

**EFEKTIVITAS *KEEL COOLER* PADA SISTEM PENDINGIN
MESIN PENGGERAK UTAMA KAPAL**

SKRIPSI

Ditujukan Untuk Memenuhi Persyaratan
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik Pada Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin



MUHAMMAD FAIZAL

D091181003

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS HASANUDDIN

GOWA

2022

LEMBAR PENGESAHAN

"Efektivitas *Keel Cooler* Pada Sistem Pendingin Mesin Penggerak Utama Kapal"

Disusun dan diajukan oleh

MUHAMMAD FAIZAL
D091181003

Telah dipertahankan di hadapan Panitia Ujian yang dibentuk dalam rangka penyelesaian studi Program Sarjana Departemen Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin

Pada tanggal 18 Oktober 2022
dan dinyatakan telah memenuhi syarat kelulusan

Menyetujui

Pembimbing Utama

Ir. Sverly Klara, M.T.
NIP.19640501 199002 2 001

Pembimbing Pendamping

Muhammad Iqbal Nikmatullah, S.T., M.T.
NIP.19870131 201903 1 007



Dr. Eng. Faizal Muhammadli, S.T., M.Inf.Tech., M.Eng.
NIP.19810211 200501 1 003

LEMBAR PERSETUJUAN

Judul Skripsi : Efektivitas *Keel Cooler* Pada Sistem Pendingin Mesin
Penggerak Utama Kapal

Nama Mahasiswa : Muhammad Faizal

Stambuk : D091181003

Skripsi ini telah direvisi dan disetujui oleh Panitia Ujian Sarjana Program
Strata Satu (S1) Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknik,
Universitas Hasanuddin pada tanggal 18 Oktober 2022.

Panitia Ujian Sarjana

Ketua : Ir. Syerly Klara, M.T.

Sekretaris : Muhammad Iqbal Nikmatullah, S.T., M.T.

Anggota : Prof. Dr. Eng. Ir. Andi Erwin Eka Putra, S.T., M.T.

Anggota : Balqis Shintarahayu, S.T., M.Sc.

Ketua Departemen,


Dr. Eng. Faisal Muhmuddin, S.T., M.Inf.Tech., M.Eng.
STP-1981021/2005011003

PERNYATAAN KEASLIAN

Saya yang bertanda tangan dibawah ini,

Nama : Muhammad Faizal
NIM : D091181003
Departement : Teknik Sistem Perkapalan
Jenjang : S1

Dengan ini menyatakan dengan sebenar-benarnya bahwa skripsi yang berjudul :

Efektivitas *Keel Cooler* Pada Sistem Pendingin Mesin Penggerak Utama Kapal

Adalah karya ilmiah saya sendiri dan sepanjang pengetahuan saya di dalam naskah skripsi ini tidak terdapat karya ilmiah yang pernah diajukan oleh orang lain untuk memperoleh gelar akademik di suatu perguruan tinggi, dan tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis dikutip dalam naskah ini dan disebutkan dalam sumber kutipan dan daftar pustaka.

Apabila di kemudian hari ternyata di dalam naskah skripsi ini dapat dibuktikan terdapat unsur-unsur jiplakan, saya bersedia menerima sanksi atas perbuatan tersebut dan diproses sesuai dengan peraturan perundang-undangan yang berlaku (UU No. 20 Tahun 2003, pasal 25 ayat 2 dan pasal 70).

Makassar, 18 Oktober 2022

Yang membuat pernyataan,



METER
TEMPORAL
10057AKX002046215

Muhammad Faizal

ABSTRAK

Kapal Ot. Skylic merupakan salah satu jenis kapal *tanker* yang diproduksi oleh PT. Samudra Marine Indonesia, jika pada umumnya kapal konvensional menggunakan *cooler* sebagai sistem pendingin mesin, namun dalam pembangunan kapal Ot. Skylic ini mengaplikasikan *keel cooler* sebagai alat pendingin mesin utama penggerak kapal. *Keel cooler* ini merupakan salah satu alat penukar kalor tipe baru yang diaplikasikan di bidang perkapalan. *Keel cooling system* adalah sistem pendingin yang memakai keel. Sistem pendingin dengan menggunakan *keel cooler* merupakan salah satu sistem pendingin sirkuit tertutup yang dipasang secara *eksternal* pada lambung kapal di bawah permukaan air. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui nilai perpindahan panas menyeluruh dan pengaruh dari perubahan *power/torque* kapal terhadap efektivitas penukar kalor tipe *keel cooler*. Berdasarkan hasil perhitungan pada beberapa kondisi *power/torque* kapal diperoleh nilai perpindahan kalor terbesar yaitu $5,599 \times 10^5$ W pada kondisi *power* 100% dan nilai terendah sebesar $5,055 \times 10^5$ W pada kondisi *power* 10%. Sementara itu untuk nilai efektivitas terbesar yaitu 79,985% dan nilai terkecil sebesar 79,839%. Sehingga dapat disimpulkan bahwa penggunaan *keel cooler* pada kapal Ot. Skylic sudah memenuhi nilai standar efektivitas untuk sebuah *heat exchanger* yaitu sebesar 50%.

Kata kunci: *Keel Cooling System*, Perpindahan Panas, Efektivitas *Keel Cooler*.

ABSTRACT

OT. Skylie is a tanker produced by PT. Samudra Marine Indonesia. In general, conventional ships use tube-based coolers as engine cooling systems, but this tanker applies a keel cooler as a cooling system for the main engine. A keel cooler is a new type of heat exchanger applied in the shipping industry. A keel cooling system is a closed circuit that utilizes the flow of seawater below the keel to reduce the temperature of the cooling fluid. Therefore, the installation of this type of cooler was below the water surface under the keel. This study aims to determine the overall heat transfer value and the effect of various ships' power/torque on the effectiveness of the keel cooler heat exchanger. Based on the calculation results on several ship power/torque conditions, the largest heat transfer value obtained is $5,599 \times 10^5$ W at 100% power condition and the lowest value is $5,055 \times 10^5$ W at 10% power condition. Meanwhile, the most effective value is 79.985% and the least is 79.839%. So it can be concluded that keel cooler on OT. Skylie has met the standard value of effectiveness for a heat exchanger, which is 50%.

Keywords: *Keel Cooling System, Heat Transfer, Keel Cooler Effectiveness.*

KATA PENGANTAR

Assalamualaikum warahmatullahi wabarakatuh.

Alhamdulillah rabbil ‘alamin, puji dan syukur penulis panjatkan atas kehadiran Allah SWT, yang telah memberikan nikmat yang sangat luar biasa kepada penulis, dan tidak lupa juga sholawat serta salam selalu tercurahkan kepada Nabi Muhammad SAW dan semoga kita semua mendapatkan syafa’atnya di hari akhir. Penyusunan tugas akhir (TA) ini dimaksudkan untuk memenuhi salah satu persyaratan dalam menyelesaikan pendidikan strata satu (S1) Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Hasanuddin, dengan judul “Efektivitas *Keel Cooler* Pada Sistem Pendingin Mesin Penggerak Utama Kapal”.

Terselesaikannya tugas akhir ini (TA) tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Tamarang dan Ibu Nasa, selaku orang tua penulis, yang selalu mendukung baik dalam hal moril maupun materi, selalu memotivasi dan mengirimkan do’a selama proses perkuliahan.
2. Saudara dan keluarga penulis yang telah memberikan semangat, motivasi, dan do’a selama proses perkuliahan.
3. Bapak Dr. Eng. Faisal Mahmuddin, S.T., M.Inf.Tech.,M.Eng selaku ketua Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Hasanuddin.
4. Ibu Ir. Syerly Klara, M.T. selaku pembimbing yang telah meluangkan banyak waktu untuk memberikan pengarahan, bimbingan, dan motivasi mulai dari penelitian hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
5. Bapak Muhammad Iqbal Nikmatullah, S.T.,M.T. selaku pembimbing yang telah meluangkan banyak waktu untuk memberikan pengarahan, bimbingan, dan motivasi mulai dari penelitian hingga terselesaikannya tugas akhir ini.

6. Bapak Prof. Dr. Eng. Ir. Andi Erwin Eka Putra, S.T.,M.T. dan Ibu Balqis Shintarahayu, S.T.,M.Sc. selaku dosen penguji.
7. Dosen-dosen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Hasanuddin yang telah memberikan ilmu, motivasi serta bimbingannya selama proses perkuliahan.
8. Staf tata usaha Departemen Teknik Sistem Perkapalan yang telah membantu segala aktivitas administrasi.
9. Seluruh teman mahasiswa Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Hasanuddin. Khususnya teman-teman angkatan 2018 yang senantiasa memberikan banyak dukungan.
10. Wahyudi dan Hasrul, Selaku sahabat dari penulis yang selalu memberikan dukungan moral selama proses perkuliahan.
11. Teman-teman Kerja Praktek KP-Squad yang telah membantu dan memotivasi sehingga kerja praktek penulis dapat terlaksana dengan baik.
12. Kanda Muh. Aidil Hikma yang telah membantu penulis dalam memperoleh data penelitian dan meluangkan waktunya untuk berbagi ilmu dengan penulis.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan tugas akhir ini (TA) terdapat kekurangan. Oleh karena itu kritikan dan saran yang membangun sangat penulis harapkan. Agar kedepannya penulis bisa lebih baik lagi. Semoga tulisan ini dapat bermanfaat bagi pembaca dan terkhusus pada penulis sendiri.

Wassalamu'alaikum warahmatullahi wabarakatuh.

Gowa, Oktober 2022

Muhammad Faizal

DAFTAR ISI

SAMPUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
LEMBAR PERSETUJUAN	iii
PERNYATAAN KEASLIAN	iv
ABSTRAK	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiv
DAFTAR SIMBOL DAN SINGKATAN	xvi
BAB I. PENDAHULUAN	19
1.1. Latar Belakang	19
1.2. Rumusan Masalah	21
1.3. Batasan Masalah	21
1.4. Tujuan Penelitian	22
1.5. Manfaat Penulisan.....	22
1.6. Sistematika Penulisan	22
BAB II. TINJAUAN PUSTAKA	24
2.1. Sistem Pendingin	24
2.2. <i>Keel Cooling System</i>	25
2.3. Proses Perpindahan Kalor	26
2.4. Perpindahan Kalor Secara Konduksi	27
2.5. Perpindahan Kalor Secara Konveksi.....	28

2.6. Tahanan Termal di Dalam dan di Luar Pipa	29
2.7. Beda Suhu Rata-Rata	30
2.8. Tipe-Tipe Heat Exchanger Berdasarkan Susunan Aliran Fluida	31
2.9. Aliran Turbulen di Dalam Pipa.....	36
2.10. Aliran Laminar di Dalam Pipa.....	37
2.11. Metode Efektivitas – NTU	38
2.12. Aplikasi Desain Rhinoceros 6	40
2.13. Aplikasi Ansys.....	41
BAB III. METODOLOGI PENELITIAN	42
3.1. tempat Dan Waktu Penelitian	42
3.2. Studi Literatur	42
3.3. Pengumpulan Data	42
3.4. Langkah Analisis Data.....	46
3.5. Kerangka Pemikiran.....	48
BAB IV. HASIL DAN PEMBAHASAN.....	49
4.1. Gambaran Umum.....	49
4.2. Tahap Pemodelan.....	49
4.3. Perhitungan Analisa Kinerja <i>Keel Cooler System</i>	52
4.3.1. Luas Bidang Perpindahan Kalor	52
4.3.2. Penentuan Jenis Aliran Fluida di Dalam Pipa	54
4.3.3. Penentuan Jenis Aliran Fluida di Luar Pipa	56
4.3.4. Tahanan Termal Pipa.....	56
4.3.5. Menentukan Temperatur Fluida Panas Yang Keluar (T_{hout}).....	61
4.4. Simulasi CFD.....	63
4.4.1. Penentuan Zona Batas dan Mesh.....	63
4.4.2. <i>Setup</i>	63
4.4.3. <i>Solution</i>	66
4.4.4. <i>Result</i>	67
4.5. Perbandingan Hasil Analisa Dengan Simulasi CFD.....	70

4.6. Menghitung Beda Suhu Keseluruhan Rata-Rata <i>Logarithmic</i> (<i>Logarithmic Mean Overall Temperature Difference-Lmtd</i>).....	71
4.7. Analisa Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Dipermukaan Luar dan Dalam Pipa	73
4.8. Perpindahan Panas Secara Konveksi Pada <i>Keel Cooler</i>	76
4.9. Perpindahan panas Secara Konduksi Pada <i>Keel Cooler</i>	78
4.10. Perpindahan Kalor Total.....	79
4.11. Efektivitas Alat Penukar Kalor	81
BAB V PENUTUP	84
5.1. Kesimpulan	84
5.2. Saran	84
DAFTAR PUSTAKA	85
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Sistem <i>Keel Cooler</i>	21
Gambar 2.2 Perpindahan Panas Konduksi di Bahan Cair Beda Suhu	24
Gambar 2.3 Perpindahan Panas Konveksi	25
Gambar 2.4 <i>Cross Flow Tube Bank</i>	29
Gambar 2.5 Aplikasi Desain Rhinoceros 6.....	36
Gambar 2.6 Aplikasi Ansys	37
Gambar 3.1 Rancangan Kapal Dengan Sistem Pendingin <i>Keel Cooler</i>	38
Gambar 3.2 Profil Suhu Permukaan Air Laut.....	40
Gambar 3.3 <i>Keel Cooler</i>	40
Gambar 3.4 <i>Keel Cooler</i> Pada Lambung Kapal.....	41
Gambar 3.5 Letak <i>Keel Cooler</i> Pada Kapal.....	41
Gambar 3.6 Letak Penetrasi <i>Keel Cooler</i>	42
Gambar 4.1 Panjang Pipa <i>Keel Cooler</i>	46
Gambar 4.2 Dimensi Lebar dan Tinggi.....	47
Gambar 4.3 Hasil Desain <i>Keel Cooler System</i>	48
Gambar 4.4 Grafik Hubungan <i>Reynolds Number</i> Dengan Temperatur Pada Aliran di Dalam Pipa	51
Gambar 4.5 Grafik Tahanan Termal Total pada Setiap <i>Power/Torque</i>	56
Gambar 4.6 Grafik Hubungan Antara <i>Power</i> Dengan Temperatur Fluida Masuk dan Keluar	58
Gambar 4.7 Grafik Hubungan Antara Temperatur Dengan <i>Power</i> Kapal.....	63
Gambar 4.8 Distribusi Panas Pada Suhu 82°C.....	64

Gambar 4.9 Distribusi Panas Pada Suhu 81°C.....	64
Gambar 4.10 Distribusi Panas Pada Suhu 80°C.....	65
Gambar 4.11 Distribusi Panas Pada Suhu 78°C.....	65
Gambar 4.12 Distribusi Panas Pada Suhu 77°C.....	66
Gambar 4.13 Grafik Perbandingan Nilai Temperatur Analisis Dengan Simulasi	67
Gambar 4.14 Grafik Beda Suhu Keseluruhan Rata-Rata <i>Logarithmic</i> Pada Setiap Kondisi <i>Power/Torque</i> Kapal.....	68
Gambar 4.15 Grafik Hubungan Antara Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Dengan <i>Power/Torque</i> Kapal	71
Gambar 4.16 Grafik Hubungan Perpindahan Kalor Total Dengan <i>Power</i> Kapal.....	77
Gambar 4.17 Grafik Hubungan Temperatur Dengan Nilai Efektivitas <i>Keel</i> <i>Cooler</i>	79

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Konduktivitas Termal Bahan Logam dan Zat Cair	24
Tabel 2.2 <i>NTU correlations for cross flow over tube banks for $N > 16$</i>	31
Tabel 2.3. <i>Effectiveness Relations For Heat Exchangers</i>	35
Tabel 3.1 Variasi <i>Power/Torque</i> Kapal	39
Tabel 4.1 Karakteristik Fluida di Dalam Pipa <i>Keel Cooler</i>	50
Tabel 4.2 Nilai <i>Reynolds</i> Aliran di Dalam pipa	51
Tabel 4.3 Tahanan Termal di Dalam <i>Keel Cooler</i>	54
Tabel 4.4 Tahanan Termal Total	56
Tabel 4.5 Temperatur Fluida Yang Keluar	58
Tabel 4.6 Kondisi Fisik Fluida di Luar <i>Keel Cooler</i>	59
Tabel 4.7 Pengaturan Kondisi Batas <i>Inlet Sea Water</i>	61
Tabel 4.8 Pengaturan Kondisi Batas <i>outlet Sea Water</i>	61
Tabel 4.9 Pengaturan Kondisi Batas <i>Inlet Fresh Water</i>	61
Tabel 4.10 Pengaturan Kondisi Batas <i>outlet Fresh Water</i>	62
Tabel 4.11 Nilai Temperatur Simulasi CFD	63
Tabel 4.12 Perbandingan Nilai Temperatur Analisis Dengan Simulasi	66
Tabel 4.13 Beda Suhu Keseluruhan Rata-Rata <i>Logarithmic</i>	68
Tabel 4.14 Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh di Dalam Pipa	69
Tabel 4.15 Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh	70
Tabel 4.16 Konveksi Pada Sisi Kiri dan Kanan Pipa <i>Inlet</i>	72

Tabel 4.17 Konveksi Pada Sisi Kiri dan Kanan Pipa Yang Sama	72
Tabel 4.18 Konveksi Pada Sisi Kiri dan Kanan Pipa <i>Outlet</i>	73
Tabel 4.19 Konveksi Pada Sisi Bawah Pipa <i>Inlet</i>	73
Tabel 4.20 Konveksi Pada Sisi Bawah Pipa Yang Sama.....	74
Tabel 4.21 Konveksi Pada Sisi Bawah Pipa <i>Outlet</i>	74
Tabel 4.22 Perpindahan Panas Konduksi Pada <i>Keel Cooler</i>	75
Tabel 4.23 Perpindahan Kalor Total	76
Tabel 4.24 Perpindahan Kalor Total Secara Konveksi dan Konduksi.....	76
Tabel 4.25 Efektivitas <i>Keel Cooler</i>	78

DAFTAR SIMBOL DAN SINGKATAN

A_0	: Luas Selubung Pipa bagian Luar (m^2)
A_i	: Luas Selubung Pipa bagian Dalam (m^2)
A_s	: Luas Selubung Total Pipa (m^3)
l	: Panjang Pipa (m)
D_i	: Diameter Pipa Bagian Dalam (m)
μ	: Viskositas Dinamik Fluida Panas / Dingin ($kg/m.s$)
V_i	: Kecepatan Fluida Didalam Pipa (m/s)
ρ	: Massa jenis Fluida Panas / Dingin (kg/m^3)
Re_{inside}	: <i>Reynold Number</i> Aliran Didalam Pipa
$Re_{outside}$: <i>Reynold Number</i> Aliran Diluar Pipa
D_0	: Diameter Pipa Bagian Luar (m)
V_0	: Kecepatan Fluida Diluar Pipa (m/s)
V_{max}	: Kecepatan Aliran Maksimal Diluar Pipa (m/s)
S_T	: <i>Transverse Pitch</i> (m)
S_L	: <i>Longitudinal Pitch</i> (m)
S_D	: <i>Diagonal Pitch</i> (m)
R_{wall}	: Tahanan Termal Pada Dinding Pipa ($^{\circ}C/W$)
k	: Konduktivitas Termal ($W/m^{\circ}C$)
R_i	: Tahanan Termal Pada Bagian Dalam Pipa ($^{\circ}C/W$)
h_i	: <i>Heat Transfer Coefficient Inside Tube</i> ($W/m^{\circ}C$)

Nu	: <i>Nusselt Number</i>
R_0	: Tahanan Termal Pada Bagian Luar Pipa ($^{\circ}C/W$)
h_0	: <i>Heat Transfer Coefficient Outside Tube</i> ($W/m^{\circ}C$)
f	: <i>Correction Factor Inside / Outside</i>
\dot{m}_h	: Laju Aliran Massa Fluida Panas (kg/s)
C_{ph}	: <i>Specific Heat Hot Fluid</i> ($kJ/kg^{\circ}C$)
$T_{h\ in}$: Temperatur Fluida Panas / <i>Fresh Water</i> Masuk ($^{\circ}C$)
$T_{h\ out}$: Temperatur Fluida Panas / <i>Fresh Water</i> Keluar ($^{\circ}C$)
Pr	: Bilangan Prandtl
\dot{m}_c	: Laju Aliran Massa Fluida Dingin (kg/s)
C_{pc}	: <i>Specific Heat Cold Fluid</i> ($kJ/kg^{\circ}C$)
$T_{c\ in}$: Temperatur Fluida Dingin / Air Laut Masuk ($^{\circ}C$)
$T_{c\ out}$: Temperatur Fluida Dingin / Air Laut Keluar ($^{\circ}C$)
T_s	: <i>Temperature Surface</i> ($^{\circ}C$)
T_e	: <i>Temperatur Exit</i> ($^{\circ}C$)
T_{in}	: <i>Temperature In</i> ($^{\circ}C$)
T_{out}	: <i>Temperature Out</i> ($^{\circ}C$)
Q	: Debit Aliran Fluida Dingin / Panas (m^3/s)
Δ_{LMTD}	: Beda Suhu Keseluruhan Rata Rata Logaritmik ($^{\circ}C$)
U_0	: Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Luar Pipa ($W/m^2^{\circ}C$)
U_i	: Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Dalam Pipa ($W/m^2^{\circ}C$)

- U_{total} : Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh ($\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$)
- Q_{total} : Perpindahan Kalor Total (W)
- ϵ : Efektifitas Alat Penukar Kalor (%)
- C_{min} : *Heat Capacity Rates of The Hot / Cold Fluid* ($\text{kW}/\text{°C}$)
- NTU : *Number of Transfer Units*

BAB I. PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Kapal tanker merupakan sebuah kapal yang didesain secara khusus untuk mengangkut atau membawa minyak, cairan kimia, maupun cairan lainnya. Jenis kapal ini memiliki ciri khusus yaitu memiliki banyak pipa yang berada diatas bagian dek kapal.

Pada umumnya di kapal ada dua cara untuk mendinginkan mesin utama ataupun mesin bantu yaitu dengan menggunakan sistem pendingin secara langsung (terbuka) dan sistem pendingin secara tidak langsung (tertutup), dari kedua sistem tersebut yang paling umum digunakan di kapal yaitu sistem pendingin tertutup (Setyana, 2014). Pada sistem pendingin terbuka hanya menggunakan satu media pendingin yaitu air laut sedangkan pada sistem pendingin tertutup menggunakan air tawar dan air laut sebagai medianya, dimana air tawar dipergunakan untuk mendinginkan komponen-komponen mesin sedangkan air laut digunakan untuk mendinginkan air tawar yang keluar dari mesin.

Fungsi dari sebuah sistem pendingin yang dipasang pada mesin kapal yaitu, bertanggung jawab untuk menjaga temperatur mesin agar selalu berada di temperatur operasinya. Hal ini diperlukan karena mesin beroperasi secara optimum di temperatur operasinya. Sehingga mesin kapal dapat bekerja dengan efisien dan beroperasi selama berjam-jam lamanya. Hilangnya energi paling sering dari mesin adalah dalam bentuk energi panas, untuk menghilangkan energi panas yang berlebihan maka harus menggunakan media pendingin berupa penukar kalor (heat exchanger), hal ini bertujuan untuk menghindari gangguan fungsi ataupun kerusakan pada komponen mesin (Paulus, 2018).

Penukar kalor (*Heat exchanger*) merupakan alat yang digunakan untuk memindahkan panas dari suatu sistem ke sistem lain tanpa perpindahan massa dan juga berfungsi sebagai pemanas maupun sebagai pendingin. Penukar kalor dirancang sedapat mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung

secara efisien. Pertukaran panas terjadi karena adanya kontak, baik antara fluida yang terdapat dinding yang memisahkannya maupun keduanya bercampur langsung (*direct contact*). Ada beberapa tipe penukar kalor yang digunakan di kapal, salah satu alat penukar kalor yang umumnya digunakan adalah tipe selongsong dan pipa (*shell and tube heat exchanger*). Penukar kalor tipe *shell and tube heat exchanger* mempunyai nilai efektivitas secara umum dikisaran 25% sampai dengan 40%. Dari sinilah banyak muncul penukar kalor tipe baru, salah satu tipe baru tersebut yaitu sebuah rancangan *keel cooler*.

Pada penelitian sebelumnya dengan judul analisis efektifitas penukar kalor *tube-u bundle* terhadap sistem pendingin mesin penggerak utama kapal, diperoleh hasil bahwa variasi debit aliran mempengaruhi nilai efektivitas penukar kalor tipe *box cooler* (Idawati, dkk., 2021). Tetapi pada penelitian kali ini berbeda jenis penukar kalor yang digunakan, salah satu perbedaan antara tipe *box cooler* dengan *keel cooler* yaitu peletakkannya pada lambung kapal, dimana *box cooler* diletakkan di dalam sea chest sedangkan *keel cooler* diletakkan di luar lambung kapal.

Keel cooling system adalah sistem pendingin yang memakai keel. Sistem pendingin dengan menggunakan *keel cooler* merupakan salah satu sistem pendingin sirkuit tertutup yang dipasang secara eksternal pada lambung kapal di bawah permukaan air. Konsep pendinginan lunas mirip dengan penerapan radiator pada mobil. Pendingin mesin disirkulasikan melalui pendingin lunas, yang memindahkan panas dari pendingin sebelum kembali ke mesin. Pendingin lunas berada dalam kontak konstan dengan air laut yang memungkinkan sistem pendingin mentransfer panas secara efisien antara pendingin dan air laut.

Kapal Ot. Skylie merupakan salah satu jenis kapal tanker yang dibuat oleh Pt. Samudra Marine Indonesia, jika pada umumnya kapal konvensional menggunakan *cooler* sebagai sistem pendingin mesin, namun dalam pembangunan kapal Ot. Skylie ini mengaplikasikan *keel cooler* sebagai alat pendingin mesin utama penggerak kapal. *Keel cooler* ini merupakan salah satu alat penukar kalor tipe baru yang diaplikasikan di dunia perkapalan, sehingga perlu dilakukan penelitian

dengan judul: “Efektifitas *Keel Cooler* Pada Sistem Pendingin Mesin Penggerak Utama Kapal”.

1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan diatas, maka dapat dirumuskan permasalahan sebagai berikut:

1. Berapa nilai perpindahan panas dari alat penukar kalor *keel cooler* pada beberapa kondisi perubahan *power/torque* mesin utama kapal?
2. Berapa nilai efektivitas dari alat penukar kalor *keel cooler* pada beberapa kondisi perubahan *power/torque* mesin utama kapal ?

1.3. Batasan Masalah

Terkait dengan permasalahan di atas, maka perlu adanya pembatasan masalah agar sesuai dengan permasalahan dan tujuan yang diharapkan, serta dapat mempermudah dalam melakukan analisa. Adapun batasan masalah yang dibahas sebagai berikut:

1. Penelitian ini difokuskan pada sistem pendingin kapal Ot. Skylie
2. Dua mesin penggerak kapal merek Cummins KTA 50 – M2, yang didinginkan dengan menggunakan *keel cooler system*, dan sesuai dimensi yang berada di lapangan atau data yang diberikan
3. Temperatur mesin yang digunakan diperoleh dari hasil pengujian mesin utama secara langsung di lapangan
4. Analisis fouling factor pada material *keel cooler system* diabaikan
5. Kecepatan aliran fluida di luar *keel cooler system* pada perubahan *power/torque* mesin utama kapal dianggap konstan
6. Simulasi pada aplikasi Ansys hanya untuk mengetahui nilai temperatur dan distribusi panas pada *keel cooler system*

1.4. Tujuan Penelitian

1. Untuk mengetahui nilai perpindahan panas dari alat penukar kalor *keel cooler* pada beberapa kondisi perubahan *power/torque* mesin utama kapal
2. Untuk mengetahui nilai efektivitas dari alat penukar kalor *keel cooler* pada beberapa kondisi perubahan *power/torque* mesin utama kapal

1.5. Manfaat Penulisan

Dalam penelitian yang akan dilakukan ini, maka penulis mengemukakan beberapa manfaat dari penelitian ini, diantaranya:

1. Dapat menjadi inovasi terbaru dari alat penukar kalor yang digunakan pada sistem pendingin mesin utama kapal
2. Dapat dikembangkan dan digunakan di industri perkapalan.

1.6. Sistematika Penulisan

Secara garis besar penyusunan skripsi dan pembaca memahami uraian dan makna secara sistematis, maka skripsi disusun pada pola berikut:

BAB I: PENDAHULUAN

Pada bab ini konsep dasar penyusunan skripsi yang meliputi latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, serta sistematika penulisan.

BAB II: TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini memberikan penjelasan mengenai teori-teori dari berbagai literatur yang menunjang pembahasan dan digunakan sebagai dasar pemikiran dari penelitian ini. Teori yang digunakan yaitu teori perpindahan panas untuk menganalisis besarnya perpindahan kalor dan untuk menghitung nilai efektivitas alat penukar kalor *keel cooler* digunakan metode efektivitas NTU.

BAB III: METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab ini dijelaskan tahapan-tahapan yang berupa proses yang dimulai dari mengumpulkan data terkait masalah yang akan diteliti, kemudian

mengidentifikasi masalah tersebut hingga diperoleh hasil akhir yang diharapkan.

BAB IV: HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini menyajikan data-data yang telah diperoleh mulai dari gambaran umum penelitian, tahap pemodelan, perhitungan analisa kinerja *keel cooler system*, simulasi CFD, dan perbandingan antara hasil analisa dengan hasil simulasi CFD.

BAB V: PENUTUP

Pada bab ini disajikan secara singkat kesimpulan yang diperoleh dari pembahasan dan juga memuat saran-saran bagi pihak yang berkepentingan untuk pengembangan penelitian lebih lanjut.

BAB II. TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Sistem Pendingin

Sistem pendinginan tidak langsung (sistem pendingin tertutup) digunakan pada mesin diesel di atas kapal. Sistem pendinginan tidak langsung adalah metode pendinginan mesin yang menggunakan air tawar untuk mendinginkan mesin dan kemudian mendinginkan air tawar dengan air laut. Karena mesin tidak langsung didinginkan oleh air laut, maka mesin relatif lebih tahan terhadap korosi yang disebabkan oleh air laut, itulah sebabnya sistem pendingin tidak langsung dipilih. *Heat exchanger fresh water cooler* merupakan komponen yang berfungsi mendinginkan air tawar. (Julianto, 2019).

Dengan memanfaatkan air laut, *fresh water cooler* bekerja dengan cara menyerap panas yang berasal dari mesin utama kapal. Apabila sebuah mesin utama menggunakan sistem pendingin terbuka, yang mana pada sistem ini air dari luar kapal langsung dipompakan ke dalam mesin dan selanjutnya dibuang kembali keluar badan kapal. Berbeda dengan sistem pendingin tertutup dimana air tawar yang mendinginkan mesin, dengan cara menyerap panas dari mesin secara langsung kemudian ditransfer ke air laut. Air laut memiliki beberapa sifat yang menguntungkan sebagai bahan pendingin, diantaranya massa jenis besar pada kepekatan relatif tinggi, hal ini berarti air laut dapat menampung panas yang besar per satuan volume.

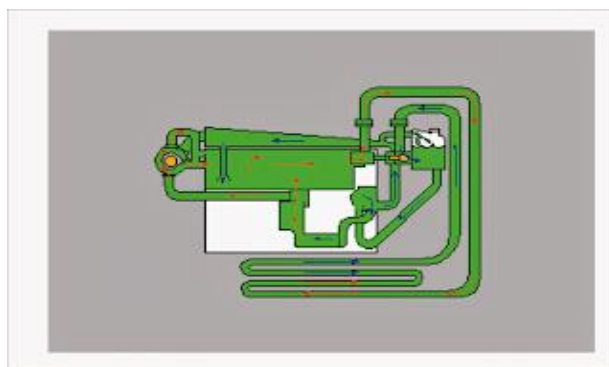
Penukar panas berfungsi sebagai pemanas atau pendingin serta sebagai alat untuk mentransfer panas dari satu sistem ke sistem lain tanpa menggunakan *transfer* massa. Untuk pendinginan mesin di atas kapal, penukar kalor menggunakan fluida pendingin yang mengalir sebagai fluida panas dan air biasa yang berfungsi sebagai pendingin. Untuk memaksimalkan efisiensi *transmisi* panas antara cairan, penukar panas dibangun kontak, apakah ada dinding yang memisahkannya atau kontak langsung, agar menghasilkan pertukaran panas. Penukar panas menggunakan media air laut untuk proses pendinginan. Hal ini dilakukan untuk mempersiapkan perubahan suhu. Akibatnya akan terjadi

perbedaan temperatur yang cukup besar pada saat *heat exchanger* mengalami pendinginan. (Holman J.P, 1986)

2.2. *Keel Cooling system*

Keel cooling system adalah sistem pendingin yang memakai keel. Sistem pendingin dengan menggunakan *keel cooler* merupakan salah satu sistem pendingin sirkuit tertutup yang dipasang secara *eksternal* pada lambung kapal di bawah permukaan air. Konsep pendinginan lunas mirip dengan penerapan radiator pada mobil, dimana pendingin mesin disirkulasikan melalui pendingin lunas, yang memindahkan panas dari pendingin sebelum kembali ke mesin. Pendingin lunas ini berada dalam kontak konstan dengan air laut yang memungkinkan sistem pendingin mentransfer panas secara efisien antara pendingin dan air laut.

Sistem pendingin lunas sebagian besar memiliki komponen yang standar. Seperti tangki ekspansi, lubang aliran air, pengatur suhu (*temperature regulator*) dan pompa. Air pendingin yang mengalir melalui *keel cooler*. Pendingin lunas adalah tabung yang dipasang pada lambung kapal dengan cara dilas atau dililitkan. Air laut digunakan untuk mendinginkan air pendingin saat mengalir dari tangki *ekspansi* ke pompa air.



Gambar 2.1 Sistem *Keel Cooler*

(Sumber: <http://www.maritimeworld.web.id/2013/11/sistem-pendingin-pada-motor-diesel-dan.html>)

Prinsip kerja dari sistem pendingin *keel cooler* ini, yaitu dengan cara memindahkan panas dari pendingin sebelum kembali ke mesin. Pendingin lunas selalu bersentuhan dengan air laut untuk mentransfer panas secara efisien.

Keuntungan Dibandingkan dengan sistem pendingin sirkuit terbuka (penukar panas dalam), sistem pendingin sirkuit tertutup memberikan beberapa keuntungan berbeda. Sistem pendingin sirkuit tertutup menghilangkan kebutuhan akan penukar panas *internal*, pompa air laut (*sea water pump*), saringan, perpipaan air laut, dan perawatan tinggi yang terkait dengan sistem pendingin sirkuit terbuka. Ini juga menghilangkan penumpukan lumpur dan pasir di sirkuit pendingin dan melindungi sistem dari korosi. Penggunaan pendingin lunas menghilangkan kebutuhan air laut untuk masuk ke lambung kapal. Dari perspektif ramah lingkungan, pendinginan lunas memberikan solusi pembuangan yang menghilangkan kemungkinan kontaminan memasuki air laut.

2.3. Proses Perpindahan Kalor

Ilmu perpindahan panas digunakan untuk meramalkan bagaimana energi akan ditransfer sebagai panas ketika ada perbedaan suhu antara dua bahan atau benda. Tentu saja ini dikenal sebagai laju perpindahan panas, yang terjadi selama proses perpindahan energi. Akibatnya, adalah mungkin untuk mengantisipasi kecepatan perpindahan panas dalam berbagai keadaan dengan menggunakan ilmu perpindahan panas. Perpindahan panas adalah proses perpindahan energi (panas) dari satu lokasi ke lokasi lain sebagai akibat dari suhu lokal. Ada tiga jenis perpindahan panas yang sekarang dipahami: konduksi, konveksi, dan radiasi. (Suswanto, dkk., 2015).

Saat merancang penukar panas, ilmu perpindahan panas digunakan:

- Untuk merancang penukar panas
- Untuk mengetahui berapa banyak media pemanas/pendingin yang dibutuhkan untuk *kondensor* atau *reboiler* kolom distilasi.
- Menggunakan gagasan perpindahan panas, hitung tungku/dapur radiasi.
- Untuk perencanaan *boiler*.
- Tentang konstruksi alat penguap (*evaporator*).
- Berkenaan dengan arsitektur reaktor kimia.

Penggunaan panas untuk menghasilkan atau sebagai *intermediet* untuk menghangatkan umpan yang akan masuk reaktor dalam penukar panas, perpindahan panas dari pipa uap ke atmosfer, dan pembuangan panas di pembangkit listrik hanyalah beberapa contoh yang sering terjadi. peristiwa panas di industri.

2.4. Perpindahan Kalor Secara Konduksi

Pertukaran energi dan momentum terjadi apabila kalor berpindah dari tempat yang memiliki *temperature* lebih tinggi ke tempat dengan *temperature* yang lebih rendah dalam suatu medium (cair, padat, gas) atau bahkan antara beberapa medium yang saling bersentuhan langsung selama proses perpindahan panas yang disebut konduksi.

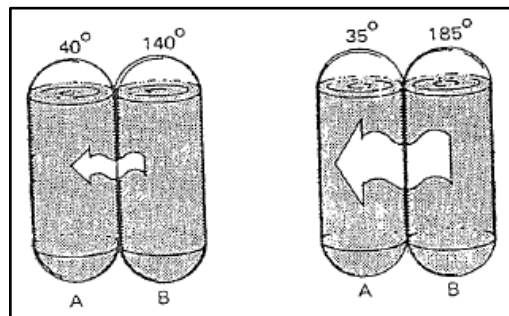
$$Q_k = kA \frac{\Delta T}{L} \dots\dots\dots (2.1)$$

(Holman J.P., 1986)

Keterangan:

- Q_k = Laju perpindahan panas konduksi (kj / det, W)
- k = Konduktivitas termal (W/m.°C)
- ΔT = Gradient temperatur ke arah perpindahan kalor (°C)
- L = Panjang medium (m)

Terlepas dari kenyataan bahwa padatan memiliki konduktivitas tertinggi, cairan dan gas masih dapat mentransmisikan panas melalui konduksi. Sehingga disebut konduktivitas padatan, cairan, dan gas. Molekul-molekul zat cair pada suhu yang lebih tinggi akan bergerak lebih cepat daripada molekul zat cair pada suhu yang lebih rendah jika media perpindahan panas konduksi adalah zat cair. Jika ada perbedaan suhu, meskipun ruang antar molekul dalam gas lebih kecil, molekul di daerah bersuhu tinggi akan bertabrakan dengan molekul di daerah bersuhu lebih rendah dan mentransfer panasnya ke molekul bersuhu lebih rendah.



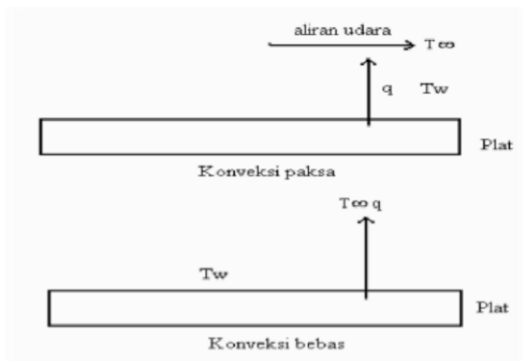
Gambar 2.2 Perpindahan Panas Konduksi di Bahan Cair Beda Suhu
(Sumber : M.N. Ozisik. "Heat Transfer")

Tabel 2.1 Konduktivitas Termal Bahan Logam dan Zat Cair

Konduktivitas Termal (k)	
Bahan	W/m°C
Logam	
CuZn (Kuningan)	109
Zn (Zink)	122
Sn (Timah)	68,2
Al (Aluminium)	205
Zat Cair	
Air tawar	0,66
Air Laut	0,615

2.5. Perpindahan Kalor Secara Konveksi

Konveksi adalah proses perpindahan panas dari benda panas ke benda dingin melalui gerakan, aliran, atau pencampuran. Contohnya termasuk kehilangan panas dari radiator mobil, pendingin kopi, dll. Perpindahan panas konveksi dibagi menjadi dua kategori berdasarkan bagaimana aliran dipindahkan: konveksi bebas (*free convection*) dan konveksi paksa (*forced convection*). Konveksi bebas adalah istilah yang digunakan untuk menggambarkan perpindahan panas ketika gerakan fluida disebabkan oleh perbedaan densitas yang disebabkan oleh perbedaan suhu. Konveksi paksa adalah istilah yang diberikan untuk transmisi panas ketika gerakan fluida disebabkan oleh gaya *eksitasi eksternal*, seperti pompa atau kipas yang mendorong fluida sedemikian rupa sehingga mengalir di atas permukaan.



Gambar 2.3 Perpindahan Panas Konveksi
(Sumber: J.P.Holman)

Ilustrasi proses panas adalah prosedur pendinginan atau pendinginan fluida yang mengalir dalam aliran tertutup seperti yang digambarkan pada Gambar 2.3. Persamaan dibawah ini, dapat digunakan untuk menentukan laju perpindahan panas konveksi pada perbedaan suhu tertentu.

$$Q_c = hA \times \Delta_{LMTD} \dots \dots \dots (2.2)$$

(Cengel, Yunus A., 2002)

Keterangan :

- Q_c = Laju perpindahan panas konveksi (kj/det atau W)
- h = Koefisien perpindahan panas konveksi ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- A = Luas bidang permukaan perpindahan panas (ft^2, m^2)
- Δ_{LMTD} = Beda suhu keseluruhan rata-rata *logarithmic*

Konduktor adalah zat dengan konduktivitas tinggi, seperti logam (Tembaga, aluminium, perak, dll). Isolator adalah zat yang memiliki konduktivitas rendah, seperti asbes, wol, kaca, dll. (Bueche F.J, 2014).

2.6. Tahanan Termal di Dalam dan di Luar Pipa

Dua fluida yang mengalir sering dipisahkan oleh dinding padat dalam penukar panas. Konveksi digunakan untuk pertama memindahkan panas dari cairan panas ke dinding, diikuti oleh konduksi melalui dinding dan kemudian konveksi kembali ke cairan dinding. Koefisien perpindahan panas konveksi biasanya mencakup efek radiasi. Dua resistansi konveksi dan satu resistansi

konduksi membentuk resistansi termal yang terhubung ke proses perpindahan panas.

$$R_{\text{wall}} = \frac{\ln(D_o - D_i)}{2 \pi k x l} \dots\dots\dots(2.3)$$

(Ozisik M.N., 1985)

Dimana L adalah panjang tabung dan k adalah konduktivitas termal bahan dinding. Resistansi termal keseluruhan kemudian berubah menjadi:

$$R = R_{\text{total}} = R_i + R_{\text{wall}} + R_o = \frac{\ln(D_o - D_i)}{2 \pi k x l} + \frac{1}{h_o x A_o} \dots\dots\dots(2.4)$$

(Ozisik M.N., 1985)

Hubungan umum antara koefisien perpindahan panas yang di atas hanya berlaku untuk permukaan yang bersih. Sedangkan untuk memperhitungkan efek *fouling* perlu dilakukan perubahan, kemudian untuk *shell and tube*, dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\frac{1}{U x A_s} = \frac{1}{U_i x A_i} = \frac{1}{U_o x A_o} = R = R_{\text{total}} = R_i + R_o = \frac{1}{h_i x A_i} + \frac{\ln(D_o - D_i)}{2 \pi k x l} + \frac{R_f}{A} + \frac{1}{h_o x A_o} \dots\dots\dots(2.5)$$

(Ozisik M.N., 1985)

Koefisien perpindahan panas menyeluruh yang terjadi pada permukaan tabung dalam aplikasi penukar panas dapat digambarkan sebagai perpindahan panas keseluruhan yang mana sangat bergantung pada permukaan luar tabung:

$$U_{\text{total}} = \frac{1}{\left(\frac{D_o}{D_i}\right)\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{D_o}{D_i}\right)F_i + \left[\frac{D_o}{2k}\right]\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + F_o + 1/h_o} \dots\dots\dots(2.6)$$

(Ozisik M.N., 1985)

Nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan sangat bervariasi untuk berbagai jenis aplikasi. (M.N. Ozisik, 1985, “*Heat Transfer*”).

2.7. Beda Suhu Rata-Rata

Saat panas berpindah dari fluida yang lebih dingin, suhu fluida dalam penukar panas biasanya berfluktuasi dari satu titik ke titik lainnya. Akibatnya, dengan resistansi termal yang konstan, laju aliran panas akan berubah tergantung pada nilai sepanjang jalur perpindahan panas pada perbedaan suhu antara penampang

dan dinding fluida tertentu. Persamaan di bawah ini digunakan untuk menentukan perpindahan panas dalam penukar panas.

$$\Delta T_{\text{LMTD}} = \frac{[(T_{\text{hin}} - T_{\text{cout}}) - (T_{\text{hout}} - T_{\text{cin}})]}{\ln[(T_{\text{hin}} - T_{\text{cout}}) / (T_{\text{hout}} - T_{\text{cin}})]} \dots\dots\dots(2.7)$$

(Holman J.P., 1986)

Dimana :

- T_{hin} = Temperatur fluida panas masuk (°C)
- T_{hout} = Temperatur fluida panas keluar (°C)
- T_{cin} = Temperatur fluida dingin masuk (°C)
- T_{cout} = Temperatur fluida dingin keluar (°C)

2.8. Tipe-Tipe Heat Exchanger Berdasarkan Susunan Aliran Fluida

Berapa kali fluida melewati penukar panas dari saat memasuki pipa sampai keluar dari pipa, serta arah aliran relatif antara dua fluida, sedang dibahas di sini berdasarkan aliran fluida (apakah sejajar (*parallel*), berlawanan (*counter*) dan menyilang (*cross*). Fluida diklasifikasikan ke dalam berbagai jenis berdasarkan berapa kali mengalami pertukaran panas, seperti *one-pass* dan multi atau banyak.

Terdapat tiga tipe pada jenis satu laluan (*one-pass*) sebagai berikut:

1. Penukar Kalor Tipe Aliran Berlawanan

Penukar panas dari jenis aliran berlawanan, dimana kedua aliran mengalir dengan berlawanan arah. Pada tipe ini, masih ada kemungkinan bahwa fluida yang menerima panas akan memiliki suhu yang lebih besar ketika keluar dari penukar panas daripada fluida yang memasok panas. Suhu fluida yang menerima panas ketika keluar dari penukar panas dapat menyamai suhu fluida panas ketika memasuki penukar panas, bahkan dalam kasus ideal di mana luas permukaan perpindahan panas tidak terbatas dan tidak ada kehilangan panas ke lingkungan. yang mana menurut teori ini, penukar panas yang beroperasi dalam arah yang berlawanan adalah yang paling efisien.

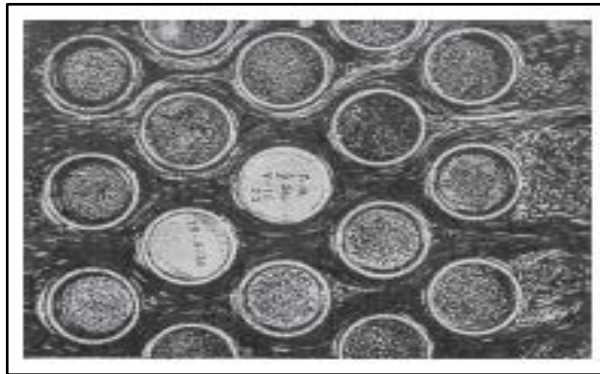
2. Penukar Kalor Tipe Aliran Sejajar

Ketika dua fluida dalam penukar panas mengalir secara paralel, penukar panas dikatakan dari jenis aliran paralel. Dua cairan masuk di satu sisi dan keluar di sisi lain, pada jenis ini, Dari saat fluida memasuki tempat pertukaran sampai keluar, fluida yang menyumbangkan energi akan selalu lebih besar dari fluida yang menerima energi. Akibatnya, ketika fluida keluar dari penukar panas, suhunya tidak akan pernah mencapai suhu fluida yang memasok panas. Penukar panas yang paling tidak efisien adalah jenis ini. Karena arah aliran yang berbeda, T1 dan T2 menunjukkan berbagai jenis aliran berlawanan arah.

3. Aliran Silang pada kumpulan-kumpulan pipa

Dalam proses perpindahan panas seperti kondensor dan evaporator pembangkit listrik, freezer, dan AC, aliran silang di bank tabung sering diamati. Dalam perangkat seperti itu, satu cairan bergerak melalui tabung sementara yang lain bergerak tegak lurus melintasi tabung. Ketika sekelompok pipa digunakan untuk pertukaran panas, pipa biasanya tertutup dalam cangkang, hal ini dikenal dengan istilah "penukar panas shell and tube". Terutama ketika fluida mengalir melalui area antara pipa.

Dengan memperhitungkan aliran melalui satu pipa dan mengalikan hasilnya dengan jumlah pipa, aliran melalui tabung dapat dipelajari. Ini tidak berlaku untuk aliran di atas pipa karena, seperti yang dapat ditunjukkan pada (gbr. 2.4) di bawah, pipa berdampak pada pola aliran hilir dan tingkat turbulensi, serta perpindahan panas ke atau darinya. Oleh karena itu, kita harus memperhitungkan setiap pipa dalam bundel sekaligus saat menghitung perpindahan panas dari bundel pipa dalam aliran silang. Pada sebagian besar koleksi pipa, susunannya sejajar atau bersilangan. Panjang tipikal ditentukan dengan menggunakan diameter pipa luar, D . Pitch transversal (S_T), pitch longitudinal (S_L), dan pitch diagonal (S_D) dari susunan sekelompok pipa.



Gambar 2.4 *Cross Flow Tube Bank*
(sumber: Cengel, Yunus A., 2002)

Area aliran antara pipa berkurang dari $\Delta I = S_T L$ menjadi $\Delta T = (S_T - D) L$ ketika fluida memasuki rakitan pipa, meningkatkan kecepatan aliran. Jika deretan tabung ditempatkan berdekatan, kecepatan di zona diagonal dari konfigurasi pipa silang dapat meningkat lebih banyak lagi. Alih-alih mendekati kecepatan kumpulan V , kecepatan maksimum pipa, atau V_{max} , yang terjadi di rakitan pipa, mengontrol karakteristik aliran. Mengingat kecepatan maksimum, bilangan Reynolds didefinisikan sebagai berikut:

$$RE_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} = \frac{V_{max} D}{\nu} \dots\dots\dots(2.8)$$

(Ozisik M.N., 1985)

Untuk perhitungan diameter *keel cooler* dengan bentuk penampang kategori non-circular sehingga dapat digunakan pendekatan diameter hidrolis sebagai berikut:

$$D_h = 4 \frac{A}{P} \dots\dots\dots(2.9)$$

(Holman J.P., 1986)

Untuk perhitungan luas selubung pipa bentuk balok, dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$A = 2 \times (p_l + p_t + l_t) \dots\dots\dots(2.10)$$

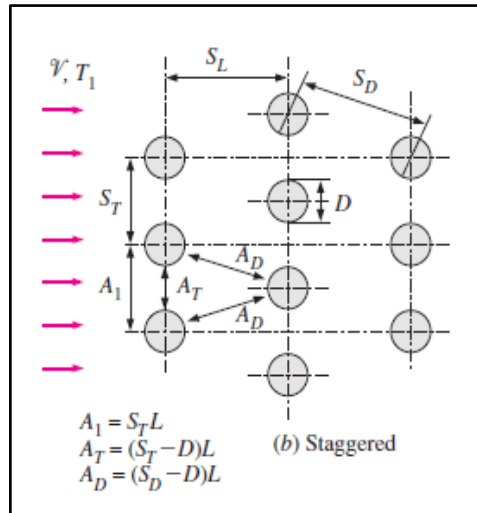
(Saintif.com)

Sementara itu, untuk perhitungan perimeter (keliling) pada pipa bentuk balok, dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$P = 4 \times (p + l + t) \dots\dots\dots(2.11)$$

(Saintif.com)

Dalam susunan pipa silang, fluida yang mendekati area A_1 pada gambar di atas (Gambar 2.5)



Gambar 2.5 Arrangement of tube in Cross Flow Tube Bank
(sumber: Cengel, Yunus A., 2002 “Heat Transfer” Hal.390)

Ketika pipa-pipa tidak terlalu dekat satu sama lain, sifat aliran di sekitar pipa pada baris pertama mirip dengan sifat aliran di atas pipa tunggal. Akibatnya, setiap pipa di kolom pipa terdiri dari baris yang, dalam aliran silang, dapat dianggap sebagai pipa tunggal. Namun, karena turbulensi yang dibawa oleh pipa ke hulu, karakteristik aliran di sekitar pipa pada baris kedua dan berikutnya secara substansial berbeda.

Jumlah Nusselt rata-rata untuk tabung *cross-bank* telah menjadi *subyek* dari beberapa *hipotesis* hubungan, semua berdasarkan bukti eksperimental. Zukauskas baru-baru ini mengajukan korelasi dengan bentuk umum sebagai berikut:

$$NU_D = \frac{h.D}{k} = C Re_D Pr^n (Pr/Pr_s)^{0.25} \dots\dots\dots(2.12)$$

(Ozisik M.N., 1985)

Dimana nilai konstanta C, m, dan n bergantung pada nilai bilangan Reynolds. Korelasi seperti itu diberikan pada Tabel 2 secara eksplisit untuk $0,7 < Pr < 500$ dan $0 < Re_D < 2 \times 10^6$.

Tabel 2.2 *Nusselt number correlations for cross flow over tube banks for $N > 16$ and $0.7 Pr < 500$*

<i>Arrangement</i>	<i>Range Of Re_D</i>	<i>Correlation</i>
<i>In - Line</i>	0 - 100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100 - 1000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000-2 x 10 ⁵	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2 x 10 ⁵ - 2 x 10 ⁶	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
<i>Staggered</i>	0 - 500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500 - 1000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000-2 x 10 ⁵	$Nu_D = 0.35(S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2 x 10 ⁵ - 2 x 10 ⁶	$Nu_D = 0.031(S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

(sumber: Cengel, Yunus A., 2002 “*Heat Transfer*” Hal.391)

Hukum pendinginan Newton dapat digunakan untuk menghitung laju perpindahan panas menggunakan perbedaan suhu yang tepat T setelah bilangan Nusselt dan koefisien perpindahan panas rata-rata untuk seluruh bank diketahui. $\Delta T = T_s - T_m = T_s - (T_i + T_e) / 2$ adalah rumus pertama yang muncul di benak. Tetapi secara umum, ini akan meramalkan laju perpindahan panas. Perbedaan suhu rata-rata *logarithmic* ΔT_{ln} , yang didefinisikan sebagai perbedaan suhu yang sesuai untuk aliran internal dengan persamaan berikut:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln \frac{(T_s - T_e)}{(T_s - T_i)}} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_e - \Delta T_i)} \dots \dots \dots (2.13)$$

(Cengel, Yunus A., 2002)

Untuk mencari nilai suhu keluar fluida T_e dapat ditentukan

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp \left(- \frac{A_s h}{\dot{m} c_p} \right) \dots \dots \dots (2.14)$$

(Cengel, Yunus A., 2002)

Dimana $\dot{m} = \rho V (N_T S_T L)$ adalah laju aliran massa fluida dan $A_s = N \pi D L$ adalah luas permukaan perpindahan panas. Disini jumlah tabung = N_T , yang mana N_T adalah jumlah tabung di bidang melintang, L adalah panjang tabung,

dan V adalah kecepatan fluida sebelum memasuki bank tabung. Kemudian laju perpindahan panas dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\bar{Q} = h A_s \Delta T_{ln} = \dot{m} C_p (\Delta_{LMTD}) \dots\dots\dots(2.15)$$

(Cengel, Yunus A., 2002)

2.9. Aliran Turbulent Di Dalam Pipa

Aliran dalam tabung halus sepenuhnya turbulen untuk 10.000 Re, seperti yang telah disebutkan sebelumnya. Karena koefisien perpindahan panasnya yang meningkat, aliran turbulen sering digunakan dalam praktik. Karena sulitnya menangani turbulensi secara teoritis, sebagian besar korelasi untuk mengatasi dan transmisi panas dalam aliran turbulen didasarkan pada data eksperimen.

Dari persamaan Petukhov pertama yang eksplisit [Petukhov (1970), Ref. 21] faktor gesekan dalam aliran turbulen untuk tabung halus, dapat dihitung sebagai berikut:

$$\text{Tabung halus: } f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad 10^4 < Re < 10^6 \dots\dots\dots(2.16)$$

(Ozisik M.N., 1985)

Bilangan Nusselt dalam aliran turbulen terkait dengan faktor gesekan melalui analogi Chilton-Colburn yang dinyatakan sebagai

$$Nu = 0,125 f Re Pr^{1/3} \dots\dots\dots(2.17)$$

(Ozisik M.N., 1985)

Setelah faktor gesekan diperoleh, persamaan ini dapat digunakan dengan mudah untuk mengevaluasi bilangan Nusselt untuk tabung halus dan kasar. Untuk aliran turbulen yang berkembang sepenuhnya dalam tabung halus, hubungan sederhana untuk bilangan Nusselt dapat diperoleh dengan mengganti hubungan hukum pangkat sederhana $f = 0,184 Re^{-0,2}$ untuk faktor gesekan ke persamaan.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (0.7 < Pr < 160, Re > 10.000) \dots\dots\dots(2.18)$$

(Ozisik M.N., 1985)

yang dikenal sebagai persamaan Colburn. Akurasi persamaan ini dapat ditingkatkan dengan memodifikasinya sebagai:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \dots\dots\dots(2.19)$$

(Ozisik M.N., 1985)

Dimana $n = 0,4$ untuk pemanasan dan $0,3$ untuk pendinginan fluida yang mengalir melalui tabung. Persamaan ini dikenal sebagai persamaan Dittus – Boelter [Dittus and Boelter (1930), Ref. 6] dan ini lebih disukai daripada persamaan Colburn.

Pada suhu fluida, $T_b = (T_i + T_e) / 2$ adalah rumus untuk karakteristik fluida. Mungkin penting untuk menggunakan faktor koreksi untuk menjelaskan perbedaan viskositas antara cairan di dekat dinding dan cairan di tengah tabung jika perbedaan suhu antara cairan dan dinding sangat besar.

Persamaan di atas dapat diterapkan dalam skenario di mana T_s dan q_s adalah konstanta dan tidak terlalu sensitif terhadap kondisi termal pada permukaan tabung. Meskipun langsung, korelasi yang ditunjukkan memberikan kesimpulan yang umumnya benar untuk kebutuhan rekayasa. Di daerah transisi $2300 < Re < 10.000$, hal ini juga dapat digunakan untuk mendapatkan perkiraan faktor gesekan dan koefisien perpindahan panas, terutama ketika bilangan Reynolds lebih dekat ke 10.000 daripada ke 2300 .

2.10. Aliran Laminar Di Dalam Pipa

Aliran dikembangkan sepenuhnya jika tabung cukup panjang (relatif terhadap panjang intake), sehingga dampak inlet tidak signifikan. Seperti yang kita katakan sebelumnya, aliran dalam tabung adalah laminar untuk $Re < 2300$. Pada bagian ini, kita akan melihat fluida tak termampatkan yang mengalir secara laminar dalam tabung melingkar lurus dengan karakteristik konstan. Menerapkan keseimbangan momentum dan energi ke elemen volume diferensial memungkinkan kita untuk mendapatkan persamaan momentum dan energi, yang kemudian kita selesaikan untuk mendapatkan profil kecepatan dan suhu. Hubungan antara faktor gesekan dan bilangan Nusselt kemudian akan ditemukan dengan menggunakannya. Fakta bahwa analisis di bawah ini adalah salah satu dari sedikit yang tersedia sangat penting karena itu.

Setiap partikel fluida mengalir dengan kecepatan aksial konstan sepanjang garis aliran dalam aliran laminar berkembang penuh, dan profil kecepatan $V(r)$

tidak terpengaruh oleh arah aliran. Kecepatan v dalam arah normal aliran adalah nol di mana-mana karena tidak ada gerakan dalam arah radial. Alirannya stabil dan tidak ada percepatan.

Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya bahwa jenis aliran fluida dapat diketahui dari *Reynolds number*-nya. Dan untuk menghitung *Reynolds number*, dapat digunakan persamaan:

$$Re = \frac{\rho \times v_i \times D_i}{\mu} \dots\dots\dots(2.20)$$

(Cengel, Yunus A., 2002)

Dimana:

- Re : *Reynolds number*
- ρ : Massa jenis fluida (Kg/m^3)
- v : Kecepatan fluida (m/s)
- μ : Viskositas dinamik fluida (kg/m.s)

2.11. Metode Efektivitas – NTU

Saat memeriksa suhu di pintu masuk dan keluar cairan panas, yang diketahui atau dapat diperkirakan dari neraca energi, metode analisis perbedaan suhu rata-rata log (LMTD) ini mudah digunakan. Rumus tersebut dapat digunakan untuk menghitung luas permukaan perpindahan panas dari pertukaran setelah TLMTD, laju aliran massa, dan koefisien perpindahan panas keseluruhan diketahui. Oleh karena itu, ketika laju aliran massa dan suhu masuk keluar dari cairan panas dan dingin yang diperlukan, pendekatan LMTD sangat berguna untuk menentukan ukuran penukar panas untuk keluaran suhu yang ditentukan.

Pendekatan LMTD masih dapat digunakan untuk masalah alternatif, meskipun tidak praktis karena melibatkan kesulitan yang sulit. Dalam upaya untuk menghentikan masalah ini dari berulang, Kays dan London mengembangkan teknik NTU-efektif, yang menempatkan prioritas tinggi pada solusi pertukaran panas, pada tahun 1955. Landasan dari pendekatan ini adalah kuantitas tanpa dimensi yang dikenal sebagai efektivitas perpindahan panas (ϵ), yang didefinisikan sebagai korelasi antara efisiensi penukar panas, biasanya

melibatkan kelompok UA / C_{min} tak berdimensi. Jumlah unit transfer NTU adalah nama jumlah unit dan ditulis sebagai berikut:

$$NTU = \frac{UAs}{C_{min}} = \frac{UAs}{(\dot{m}Cp)_{min}} \dots\dots\dots(2.21)$$

(Holman J.P., 1986)

Dimana U adalah koefisien perpindahan panas keseluruhan dan As adalah luas permukaan perpindahan panas dari penukar panas. Perhatikan bahwa NTU sebanding dengan As. Oleh karena itu, untuk nilai U dan C_{min} yang ditentukan, nilai NTU adalah ukuran luas permukaan perpindahan panas As. Jadi, semakin besar NTU, semakin besar heat exchangernya. Hubungan efektivitas telah dikembangkan untuk sejumlah besar penukar panas, dan hasilnya disajikan pada Tabel berikut.

Tabel 2.3. *Effectiveness Relations For Heat Exchangers*

No	Heat Exchanger Type	Effectiveness Relation
1	Double Pipe Parallel – Flow Counter – Flow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+c)]}{1+c}$ $\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1 - \exp[-NTU(1-c)]}$
2	Shell and tube One – shell pass 2,4,... tube passes	$\epsilon = 2 \{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1+c^2}]}{1 + \exp[-NTU\sqrt{1+c^2}]} \}^{-1}$
3	Cross - Flow (Single - pass) Both Fluids unmixed C_{max} Mixed, C_{min} unmixed C_{min} mixed C_{max} unmixed	$\epsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0,22}}{c} \{ \exp (-c NTU^{0,78}) - 1 \} \right\}$ $\epsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{ 1 - c [1 - \exp(-NTU)] \})$ $\epsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-NTU)] \right\}$
4	All heat exchangers with $c = 0$	$\epsilon = 1 - \exp(-NTU)$

(sumber: Cengel, Yunus A., 2002 “Heat Trasfer” Hal.694)

$$\epsilon = \epsilon_{max} = 1 \exp(-NTU) \dots\dots\dots(2.22)$$

(Cengel, Yunus A., 2002)

2.12. Aplikasi Desain Rhinoceros 6

Aplikasi CAD (*Computer Aided Design*) dan program grafis komputer 3D yang disebut Rhino atau Rhino 3D, juga dikenal sebagai Rhinoceros, dibuat oleh Robert McNeel & Associates. Berbeda dengan aplikasi yang menggunakan jaring poligon, Geometri pada rhinoceros didasarkan pada model matematika NURBS (*Non-Uniform Rational Base Splines*), yang berfokus pada menghasilkan representasi kurva dan permukaan bebas yang akurat pada grafik komputer. Perancangan alat penukar panas tipe *keel cooler* dideskripsikan menggunakan aplikasi 3D ini, yang kemudian digunakan sebagai baseline untuk pengukuran dimensi permukaan *keel cooler* yang kemudian digunakan dalam persamaan perhitungan.



Gambar 2.5 Aplikasi Desain Rhinoceros 6

(Sumber : <https://www.bhinneka.com/rhinoceros-6-commercial-single-user-license-sku3333111770>)

Fitur modular Rhinoceros dan *Open SDK* memungkinkan pengguna untuk secara bebas mengubah antarmuka, perintah, dan menu. Keterampilan Rhino dapat ditingkatkan dan dilengkapi dengan berbagai Plug-in dari McNeel dan penyedia perangkat lunak lain di bidang yang lebih khusus seperti rendering, animasi, arsitektur, perhiasan, teknik, maritim, dan banyak lainnya.

Format penyimpanan utama untuk Rhino adalah 3DM, yang dapat digunakan sebagai pengganti geometri NURBS. Inisiatif NURBS terbuka dimulai oleh pengembang Rhino untuk memberikan pengembang perangkat lunak visual cara

untuk secara tepat mengangkut geometri 3-D antar program. Untuk membuka dan membaca format penyimpanan pada platform yang didukung, *open NURBS* adalah program sumber terbuka yang mencakup format penyimpanan spesifikasi 3DM, dokumentasi, pustaka kode C++, dan NET 2.0 Assemblies (Microsoft Windows, Linux atau IOS).

2.13. Aplikasi Ansys

Ansys adalah produk dari perusahaan ANSYS Inc, yang digunakan untuk simulasi dan desain teknik dari produk-produk 3D. Ansys bekerja menggunakan metode *finite element* analysis dimana analisa suatu objek dilakukan dengan memecah objek tersebut menjadi bagian-bagian kecil (*Finite elements*) yang disebut *mesh* dan dihubungkan oleh node.



Gambar 2.6 Aplikasi Ansys

(Sumber: <https://id.linkedin.com/company/ansys-inc>)

Ansys merupakan sebuah paket pemodelan elemen secara *numeric* yang dapat memecahkan berbagai macam masalah mekanis. Masalah yang ada mencakup analisis struktur *statis* dan *dinamis* baik *linear* maupun *non-linear*, distribusi panas dan masalah aliran. Teknologi ansys mekanis mempersatukan struktur dan material yang bersifat *non-linear*. Ansys merupakan tujuan utama dari paket pemodelan elemen hingga untuk secara *numeric* memecahkan masalah tersebut. Ansys *multiphysic* juga mengatasi masalah panas, struktur elektromagnetik dan ilmu bunyi.