



TUGAS AKHIR - TF 145565

RANCANG BANGUN *HEAT EXCHANGER TIPE SHELL AND TUBE*

**HAFIDH IRSYAD KHAIRUDDIN
NRP 10511500000059**

**Dosen Pembimbing I
Dr.Ir. Totok Soehartanto, DEA
NIP. 19650309 199002 1 001**

**Dosen Pembimbing II
Herry Sufyan Hadi, ST,MT
NPP. 1988201711058**

**Program Studi D-III Teknologi Instrumentasi
Departemen Teknik Instrumentasi
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TF 145565

DESIGN OF HEAT EXCHANGER TYPE SHELL AND TUBE

**HAFIDH IRSYAD KHAIRUDDIN
NRP 10511500000059**

Advisors Lecture
Dr.Ir. Totok Soehartanto, DEA
NIP. 19650309 199002 1 001

Herry Sufyan Hadi, ST,MT
NPP. 1988201711058

Diploma Degree
Department of Instrumentation Engineering
Faculty of Vocation
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018

LEMBAR PENGESAHAN I

**"RANCANG BANGUN HEAT EXCHANGER Tipe
SHELL AND TUBE"**

TUGAS AKHIR

Oleh :

HAFIDH IRSYAD KHAIRUDDIN
NRP.10511500000059

Surabaya, 1 Agustus 2018
Mengetahui / Menyetujui

Dosen Pembimbing I


Dr.Jr. Totok Soehartanto, DEA
NIP. 19650309 199002 1 001

Dosen Pembimbing II


Herry Sufyan Hadi, ST,MT
NPP. 1988201711058

**Kepala Departemen
Teknik Instrumentasi FV-ITS**



LEMBAR PENGESAHAN II

RANCANG BANGUN HEAT EXCHANGER TIPE SHELL AND TUBE

TUGAS AKHIR

Disusun untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada D-III Teknologi Instrumenasi
Departemen Teknik Instrumenasi
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

HAFIDH IRSYAD KHAIRUDDIN
NRP.1051150000059

Disetujui Oleh Tim Penguji :

Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA  (Pembimbing I)
Herry Sufyan Hadi, S.T, M.T.  (Pembimbing II)
Sefi Novendra Patrialova, S.Si, M.T.  (Penguji)

RANCANG BANGUN *HEAT EXCHANGER TIPE SHELL AND TUBE*

Nama : Hafidh Irsyad Khairuddin
NRP : 10511500000059
Departemen : Teknik Instrumentasi FV-ITS
Dosen Pembimbing : Dr.Ir. Totok Soehartanto, DEA.
Herry Sufyan Hadi, S.T, M.T.

Abstrak

Alat penukar panas yang telah dirancang dan dibuat adalah *tipe shell and tube*. Dalam alat penukar panas ini sisi *tube* mengalir fluida berupa air panas dengan suhu 70 °C dan sisi *shell* fluida berupa air dingin dengan suhu 10 °C. Prinsip kerja alat penukar kalor yang telah dibuat menggunakan prinsip perpindahan kalor dan *heat mass balance*. Bedasarkan hasil rancangan dimensi heat exchanger maka diperoleh panjang tube adalah 1,2 m, panjang shell 70 cm, jumlah tube sebanyak 6. Pada percobaan suhu campuran nilai yang didapatkan antara suhu 50 °C sampai dengan 25 °C. Pengujian *temperature transmitter* dilakukan selama selama 30 detik dan mengasilkan suhu yang berbeda dengan perancangan. Didapatkan suhu rata-rata yang mengalir pada output *tube* adalah 39 °C dan pada output *shell* adalah 31 °C sedangkan suhu output *tube* dan *shell* pada perancangan adalah 35 °C dan 38 °C.

kata kunci : alat penukar panas, *shell and tube*

DESIGN OF HEAT EXCHANGER TYPE SHELL AND TUBE

Nama : Hafidh Irsyad Khairuddin
NRP : 10511500000059
Departemen : Teknik Instrumenasi FV-ITS
**Dosen Pembimbing : Dr.Ir. Totok Soehartanto, DEA.
Herry Sufyan Hadi, S.T, M.T.**

Abstract

Heat exchanger tool that has been designed and made is a type of shell and tube. In this heat exchanger tube side flow fluid in the form of hot water with a temperature of 70 °C and the shell side fluid in the form of cold water with a temperature of 10 °C. The working principle of a heat exchanger that was created using the principles of heat transfer of heat and mass balance. Based on the results of the design dimensions of the heat exchanger then retrieved a long tube is 1.2 m, 70 cm shell length, number of tube as much as 6. Experiment on the temperature of the mixture obtained value between 50 °C temperature up to 25 °C. Temperature transmitter testing done for for 30 seconds and mengasilkan design with different temperatures. It brings the average temperature that flow on the output tube is 39 °C and in the output of the shell was 31 °C while the temperature of the output tube and shell on the design is 35 °C and 38 °C.

keywords : alat penukar panas, shell and tube

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat serta hidayah-Nya, serta shalawat serta salam kepada Nabi Muhammad SAW, hingga terselesaikannya tugas akhir beserta laporan tugas akhir yang berjudul "**RANCANG BANGUN HEAT EXCHANGER TIPE SHELL AND TUBE**". Penulis telah banyak memperoleh bantuan dari berbagai pihak dalam penyelesaian tugas akhir dan laporan Tugas Akhir ini. Penulis mengucapkan terimakasih kepada :

1. Kedua orang tua Terimakasih atas segala cinta, kasih sayang, doa, perhatian, serta dukungan moril dan materiil yang telah diberikan.
2. Bapak Purwadi Agus Darwito selaku Ketua Departemen Teknik Instrumentasi yang telah memberikan petunjuk, ilmu, serta bimbingan selama menempuh pendidikan di Teknik Instrumentasi
3. Bapak Totok Soehartanto dan bapak Herry Sufyan Hadi selaku dosen pembimbing yang telah dengan sabar memberikan petunjuk, ilmu, serta bimbingan yang sangat bermanfaat.
4. Ibu Doty Dewi Risanti selaku dosen wali yang telah membimbing penulis selama perkuliahan.
5. Kedua orang tua Terimakasih atas segala cinta, kasih sayang, doa, perhatian, serta dukungan moril dan materiil yang telah diberikan.
6. Seluruh teman Tugas Akhir terima kasih untuk semuanya.
7. Seluruh teman-teman Departemen Teknik Instrumentasi angkatan 2015, terima kasih untuk semuanya.
8. Seluruh dosen, karyawan dan civitas akademik Teknik Instrumentasi, terimakasih atas segala bantuan dan kerjasamanya

9. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu, terimakasih atas bantuannya.
10. Penulis sadar bahwa penulisan laporan tugas akhir ini tidak sempurna, namun semoga laporan ini dapat memberikan kontribusi yang berarti dan menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembaca, keluarga besar Teknik Instrumentasi khususnya, dan civitas akademik ITS pada umumnya. Semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat sebagai referensi penggerjaan laporan tugas akhir bagi mahasiswa yang lain.

Surabaya, 24 Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN I.	Error! Bookmark not defined.
LEMBER PENGESAHAN II	Error! Bookmark not defined.
Abstrak.....	v
Abstract.....	vi
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL.....	xii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah	2
BAB II DASAR TEORI	3
2.1 Heat Exchanger.....	3
2.1.2 <i>Shell and Tube</i>	3
2.1.3 <i>Tube</i>	5
2.1.4 Perpindahan Kalor	5
2.1.5 Laju Aliran Sisi <i>Shell</i>	6
2.1.6 Laju Aliran Sisi <i>Tube</i>	6
2.2 Temperature Transmitter (<i>Thermocouple Type K</i>)	7
2.2.1 Prinsip Kerja Thermocouple	7
2.2.2 Jenis-jenis Termokopel (<i>Thermocouple</i>).....	8
2.3 <i>Ball Valve</i>	9
2.3.1 Prinsip Kerja <i>Ball Valve</i>	9
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	11
3.1 Flowchart Tugas Akhir	11
3.2 Perancangan Heat Exchanger.....	11
3.2.1 Tube	13
3.2.2 Shell	14
3.2.3 Perpindahan Kalor	14
3.3 Perancangan Valve.....	16
3.4 Pembuatan Perangkat Keras <i>Heat Exchanger</i>	17

3.5	Pengujian <i>Heat Exchanger</i>	17
BAB IV	<u>ANALISA DATA</u>	19
4.1	Hasil Perancangan <i>Heat Exchanger</i>	19
4.2	Hasil Pengujian Heat Exchanger.....	21
4.2.1	Pengujian Bukaan Valve Terhadap Laju Aliran Panas.	21
4.2.2	Pengujian Bukaan Valve Terhadap Laju Aliran Dingin	22
4.2.3	Pengujian <i>Temperature Transmitter</i>	24
4.2.4	Pengujian Perpindahan Panas Campuran.....	26
4.3	Pembahasan.....	27
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN.....	29
5.1	Kesimpulan	29
5.2	Saran	29
DAFTAR PUSTAKA	Error! Bookmark not defined.	30
LAMPIRAN A	Error! Bookmark not defined.	
LAMPIRAN B	31	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2 1 <i>Shell and Tube</i>	4
Gambar 2 2 Thermocouple.....	7
Gambar 2 3 Ball Valve	10
Gambar 3.1 Flowchart tugas akhir	11
Gambar 3.2 Heat Exchanger 2 dimensi.....	12
Gambar 3.3 Tube tampak depan.....	12
Gambar 3.4 Shell tampak samping.....	13
Gambar 3 5 Desain Valve kondisi off	16
Gambar 3 6 valve kondisi 40 %	17
Gambar 3 7 valve kondisi 40 %	17
Gambar 4.1 Hubungan antara <i>debit</i> aliran terhadap bukaan <i>valve</i>	22
Gambar 4.2 Hubungan antara <i>debit</i> aliran terhadap bukaan <i>valve</i>	23
Gambar 4.3 Pengujian Temperature Transmitter	26
Gambar 4.4 Hubungan antara laju aliran dengan suhu campuran	27

DAFTAR TABEL

Tabel 4 1 Pengujian Bukaan <i>Valve</i> Terhadap Laju Aliran Panas	21
Tabel 4 2 perbandingan <i>debit</i> aliran terhadap bukaan <i>valve</i>	22
Tabel 4 3 Pengujian <i>Temperature Transmitter</i>	24
Tabel 4 4 Pengujian Perpindahan Panas.....	26

DAFTAR SIMBOL

A	Heat transfer area
A_{cp}	Cold-plane area of <i>tubes</i>
A_o	Clearance area between bundle and <i>shell</i>
A_f	Fin area
A_L	Total leakage area
A_o	Outside area of bare <i>tube</i>
A_p	Area of a port plate heat exchanger
A_s	Cross-flow area between <i>tubes</i>
A_{sb}	<i>Shell</i> -to-baffle clearance area
A_{tb}	<i>Tube</i> -to-baffle clearance area
B_c	Baffle cut
B_b	Bundle cut
C_p	Heat capacity at constant pressure
C_{pg}	Heat capacity of gas
C_{pL}	Heat capacity of liquid phase
c	Index in equation 12.10
c_s	<i>Shell</i> -to-baffle diametrical clearance
c_t	<i>Tube</i> -to-baffle diametrical clearance
D	Agitator diameter
D_b	Bundle diameter
D_s	<i>Shell</i> diameter
D_v	Vessel diameter
D_e	Equivalent diameter
di	<i>Tube</i> inside diameter
dpt	Diameter of the ports in the plates of a plate heat exchanger
do	<i>Tube</i> outside diameter
d1	Outside diameter of inner of concentric <i>tubes</i>
d2	Inside diameter of outer of concentric <i>tubes</i>
Ef	Fin efficiency
F	Radiation exchange factor
F_b	Bypass correction factor, heat transfer
$F'b$	Bypass correction factor, pressure drop

FL	Leakage correction factor, heat transfer
F'L	Leakage correction factor, pressure drop
Fn	<i>Tube</i> row correction factor
Ft	Log mean <i>temperature</i> difference correction factor
Fw	Window effect correction factor
Fc	Two-phase flow factor
Fm	<i>Temperature</i> correction factor for mixtures
Fs	Nucleate boiling suppression factor
G	Total mass flow-rate per unit area
Gp	Mass flow-rate per unit cross-sectional area b
Gs	<i>Shell-side</i> mass flow-rate per unit area
Gt	<i>Tube-side</i> mass flow-rate per unit area
g	Gravitational acceleration
Hb	Height from baffle chord to top of <i>tube</i> bundle
HC	Baffle cut height
Hs	Sensible heat of stream
Ht	Total heat of stream (sensible + latent)
Hc	Heat-transfer coefficient in condensation
(Hc)1	Mean condensation heat-transfer coefficient f
(hc)b	Heat-transfer coefficient for condensation on
(hc)Nr	Mean condensation heat-transfer coefficient f
(hc)v	Heat-transfer coefficient for condensation on
(hc)BK	Condensation coefficient from Boko-Kruzhilin
(hc)s	Condensation heat transfer coefficient for str
H'c	Local condensing film coefficient, partial condenser
Hcb	Convective boiling-heat transfer coefficient
Hcg	Local effective cooling-condensing heat-transf
Hdf	Fouling coefficient based on fin area
hf	Heat-transfer coefficient based on fin area
hfb	Film boiling heat-transfer coefficient
h'fc	Forced-convection coefficient in equation 12.67
h'g	Local sensible-heat-transfer coefficient, partial
hi	Film heat-transfer coefficient inside a <i>tube</i>
h'i	Inside film coefficient in Boyko-Kruzhilin correlation
hid	Fouling coefficient on inside of <i>tube</i>

h _{nb}	Nucleate boiling-heat-transfer coefficient
h'nb	Nucleate boiling coefficient in equation 12.67
h _o	Heat-transfer coefficient outside a <i>tube</i>
h _{oc}	Heat-transfer coefficient for cross flow over a
h _{od}	Fouling coefficient on outside of <i>tube</i>
h _p	Heat-transfer coefficient in a plate heat exchanger
h _s	<i>Shell</i> -side heat-transfer coefficient
h _v	Heat transfer coefficient to vessel wall or coil
j _h	Heat transfer factor defined by equation 12.14
jH	Heat-transfer factor defined by equation 12.15
j _f	Friction factor
K ₁	Constant in equation 12.3, from Table 12.4
K ₂	Constant in equation 12.61
K _b	Constant in equation 12.74
k _f	Thermal conductivity of fluid
k _L	Thermal conductivity of liquid
k _v	Thermal conductivity of vapour
k _w	Thermal conductivity of <i>tube</i> wall material
L'	Effective <i>tube</i> length L
P	Path length in a plate heat exchanger
L _s	Stack height
l _B	Baffle spacing (pitch)
l _f	Fin height N Rotational speed
N _b	Number of baffles
N _c	Number of <i>tubes</i> in cross flow zone
N'c	Number of <i>tube</i> rows crossed from end to end of <i>shell</i>
N _{cv}	Number of constrictions crossed
N _p	Number of passes, plate heat exchanger
N _r	Number of <i>tubes</i> in a vertical row
N _s	Number of sealing strips
N _t	Number of <i>tubes</i> in a <i>tube</i> bundle
N _w	Number of <i>tubes</i> in window zone
N _{wv}	Number of restrictions for cross flow in window zone
P	Total pressure
P _c	Critical pressure

Pd	Stack draft
ΔP_c	Pressure drop in cross flow zone ⁽¹⁾
ΔP_e	Pressure drop in end zone ⁽¹⁾
ΔP_i	Pressure drop for cross flow over ideal <i>tube</i> bank ⁽¹⁾
ΔP_p	Pressure drop in a plate heat exchanger ⁽¹⁾
ΔP_{pt}	Pressure loss through the ports in a plate heat exchanger ⁽¹⁾
ΔP_s	<i>Shell</i> -side pressure drop ⁽¹⁾
ΔP_t	<i>Tube</i> -side pressure drop ⁽¹⁾
ΔP_w	Pressure drop in window zone ⁽¹⁾
p'	Atmospheric pressure
pi	Fin pitch
ps	Saturation vapour pressure
pt	<i>Tube</i> pitch
$p't$	Vertical <i>tube</i> pitch
p_w	Saturation vapour pressure corresponding to wall <i>temperature</i>
Q	Heat transferred in unit time
Q_g	Sensible-heat-transfer rate from gas phase
Q_t	Total heat-transfer rate from gas phase
q	Heat flux (heat-transfer rate per unit area)
q'	Uncorrected value of flux from Figure 12.59
qc	Maximum (critical) flux for a single <i>tube</i>
qcb	Maximum flux for a <i>tube</i> bundle
qr	Radiant heat flux
R	Dimensionless <i>temperature</i> ratio defined by equation 12.6
Ra	Ratio of window area to total area
$R'a$	Ratio of bundle cross-sectional area in window zone to total cross-sectional area of bundle
Rw	Ratio number of <i>tubes</i> in window zones to total number
S	Dimensionless <i>temperature</i> ratio defined by equation 12.7
T	<i>Shell</i> -side <i>temperature</i> T <i>Temperature</i> of surface
Ta	Ambient <i>temperature</i>

T_g	<i>Temperature of combustion gases</i>
T_{ga}	<i>Average flue-gas temperature</i>
T_r	<i>Reduced temperature</i>
T_s	<i>Saturation temperature</i>
T_{sat}	<i>Saturation temperature</i>
T_t	<i>Tube surface temperature</i>
T_v	<i>Vapour (gas) temperature</i>
T_w	<i>Wall (surface) temperature</i>
T_1	<i>Shell-side inlet temperature</i>
T_2	<i>Shell-side exit temperature</i>
ΔT	<i>Temperature difference</i>
ΔT_{lm}	<i>Logarithmic mean temperature difference</i>
ΔT_m	<i>Mean temperature difference in equation 12.1</i>
ΔT_s	<i>Temperature change in vapour (gas) stream</i>
t	<i>Tube-side temperature</i>
t_c	<i>Local coolant temperature</i>
t_f	<i>Fin thickness</i>
t_1	<i>Tube-side inlet temperature</i>
t_2	<i>Tube-side exit temperature</i>
U	<i>Overall heat-transfer coefficient</i>
U'	<i>Uncorrected overall coefficient.</i>
U_c	<i>Corrected overall coefficient.</i>
U_o	<i>Overall heat-transfer coefficient based on tube outside area</i>
u	<i>Fluid velocity</i>
u_L	<i>Liquid velocity, equation 12.55</i>
u_p	<i>Fluid velocity in a plate heat exchanger</i>
u_{pt}	<i>Velocity through the ports of a plate heat exchanger</i>
u_p	<i>Velocity through channels of a plate heat exchanger</i>
u_s	<i>Shell-side fluid velocity</i>
u_t	<i>Tube-side fluid velocity</i>
u_v	<i>Vapour velocity, equation 12.55</i>
\hat{u}_v	<i>Maximum vapour velocity in kettle reboiler</i>
u_w	<i>Velocity in window zone</i>
u_z	<i>Geometric mean velocity</i>

W	Mass flow-rate of fluid
w	Mass flow through the channels and ports in a plate heat exchanger
W_c	Total condensate mass flow-rate
W_s	<i>Shell</i> -side fluid mass flow-rate
X_{tt}	Lockhart-Martinelli two-phase flow parameter
X	Mass fraction of vapour
Z	Ratio of change in sensible heat of gas stream to change in total heat gas stream (sensible + latent)
α	Absorption efficiency factor
α	Factor in equation 12.30
βL	Factor in equation 12.31, for heat transfer
$\beta' L$	Factor in equation 12.31, for pressure drop
θ_b	Angle subtended by baffle chord
μ	Viscosity at bulk fluid <i>temperature</i>
μ_L	Liquid viscosity
μ_v	Vapour viscosity
μ_w	Viscosity at wall <i>temperature</i>
ρ	Fluid density
ρ_L	Liquid density
ρ_v	Vapour density
σ	Stephen-Boltzman constant
σ	Surface tension

Dimensionless numbers

Nu	Nusselt number
Pr	Prandtl number
Prc	Prandtl number for condensate film
Re	Reynolds number
Rec	Reynolds number for condensate film
ReL	Reynolds number for liquid phase
St	Stanton number

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Simulator alat penukar panas adalah suatu alat yang memungkinkan perpindahan panas dan bisa berfungsi sebagai pemanas maupun sebagai pendingin. Biasanya, medium pemanas dipakai air panas dan air biasa sebagai air pendingin.

Pada alat simulator penukar panas memiliki suhu input yang sudah ditentukan sebelumnya dan pada alat penukar panas ini *flowrate* yang melalui alat penukar panas dapat diubah-ubah sesuai keinginan sehingga berdampak pada perpindahan kalor yang terjadi sedangkan suhu yang melewati alat penukar panas akan mengalami perubahan.

Alat penukar panas dirancang sebisa mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien. Pertukaran panas terjadi karena adanya kontak, baik antara fluida terdapat dinding yang memisahkannya maupun keduanya bercampur langsung begitu saja. Macam-macam dari *heat exchanger* adalah *shell and tube*, *double pipe heat exchanger*, *plate and frame heat exchanger*, *spiral heat exchanger* [6].

Untuk itu pada tugas akhir ini akan dilakukan perancangan dan pembuatan alat penukar panas (*Heat Exchanger*) menggunakan tipe *Shell and Tube* dengan input berupa air panas dan air dingin. Alat penukar panas ini pengoperasiannya melalui pengaturan *mass flowrate* dari air panas dan air dingin untuk menghasilkan output dengan *temperature* tertentu. Jika dioperasikan untuk proses pemanasan maka *temperature input* air dingin yang akan dimonitor dengan cara memanipulasi *debit input* dari air panas begitupun sebaliknya jika dioperasikan untuk proses pendinginan maka *temperature input* dari air panas dimonitor dan memanipulasi *debit* air dingin yang masuk ke alat penukar panas.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang sudah ditulis maka dapat dirumusukan permasalahannya yaitu :

- a. Bagaimana merancang *heat exchanger* dengan mengatur *debit* air panas dan *debit* air dingin,
- b. Bagaimana cara mengetahui kinerja dari *heat exchanger*.

1.3 Tujuan

Berdasarkan rumusan masalah yang ada maka tujuan dari tugas akhir ini adalah :

- a. Merancang *heat exchanger* dengan mengatur *debit* air panas dan *debit* air dingin,
- b. Mengetahui kinerja dari *heat exchanger*.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah pada tugas akhir kali ini adalah sebagai berikut :

- a. suhu input sudah ditentukan yaitu 70 °C dan 10 °C dan suhu output 35 °C dan 38 °C
- b. *debit* aliran air masuk *tube* adalah 0,13 kg/s dan *debit* aliran air masuk *tube* adalah 0,19 kg/s

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Heat Exchanger

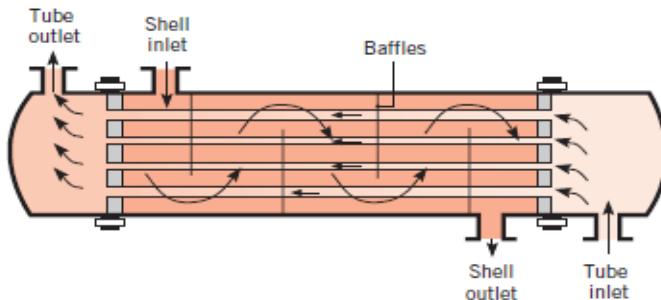
Heat exchanger (alat penukar panas) adalah salah satu alat yang sering digunakan pada proses industri yang berfungsi untuk menghantarkan panas antara dua proses aliran dimana salah satu penerapannya bisa digunakan untuk proses pendinginan, pemanasan, kondensasi, ataupun evaporasi. Perpindahan panas pada *heat exchanger* digunakan untuk mentransfer energi dari fluida bertemperatur panas ke fluida bertemperatur dingin ataupun sebaliknya, tanpa terjadi perpindahan massa didalamnya. Perpindahan panas pada *heat exchanger* dapat terjadi melalui proses konveksi dan konduksi. Laju perpindahan panas pada *heat exchanger* dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas keseluruhan, luas bidang transfer [1]. Pada *heat exchanger* fluida panas dan dingin dapat mengalir searah (*co-current flow* atau *parallel flow*) dimana kedua fluida masuk pada ujung *heat exchanger* yang sama dan kedua fluida mengalir searah menuju ujung *heat exchanger* yang lain. Apabila fluida panas dan dingin berlawanan arah (*counter current flow*) dimana fluida yang satu masuk pada ujung *heat exchanger*, sedangkan fluida yang lain masuk pada ujung *heat exchanger* yang lain [2].

Pada alat penukar panas perpindahan panas terjadi karena dua aliran dengan suhu yang berbeda mengalir di dalam alat penukar panas dimana pada sisi *tube* mengalir suhu panas dan sisi *shell* mengalir suhu dingin sehingga mengakibatkan perpindahan kalor. Suhu yang lebih rendah akan menerima kalor, sedangkan suhu yang lebih tinggi akan melepaskan kalor, sehingga terjadi *heat mass balance* [5].

2.1.2 Shell and Tube

Heat exchanger Jenis ini terdiri dari suatu tabung dengan diameter cukup besar yang di dalamnya berisi seberkas

pipa dengan diameter relatif kecil. Alat penukar panas ini terdiri atas suatu bundel pipa yang dihubungkan secara parallel dan ditempatkan dalam sebuah pipa mantel (cangkang). Fluida yang satu mengalir di dalam bundel pipa, sedangkan fluida yang lain mengalir di luar pipa pada arah yang sama, berlawanan, atau bersilangan. Untuk meningkatkan effisiensi pertukaran panas, biasanya pada alat penukar panas cangkang dan buluh dipasang sekat (*baffle*). Ini bertujuan untuk membuat turbulensi aliran fluida, namun pemasangan sekat akan memperbesar *pressure drop* operasi dan menambah beban kerja pompa, sehingga laju alir fluida yang dipertukarkan panasnya harus diatur [6].



Gambar 2.1 Shell and Tube [3]

Pada alat penukar kalor ini suhu *input* pada sisi *shell* dan sisi *tube* telah ditentukan sehingga nilainya tetap dan tak berubah-ubah sedangkan nilai suhu *output* diperoleh dari hasil pencampuran antara suhu dingin dan suhu panas maka dari itu pada *input* nilai *flowrate* dimanipulasi agar dapat menghasilkan suhu *output* yang diinginan maka dari itu pada sisi *input* diberi manual *valve* yang bertujuan untuk memanipulasi laju aliran yang masuk ke dalam alat penukar panas sehingga bukaan *valve* ditentukan sendiri untuk menghasilkan suhu campuran pada *output*. Ketika laju aliran berubah-ubah maka perpindahan kalor ikut berubah. Untuk mengatahui prinsip

kerja dari alat penukar panas ini maka digunakan persamaan perpindahan panas sebagai berikut ini :

$$Nu \cdot \frac{K_{water}}{D,i} \quad (2.1)$$

Dimana :

Nu = Bilangan Nusselt

K_{water} koefisien water ($kJ/kg \cdot ^\circ C$)

D,i = Diameter inside (m)

2.1.3 *Tube*

Pada sisi *tube* panjangnya ditentukan sendiri dan juga untuk diameter *tube* mengacu pada standar TEMA sedangkan untuk konduktivitas material dari *tube* adalah 16 untuk jenis material *stainless stell*. Pada alat penukar panas yang telah dibuat tipe *tube* yang dipergunakan adalah tipe *U-tube*, sedangkan untuk material yang digunakan adalah jenis *stainless stell*. *Stainless stell* sendiri adalah suatu jenis material besi yang mengandung *chromium* untuk ketahanan korosi dan juga jenis material yang tahan terhadap karat [11]. Perpindahan panas sendiri adalah suatu proses perpindahan kalor dari suatu tempat ke tempat yang lain karena adanya perbedaan *temperature* pada kedua tempat. *Stainless stell* merupakan jenis material yang memiliki laju perpindahan panas yang sangat baik maka dari itu sangat cocok digunakan sebagai material pada alat penukar panas dan ketebalan dari *tube* juga mempengaruhi besarnya laju perpindahan panas yang terjadi, semakin tipis ketebalan suatu *tube* maka laju perpindahan panas yang terjadi akan semakin baik pula.

2.1.4 Perpindahan Kalor

Untuk mengetahui besarnya panas yang dapat ditransfer dari fluida panas ke fluida dingin pada HE dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan berikut :

$$Qc = Qh \quad (2.2)$$

Dimana besarnya nilai perpindahan kalor antar fluida dingin dan fluida panas adalah sama. Diman rumus perpindahan kalor sendiri adalah :

$$Q_c = \dot{m}_c \times C_p, c \times \Delta T \quad (2.3)$$

$$Q_h = \dot{m}_h \times C_p, h \times \Delta T \quad (2.4)$$

Dimana :

$$\dot{m}_h = \text{Laju Aliran Fluida Panas (m}^3/\text{s})$$

$$\dot{m}_c = \text{Laju Aliran Fluida Dingin (m}^3/\text{s})$$

$$C_p = \text{Kapasitas Panas (Kj/Kg.}^{\circ}\text{C)}$$

$$\Delta T = T_2 - T_1 (^{\circ}\text{C})$$

2.1.5 Laju Aliran Sisi Shell

laju aliran adalah massa suatu aliran yang mengalir persatuan waktu. Sehingga sebelum menentukan perpindahan kalor harus diketahui terlebih dahulu laju aliran. Laju aliran pada sisi *shell* dapat diketahui dari mass *flowrate* yang masuk ke dalam *shell* hal itu diketahui dari bukaan *valve* yang terjadi, karena dari bukaan *valve* tersebut dapat diketahui mass *flowrate*. Sehingga dari mass *flowrate* tersebut dapat diketahui nilai kalor yang dibawa oleh mass *flowrate*.

$$Q_c = \dot{m}_c \times C_p, c \times \Delta T \quad (2.5)$$

Dari persamaan 2.4 dapat diketahui bahwa ketika aliran membawa massa dan *temperature* maka kalor yang dibawa bisa diketahui jumlahnya dan perpindahan kalor yang terjadi juga bisa diketahui.

2.1.6 Laju Aliran Sisi *Tube*

Laju aliran pada sisi *tube* dapat diketahui dari *mass flowrate* yang masuk ke dalam *tube* hal itu diketahui dari bukaan *valve* yang terjadi, karena dari bukaan *valve* tersebut dapat diketahui *mass flowrate*. Sehingga dari *mass flowrate* tersebut dapat diketahui nilai kalor yang dibawa oleh *mass flowrate*

$$Q_h = \dot{m}_h \times C_p, h \times \Delta T \quad (2.6)$$

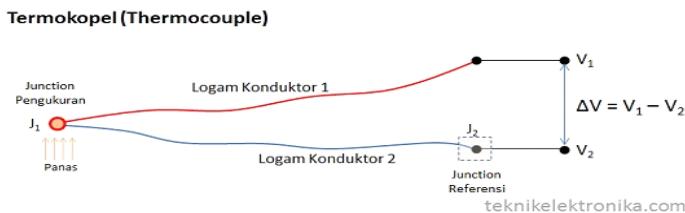
Dari persamaan 2.5 dapat diketahui bahwa ketika aliran membawa massa dan *temperature* maka kalor yang dibawa bisa diketahui jumlahnya dan perpindahan kalor yang terjadi juga bisa diketahui.

2.2 Temperature Transmitter (*Thermocouple Type K*)

Termokopel (*Thermocouple*) adalah jenis sensor suhu yang digunakan untuk mendeteksi atau mengukur suhu melalui dua jenis logam konduktor berbeda yang digabung pada ujungnya sehingga menimbulkan efek “*Thermo-electric*”. Efek *Thermo-electric* pada Termokopel ini ditemukan oleh seorang fisikawan Estonia bernama Thomas Johann Seebeck pada Tahun 1821, dimana sebuah logam konduktor yang diberi perbedaan panas secara gradient akan menghasilkan tegangan listrik. Perbedaan Tegangan listrik diantara dua persimpangan (junction) ini dinamakan dengan Efek “Seebek”.

2.2.1 Prinsip Kerja Thermocouple

Prinsip kerja Termokopel cukup mudah dan sederhana. Pada dasarnya Termokopel hanya terdiri dari dua kawat logam konduktor yang berbeda jenis dan digabungkan ujungnya. Satu jenis logam konduktor yang terdapat pada Termokopel akan berfungsi sebagai referensi dengan suhu konstan (tetap) sedangkan yang satunya lagi sebagai logam konduktor yang mendeteksi suhu panas. Prinsip Kerja Termokopel, dapat dilihat pada gambar 2.2:



Gambar 2.2 Thermocouple [8]

Berdasarkan Gambar diatas, ketika kedua persimpangan atau Junction memiliki suhu yang sama, maka beda potensial atau tegangan listrik yang melalui dua persimpangan tersebut adalah “NOL” atau $V_1 = V_2$. Akan tetapi, ketika persimpangan yang terhubung dalam rangkaian diberikan suhu panas atau dihubungkan ke obyek pengukuran, maka akan terjadi perbedaan suhu diantara dua persimpangan tersebut yang kemudian menghasilkan tegangan listrik yang nilainya sebanding dengan suhu panas yang diterimanya atau $V_1 - V_2$. Tegangan Listrik yang ditimbulkan ini pada umumnya sekitar $1 \mu\text{V} - 70 \mu\text{V}$ pada tiap derajat Celcius. Tegangan tersebut kemudian dikonversikan sesuai dengan tabel referensi yang telah ditetapkan [9].

2.2.2 Jenis-jenis Termokopel (*Thermocouple*)

Termokopel tersedia dalam berbagai ragam rentang suhu dan jenis bahan. Pada dasarnya, gabungan jenis-jenis logam konduktor yang berbeda akan menghasilkan rentang suhu operasional yang berbeda pula. Berikut ini adalah Jenis-jenis atau tipe Termokopel yang umum digunakan berdasarkan Standar Internasional.

Termokopel Tipe E

Bahan Logam Konduktor Positif : Nickel-Chromium

Bahan Logam Konduktor Negatif : Constantan

Rentang Suhu : $-200^\circ\text{C} - 900^\circ\text{C}$

Termokopel Tipe J

Bahan Logam Konduktor Positif : Iron (Besi)

Bahan Logam Konduktor Negatif : Constantan

Rentang Suhu : $0^\circ\text{C} - 750^\circ\text{C}$

Termokopel Tipe K

Bahan Logam Konduktor Positif : Nickel-Chromium

Bahan Logam Konduktor Negatif : Nickel-Aluminium

Rentang Suhu : $-200^\circ\text{C} - 1250^\circ\text{C}$

Termokopel Tipe N

Bahan Logam Konduktor Positif : Nicrosil

Bahan Logam Konduktor Negatif : Nisil

Rentang Suhu : 0°C – 1250°C

Termokopel Tipe T

Bahan Logam Konduktor Positif : Copper (Tembaga)

Bahan Logam Konduktor Negatif : Constantan

Rentang Suhu : -200°C – 350°C

Termokopel Tipe U (kompensasi Tipe S dan Tipe R)

Bahan Logam Konduktor Positif : Copper (Tembaga)

Bahan Logam Konduktor Negatif : Copper-Nickel

Rentang Suhu : 0°C – 1450° [7].

2.3 Ball Valve

Ball Valve adalah sebuah *Valve* atau katup dengan pengontrol aliran berbentuk disc bulat (seperti bola/belahian). Bola itu memiliki lubang, yang berada di tengah sehingga ketika lubang tersebut segaris lurus atau sejalan dengan kedua ujung *Valve* / katup, maka aliran akan terjadi. Tetapi ketika katup tertutup, posisi lubang berada tegak lurus terhadap ujung katup, maka aliran akan terhalang atau tertutup. *Ball valve* banyak digunakan karena kemudahannya dalam perbaikan dan kemampuan untuk menahan tekanan dan suhu tinggi. Tergantung dari material apa mereka terbuat, *Ball Valve* dapat menahan tekanan hingga 10.000 Psi dan dengan *temperature* sekitar 200 °C [9].

Ball Valve digunakan secara luas dalam aplikasi industri karena mereka sangat serbaguna, dapat menahan tekanan hingga 1000 barr dan suhu hingga 482 ° F (250 ° C). Ukurannya biasanya berkisar 0,2-11,81 inci (0,5 cm sampai 30 cm). *Ball Valve* dapat terbuat dari logam, plastik atau pun dari bahan keramik. Bolanya sering dilapisi chrome untuk membuatnya lebih tahan lama [10].

2.3.1 Prinsip Kerja Ball Valve

Ball Valve pada alat penukar panas ini dipergunakan untuk mengatur flowrate dari air dingin dan juga *flowrate* air

panas. Hal itu mengacu pada bukaan *valve* yang terjadi jika bukaan *valve* semakin besar maka *flowratenya* akan semakin besar pula dan jika bukaan *valve* semakin kecil maka *flowratenya* akan semakin kecil pula. Sehingga dari prinsip kerja ball *valve* tersebut dapat diketahui hubungan antara *flowrate* dan bukaan *valve*. [12].



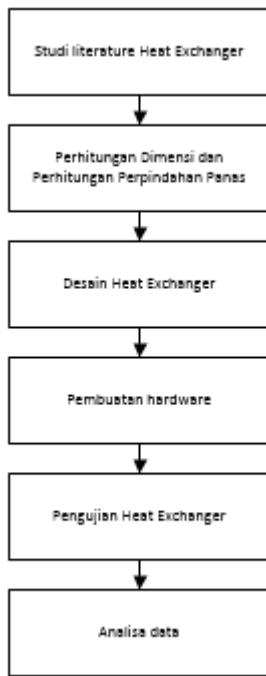
Gambar 2.3 Ball Valve [10][

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Tugas Akhir

Metodologi yang digunakan untuk mencapai tujuan dari tugas akhir ini dijelaskan melalui *flowchart* pada gambar 3.1.

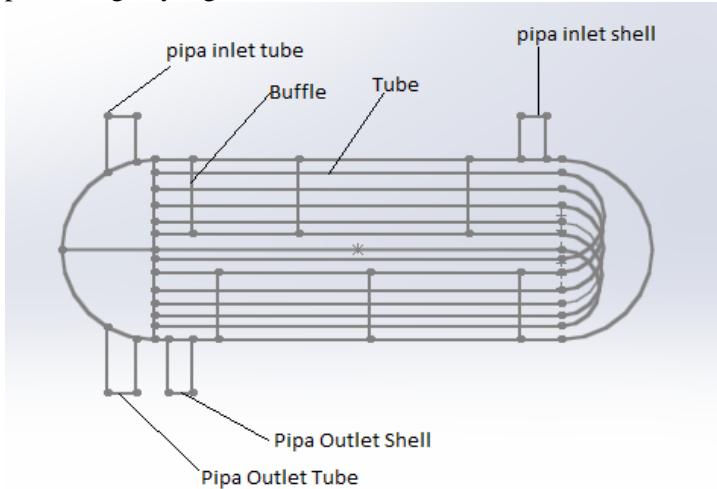


Gambar 3.1 Diagram Alir tugas akhir

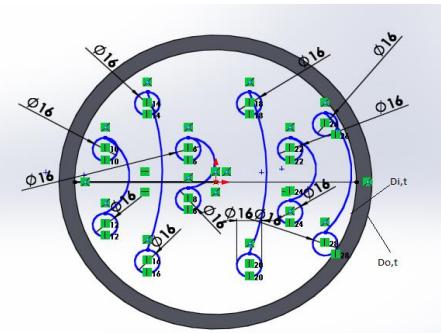
3.2 Perancangan *Heat Exchanger*

Pada perancangan *heat exchanger* ini melalui beberapa tahap yaitu perhitungan dimensi dan perhitungan perpindahan panas yang terjadi. Perancangan dimensi dilakukan karena

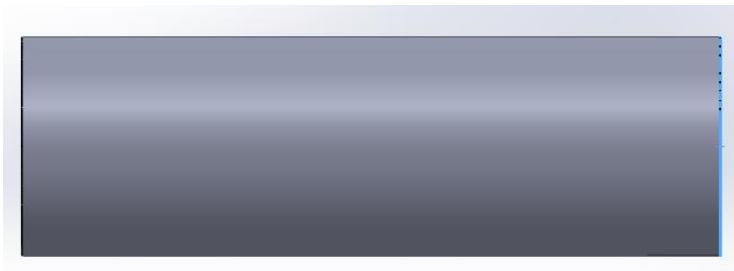
untuk menghasilkan perpindahan panas yang sesuai dengan perancangan yang dilakukan.



Gambar 3.2 Heat Exchanger 2 dimensi



Gambar 3.3 Tube tampak depan



Gambar 3.4 *Shell* tampak samping

3.2.1 Tube

Adapun perhitungan pada tube adalah sebagai berikut ini :

1. Luas Penampang Tube

Adapun luas penampang tube ini mengacu pada heat exchanger yang telah dibuat.

$$\begin{aligned} &= \frac{3.14}{4} \cdot dt, i^2 \\ &= \frac{3.14}{4} \cdot 0,016^2 \\ &= 0,000201 \text{ m} \end{aligned}$$

2. Panjang Tube

Pada heat exchanger yang telah dibuat panjang tube ditentukan sendiri sehingga mendapatkan nilai seperti dibawah ini :

$$Lt = 60 \text{ cm}$$

3. Volume Tube

$$\begin{aligned} &= \text{luas penampang} \times Lt \\ &= 0,000201 \times 60 \\ &= 0,012 \text{ m}^3 \\ &= 12 \text{ dm}^3 \end{aligned}$$

4. Jumlah Tube

$$Nt = 6$$

3.2.2 Shell

Adapun perhitungan pada sisi shell adalah sebagai berikut ini :

1 Luas Penampang Shell

Adapun luas penampang shell ini mengacu pada heat exchanger yang telah dibuat.

$$\begin{aligned} &= \frac{3.14}{4} \cdot ds, i^2 \\ &= \frac{3.14}{4} \cdot 0,22^2 \\ &= 0,037994 \text{ m} \end{aligned}$$

2 Panjang Shell

Panjang shell ditentukan dari perhitungan luas penampang shell sedangkan panjang shell mengadcu pada panjang tube. Adapun panjang shell adalah sebagai berikut :

$$Ls = 70 \text{ cm}$$

3 Volume Tube

$$\begin{aligned} &= \text{luas penampang}. Ls \\ &= 0,37994.70 \\ &= 2,659 \text{ m}^3 \\ &= 2659 \text{ dm}^3 \end{aligned}$$

3.2.3 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor terjadi karena salah satu melepaskan kalor dan salah satunya menerima kalor. Dimana debit yang masuk kedalam shell ataupun yang masuk ke dalam tube membawa kalor. Untuk sisi shell mengalir air dingin dan untuk sisi tube mengalir air panas. Kemudian ketika air panas dan air dingin melewati alat penukar panas maka kalor yang dibawa oleh air panas akan dilepaskan sedangkan untuk air

dingin akan menerima kalor dari air panas. Maka dari itu terjadilah perpindahan kalor antara air dingin dan air panas.

$$Qc = \dot{m}_c \times Cp, c \times \Delta T \quad (3.1)$$

$$Qh = \dot{m}_h \times Cp, h \times \Delta T \quad (3.2)$$

1 Menghitung Debit Aliran

$$\dot{Q} = \frac{Q'}{1000} / (60)$$

$$Q = \frac{16}{1000} / (60)$$

$$Q = 0,00027 \text{ m}^3$$

2 Luas Penampang Pipa

$$A = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (D_{\text{pipa}})^2$$

$$A = \frac{1}{4} \cdot 3,13 \cdot 0,022^2$$

$$A = 0,00037994 \text{ m}^2$$

3 Kecepatan Aliran Menuju Shell

$$V = Q \cdot A$$

$$V = 0,00027 \cdot 0,00037994$$

$$V = 0,70 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4 Laju Aliran Shell

$$\dot{m} = V \cdot \rho$$

$$\dot{m} = 0,70 \cdot 995,8$$

$$\dot{m} = 0,19 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

5 Perpindahan Kalor Sisi Shell

$$Qc = \dot{m}_c \times Cp, c \times \Delta T$$

$$Qc = 0,19 \cdot 4200 \cdot (35 - 10)$$

$$Qc = 0,19 \cdot 4200 \cdot 25$$

$$Qc = 20385,09 \text{ W}$$

6 Laju Aliran Tube

$$20385,09 = \dot{m}_h \cdot 4200 \cdot (70 - 38)$$

$$\dot{m}_h = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta T}$$

$$\dot{m}_h = 0,15 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

3.3 Perancangan Valve

Pada perancangan valve kali ini menggunakan fungsi percobaan dimana bukaan valve ditentukan sendiri dan laju aliran yang mengalir melalui valve dilihat berapa nilai yang mengalir pada setiap bukaan yang terjadi. Untuk desain valve sendiri diletakkan pada pipa sebelum input dari alat penukar panas. Desain tersebut digunakan pada aliran air panas dan aliran air dingin sehingga mudah untuk melakukan perubahan flowrate yang masuk



Gambar 3.5 Desain Valve kondisi off



Gambar 3.6 valve kondisi 40 %

Dari gambar 3.4 dan gambar 3.5 dapat diketahui peletakan dari *valve* dan juga kondisi *valve* terbuka sebesar 40%. Tujuan desain dari *valve* diletakkan pada *input* alat penukar panas adalah untuk memanipulasi *flowrate* yang masuk ke dalam alat penukar panas.

3.4 Pembuatan Perangkat Keras *Heat Exchanger*

Pada proses pembuatan perangkat keras *heat exchanger* adalah membuat *hardware* sesuai dengan perhitungan dimensi yang telah dirancang sebelumnya. Hal ini bertujuan agar perancangan dengan aktualisasi dapat sesuai agar tidak ada perbedaan antara perancangan dengan aktualisasi alat yang menyebabkan terjadinya perbedaan perpindahan panas yang terjadi.

3.5 Pengujian *Heat Exchanger*

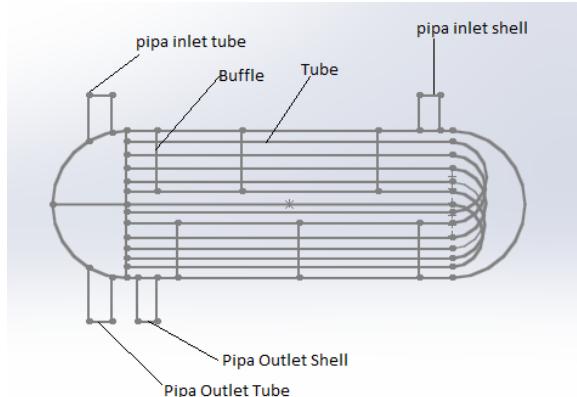
Pada pengujian *heat exchanger* tipe *shell and tube* ini dilakukan beberapa tahap yaitu pengujian bukaan *valve* terhadap laju aliran panas, pengujian bukaan *valve* terhadap laju aliran dingin, pengujian *temperature transmitter* yang meliputi *monitoring* suhu *output* dari *tube* dan *shell* selama 30

detik kemudian rata-rata dari suhu *output* tersebut dipakai sebagai acuan terhadap perancangan dari *heat exchanger*

BAB IV ANALISA DATA

4.1 Hasil Perancangan *Heat Exchanger*

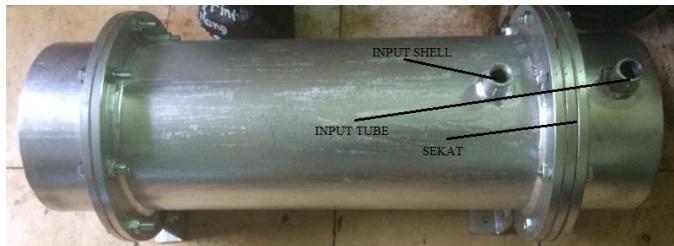
Adapun hasil perancangan heat exchanger adalah sebagai berikut ini :



Gambar 4.1 Heat Exchanger 2 Dimensi



Gambar 4.2 Tube



Gambar 4.3 Heat exchanger keseluruhan

Dari gambar 4.1 dapat diketahui gambar 2 dimensi dari *heat exchanger* yang dibuat sedangkan gambar 4.2 dan gambar 4.3 adalah bentuk perangkat keras dari *heat exchanger* yang dibuat. Dari perangkat keras *heat exchanger* tersebut nantinya akan diuji apakah sesuai dengan perhitungan atau tidak. Berikut ini adalah spesifikasi dari *heat exchanger* yang telah dibuat

Tabel 4.1 Spesifikasi Heat Exchanger

	<i>Shell</i>	<i>Tube</i>
Fluida	Air Dingin	Air Panas
T_{in}	10	70
T_{out}	35	38
Beda Suhu	25	32
Diameter	22 cm	16 mm
Panjang	70 cm	60 cm
Jumlah	1	6
<i>Inlet Pipe</i>	1/2"	1/2"
<i>Outlet Pipe</i>	3/4"	3/4"
Laju Aliran	0.19 Kg/s	0,13 Kg/s

4.2 Hasil Pengujian Heat Exchanger

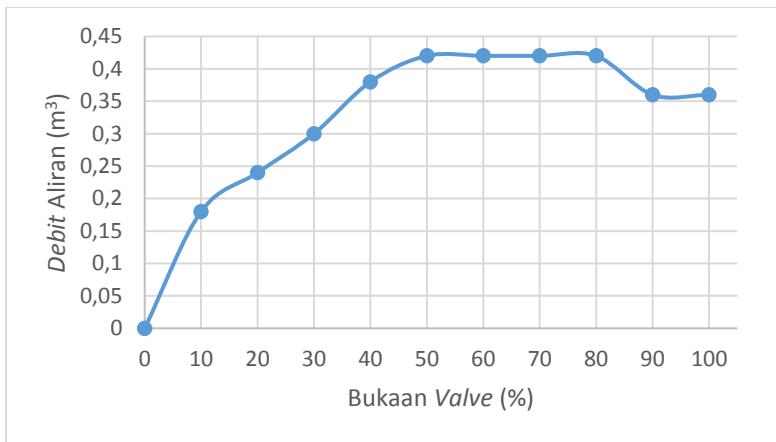
4.2.1 Pengujian Bukaan Valve Terhadap Laju Aliran Panas

Untuk mengetahui kinerja alat penukar panas dilakukan pengujian bukaan *valve* terhadap laju aliran yang terjadi adalah sebagai berikut :

Tabel 4.1 Pengujian Bukaan *Valve* Terhadap Laju Aliran Panas

Debit Aliran		Valve
(liter/menit)	m^3/s	%
0	0	0
3	0,18	10
4	0,24	20
5	0,3	30
6	0,38	40
7	0,42	50
7	0,42	60
7	0,42	70
7	0,42	80
6	0,36	90
6	0,36	100

Dari tabel 4.1 dapat diketahui bahwa ketika bukaan *valve* pada range 40 – 70 derajat maka laju aliran yang terjadi semakin besar akan tetapi semakin besar bukaan *valve* yang terjadi maka laju aliran akan semakin kecil seperti pada range 90 – 100 derajat laju aliran yang terjadi hanya 6 liter per menit atau $0,36\ m^3/s$. Dari tabel 4.1 juga menjadi acuan dalam laju aliran pada sisi *tube* untuk melakukan uji performansi sehingga dapat menghasilkan suhu pada sisi output agar sesuai dengan perhitungan.



Gambar 4.1 Hubungan antara *debit* aliran terhadap bukaan *valve*

Dari gambar 4.1 mengenai perbandingan bukaan *valve* terhadap laju aliran yang terjadi maka dapat disimpulkan bahwa untuk mendapatkan laju aliran maksimal yang diinginkan maka range bukaan *valve* terjadi antara 40 – 70 persen.

4.2.2 Pengujian Bukaan *Valve* Terhadap Laju Aliran Dingin

Untuk mengetahui kinerja alat penukar panas dilakukan pengujian bukaan *valve* terhadap laju aliran yang terjadi adalah sebagai berikut :

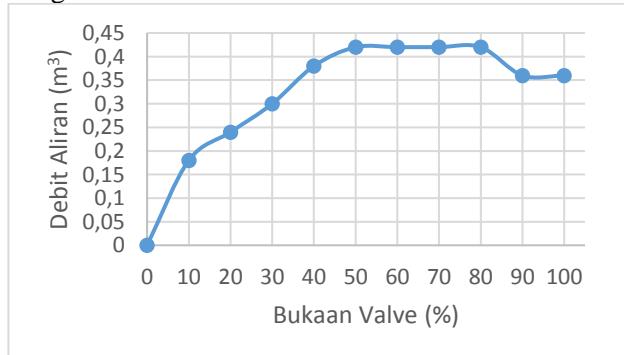
Tabel 4.2 Perbandingan *debit* aliran terhadap bukaan *valve*

<i>Debit</i> Aliran		<i>Valve</i>
(liter/menit)	m ³ /s	%
0	0	0
3	0,18	10

Tabel 4.3 Lanjutan

4	0,24	20
5	0,3	30
6	0,38	40
7	0,42	50
7	0,42	60
7	0,42	70
7	0,42	80
6	0,36	90
6	0,36	100

Dari tabel 4.2 dapat diketahui bahwa ketika bukaan *valve* pada range 40 – 70 derajat maka laju aliran yang terjadi semakin besar akan tetapi semakin besar bukaan *valve* yang terjadi maka laju aliran akan semakin kecil seperti pada range 90 – 100 derajat laju aliran yang terjadi hanya 6 liter per menit atau $0,36 \text{ m}^3/\text{s}$. Dari tabel 4.1 juga menjadi acuan dalam laju aliran pada sisi *tube* untuk melakukan uji performansi sehingga dapat menghasilkan suhu pada sisi output agar sesuai dengan perhitungan.

**Gambar 4.2** Hubungan antara *debit* aliran terhadap bukaan *valve*

Dari gambar 4.2 mengenai perbandingan bukaan *valve* terhadap laju aliran yang terjadi maka dapat disimpulkan bahwa untuk mendapatkan laju aliran maksimal yang diinginkan maka range bukaan *valve* terjadi antara 50 - 80 persen.

4.2.3 Pengujian *Temperature Transmitter*

Pada pengujian *temperature transmitter* ini dilakukan melalui monitoring suhu pada sisi outlet dari heat exchanger. Pengujian ini dilakukan selama 30 detik. Sehingga didapatkan suhu seperti yang tertera pada tabel 4.3.

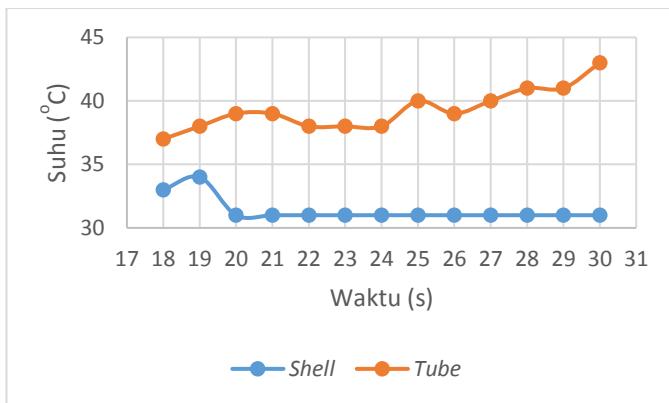
Tabel 4.3 Pengujian sisi *tube*

Pengujian suhu output <i>Tube</i> (panas)	
Waktu (s)	Suhu (°C)
38'.18''	37
38'.18''	38
38'.18''	39
38'.18''	39
38'.18''	38
38'.18''	38
38'.18''	38
38'.18''	40
38'.18''	39
38'.18''	40
38'.18''	41
38'.18''	41
38'.18''	43
Rata-rata	39,30769

Tabel 4.4 Pengujian Sisi *Shell*

Pengujian suhu output <i>shell</i> (Dingin)	
waktu	Suhu (°C)
38'.18''	33
38'.18''	34
38'.18''	31
38'.18''	31
38'.18''	31
38'.18''	31
38'.18''	31
38'.18''	31
38'.18''	31
38'.18''	31
38'.18''	31
38'.18''	31
Rata-Rata	31,38462

Dari tabel 4.3 dan tabel 4.4 dapat diketahui suhu rata-rata dari uji *temperature transmitter* dalam waktu 30 detik dimulai dari pukul 17.38.18 – 17.38.30 maka diperoleh suhu rata-rata yang mengalir pada sisi *shell* dan *tube* adalah 31,38 °C dan 39,3 °C. Penyebab utama dari hasil keluaran *heat exchanger* tidak sesuai dengan perancangan yang dilakukan hal ini disebabkan oleh desain aktualisasi yang tidak sesuai dengan desain perancangan dan material yang digunakan juga mempengaruhi suhu keluaran dari *heat exchanger*.



Gambar 4.3 Pengujian Temperature Transmitter

Dari gambar 4.3 dapat diketahui mengenai percobaan *temperature transmitter* yang dilakukan adalah memonitoring suhu keluaran heat exchanger dan monitoring dilakukan selama 30 detik dimulai dari detik ke 18 sampai dengan detik ke 30. Hasil dari percobaan ini dapat dilihat pada tabel 4.3 dan tabel 4.3 dan table 4.4.

4.2.4 Pengujian Perpindahan Panas Campuran

Untuk mengetahui kinerja alat penukar panas dilakukan pengujian mengenai perpindahan kalor dengan suhu campuran yang terjadi sebagai berikut ini:

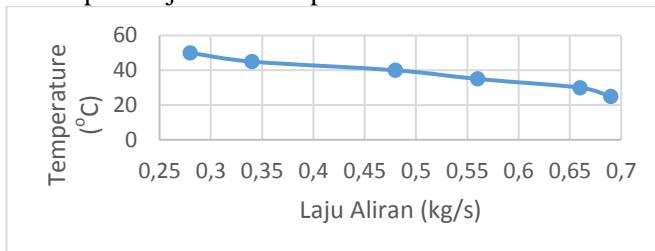
Tabel 4.5 Pengujian Perpindahan Panas

\dot{m} (kg/s)	C_p ($\frac{kj}{kg \cdot ^\circ C}$)	T_{mix} °C	Q (WATT)
0,28	4200	50	58800
0,34	4200	45	64260
0,48	4200	40	80640
0,56	4200	35	82320
0,66	4200	30	83160

Tabel 4.5 Lanjutan

0,69	4200	25	69300
------	------	----	-------

Dari tabel 4.4 diketahui mengenai percobaan dari variasi *flowrate* terhadap suhu campuran antara air dingin dan air panas yang terjadi. Dimana suhu yang terjadi semakin lama semakin dingin hal ini dikarenakan laju aliran air dingin lebih besar daripada laju aliran air panas.



Gambar 4.4 Hubungan antara laju aliran dengan suhu campuran

Dari gambar 4.4 dapat diketahui hubungan antara laju aliran yang terjadi dengan suhu campuran antara air dingin dan air panas. Suhu campuran tersebut kemudian masuk ke dalam *cooling tower* agar menjadi acuan untuk di proses ulang dan dialirkan kembali. Ketika waktu pengujian suhu campuran tertinggi yang keluar dari *heat exchanger* yang dipergunakan adalah 50 °C. Maka dari itu dilakukan pengujian suhu campuran dari 50 °C sampai menjadi suhu ruangan yaitu 25 °C. Pada gambar 3.4 juga diketahui bahwa suhu campuran yang terjadi adalah suhu campuran antara suhu dingin dan suhu panas *output* dari *heat exchanger*. Suhu yang terjadi semakin lama semakin dingin hal ini dikarenakan laju aliran dari aliran air dingin lebih besar daripada air panas sehingga menyebabkan suhu campuran semakin dingin.

4.3 Pembahasan

Pada *heat exchanger* tipe *shell and tube* yang sudah dibuat terjadi perbedaan antara perancangan dan aktualisasi

yang sudah ada. Perbedaannya terletak pada perhitungan dimensi dari heat exchanger meliputi panjang *tube*, panjang *shell*, diameter *tube* dan diameter *shell*. Hal itu dikarenakan pada saat membuat dimensi dari *heat exchanger* ditentukan sendiri sehingga menyulitkan dalam proses perencangan dimensinya. Maka dari itu perancangan dan aktualisasi harus sama untuk memudahkan dalam uji performansi dari *heat exchanger* itu sendiri. Sedangkan untuk penentua dari panjang *shell* ditentukan sendiri tanpa adanya perhitungan, hal ini dapat menyebabkan uji dari *heat exchanger* mengalami ketidaksesuaian lalu untuk diameter *shell* mengacu pada standart BS-274 mengenai standar penentuan diameter *shell*. Pada perancangan panjang *tube* adalah 66,8 cm dan untuk aktualisasi adalah 120 cm.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan dari tugas akhir kali ini adalah sebagai berikut ini :

1. Setelah melakukan perancang alat penukar panas didapatkan dimensi dari alat penukar panas yaitu diameter *shell* 0,22 m, panjang *shell* 0,7 m, diameter *tube* 0,016 m, panjang *tube* 0,6m dan jumlah *tube* 6 buah.
2. Jenis alat penukar panas yang digunakan adalah *type shell and tube*.
3. Dari pengujian bukaan *valve* terhadap laju aliran didapatkan perubahan laju aliran terhadap bukaan *valve* yang terjadi dengan contoh dengan bukaan *valve* 20% maka laju alirannya adalah $0,24 \text{ m}^3$
4. Untuk suhu rata-rata keluaran heat exchanger adalah 39,30 dan 31,38 untuk sisi *tube* dan *shell*.

5.2 Saran

Adapun saran dari tugas akhir kali ini adalah Melakukan perhitungan dan peracangan terlebih dahulu sebelum membuat *heat exchanger* agar tidak ada salah dalam pembuatan *heat exchanger* terutama dalam hal perhitungan dimensi.

DAFTAR PUSTAKA

1. Thirumarimurugan, M. (2008) “Performance Analysis of *Shell* and *Tube* Heat Exchanger Using Miscible System” American Journal of Applied Sciences 5, p. 548.
2. Donald Q. Kern, Process Heat Transfer, McGraw-Hill
3. Frank P Incropera, Theodore L. Bergman, David P. Dewitt, Adrienne S. Lavine Fundamentals of Heat Mass Transfer Seventh Edition.
4. teknikelektr.com
5. Kusnarjo, desain alat perpindahan panas, 2010.
6. Z Muttaqin, Alat Penukar Kalor, 2012.
7. Popong Effendrik, Gatot Joelianto, Hari Sucipto KARAKTERISASI THERMOCOUPLE
8. Siti Mariam, Keis Pribadi, G. Bambang Heru, Ainur Rosidi, Mulya Juarsa KALIBRASI TERMOKOPEL TIPE-K PADA BAGIAN UJI HeaTiNG-03 MENGGUNAKAN cDAQ-9188, 2013
9. Indra Permadi., Sumardi, S.T, M.T , Iwan Setiawan, S.T, M.T PENGENDALIAN TEMPERATURE PADA PLANT ELECTRIC FURNACE MENGGUNAKAN SENSOR THERMOCOUPLE DENGAN METODE FUZZY
10. Mahesh Kamkar, Prof.S.R.Basavaraddi CONCEPTUAL DESIGN AND ANALYSIS OF HIGH PRESSURE BALL VALVE, 2015.

LAMPIRAN

Perpindahan Kalor

Untuk mengetahui besarnya panas yang dapat ditransfer dari fluida panas ke fluida dingin pada HE dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan berikut (Kern, 1950):

$$Q = m \times C_p \times \Delta T$$

Jadi ,

$$Q = Q_c = Q_h$$

1. Menghitung *Debit Aliran*

$$Q = \frac{Q'}{1000} / (60)$$

$$Q = \frac{16}{1000} / (60)$$

$$Q = 0,00027 \text{ m}^3$$

2. Luas Penampang Pipa

$$A = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (D_{pipa}^2)$$

$$A = \frac{1}{4} \cdot 3,13 \cdot 0,022^2$$

$$A = 0,00037994 \text{ m}^2$$

3. Kecepatan Aliran Menuju *Shell*

$$V = Q \cdot A$$

$$V = 0,00027 \cdot 0,00037994$$

$$V = 0,70 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4. Laju Aliran *Shell*

$$\dot{m} = V \cdot \rho$$

$$\dot{m} = 0,70 \cdot 995,8$$

$$\dot{m} = 0,19 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

5. Perpindahan Kalor Sisi *Shell*

$$Q_c = \dot{m}_c \times C_p \cdot c \times \Delta T$$

$$Q_c = 0,19.4200. (31 - 10)$$

$$Q_c = 0,19.4200.25$$

$$Q_c = 17123,47 \text{ W}$$

$$20385,09 = \dot{m}_h \cdot 4200. (70 - 38)$$

$$\dot{m}_h = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta T}$$

$$\dot{m}_h = 0,15 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Dimana :

$$\dot{m} = \text{Kecepatan Fluida} (\text{m}^3/\text{s})$$

C_p = Kapasitas Panas

$$\Delta T = T_2 - T_1$$

Beda Temperature Rata-Rata Logaritma (LMTD)

Faktor perhitungan pada alat penukar kalor adalah masalah perpindahan panasnya. Apabila panas yang dilepaskan besarnya sama dengan Q persatuannya waktu, maka panas itu diterima fluida yang dingin sebesar Q tersebut dengan persamaaan :

$$Q = U \times A \times \Delta T$$

di mana :

Q = Kalor yang dilepaskan/diterima (W)

U = Koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m² °C)

A = Luas perpindahan panas (m²)

Δ T_m = Selisih temperatur rata-rata (°C)

Sebelum menentukan luas permukaan kalor (A), maka terlebih dahulu ditentukan nilai dari LMTD. Hal ini

berdasarkan selisih *temperature* dari fluida yang masuk dan keluar dari kalor.

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

Dimana :

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} = 70 - 31 = 39^\circ C$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} = 41 - 10 = 31^\circ C$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

$$LMTD = \frac{39 - 31}{\ln(39 / 31)}$$

$$= \frac{8}{0,23}$$

$$= 34^\circ C$$

di mana :

LMTD = Selisih temperatur rata – rata logaritma ($^\circ C$)

$T_{c,i}$ = Temperatur fluida masuk ke dalam *shell* ($^\circ C$)

$T_{c,o}$ = Temperatur fluida keluar *shell* ($^\circ C$)

$T_{h,i}$ = Temperatur fluida masuk ke dalam *tube* ($^\circ C$)

$T_{h,o}$ = Temperatur fluida ke luar *tube* ($^\circ C$)

$$F_t = 0,88$$

$$\Delta T_m = LMTD \cdot F_t$$

$$\Delta T_m = 31,4 \cdot 0,88$$

$$\Delta T_m = 30^\circ C$$

Di mana :

Q = Laju perpindahan kalor (W)

LMTD = Beda temperatur rata – rata logaritma ($^\circ C$)

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

U = Perpindahan kalor menyeluruh ($\frac{W}{m^2}^\circ C$)

Perpindahan Panas pada Sisi *Tube*

Adapun perhitungan pada sisi *tube* adalah sebagai berikut :

Luas permukaan perpindahan kalor total (a_t)

$$At = Nt \times a't$$

$$a't = \frac{\pi}{4} \times Di, t$$

- $a't = \frac{\pi}{4} \times Di, t$
- $a't = \frac{3,14}{4} \times 16^2$
- $a't = 0,000201 \text{ mm}^2$
- $At = Nt \times a't$
- $At = 113,04 \times 10^{-6} \times 6$
- $At = 0,0012 \text{ m}^2$

Dimana :

Di,t = Diameter *inside tube* (mm)

π = 3,14

$a't$ = perpindahan panas pada luas penampang (mm^2)

At = Luas permukaan perpindahan kalor total (m^2)

Nt = jumlah *tube*

Kecepatan Aliran Massa Air

$$Gt = \frac{\dot{m}h}{At}$$

- $Gt = \frac{\dot{m}h}{at}$
- $Gt = \frac{0,15}{0,0012}$
- $Gt = 116,59 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$

Dimana :

Gt = Kecepatan Aliran Massa Air

\dot{m}_h = laju aliran aliran panas

At = Luas permukaan perpindahan kalor total

Bilangan Reynold (Re)

$$Re, h = \frac{di, t \times Gt}{\mu}$$

- $e, h = \frac{di, t \times Gt}{\mu}$
- $Re, h = \frac{16 \times 10^{-3} \times 571,4}{0,8 \times 10^{-3}}$
- $Re, h = 2144,3$

Jadi, jenis aliran yang terjadi di dalam *tube* adalah laminar karena $Re, h > 2300$ (Incoprea : 1996)

Dimana :

Di, t = Diameter *inside tube*

Gt = Kecepatan Aliran Massa Air ($\frac{kg}{m^2 \cdot s}$)

μ = Viskositas air

Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi (hi)

$$h_t = Nu \cdot \frac{K_{water}}{dti}$$

$$h_t = 10,59 \cdot \frac{0,614}{0,016}$$

$$h_t = 542 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Dimana :

T = Suhu rata-rata pada *tube*

μ = Viskositas air

Di, t = Diameter *inside tube*

Cp = Kapasitas panas

Bilangan Prandtl

$$Pr = \frac{Cp \times \mu}{K}$$

- $Pr = \frac{Cp \times \mu}{K}$
- $Pr = \frac{4200 \times 0,8 \times 10^{-3}}{0,59}$

$$Pr = 6$$

Dimana:

C_p = Kapasitas panas

μ = Viskositas air

K = Konduktivitas Termal

Perpindahan panas pada sisi shell

Adapun perhitungan pada sisi *shell* adalah sebagai berikut ini :

Luas Permukaan Perpindahan Kalor Total (a_s)

$$A_s = \frac{(pt - do) \times Ds \times Lb}{pt}$$

- $Tube\ pitch\ (Pt) = 1,25 \times 16$
- $Tube\ pitch\ (Pt) = 20\ mm$
- $Lb = \frac{Ds}{5}$
- $Lb = \frac{22}{5}$
- $Lb = 4,4\ mm$
- $A_s = \frac{(pt - do) \times Ds \times Lb}{pt}$
- $A_s = \frac{(20-16) \times 220 \times 4,4 \times 10^{-6}}{25}$
- $A_s = 0,0019\ m^2$

Dimana :

Do,t = Diameter *outside tube*

Pt = *Tube pitch*

Lb = *Baffle spacing*

Ds = Diameter *shell*

Kecepatan aliran massa air

$$G_s = \frac{\dot{m}_c}{A_s}$$

$$G_s = \frac{0,19}{0,0019}$$

$$Gs = 100,28 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

Dimana :

m_c = Laju aliran dingin

as = Luas Permukaan Perpindahan Kalor Total

Bilangan Reynold (Re)

- $Re = (dsi \cdot Gs) / \mu_{water}$
- $Re = 2,2 \cdot 100,28 \cdot 0,0087$
- $Re = 25385$
-

Jadi, jenis aliran yang terjadi di dalam *tube* adalah turbulen karena $Re, h > 2300$ (Incoprea : 1996).

Dimana :

D_e = Diameter hidrolik

G_s = Kecepatan aliran massa air

μ = Viskositas air

Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi

$$h_s = Nu \frac{k}{dsi}$$

$$h_s = 159,05 \frac{0,614}{2,2}$$

$$h_s = 443,89 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Dimana :

Nu = Bilangan *nusselt*

Dsi = Diameter *Shell* (m)

K = Konduktivitas Termal

Laju Kapasitas Kalor pada Fluida Dingin Sisi *Shell*

$$Cc = \dot{m}_c \times C_p, c$$

- $Cc = \dot{m}_c \times C_p, c$
- $Cc = 0,19 \times 4200$
- $Cc = 815,40 \text{ W/}^\circ\text{C}$

Dimana :

\dot{m}_c = Laju aliran dingin

Cp = Kapasitas panas

Laju Kapasitas Kalor pada Fluida Panas Sisi Tube

$$Ch = \dot{m}_h \times Cp, h$$

- $Ch = \dot{m}_h \times Cp, h$
- $Ch = 0,15 \times 4200$
- $Ch = 590,46 \text{ W}/^\circ\text{C}$

Dimana :

\dot{m}_h = Laju aliran panas

Cp = Kapasitas panas

Laju Perpindahan Kalor Maksimum

$$Q_{maks} = C_{min} (Th, i - Tc, i)$$

- $Q_{maks} = C_{min} (Th, i - Tc, i)$
- $Q_{maks} = 590 (70 - 10)$
- $Q_{maks} = 35427,88 \text{ WATT}$

Dimana :

C_{min} = Laju Kapasitas Kalor pada Fluida Panas Sisi Tube

Th,i = suhu panas pada input

Tc,i = suhu dingin pada input

Perhitungan Jumlah Tube

$$Nt = \frac{L \cdot \pi \cdot Do, t}{A}$$
$$Nt = 3,62246$$

Efektifitas Heat Exchanger

$$\epsilon = \frac{Q_{aktual}}{Q_{maks}} \times 100\%$$

$$\epsilon = \frac{Q_{aktual}}{Q_{maks}}$$

$$\epsilon = \frac{17123,47}{35427,88} \times 100\% \\ \epsilon = 55\%$$

Dimana :

- | | |
|-----------|---------------------------------|
| Qaktual = | Laju perpindahan kalor |
| Qmaks = | Laju Perpindahan Kalor Maksimum |

Number Of Transfer Unit (NTU)

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \\ NTU = \frac{542,28 \cdot 1,029}{590,46} \\ NTU = 0,95$$

Perhitungan Panjang Tube

Adapun perhitungan panjang dari *tube* adalah sebagai berikut ini:

$$Lt = \frac{NTU \cdot C_{min}}{U \cdot \pi \cdot Do \cdot t \cdot Nt \cdot 2} \\ Lt = \frac{0,95 \cdot 590,46}{542,28(6 \times 2 \times 3,14 \times 0,016)} \\ Lt = 66,8 \text{ cm}$$

Perpindahan Kalor Menyeluruh (U)

$$\frac{\frac{1}{(ht)} + \frac{1}{hs}}{\frac{1}{(542,28)} + \frac{1}{(443,89)}} \\ U = 542,28 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Koefisien Perpindahan Kalor Permukaan (A)

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh disain dapat diketahui dengan menggunakan persamaan :

$$A = \frac{Q}{U \times LMTD}$$
$$A = \frac{17123,47}{542,28 \times 30}$$
$$A = 1,029 \text{ m}^2$$

Perhitungan Panjang *Shell*

Adapun perhitungan panjang dari *shell* adalah sebagai berikut ini:

$$Q_{shell} = Q_{tube}$$
$$\dot{m}_c \times Cp, c \times \Delta T = \dot{m}_h \times Cp, h \times \Delta T$$
$$\dot{m}_c \times \Delta T = \dot{m}_h \times \Delta T$$
$$\rho \times v \times \Delta T = \rho \times v \times \Delta T$$
$$\pi \times r^2 \times \Delta T = v \times \Delta T$$
$$\pi \times r^2 \times \Delta T = v \times \Delta T$$
$$3,14 \times 11^2 \times t \times 21,8 = 2,659 \times 30,7$$
$$t \times 8282,7 = 81,63$$
$$t = 101 \text{ cm}$$

BIODATA PENULIS



Penulis yang bernama Hafidh Irsyad Khairuddin dilahirkan di Surabaya pada tanggal 02 Oktober 1997. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara dari orang tua Bapak Yuni Kusworo dan Ibu Sri Handarwati. Penulis menempuh pendidikan formal di TK Mardi Siwi, SDN Kapasan V/147 Surabaya, SMP Negeri 8 Surabaya, dan SMA YPPI II Surabaya. Kemudian penulis

melanjutkan ke jenjang yang lebih tinggi yaitu di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, tepatnya di Departemen Teknik Instrumentasi Fakultas Vokasi di tahun 2015 dan terdaftar dengan NRP 10 51 15 000 00 059.

Di Departemen Teknik Instrumentasi ini penulis pernah menjabat sebagai admin Laboratorium Simulasi dan Komputasi Teknik Fisika-ITS. Pada laporan ini, penulis telah melaksanakan Kerja Praktik di PT. Lentera Bumi Nusantara dengan judul "**Sistem Kontrol TSD-500**".

Selesainya Tugas Akhir ini diajukan penulis untuk memenuhi syarat memperoleh gelar Ahli Madya di Departemen Teknik Instrumentasi Fakultas Vokasi Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Untuk saran dan berdiskusi mengenai tugas akhir penulis bisa menghubungi via email di hafidhkh97@gmail.com.