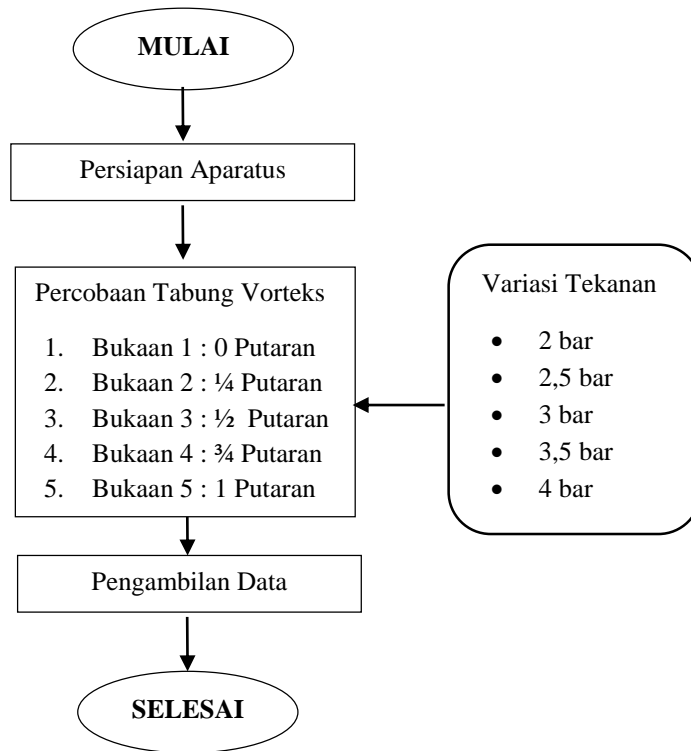
Gambar 3.1 Rencana rancangan tabung vorteks tampak samping dan tampak potongan AA

III.4 Pembuatan Alat dan Uji Coba

Pada tahap ini dilakukan pembuatan alat berdasarkan hasil rancangan tabung vorteks dan pemilihan bahan yang telah ditentukan. Uji coba dilakukan dengan cara memberikan udara bertekanan ke dalam tabung vorteks, kemudian mengukur suhu keluaran udara di sisi *cold outlet* dan *hot outlet*, jika didapatkan suhu udara yang lebih dingin pada sisi *cold outlet* dan lebih panas pada sisi *hot outlet* dari suhu udara masukan, maka dapat dinyatakan bahwa alat telah berfungsi dengan baik. Selain itu, juga dilakukan pengukuran volume aliran udara untuk mengetahui apakah katup bekerja dengan baik.

III.5 Pengambilan Data

Pada tahap ini, setelah dilakukan validasi bahwa alat dapat berfungsi dengan baik. Maka dilakukan pengambilan data berupa volume aliran dan suhu udara yang masuk serta volume aliran dan suhu udara keluaran pada sisi *cold outlet* dan *hot outlet* pada berbagai variasi percobaan. Pengambilan data volume aliran menggunakan anemometer, sedangkan suhu udara menggunakan termokopel. Percobaan dilakukan dengan variasi tekanan 2 bar, 2,5 bar, 3 bar, 3,5 bar dan 4 bar. Masing – masing variasi tekanan dilakukan pada setiap bukaan katup yaitu 0 putaran, $\frac{1}{4}$ putaran, $\frac{1}{2}$ putaran, $\frac{3}{4}$ putaran dan 1 putaran. Sehingga akan didapatkan hasil penelitian berupa volume aliran, suhu udara dingin dan suhu udara panas pada berbagai variasi bukaan katup dan tekanan. Alur percobaan seperti berikut.



III.5.1 Persiapan Aparatus

Peralatan yang harus disiapkan untuk percobaan penelitian ini adalah :

- Tabung Vorteks

Spesifikasi tabung vorteks yang akan digunakan sebagai berikut

Tabel 3.1 Dimensi Tabung Vorteks

Keterangan	Tabung Vorteks
Panjang tabung (L)	150 mm
Diameter tabung (D)	10 mm
Diameter nosel (d1)	2 mm
Jumlah nosel	2
Diameter orifice (d2)	5 mm
Rasio d2/D	0,5

- Kompresor

Spesifikasi kompresor yang akan digunakan sebagai berikut

Nama : Jun-Air Compressor

Tegangan : 230 V

Frekuensi : 50 Hz

Arus : 2,9 A

RPM : 2900 rpm

Tekanan (min) : 0 bar (50 l/min)

Tekanan (max) : 8 bar (32 l/min)



Gambar 3.2 Kompresor

- Termometer

Termometer digunakan untuk mengukur suhu udara yang masuk dan keluar tabung

Nama : Termometer

Model : TASI-8620

Tipe : K

Rentang : $-50\text{ }^{\circ}\text{C} - 1350\text{ }^{\circ}\text{C}$

Akurasi : $\pm (0,3\% + 1\text{ }^{\circ}\text{C})$



Gambar 3.3 Termometer TASI-8620

- Anemometer

Anemometer digunakan untuk mengukur laju aliran udara yang masuk dan keluar tabung

Nama : Hot Wire Anemometer

Model : YK-2005AH

Rentang : 0 – 36000 m³/min



Gambar 3.4 Hot Wire Anemometer

- Pressure Gauge

Pressure gauge digunakan untuk mengukur tekanan udara di sisi keluaran udara dingin tabung vorteks



Gambar 3.5 Pressure gauge

III.5. 2 Instalasi Percobaan

Instalasi percobaan tabung vorteks adalah seperti berikut :



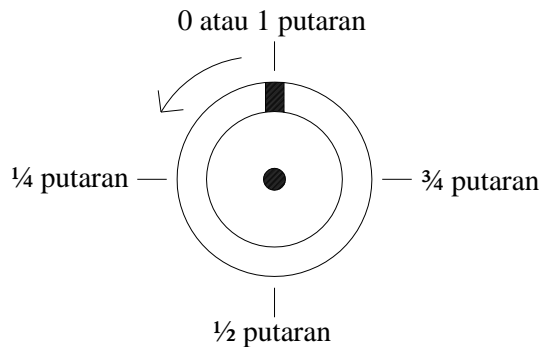
Gambar 3.6 Pengukuran Tekanan Udara di Sisi Dingin



Gambar 3.7 Pengukuran Volume Aliran dan Suhu Udara Keluaran

III.5. 3 Langkah Percobaan

1. Menyiapkan alat
2. Merangkai alat : Menghubungkan kompresor dengan tabung vorteks menggunakan selang
3. Menyalakan kompresor
4. Atur tekanan yang keluar dari kompresor sesuai variasi yang ditentukan
5. Mengukur suhu udara yang dihasilkan kompresor
6. Mengukur laju volume aliran udara kompresor
7. Mengalirkan udara bertekanan ke dalam tabung vorteks



Gambar 3.8 Buka-an Katup Tabung Vorteks

8. Atur buka-an katup pada 0 putaran
9. Ukur tekanan pada sisi *cold outlet*
10. Ukur suhu udara yang keluar pada sisi *cold outlet* dan *hot outlet*
11. Ukur laju volume aliran udara pada sisi *cold outlet*
12. Catat hasil pengukuran
13. Ulangi langkah no. 4 - no. 12, hingga semua data didapatkan

III.6 Perhitungan dan Pembahasan

Pada tahap ini data yang sudah didapatkan yaitu suhu udara masuk dan keluaran tabung vorteks, volume aliran udara masuk dan keluaran tabung vorteks serta tekanan pada sisi keluaran udara dingin tabung vorteks. Kemudian, akan dilakukan perhitungan sehingga didapatkan kapasitas pendinginan, *coefficient of performance* dan efisiensi pendinginan dari tabung vorteks. Pada tahap ini, juga melakukan analisa hasil pengukuran untuk mengetahui efek variasi tekanan masuk dan buka-an katup terhadap performa tabung vorteks. Tabung vorteks yang memiliki performa terbaik yaitu kondisi dimana tabung vorteks menghasilkan kapasitas pendinginan dan COP yang terbaik, akan diterapkan pada ruang akomodasi dengan mempertimbangkan beban panas pada ruang tersebut.

III.7 Kesimpulan dan Saran

Pada tahap ini dilakukan penyimpulan dari analisa data yang telah dilakukan sebelumnya dan dihubungkan dengan teori-teori pendukungnya. Tahap ini juga memberikan saran berupa penelitian lebih lanjut untuk menambah pengetahuan tentang tabung vorteks.

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

BAB IV RANCANG BANGUN PROTOTIPE

IV.1 Umum



Gambar 4.1 Desain Tabung Vorteks

Tabung vorteks merupakan sebuah tabung yang memanfaatkan udara bertekanan yang dimasukkan secara tangensial sehingga terbentuk sebuah aliran vorteks (arus pusar bebas) di dekat dinding tabung menuju ke arah katup (sebelah kanan) dimana ketika arus pusar bebas sampai pada katup, sebagian udara keluar melalui celah di katup sedangkan sebagian lainnya menuju ke arah berlawanan akibat perbedaan tekanan di dua sisi (sisi panas dan sisi dingin), sebagian udara yang kembali ini juga membentuk aliran vorteks (arus pusar paksa) akibat efek dari arus pusar bebas. Adanya pertemuan dua aliran vorteks di dalam tabung yang memiliki perbedaan kecepatan sudut (kecepatan sudut arus pusar paksa lebih cepat daripada arus pusar bebas) akibat adanya gesekan di sekitar dinding tabung yang menghambat arus pusar bebas. Kecepatan sudut akan menghasilkan energi mekanik, akibat perbedaan kecepatan sudut maka terjadi perbedaan energi mekanik (energi mekanik di sumbu tabung lebih besar daripada di sekitar dinding), hal ini menyebabkan terjadinya perpindahan energi mekanik di sumbu tabung menuju ke dinding tabung, sehingga arus pusar bebas yang menuju sisi panas tabung vorteks mengandung energi lebih besar (suhu meningkat) dan arus pusar paksa yang menuju sisi dingin tabung mengalami penurunan energi (suhu menurun). Hal inilah yang menyebabkan tabung vorteks dapat menghasilkan udara dingin dan udara panas.

IV.2 Penentuan Dimensi Tabung Vorteks

Pada penelitian kali ini akan dibuat sebuah prototipe tabung vorteks yang akan diterapkan di ruang akomodasi kapal penumpang. Prototipe adalah sebuah model atau bentuk awal dari suatu benda sebelum dibuat dalam skala sebenarnya atau sebelum diproduksi secara massal. Dimensi tabung vorteks yang digunakan pada penelitian kali ini mengacu dari penelitian yang dilakukan oleh Volkan Kirmaci tahun 2009 yang kemudian diperkuat dari penelitian – penelitian lainnya. Pertimbangan pemilihan dimensi tabung vorteks sebagai berikut :

1. Rasio terbaik antara panjang dengan diameter (L/D) = 15 (Dincer K; Baskaya S; Uysal BZ ,2008)
2. Rasio terbaik antara diameter orifice dengan diameter tabung (DO/D) = 0,5 (Saidi MH; Valipour MS, 2003).

3. Ukuran diameter nosel adalah 2 mm mengacu kepada penelitian Volkan Kirmaci (2009).
4. Berdasarkan penelitian variasi jumlah nosel 2,3,4,5 dan 6. Didapatkan bahwa jumlah nosel = 2 menghasilkan penurunan temperatur tertinggi (Volkan Kirmaci, 2009).
5. Tekanan dipilih 2 – 4 bar dengan kenaikan 0,5 bar karena menyesuaikan ketersediaan alat dan masih berada pada rentang tekanan dalam penelitian Volkan Kirmaci (2009).

Dari pertimbangan di atas didapatkan dimensi tabung vorteks pada **Tabel 4.1**. Sebelum melakukan pembuatan alat, tabung vorteks yang telah ditentukan dimensinya akan dihitung secara teori untuk mengestimasi berapa penurunan suhu dan *coefficient of performance* (COP) yang akan dihasilkan dari rancangan tabung vorteks. Setelah didapatkan hasil perhitungan kemudian dibuat rancangan tabung vorteks. Rancangan yang telah dibuat dijadikan acuan pembuatan alat.

Tabel 4.1 Dimensi Tabung Vorteks

Keterangan	Tabung Vorteks
Panjang tabung (L)	150 mm
Diameter tabung (D)	10 mm
Diameter nosel (d1)	2 mm
Jumlah nosel	2
Diameter orifice (d2)	5 mm
Rasio d2/D	0,5

IV.3 Perhitungan Penurunan Tekanan

Pada langkah ini dilakukan perhitungan penurunan tekanan yang terjadi di dalam tabung vorteks. Perhitungan ini digunakan untuk mengetahui tekanan pada sisi dingin tabung, dimana tekanan pada sisi dingin tabung dapat dijadikan dasar perhitungan kerja kompresor yang berfungsi untuk mengetahui nilai *coefficient of performance* secara teoritis. Penurunan tekanan di dalam tabung vorteks dapat diestimasi berdasarkan persamaan Bernoulli (Shannak, 2004). Pertama menentukan apakah aliran di dalam tabung laminar atau turbulen melalui angka reynold dengan rumus sebagai berikut.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}$$

ρ = Massa jenis udara saat 30° C (kg/m³) = 1,164 kg/m³

D = Diameter tabung (m) = 0,01 m

v = kecepatan udara yang masuk ke dalam tabung (m/s) = 32,5 m/s

μ = viskositas dinamik udara saat 30° C (N/m².s) = 18,6 x 10⁻⁶ N/m².s

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{(1,164) \cdot (32,5) \cdot (0,01)}{18,6 \times 10^{-6}} = 20338,71$$

Perhitungan di atas menunjukkan bahwa nilai angka reynold (Re) > 4000, yang menunjukkan bahwa aliran di dalam tabung vorteks adalah turbulen. Penurunan tekanan pada tabung vorteks dapat diestimasi dengan mempertimbangkan massa jenis udara

saat tekanan tertentu, faktor gesekan dari bahan tabung vorteks serta faktor gesekan akibat bentuk di dalam tabung vorteks. Sehingga untuk menghitung penurunan tekanan dapat menggunakan rumus sebagai berikut.

$$\Delta P = \rho_i \cdot \left(\frac{v^2}{2}\right) \cdot \sum f_{(i-c)} = \rho_i \cdot \left(\frac{v^2}{2}\right) \cdot (\zeta_T + \zeta_o + \sum \lambda \frac{L}{D})$$

ΔP = Penurunan Tekanan (Pa)

ρ_i = Massa jenis udara saat tekanan i

f = faktor gesekan

ζ_T = faktor gesekan akibat tee junction = 4,2

ζ_o = faktor gesekan akibat orifice = 2

λ = faktor gesekan pipa

L = Panjang tabung (m) = 0,205 m

D = Diameter tabung (m) = 0,01 m

v = kecepatan udara yang masuk ke dalam tabung (m/s) = 32,5 m/s

Untuk mendapatkan faktor gesekan, dicari terlebih dahulu rasio faktor relatif kekasaran dengan diameter tabung (ϵ/D).

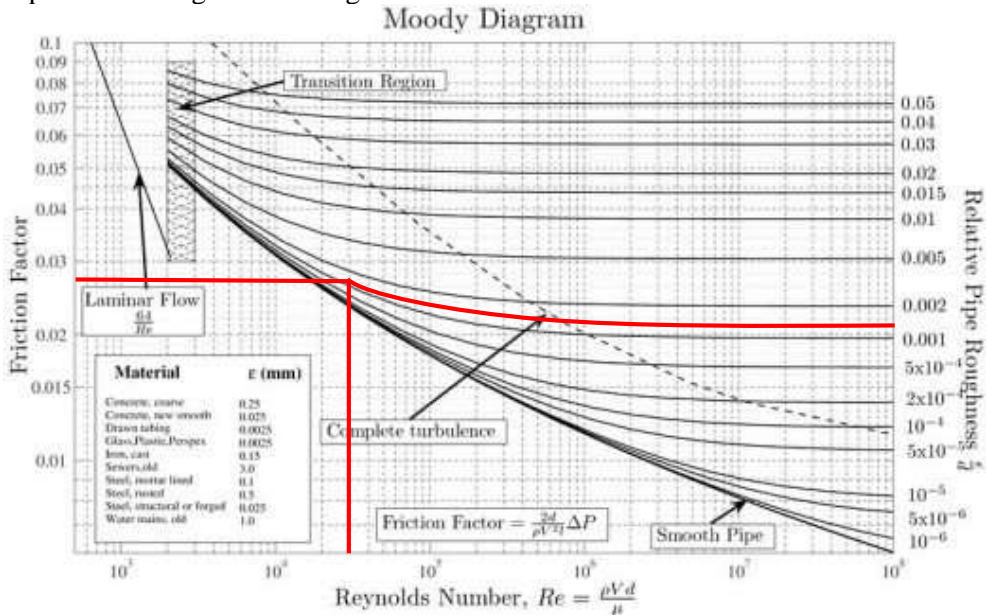
ϵ = relative roughness factor

= 0,000015 m (Stainless Steel)

$\epsilon / D = 0,000015 / 0,01$

= 0,0015

Setelah diketahui angka reynold (Re) dan rasio faktor relatif kekasaran dengan diameter tabung (ϵ/D), melalui pembacaan pada diagram moody pada **Gambar 4.2** didapatkan faktor gesekan sebagai berikut.



Gambar 4.2 Moody Diagram

(Sumber : Schaum's outline of fluid mechanics and hydraulics. McGraw-Hill. 2014)

$f = \text{faktor gesekan} = 0,0288064$

Untuk menentukan massa jenis suatu gas ideal dapat menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\rho_i = \frac{P_i}{RT_i}$$

$P_i = \text{Tekanan yang masuk ke dalam tabung vorteks}$

$R = \text{Konstanta gas} = 287,05 \text{ J/kg.K}$

$T_i = \text{Suhu udara yang masuk ke dalam tabung vorteks}$

Jadi, penurunan tekana pada desain tabung vorteks adalah sebagai berikut. Contoh perhitungan dilakukan ketika $P_i = 2 \text{ bar} = 200000 \text{ Pa}$

$$\begin{aligned} \Delta P &= \rho_i \cdot \left(\frac{v^2}{2}\right) \cdot \left(\zeta_T + \zeta_o + \sum \lambda \frac{L}{D}\right) \\ &= \frac{P_i}{RT_i} \left(\frac{v^2}{2}\right) \cdot \left(\zeta_T + \zeta_o + \sum \lambda \frac{L}{D}\right) \\ &= \frac{200000}{287,05 \cdot 303,15} \left(\frac{32,5^2}{2}\right) \cdot \left(4,2 + 2 + 0,0288064 \frac{0,205}{0,01}\right) = 8242,432 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Perhitungan penurunan tekanan pada berbagai tekanan masuk pada **Tabel 4.2**.

Tabel 4.2 Penurunan Tekanan pada Tabung Vorteks

No	P_i (Pa)	R (J/kg.K)	T (K)	ρ_i (kg/m ³)	ΔP (Pa)
1	200000	287,05	303,15	2,30	8242,43
2	250000	287,05	303,15	2,87	10303,04
3	300000	287,05	303,15	3,45	12363,65
4	350000	287,05	303,15	4,02	14424,26
5	400000	287,05	303,15	4,60	16484,86

IV.4 Perhitungan Temperatur Udara Dingin

Pada tahap ini dilakukan perhitungan temperatur udara dingin. Perhitungan ini dilakukan untuk mengetahui berapa temperatur udara dingin yang dapat dihasilkan oleh rancangan tabung vorteks. Ketika diketahui nilai temperatur udara dingin dapat diketahui juga penurunan suhu yang terjadi. Berdasarkan hasil penelitian dan analisis yang dilakukan Boye K. Ahlborn dan Jeffrey M. Gordon tahun 2000 untuk mengestimasi temperatur udara dingin dapat dihitung melalui dengan pendekatan rumus sebagai berikut.

$$T_c = T_i \left\{ \frac{1 + \left(\frac{2Bx\mu_c}{1+Bx}\right)}{1 + \left(\frac{(\gamma-1)x(1+\mu_c)}{\gamma}\right)} \right\}$$

Dimana :

$T_c = \text{Temperatur Udara Dingin (K)}$

$T_i = \text{Temperatur Udara yang Masuk (K)}$

$\gamma = \text{Rasio Panas Spesifik Udara saat } 30^\circ \text{C} = 1,4$

$B = 3(\gamma - 1)/(4\gamma)$

$x = \frac{P_i - P_a}{P_i + 2P_a}$ = Rasio Tekanan Udara yang Masuk dengan Tekanan Udara Atmosfer

μ_c = Fraksi Massa Udara Dingin = $\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_i}$

Contoh perhitungan saat $P_i = 2 \text{ bar} = 200000 \text{ Pa}$ dan $\mu_c = 1$:

$$T_c = T_i \left\{ \frac{1 + \left(\frac{2Bx\mu_c}{1+Bx} \right)}{1 + \left(\frac{(\gamma-1)x(1+\mu_c)}{\gamma} \right)} \right\}$$

$$= 303,15 \left\{ \frac{1 + \left(\frac{2(0,2143) \left(\frac{200000}{101325} \right) (1)}{1 + (0,2143) \left(\frac{200000}{101325} \right)} \right)}{1 + \left(\frac{(1,4-1) \left(\frac{200000}{101325} \right) (1+1)}{1,4} \right)} \right\} = 292,45 \text{ K} = 19,3^\circ \text{ C}$$

Perhitungan suhu udara dingin pada berbagai kondisi tekanan masuk pada **Tabel 4.3** dan **Tabel 4.4**.

Tabel 4.3 Suhu Udara Dingin pada Tabung Vorteks saat $\mu_c = 1$

No	P_i (Pa)	P_a (Pa)	T_i (K)	T_c (K)	T_c ($^\circ\text{C}$)
1	200000	101325	303,15	292,45	19,30
2	250000	101325	303,15	288,81	15,66
3	300000	101325	303,15	285,92	12,77
4	350000	101325	303,15	283,56	10,41
5	400000	101325	303,15	281,61	8,64

Tabel 4.4 Suhu Udara Dingin pada Tabung Vorteks saat $\mu_c = 0,5$

No	P_i (Pa)	P_a (Pa)	T_i (K)	T_c (K)	T_c ($^\circ\text{C}$)
1	200000	101325	303,15	288,02	14,87
2	250000	101325	303,15	283,22	10,67
3	300000	101325	303,15	279,48	6,33
4	350000	101325	303,15	276,49	3,34
5	400000	101325	303,15	274,05	0,90

IV.5 Perhitungan Teoritis COP Tabung Vorteks

Pada tahap ini dilakukan perhitungan COP tabung vorteks. COP dihitung untuk mengetahui nilai efisiensi dari tabung vorteks, dimana semakin tinggi nilai COP maka akan semakin bagus performa dari tabung vorteks. Untuk mengetahui kemampuan dari tabung vorteks dengan cara membandingkan kapasitas pendinginan yang dihasilkan tabung vorteks dengan kerja kompresor. Kerja kompresor dapat diketahui menggunakan prinsip ekspansi isentropik gas ideal. Rumus yang digunakan sebagai berikut.

$$COP = \frac{Q_c}{W}$$

$$COP = \frac{\mu_c \times c_p \times \Delta T_c}{\left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \times R \times T_i \times \left[\left(\frac{P_i}{P_c} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}$$

Contoh perhitungan dilakukan ketika $P_i = 2 \text{ bar} = 200000 \text{ Pa}$ dan $\mu_c = 0,5$

$$COP = \frac{0,5 \times 1005 \times (303,15 - 288,02)}{\left(\frac{1,4}{1,4-1}\right) \times 287,05 \times 303,15 \times \left[\left(\frac{200000}{191758}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1\right]} = 2,0629$$

Perhitungan COP tabung vorteks pada berbagai kondisi tekanan masuk dapat dilihat pada **Tabel 4.5**.

Tabel 4.5 Perhitungan Teoritis COP Tabung Vorteks

No	P _i (Pa)	P _c (Pa)	T _i (K)	T _c (K)	COP
1	200000	191758	303,15	288,02	2,0629
2	250000	239697	303,15	283,22	2,7187
3	300000	287636	303,15	279,48	3,2285
4	350000	335576	303,15	276,49	3,6361
5	400000	383515	303,15	274,05	3,9694

IV.6 Desain Prototipe Tabung Vorteks

Tahap desain prototipe dilakukan dengan merancang masing – masing bagian dari tabung vorteks sesuai dengan dimensi yang telah ditentukan pada **Tabel 4.1**. Pada desain tabung vorteks pada **Gambar 4.1** terdapat empat bagian utama pembentuk tabung vorteks yaitu orifice, tabung utama, vorteks generator dan katup. Pembuatan desain tabung vorteks menggunakan software AutoCAD 2D dan Inventor. Orifice yang berfungsi sebagai tempat keluar udara dingin memiliki diameter 5 mm dan panjang 30 mm yang ditunjukkan pada **Gambar 4.3**.



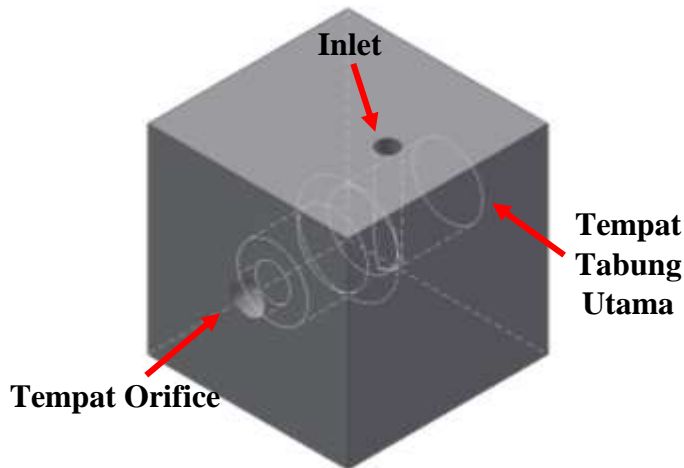
Gambar 4.3 Desain Orifice

Setelah itu dilakukan pembuatan tabung utama yang berfungsi sebagai tempat terjadinya aliran vorteks dengan diameter 10 mm dan panjang tabung 150 mm. Pada tabung utama terdapat dua lubang nosel yang berdiameter 2 mm yang terletak 15 mm dari ujung tabung seperti yang ditunjukkan pada **Gambar 4.4**.



Gambar 4.4 Desain Tabung Utama

Bagian ketiga yang didesain adalah vorteks generator yang berfungsi sebagai tempat masuknya udara bertekanan dan sebagai tempat awal terbentuknya aliran vorteks, dimensi vorteks generator adalah 40 mm x 40 mm x 40 mm dengan lubang inlet yang berdiameter 4 mm yang ditunjukkan pada **Gambar 4.5**.



Gambar 4.5 Desain Vorteks Generator

Bagian keempat yang didesain adalah katup yang berfungsi sebagai pengatur laju aliran udara yang keluar di sisi panas dan sisi dingin. Katup tabung vorteks berbentuk kerucut dan memiliki sudut 60°. Desain katup tabung vorteks ditunjukkan pada **Gambar 4.6**.



Gambar 4.6 Desain Katup Tabung Vorteks

Desain prototipe tabung vorteks 2D dan 3D dapat dilihat pada **lampiran 1**. Hasil desain tersebut dijadikan acuan untuk membuat prototipe dengan bahan stainless steel. Pemilihan stainless steel karena bahan tersebut sesuai dengan material kapal dan memiliki ketahanan terhadap variasi suhu ekstrim, tahan korosi, tahan panas dan lain lain. Hasil pembuatan prototipe dapat dilihat pada **Gambar 4.7**.



Gambar 4.7 Hasil Pembuatan Prototipe Tabung Vorteks

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

BAB V

HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

V.1 Umum

Pada bab ini akan dijelaskan mengenai analisis data dan pembahasan hasil eksperimen rancangan tabung vorteks. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui kemampuan dari tabung vorteks yang telah dirancang. Analisis data ini didapatkan dari hasil pengamatan lab mengenai suhu dan volume aliran udara yang keluar dari tabung vorteks. Penelitian dilakukan dengan memvariasikan tekanan udara masuk dan putaran katup tabung vorteks. Dari hasil pengamatan ini akan diketahui apakah prototipe tabung vorteks yang telah dibuat dapat dijadikan untuk pendinginan di ruang akomodasi kapal penumpang.

V.2 Hasil Penelitian

Penelitian tabung vorteks dilakukan dengan memvariasikan tekanan udara masuk dan putaran katup. Data yang diukur pada penelitian ini adalah suhu udara, tekanan udara di sisi dingin tabung vorteks dan volume aliran udara. Suhu udara diukur dengan termokopel, terdapat tiga titik pengukuran yaitu suhu udara yang masuk ke dalam tabung (T_{in}), suhu udara dingin (T_{cold}) dan suhu udara panas (T_{hot}). Tekanan udara di sisi dingin (P_{cold}) di ukur menggunakan *pressure gauge*. Volume aliran udara diukur menggunakan *anemometer*, dimana terdapat dua titik pengukuran yaitu volume aliran udara yang masuk (V_{in}) dan volume aliran udara keluar di sisi dingin tabung vorteks (V_{cold}). Hasil pengukuran dapat dilihat pada **tabel 5.1**.

Tabel 5.1 Hasil Pengukuran

Bukaan 1 = 0 putaran

No	P_{in} (bar)	P_{cold} (bar)	T_{in} (°C)	T_{cold} (°C)	T_{hot} (°C)	V_{in} (m ³ /min)	V_{cold} (m ³ /min)
1	2	1,46	29,7	27,6	32,9	1,952	1,900
2	2,5	1,77	30,1	24,2	33,3	1,973	1,927
3	3	1,91	30,3	19,9	33,5	1,989	1,950
4	3,5	2,02	30,5	15,1	33,5	2,001	1,973
5	4	2,08	30,7	12,3	33,7	2,038	1,986

Bukaan 2 = ¼ putaran

No	P_{in} (bar)	P_{cold} (bar)	T_{in} (°C)	T_{cold} (°C)	T_{hot} (°C)	V_{in} (m ³ /min)	V_{cold} (m ³ /min)
1	2	1,23	29,7	26,9	33,3	1,952	1,576
2	2,5	1,46	30,1	22,1	33,6	1,973	1,643
3	3	1,48	30,3	18,9	34,4	1,989	1,729
4	3,5	1,64	30,5	14,1	34,9	2,001	1,748
5	4	1,71	30,7	10,8	35,7	2,038	1,785

Bukaan 3 = ½ putaran

No	P _{in} (bar)	P _{cold} (bar)	T _{in} (°C)	T _{cold} (°C)	T _{hot} (°C)	V _{in} (m ³ /min)	V _{cold} (m ³ /min)
1	2	1,18	29,7	25,6	33,7	1,952	1,442
2	2,5	1,29	30,1	21,0	34,1	1,973	1,611
3	3	1,38	30,3	17,4	34,8	1,989	1,641
4	3,5	1,48	30,5	12,9	35,6	2,001	1,691
5	4	1,57	30,7	9,4	36,1	2,038	1,721

Bukaan 4 = ¾ putaran

No	P _{in} (bar)	P _{cold} (bar)	T _{in} (°C)	T _{cold} (°C)	T _{hot} (°C)	V _{in} (m ³ /min)	V _{cold} (m ³ /min)
1	2	1,03	29,7	28,0	33,2	1,952	0,886
2	2,5	1,08	30,1	25,4	33,8	1,973	0,931
3	3	1,10	30,3	24,2	34,0	1,989	0,987
4	3,5	1,15	30,5	22,2	34,2	2,001	1,028
5	4	1,19	30,7	20,4	34,3	2,038	1,102

Bukaan 5 = 1 putaran

No	P _{in} (bar)	P _{cold} (bar)	T _{in} (°C)	T _{cold} (°C)	T _{hot} (°C)	V _{in} (m ³ /min)	V _{cold} (m ³ /min)
1	2	1,02	29,7	29,1	33,2	1,952	0,666
2	2,5	1,04	30,1	28,8	33,5	1,973	0,755
3	3	1,05	30,3	28,2	33,4	1,989	0,869
4	3,5	1,07	30,5	27,6	33,2	2,001	0,937
5	4	1,09	30,7	26,0	32,8	2,038	0,991

V.3 Perhitungan Laju Massa Aliran dan Fraksi Massa Udara Dingin

Laju massa aliran adalah jumlah massa suatu benda yang mengalir pada suatu titik dalam jangka waktu tertentu. Berdasarkan data sebelumnya telah didapatkan hasil pengukuran volume aliran udara yang masuk ke dalam tabung vorteks dan udara yang keluar dari sisi dingin tabung vorteks. Perhitungan laju massa aliran udara didapatkan dengan mengalikan massa jenis udara dengan laju volume aliran udara, dimana nilai massa jenis udara ditentukan dari suhu udara. Berikut adalah contoh perhitungan laju massa aliran masuk (\dot{m}_{in}) pada saat tekanan 2 bar dan bukaan katup 0 putaran :

$$\dot{m}_{in} = \rho \times V_{in}$$

$$= 1,164 \text{ kg/m}^3 \times 1,952 \text{ m}^3/\text{min} = 2,272 \text{ kg/min} = 0,0379 \text{ kg/s}$$

Catatan : ρ udara saat 29,9 °C adalah 1,164 kg/m³

Berdasarkan hukum konservasi massa, laju massa aliran udara yang masuk (\dot{m}_{in}) sama dengan massa aliran udara yang keluar (\dot{m}_{out}). Sehingga laju massa aliran udara masuk sama dengan laju massa aliran udara dingin (\dot{m}_{cold}) ditambah dengan laju massa aliran udara panas (\dot{m}_{hot}). Perhitungan laju massa aliran udara dingin didapatkan sebagai berikut saat tekanan 2 bar dan bukaan katup 0 putaran.

$$\begin{aligned}\dot{m}_c &= \dot{m}_{in} - \dot{m}_h \\ \dot{m}_h &= \rho \times V_h = \rho \times (V_{in} - V_c) \\ &= 1,153 \times (1,952 - 1,900) \\ &= 1,153 \times (1,952 - 1,900) = 0,059 \text{ kg/min} = 0,0010 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Catatan : ρ udara saat 32,9 °C adalah 1,153 kg/m³

$$\dot{m}_c = 0,0379 \text{ kg/s} - 0,0010 \text{ kg/s} = 0,0369 \text{ kg/s}$$

Setelah didapatkan laju massa aliran udara dingin dan massa aliran udara yang masuk, dilakukan perhitungan fraksi massa udara dingin (μ_c). Fraksi massa udara dingin didefinisikan sebagai perbandingan antara laju massa aliran udara dingin dengan laju aliran udara masuk. Berikut contoh perhitungan fraksi massa udara dingin (μ_c) pada saat tekanan 2 bar dan bukaan katup 0 putaran :

$$\mu_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_i} = \frac{0,0369}{0,0379} = 0,974$$

Hasil perhitungan laju massa aliran udara dan fraksi massa udara dingin (μ_c) pada berbagai variasi tekanan dan bukaan katup adalah sebagai berikut.

Tabel 5.2 Hasil Perhitungan Massa Aliran dan Fraksi Massa Udara Dingin

Bukaan 1 = 0 putaran

No	P _{in} (bar)	V _{in} (m ³ /min)	V _{cold} (m ³ /min)	V _{hot} (m ³ /min)	m _{in} (kg/s)	m _{hot} (kg/s)	m _{cold} (kg/s)	μ _c
1	2	1,952	1,900	0,051	0,0379	0,0010	0,0369	0,974
2	2,5	1,973	1,927	0,046	0,0383	0,0009	0,0374	0,977
3	3	1,989	1,950	0,038	0,0386	0,0007	0,0378	0,981
4	3,5	2,001	1,973	0,028	0,0388	0,0005	0,0383	0,986
5	4	2,038	1,986	0,052	0,0395	0,0010	0,0385	0,975

Bukaan 2 = $\frac{1}{4}$ putaran

No	P _{in} (bar)	V _{in} (m ³ /min)	V _{cold} (m ³ /min)	V _{hot} (m ³ /min)	m _{in} (kg/s)	m _{hot} (kg/s)	m _{cold} (kg/s)	μ _c
1	2	1,952	1,576	0,376	0,0379	0,0072	0,0306	0,809
2	2,5	1,973	1,643	0,330	0,0383	0,0063	0,0319	0,834
3	3	1,989	1,729	0,260	0,0386	0,0050	0,0336	0,870
4	3,5	2,001	1,748	0,252	0,0388	0,0048	0,0340	0,875
5	4	2,038	1,785	0,253	0,0395	0,0049	0,0347	0,877

Bukaan 3 = $\frac{1}{2}$ putaran

No	P _{in} (bar)	V _{in} (m ³ /min)	V _{cold} (m ³ /min)	V _{hot} (m ³ /min)	m _{in} (kg/s)	m _{hot} (kg/s)	m _{cold} (kg/s)	μ _c
1	2	1,952	1,442	0,510	0,0379	0,0098	0,0281	0,741
2	2,5	1,973	1,611	0,363	0,0383	0,0070	0,0313	0,818
3	3	1,989	1,641	0,348	0,0386	0,0067	0,0319	0,827
4	3,5	2,001	1,691	0,310	0,0388	0,0060	0,0329	0,847
5	4	2,038	1,721	0,317	0,0395	0,0061	0,0334	0,846

Bukaan 4 = $\frac{3}{4}$ putaran

No	P _{in} (bar)	V _{in} (m ³ /min)	V _{cold} (m ³ /min)	V _{hot} (m ³ /min)	m _{in} (kg/s)	m _{hot} (kg/s)	m _{cold} (kg/s)	μ _c
1	2	1,952	0,886	1,066	0,0379	0,0205	0,0174	0,459
2	2,5	1,973	0,931	1,042	0,0383	0,0200	0,0182	0,477
3	3	1,989	0,987	1,002	0,0386	0,0193	0,0193	0,501
4	3,5	2,001	1,028	0,972	0,0388	0,0187	0,0201	0,519
5	4	2,038	1,102	0,935	0,0395	0,0180	0,0216	0,545

Bukaan 5 = 1 putaran

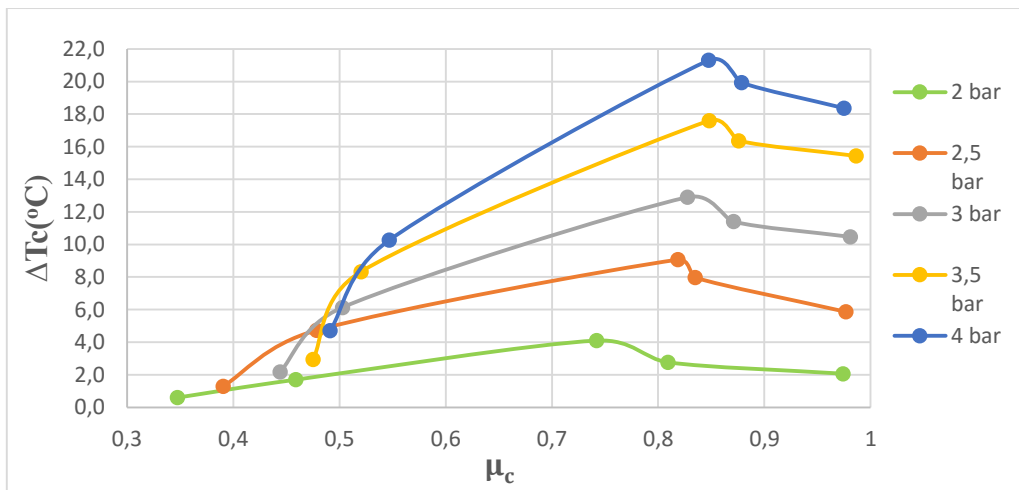
No	P _{in} (bar)	V _{in} (m ³ /min)	V _{cold} (m ³ /min)	V _{hot} (m ³ /min)	m _{in} (kg/s)	m _{hot} (kg/s)	m _{cold} (kg/s)	μ _c
1	2	1,952	0,666	1,286	0,0379	0,0247	0,0132	0,347
2	2,5	1,973	0,755	1,218	0,0383	0,0234	0,0149	0,388
3	3	1,989	0,869	1,120	0,0386	0,0215	0,0171	0,442
4	3,5	2,001	0,937	1,064	0,0388	0,0204	0,0184	0,473
5	4	2,038	0,991	1,047	0,0395	0,0201	0,0194	0,491

V.4 Pengaruh Tekanan Udara Masuk dan Bukaannya Katup Terhadap Suhu Keluaran Tabung Vorteks

Pada percobaan terhadap rancangan tabung vorteks dengan memvariasikan tekanan udara masuk dan bukaannya katup tabung vorteks. Tekanan udara masuk berpengaruh terhadap kondisi awal udara, dimana semakin besar tekanan semakin besar juga suhu dan volume aliran udara yang masuk ke dalam tabung vorteks. Bukaannya katup berpengaruh terhadap volume aliran udara dingin yang keluar dari tabung vorteks, sehingga berpengaruh terhadap fraksi massa udara dingin dimana semakin besar bukaannya katup semakin kecil fraksi massa udara dingin.

V.4.1 Pengaruh Tekanan Udara Masuk dan Bukaannya Katup Terhadap Penurunan Suhu

Pada **gambar 5.1** dapat diketahui pengaruh tekanan udara masuk dan bukaannya katup terhadap penurunan suhu keluaran tabung vorteks. Dari data tersebut dapat dilihat bahwa pada kondisi awal tekanan masuk 2 bar dan bukaannya katup 0 putaran atau katup dalam kondisi tertutup penurunan suhu yang terjadi sebesar $2,1^{\circ}\text{C}$, kemudian bukaannya katup diperbesar menjadi $\frac{1}{4}$ putaran menghasilkan penurunan suhu $2,8^{\circ}\text{C}$. Penurunan suhu terus meningkat ketika bukaannya katup diperbesar menjadi $\frac{1}{2}$ putaran, dimana penurunan suhunya sebesar $4,1^{\circ}\text{C}$. Namun, pada saat bukaannya katup $\frac{3}{4}$ putaran, penurunan suhu berkurang menjadi $1,7^{\circ}\text{C}$, yang kemudian semakin menurun ketika bukaannya katup diperbesar menjadi 1 putaran yaitu $0,6^{\circ}\text{C}$.



Gambar 5.1 Grafik Penurunan Suhu Terhadap Fraksi Massa Udara Dingin Pada Berbagai Variasi Tekanan

Selanjutnya ketika tekanan masuk 2,5 bar dan katup dalam kondisi tertutup penurunan suhu yang terjadi sebesar $5,9^{\circ}\text{C}$, kemudian bukaannya katup diperbesar menjadi $\frac{1}{4}$ putaran menghasilkan penurunan suhu $8,0^{\circ}\text{C}$. Ketika bukaannya katup diperbesar menjadi $\frac{1}{2}$ putaran, dimana penurunan suhunya sebesar $9,1^{\circ}\text{C}$. Lalu, pada saat bukaannya katup $\frac{3}{4}$ putaran, penurunan suhu menjadi $4,7^{\circ}\text{C}$, yang kemudian ketika bukaannya katup diperbesar menjadi 1 putaran penurunan suhu semakin berkurang yaitu menjadi $1,3^{\circ}\text{C}$.

Berdasarkan data di atas menunjukkan bahwa pada kondisi tekanan udara masuk yang sama, bukaan katup mempengaruhi penurunan suhu yang dihasilkan tabung vorteks. Efek bukaan katup terhadap penurunan suhu berbentuk seperti parabola, dimana penurunan suhu terbesar terjadi ketika bukaan katup $\frac{1}{2}$ putaran yang memiliki nilai fraksi massa udara dingin berkisar 0,74 – 0,85. Sedangkan penurunan suhu terkecil terjadi ketika bukaan katup 1 putaran yang memiliki nilai fraksi massa udara dingin berkisar 0,34 – 0,49. Pengaruh bukaan katup pada tekanan udara masuk 3 bar, 3,5 bar dan 4 bar memiliki pola yang sama dengan percobaan sebelumnya yaitu berbentuk parabola dengan titik penurunan tertinggi terjadi ketika bukaan katup $\frac{1}{2}$ putaran.

Pembahasan kedua adalah efek perubahan tekanan udara masuk terhadap penurunan suhu udara tabung vorteks. Pengujian ini diawali dengan melakukan pengamatan pada kondisi katup tertutup atau 0 putaran dengan tekanan udara masuk 2 bar terjadi penurunan suhu 2,1° C. Kemudian tekanan udara masuk diperbesar menjadi 2,5 bar dan menghasilkan penurunan suhu 5,9° C. Ketika tekanan ditingkatkan menjadi 3 bar penurunan suhu yang terjadi adalah 10,5° C. Pada saat tekanan 3,5 bar penurunan suhu terus meningkat menjadi 15,4° C dan ketika tekanan dinaikkan menjadi 4 bar terlihat bahwa penurunan suhu udara semakin meningkat menjadi 18,4° C.

Ketika dilakukan pengujian pada bukaan katup $\frac{1}{4}$ putaran, terlihat pola yang sama dengan pengujian sebelumnya, yaitu semakin besar tekanan udara yang masuk maka semakin besar penurunan suhu yang terjadi. Pola tersebut sesuai dengan teori bahwa peningkatan tekanan udara masuk akan meningkatkan pemisahan suhu udara yang dihasilkan tabung vorteks. (Yilmaz, et al., 2009)

Berdasarkan dari dua pembahasan diatas, dapat disimpulkan bahwa penambahan tekanan udara masuk dan perubahan bukaan katup dapat mempengaruhi penurunan suhu udara yang dihasilkan tabung vorteks. Semakin tinggi tekanan udara yang masuk pada kondisi bukaan katup yang sama, maka akan semakin tinggi penurunan suhu yang terjadi. Apabila tekanan masuk dalam keadaan konstan dan dilakukan variasi bukaan katup, maka pola penurunan suhu akan berbentuk parabola.

V.4.2 Pengaruh Tekanan dan Bukaan Katup Terhadap Kenaikan Suhu

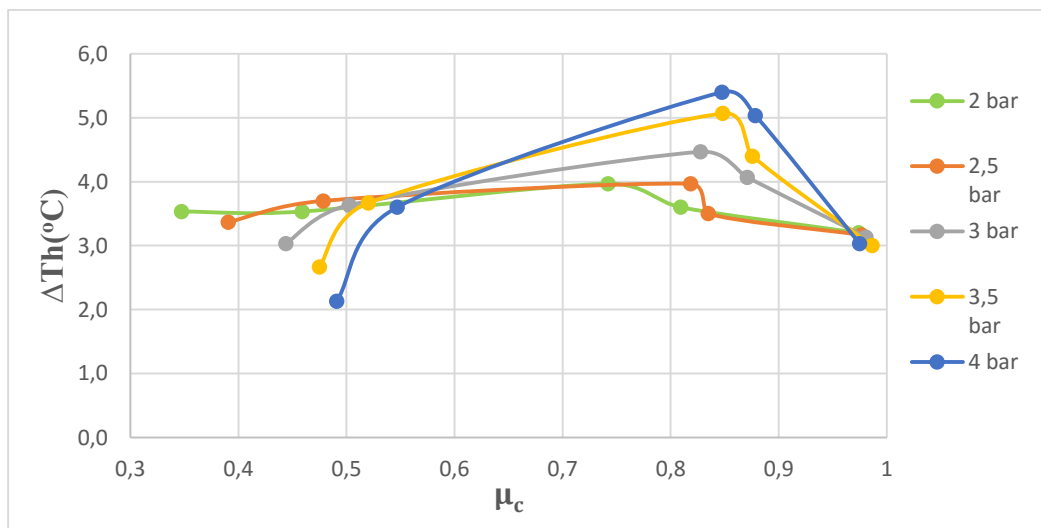
Pengujian juga dilakukan terhadap kenaikan suhu yang dihasilkan tabung vorteks. Pengaruh tekanan udara masuk dan bukaan katup terhadap kenaikan suhu ditunjukkan pada **gambar 5.2**. Pembahasan pertama yaitu tentang pengaruh bukaan katup terhadap kenaikan suhu udara yang dihasilkan tabung vorteks. Pada tekanan udara masuk 2 bar dengan bukaan katup 0 putaran didapatkan kenaikan suhu udara di sisi panas tabung vorteks sebesar 3,2° C, ketika bukaan katup diperbesar $\frac{1}{4}$ putaran kenaikan suhu udara semakin besar menjadi 3,6° C, lalu bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{2}$ putaran dan kenaikan suhu yang terjadi juga semakin meningkat menjadi 4,0° C. Namun, ketika bukaan katup $\frac{3}{4}$ putaran nilai kenaikan suhu udara yang dihasilkan tabung vorteks berkurang menjadi 3,5° C. Pada saat bukaan katup 1 putaran, kenaikan suhu memiliki nilai yang sama dengan bukaan katup $\frac{3}{4}$ putaran yaitu 3,5° C.

Pengujian dilanjutkan pada tekanan 2,5 bar dan katup dalam kondisi tertutup kenaikan suhu yang terjadi sebesar 3,2° C, kemudian bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{4}$ putaran menghasilkan kenaikan suhu 3,5° C. Ketika bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{2}$ putaran, dimana kenaikan suhunya sebesar 4,0° C. Lalu, pada saat bukaan katup $\frac{3}{4}$

putaran, kenaikan suhu menjadi $3,7^{\circ}\text{C}$, yang kemudian ketika bukaan diperbesar menjadi 1 putaran kenaikan suhu semakin berkurang yaitu menjadi $3,5^{\circ}\text{C}$.

Berdasarkan data di atas menunjukkan bahwa pada kondisi tekanan udara masuk yang sama, bukaan katup mempengaruhi kenaikan suhu yang dihasilkan tabung vorteks. Efek bukaan katup terhadap kenaikan suhu memiliki pola yang sama dengan efek bukaan katup terhadap penurunan suhu yaitu memiliki bentuk seperti parabola, dimana kenaikan suhu tertinggi terjadi ketika bukaan katup $\frac{1}{2}$ putaran yang memiliki nilai fraksi massa udara dingin berkisar $0,74 - 0,85$. Sedangkan kenaikan suhu terkecil terjadi ketika bukaan katup 1 putaran yang memiliki nilai fraksi massa udara dingin berkisar $0,34 - 0,49$. Pengaruh bukaan katup pada tekanan udara masuk 3 bar, 3,5 bar dan 4 bar memiliki pola yang sama dengan percobaan sebelumnya yaitu berbentuk parabola dengan titik kenaikan suhu tertinggi ketika bukaan katup $\frac{1}{2}$ putaran. Hal ini sesuai dengan penelitian sebelumnya bahwa kenaikan suhu terbesar terjadi ketika fraksi massa udara dingin berkisar $0,7-0,8$ (Yilmaz, et al., 2009).

Pembahasan kedua adalah efek perubahan tekanan udara masuk terhadap kenaikan suhu udara tabung vorteks. Pengujian ini diawali dengan melakukan pengamatan pada kondisi katup tertutup atau 0 putaran dengan tekanan udara masuk 2 bar terjadi kenaikan suhu $3,2^{\circ}\text{C}$. Kemudian tekanan udara masuk diperbesar menjadi 2,5 bar, namun kenaikan suhu yang terjadi tetap sama yaitu $3,2^{\circ}\text{C}$. Nilai kenaikan suhu semakin berkurang menjadi $3,1^{\circ}\text{C}$ ketika tekanan udara masuk dinaikkan menjadi 3 bar. Ketika tekanan udara 3,5 bar dan 4 bar, kenaikan suhu udara yang dihasilkan tabung vorteks menjadi $3,0^{\circ}\text{C}$.



Gambar 5.2 Grafik Kenaikan Suhu Terhadap Fraksi Massa Udara Dingin Pada Berbagai Variasi Tekanan

Pengujian dilanjutkan pada bukaan katup $\frac{1}{4}$ putaran, ketika tekanan udara 2 bar maka terjadi kenaikan suhu sebesar $3,6^{\circ}\text{C}$. Ketika tekanan udara menjadi 2,5 bar terjadi penurunan nilai kenaikan suhu yaitu menjadi $3,5^{\circ}\text{C}$. Pada saat tekanan udara masuk 3 bar nilai kenaikan suhu meningkat menjadi $4,1^{\circ}\text{C}$. Peningkatan nilai kenaikan suhu juga

terjadi pada tekanan 3,5 bar dan 4 bar dimana kenaikan suhunya secara berturut turut menjadi 4,4° C dan 5,0° C. Pada saat bukaan katup ½ putaran memiliki pola kenaikan suhu yang hampir sama dengan bukaan katup ¼ putaran. Hanya ketika tekanan 2 bar dan 2,5 bar nilai kenaikan suhunya konstan 4,0° C. Ketika bukaan katup diperbesar menjadi ¾ putaran kenaikan suhunya konstan pada berbagai tekanan udara masuk, ketika tekanan 2 bar kenaikan suhu menjadi 3,5° C, pada saat 2,5 bar kenaikan suhu menjadi 3,7° C, pada saat tekanan 3 bar kenaikan suhu bernilai 3,6° C, pada tekanan 3,5 bar kenaikan suhu menjadi 3,7° C dan 4 bar dimana nilai kenaikan suhunya bernilai 3,6° C. Pada bukaan katup 1 putaran, ketika tekanan ditingkatkan kenaikan suhunya semakin menurun. Dimana pada tekanan udara masuk 2 bar kenaikan suhunya 3,5° C, pada tekanan 2,5 bar kenaikan suhunya menjadi 3,4° C, pada tekanan 3 bar kenaikan suhu menjadi 3,0° C, ketika tekanan 3,5 bar kenaikan suhu menurun menjadi 2,7° C dan pada tekanan 4 bar nilai kenaikan suhunya semakin rendah menjadi 2,1° C.

Berdasarkan dari dua pembahasan diatas, dapat disimpulkan bahwa penambahan tekanan udara masuk dan perubahan bukaan katup dapat mempengaruhi kenaikan suhu udara yang dihasilkan tabung vorteks. Ketika fraksi massa udara dingin berkisar 0,7-0,9 semakin tinggi tekanan udara yang masuk pada kondisi bukaan katup yang sama, maka akan semakin tinggi kenaikan suhu yang terjadi disebabkan pada kondisi ini pengaruh gesekan aliran vorteks dengan dinding tabung sangat tinggi sehingga ketika tekanan meningkat dimana menyebabkan volume aliran vorteks yang bergesekan dengan dinding semakin besar maka kenaikan suhu yang terjadi juga meningkat. Ketika nilai fraksi massa udara dingin berkisar 0,5, perubahan tekanan udara masuk tidak berpengaruh terhadap kenaikan suhu udara, hal ini disebabkan pengaruh gesekan tidak terlalu besar akibat bukaan katup yang semakin besar. Sedangkan pada fraksi massa 0,3 – 0,5 dan di atas 0,9, maka semakin tinggi tekanan udara yang masuk pada kondisi bukaan katup yang sama, maka akan semakin rendah kenaikan suhu yang terjadi. Pada fraksi massa 0,3-0,5 nilai kenaikan suhu yang menurun disebabkan kecilnya gesekan yang terjadi akibat bukaan katup yang besar. Sedangkan pada kondisi fraksi massa 0,9, nilai kenaikan suhu menurun walaupun gesekan yang terjadi besar akan tetapi volume aliran yang keluar dari tabung vorteks sangat kecil akibat katup yang tertutup rapat. Apabila tekanan masuk dalam keadaan konstan dan dilakukan variasi bukaan katup, maka pola kenaikan suhu akan berbentuk parabola (Yilmaz, et al., 2009).

V.5 Kapasitas Pendinginan Tabung Vorteks

V.5.1 Perhitungan Kapasitas Pendinginan Tabung Vorteks

Kapasitas pendinginan adalah kemampuan sistem pendingin untuk menghilangkan panas. Untuk mengetahui kemampuan pendinginan tabung vorteks maka perlu dihitung kapasitas pendinginan, dimana kapasitas pendinginan dipengaruhi oleh penurunan suhu udara (ΔT_c), kapasitas panas spesifik udara pada tekanan konstan (c_p) dan laju massa aliran udara dingin (\dot{m}_{cold}). Berikut adalah contoh perhitungan kapasitas pendinginan (Q_c) pada saat tekanan 2 bar dan bukaan katup 0 putaran :

$$\begin{aligned} Q_c &= \dot{m}_c \times c_p \times \Delta T_c \\ &= 0,0369 \text{ kg/s} \times 1006 \text{ J/kg.K} \times (302,7 - 300,6) \text{ K} \\ &= 76,670 \text{ W} \end{aligned}$$

Hasil perhitungan kapasitas pendinginan pada berbagai variasi tekanan dan bukaan katup dapat dilihat pada **tabel 5.3**. Dimana P_{in} adalah tekanan udara yang masuk ke dalam tabung vorteks, T_{in} adalah suhu udara yang masuk ke dalam tabung vorteks, T_{cold} adalah suhu udara yang keluar dari sisi dingin tabung vorteks, \dot{m}_{in} adalah laju aliran massa yang masuk ke dalam tabung vorteks, \dot{m}_{cold} adalah laju aliran massa udara dingin. c_p adalah kapasitas panas spesifik udara pada tekanan konstan. Q_c adalah kapasitas pendinginan

Tabel 5.3 Hasil Perhitungan Kapasitas Pendinginan

Bukaan 1 = 0 putaran

No	P_{in} (bar)	T_{in} (K)	T_{cold} (K)	\dot{m}_{in} (kg/s)	\dot{m}_{cold} (kg/s)	c_p (J/kg.K)	Q_c (W)
1	2	302,7	300,6	0,0379	0,0369	1006	76,67
2	2,5	303,1	297,2	0,0383	0,0374	1006	220,66
3	3	303,3	292,9	0,0386	0,0378	1006	398,47
4	3,5	303,5	288,1	0,0388	0,0383	1006	594,38
5	4	303,7	285,3	0,0395	0,0385	1006	712,10

Bukaan 2 = ¼ putaran

No	P_{in} (bar)	T_{in} (K)	T_{cold} (K)	\dot{m}_{in} (kg/s)	\dot{m}_{cold} (kg/s)	c_p (J/kg.K)	Q_c (W)
1	2	302,7	299,9	0,0379	0,0306	1006	85,28
2	2,5	303,1	295,1	0,0383	0,0319	1006	256,11
3	3	303,3	291,9	0,0386	0,0336	1006	385,33
4	3,5	303,5	287,1	0,0388	0,0340	1006	559,71
5	4	303,7	283,8	0,0395	0,0347	1006	696,34

Bukaan 3 = ½ putaran

No	P_{in} (bar)	T_{in} (K)	T_{cold} (K)	\dot{m}_{in} (kg/s)	\dot{m}_{cold} (kg/s)	c_p (J/kg.K)	Q_c (W)
1	2	302,7	298,6	0,0379	0,0281	1006	115,89
2	2,5	303,1	294,0	0,0383	0,0313	1006	285,82
3	3	303,3	290,4	0,0386	0,0319	1006	414,39
4	3,5	303,5	285,9	0,0388	0,0329	1006	582,78
5	4	303,7	282,4	0,0395	0,0334	1006	717,98

Bukaan 4 = $\frac{3}{4}$ putaran

No	P_{in} (bar)	T_{in} (K)	T_{cold} (K)	m_{in} (kg/s)	m_{cold} (kg/s)	c_p (J/kg.K)	Q_c (W)
1	2	302,7	301,0	0,0379	0,0174	1006	29,72
2	2,5	303,1	298,4	0,0383	0,0182	1006	87,23
3	3	303,3	297,2	0,0386	0,0193	1006	119,67
4	3,5	303,5	295,2	0,0388	0,0201	1006	169,29
5	4	303,7	293,4	0,0395	0,0216	1006	223,30

Bukaan 5 = 1 putaran

No	P_{in} (bar)	T_{in} (K)	T_{cold} (K)	m_{in} (kg/s)	m_{cold} (kg/s)	c_p (J/kg.K)	Q_c (W)
1	2	302,7	302,1	0,0379	0,0132	1006	7,94
2	2,5	303,1	301,8	0,0383	0,0149	1006	19,55
3	3	303,3	301,2	0,0386	0,0171	1006	37,34
4	3,5	303,5	300,6	0,0388	0,0184	1006	54,40
5	4	303,7	299,0	0,0395	0,0194	1006	91,81

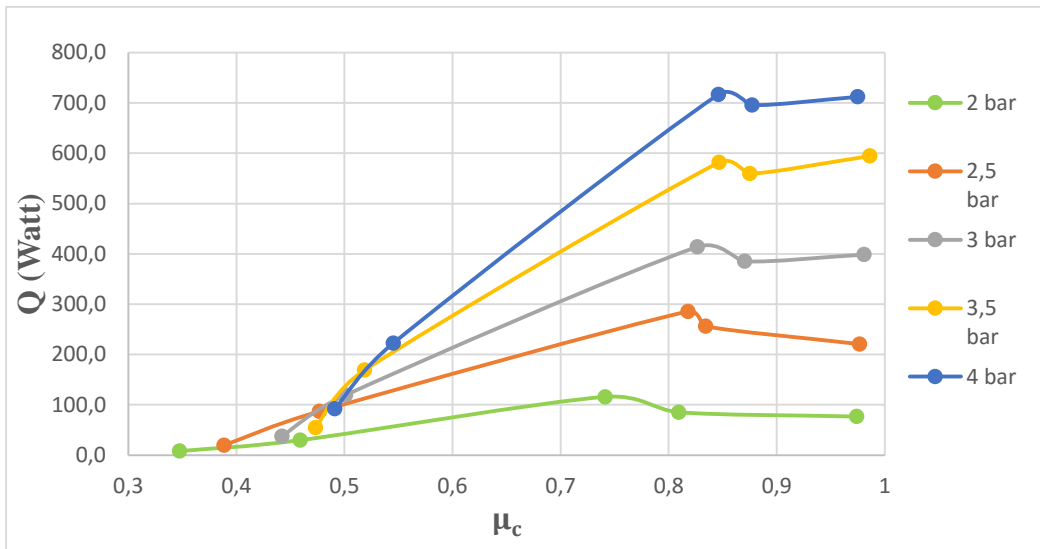
V.5.2 Pengaruh Tekanan Udara Masuk dan Bukaan Katup Terhadap Kapasitas Pendinginan Tabung Vorteks

Pengaruh tekanan udara masuk dan bukaan katup terhadap kapasitas pendinginan dapat dilihat pada **gambar 5.3**. Dari data tersebut dapat dilihat bahwa pada kondisi awal tekanan masuk 2 bar dan bukaan katup dalam kondisi tertutup kapasitas pendinginan yang terjadi sebesar 76,670 Watt, kemudian bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{4}$ putaran menghasilkan kapasitas pendinginan 85,277 Watt. Kapasitas pendinginan terus meningkat ketika bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{2}$ putaran, dimana nilainya menjadi 115,893 Watt. Namun, pada saat bukaan katup $\frac{3}{4}$ putaran, kapasitas pendinginan menjadi 29,716 Watt, yang kemudian semakin menurun ketika bukaan diperbesar menjadi 1 putaran yaitu 7,941 Watt.

Selanjutnya ketika tekanan masuk 2,5 bar dan katup dalam kondisi tertutup kapasitas pendinginan yang terjadi sebesar 220,660 Watt, kemudian bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{4}$ putaran menghasilkan kapasitas pendinginan 256,115 Watt. Ketika bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{2}$ putaran, dimana kapasitas pendinginannya sebesar 285,818 Watt. Lalu, pada saat bukaan katup $\frac{3}{4}$ putaran, kapasitas pendinginan menjadi 87,225 Watt, yang kemudian ketika bukaan diperbesar menjadi 1 putaran penurunan kapasitas pendinginan semakin berkurang yaitu menjadi 19,553 Watt. Pada kondisi tekanan konstan 3 bar, 3,5 bar dan 4 bar dengan variasi bukaan katup menghasilkan pola yang sama dengan tekanan sebelumnya yaitu berbentuk parabola.

Pembahasan kedua adalah efek perubahan tekanan udara masuk terhadap kapasitas pendinginan tabung vorteks. Pengujian ini diawali dengan melakukan pengamatan pada kondisi katup tertutup atau 0 putaran dengan tekanan udara masuk 2 bar terjadi penurunan suhu 76,670 Watt. Kemudian tekanan udara masuk diperbesar menjadi 2,5 bar kapasitas

pendinginan menjadi 220,660 Watt. Ketika 3 bar maka nilai kapasitas pendinginan meingkat menjadi 398,469 Watt. Pada saat tekanan 3,5 bar nilai kapasitas pendinginan sebesar 594,381 Watt, dan pada saat 4 bar terlihat bahwa kapasitas pendinginan semakin meningkat menjadi 712,099 Watt. Ketika dilanjutkan pengujian pada bukaan katup $\frac{1}{4}$ putaran, terlihat pola yang sama dengan pengujian sebelumnya, yaitu semakin besar tekanan udara yang masuk maka semakin besar kapasitas pendinginan yang terjadi. Begitu juga ketika dilakukan pembukaan katup $\frac{1}{2}$ putaran, $\frac{3}{4}$ putaran dan 1 putaran memiliki pola yang sama.



Gambar 5.3 Grafik Kapasitas Pendinginan Terhadap Fraksi Massa Udara Dingin Pada Berbagai Variasi Tekanan

Berdasarkan dari dua pembahasan diatas, dapat disimpulkan bahwa penambahan tekanan udara masuk dan perubahan bukaan katup dapat mempengaruhi kapasitas pendinginan yang dihasilkan tabung vorteks. Semakin tinggi tekanan udara yang masuk pada kondisi bukaan katup yang sama, maka akan semakin tinggi kapasitas pendinginan yang terjadi. Apabila tekanan masuk dalam keadaan konstan dan dilakukan variasi bukaan katup, maka pola kapasitas pendinginan akan berbentuk parabola. Kedua pola kapasitas pendinginan ini memiliki pola yang sama dengan efek tekanan udara masuk dan bukaan katup terhadap penurunan suhu, hal ini menunjukkan sesuai dengan teori bahwa nilai kapasitas pendinginan dipengaruhi oleh penurunan suhu yang terjadi.

V.6 Efisiensi Pendinginan dan COP Tabung Vorteks

V.6.1 Perhitungan Efisiensi Pendinginan

Efisiensi pendinginan adalah perbandingan antara penurunan suhu yang aktual dengan penurunan suhu secara adiabatik. Perhitungan efisiensi pendinginan menggunakan prinsip ekspansi adiabatik gas ideal. Ketika aliran udara yang masuk ke dalam tabung vorteks, terjadi ekspansi dalam proses isentropik (Eiamsa-ard & Promvonge, 2008). Efisiensi pendinginan dipengaruhi oleh penurunan suhu udara, tekanan udara masuk, tekanan atmosfer dan rasio panas spesifik udara yang bernilai 1,4.

Berikut adalah contoh perhitungan efisiensi pendinginan (η_{is}) pada saat tekanan 2 bar dan bukaan katup 0 putaran :

$$\begin{aligned}\eta_{is} &= \frac{T_i - T_c}{T_i \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \\ &= \frac{302,7 - 300,6}{302,9 \left(1 - \left(\frac{101325}{201325}\right)^{1,4}\right)} = 0,038 = 3,8\%\end{aligned}$$

V.6.2 Perhitungan COP Tabung Vorteks

Coefficient of performance (COP) adalah indikator yang dapat digunakan untuk menilai efisiensi energi dari suatu sistem refrigerasi. COP dipengaruhi oleh kapasitas pendinginan (Q_c) dan kerja kompresor (W) dimana nilai COP didapatkan dari perbandingan antara kapasitas dan kerja kompresor (Eiamsa-ard & Promvong, 2008). Perhitungan nilai COP dihitung menggunakan perbandingan energi pendinginan yang dihasilkan tabung vorteks dengan energi yang dibutuhkan kompresor untuk mengisi *air receiver*. Berikut adalah contoh perhitungan *coefficient of performance* (COP) pada saat tekanan 2 bar dan bukaan katup 0 putaran :

$$\begin{aligned}COP &= \frac{Q_c}{W} \\ COP &= \frac{\mu_c \times c_p \times \Delta T_c}{\left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) \times R \times T_i \times \left[\left(\frac{P_i}{P_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]} \\ &= \frac{0,974 \times 1006 \times (302,7 - 300,6)}{\left(\frac{1,4}{1,4-1}\right) \times 287,05 \times 302,7 \times \left[\left(\frac{2}{1,46}\right)^{1,4} - 1\right]} = 0,1237\end{aligned}$$

Hasil perhitungan efisiensi pendinginan dan COP pada berbagai variasi tekanan dan bukaan katup dapat dilihat pada **tabel 5.4**. Dimana P_{in} adalah tekanan udara yang masuk ke dalam tabung vorteks, P_{cold} adalah tekanan udara yang keluar dari sisi dingin tabung vorteks, T_{in} adalah suhu udara yang masuk ke dalam tabung vorteks, T_{cold} adalah suhu udara yang keluar dari sisi dingin tabung vorteks, \dot{m}_{in} adalah laju aliran massa yang masuk ke dalam tabung vorteks, \dot{m}_{cold} adalah laju aliran massa udara dingin, μ_c adalah fraksi massa udara dingin. η_{is} adalah efisiensi pendinginan (efisiensi isentropik), dan COP adalah *Coefficient of Performance*.

Tabel 5.4 Hasil Perhitungan Efisiensi Pendinginan dan COP Tabung Vorteks
Bukaan 1 = 0 putaran

No	P _{in} (bar)	P _{cold} (bar)	T _{in} (K)	T _{cold} (K)	m _{in} (kg/s)	m _{cold} (kg/s)	μ _c	η _{is}	COP
1	2	1,46	302,7	300,6	0,0379	0,0369	0,974	3,8%	0,0714
2	2,5	1,77	303,1	297,2	0,0383	0,0374	0,977	8,4%	0,1830
3	3	1,91	303,3	292,9	0,0386	0,0378	0,981	12,8%	0,2476
4	3,5	2,02	303,5	288,1	0,0388	0,0383	0,986	16,9%	0,2944
5	4	2,08	303,7	285,3	0,0395	0,0385	0,975	18,5%	0,2862

Bukaan 2 = ¼ putaran

No	P _{in} (bar)	P _{cold} (bar)	T _{in} (K)	T _{cold} (K)	m _{in} (kg/s)	m _{cold} (kg/s)	μ _c	η _{is}	COP
1	2	1,23	302,7	299,9	0,0379	0,0306	0,809	5,1%	0,0496
2	2,5	1,46	303,1	295,1	0,0383	0,0319	0,835	11,4%	0,1330
3	3	1,48	303,3	291,9	0,0386	0,0336	0,871	14,0%	0,1470
4	3,5	1,64	303,5	287,1	0,0388	0,0340	0,876	17,9%	0,1957
5	4	1,71	303,7	283,8	0,0395	0,0347	0,878	20,1%	0,2094

Bukaan 3 = ½ putaran

No	P _{in} (bar)	P _{cold} (bar)	T _{in} (K)	T _{cold} (K)	m _{in} (kg/s)	m _{cold} (kg/s)	μ _c	η _{is}	COP
1	2	1,18	302,7	298,6	0,0379	0,0281	0,742	7,5%	0,0614
2	2,5	1,29	303,1	294,0	0,0383	0,0313	0,819	13,0%	0,1184
3	3	1,38	303,3	290,4	0,0386	0,0319	0,828	15,8%	0,1422
4	3,5	1,48	303,5	285,9	0,0388	0,0329	0,848	19,3%	0,1771
5	4	1,57	303,7	282,4	0,0395	0,0334	0,848	21,4%	0,1950

Bukaan 4 = ¾ putaran

No	P _{in} (bar)	P _{cold} (bar)	T _{in} (K)	T _{cold} (K)	m _{in} (kg/s)	m _{cold} (kg/s)	μ _c	η _{is}	COP
1	2	1,03	302,7	301,0	0,0379	0,0174	0,459	3,1%	0,0123
2	2,5	1,08	303,1	298,4	0,0383	0,0182	0,479	6,8%	0,0274
3	3	1,10	303,3	297,2	0,0386	0,0193	0,503	7,5%	0,0308
4	3,5	1,15	303,5	295,2	0,0388	0,0201	0,520	9,1%	0,0382
5	4	1,19	303,7	293,4	0,0395	0,0216	0,547	10,3%	0,0447

Bukaan 5 = 1 putaran

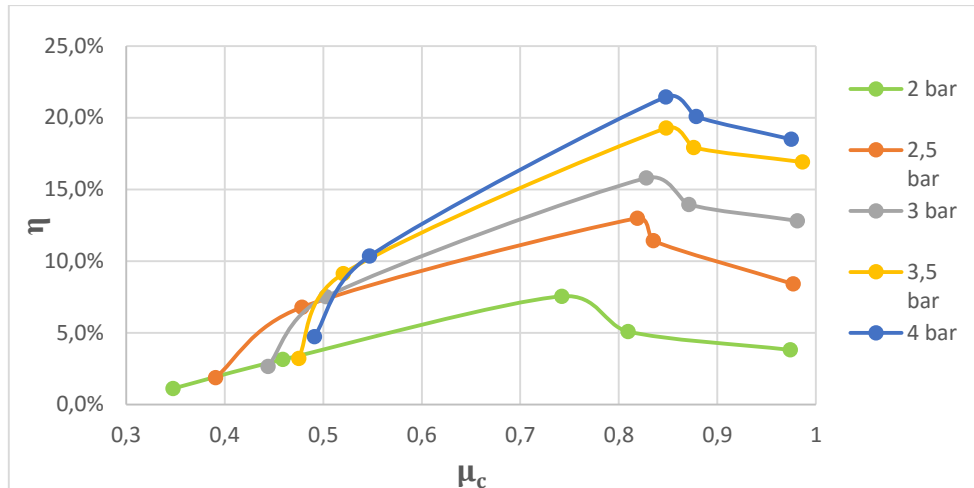
No	P_{in} (bar)	P_{cold} (bar)	T_{in} (K)	T_{cold} (K)	m_{in} (kg/s)	m_{cold} (kg/s)	μ_c	η_{is}	COP
1	2	1,02	302,7	302,1	0,0379	0,0132	0,347	1,1%	0,0032
2	2,5	1,04	303,1	301,8	0,0383	0,0149	0,391	1,9%	0,0059
3	3	1,05	303,3	301,2	0,0386	0,0171	0,444	2,7%	0,0091
4	3,5	1,07	303,5	300,6	0,0388	0,0184	0,475	3,2%	0,0114
5	4	1,09	303,7	299,0	0,0395	0,0194	0,491	4,7%	0,0169

V.6.3 Pengaruh Tekanan Udara Masuk dan Bukaan Katup Terhadap Efisiensi Pendinginan Tabung Vorteks

Pembahasan dan pengamatan juga dilakukan terkait pengaruh tekanan udara masuk dan bukaan katup terhadap efisiensi pendinginan, yang hasilnya dapat dilihat pada **gambar 5.4**. Dari data tersebut dapat dilihat bahwa pada kondisi awal tekanan masuk 2 bar dan bukaan katup dalam kondisi tertutup efisiensi pendinginan yang terjadi sebesar 3,8%, kemudian bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{4}$ putaran menghasilkan efisiensi pendinginan 5,1%. Efisiensi pendinginan terus meningkat ketika bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{2}$ putaran, dimana nilainya menjadi 7,5%. Namun, pada saat bukaan katup $\frac{3}{4}$ putaran, efisiensi pendinginan menurun menjadi 3,1%, yang kemudian semakin menurun ketika bukaan diperbesar menjadi 1 putaran yaitu 1,1%.

Ketika tekanan udara masuk 2,5 bar dan bukaan katup 0 putaran efisiensi pendinginan yang terjadi sebesar 8,4%, kemudian bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{4}$ putaran menghasilkan efisiensi pendinginan 11,4%. Ketika bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{2}$ putaran, efisiensi pendinginannya sebesar 13,0%. Lalu, pada saat bukaan katup $\frac{3}{4}$ putaran, efisiensi pendinginan menjadi 6,8%, yang kemudian ketika bukaan diperbesar menjadi 1 putaran penurunan efisiensi pendinginan semakin berkurang yaitu menjadi 1,9%. Pengaruh bukaan katup terhadap efisiensi pendinginan pada tekanan udara masuk 3 bar, 3,5 bar dan 4 bar memiliki pola yang sama dengan percobaan sebelumnya yaitu berbentuk parabola dengan titik efisiensi pendinginan tertinggi ketika bukaan katup $\frac{1}{2}$ putaran.

Pembahasan kedua adalah efek perubahan tekanan udara masuk terhadap efisiensi pendinginan tabung vorteks. Pengujian ini diawali dengan melakukan pengamatan pada kondisi katup tertutup atau 0 putaran dengan tekanan udara masuk 2 bar terjadi penurunan suhu 3,8%. Kemudian tekanan udara masuk diperbesar menjadi 2,5 bar menghasilkan efisiensi sebesar 8,4%, ketika tekanan 3 bar efisiensi meningkat menjadi 12,8%, ketika tekanan dinaikkan 3,5 bar efisiensi pendinginan juga meningkat menjadi 16,9% dan ketika tekanan 4 bar efisiennya meningkat menjadi 18,5%. Ketika dilanjutkan pengujian pada bukaan katup $\frac{1}{4}$ putaran, terlihat pola yang sama dengan pengujian sebelumnya, yaitu semakin besar tekanan udara yang masuk maka semakin besar efisiensi pendinginan yang terjadi. Begitu juga ketika dilakukan pembukaan katup $\frac{1}{2}$ putaran, $\frac{3}{4}$ putaran dan 1 putaran memiliki pola yang sama.



Gambar 5.4 Grafik Efisiensi Pendinginan Terhadap Fraksi Massa Udara Dingin Pada Berbagai Variasi Tekanan

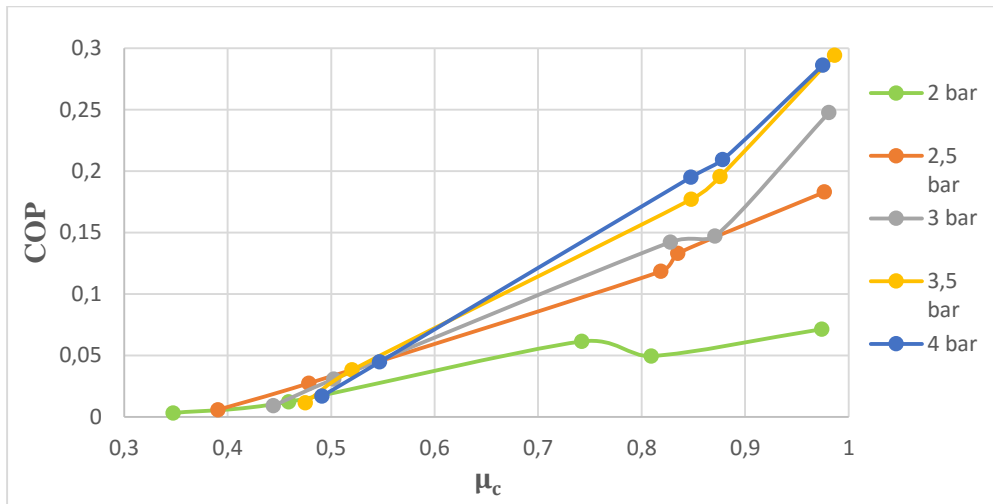
Kesimpulan yang didapatkan dari dua analisa di atas adalah efisiensi pendinginan dipengaruhi oleh tekanan udara masuk dan bukaan katup. Hal ini terjadi disebabkan perubahan tekanan udara masuk dan bukaan katup mempengaruhi penurunan suhu udara, yang secara teori juga berdampak pada efisiensi pendinginan. Hasil pengujian didapatkan bahwa efisiensi pendinginan tertinggi yang bisa dihasilkan oleh tabung vorteks yang dibuat adalah 21,4%. Oleh karena itu, untuk mendapatkan efisiensi pendinginan tertinggi bukaan katup harus diatur pada $\frac{1}{2}$ putaran sedangkan tekanan udara masuk setinggi mungkin.

V.6.4 Pengaruh Tekanan Udara Masuk dan Bukaan Katup Terhadap COP Tabung Vorteks

Pada **gambar 5.5** menunjukkan pengaruh tekanan udara masuk dan bukaan katup terhadap efisiensi pendinginan. Dari data tersebut dapat dilihat bahwa pada kondisi awal tekanan masuk 2 bar dan bukaan katup dalam kondisi tertutup COP yang terjadi sebesar 0,0714, kemudian bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{4}$ putaran terjadi penurunan nilai COP, dimana nilainya menjadi 0,0496. Ketika bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{2}$ putaran, nilai COP meningkat menjadi 0,0614. Namun, pada saat bukaan katup $\frac{3}{4}$ putaran, COP kembali menurun menjadi 0,0123, yang kemudian semakin menurun ketika bukaan diperbesar menjadi 1 putaran yaitu 0,0032.

Ketika tekanan udara masuk diperbesar menjadi 2,5 bar dan bukaan katup pada kondisi 0 putaran nilai COP yang didapatkan adalah 0,1830, kemudian bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{4}$ putaran menghasilkan nilai COP 0,1330. Ketika bukaan katup diperbesar menjadi $\frac{1}{2}$ putaran, nilai COP sebesar 0,1184. Lalu, pada saat bukaan katup $\frac{3}{4}$ putaran, COPnya menjadi 0,0274, yang kemudian ketika bukaan diperbesar menjadi 1 putaran nilai COP semakin berkurang yaitu menjadi 0,0059. Pengaruh bukaan katup terhadap COP pada tekanan udara masuk 3 bar, 3,5 bar dan 4 bar memiliki pola yang sama seperti pada tekanan 2 bar. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar bukaan katup maka akan semakin kecil. Nilai COP yang semakin kecil ketika bukaan katup diperbesar akibat semakin menurunnya tekanan udara dingin karena semakin besar lubang keluaran

di sisi panas tabung vorteks. Hal ini juga sesuai dengan teori ketika tekanan udara dingin rendah maka nilai COP akan menjadi rendah.



Gambar 5.5 Grafik COP Terhadap Fraksi Massa Udara Dingin Pada Berbagai Variasi Tekanan

Pembahasan kedua adalah efek perubahan tekanan udara masuk terhadap COP yang dihasilkan tabung vorteks. Pengujian ini diawali dengan melakukan pengamatan pada kondisi katup tertutup atau 0 putaran dengan tekanan udara masuk 2 bar nilai COP yang didapatkan sebesar 0,0714. Kemudian tekanan udara masuk diperbesar menjadi 2,5 bar, nilai COP juga semakin membesar menjadi 0,1830. Saat tekanan udara masuk 3 bar, nilai COP yang didapat adalah 0,2476. Ketika tekanan udara masuk 3,5 bar, didapatkan nilai COP sebesar 0,2944. Namun pada saat tekanan udara masuk 4 bar, nilai COP menurun menjadi 0,2862.

Pengujian dilanjutkan dengan memperbesar bukaan katup menjadi $\frac{1}{4}$ putaran, pada saat tekanan udara masuk 2 bar terlihat bahwa nilai COP yang didapatkan sebesar 0,0496. Ketika tekanan udara masuk diperbesar menjadi 2,5 bar nilai COP sebesar 0,1330, ketika tekanan 3 bar COP nya bernilai 0,1470, pada saat tekanan 3,5 bar nilai COP sebesar 0,1957 dan ketika 4 bar nilai COPnya menjadi 0,2094. Ketika dilanjutkan pengujian pada bukaan katup $\frac{1}{2}$ putaran, terlihat pola yang sama dengan pengujian sebelumnya, yaitu semakin besar tekanan udara yang masuk maka semakin besar nilai COP yang didapatkan. Begitu juga ketika dilakukan pembukaan katup $\frac{1}{2}$ putaran, $\frac{3}{4}$ putaran dan 1 putaran memiliki pola yang sama.

Berdasarkan dua analisa di atas didapatkan kesimpulan bahwa tekanan udara masuk dan bukaan katup mempengaruhi COP yang dihasilkan tabung vorteks. Semakin tinggi tekanan udara masuk maka akan semakin tinggi juga nilai COP yang didapatkan. Ketika bukaan katup semakin besar maka nilai COP akan semakin kecil. Hasil pengujian didapatkan bahwa nilai COP tertinggi yang bisa dihasilkan oleh tabung vorteks yang dibuat adalah 0,2944. Oleh karena itu, untuk mendapatkan COP tertinggi dari tabung vorteks bukaan katup harus diatur pada kondisi tertutup untuk mencegah penurunan tekanan udara dingin dan tekanan udara masuk diatur setinggi mungkin.

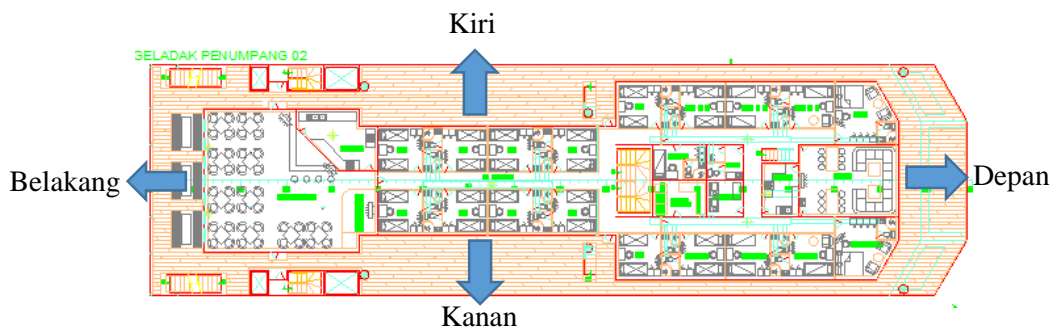
V.7 Beban Panas Ruang Akomodasi Kapal Penumpang

Beban panas ruangan adalah panas yang diderita atau dihasilkan oleh ruang tersebut, panas yang dihasilkan bisa bersumber dari aktivitas manusia di dalam ruangan, panas dari luar ruangan dan panas dari peralatan elektronik di dalam ruangan. Beban panas dihitung untuk mengetahui berapa kebutuhan kapasitas pendinginan ruangan yang dibutuhkan. Perhitungan beban panas berdasarkan ISO 7547:2002 dimana diasumsikan suhu udara luar 35°C dan suhu di dalam ruangan 27°C. Kapal penumpang yang digunakan adalah kapal penyeberangan 2000 GT. Ruang akomodasi yang dipilih adalah geladak penumpang 02. Rencana umum geladak penumpang 02 kapal penyeberangan 2000 GT seperti pada **lampiran**. Data utama kapal sebagai berikut :

Length Overall (Loa)	: 80,22 meter
Length Between Perpendicular (Lpp)	: 72,00 meter
Breadth Moulded (B)	: 15,20 meter
Draught (T)	: 3,60 meter
Height (H)	: 5,10 meter
ABK	: 30 orang
Penumpang	: 350 orang

V.7.1 Beban Panas Transmisi

Pada ruang akomodasi beban panas merambat melalui dinding dan jendela ruangan. Beban transmisi dipengaruhi oleh luasan permukaan dinding dan jendela serta perbedaan temperatur antara udara di dalam ruangan dengan udara di luar ruangan. Beban panas transmisi juga mempertimbangkan perbedaan suhu antara ruangan yang didinginkan (kamar, restoran, klinik dan sebagainya) dengan ruangan yang tidak didinginkan (dapur, ruang laundry dan sebagainya) di geladak penumpang.



Gambar 5.6 Standar Posisi Ruang Akomodasi

Pada **gambar 5.6** menunjukkan standar posisi ruangan akomodasi yang berguna untuk memudahkan perhitungan beban panas. Langkah pertama yang dilakukan untuk menghitung beban panas adalah menghitung luasan dinding dan jendela pada geladak penumpang 02 di setiap sisi. Kemudian menentukan nilai koefisien perpindahan panas dinding dan jendela berdasarkan ISO 7547:2002. Selanjutnya menentukan perbedaan suhu antar ruangan di dalam geladak penumpang dan perbedaan suhu antara di luar geladak penumpang dengan di dalam geladak penumpang. Setelah didapatkan perhitungan dari luasan (A), nilai koefisien perpindahan panas (k) dan perbedaan suhu (ΔT), dengan menggunakan **persamaan 11**, maka didapatkan besar beban panas

transmisi. Contoh perhitungan beban transmisi pada sisi kanan dek akomodasi, dimana perbedaan suhu (ΔT) sebesar 8°C , luasan dinding (A_v) sebesar $112,57\text{ m}^2$, luasan jendela (A_g) sebesar $7,68\text{ m}^2$, koefisien perpindahan panas dinding (k_v) sebesar $0,9\text{ W/m}^2\text{K}$ dan koefisien perpindahan panas jendela (k_g) sebesar $6,5\text{ W/m}^2\text{K}$.

$$\begin{aligned}\phi &= \Delta T[(k_v A_v) + (k_g A_g)] \\ &= 8[(0,9 \times 112,57) + (6,5 \times 7,68)] \\ &= 860,4\text{ Watt}\end{aligned}$$

Hasil perhitungan beban panas transmisi dapat dilihat pada **tabel 5.5**. Dimana A_v adalah luasan dinding, A_g adalah luasan jendela, k_v adalah koefisien perpindahan panas dinding, k_g adalah koefisien perpindahan panas jendela dan ΔT adalah perbedaan suhu.

Tabel 5.5 Hasil Perhitungan Beban Transmisi

Ruang Akomodasi	Luasan (m^2)		Koefisien ($\text{W/m}^2\text{K}$)		ΔT (K)	ϕ (Watt)
	A_v	A_g	k_v	k_g		
- Sisi Kanan	112,57	7,68	0,9	6,5	8	860,4
- Sisi Kiri	112,57	7,68	0,9	6,5	8	860,4
- Sisi Depan	29,575	4,8	0,9	6,5	8	244,1
- Sisi Belakang	23,5	0	0,9	0	8	169,2
- Klinik	6,0	0	0,8	0	6	28,8
- Ruang ABK I	7,0	0	0,8	0	1	5,6
- Ruang ABK II	7,0	0	0,8	0	1	5,6
- Ruang ABK III	7,0	0	0,8	0	1	5,6
- Ruang ABK IV	7,0	0	0,8	0	1	5,6
- Ruang ABK V	7,0	0	0,8	0	1	5,6
- Ruang ABK VI	7,0	0	0,8	0	1	5,6
- Ruang P. Kelas I	7,0	0	0,8	0	1	5,6
- Ruang P. Kelas II	7,0	0	0,8	0	1	5,6
- Ruang P. Kelas III	6,9	0	0,8	0	1	5,5
- Ruang P. Kelas IV	6,9	0	0,8	0	1	5,5
- Ruang P. Kelas V	6,9	0	0,8	0	1	5,5
- Ruang P. Kelas VI	6,9	0	0,8	0	1	5,5
- Ruang P. Kelas VII	6,9	0	0,8	0	1	5,5
- Ruang P. Kelas VIII	6,9	0	0,8	0	1	5,5
- Ruang P. Kelas IX	6,9	0	0,8	0	1	5,5
- Ruang P. Kelas X	6,9	0	0,8	0	1	5,5
Total						2246,3

Berdasarkan perhitungan beban transmisi yang telah dilakukan pada **tabel 5.5**, maka beban transmisi pada ruang akomodasi sebesar $\phi = 2246,3$ Watt.

V.7.2 Beban Panas Akibat Radiasi Sinar Matahari

Pada ruang akomodasi juga terkena dampak dari radiasi sinar matahari. Dimana beban panas yang diterima ruang akomodasi tergantung dari seberapa luas dinding dan jendela pada ruang akomodasi yang terpapar radiasi sinar matahari. Beban panas akibat radiasi juga dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas (k), panas yang diterima jendela setiap meter persegi (G_s) dan perbedaan suhu yang disebabkan oleh radiasi sinar matahari (ΔT). Nilai perbedaan suhu dipengaruhi oleh posisi sinar matahari dengan dinding apakah vertikal atau horisontal, serta dipengaruhi oleh warna dinding apakah warna terang atau warna gelap. Berdasarkan **persamaan 12** maka didapatkan besar beban radiasi matahari. Contoh perhitungan beban panas akibat radiasi pada sisi kanan dek akomodasi, dimana penambahan suhu (ΔT) sebesar 16°C , luasan dinding (A_v) sebesar $40,08\text{ m}^2$, luasan jendela (A_g) sebesar $1,92\text{ m}^2$, koefisien perpindahan panas dinding (k) sebesar $0,9\text{ W/m}^2\text{K}$ dan koefisien panas jendela (G_s) sebesar 350 W/m^2 .

$$\begin{aligned}\phi_s &= \sum A_v k \Delta T_r + \sum A_g G_s \\ &= (40,08 \times 0,9 \times 16) + (1,92 \times 350) \\ &= 1249,2 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Hasil perhitungan beban panas akibat radiasi sinar matahari dapat dilihat pada **tabel 5.6**. Dimana A_v adalah luasan dinding, A_g adalah luasan jendela, k adalah koefisien perpindahan panas dinding, G_s adalah koefisien perpindahan panas jendela dan ΔT_r adalah penambahan suhu akibat radiasi matahari.

Tabel 5.6 Hasil Perhitungan Beban Panas Akibat Radiasi Matahari

Ruang Akomodasi	Luasan (m^2)		G_s (W/m^2)	k ($\text{W/m}^2\text{K}$)	ΔT_r (K)	ϕ_s (Watt)
	A_v	A_g				
- Sisi Kanan	40,08	1,92	350	16	0,9	1249,2
- Sisi Kiri	40,08	1,92	350	16	0,9	1249,2
- Sisi Depan	0	0	350	16	0,9	0,0
- Sisi Belakang	23,5	0	350	16	0,9	338,4
Total						2836,7

Berdasarkan perhitungan beban transmisi yang telah dilakukan pada **tabel 5.6**, maka beban panas akibat radiasi matahari pada ruang akomodasi sebesar $\phi_s = 2836,7$ Watt.

V.7.3 Beban Panas Akibat Lampu Penerangan

Lampu penerangan juga berpengaruh terhadap beban panas pada ruang akomodasi. Besar nilai panas yang dihasilkan bergantung dari jumlah dan besar daya lampu. Pada ISO 7547:2002 beban panas akibat lampu penerangan didapatkan dengan pendekatan luas ruangan dikalikan dengan faktor beban panas konstan per meter persegi, dimana faktor ini dipengaruhi oleh jenis lampu yang digunakan dan jenis ruangan. Berdasarkan **tabel 2.2**, maka didapatkan nilai $\phi_L = 2339,11$ Watt. Hasil perhitungan beban panas dapat dilihat pada **tabel 5.7**

Tabel 5.7 Hasil Perhitungan Beban Panas Akibat Lampu Penerangan

Ruang Akomodasi	Luas (m ²)	Faktor Panas (W/m ²)	ϕ_L (Watt)
- Ruang Nahkoda	9,424	8	75,39
- Ruang KKM	9,424	8	75,39
- Ruang ABK I	8,120	8	64,96
- Ruang ABK II	8,120	8	64,96
- Ruang ABK III	8,120	8	64,96
- Ruang ABK IV	8,120	8	64,96
- Ruang ABK V	8,120	8	64,96
- Ruang ABK VI	8,120	8	64,96
- Ruang P. Kelas I	7,700	8	61,6
- Ruang P. Kelas II	7,700	8	61,6
- Ruang P. Kelas III	7,975	8	63,8
- Ruang P. Kelas IV	7,975	8	63,8
- Ruang P. Kelas V	7,975	8	63,8
- Ruang P. Kelas VI	7,975	8	63,8
- Ruang P. Kelas VII	7,975	8	63,8
- Ruang P. Kelas VIII	7,975	8	63,8
- Ruang P. Kelas IX	7,975	8	63,8
- Ruang P. Kelas X	7,975	8	63,8
- Restoran	81,46	10	814,6
- Mess	28,125	10	281,25
- Klinik	8,64	8	69,12
Total			2339

V.7.4 Beban Panas Akibat Penghuni Ruangan

Penghuni ruangan menghasilkan panas akibat dari aktivitas yang dilakukan selama di dalam kapal. Dimana panas yang dihasilkan penghuni ruangan juga menambah beban

panas ruang akomodasi. Pada ISO 7547:2002, beban panas akibat aktivitas manusia dibagi menjadi dua tipe kegiatan yaitu aktivitas rendah saat istirahat dan aktivitas sedang atau tinggi saat bekerja. Terdapat dua jenis panas yang dihasilkan yaitu panas sensibel dan panas laten. Berdasarkan **tabel 2.1**, aktivitas di ruang akomodasi termasuk aktivitas rendah karena ruang akomodasi digunakan sebagai tempat istirahat para kru dan penumpang, maka untuk mendapatkan beban panas akibat penghuni ruangan dengan mengalikan antara jumlah orang di dalam ruang akomodasi dengan faktor beban panas yang dihasilkan saat beraktivitas rendah, sehingga didapatkan nilai $\phi_P = 13800$ Watt. Hasil perhitungan beban panas dapat dilihat pada **tabel 5.8**.

Ruang Akomodasi	Jumlah Orang	Jenis Panas		ϕ_P	
		Sensibel	Latent	Sensibel	Latent
- Ruang Nahkoda	1	70	50	70	50
- Ruang KKM	1	70	50	70	50
- Ruang ABK I	1	70	50	70	50
- Ruang ABK II	2	70	50	140	100
- Ruang ABK III	4	70	50	280	200
- Ruang ABK IV	1	70	50	70	50
- Ruang ABK V	2	70	50	140	100
- Ruang ABK VI	4	70	50	280	200
- Ruang P. Kelas I	4	70	50	280	200
- Ruang P. Kelas II	4	70	50	280	200
- Ruang P. Kelas III	4	70	50	280	200
- Ruang P. Kelas IV	4	70	50	280	200
- Ruang P. Kelas V	4	70	50	280	200
- Ruang P. Kelas VI	4	70	50	280	200
- Ruang P. Kelas VII	4	70	50	280	200
- Ruang P. Kelas VIII	4	70	50	280	200
- Ruang P. Kelas IX	4	70	50	280	200
- Ruang P. Kelas X	4	70	50	280	200
- Restoran	44	70	50	3080	2200
- Mess	12	70	50	840	600
- Klinik	3	70	50	210	150
Total masing-masing jenis panas				8050	5750
Total beban				13800	

V.7.5 Total Beban Panas

Total beban panas adalah penjumlahan dari beban panas transmisi, beban panas akibat radiasi matahari, beban panas akibat lampu dan beban panas akibat penghuni

ruangan. Berdasarkan **persamaan 10**, maka didapatkan total beban panas sebagai berikut.

$$\dot{\Phi}_{\text{Total}} = \dot{\Phi} + \dot{\Phi}_S + \dot{\Phi}_P + \dot{\Phi}_L$$

$$\dot{\Phi}_{\text{Total}} = 2246,3 + 2836,7 + 13800 + 2339 = 21222 \text{ Watt}$$

V.8 Implementasi Tabung Vorteks sebagai Sistem Pengondisian Udara

Berdasarkan hasil yang sudah didapat di atas, diketahui bahwa total beban panas adalah 21222 Watt. Terdapat beberapa persyaratan terhadap suplai udara berdasarkan ISO 7547:2002, bahwa minimal suplai udara segar tiap orang adalah 0,008 m³/s dan suhu udara suplai tidak boleh lebih rendah 10°C dari suhu udara rata – rata ruangan yaitu 27°C. Artinya suhu udara suplai tidak boleh di bawah 17°C. Oleh karena itu, untuk mengetahui kondisi tabung vorteks yang dapat diterapkan sesuai standar ISO 7547:2002 dapat dilihat pada **tabel 5.8** dengan mempertimbangkan nilai penurunan suhu (ΔT_c) yang mampu dihasilkan tabung vorteks. Selain itu, juga mempertimbangkan nilai kapasitas pendinginan (Q) dan COP tabung vorteks. Berdasarkan ISO 7547:2002, suhu udara di luar kapal adalah 35°C yang kemudian diasumsikan sebagai suhu udara yang masuk (T_{in}) ke dalam tabung vorteks dan suhu udara dingin yang disuplai (T_c) berkisar pada rentang suhu 17°C - 26°C.

Tabel 5.8 Hasil Perhitungan Suhu Udara Dingin

Bukaan 1 = 0 putaran

No	P _{in} (bar)	T _{in} (°C)	ΔT _c (°C)	T _c (°C)	Q (W)	COP	Ket
1	2	35,0	2,1	32,9	76,670	0,0714	Tidak
2	2,5	35,0	5,9	29,1	220,660	0,1830	Tidak
3	3	35,0	10,5	24,5	398,469	0,2476	Memenuhi
4	3,5	35,0	15,4	19,6	594,381	0,2944	Memenuhi
5	4	35,0	18,4	16,6	712,099	0,2862	Tidak

Bukaan 2 = ¼ putaran

No	P _{in} (bar)	T _{in} (°C)	ΔT _c (°C)	T _c (°C)	Q (W)	COP	Ket
1	2	35,0	2,8	32,2	85,277	0,0496	Tidak
2	2,5	35,0	8,0	27,0	256,115	0,1330	Tidak
3	3	35,0	11,4	23,6	385,334	0,1470	Memenuhi
4	3,5	35,0	16,4	18,6	559,712	0,1957	Memenuhi
5	4	35,0	19,9	15,1	696,343	0,2094	Tidak

Bukaan 3 = ½ putaran

No	P _{in} (bar)	T _{in} (°C)	ΔT _c (°C)	T _c (°C)	Q (W)	COP	Ket
1	2	35,0	4,1	30,9	115,893	0,0614	Tidak
2	2,5	35,0	9,1	25,9	285,818	0,1184	Memenuhi
3	3	35,0	12,9	22,1	414,392	0,1422	Memenuhi
4	3,5	35,0	17,6	17,4	582,777	0,1771	Memenuhi
5	4	35,0	21,3	13,7	717,983	0,1950	Tidak

Bukaan 4 = ¾ putaran

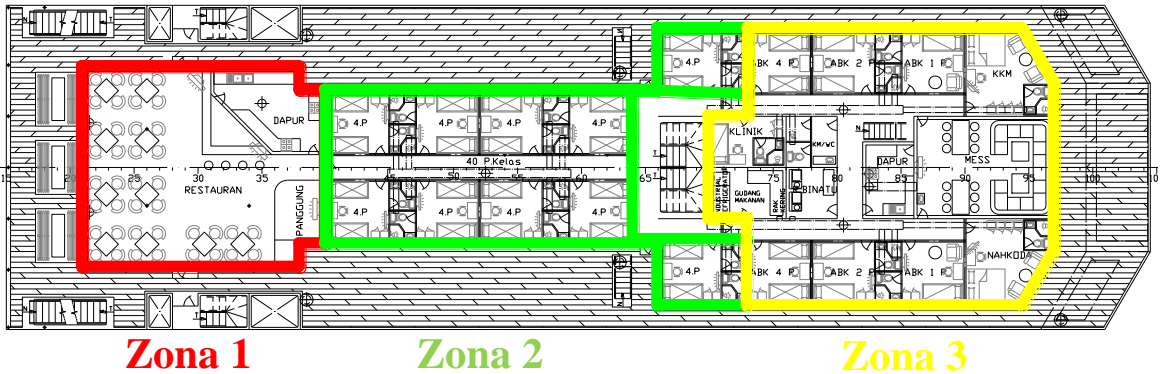
No	P _{in} (bar)	T _{in} (°C)	ΔT _c (°C)	T _c (°C)	Q (W)	COP	Ket
1	2	35,0	1,7	33,3	29,716	0,0123	Tidak
2	2,5	35,0	4,7	30,3	87,225	0,0274	Tidak
3	3	35,0	6,1	28,9	119,665	0,0308	Tidak
4	3,5	35,0	8,3	26,7	169,292	0,0382	Memenuhi
5	4	35,0	10,3	24,7	223,298	0,0447	Memenuhi

Bukaan 5 = 1 putaran

No	P _{in} (bar)	T _{in} (°C)	ΔT _c (°C)	T _c (°C)	Q (W)	COP	Ket
1	2	35,0	0,6	34,4	7,941	0,0032	Tidak
2	2,5	35,0	1,3	33,7	19,553	0,0059	Tidak
3	3	35,0	2,2	32,8	37,339	0,0091	Tidak
4	3,5	35,0	2,9	32,1	54,403	0,0114	Tidak
5	4	35,0	4,7	30,3	91,807	0,0169	Tidak

Berdasarkan **tabel 5.8**, dapat diketahui bahwa terdapat 9 kondisi dimana tabung vorteks yang sesuai dengan ISO 7547:2002 untuk dapat diterapkan di ruang akomodasi kapal. Ditinjau dari nilai kapasitas pendinginan dan COP yang paling tinggi, kondisi tabung vorteks dengan tekanan udara masuk 3,5 bar dan bukaan katup 0 putaran atau tertutup rapat merupakan kondisi terbaik diantara 9 kondisi tersebut. Kapasitas pendinginan yang dihasilkan pada tekanan udara masuk 3,5 bar dan bukaan katup 0 putaran adalah 594,381 Watt. Hal itu berarti kapasitas pendinginan yang dihasilkan tidak mampu menanggung beban panas pada ruang akomodasi yang bernilai 21222 Watt. Kapasitas pendinginan yang dihasilkan tabung vorteks masih dapat ditingkatkan dengan cara meningkatkan massa aliran udara yang masuk ke dalam tabung vorteks, mengingat keterbatasan alat saat uji coba membuat nilai kapasitas pendinginan tidak maksimal. Dengan adanya peralatan yang memadai di kapal seperti kompresor dan *air receiver* yang besar dapat meningkatkan kapasitas pendinginan yang bisa dihasilkan tabung vorteks.

Untuk mengetahui kondisi yang optimal dari sistem ini, langkah pertama yang dilakukan adalah mengetahui penyebaran beban panas di geladak penumpang 02 kapal penyeberangan 2000 GT lintas Lamongan – Bahaur. Untuk mengetahui penyebaran beban panas di geladak penumpang 02, dilakukan pembagian ruangan ke dalam 3 zona. 3 zona tersebut terdiri dari zona 1 adalah restoran, zona 2 adalah ruang penumpang kelas dan zona 3 adalah ruang kru kapal, mess dan klinik. Pembagian zona dapat dilihat pada **gambar 5.7**.



Gambar 5.7 Pembagian Zona Ruang Akomodasi

Berdasarkan perhitungan beban panas pada **subbab V.7** dapat diketahui beban panas dari masing – masing ruangan, sehingga didapatkan beban panas tiap zona. Pada **gambar 5.7** pembagian 3 zona tersebut berdasarkan waktu pemakaian ruangan, dimana zona 2 yang merupakan ruangan penumpang akan sering dihuni daripada 2 zona lainnya. Zona 1 yang merupakan restoran, akan digunakan banyak orang hanya ketika waktu makan. Sedangkan untuk zona 3 yang merupakan ruang kru kapal, mess dan klinik hanya digunakan ketika kru kapal beristirahat dan ketika penumpang sakit. Beban panas untuk masing – masing zona adalah sebagai berikut.

Zona 1 = Restoran = 7048,17 Watt

Zona 2 = 10 R. Penumpang Kelas = 8802,41 Watt

Zona 3 = R. Kapten, R.KKM, 6 R. Kru, Mess dan Klinik = 5376,38 Watt

Setelah didapatkan beban panas setiap zona, perlu dihitung kebutuhan udara yang dibutuhkan untuk dapat meningkatkan kapasitas pendinginan sehingga dapat menanggung beban panas di ruang akomodasi. Ketika didapatkan massa aliran udara yang dibutuhkan, langkah selanjutnya dengan menentukan kebutuhan *air receiver* dan kompresor. Perhitungan kebutuhan udara yang di suplai menggunakan **persamaan 13**. Berikut adalah contoh perhitungan kebutuhan suplai udara pada zona 1

$$V_s = \frac{\Phi_{Total}}{\rho \times C_p \times \Delta T_c}$$

$$= \frac{7049}{1,204 \times 1006 \times 15,4} = 0,378 \text{ m}^3/\text{s}$$

Keterangan : Saat suhu udara 19,6°C, densitas udara bernilai 1,204 kg/m³

Volume aliran udara suplai adalah volume aliran udara dingin yang keluar dari tabung vorteks. Sehingga didapat volume aliran udara yang dibutuhkan untuk menjalankan tabung vorteks yang kemudian dapat ditentukan *air receiver* dan kompresor yang dibutuhkan. Perhitungan untuk masing – masing zona dapat dilihat pada **tabel 5.9**. Contoh perhitungan laju massa aliran udara dingin yang keluar dan volume aliran udara yang dibutuhkan tabung vorteks pada zona 1 adalah sebagai berikut.

Diketahui,

$$V_c = V_s = 0,378 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_c = \rho \times V_c = 1,204 \times 0,378 = 0,455 \text{ kg/s}$$

Lalu,

$$\mu_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_i}$$

$$0,986 = \frac{0,455}{\dot{m}_i} \text{ maka, } \dot{m}_i = \frac{0,455}{0,986} = 0,461 \text{ kg/s}$$

$$V_{in} = \frac{\dot{m}_i}{\rho} = \frac{0,461}{1,146} = 0,403 \text{ m}^3/\text{s}$$

Keterangan :

Suhu udara masuk diasumsikan 35°C (ISO 7547:2002) dan densitas udaranya bernilai 1,146 kg/m³

Tabel 5.9 Hasil Perhitungan Volume Aliran Udara Dingin dan Volume Aliran Masuk yang Dibutuhkan Tabung Vorteks

No	Keterangan	Beban Panas (Watt)	V ^{cold need} (m ³ /s)	m ^{cold need} (kg/s)	μ _c	m _{in need} (kg/s)	V _{in need} (m ³ /s)	V _{in need} (m ³ /min)
1	Zona 1	7049	0,378	0,455	0,986	0,461	0,403	24,160
2	Zona 2	8803	0,472	0,568	0,986	0,576	0,503	30,172
3	Zona 3	5377	0,288	0,347	0,986	0,352	0,307	18,429

Setelah diketahui kebutuhan volume aliran udara tabung vorteks pada setiap zona maka menentukan volume *air receiver* yang akan digunakan sesuai dengan kondisi ruangan yang ada di kapal. Ketika volume *air receiver* telah ditentukan tipe dan ukurannya. Lalu dipilih kompresor yang mampu memenuhi kebutuhan *air receiver*. *Air receiver* dan kompresor yang akan digunakan memiliki spesifikasi seperti pada **tabel 5.10**.

Tabel 5.10 Spesifikasi *Air Receiver* dan Kompresor

Keterangan	Air Receiver	Kompresor
Merk	Deyuan Marine	Kaeser
Kode	B8.00-3.0	N 502-G
Tipe	Horizontal	<i>Air-cooled</i>
Tekanan	30 bar (Tekanan Gauge)	35 bar
Volume atau Volume Aliran	8 m ³	5,49 m ³ /min
Daya	-	15 kW
Dimensi	Diameter : 1500 mm Tinggi : 2365 mm Berat : 4930 kg	Panjang : 1570 mm Lebar : 880 mm Tinggi : 1020 mm Berat : 460 kg

Berdasarkan spesifikasi *air receiver* dan kebutuhan volume aliran udara dapat diketahui waktu pemakaian *air receiver* tanpa memerlukan suplai udara bertekanan dari kompresor, serta dapat diketahui waktu pengisian *air receiver*. Contoh perhitungan waktu yang dibutuhkan untuk *air receiver* dari tekanan maksimal menuju tekanan terendah pada zona 1 adalah sebagai berikut.

$$Vol = \frac{c \times t \times P_a}{(P_1 - P_2)}$$

Dimana :

V = Volume *air receiver* (m³)

c = Kebutuhan volume aliran yang masuk ke dalam tabung vorteks (m³/min)

t = Waktu yang dibutuhkan untuk *air receiver* dari tekanan maksimal menuju tekanan terendah (menit)

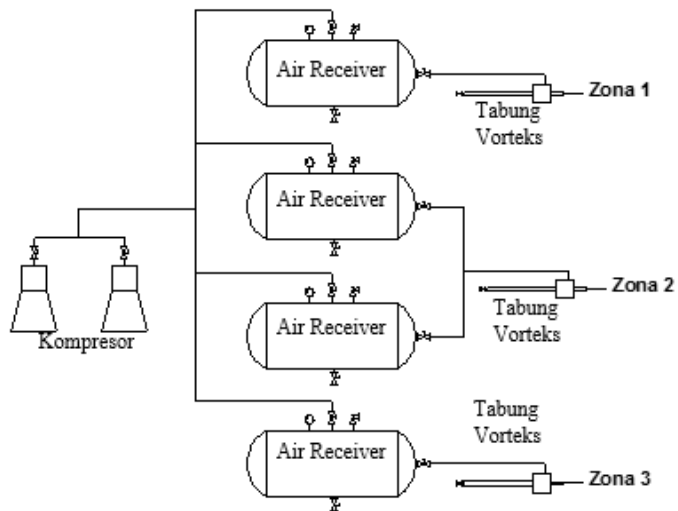
P_a = Tekanan atmosfer (1,01325 bar)

P₁ = Tekanan maksimal *air receiver* (bar)

P₂ = Tekanan minimal *air receiver* (bar)

$$t = \frac{8 \times (31 - 3,5)}{24,160 \times 1,01325} = 8,99 \text{ menit}$$

Dari perhitungan di atas diketahui bahwa *air receiver* pada zona 1 dapat bekerja selama 8,99 menit tanpa membutuhkan suplai udara dari kompresor pada kondisi laju volume aliran masuk sebesar 24,160 m³/min, tekanan absolut maksimal *air receiver* adalah 31 bar dan tekanan absolut minimal *air receiver* sesuai dengan kebutuhan tekanan tabung vorteks yaitu 3,5 bar. Perhitungan waktu pengisian dilihat dari jumlah volume total *air receiver* yang akan digunakan dibagi dengan kapasitas kompresor.



Gambar 5.8 Rencana Sistem Tabung Vorteks

Sistem yang akan dirancang ditunjukkan pada **gambar 5.8** dimana zona 2 menggunakan 2 buah *air receiver* dikarenakan pada zona ini merupakan ruangan yang sering dihuni daripada ruangan pada zona lainnya, sedangkan zona 1 dan 3 menggunakan 1 buah *air receiver*. Kompresor yang digunakan berjumlah 2 buah. Berdasarkan rencana sistem yang dibuat maka hasil perhitungan waktu pemakaian dan pengisian *air receiver* untuk masing – masing zona beban panas dapat dilihat pada **tabel 5.11**.

Tabel 5.11 Hasil perhitungan waktu pemakaian dan pengisian *air receiver*

No	Ket	$V_{in\ need}$ (m^3/min)	P1 (bar)	P2 (bar)	Air Receiver (m^3)	t penggunaan (min)	Kapasitas Kompresor (m^3/min)	t pengisian (min)
1	Zona 1	24,160	31	3,5	8	8,99	10,98**	2,9
2	Zona 2	30,172	31	3,5	16*	14,39		
3	Zona 3	18,429	31	3,5	8	11,78		

* 2 buah *air receiver*

** 2 buah kompresor

Hasil perhitungan waktu pemakaian dan pengisian *air receiver* pada **tabel 5.11** menunjukkan bahwa rencana sistem yang direkomendasikan untuk memenuhi kebutuhan pengondisian udara di geladak penumpang 02 kapal penyeberangan 2000 GT lintas Lamongan – Bahaur membutuhkan 3 buah tabung vorteks dimana setiap tabung vorteks mensuplai zona ruangan yang berbeda. Zona 1 membutuhkan 1 buah tabung vorteks dan 1 buah *air receiver*, zona 2 membutuhkan 1 buah tabung vorteks dan 2 buah *air receiver*, zona 3 membutuhkan 1 buah tabung vorteks dan 1 buah *air receiver*, sehingga total

kebutuhan untuk sistem ini adalah 3 buah tabung vorteks, 4 buah *air receiver* dan 2 buah kompresor dengan daya total 30 kW.

Hal yang perlu diperhatikan ketika tabung vorteks akan diimplementasikan sebagai sistem pengondisian udara adalah nilai COP tabung vorteks. Dimana COP yang didapat dari pengujian prototipe tabung vorteks yaitu bernilai 0,2944 pada saat kondisi terbaik, jika dibandingkan dengan sistem kompresi uap yang sering digunakan sebagai sistem pendingin di kapal memiliki nilai COP sebesar 2,4 untuk kapasitas pendinginan 10 – 40 kW (Anon., 2012). Perbandingan dua sistem tersebut memperlihatkan bahwa COP dari sistem pendingin menggunakan tabung vorteks sangat rendah dibanding sistem pendingin dengan daur kompresi uap. Hal ini menunjukkan bahwa sistem pendingin dengan tabung vorteks tidak efektif karena membutuhkan daya input yang besar untuk mendapatkan daya output yang dibutuhkan berupa kapasitas pendinginan.

Berdasarkan kedua pertimbangan di atas, ditambah dengan melihat segi kelebihan yang dimiliki oleh tabung vorteks yaitu tidak ada masalah kebocoran karena hanya menggunakan udara sebagai refrigeran, tidak menyebabkan percikan dan ledakan, mudah didesain, tidak memiliki bagian yang bergerak, ringan, membutuhkan lebih sedikit ruang (Jejurkar & Shukla, 2015). Disimpulkan bahwa prototipe tabung vorteks yang telah dibuat dapat digunakan sebagai sistem pengondisian udara di ruang akomodasi kapal penumpang, akan tetapi penggunaannya tidak menguntungkan karena membutuhkan daya yang besar untuk menghasilkan kapasitas pendinginan yang dibutuhkan.

V.9 Desain Alternatif Tabung Vorteks

Berdasarkan hasil pengujian dan implementasi tabung vorteks pada ruang akomodasi kapal penumpang menunjukkan bahwa hasil rancangan tabung vorteks kurang efektif dikarenakan nilai COP yang rendah, hal itu menunjukkan bahwa prototipe tabung vorteks membutuhkan input kerja yang besar untuk mendapatkan kapasitas pendinginan yang dibutuhkan. Oleh karena itu, dibuat sebuah desain alternatif tabung vorteks berdasarkan dari hasil pengujian rancangan tabung vorteks yang telah dibuat untuk mendapatkan nilai COP yang lebih tinggi dari penelitian sebelumnya.

Nilai COP dipengaruhi oleh beberapa faktor yaitu fraksi massa udara dingin, penurunan suhu dan tekanan di sisi udara dingin. Pada hasil pengujian prototipe tabung vorteks, nilai COP yang rendah dikarenakan rendahnya tekanan udara di sisi dingin tabung vorteks, hal itu menunjukkan bahwa tingginya penurunan tekanan yang terjadi di dalam tabung vorteks akibat dari bentuk dan dimensi tabung vorteks. Sehingga perlu dilakukan analisis lebih lanjut terhadap bentuk dan dimensi tabung vorteks sehingga dapat meminimalisir penurunan tekanan pada tabung vorteks. Berdasarkan hasil pengujian telah didapatkan nilai penurunan tekanan dan volume aliran udara dingin. Dimana volume aliran udara dingin akan berpengaruh terhadap faktor gesekan pipa dan penurunan tekanan digunakan untuk mencari nilai kecepatan udara yang keluar dari sisi dingin tabung vorteks.

$$\Delta P = \rho_c \cdot \left(\frac{v_c^2}{2} \right) \cdot \left(\zeta_T + \zeta_O + \sum \lambda \frac{L}{D} \right)$$

$$v_c = \sqrt{\frac{\Delta P \times 2}{\rho_c \cdot (\zeta_T + \zeta_O + \sum \lambda \frac{L}{D})}}$$

Dimana :

ΔP = Penurunan Tekanan (Pa)

ρ_c = Massa jenis udara pada sisi dingin tabung vorteks

f = faktor gesekan

ζ_T = faktor gesekan akibat *tee junction*

ζ_O = faktor gesekan akibat orifice

λ = faktor gesekan pipa

L = Panjang tabung (m)

D = Diameter tabung (m)

V_c = kecepatan udara yang keluar pada sisi dingin tabung vorteks (m/s)

Analisis perhitungan dilakukan pada kondisi bukaan katup 0 putaran atau tertutup rapat pada berbagai variasi tekanan udara masuk. Hal ini dikarenakan pada kondisi tersebut tabung vorteks menghasilkan nilai COP tertinggi. Langkah pertama yang dilakukan adalah menghitung kecepatan udara di sisi dingin tabung vorteks. Contoh perhitungan kecepatan udara di sisi dingin pada saat tekanan udara masuk 2 bar adalah sebagai berikut.

Diketahui :

$$L = 0,205 \text{ m}$$

$$D = 0,01 \text{ m}$$

$$P_{in} = 2 \text{ bar,}$$

$$P_c = 1,46 \text{ bar} = 146000 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 53597 \text{ Pa}$$

$$T_c = 27,6 \text{ }^\circ\text{C} = 300,6 \text{ K}$$

$$V_c = 0,03167 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{V_c \cdot D}{\frac{\nu}{4}} = \frac{0,03167 \times 4}{(3,14 \times 0,01 \times 0,01) \times 0,01} = \frac{0,12668}{0,0000157} = 256993,8$$

ε = relative roughness factor

$$= 0,000015 \text{ m (Stainless Steel)}$$

$$\varepsilon / D = 0,000015 / 0,01$$

$$= 0,0015$$

Melalui moody diagram didapatkan nilai faktor gesekan pipa sebesar 0,02258.

ζ_T = faktor gesekan akibat *tee junction* = 2,9 (Potter & Wiggert, 2008)

ζ_O = faktor gesekan akibat orifice = 1,05 (Potter & Wiggert, 2008)

$$\rho_c = \frac{P_c}{RT_c} = \frac{146000}{287,05 \times 300,6} = 1,691 \text{ kg/m}^3$$

Maka,

$$V_c = \sqrt{\frac{\Delta P \times 2}{\rho_c \cdot (\zeta_T + \zeta_O + \sum \lambda \frac{L}{D})}} = \sqrt{\frac{53596,67 \times 2}{1,691 \cdot (2,9 + 1,05 + 0,02258 \frac{0,205}{0,01})}} = 119,86 \text{ m/s}$$

Hasil perhitungan kecepatan udara dingin pada berbagai tekanan udara masuk saat bukaan 0 putaran dapat dilihat pada **tabel 5.12**.

Tabel 5.12 Hasil Perhitungan Kecepatan Udara Dingin

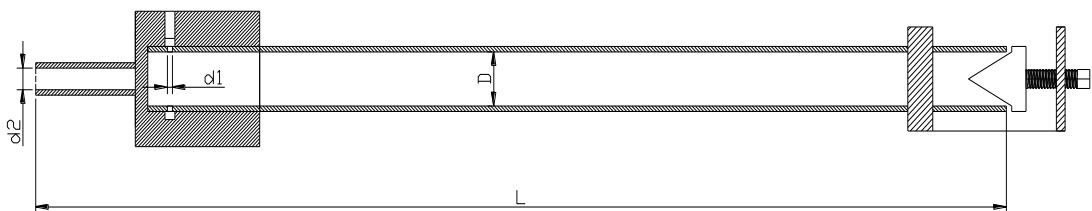
No	P_{in} (bar)	ΔP (Pa)	V_{cold} (m^3/s)	v (m^2/s)	Re	λ	ρ_c (kg/m^3)	v (m/s)
1	2	53597	0,03167	0,0000157	256994	0,02258	1,691	119,86
2	2,5	72867	0,03211	0,0000154	265122	0,02255	2,073	126,21
3	3	108533	0,03250	0,0000150	276588	0,02252	2,271	147,19
4	3,5	148333	0,03288	0,0000146	286719	0,02250	2,442	165,96
5	4	192500	0,03310	0,0000143	294032	0,02248	2,538	185,45

Setelah didapatkan kecepatan udara di sisi dingin tabung vorteks, langkah berikutnya adalah merubah bentuk dan dimensi tabung vorteks untuk mendapatkan penurunan tekanan yang minimal. Desain alternatif tabung vorteks dirancang dengan spesifikasi seperti pada **tabel 5.13**.

Tabel 5. 13 Perubahan Dimensi Tabung Vorteks

Keterangan	Tabung Vorteks Awal	Tabung Vorteks Alternatif
Diameter (D)	10 mm	50 mm
Panjang total (L)	205 mm	1250 mm
Diameter nosel (d1)	2 mm	12,5 mm
Jumlah nosel	2	2
Diameter Orifice (d2)	5 mm	25 mm

Pada **tabel 5.13** dapat dilihat perubahan dimensi tabung vorteks dengan memperbesar diameter tabung menjadi 50 mm dan panjang tabung menjadi 1250 mm, diameter nosel diperbesar menjadi 0,25D dan posisi nosel didesain sedekat mungkin dengan orifice, hal ini dapat memperkecil penurunan tekanan dan meningkatkan penurunan suhu yang terjadi (Yilmaz, et al., 2009). Tonjolan orifice pada vorteks generator dihilangkan untuk mendapatkan faktor gesekan orifice yang lebih kecil. Pada **Gambar 5.9** menunjukkan desain alternatif tabung vorteks tampak samping. Desain alternatif tabung vorteks secara lengkap dapat dilihat pada bagian **lampiran**.



Gambar 5.9 Desain Alternatif Tabung Vorteks Tampak Samping

Setelah ditentukan dimensi dari desain alternatif tabung vorteks maka dilakukan perhitungan penurunan tekanan. Perubahan bentuk dan dimensi tabung vorteks menyebabkan perubahan nilai faktor gesekan akibat tee junction menjadi 0,99 dan faktor gesekan akibat orifice menjadi 0,75. Contoh perhitungan penurunan tekanan pada saat tekanan udara masuk 2 bar adalah sebagai berikut.

Diketahui :

$$L = 1,25 \text{ m}$$

$$D = 0,05 \text{ m}$$

$$P_{in} = 2 \text{ bar,}$$

$$\zeta_T = \text{faktor gesekan akibat tee junction} = 0,99$$

$$\zeta_O = \text{faktor gesekan akibat orifice} = 0,75$$

$$v = 119,86 \text{ m/s}$$

$$\rho_c = 1,691 \text{ kg/m}^3$$

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{119,86 \times 0,05}{0,0000157} = 381712$$

Melalui moody diagram didapatkan nilai faktor gesekan pipa sebesar 0,02231.

$$\begin{aligned} \Delta P &= \rho_c \cdot \left(\frac{v_c^2}{2} \right) \cdot \left(\zeta_T + \zeta_O + \sum \lambda \frac{L}{D} \right) \\ &= 1,691 \cdot \left(\frac{119,86^2}{2} \right) \cdot \left(0,99 + 0,75 + 0,02231 \frac{1,25}{0,05} \right) = 27907 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Hasil perhitungan penurunan tekanan pada berbagai tekanan udara masuk saat bukaan 0 putaran dapat dilihat pada **tabel 5.14**.

Tabel 5.14 Hasil Perhitungan Penurunan Tekanan Tabung Vorteks Alternatif

No	P_{in} (bar)	D (m)	L (m)	ρ_c (kg/m ³)	Re	λ	ΔP (Pa)
1	2	0,05	1,25	1,691	381712	0,02231	27907
2	2,5	0,05	1,25	2,073	408988	0,02227	37929
3	3	0,05	1,25	2,271	491630	0,02219	56451
4	3,5	0,05	1,25	2,442	567974	0,02213	77111
5	4	0,05	1,25	2,538	646612	0,02208	100028

Pada **tabel 5.14** telah didapatkan nilai penurunan tekanan setiap variasi tekanan udara masuk. Langkah selanjutnya adalah menghitung nilai penurunan suhu dan *coefficient of performance* pada berbagai kondisi tekanan udara masuk. Perhitungan ini untuk mengetahui performa dari desain alternatif tabung vorteks dan untuk melihat apakah desain alternatif yang dirancang memiliki performa yang lebih baik atau lebih buruk dari desain awal. Contoh perhitungan penurunan suhu dan *coefficient of performance* pada saat tekanan udara masuk 2 bar adalah sebagai berikut.

Diketahui :

$$P_{in} = 2 \text{ bar}$$

$$\Delta P = 0,28 \text{ bar}$$

$$T_{in} = 35 \text{ }^\circ\text{C} = 308,2 \text{ K (ISO 7547 : 2002)}$$

$$V_{in} = 0,0325 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_{cold} = 0,0317 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$c_p = 1006 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$P_c = P_{in} - \Delta P = 2 - 0,28 = 1,72 \text{ bar}$$

$$T_{cold} = \frac{T_{in}}{\left(\frac{P_{in}}{P_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{308,2}{\left(\frac{2}{1,75}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 295,2 \text{ K} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$$

Setelah itu dilakukan perhitungan COP dengan rumus :

$$COP = \frac{\mu_c \times c_p \times \Delta T_c}{\left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) \times R \times T_i \times \left[\left(\frac{P_i}{P_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]} = \frac{\frac{0,0317}{0,0325} \times 1006 \times (308,2 - 295,2)}{\left(\frac{1,4}{1,4-1}\right) \times 287,05 \times 308,2 \times \left[\left(\frac{2}{1,75}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1\right]} = 0,934$$

Hasil perhitungan penurunan suhu dan *coefficient of performance* pada berbagai tekanan udara masuk saat bukaan 0 putaran dapat dilihat pada **tabel 5.15**.

Tabel 5.15 Hasil Perhitungan Penurunan Suhu dan COP Tabung Vorteks Alternatif

No	P _{in} (bar)	ΔP (bar)	P _{cold} (bar)	T _{in} (K)	T _{cold} (K)	T _{cold} (°C)	V _{in} (m ³ /s)	V _{cold} (m ³ /s)	μ _c	COP
1	2	0,28	1,72	308,2	295,2	22,0	0,0325	0,0317	0,974	0,934
2	2.5	0,38	2,12	308,2	294,0	20,8	0,0329	0,0321	0,976	0,933
3	3	0,56	2,44	308,2	290,3	17,2	0,0331	0,0325	0,981	0,925
4	3.5	0,77	2,73	308,2	287,0	13,8	0,0333	0,0329	0,986	0,920
5	4	1,00	3,00	308,2	283,8	10,7	0,0340	0,0331	0,975	0,899

Pada **tabel 5.15** dapat terlihat bahwa pada kondisi suhu udara masuk 35°C atau 308,2 K terjadi penurunan suhu tertinggi sebesar 24,3 °C pada kondisi tekanan udara masuk 4 bar dan nilai COP tertinggi sebesar 0,934 terjadi pada tekanan masuk 2 bar. Penurunan suhu semakin tinggi ketika penurunan tekanan semakin tinggi dan nilai COP semakin rendah ketika penurunan tekanan semakin tinggi. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa pada desain alternatif tabung vorteks, kondisi terbaik untuk diterapkan di ruang akomodasi kapal penumpang adalah pada saat tekanan udara masuk sebesar 3 bar. Hal ini dikarenakan pada saat tersebut, suhu udara yang dihasilkan sebesar 17,2 °C dimana memenuhi syarat ISO 7547:2002 yang menyebutkan suhu udara dingin terendah yang diijinkan untuk disuplai ke dalam ruangan adalah 17 °C. Nilai COP yang dihasilkan tidak jauh berbeda dengan kondisi tekanan udara masuk lainnya.

Tabel 5.16 Perbandingan Desain Tabung Vorteks Awal dengan Alternatif

Keterangan	Tabung Vorteks Awal (Hasil Pengujian)	Tabung Vorteks Awal (Hasil Perhitungan)	Tabung Vorteks Alternatif (Hasil Perhitungan)
Diameter	10 mm	10 mm	50 mm
Panjang total	205 mm	205 mm	1250 mm
P_{in}	3,5 bar	3,5 bar	3 bar
ΔP	1,48 bar	1,39 bar	0,56 bar
ΔT	15,4 °C	41,3 °C	17,8 °C
Q	594,38 Watt	1591,28 Watt	685,53 Watt
COP	0,294	0,855	0,925

Pada **tabel 5.16** menunjukkan perbandingan antara desain tabung vorteks awal hasil pengujian dan perhitungan dengan desain alternatif tabung vorteks yang akan diterapkan pada kapal penyebrangan 2000 GT. Jika dibandingkan dengan rancangan tabung vorteks awal maka dapat disimpulkan bahwa desain alternatif tabung vorteks ini memiliki performa yang lebih baik dari desain awal tabung vorteks dan membutuhkan tekanan udara masuk lebih rendah.

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

VI.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari penelitian tabung vorteks sebagai sistem pengondisian udara di ruang akomodasi kapal penumpang adalah sebagai berikut :

1. Hasil pengujian menunjukkan bahwa semakin besar tekanan udara yang masuk ke dalam tabung vorteks maka semakin besar efisiensi pendinginan dan COP. Bukaannya katup pada $\frac{1}{2}$ putaran menghasilkan efisiensi pendinginan tertinggi dan pada bukannya katup 0 putaran menghasilkan COP tertinggi. Prototipe tabung vorteks memiliki efisiensi pendinginan tertinggi sebesar 21,4% saat kondisi tekanan udara masuk 4 bar dan bukannya katup $\frac{1}{2}$ putaran. Efisiensi pendinginan terendah sebesar 1,1% terjadi pada kondisi tekanan udara masuk 2 bar dan bukannya katup 1 putaran. Nilai COP tertinggi didapat pada kondisi tekanan udara masuk 4 bar dan bukannya katup 0 putaran sebesar 0,2944. Nilai COP terendah didapatkan saat kondisi tekanan udara masuk 2 bar dan bukannya katup 1 putaran yaitu sebesar 0,0032.
2. Implementasi prototipe tabung vorteks pada geladak penumpang 02 kapal penyeberangan 2000 GT yang memiliki beban panas 21,2 kW, digunakan 3 buah tabung vorteks yang mensuplai 3 zona ruangan yang berbeda. Total kebutuhan untuk sistem ini adalah 3 buah tabung vorteks, 4 buah *air receiver* masing – masing berukuran 8 m³ dan 2 buah kompresor dengan daya total 30 kW. Hasil implementasi menunjukkan bahwa tabung vorteks dapat digunakan sebagai sistem pengondisian udara di ruang akomodasi kapal penumpang. Akan tetapi penggunaan tabung vorteks tidak menguntungkan apabila dilihat dari segi efisiensi sistem, karena rendahnya nilai COP dari tabung vorteks sebagai sistem pendingin sehingga dibuat desain alternatif tabung vorteks yang akan diaplikasikan pada geladak penumpang 02 kapal penyeberangan 2000 GT untuk mendapatkan performa yang lebih baik, dengan tekanan udara masuk 3 bar dan katup dalam kondisi tertutup dapat menghasilkan suhu udara dingin 17,2°C dan COP sebesar 0,925.

VI.2 Saran

Untuk menyempurnakan penelitian ini maka terdapat beberapa saran yang dapat dilakukan pada penelitian selanjutnya, antara lain :

1. Dikarenakan keterbatasan kemampuan kompresor dan *air receiver* dalam menyediakan udara bertekanan yang mengakibatkan rendahnya kapasitas pendinginan yang dapat dihasilkan tabung vorteks. Maka diperlukan pengujian dengan kompresor dan *air receiver* dengan kapasitas yang lebih besar dari 4 bar untuk mendapatkan kapasitas pendinginan yang maksimal.
2. Perlu dilakukan analisis ekonomi terhadap pemanfaatan tabung vorteks sebagai sistem pengondisian udara di ruang akomodasi kapal penumpang dan melakukan kajian teknis mengenai penempatan dan peletakan sistem pengondisian udara yang menggunakan tabung vorteks pada kapal penumpang

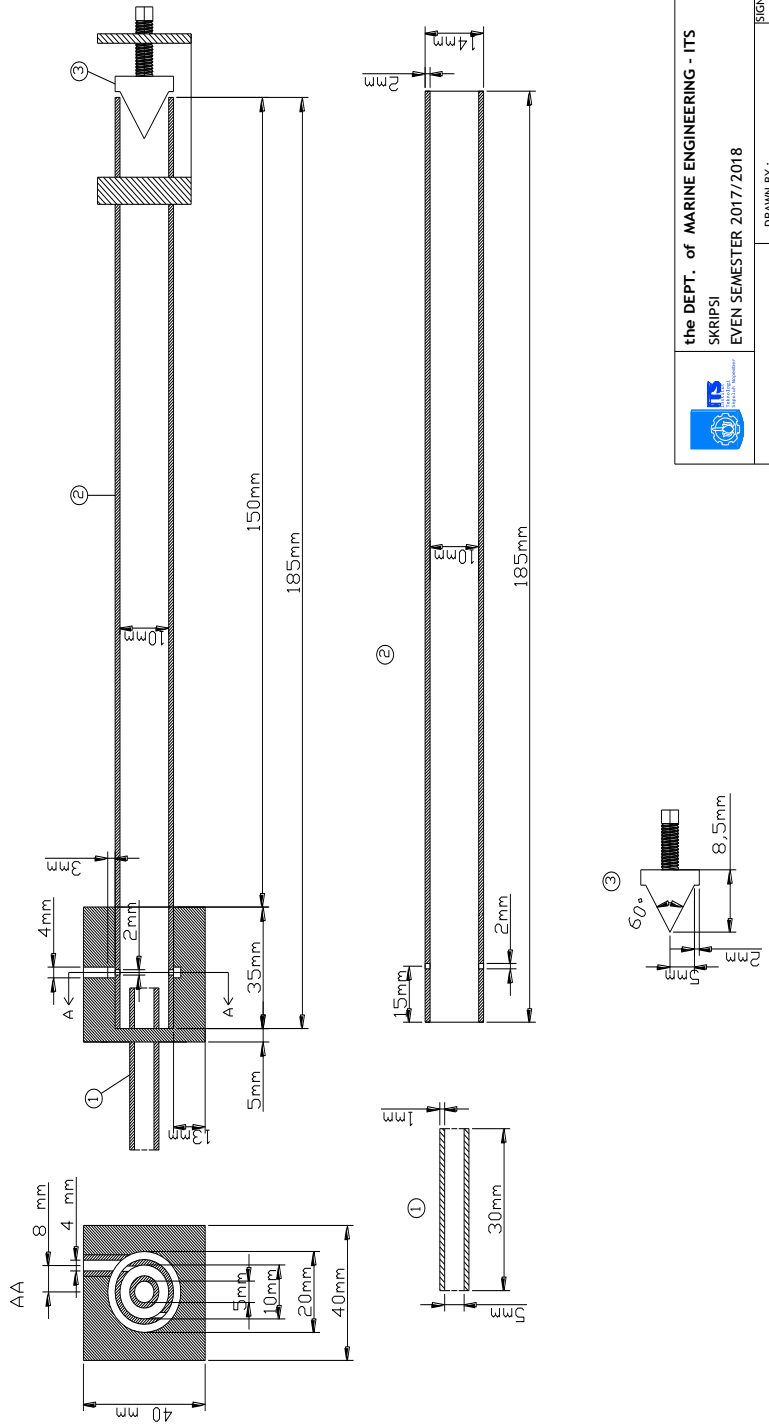
3. Perlu dilakukan pengujian terhadap desain alternatif tabung vorteks untuk membandingkan performa tabung vorteks yang baru dengan tabung vorteks penelitian sebelumnya.
4. Perlu dilakukan pengamatan mengenai pengaruh material tabung vorteks terhadap performa yang dihasilkan tabung vorteks.
5. Perlu dilakukan pengaplikasian tabung vorteks pada tempat yang berbeda seperti penggunaan tabung vorteks pada ruang mesin atau penerapan pada jenis kapal yang berbeda, sehingga dapat memanfaatkan kelebihan yang dimiliki tabung vorteks.


DAFTAR PUSTAKA

- Ahlborn, B. K. & Gordon, J. M., 2000. The Vortex Tube As A Classic Thermodynamic Refrigeration Cycle. *Journal Of Applied Physics*. Issue 88(6), Pp. 3645-3653.
- Ananthanarayanan, P., 2013. *Basic Refrigeration And Air Conditioning*. S.L.:Tata Mcgraw-Hill Education.
- Anon., 2012. *General Specification For Air-Conditioning, Refrigeration, Ventilation And Central Monitoring & Control System Installation In Government Buildings Of The Hong Kong Special Administrative Region*. Hong Kong, Architectural Services Department The Government Of The Hong Kong Special Administrative Region.
- Both, B., 2014. *Airflow Rate Calculation*, Budapest: S.N.
- Cang, R., 2013. *Optimized Vorteks Tube Bundle For Large Flow Rate Applications (Doctoral Dissertation, Arizona State University)*.
- Darmawan, R. S., 2013. *Kaji Eksperimen Dan Numerik Pada Spoot Cooling Menggunakan Vorteks Tube (Pengaruh Perbedaan Panjang Tabung Terhadap Temperatur Outlet)*.
- Dincer, K., Baskaya, S. & Uysal, B. Z., 2008. Experimental Investigation Of The Effects Of Length To Diameter Ratio And Nozzle Number On The Performance Of Counter Flow Ranque–Hilsch Vortex Tubes. *Heat And Mass Transfer*. Issue 44(3), Pp. 367-373.
- Eiamsa-Ard, S. & Promvong, P., 2008. Review Of Ranque–Hilsch Effects In Vortex Tubes. *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, Issue 12(7), Pp. 1822-1842.
- Finisari, E., 2014. *Pengaruh Diameter Orifice Terhadap Kapasitas Pendinginan Tabung Vorteks*.
- Fröhlingsdorf, W. & Unger, H., 1999. Numerical Investigations Of The Compressible Flow And The Energy Separation In The Ranque–Hilsch Vorteks Tubefn2. *International Journal Of Heat And Mass Transfer*. Issue 42(3), Pp. 415-422.
- Hilsch, R., 1947. The Use Of The Expansion Of Gases In A Centrifugal Field As Cooling Process. *Review Of Scientific Instruments*. Issue 18(2), Pp. 108-113.
- Jejurkar, A. & Shukla, A., 2015. *An Overview On Vortex Tube Applications..*
- Karthik, S., 2015. *Design And Computation Of COP Of Vorteks Tube*.
- Kırmacı, V., 2009. Exergy Analysis And Performance Of A Counter Flow Ranque–Hilsch Vortex Tube Having Various Nozzle Numbers At Different Inlet Pressures Of Oxygen And Air. *International Journal Of Refrigeration*. Issue 32(7), Pp. 1626-1633.
- Nusantara, G., 2014. *Studi Performa Tabung Vorteks*.
- Potter, M. & Wiggert, D., 2008. *Schaum's Outline Of Fluid Mechanics*. S.L.:Mcgraw-Hill Professional.
- Saidi, M. H. & Valipour, M. S., 2003. Experimental Modeling Of Vortex Tube Refrigerator. *Applied Thermal Engineering*. Issue 23(15), Pp. 1971-1980.
- Shannak, B. A., 2004. Temperature Separation And Friction Losses In Vortex Tube. *Heat And Mass Transfer*. Issue 40(10), Pp. 779-785.

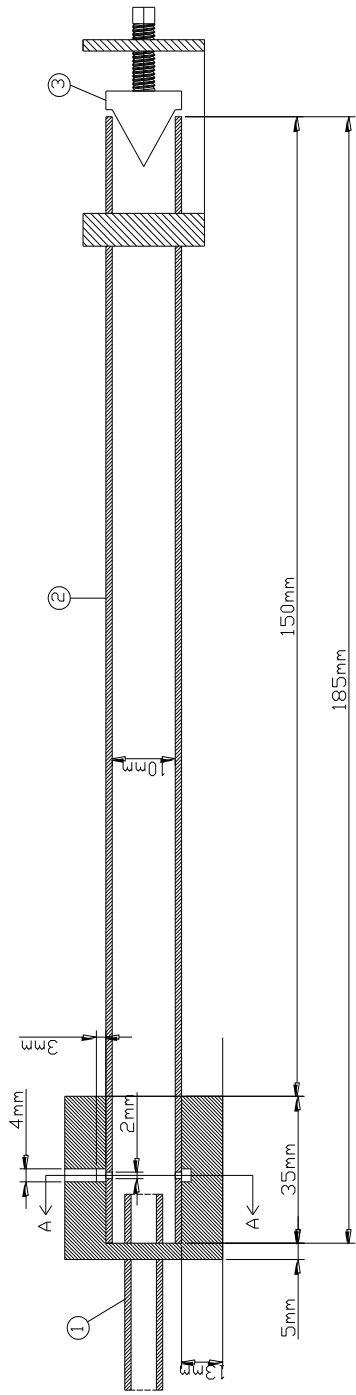
- Standart, I., ISO 2002. *ISO 7574 : Ship And Marine Technology – Air Conditioning And Ventilation Of Accomodation Spaces*. S.L., S.N.
- Valse, S., 2016. *Ques10*. [Online] Tersedia : <http://Www.Ques10.Com/P/19526/Vorteks-Tube-Refrigeration> [Diakses 20 Januari 2018].
- Wibowo, A. A., 2013. Kajian Eksperimen Dan Numerik Pada Spot Colling Menggunakan Vorteks Tube (Pengaruh Tekanan Terhadap Temperatur Outlet).
- Yilmaz, M., Kaya, M., Karagoz, S. & Erdogan, S., 2009. A Review On Design Criteria For Vortex Tubes. *Heat And Mass Transfer*, Issue 45(5), Pp. 613-632.


Desain Awal Tabung Vorteks



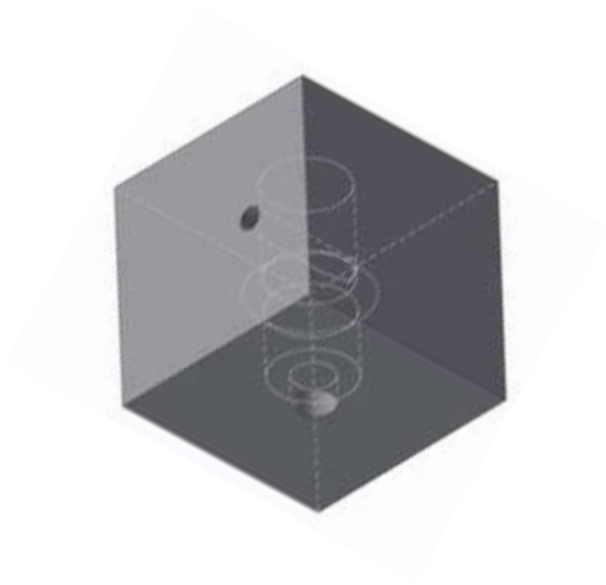
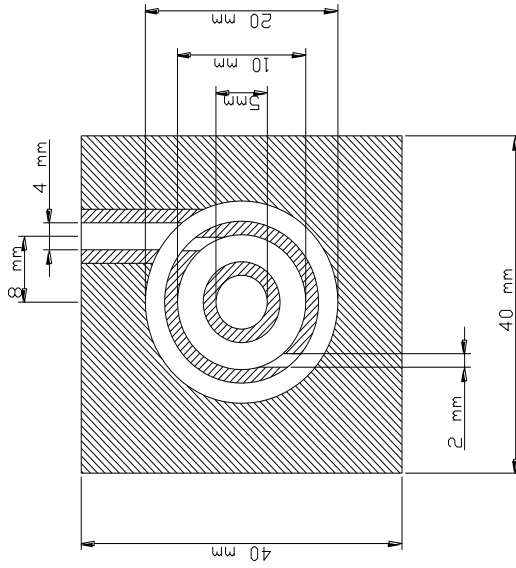
 the DEPT. of MARINE ENGINEERING - ITS SKRIPSI EVEN SEMESTER 2017/2018	SIGNED :
	DRAWN BY : REVIAN ARIEF PUTRA 4214 100 083
Tabung Vorteks	SIGNED :
	APPROVED BY : Ir. Amadji, M.Sc.


Tampak Samping

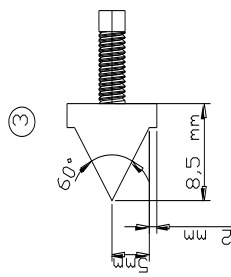
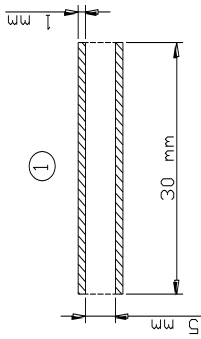



	the DEPT. of MARINE ENGINEERING - ITS SKRIPSI EVEN SEMESTER 2017/2018	SIGNED :	
	Tabung Vorteks	DRAWN BY : REVAN ARIEF PUTRA 4214 100 083	SIGNED :
		APPROVED BY : Ir. Amiadji, M.Sc.	SIGNED :

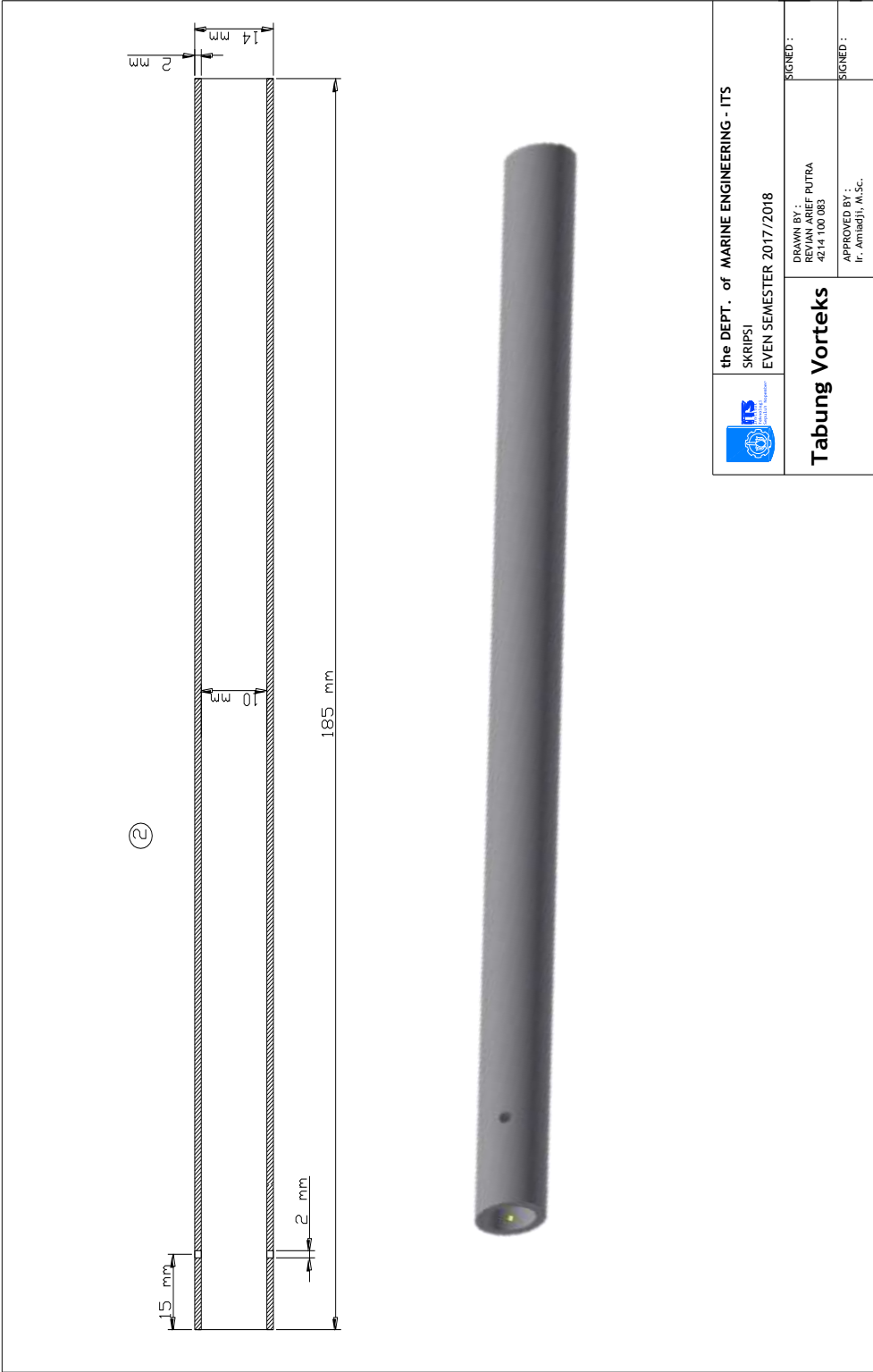
Tampak AA




	the DEPT. of MARINE ENGINEERING - ITS SKRIPSI EVEN SEMESTER 2017/2018	SIGNED :
		DRAWN BY : REVIAN ARIEF PUTRA 4214 100 083
Tabung Vorteks		SIGNED :
		APPROVED BY : Ir. Amadji, M.Sc.

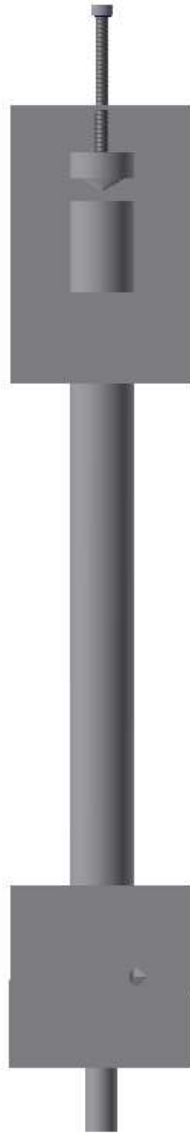
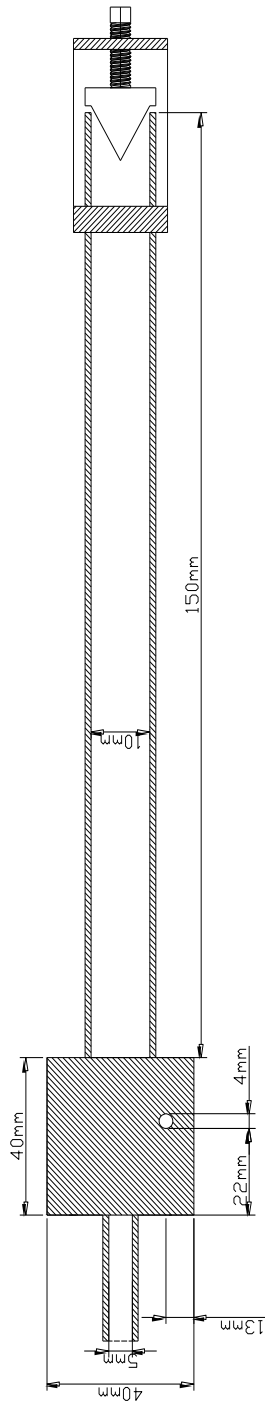



	the DEPT. of MARINE ENGINEERING - ITS SKRIPSI EVEN SEMESTER 2017/2018	
	DRAWN BY : REVIAN ARIEF PUTRA 4214 100 083	SIGNED :
Tabung Vorteks		APPROVED BY : Ir. Amladji, M.Sc.
		SIGNED :



	the DEPT. of MARINE ENGINEERING - ITS	
	SKRIPSI EVEN SEMESTER 2017/2018	
Tabung Vorteks	DRAWN BY : REVIAN ARIEF PUTRA 4214100083	SIGNED :
	APPROVED BY : Ir. Amudji, M.Sc.	SIGNED :

Tampak Atas



	the DEPT. of MARINE ENGINEERING - ITS SKRIPSI EVEN SEMESTER 2017/2018	SIGNED:	
	Tabung Vorteks	DRAWN BY : REYVAN ARIEF PUTRA 4214 100 083	SIGNED:
		APPROVED BY : Ir. Amiadji, M.Sc.	SIGNED:

Bukaan 1 = 0 putaran (tertutup rapat)

No	P _{in} (bar)	P _{cold} (bar)			T _{in} (°C)			T _{cold} (°C)			T _{hot} (°C)			V _{in} (cmm)			V _{cold} (cmm)		
		I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
1	2	1,45	1,35	1,59	29,4	29,9	29,8	27,8	27,4	27,7	32,9	33,2	32,6	1,949	1,954	1,952	1,908	1,895	1,898
2	2,5	1,71	1,82	1,78	30,1	30,2	30,0	24,2	24,2	24,3	33,1	33,4	33,3	1,973	1,976	1,970	1,934	1,922	1,924
3	3	1,80	1,98	1,96	30,4	30,3	30,3	20,2	20,0	19,4	33,3	33,5	33,6	1,996	1,985	1,985	1,946	1,949	1,955
4	3,5	2,00	2,05	2,00	30,5	30,4	30,6	14,8	14,9	15,5	33,5	33,7	33,3	2,005	1,997	2,001	1,982	1,957	1,981
5	4	2,06	2,09	2,08	30,8	30,5	30,8	12,4	12,7	11,9	34,0	33,7	33,5	2,041	2,036	2,036	1,987	1,973	1,999

Bukaan 2 = ¼ putaran

No	P _{in} (bar)	P _{cold} (bar)			T _{in} (°C)			T _{cold} (°C)			T _{hot} (°C)			V _{in} (cmm)			V _{cold} (cmm)		
		I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
1	2	1,20	1,31	1,18	29,4	29,9	29,8	26,8	26,9	27,1	33,2	33,6	33,1	1,949	1,954	1,952	1,584	1,592	1,552
2	2,5	1,57	1,41	1,41	30,1	30,2	30,0	22,0	22,0	22,4	33,4	33,5	33,9	1,973	1,976	1,970	1,631	1,634	1,664
3	3	1,49	1,49	1,47	30,4	30,3	30,3	19,2	19,2	18,4	34,2	34,4	34,6	1,996	1,985	1,985	1,685	1,754	1,747
4	3,5	1,82	1,53	1,57	30,5	30,4	30,6	14,3	14,2	13,9	34,7	35,0	35,0	2,005	1,997	2,001	1,732	1,765	1,748
5	4	1,88	1,61	1,63	30,8	30,5	30,8	10,9	10,5	10,9	35,6	35,4	36,2	2,041	2,036	2,036	1,771	1,798	1,787

Keterangan :

cmm = meter cubic per minute (m³/min)

I = percobaan 1

II = percobaan 2

III = percobaan 3

P_{in} = tekanan udara masuk

P_{cold} = tekanan udara di sisi dingin

T_{in} = suhu udara masuk

T_{cold} = suhu udara di sisi dingin

T_{hot} = suhu udara di sisi panas

V_{in} = laju volume aliran udara masuk

V_{cold} = laju volume aliran di sisi dingin

Bukaan 3 = ½ putaran

No	P _{in} (bar)	P _{cold} (bar)			T _{in} (°C)			T _{cold} (°C)			T _{hot} (°C)			V _{in} (cmm)			V _{cold} (cmm)		
		I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
1	2	1,14	1,18	1,22	29,4	29,9	29,8	25,8	25,2	25,8	33,8	33,9	33,3	1,949	1,954	1,952	1,424	1,465	1,436
2	2,5	1,29	1,29	1,29	30,1	30,2	30,0	21,0	21,1	21,0	33,7	34,1	34,4	1,973	1,976	1,970	1,596	1,610	1,625
3	3	1,36	1,39	1,39	30,4	30,3	30,3	17,6	17,2	17,5	34,8	35,1	34,5	1,996	1,985	1,985	1,630	1,649	1,643
4	3,5	1,49	1,49	1,47	30,5	30,4	30,6	13,4	12,5	12,8	35,2	35,6	35,9	2,005	1,997	2,001	1,685	1,685	1,702
5	4	1,59	1,57	1,57	30,8	30,5	30,8	9,2	9,2	9,8	35,3	36,5	36,5	2,041	2,036	2,036	1,732	1,716	1,715

Bukaan 4 = ¾ putaran

No	P _{in} (bar)	P _{cold} (bar)			T _{in} (°C)			T _{cold} (°C)			T _{hot} (°C)			V _{in} (cmm)			V _{cold} (cmm)		
		I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
1	2	1,03	1,03	1,03	29,4	29,9	29,8	28,2	27,8	28,0	33,5	32,9	33,3	1,949	1,954	1,952	0,904	0,883	0,870
2	2,5	1,08	1,07	1,07	30,1	30,2	30,0	25,9	24,9	25,3	33,9	33,5	34,0	1,973	1,976	1,970	0,927	0,938	0,928
3	3	1,10	1,10	1,12	30,4	30,3	30,3	24,2	23,9	24,5	34,0	33,7	34,2	1,996	1,985	1,985	0,990	0,986	0,985
4	3,5	1,16	1,14	1,16	30,5	30,4	30,6	22,8	21,3	22,4	34,1	34,0	34,4	2,005	1,997	2,001	1,058	1,017	1,010
5	4	1,20	1,18	1,20	30,8	30,5	30,8	20,6	20,4	20,3	33,9	34,4	34,6	2,041	2,036	2,036	1,111	1,106	1,090

Keterangan :

cmm = meter cubic per minute (m³/min)

I = percobaan 1

II = percobaan 2

III = percobaan 3

P_{in} = tekanan udara masukP_{cold} = tekanan udara di sisi dinginT_{in} = suhu udara masukT_{cold} = suhu udara di sisi dinginT_{hot} = suhu udara di sisi panasV_{in} = laju volume aliran udara masukV_{cold} = laju volume aliran di sisi dingin

Bukaan 5 = 1 putaran

No	P _{in} (bar)	P _{cold} (bar)			T _{in} (°C)			T _{cold} (°C)			T _{hot} (°C)			V _{in} (cmm)			V _{cold} (cmm)		
		I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
1	2	1,01	1,02	1,02	29,4	29,9	29,8	29,2	29,0	29,1	33,1	33,3	33,3	1,949	1,954	1,952	0,657	0,679	0,662
2	2,5	1,02	1,05	1,04	30,1	30,2	30,0	28,9	28,9	28,6	33,3	33,5	33,6	1,973	1,976	1,970	0,764	0,762	0,739
3	3	1,04	1,06	1,06	30,4	30,3	30,3	28,7	28,0	27,8	33,5	33,2	33,4	1,996	1,985	1,985	0,870	0,860	0,875
4	3,5	1,06	1,07	1,07	30,5	30,4	30,6	27,7	27,7	27,3	33,2	33,1	33,2	2,005	1,997	2,001	0,946	0,947	0,917
5	4	1,07	1,10	1,10	30,8	30,5	30,8	26,0	26,1	25,9	32,8	32,7	33,0	2,041	2,036	2,036	0,991	0,986	0,995

Keterangan :

cmm = meter cubic per minute (m³/min)

I = percobaan 1

II = percobaan 2

III = percobaan 3

P_{in} = tekanan udara masuk

P_{cold} = tekanan udara di sisi dingin

T_{in} = suhu udara masuk

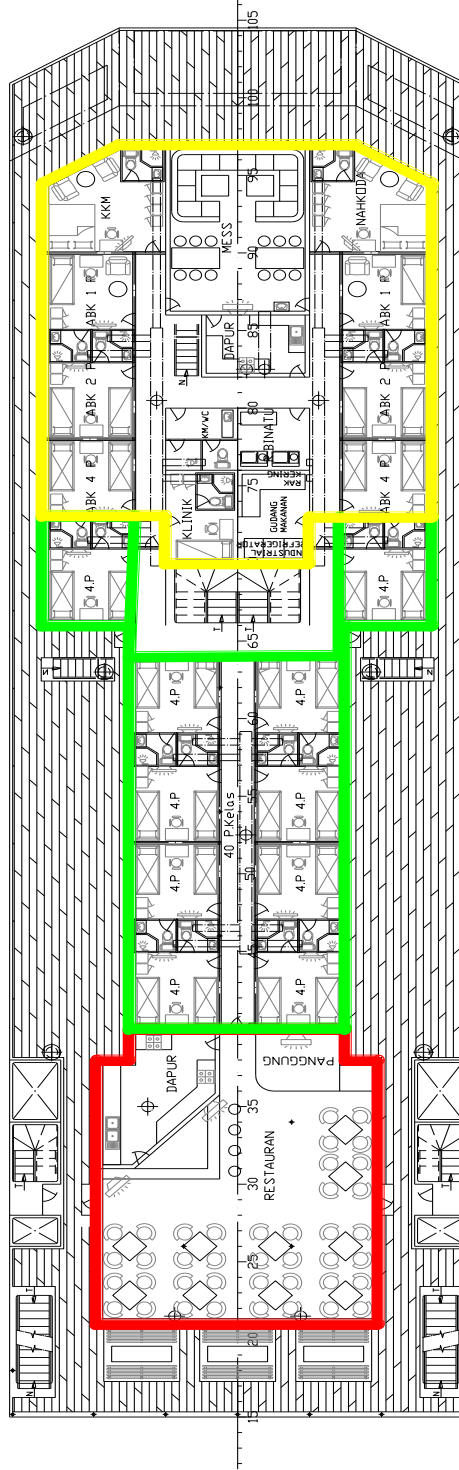
T_{cold} = suhu udara di sisi dingin

T_{hot} = suhu udara di sisi panas

V_{in} = laju volume aliran udara masuk

V_{cold} = laju volume aliran di sisi dingin

GELADAK PENUMPANG 02



UKURAN UTAMA :

LEBAR	(L) = 80.22 m
PANJANG A.G.T.	(LPP) = 72.00 m
TINGGI	(H) = 15.20 m
SARAT	(T) = 5.10 m
SARAT KONSTRUKSI	(TW) = 3.60 m
KECEPATAN DINAS	(Vg) = 3.70 m
	(Vg) = 15.00 knot

- Zona 1
- Zona 2
- Zona 3

RENCANA UMUM KAPAL PENYEBERANGAN 2000 GT	
DIBESAIN	
DIPERIKSA	
DISETUJUI	
SKALA	1 : 250, KERTAS B5

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Surabaya pada tanggal 09 Desember 1996 dengan nama Revian Arief Putra dan merupakan anak ketiga pasangan Supriyanto dan Endah Setijowati. Penulis menempuh jenjang mulai dari SDN Wadungasri, Sidoarjo (2002 – 2008), SMP Negeri 39 Surabaya (2008 – 2011) dan SMA Negeri 5 Surabaya (2011 – 2014). Setelah lulus dari bangku Sekolah Menengah Atas (SMA), penulis diterima di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember melalui jalur Mandiri pada tahun 2014. Selama menempuh masa studi, penulis aktif di berbagai kegiatan dan organisasi. Diantaranya menjadi anggota Himpunan Mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan ITS, panitia dari Marine Icon dan aktif berorganisasi di Jamaah Masjid Manarul Ilmi (JMMI) sebagai Direktur Badan Semi Otonom (BSO) Badan Pelayanan Umat. Selain itu juga pada semester 5 penulis mendapatkan beasiswa dari American Bureau of Shipping (ABS) selama satu tahun. Selama masa perkuliahan, penulis juga melakukan kerja praktik di dua tempat yaitu di PT. Dumas Tanjung Perak Shipyards dan PT. Pembangkitan Jawa Bali (PJB) UP Cirata.

Kontak penulis : revianarief96@gmail.com