

# PERANCANGAN FLEXIBLE BLAST CHILLER UNTUK BAHAN MAKANAN KAPASITAS 10 KG ATAU 10 LITER BERSUHU 70°C

Ellihu Yona Kurniawan<sup>1)</sup>

Program Studi Teknik Mesin Universitas Kristen Petra<sup>1)</sup>

Jl. Siwalankerto 121-131, Surabaya 60236. Indonesia<sup>1)</sup>

Phone: 0062-31-8439040, Fax: 0062-31-8417658<sup>1)</sup>

E-mail : el.ellihu@gmail.com<sup>1)</sup>

## ABSTRAK

Pendinginan yang higienis adalah ketika dapat menurunkan temperatur makanan dari 70°C ke 3°C dalam waktu kurang dari 90 menit. Hal ini bertujuan untuk menghindari pertumbuhan bakteri pada bahan makanan. Bakteri dapat berkembang dengan signifikan pada rentang suhu 3°C hingga 68°C, maka dari itu diperlukan alat untuk mendinginkan dengan laju pendinginan yang cepat. Flexible Blast Chiller dengan kapasitas 10 liter untuk bahan makanan cair (kuah), chiller dilengkapi dengan pengaduk untuk mempercepat laju perpindahan panas secara konveksi. Flexible Blast Chiller diuji dengan mendinginkan kuah bersuhu 70°C. Hasil uji coba Flexible Blast Chiller mampu mendinginkan kuah hingga 3°C dalam waktu 49 menit dengan pengaduk dan 60,5 menit tanpa pengaduk.

Kata kunci: Blast chiller, kapasitas pendinginan, sistem pengaduk.

## 1. Pendahuluan

Salah satu proses dalam memasak yang penting adalah penyimpanan bahan olahan makanan. Bakteri pada makanan dapat berkembang dengan signifikan pada rentang suhu 68°C hingga 3°C (Bassett, 1999). Pendinginan yang higienis adalah ketika dapat menurunkan temperatur makanan dari 70°C ke 3°C dalam waktu kurang dari 90 menit. Hal ini bertujuan untuk menghindari pertumbuhan bakteri pada bahan makanan. maka dari itu diperlukan alat untuk mendinginkan dengan laju pendinginan yang cepat. Ada beberapa mesin pendingin untuk bahan makanan seperti kulkas dan *blast chiller*. Kelebihan pada *blast chiller* mampu mendinginkan makanan dengan waktu yang lebih singkat dibandingkan dengan kulkas biasa.

*Blast chiller* sering digunakan di bidang industri makanan. Laju perpindahan panas pada bahan makanan cair akan lebih cepat jika terjadi secara konveksi. Berdasarkan kebutuhan tersebut, maka dirancang sebuah alat yaitu *Flexible Blast Chiller*. *Flexible Blast chiller* bertujuan agar dapat mendinginkan bahan makanan, baik berupa padat atau cair dengan cepat. *Flexible Blast chiller* dirancang untuk kapasitas 10 liter makanan cair atau 10 kg makanan padat dari temperatur 70°C menjadi 3°C dalam waktu 75 menit atau kurang dari 90 menit. Pada *Flexible Blast Chiller* terdapat fitur pengaduk yang bertujuan untuk mengaduk bahan makanan cair supaya laju perpindahan panas secara konveksi dapat terjadi.

## 2. Metode Penelitian

Langkah kerja yang dilakukan dalam penelitian, perancangan, dan pembuatan *Flexible Blast Chiller* ini adalah :

1. Menentukan dimensi kabin yang sesuai dengan kebutuhan.
2. Menentukan siklus dan temperatur kerja mesin.

3. Menentukan refrigerant.
4. Menghitung dan merancang evaporator yang sesuai dan mampu menjawab kebutuhan beban kalor.
5. Menghitung dan menentukan komponen - komponen lain dari *Flexible Blast Chiller* seperti *expansion valve*, kompresor, kondensor, insulasi, dan aksesoris *condensing unit*.
6. Merancang *enclosure* dari *Flexible Blast Chiller*.
7. Menggabungkan pengaduk dengan *Flexible Blast Chiller*.
8. Membuat gambar teknik.
9. Membuat mesin.
10. Melakukan percobaan pada mesin.
11. Menarik analisa dan kesimpulan.
12. Jika hasil percobaan mesin menunjukkan kegagalan, maka melakukan perhitungan ulang pada masing-masing komponen kemudian melakukan modifikasi mesin.

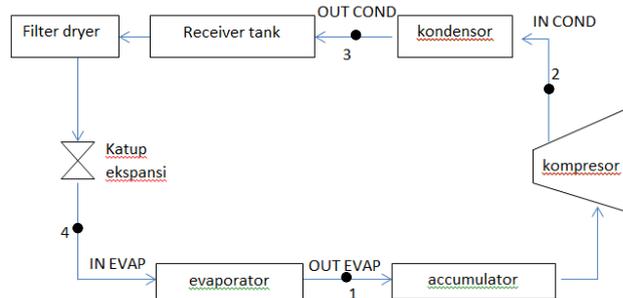
Kabin *Flexible Blast Chiller* dirancang untuk kapasitas makanan padat dalam hal ini daging (m) sebesar 10 kg atau kuah ( $V_{kuah}$ ) sebanyak 10 liter. Massa jenis daging sapi ( $\rho_{daging\ sapi}$ ) adalah 1506 kg/m<sup>3</sup> (Basori, 2015), maka volume daging sapi ( $V_{daging\ sapi}$ ) :

$$\begin{aligned} V_{daging\ sapi} &= \frac{m}{\rho_{daging\ sapi}} \\ &= 0,0064\ m^3 \\ &= 6,4\ L \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, maka dirancang suatu kabin dengan diameter dalam ( $D_{in}$  kabin) 27 cm, diameter luar ( $D_{out}$  kabin) 27,1 cm, dan tinggi kabin 24

cm yang mampu memuat kapasitas 13 L. Kabin terbuat dari *stainless steel*.

Siklus yang dipilih untuk mesin adalah siklus kompresi uap ideal. Siklus ini memiliki sistem yang sederhana namun cukup kompak. Selain itu komponen-komponen yang digunakan juga cukup sederhana, tidak membutuhkan ruang besar. Siklus mesin ditunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1. Siklus refrigerasi *Flexible Blast Chiller*

Substansi yang ingin didinginkan adalah 10 kg daging atau 10 liter kuah kaldu dengan suhu 70°C menjadi 3°C. Penentuan suhu refrigerant supaya terjadi perpindahan panas minimal memiliki beda temperatur sekitar 10-20°C (Smith, 2005) lebih dari itu tetap bisa digunakan namun ada konsekuensi kerja yang diperlukan pada siklus ini menjadi terlalu besar sehingga tidak efektif atau boros. Suhu lingkungan udara sekitar *Flexible Blast Chiller* adalah sekitar 35°C. Menurut teori di atas, maka suhu refrigerant pada evaporator adalah -10°C dan suhu refrigerant pada kondensator adalah 45°C.

Refrigerant yang digunakan adalah R-404a karena refrigerant tersebut memiliki kandungan yang lebih ramah lingkungan dan memiliki kapasitas yang relatif lebih besar dibanding R-134a.

Berikut perhitungan besarnya kalor masing-masing jenis bahan olahan makanan.

- Beban kalor dari daging ( $\dot{Q}_{\text{daging}}$ ):

Massa daging adalah 10 kg, sedangkan kalor jenis daging ( $C_{\text{daging}}$ ) adalah 3100 J/kg.°C (Rahman, 2009) dan waktu pendinginan ( $t$ ) selama 75 menit, maka beban kalor dari daging :

$$\dot{Q}_{\text{daging}} = \frac{m_{\text{daging}} \times C_{\text{daging}} \times (T_1 - T_2)}{t}$$

$$= 461,56 \text{ Watt}$$

- Beban kalor dari kuah kaldu :

Sebagian *properties* kuah diambil menurut *properties* air karena komposisi terbesar dari kuah adalah air. Volume kuah ( $V_{\text{kuah}}$ ) adalah 10 liter atau 0,01 m<sup>3</sup>, massa jenis kuah ( $\rho_{\text{kuah}}$ ) adalah 997 kg/m<sup>3</sup>, kalor jenis kuah ( $C_{p_{\text{kuah}}}$ ) adalah 4.100 J/kg.°C (Rahman, 2009) dan waktu pendinginan ( $t$ ) selama 75 menit, maka massa kuah ( $m_{\text{kuah}}$ ) :

$$m_{\text{kuah}} = \rho_{\text{kuah}} \times V_{\text{kuah}}$$

$$= 9,97 \text{ kg}$$

sehingga beban kalor dari kuah ( $\dot{Q}_{\text{kuah}}$ ):

$$\dot{Q}_{\text{kuah}} = \frac{m_{\text{kuah}} \times C_{p_{\text{kuah}}} \times (T_1 - T_2)}{t}$$

$$= 608 \text{ Watt}$$

Menurut perhitungan di atas, maka perhitungan selanjutnya akan berdasarkan beban kalor dari kuah karena beban dari kuah lebih besar daripada beban dari daging.

*Safety factor* untuk sistem pendingin *blast chiller* sebesar 30% dari beban total (Budiman, 2005), maka kapasitas evaporator yang diperlukan ( $\dot{Q}_{\text{evap}}$ ) :

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{Q}_{\text{kuah}} + (\dot{Q}_{\text{kuah}} \times 0,3)$$

$$= 791 \text{ Watt}$$

Dengan data dari IRC *Fluid Property Calculator* yang terdapat di lampiran untuk R-404a, maka dapat diketahui entalpi pada titik 1 ( $h_1$ ) sebesar 212 kJ/kg dan titik 3 ( $h_3$ ) sebesar 120 kJ/kg, sedangkan besar entalpi pada titik 3 sama dengan titik 4 ( $h_3 = h_4$ ). Besar laju alir massa refrigerant ( $\dot{m}$ ) adalah sebagai berikut.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{h_1 - h_4}$$

$$= 0,0086 \text{ kg/s}$$

Perhitungan kondensator menggunakan data yang didapatkan melalui diagram P-h dan IRC *Fluid Property Calculator*. Entalpi pada titik 3 ( $h_3$ ) adalah 120 kJ/kg dan entalpi pada titik 2 ( $h_2$ ) adalah 370 kJ/kg, maka besarnya kapasitas kondensator ( $\dot{Q}_{\text{kondensator}}$ ) yang dibutuhkan dalam sistem adalah :

$$\dot{Q}_{\text{kondensator}} = \dot{m} \times (h_2 - h_3)$$

$$= 2,1 \text{ kW}$$

Namun berdasarkan kondisi nyata, kondensator menerima beban lebih saat pertama kali makanan panas didinginkan. Hal tersebut menyebabkan temperatur saturasi refrigerant yang keluar dari evaporator lebih dari -10°C. Dalam kondisi tersebut, fase refrigerant berupa uap *superheat* bersuhu tinggi, sehingga kapasitas kondensator perlu diperbesar dari seharusnya. Asumsi temperatur keluar evaporator pada awal proses adalah sebesar 50°C. Pada temperatur tersebut, maka besar entalpi pada titik 2 ( $h_2'$ ) adalah 470 kJ/kg dan titik 3 ( $h_3'$ ) adalah 120 kJ/kg, maka besar kapasitas yang diperlukan kondensator dalam kondisi aktual ( $\dot{Q}_{\text{kondensator aktual}}$ ):

$$\dot{Q}_{\text{kondensator aktual}} = \dot{m} \times (h_2' - h_3')$$

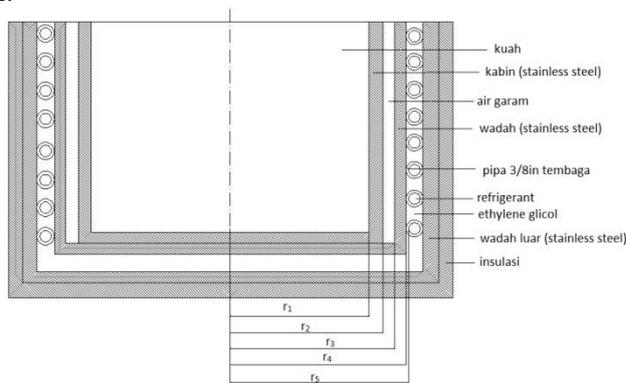
$$= 3,01 \text{ kW}$$

Kondensator yang digunakan dalam sistem refrigerasi ini adalah kondensator dengan jenis *finned tubes*. Kondensator dengan jenis *finned tubes* memiliki efisiensi yang lebih baik dalam melepaskan kalor dibandingkan

dengan kondensor *bare tube* (tanpa sirip). Sirip-sirip yang terdapat pada *tubes* dapat membantu perpindahan kalor dari *tubes* ke lingkungan. Berdasarkan jenis dan besar kapasitas kondensor yang dibutuhkan, maka dipilihlah kondensor tipe FN 11,5 dengan kapasitas 3,5 kW dan *heat transfer area* sebesar 11,5 m<sup>2</sup>.

Kompresor yang dipilih adalah merk Tecumseh tipe CAJ9510Z yang mampu menanggung beban dari evaporator sebesar 791 W dan dapat bekerja di temperatur tinggi (tipe *high temperature compressor*).

Dalam kasus ini, sistem perpindahan panas adalah dari kuah ke refrigerant dengan asumsi tidak ada energi termal yang dibangkitkan kepada sistem, dan arah perpindahan panas secara radial. Perpindahan panas yang terjadi adalah sejumlah kalor dari kuah dipindahkan ke refrigerant. Pada lapisan pipa refrigerant diisi oleh ethylene glycol yang bertujuan supaya perpindahan panas secara konduksi ke luasan dinding pipa refrigerant dapat maksimal. Skema evaporator ditunjukkan pada Gambar 2.



Gambar 2. Skema evaporator

Penentuan koefisien pada evaporator digunakan teori *flow boiling*. Alasannya karena proses yang terjadi pada refrigerant saat melalui evaporator adalah proses *boiling*, yaitu berubahnya fase refrigerant dari mixture (masuk evaporator) menjadi uap jenuh (keluar evaporator). Pipa yang digunakan adalah pipa tembaga nominal 3/8 in tipe M. Refrigerant yang digunakan adalah R-404a. Data-data yang diperlukan untuk perhitungan didapat dari IRC *Fluid Property Calculator*. Pada temperatur -10°C, *surface tension* refrigerant ( $\sigma$ ) 0,00875 N/m, massa jenis refrigerant fase gas ( $\rho_g$ ) 21,9 kg/m<sup>3</sup>, massa jenis refrigerant fase cair ( $\rho_f$ ) 1190 kg/m<sup>3</sup>, viskositas refrigerant ( $\mu_f$ ) 0,000204 N.s/m<sup>2</sup>, koefisien konduktivitas refrigerant ( $k_f$ ) 0,0779 W/m.K, dan *Prandtl number* ( $Pr_f$ ) 3,54. Diameter dalam pipa ( $D_{in}$ ) sebesar 0,45 in. Percepatan gravitasi ( $g$ ) yang digunakan dalam perhitungan sebesar 9,81 m/s<sup>2</sup>. Perhitungan luas *cross section* pipa ( $A_c$ ) adalah sebagai berikut.

$$A_c = \frac{\pi}{4} \times D_{in}^2 = 0,000102 \text{ m}^2$$

Selanjutnya adalah menghitung *mass flux* refrigerant ( $G$ ).

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} = 83,8 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Data dari IRC *Fluid Property Calculator* menunjukkan entalpi refrigerant fase cair pada titik 4 ( $h_{4f}$ ) 37,3 kJ/kg, sedangkan pada fase gas ( $h_{4g}$ ) 212 kJ/kg. Besar entalpi pada titik 4 sama dengan titik 3 ( $h_4 = h_3$ ) 120 kJ/kg, maka kualitas massa ( $x$ ) refrigerant :

$$x = \frac{h_4 - h_{4f}}{h_{4g} - h_{4f}} = 0,47$$

Kemudian langkah berikutnya adalah menghitung panjang karakteristik partikel uap pada *subregion* terjadinya *forced evaporating* ( $L_c$ ).

$$L_c = \sqrt{\frac{\sigma}{g \times (\rho_f - \rho_g)}} = 8,7 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Setelah itu menghitung *Reynold number* ( $Re_m$ ).

$$Re_m = G \times \left[ 1 + x \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} - 1 \right) \right] \times \frac{L_c}{\mu_f} = 9.428$$

maka koefisien konveksi *two phase boiling* ( $\bar{h}_{2P}$ ) pada refrigerant :

$$\bar{h}_{2P} = \frac{0,087 \times Re_m^{0,6} \times Pr_f^{1/6} \times \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0,2} \times k_f}{L_c} = 1.044 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Temperatur awal kuah saat pertama kali masuk ke dalam kabin ( $T_{kuah1}$ ) adalah 70°C. Kemudian kuah akan didinginkan hingga temperatur kuah akhir ( $T_{kuah2}$ ) menjadi 3°C. Temperatur rata-rata kuah ( $T_m$ ) adalah :

$$T_m = \frac{T_{kuah1} + T_{kuah2}}{2} = 36,5^\circ\text{C}$$

maka data *properties* kuah diambil berdasarkan pada suhu 36,5°C. Data yang akan diambil dengan diasumsikan sebagai air karena komposisi terbesar dalam kuah adalah air (Incropera, 2011). Pada temperatur 36,5°C, massa jenis kuah ( $\rho_{kuah}$ ) 997 kg/m<sup>3</sup>, viskositas kuah ( $\mu_{kuah}$ ) 0,000695 N.s/m<sup>2</sup>, *Prandtl number* kuah ( $Pr_{kuah}$ ) 4,62, dan koefisien konduktivitas ( $k_{kuah}$ ) 0,628 W/m.K.

*Flexible blast chiller* ini menggunakan mekanisme pengaduk yang berfungsi agar mengoptimalkan proses perpindahan panas dari kuah. Spesifikasi mesin pengaduk yaitu putaran mesin ( $n$ ) sebesar 150 rpm dengan diameter *blade* pengaduk ( $D_{blade}$ ) 0,14 m, maka bilangan  $Re_{kuah}$  (Winoto, 1998):

$$\begin{aligned} Re_{kuah} &= \frac{n}{60} \times D_{blade}^2 \times \rho_{fkuah} \\ &= \frac{70.292,72}{\mu_{fkuah}} \end{aligned}$$

Kemudian langkah berikutnya adalah menghitung bilangan Nu. Perhitungan Nu konveksi paksa aliran eksternal di atas plat (Incropera, 2011) adalah sebagai berikut.

$$\begin{aligned} Nu &= 0,037 \times Re^{0,8} \times Pr^{1/3} \\ &= 464,812 \end{aligned}$$

Panjang keliling kabin adalah :

$$\begin{aligned} \text{Keliling kabin (x)} &= \pi \times D_{in \text{ kabin}} \\ &= 0,84 \text{ m} \end{aligned}$$

maka koefisien konveksi kuah adalah :

$$\begin{aligned} \bar{h}_{kuah} &= \frac{Nu \times k_{kuah}}{x} \\ &= 344,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

Panjang radius  $r_1, r_2, r_3, r_4, r_5$  (Gambar 2) adalah 0,135 m, 0,1355 m, 0,1385 m, 0,139 m, 0,139635 m. Koefisien konduktivitas dari *stainless steel* ( $k_{\text{stainless steel}}$ ) adalah 14,9 W/m.K, pada tembaga ( $k_{\text{tembaga}}$ ) adalah 401 W/m.K, dan pada air garam menurut *National Physical Laboratory* adalah 0,563W/m.K. *Overall heat coefficient* ( $U_i$ ) pada sistem silinder (aliran perpindahan panas secara radial) dapat dihitung dengan cara berikut (Cengel, 2006).

$$U_i \cdot A_i = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_{kuah} \cdot 2\pi r_1 L} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_{\text{stainless steel}} L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi k_{\text{air garam}} L} + \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2\pi k_{\text{stainless}} L} + \frac{\ln\left(\frac{r_5}{r_4}\right)}{2\pi k_{\text{tembaga}} L} + \frac{1}{\bar{h}_{2P \text{ ref.}} \cdot 2\pi r_5 L}}$$

$$U_i \cdot 2\pi r_1 L = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_{kuah} \cdot 2\pi r_1 L} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_{\text{stainless steel}} L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi k_{\text{air garam}} L} + \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2\pi k_{\text{stainless}} L} + \frac{\ln\left(\frac{r_5}{r_4}\right)}{2\pi k_{\text{tembaga}} L} + \frac{1}{\bar{h}_{2P \text{ ref.}} \cdot 2\pi r_5 L}}$$

$$\begin{aligned} U_i &= \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_{kuah}} + \frac{r_1}{k_{\text{stainless steel}}} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{k_{\text{air garam}}} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{r_1}{k_{\text{stainless steel}}} \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right) + \frac{r_1}{k_{\text{tembaga}}} \ln\left(\frac{r_5}{r_4}\right) + \frac{r_1}{\bar{h}_{2P \text{ ref.}} \cdot r_5}} \\ &= 109,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

Setelah mengetahui *overall heat coefficient*, maka besar luasan kabin yang dibutuhkan pada evaporator agar bisa menyerap kalor dari kuah dapat dihitung, yaitu dengan mencari luas selimut kabin ( $A_i$ ) :

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{U_i \times (T_{m \text{ kuah}} - T_{\text{ref}})} \\ &= 0,15 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Diameter dalam kabin ( $D_{in \text{ kabin}}$ ) yang digunakan adalah 0,27 m, maka tinggi minimum kabin yang dibutuhkan pada evaporator :

$$\begin{aligned} L &= \frac{A_i}{\pi \times D_{in \text{ kabin}}} \\ &= 0,18 \text{ m} \end{aligned}$$

Tinggi minimum kabin adalah 0,18 m, maka didesain tinggi kabin 0,24 m.

*Valve* yang akan digunakan adalah jenis *thermostatic expansion valve*. *Valve* bekerja di tekanan kerja inlet *valve* minimal 21 bar dengan temperatur evaporator  $-10^\circ\text{C}$ . Menurut kebutuhan tersebut, maka dipilihlah katup ekspansi merk Danfoss dengan tipe TES 2, no. produk : 068Z3403 dengan spesifikasi *maximum working pressure* (MWP) sebesar 34 bar, temperatur evaporator antara  $-40^\circ\text{C}$  hingga  $10^\circ\text{C}$ , dan *inlet size* sebesar 3/8 in.

Insulasi yang akan digunakan pada *Flexible Blast Chiller* ini adalah jenis Armaflex (jenis foam) yang melapisi permukaan dinding wadah terluar. Penentuan tebal insulasi yang sesuai untuk *Flexible Blast Chiller* ini perlu menghitung radius kritis ( $r_{\text{kritis}}$ ). Pada perhitungan radius kritis diperlukan data seperti temperatur lingkungan ( $T_\infty$ ) yaitu  $35^\circ\text{C}$  (308 K), temperatur permukaan benda yang akan diinsulasi ( $T_s$ ) yang diasumsikan  $-10^\circ\text{C}$  (263 K), percepatan gravitasi ( $g$ ) sebesar  $9,81 \text{ m/s}^2$ , dan tinggi wadah paling luar ( $L_c$ ) sebesar 0,32 m. Menurut data temperatur lingkungan dan temperatur permukaan, maka temperatur rata-rata adalah :

$$\begin{aligned} T_f &= \frac{308 + 263}{2} \\ &= 285,5 \text{ K} \end{aligned}$$

Semua data *properties* udara diambil berdasarkan data pada suhu 285,5 K (Cengel, 2006). Udara pada temperatur 285,5 K memiliki *Prandtl number* ( $Pr_{\text{udara}}$ ) 0,707, koefisien konduktivitas ( $k_{\text{udara}}$ ) 0,0263 W/m.K, dan viskositas ( $\nu_{\text{udara}}$ )  $15,89 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ .

Setelah mendapatkan data di atas, maka langkah pertama adalah menghitung koefisien volume ekspansi ( $\beta$ ).

$$\begin{aligned} \beta &= \frac{1}{T_f} \\ &= 0,003\text{K}^{-1} \end{aligned}$$

Kemudian mencari *Grashof number* (Gr).

$$\begin{aligned} Gr &= \left| \frac{\beta \times g \times (T_s - T_\infty) \times L_c^3}{\nu_{\text{udara}}^2} \right| \\ &= 200.667.735 \end{aligned}$$

Selanjutnya menghitung *Rayleigh number* (Ra).

$$Ra = Gr \times Pr_{udara} = 141.872.089$$

Sebelum menentukan cara menghitung *Nusselt number* ( $Nu$ ), terlebih dahulu mencari nilai dari  $\frac{35Lc}{Gr^{1/4}}$ . Jika  $\frac{35Lc}{Gr^{1/4}} < D_{silinder}$ , maka *Nusselt number* dapat dihitung berdasarkan kondisi plat vertikal (Incropera, 2011). Besar diameter silinder ( $D_{silinder}$ ) adalah 0,32 m. Besar  $\frac{35Lc}{Gr^{1/4}}$  adalah :

$$\frac{35Lc}{Gr^{1/4}} = \frac{35 \times 0,32}{200.667.735^{1/4}} = 0,094 \text{ m}$$

maka *Nusselt number* ( $Nu$ ) dapat dihitung dengan berdasarkan kondisi plat vertikal,

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times Ra^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr_{udara})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = 8,23$$

sehingga koefisien konveksi udara bebas ( $\bar{h}$ ) :

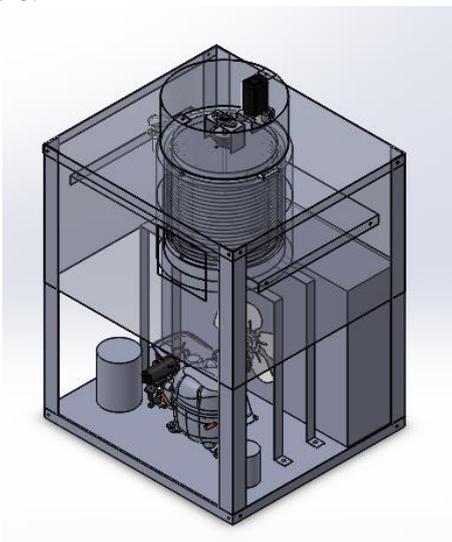
$$\bar{h} = \frac{Nu \times k_{udara}}{L_c} = 0,67 \text{ W/m}^2.K$$

Menurut data produk Armaflex, koefisien konduktivitas insulasi ( $k_{armaflex}$ ) sebesar 0,034 W/m.K. Besar radius kritis ( $r_{kritis}$ ) adalah :

$$r_{kritis} = \frac{k_{armaflex}}{\bar{h}} = 0,05 \text{ m}$$

maka panjang radius dari titik pusat kabin hingga dinding luar insulasi harus lebih besar daripada  $r_{kritis}$  sebesar 5 cm. Insulasi Armaflex yang digunakan yaitu dengan tebal 4cm.

Desain dari *Flexible Blast Chiller* ditunjukkan pada Gambar 3.



Gambar 3. Desain *Flexible Blast Chiller*

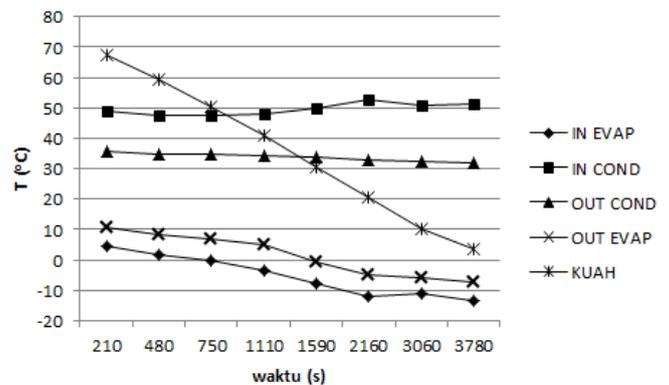
### 3. Hasil dan Pembahasan

Hasil jadi pembuatan mesin ditunjukkan pada gambar 4.



Gambar 4. *Flexible Blast Chiller*

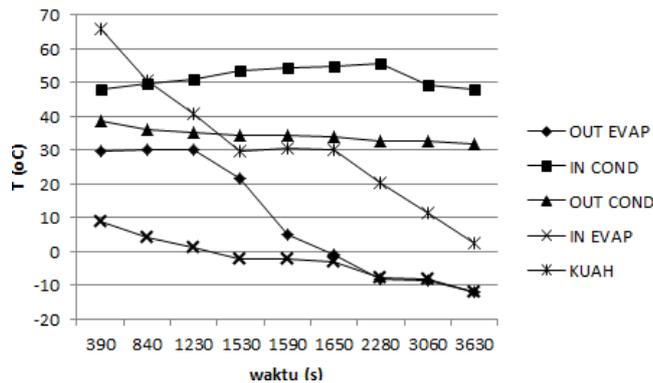
Percobaan pertama adalah mendinginkan kuah kaldu dengan *Flexible Blast Chiller* tanpa diaduk. Data temperatur hasil uji coba ditunjukkan pada grafik Gambar 5.



Gambar 5. Grafik temperatur percobaan pertama

Lama proses pendinginan kuah dengan *Flexible Blast Chiller* tanpa pengaduk adalah 63 menit.

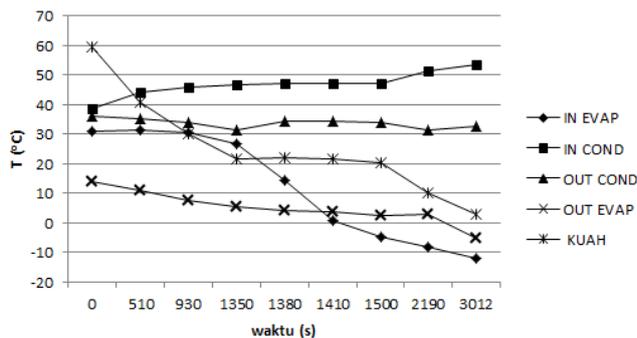
Percobaan kedua dilakukan dengan metode yang sama pada percobaan pertama. Percobaan kedua ditunjukkan pada grafik Gambar 6.



Gambar 6. Grafik temperatur percobaan kedua

Lama proses pendinginan kuah dengan *Flexible Blast Chiller* tanpa pengaduk adalah 60,5 menit.

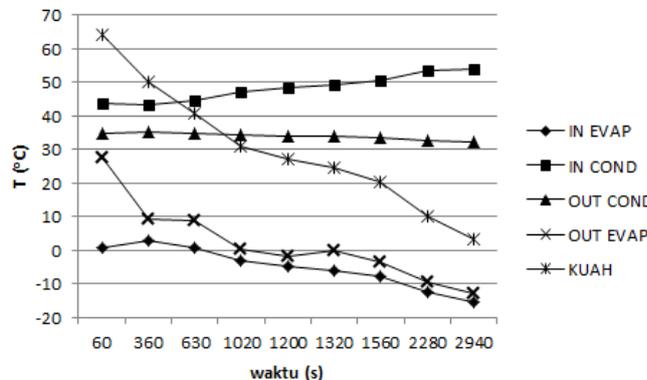
Percobaan ketiga adalah mendinginkan kuah kaldu dengan *Flexible Blast Chiller* yang diaduk. Motor pengaduk diatur dengan besar putaran pengaduk 150 rpm. Data hasil uji coba mesin ditunjukkan pada grafik Gambar 7.



Gambar 7. Grafik temperatur percobaan ketiga

Tabel dan grafik di atas menunjukkan lama proses pendinginan kuah dengan *Flexible Blast Chiller* dengan pengaduk adalah 50,2 menit.

Percobaan keempat dilakukan dengan metode yang sama pada percobaan ketiga. Percobaan keempat ditunjukkan pada grafik Gambar 8.



Gambar 8. Grafik temperatur percobaan keempat

Lama proses pendinginan kuah dengan *Flexible Blast Chiller* dengan pengaduk adalah 49 menit.

COP dihitung berdasarkan jumlah kerja kompresor dan beban kapasitas pendinginan kuah. Besar

arus listrik (I) yang terukur oleh ampere meter adalah 4,9 A, sedangkan besar sumber tegangan listrik (V) adalah 220 V. Besar beban kapasitas pendinginan kuah adalah 791 W, maka besar COP :

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{Q_{\text{kuah}}}{W_{\text{kompresor}}} \\ &= \frac{Q_{\text{kuah}}}{I \cdot V} \\ &= 0,74 \end{aligned}$$

#### 4. Kesimpulan

*Flexible Blast Chiller* mampu mendinginkan kuah dengan kapasitas 10 L dari 70°C menjadi 3°C selama 60,5 menit tanpa menggunakan pengaduk dan selama 49 menit dengan menggunakan pengaduk.

#### 5. Daftar Pustaka

- Basori, Hasan. Saroja, Gancang. & Iswarin, S. J. (2015). Pengukuran Densitas Bahan Organik Berskala Mikroliter ( $\mu\text{L}$ ) dengan Metode Levitasi Magneto-Archimedes Menggunakan Sumber Magnet Ganda. *Jurnal Jurusan Fisika FMIPA Universitas Brawijaya*. Retrieved February 19, 2016, from <http://physics.studentjournal.ub.ac.id/index.php/psj/article/download/219/128>.
- Bassett, W.H. (1999). *Clay's Handbook of Environmental Health (18th ed.)*. London: E & FN Spon.
- Budiman, Elia. (2015). *Perencanaan Blast Chiller dengan Kapasitas 20 Liter*. (TA No. 02011098/MES/2015). Unpublished undergraduate thesis, Universitas Kristen Petra, Surabaya.
- Buongiorno, Jacopo. (2010). Notes on Two Phase Flow, Boiling, Heat Transfer, and Boiling Crises in PWRs and BWRs. *MIT Department of Nuclear Science and Engineering journal*. Retrieved April 12, 2016, from [http://ocw.mit.edu/courses/nuclear-engineering/22-06-engineering-of-nuclear-systems-fall-2010/lectures-and-readings/MIT22\\_06F10\\_lec13.pdf](http://ocw.mit.edu/courses/nuclear-engineering/22-06-engineering-of-nuclear-systems-fall-2010/lectures-and-readings/MIT22_06F10_lec13.pdf).
- Rahman, M. Shafiur. (2009). *Food Properties Handbook (2<sup>nd</sup> ed)*. Taylor and Francis Group.
- Smith, Robin. (2005). *Chemical Process Design and Integration*. McGraw Hill.
- Winoto, Halim (1998). *Perencanaan Mesin Pengaduk Bahan Baku Keramik Berkapasitas 2000 Liter*. (TA No. 98.54.297/MES/1998). Unpublished undergraduate thesis, Universitas Kristen Petra, Surabaya.