

PERANCANGAN *HEAT EXCHANGER* UNTUK FLUIDA PENDINGIN PADA PROSES PENGELASAN DENGAN INDUKSI MAGNET

Lita Puspasari¹⁾, Ekadewi A. Handoyo²⁾

Program Studi Teknik Mesin Universitas Kristen Petra

Jl. Siwalankerto 121-131, Surabaya 60236. Indonesia

Phone: +62-31-8439040, Fax: +62-31-8417658

E-mail : m24412003@john.petra.ac.id¹⁾, ekadewi@petra.ac.id²⁾

ABSTRAK

Salah satu proses dalam pembuatan pipa adalah pengelasan dengan induksi magnet. Pada proses ini membutuhkan fluida pendingin yang disirkulasi untuk disemprotkan ke impedes. Fluida pendingin yang digunakan harus didinginkan setelah melalui pembersihan dari pengotor. Fluida pendingin akan didinginkan dari suhu 40°C menjadi 15°C yang kemudian akan disemprotkan lagi ke impedes. Oleh karena itu, perlu dirancang suatu *heat exchanger* yang bisa menurunkan temperatur fluida pendingin.

Dalam perancangan ini, akan dilakukan perhitungan kapasitas pendinginan yang dibutuhkan. *Heat exchanger* dirancang dengan alternatif jumlah baris dan model tube yang dihitung hingga mendapatkan hasil yang sesuai. Dari hasil perhitungan tersebut akan dilakukan desain casing beserta isolasi yang diperlukan. Hasil desain tersebut akan dilakukan simulasi untuk melihat temperatur outlet fluida pendingin dan aliran yang terjadi.

Kata kunci: *Heat exchanger*, fluida pendingin, temperatur.

1. Pendahuluan

1.1. Latar Belakang

Dalam pembuatan pipa terdapat berbagai macam proses, ada yang dilakukan proses ekstrusi menjadi *seamless pipe* dan ada juga yang berupa *sheet metal* yang di-roll kemudian sambungannya dilas. Salah satu teknik pengelasan yang ada adalah dengan menggunakan proses pengelasan induksi magnet. Pada mesin pengelasan pipa secara induksi sangat penting untuk menjaga temperatur impedes yang disemprot dengan fluida pendingin saat proses pengelasan berlangsung. Hal ini disebabkan apabila temperatur impedes berada diatas 35°C maka hasil pengelasan pipa menjadi rusak. Kerusakan pipa yang terjadi berupa keretakan atau pecah saat dilakukan pengujian (*quality control*). Permasalahan ini terjadi di PT. SPINDO karena fluida pendingin yang disemprotkan temperaturnya kurang dingin sehingga temperatur impedes berada diatas 35°C. Sesuai dengan perhitungan yang telah dibuat oleh PT. SPINDO, agar temperatur impedes stabil berada dibawah 35°C maka temperatur fluida pendingin yang disemprotkan harus 15°C.

Menurut PT. SPINDO temperatur fluida pendingin yang harus diturunkan setelah melalui pembersihan pengotor dari 40°C menjadi 15°C agar dapat disirkulasi untuk disemprotkan lagi ke impedes. Fluida pendingin yang digunakan adalah campuran dari *cutting oil* dan air. Komposisi dari campuran tersebut adalah 2% *cutting oil* dari total volum dan 98% air. Permasalahan yang ada adalah belum ada *heat exchanger* yang bisa menurunkan temperatur fluida pendingin dari 40°C menjadi 15°C. *Heat exchanger* yang akan dirancang berbentuk *shell and tube*. Media pendinginan yang digunakan adalah air yang telah didinginkan dengan *chiller*. Dimana tube yang dialirkan fluida pendingin akan dimasukkan dalam air yang telah didinginkan oleh *chiller*. Tujuan dari tube

berisi fluida pendingin didinginkan dengan dimasukkan ke dalam air dari *chiller* agar temperatur fluida pendingin yang telah didinginkan menjadi lebih stabil sampai ke impedes.

Oleh karena hal tersebut maka sangat penting untuk dapat dirancang suatu *heat exchanger* yang bisa mendinginkan fluida pendingin dari temperatur 40°C menjadi 15°C. Apabila temperatur fluida pendingin yang disemprotkan ke impedes mencapai 15°C maka temperatur di impedes akan berada dibawah 35°C sehingga hasil pengelasan akan menjadi bagus. Hasil pengelasan yang rusak akan merugikan proses produksi pengelasan pipa dari sisi waktu, bahan, dan ekonomi tentunya.

1.2. Tujuan

Merancang suatu *heat exchanger* untuk mendinginkan fluida pendingin dari temperatur 40°C menjadi 15°C. Fluida pendingin ini digunakan untuk mendinginkan impedes pada mesin las induksi pipa di PT. SPINDO. Fluida pendingin tersebut disemprotkan ke impedes saat proses pengelasan pipa berlangsung.

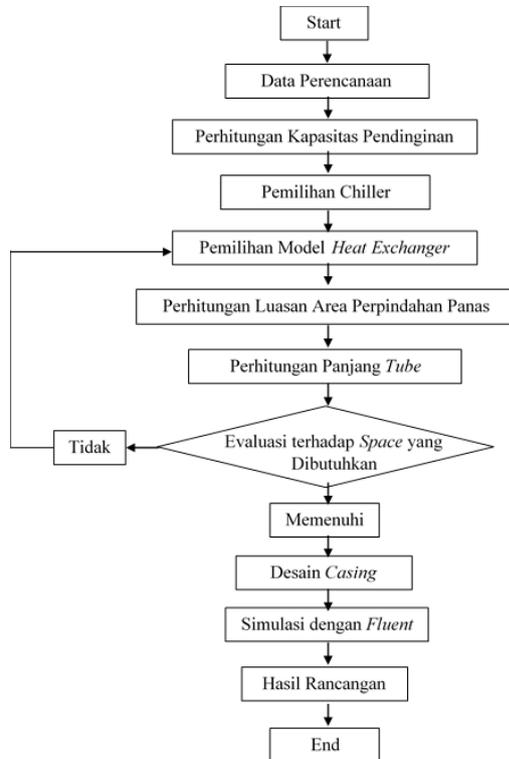
1.3. Manfaat

Dengan terpenuhinya temperatur fluida pendingin yang disemprotkan ke impedes menjadi 15°C maka temperatur impedes pada mesin las induksi pipa akan menjadi dibawah 35°C. Temperatur impedes yang diatas 35°C akan menyebabkan hasil pengelasan pipa menjadi rusak. Hasil pengelasan yang rusak akan merugikan proses produksi pengelasan pipa dari sisi waktu, bahan, dan ekonomi tentunya.

2. Metode Perencanaan

2.1. Flow Chart Perencanaan Heat Exchanger

Metode yang akan digunakan untuk melaksanakan kegiatan perencanaan ini, didasarkan pada flow chart berikut ini:

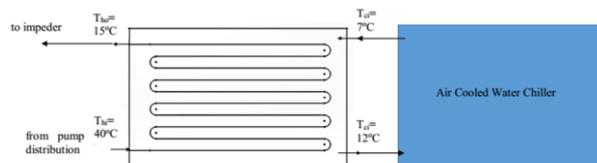


Gambar 2.1. Skema Perencanaan

2.2. Data Perencanaan

- Temperatur fluida pendingin didinginkan dari 40°C menjadi 15°C.
- Media pendinginan menggunakan air yang dihasilkan oleh *chiller*.
- *Chiller* yang digunakan adalah *air cooled water chiller*.
- Debit fluida pendingin 30 L/menit.
- Komposisi fluida pendingin 98% air, 2% *cutting oil*. Dalam perhitungan fluida pendingin diasumsikan sebagai air.
- *Space* maksimum *tube* 1,5 m.

2.3. Perhitungan Kapasitas Pendinginan



Gambar 2.2. Skema Heat Exchanger Menggunakan Air Cooled Water Chiller

Perhitungan kapasitas pendinginan sangat penting dilakukan karena digunakan untuk memilih kapasitas *air cooled water chiller* yang akan digunakan sebagai media pendingin.

2.4. Pemilihan Chiller

Pemilihan *chiller* sesuai dengan kapasitas pendinginan yang telah dihitung. *Chiller* yang digunakan adalah *air cooled water chiller* sesuai dengan yang permintaan oleh PT. SPINDO.

2.5. Pemilihan Model Heat Exchanger

Pemilihan model *heat exchanger* didasarkan pada informasi dari PT. SPINDO yang akan menggunakan *heat exchanger* model *shell and tube*. *Heat exchanger* diminta menggunakan *casing* yang berbentuk kotak untuk memudahkan proses *maintenance*. Beberapa alternatif yang dapat dipilih adalah:

- Alternatif *Tube Lurus*
- Alternatif *Tube* tanpa *Fin*
- Alternatif *Finned Tubes*

2.6. Perhitungan Luas Area Perpindahan Panas dan Panjang Tube

Perhitungan luas area perpindahan panas berfungsi untuk selanjutnya menghitung panjang *tube* yang dibutuhkan. Hal ini disebabkan tanpa mengetahui luas area perpindahan panas yang dibutuhkan maka tidak bisa mengetahui panjang *tube* yang dibutuhkan sehingga tidak bisa menentukan ukuran desain *heat exchanger* beserta *casing*-nya.

2.7. Desain Casing

Casing didesain agar mudah dilakukan proses perawatan dan memiliki isolasi yang cukup agar tidak terjadi *losses* temperatur *water chillers* ke lingkungan sekitar.

2.8. Simulasi dengan Fluent

Simulasi ini dilakukan untuk melihat apakah temperatur *outlet* sesuai dengan rancangan atau tidak. Selain itu melalui simulasi dengan *Fluent* dapat diketahui *pressure drop* yang terjadi beserta vektor kecepatan alirannya.

2.9. Hasil Rancangan

Hasil rancangan akan digambar dengan menggunakan program *Solidworks* agar bisa menghasilkan gambar 3D dan 2D. Penggambaran desain berdasarkan dimensi dari perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya sesuai dengan yang direkomendasikan.

3. Perancangan dan Perhitungan

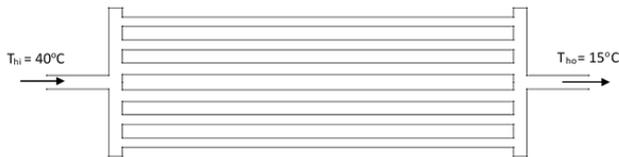
3.1. Hasil Perhitungan Kapasitas Pendinginan

Dari hasil perhitungan, total panas yang harus ditransfer adalah sebesar 52080 Watt. Jadi kapasitas pendinginan *chiller* yang dibutuhkan untuk mendinginkan fluida pendingin adalah 52080 Watt, dengan angka keamanan 30%, maka dipilih *chiller* dengan kapasitas 67 KW.

3.2. Alternatif Tube Lurus

Model alternatif *tube* lurus dapat dilihat pada

gambar 3.1. Sisi *shell* merupakan air dari *chiller* sedangkan yang berada di dalam *tube* adalah fluida pendingin. Perpindahan panas yang terjadi di dalam *tube* diharapkan adalah turbulen dengan *Reynold number* > 2300 dengan daerah transisi sampai $Re \approx 10.000$ ^[1]. Oleh karena itu, lajur aliran dibagi maksimum sebanyak 6 agar *Reynold number* bisa mendekati 10.000 dengan *tube nominal size* 5/8".

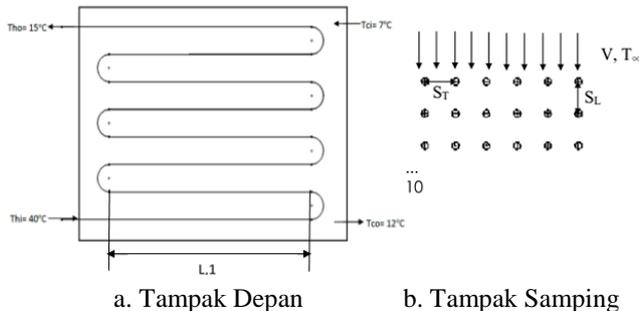


Gambar 3.1. Skema Tampak Atas Rancangan Heat Exchanger Tube Lurus

Dari hasil perhitungan didapatkan panjang persatuan *tubes* adalah 158,8 m. Hal ini berarti jauh melebihi *space* yang diberikan yaitu 1,5 m. Oleh karena itu, pada alternatif berikutnya pipa akan ditekuk (menjadi *return bend*) agar *space*-nya menjadi cukup.

3.3. Alternatif Tube tanpa Fin

Pada alternatif rancangan ini, pipa dapat ditekuk menjadi beberapa laluan. *Heat exchanger* divariasikan jumlah laluan vertikal pada gambar jumlah laluan vertikal pada gambar 3.2a tampak dari depan dan 3.2b tampak dari samping. Untuk memudahkan proses *manufacture* maka diameter tekuk minimum = 4 kali diameter terluar *tube* atau 0,0762 m. Lajur aliran *heat exchanger* dibagi menjadi 6 dengan *tube nominal size* 5/8".

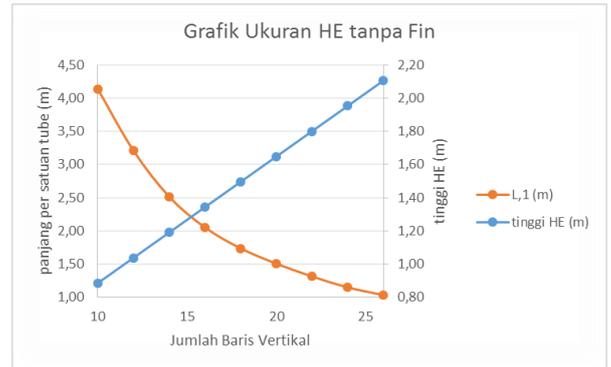


Gambar 3.2. Skema Heat Exchanger Tube tanpa Fin dengan Variasi Jumlah Laluan Vertikal

Dari hasil perhitungan didapatkan ukuran panjang persatuan *tubes* dan tinggi *heat exchanger* pada beberapa alternatif baris vertikal seperti pada tabel 3.1 dan grafik pada gambar 3.3.

Tabel 3.1. Hasil Perhitungan Tube tanpa Fin

Jumlah Baris Vertikal	L,1 (m)	Tinggi HE (m)
10	4,14	0,89
12	3,21	1,04
14	2,52	1,19
16	2,05	1,34
18	1,74	1,50
20	1,51	1,65
22	1,32	1,80
24	1,15	1,95
26	1,03	2,11

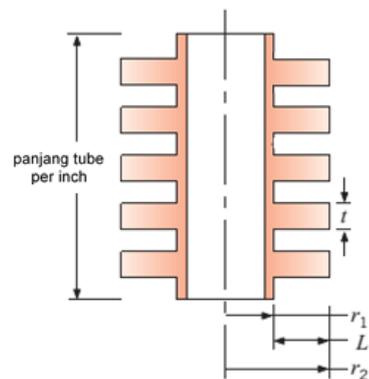


Gambar 3.3. Grafik Ukuran Heat Exchanger tanpa Fin

Sebagai referensi jika ingin menggunakan *heat exchanger* tanpa *fin*, agar dimensinya tidak terlalu besar disarankan menggunakan alternatif 18 atau 20 baris vertikal. *Space tube* 1,5 m dapat dipenuhi dengan menggunakan alternatif 20 baris vertikal, akan tetapi tinggi *heat exchanger* menjadi sekitar 1,65 m. Selain itu, *overall heat transfer coefficient* dari alternatif ini cukup rendah, maka dari itu dirancang alternatif lain dengan menggunakan *finned tubes* untuk menghemat *space* dan meningkatkan *overall heat transfer coefficient*.

3.4. Alternatif Finned Tube

Sebagai alternatif dirancang juga susunan dengan menggunakan *finned tube* yang dapat menghemat tempat dan meningkatkan koefisien konveksi dari perpindahan panas yang terjadi^[3]. Agar ukuran *heat exchanger* nantinya tidak menjadi terlalu tinggi, maka aliran *heat exchanger* dibagi menjadi 4 lajur aliran dengan beberapa variasi baris vertikal. Skema *finned tubes* dapat dilihat pada gambar 3.4.

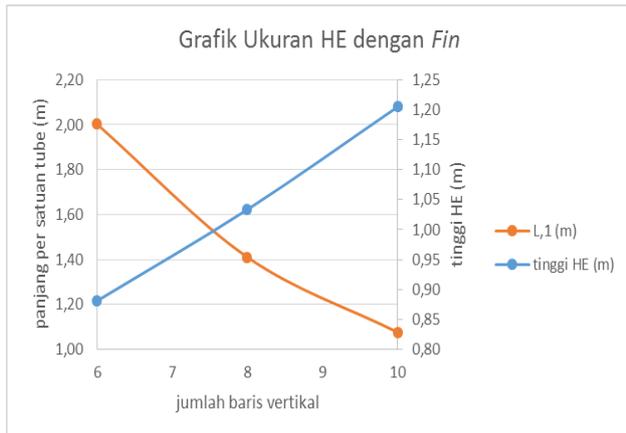


Gambar 3.4. Skema Finned Tubes pada Panjang Tube per Inci

Finned tubes yang digunakan adalah 5 *fin*s per inch dengan *nominal size* 5/8" atau *outer diameter* 3/4". Dari hasil perhitungan didapatkan ukuran seperti pada tabel 3.2 dan grafik gambar 3.5

Tabel 3.2. Hasil Perhitungan Tube dengan Fin

Jumlah Baris Vertikal	L,1 (m)	tinggi HE (m)
6	2,00	0,88
8	1,41	1,03
10	1,08	1,20



Gambar 3.5. Grafik Ukuran Heat Exchanger dengan Fin

Pada perhitungan rancangan *heat exchanger*, nilai *overall heat transfer coefficient* juga dihitung untuk membandingkan perpindahan yang paling baik dari rancangan pada tabel 3.3.

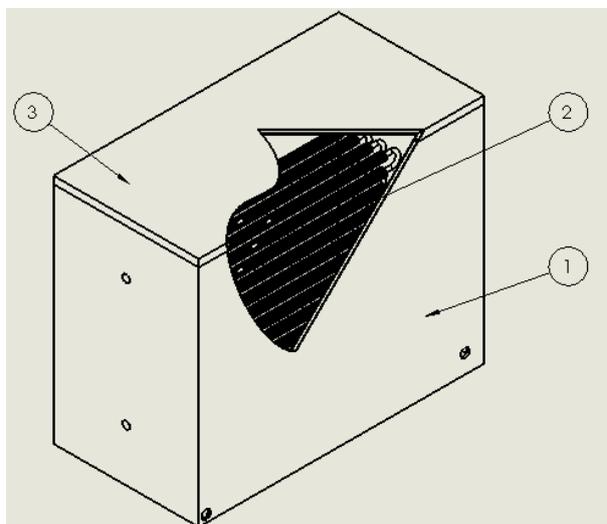
Tabel 3.3. Perbandingan Nilai U_h pada Alternatif Baris Tube

Baris	U_h (W/m ² .K)
6	1133,91
8	1207,41
10	1265,93

Nilai *overall heat transfer coefficient* yang paling baik adalah rancangan dengan *finned tube* dengan 10 baris. Dari sisi dimensi, rancangan ini memenuhi dengan *space* yang disediakan. Oleh karena itu, rancangan yang direkomendasikan adalah *heat exchanger* dengan 10 baris *finned tube*.

Sedangkan untuk *casing*, material yang dipilih adalah stainless steel untuk lapisan dalam sesuai dengan pesanan PT. SPINDO dan glass wool untuk isolasi. Dari hasil perhitungan, isolasi glass wool yang dibutuhkan adalah 11 mm.

Hasil rancangan dapat dilihat pada gambar 3.6.



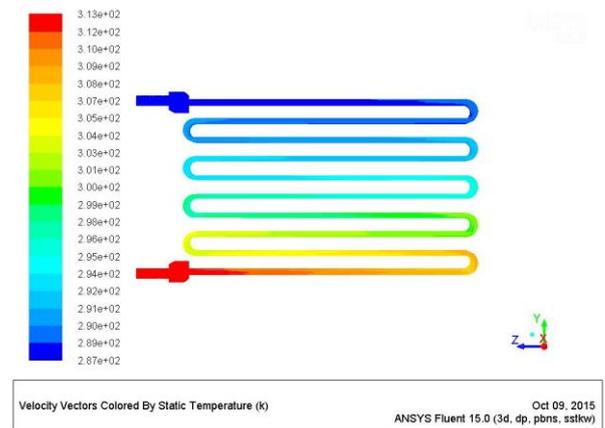
Gambar 3.6. Hasil Rancangan Heat Exchanger (1. Casing); (2 Finned Tubes); (3. Tutup Casing)

4. Analisa Numerik dan Aliran

Simulasi numerik dilakukan dengan menggunakan bantuan *software Fluent* dengan gambar fluida yang telah dilakukan *mesh* sebelumnya. Simulasi numerik dilakukan untuk aliran fluida *water* dalam *tubes* untuk mengetahui temperatur *outlet* dari *heat exchanger*, *pressure drop*, dan vektor kecepatan aliran yang terjadi di dalam *tube*. Simulasi ini dilakukan pada alternatif yang telah disarankan.

4.1. Hasil Simulasi Temperatur Outlet Fluida

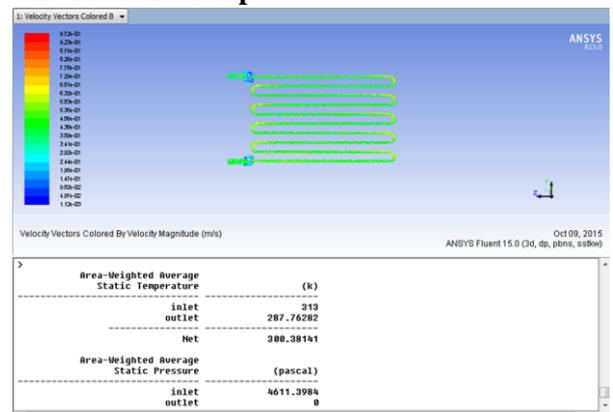
Gambar *mesh* diuji dengan pengaturan 3 dimensi, *double precision*, model *viscous* yang digunakan adalah Shear Stress Transport $K-\omega$ (SST $k\omega$) pada *software Fluent*. Sedangkan batasannya adalah kecepatan inlet fluida sebesar 0,435 m/s; temperatur inlet sebesar 313 K (40°C); temperatur rata-rata fluida untuk pendingin luar *tube* (*water*) sebesar 282,5 K (9,5°C) dengan koefisien konveksi 2660,78 W/m.K; jenis dinding *tube* adalah tembaga dengan ketebalan 0,001042 m; dan dengan metode perhitungan *second order scheme*.



Gambar 4.1. Hasil Simulasi Temperatur dalam Tube

Simulasi ini konvergen pada iterasi ke 173. Dari hasil simulasi diketahui temperatur *outlet* adalah 287,76 K (14,76°C). Dengan demikian, hasil ini dapat dikatakan sangat baik karena mendekati dengan temperatur yang diinginkan yaitu 288 K (15°C).

4.2. Pressure Drop

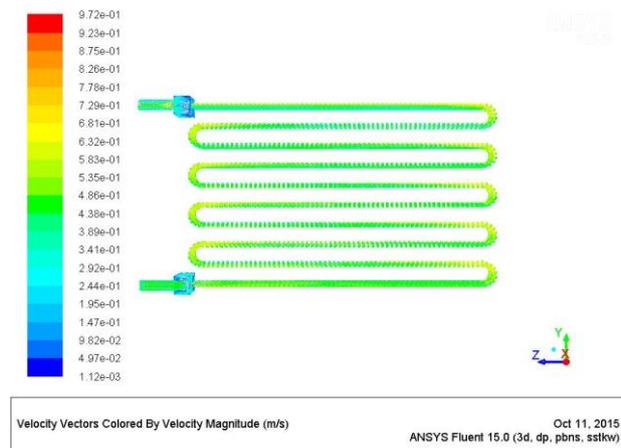


Gambar 4.2. Pressure Drop yang Terjadi Melalui Proses Simulasi

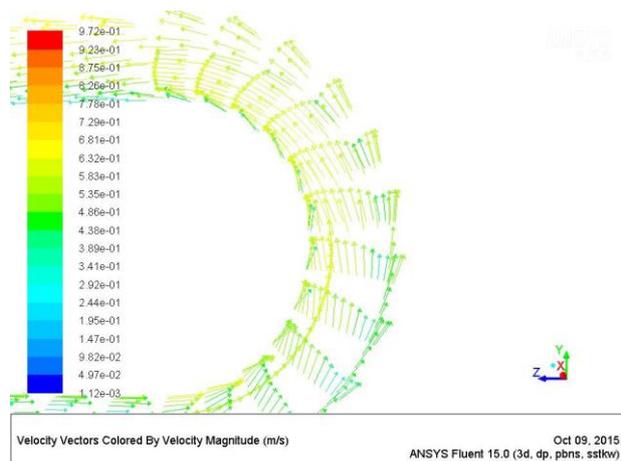
Fluent menghitung *pressure drop* berdasarkan *losses mayor* dan *minor* yang terjadi. Pada perhitungan manual, *pressure drop* yang terjadi adalah sebesar 5143,17 Pa. Sedangkan hasil dari simulasi nilai *pressure drop* didapatkan dengan melakukan pengurangan *pressure* dari sisi *inlet* dan *outlet* yang terlihat pada gambar 4.2 yaitu 4611,4 Pa. Terdapat selisih hasil disebabkan pada perhitungan manual asumsi pada *inlet pipe* dan *exit* model belum diketahui, sehingga dipilih yang terbesar.

4.3. Hasil Simulasi Vektor Kecepatan Aliran

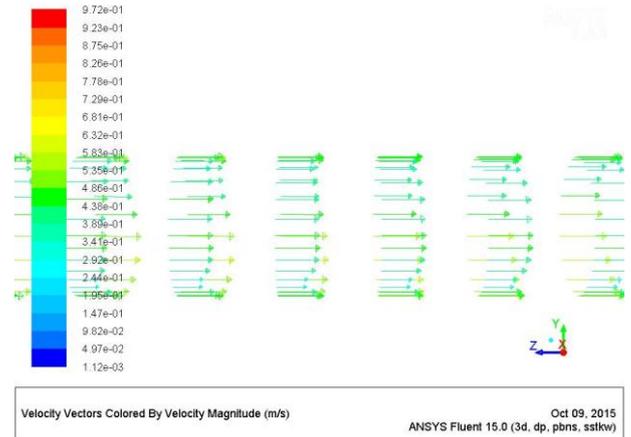
Vektor kecepatan aliran keseluruhan *tube* dapat dilihat pada gambar 4.3. Sedangkan pada *return bend*, vektor kecepatan aliran dapat dilihat pada gambar 4.4. Pada gambar ini terlihat bahwa tidak terjadi *vortex* karena tidak ada garis yang melengkung. Akan tetapi pada *return bend* tersebut menyebabkan *pressure drop* yang cukup besar dilihat dari garis yang bertumbukan. Hal ini sangat berbeda dengan yang terjadi pada *tube* lurus di gambar 4.5 yang tidak menimbulkan sedikit *losses* dimana alirannya tidak bertumbukan. Jika ditinjau dari koefisien *loss*-nya, pada satu *return bend* yang memiliki panjang sekitar 0,12 m memiliki *minor loss coefficient* sebesar 1,4. Sedangkan untuk *tube* lurus yang memiliki panjang 1,08 m hanya memiliki *major loss coefficient* sebesar 1,78.



Gambar 4.3. Vektor Kecepatan Aliran dalam Tube

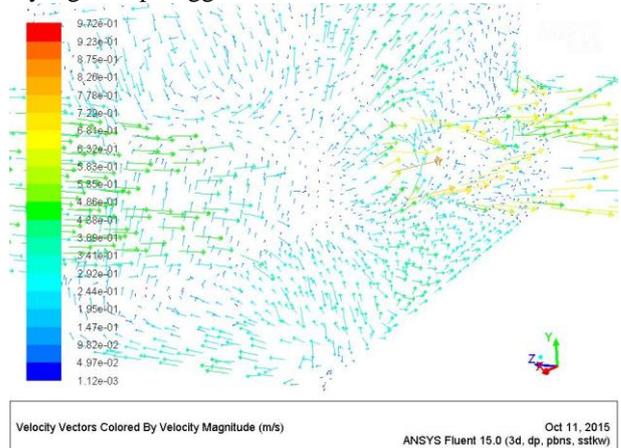


Gambar 4.4. Vektor Kecepatan Aliran pada Return Bend

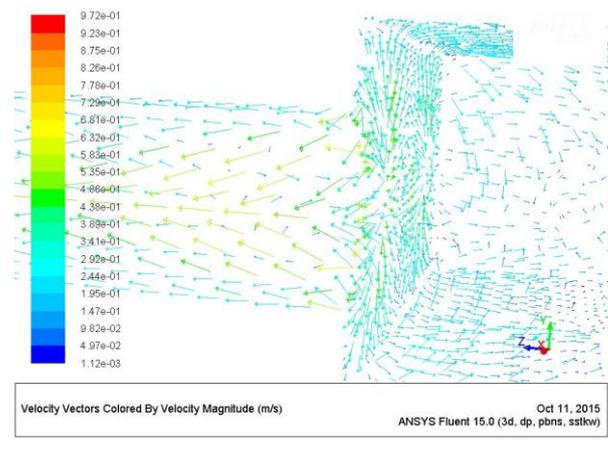


Gambar4.5. Vektor Kecepatan Aliran pada Tube Lurus

Penyebab tingginya *pressure drop* yang lain adalah pada daerah *entrance* dan *exit pipe* pada *header*. Pada daerah *entrance pipe* dari *header* di gambar 4.6 terlihat vektor kecepatan aliran yang terjadi saling bertumbukan. Apabila ditinjau dari sisi *minor loss coefficient*, daerah *entrance pipe* memiliki koefisien sebesar 0,78. Pada daerah *exit pipe* dari *header* karena alirannya turbulen maka *minor loss coefficient*-nya sebesar 1. *Minor loss coefficient* pada daerah *entrance* dan *exit pipe* dari *header* ini yang menyebabkan terjadinya *pressure drop* yang cukup tinggi.



Gambar 4.6. Vektor Kecepatan Aliran pada Entrance Pipe dari Header



Gambar 4.7. Vektor Kecepatan Aliran pada Exit Pipe dari Header

5. Kesimpulan

Perancangan ini dilakukan dengan melakukan perhitungan didasarkan pada dasar teori Perpindahan Panas dan simulasi menggunakan ANSYS *Fluent*. Dari hasil simulasi, didapatkan temperatur *outlet* 287,76 K (14,76°C). Hasil dari simulasi menunjukkan bahwa rancangan pada perhitungan sesuai dengan simulasi yang telah dilakukan. Selain itu pada perhitungan manual untuk *pressure drop* yang terjadi sebesar 5143,17 Pa. Hasil dari simulasi yang telah dilakukan menunjukkan *pressure drop* yang terjadi sebesar 4611,4 Pa. Terdapat selisih yang terjadi antara perhitungan manual dan simulasi disebabkan oleh asumsi pada *inlet pipe* dan *exit* model belum diketahui, sehingga dipilih yang terbesar. Dengan demikian, dapat disimpulkan dari hasil simulasi tersebut mencapai target temperatur 288 K (15°C).

6. Daftar Referensi

1. Cengel, Yunus A. (2006) Fluid Mechanics: Fundamentals and Application. New York: McGraw-Hill.
2. Cengel, Yunus A. (2005) Heat Transfer: A Practical Approach. New York: McGraw-Hill.
3. Incopera, Frank P. & Dewitt, David P. (2011) Fundamentals Heat and Mass Transfer. Hoboken: John Willey & Sons, Inc.
4. Pritchard, Philip J. (2011) Fox and McDonald's Intoduction to Fluid Mechanics. Hoboken: John Willey & Sons, Inc
5. Daikin Water Chillers Catalogue (PCU0610A)
6. <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/>
7. <http://www.engineeringtoolbox.com/>
8. <http://www.fintube.com/>