

## **Analisis Desain Konseptual Sistem Pendingin Pasif Pasca Shutdown Reaktor PCMSR**

**Fredrick Neo<sup>1\*</sup>, Andang Widiharto<sup>1</sup>, Sihana<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> *Jurusan Teknik Fisika, Fakultas Teknik, Universitas Gadjah Mada, Indonesia.*

### **Article History**

**Received:**  
16.07.2019

**Revised:**  
19.08.2019

**Accepted:**  
23.09.2019

**\*Corresponding Author:**  
Fredrick Neo  
**Email:**  
fredrick.neo1991@gmail.com

**Abstrak:** Salah satu komponen terpenting dalam desain reaktor nuklir generasi ke-4 adalah pengembangan alat pendingin yang mampu bersirkulasi secara alami (natural circulation). Dalam penelitian ini, telah dilakukan analisa numerik untuk mendapatkan ukuran alat penukar kalor yang masih memenuhi kriteria sirkulasi alami. Analisa dilakukan terhadap desain konseptual sistem pendingin pasif pasca shutdown dari reaktor PCMSR. Hasil penelitian menunjukkan bahwa ukuran yang diperoleh mampu memenuhi kriteria sirkulasi alami tanpa perlu adanya komponen tambahan (chimney).

**Kata Kunci:** Sirkulasi Alami, Sistem Pendinginan, Reaktor Nuklir.

### **Analysis of Conceptual Design of Passive Cooling System Post Shutdown PCMSR Reactor**

**Abstract:** One of the most important components in the design of 4th generation nuclear reactors is the development of cooling devices that are able to naturally circulate (natural circulation). In this research, numerical analysis has been carried out to get the heat exchanger size that still meets the natural circulation criteria. Analysis was carried out on the conceptual design of the passive cooling system after shutdown from the PCMSR reactor. The results showed that the size obtained was able to meet the natural circulation criteria without the need for additional components (chimney).

**Keywords:** Natural Circulation, Cooling System, Nuclear Reactor.



## 1. Pendahuluan

Energi nuklir masih menjadi salah satu teknologi yang menjanjikan meskipun pasca kecelakaan reaktor Fukushima, beberapa negara sempat menunda proyek pembangkit nuklirnya. Namun beberapa negara mulai optimis kembali menggunakan teknologi nuklir sebagai pasokan energi yang bersih. Hal ini tidak lepas dari peningkatan teknologi terutama dalam aspek keselamatan, keamanan, dan ekonomisnya [1].

Konsep rancangan reaktor nuklir generasi ke-4 pun telah banyak diteliti dimana reaktor ini nantinya harus memenuhi kriteria seperti:

1. Mampu melakukan pembiakan (breeding) agar kebutuhan bahan bakar dan volume limbah yang dihasilkan lebih sedikit.
2. Mampu mengaplikasikan keselamatan melekat (inherent safety), konsep keselamatan pasif serta hambatan ganda (multiple barrier).
3. Mampu mereduksi biaya pembangkitan dengan cara mereduksi kebutuhan bahan bakar dan produksi limbah nuklir, meningkatkan efisiensi thermal dan mereduksi biaya modal.
4. Mengaplikasikan konsep modularitas, kompak, dan sederhana untuk mengurangi waktu konstruksi.
5. Energi keluaran maupun energi sisa dapat diaplikasikan untuk berbagai aplikasi proses thermal (multi purpose).
6. Lebih fleksibel dalam moda operasi dan tingkat daya keluaran.
7. Mampu mengurangi peluang penyalahgunaan material nuklir menjadi senjata nuklir.

Adapun reaktor generasi ke-4 yang dikembangkan mencakup 6 tipe reaktor yakni VHTR (Very High Temperature Reactor), GFR (Gas-Cooled Fast Reactor), SFR (Sodium-Cooled Fast Reactor), LFR (Lead-Cooled Fast Reactor), MSR (Molten Salt Reactor), SCWR (Super-Critical Water Reactor).

Tabel 1. Spesifikasi reaktor generasi ke-4 [2]

| No. | System | Neutron Spectrum | Coolant           | Outlet Temperature, °C | Fuel Cycle      | Size (MW <sub>el</sub> ) |
|-----|--------|------------------|-------------------|------------------------|-----------------|--------------------------|
| 1   | VHTR   | Thermal          | Helium            | 900-1000               | Open            | 200-300                  |
| 2   | GFR    | Fast             | Helium            | 850                    | Closed          | 200<br>1500              |
| 3   | SFR    | Fast             | Sodium            | 500-550                | Closed          | 50-300<br>1500           |
| 4   | LFR    | Fast             | Lead              | 480-570                | Closed          | 20<br>300<br>600         |
| 5   | MSR    | Thermal/<br>Fast | Fluoride<br>Salts | 750                    | Closed          | 1000<br>1400             |
| 6   | SCWR   | Thermal/<br>Fast | Water             | 625                    | Open/<br>Closed | 1000                     |

Salah satu poin utama dari kriteria pada Tabel 1 adalah adanya konsep keselamatan pasif. Konsep keselamatan pasif ini menekankan pada tidak adanya ketergantungan pada operator ataupun komponen elektronik untuk melakukan shutdown ketika terjadi kondisi darurat pada reaktor seperti loss of coolant yang bisa menyebabkan panas berlebih. Untuk mewujudkan kondisi keselamatan pasif ini, reaktor perlu dirancang untuk bergantung pada gravitasi, perbedaan tekanan ataupun konveksi alami.

Reaktor PCMSR (Passive Compact Molten Salt Reactor) merupakan varian dari reaktor generasi ke-4 MSR yang menggunakan bahan bakar leburan garam fluoride,  $\text{LiF-BeF}_2\text{-ThF}_4\text{-UF}_4$  dimana pendingin juga menggunakan garam berupa  $\text{LiF-NaF-KF}$  (FLiNaK). Reaktor ini mengaplikasikan sistem keselamatan pasif yang merupakan salah satu poin yang harus dipenuhi dalam kriteria rancangan reaktor generasi ke-4. Kemampuan ini yang menjadikan MSR lebih unggul dibanding reaktor tipe lain seperti LWR. Hal ini dikarenakan penurunan tekanan pada inti reaktor MSR cenderung kecil sehingga tidak diperlukan Emergency Core Cooling System [3].

Salah satu sistem keselamatan pasif reaktor ini adalah sistem pendinginnya dimana sistem pendinginnya terdiri dari sistem pendingin primer, intermediate, dan pasca shutdown. Sistem pendinginan berfungsi untuk mentransfer kalor dari fluida panas ke fluida yang lebih dingin melalui alat penukar kalor (heat exchanger). Tujuannya adalah untuk menurunkan suhu fluida panas. Transfer kalor ini dapat dilihat dari distribusi suhu aksial kedua fluida ini ketika berinteraksi. Fluida pendingin mengalir melalui tube (silinder panjang) sedangkan fluida panas mengalir di luarnya (shell). Syarat dalam sistem pendinginan pasif adalah terjadinya sirkulasi alami yang berarti tidak digunakannya sistem mekanik seperti pompa. Agar terjadi sirkulasi alami maka resultan pressure drop dari loop sistem pendingin haruslah nol. Oleh karena itu, penentuan desain dari heat exchanger sangatlah penting agar temperatur fluida panas turun hingga suhu yang diinginkan dan sirkulasi alami juga terpenuhi.

Penelitian ini berfokus pada sistem pendingin pasca shutdown dimana sistem ini hanya beroperasi saat reaktor dalam keadaan shutdown. Tujuannya adalah ketika reaktor dalam keadaan shutdown, panas sisa peluruhan reaktor yang masih bersuhu tinggi dapat diambil. Panas dari reaktor akan diambil oleh sistem pendingin primer yang kemudian bertukar kalor dengan sistem pendingin intermediate. Selanjutnya garam pendingin intermediate akan bertukar kalor dengan fluida dari alat penukar kalor pasca shutdown. Fluida dari alat penukar kalor pasca shutdown adalah air.

Penentuan ukuran dari alat penukar kalor pasca shutdown sangatlah penting untuk mengetahui panjang minimal untuk mencapai penurunan temperatur fluida panas yang diinginkan serta banyaknya uap dari fluida pendingin yang terbentuk. Selain itu, penentuan ukuran juga untuk mengetahui apakah pressure drop dari ketinggian loop sama dengan pressure drop dari heat exchanger. Jika lebih kecil maka diperlukan chimney pada heat exchanger sedangkan jika sama atau lebih besar maka tidak dibutuhkan chimney untuk sirkulasi alami.

Untuk menentukan panjang dari tube dapat dilakukan dengan menyelesaikan persamaan transfer energi. Persamaan ini diturunkan ke dalam bentuk persamaan diferensial yang diselesaikan dengan metode numerik yakni Runge-Kutta. Selanjutnya dapat dilihat resultan dari pressure drop fluida garam dan air (friksi, elevasi, dan akselerasi) dengan loop (ketinggian heat exchanger).

## 2. Studi Pustaka

Konsep penggunaan sistem sirkulasi alami untuk proses perpindahan panas merupakan konsep yang sangat penting untuk desain reaktor masa depan. Konsep sirkulasi alami dibuat untuk mengantisipasi kondisi shutdown ataupun kondisi darurat yang menyebabkan pendinginan paksa tidak berfungsi atau gagal. Selain itu, sistem konveksi alami juga menguntungkan karena tidak digunakannya pompa maupun sistem tambahan seperti genset sehingga biaya kapital akan lebih murah dan sistem keselamatan semakin handal.

Andang [4], telah membuat desain konseptual untuk perpindahan kalor pasca shutdown untuk PCMSR (Gambar 1). Konsep ini berdasar sistem pasif dimana perpindahan panas terjadi secara alami tanpa dibutuhkan pompa. Konsep ini dirancang untuk men-disipasikan panas sisa peluruhan saat reaktor dalam keadaan shutdown normal tanpa adanya kerusakan pada bejana. Passive Compact Molten Salt Reactor (PCMSR) merupakan reaktor yang dikembangkan lebih lanjut dari Molten Salt Reactor (MSR). Karena basisnya adalah MSR maka pada PCMSR bahan bakar yang digunakan juga berupa bahan bakar cair dalam bentuk leburan garam fluoride ( $\text{LiF-BeF}_2\text{-ThF}_4\text{-UF}_4$ ).

Modul reaktor PCMSR terdiri dari reaktor nuklir, sistem pengambilan kalor dan sistem pendinginan pasca shutdown. Komponen penting dari sistem reaktor ini terdiri dari:

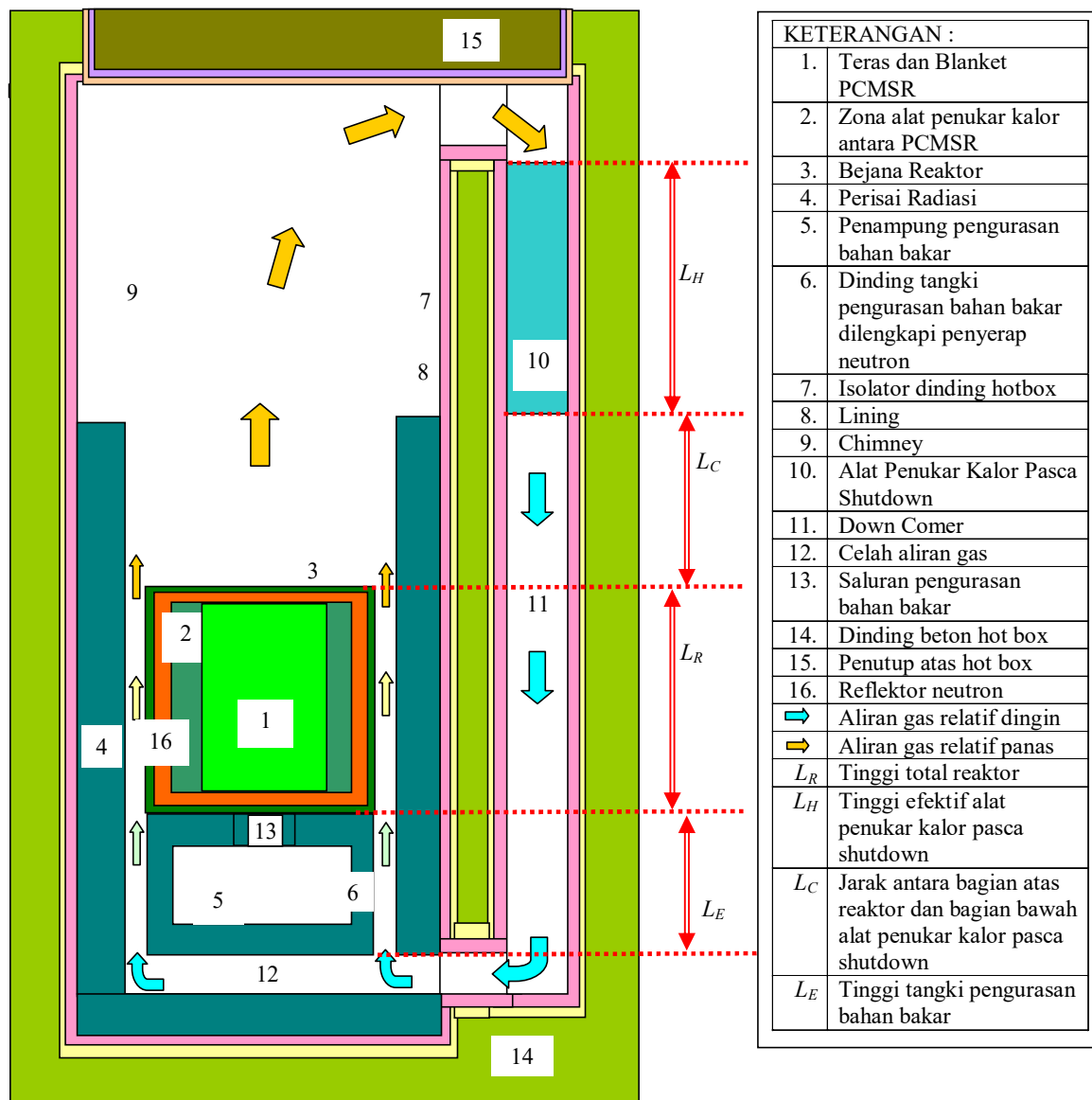
- inti reaktor
- alat penukar kalor primer
- sistem pengatur aliran bahan bakar
- alat penukar kalor intermediate
- sistem saluran pendingin primer

- alat penukar kalor pasca shutdown
- sistem pendinginan pasca shutdown
- sistem pengaturan reaktivitas
- sistem gas cover

Pada kondisi shutdown, garam pendingin primer akan menerima kalor peluruhan bahan bakar pada alat penukar kalor primer. Selanjutnya garam pendingin primer akan mengalir naik melalui compartment riser pendingin primer hingga memasuki alat penukar kalor intermediate. Pada alat penukar kalor intermediate, terjadi transfer kalor antara garam pendingin primer dan garam pendingin intermediate yang ditandai dengan kenaikan suhu dan penurunan densitas. Berbeda dengan kondisi operasi normal dimana garam intermediate akan mengalirkan kalor ke dalam pemanas dari sistem turbin, maka pada saat kondisi shutdown pompa pengalirnya tidak berfungsi. Garam intermediate selanjutnya mengalir ke atas melalui compartment riser pendingin intermediate hingga memasuki alat penukar kalor pasca shutdown.



72



Gambar 2. Desain Sistem Perpindahan Panas Pasca Shutdown PCMSR [4]

Fungsi dari alat penukar kalor pasca shutdown adalah untuk mentransferkan kalor antara garam intermediate dengan fluida pelepas kalor pada saat reaktor shutdown. Fluida yang digunakan sebagai pelepas kalor adalah air. Alat penukar kalor pasca shutdown diletakkan di atas alat penukar kalor intermediate dengan tujuan agar terjadi sirkulasi alami antara alat penukar kalor intermediate dan alat penukar kalor pasca shutdown pada saat reaktor dalam keadaan shutdown. Di Ronco [8] telah melakukan penelitian untuk menentukan desain dari alat penukar kalor untuk sistem intermediate heat exchanger untuk MSR. Salah satu poin penting yang diperoleh penggunaan garam FLiNaK dapat mengurangi penurunan tekanan pada sistem intermediate. Fu [9] juga melakukan penelitian untuk melihat pengaruh ukuran alat penukar kalor dan kecepatan masuk fluida pendingin. Medium yang digunakan untuk penelitian ini adalah garam dan S-Co<sub>2</sub>. Hasil studi menunjukkan profil perpindahan panas cenderung turun di inlet namun akan naik kembali seiring arah aliran. Hal ini disebabkan di daerah inlet, cenderung sangat dipengaruhi oleh efek buoyansi fluida.

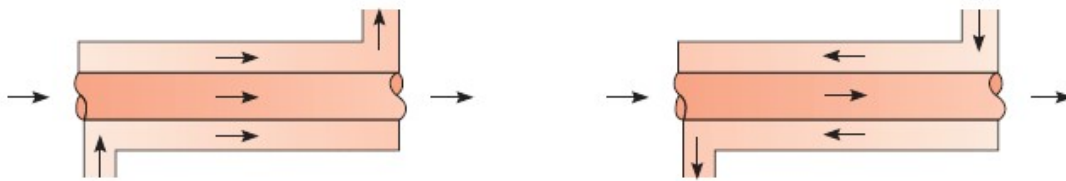
Shell-and-tube merupakan jenis alat penukar kalor yang paling banyak digunakan. Dalam alat penukar kalor ini sejumlah tube berada di dalam sebuah shell dengan sumbu tube paralel dengan sumbu shell. Perpindahan kalor terjadi antara fluida yang mengalir di dalam tube dengan fluida yang

mengalir di luar tube. Ada 3 jenis aliran dalam alat penukar kalor shell-and-tube yakni aliran co-current, counter-current, dan cross flow.

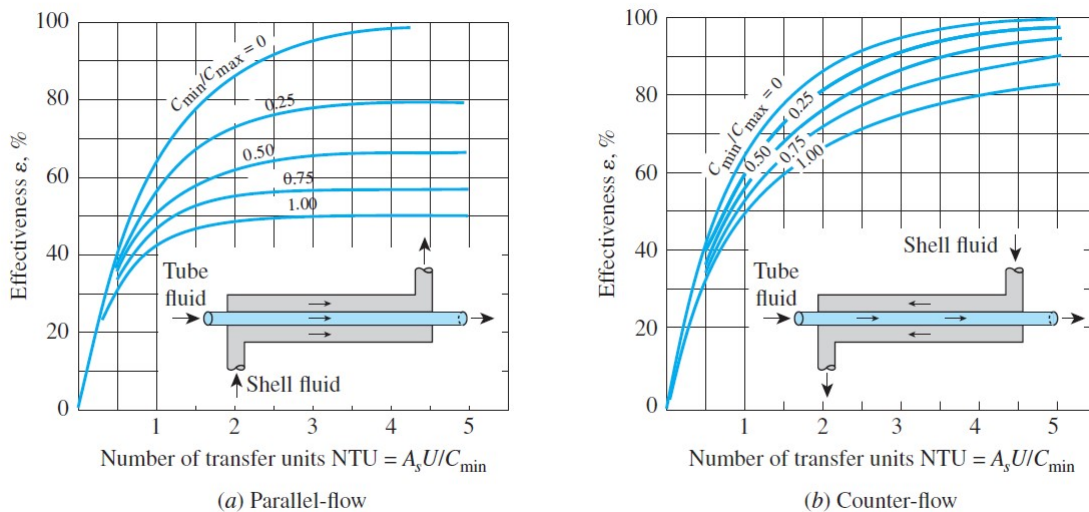
Dalam aliran co-current, kedua fluida masuk bersamaan pada satu ujung dan mengalir ke arah yang sama dan keluar pada ujung lainnya seperti pada Gambar 3. Sedangkan dalam aliran counter-current, fluida mengalir dalam arah yang berlawanan. Dalam cross flow, salah satu fluida diarahkan oleh baffle sehingga alirannya seperti menyilang dengan fluida lainnya dengan pergerakan berlawanan arah (counter). Masing-masing susunan aliran memiliki kelebihan tersendiri.

Aliran counter dipilih ketika dibutuhkan efisiensi thermal yang tinggi (Gambar 4), aliran cross flow dipilih karena konstruksi yang mudah. Aliran co-current dipilih ketika temperatur tube yang diinginkan tidak terlalu panas pada ujung fluida panas dan tidak terlalu dingin pada ujung fluida pendingin (untuk menghindari terbentuknya es atau kondensasi dari fluida korosif). Dalam penelitian ini, jenis aliran yang digunakan adalah aliran counter-current.

Susunan tube dalam alat penukar kalor shell-and-tube memiliki 2 pola yakni pola triangular (segitiga) dan square (persegi). Masing-masing pola memiliki kelebihannya tersendiri. Pola square memiliki kelebihan jarak space yang lebih lebar sehingga memudahkan pembersihan permukaan tube. Pola triangular memiliki kelebihan mampu mengisi lebih banyak space dengan tube yang lebih banyak dibanding square.



Gambar 3. Aliran Co-Current dan Counter-Current [10]



Gambar 4. Efektivitas Perpindahan Panas [11]

### 3. Deskripsi Permasalahan

Pada penelitian ini, batasan masalah difokuskan pada aliran counterflow pada alat penukar kalor, dengan rancangan pitch yang digunakan adalah model persegi (square).

### 3.1. Kondisi Operasional

Dalam penelitian ini, model kondisi operasional yang digunakan mengacu pada tabel di bawah ini. Pada prinsipnya, ukuran ini merupakan teoretis dan dapat berbeda dalam kasus optimalisasi.

Tabel 2. Kondisi Operasional Penelitian

| Parameter                  | Nilai    | Satuan  |
|----------------------------|----------|---------|
| Tekanan operasi            | 3        | bar     |
| Temperatur awal garam      | 133.5    | Celsius |
| Temperatur awal air        | 70.0     | Celsius |
| Laju aliran massa garam    | 500      | kg/s    |
| Laju aliran massa air      | 1000     | kg/s    |
| Jumlah awal <i>tube</i>    | 10,000   |         |
| Diameter dalam <i>tube</i> | 0.052578 | meter   |
| Diameter luar <i>tube</i>  | 0.060452 | meter   |
| Pitch <i>tube</i>          | 0.0605   | meter   |
| Tebal Hasteloy             | 0.00381  | meter   |

### 3.2. Karakteristik Garam Pendingin dan Air

Komposisi garam pendingin yang digunakan pada penelitian ini adalah LiF-NaF-KF yang memiliki titik lebur 454oC dan titik didih 1570oC. Untuk menghitung sifat garam terhadap perubahan temperatur digunakan persamaan seperti pada Tabel 3.

Tabel 3. Persamaan Garam Sebagai Fungsi Temperatur

| Parameter | Satuan            | Persamaan                                                                 |
|-----------|-------------------|---------------------------------------------------------------------------|
| $\rho$    | kg/m <sup>3</sup> | $\{2.53 - [7.3 \cdot 10^{-4} \times T(^{\circ}\text{C})]\} \times 1000$   |
| $\mu$     | kg/m.s            | $\frac{0.04^{4170/T(K)}}{1000}$                                           |
| k         | W/m.K             | $[5 \cdot 10^{-4} \times (T(K)) + (32/41.3) - 0.34]$                      |
| Cp        | J/kg.°C           | $\{2.33 \cdot 10^{-1} + [2.54 \cdot 10^{-4} \times T(K)]\} \times 4186.8$ |

Tabel 4. Persamaan Air Sebagai Fungsi Temperature

| Parameter | Satuan            | Persamaan                                                                                                                                                                                                                       |
|-----------|-------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\rho$    | kg/m <sup>3</sup> | $9.99 \cdot 10^2 - (8.12 \cdot 10^{-3} \times T) - (5.42 \cdot 10^{-3} \times T^2) + (1.91 \cdot 10^{-5} \times T^3)$                                                                                                           |
| $\mu$     | kg/m.s            | $1.723 \cdot 10^{-3} - (4.3 \cdot 10^{-5} \times T) + (5.26 \cdot 10^{-7} \times T^2) - (3.2 \cdot 10^{-9} \times T^3) + (9.27 \cdot 10^{-12} \times T^4) - (1.10 \cdot 10^{-14} \times T^5)$                                   |
| k         | W/m.K             | $5.94 \cdot 10^{-1} - (4.13 \cdot 10^{-3} \times T) + (2.48 \cdot 10^{-4} \times T^2) - (4.01 \cdot 10^{-6} \times T^3) + (2.8 \cdot 10^{-8} \times T^4) - (8.76 \cdot 10^{-11} \times T^5) + (9.98 \cdot 10^{-15} \times T^6)$ |
| Cp        | J/kg.°C           | $4.2 \cdot 10^2 - (1.4 \times T) + (2.19 \cdot 10^{-2} \times T^2) - (6.43 \cdot 10^{-5} \times T^3)$                                                                                                                           |

Sedangkan persamaan non-dimensional dari kedua medium dapat dihitung menggunakan persamaan pada Tabel 5.

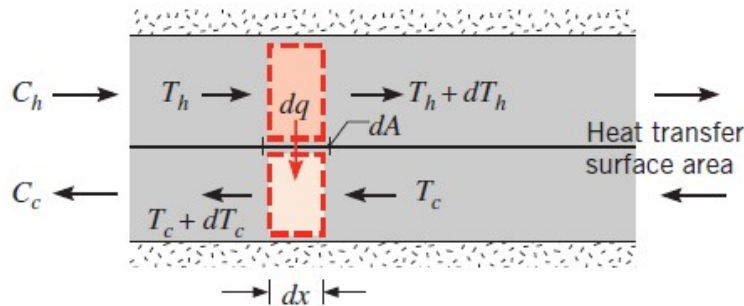


Tabel 5. Persamaan Non-Dimensional

| Parameter | Keterangan                         | Persamaan                                               |
|-----------|------------------------------------|---------------------------------------------------------|
| Pr        | Bilangan Prandtl                   | $\frac{\mu \cdot Cp}{K}$                                |
| Re        | Bilangan Reynolds                  | $\frac{\dot{m} \cdot D}{\mu \cdot A}$                   |
| Nu        | Bilangan Nusselt                   | $0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$                               |
| $U_{ave}$ | Koefisien Perpindahan Panas Rerata | $\frac{1}{\frac{1}{u_g} + \frac{1}{u_l} + \frac{h}{K}}$ |

#### 4. Model Matematika

Untuk mendapatkan distribusi suhu aksial sepanjang alat penukar kalor, dapat dilakukan dengan menyelesaikan model persamaan neraca energi pada pemodelan aliran fluida garam intermediate dan air seperti pada Gambar 5



Gambar 5. Aliran Garam dan Air Dalam Tube Heat Exchanger untuk Counterflow [10]

Neraca energi keadaan *steady* untuk air adalah sebagai berikut:

$$\dot{m}_c h_{c,z+\Delta z} = \dot{m}_c h_{c,z} + \pi D_i U_{ov} (T_{h,z} - T_{c,z}) Dz \quad (1)$$

$$\dot{m}_c (h_{c,z+\Delta z} - h_{c,z}) = \pi D_i U_{ov} (T_{h,z} - T_{c,z}) Dz \quad (2)$$

Selanjutnya, dengan membuat limit Dz mendekati nol, maka persamaan (2) menjadi

$$\frac{dh_c}{dz} = \frac{\pi D_i U_{ov}}{\dot{m}_c} (T_{h,z} - T_{c,z}) \quad (3)$$

Begitu juga untuk neraca energi garam *intermediate* dalam keadaan *steady*:

$$\dot{m}_h h_{h,z+\Delta z} = \dot{m}_h h_{h,z} + \pi D_i U_{ov} (T_{h,z} - T_{c,z}) Dz \quad (4)$$

$$\dot{m}_h (h_{h,z+\Delta z} - h_{h,z}) = \pi D_i U_{ov} (T_{h,z} - T_{c,z}) Dz \quad (5)$$

Selanjutnya, dengan membuat limit  $\Delta z$  mendekati nol, maka persamaan (5) menjadi

$$\frac{dh_h}{dz} = \frac{\pi D_i U_{ov}}{\dot{m}_h} (T_{h,z} - T_{c,z}) \quad (6)$$

dimana  $h = C_p \times T$ ; sehingga persamaan (3) dan (6) dapat disederhanakan menjadi

$$\frac{dT_c}{dz} = \frac{\pi D_i U_{ov}}{\dot{m}_c C_{p,c}} (T_{h,z} - T_{c,z}) \quad (7)$$

$$\frac{dT_h}{dz} = \frac{\pi D_i U_{ov}}{\dot{m}_h C_{p,h}} (T_{h,z} - T_{c,z}) \quad (8)$$

Persamaan (7) dan (8) merupakan persamaan differensial orde pertama yang dapat diselesaikan dengan menggunakan metode numerik. Ada 2 metode numerik yang bisa digunakan untuk menyelesaikan persamaan ini yakni metode Euler dan Runge-Kutta. Pada penelitian ini, akan digunakan metode Runge-Kutta karena akurasi yang lebih baik dibanding metode lainnya [12].

Penyelesaian persamaan (7) dan (8) dilakukan dengan menggunakan metode Runge-Kutta orde ke-4 dimana nilai  $y_{n+1}$  merupakan nilai dari  $y_n$  ditambah dengan increment.

$$y_{1,i+1} = y_{1,i} + \phi_1(x_i, y_{1,i}, y_{2,i}, h)h \quad (9)$$

$$y_{2,i+1} = y_{2,i} + \phi_2(x_i, y_{1,i}, y_{2,i}, h)h \quad (10)$$

dimana  $\phi_1$  dan  $\phi_2$  merupakan fungsi *increment* yang secara umum dapat ditulis sebagai berikut.

$$\phi_1 = a_{1,1}k_{1,1} + a_{2,1}k_{2,1} + \dots + a_{n,1}k_{n,1} \quad (11)$$

$$\phi_2 = a_{1,2}k_{1,2} + a_{2,2}k_{2,2} + \dots + a_{n,2}k_{n,2} \quad (12)$$

Kemudian nilai dari  $\phi$  dapat ditentukan melalui persamaan:

$$\phi_1 = \frac{1}{6} (k_{1,1} + 2k_{2,1} + 2k_{3,1} + k_{4,1}) \quad (13)$$

$$\phi_2 = \frac{1}{6} (k_{1,2} + 2k_{2,2} + 2k_{3,2} + k_{4,2}) \quad (14)$$

dimana nilai dari masing-masing koefisien  $k$  merupakan fungsi dari:

$$k_{1,1} = f_1(x_i, y_{1,i}, y_{2,i}) \quad (15)$$

$$k_{1,2} = f_2(x_i, y_{1,i}, y_{2,i}) \quad (16)$$

$$k_{2,1} = f_1\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_{1,i} + \frac{1}{2}hk_{1,1}, y_{2,i} + \frac{1}{2}hk_{1,2}\right) \quad (17)$$

$$k_{2,2} = f_2\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_{1,i} + \frac{1}{2}hk_{1,1}, y_{2,i} + \frac{1}{2}hk_{1,2}\right) \quad (18)$$

$$k_{3,1} = f_1 \left( x_i + \frac{1}{2}h, y_{1,i} + \frac{1}{2}hk_{2,1}, y_{2,i} + \frac{1}{2}hk_{2,2} \right) \quad (19)$$

$$k_{3,2} = f_2 \left( x_i + \frac{1}{2}h, y_{1,i} + \frac{1}{2}hk_{2,1}, y_{2,i} + \frac{1}{2}hk_{2,2} \right) \quad (20)$$

$$k_{4,1} = f_1(x_i + h, y_{1,i} + hk_{3,1}, y_{2,i} + hk_{3,2}) \quad (21)$$

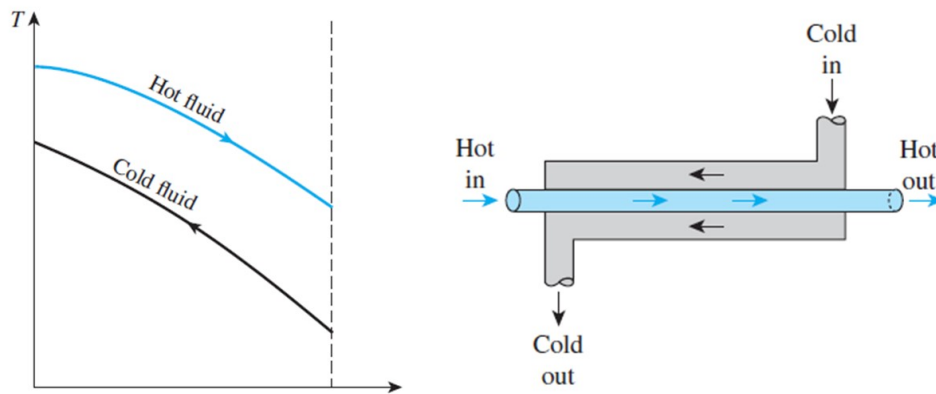
$$k_{4,2} = f_2(x_i + h, y_{1,i} + hk_{3,1}, y_{2,i} + hk_{3,2}) \quad (22)$$

sehingga diperoleh nilai dari  $y_1$  dan  $y_2$  untuk setiap nilai *increment*  $i$ :

$$y_{1,i+1} = y_{1,i} + \frac{1}{6}(k_{1,1} + 2k_{2,1} + 2k_{3,1} + k_{4,1})h \quad (23)$$

$$y_{2,i+1} = y_{2,i} + \frac{1}{6}(k_{1,2} + 2k_{2,2} + 2k_{3,2} + k_{4,2})h \quad (24)$$

Penyelesaian terhadap persamaan diatas akan memberikan profil temperatur seperti pada Gambar 6. Fluida panas akan mengalami penurunan temperatur akibat melepas panas ke fluida yang lebih dingin. Sedangkan fluida dingin akan mengalami peningkatan temperatur akibat menyerap panas. Pada medium air, dimana untuk tekanan operasi 3 bar, akan memiliki titik didih 133.5oC. Ketika temperatur air mencapai titik ini, maka air akan mulai berubah fasa menjadi uap dengan temperatur konstan. Salah satu parameter yang penting dihitung adalah kualitas uap, yang menentukan seberapa banyak uap yang terbentuk.



Gambar 6. Profil Pertukaran Panas untuk Aliran Counterflow [11]

$$\frac{dh_c}{dz} = \frac{\pi D_i U_{ov}}{\dot{m}_c} (T_{h,z} - T_{c,z}) \quad (25)$$

$$h_c = h_l + x (h_g - h_l) \quad (26)$$

substitusi persamaan (26) ke dalam persamaan (25) akan diperoleh

$$\frac{dh_c}{dz} = \frac{d}{dz} [h_l + x (h_g - h_l)] \quad (27)$$

$$\frac{dh_c}{dz} = (h_g - h_l) \frac{dx}{dz} \quad (28)$$

$$\frac{\pi D_i U_{ov}}{\dot{m}_c} (T_{h,z} - T_{c,z}) = (h_g - h_l) \frac{dx}{dz} \quad (29)$$

$$\frac{dx}{dz} = \frac{\pi D_i U_{ov} (T_{h,z} - T_{c,z})}{\dot{m}_c (h_g - h_l)} \quad (30)$$

$$x(z) = \frac{\pi D_i U_{ov} (T_{h,z} - T_{c,z})}{\dot{m}_c (h_g - h_l)} (z - z_0) \quad (31)$$

Kualitas uap sebagai fungsi dari posisi ketinggian tube dapat dihitung melalui persamaan (31). Sedangkan untuk penurunan tekanan dalam alat penukar kalor, ada 3 faktor yang perlu dipertimbangkan yakni penurunan tekanan akibat friksi, akselerasi, maupun elevasi (gravitasi). Masing-masing penurunan tekanan ini dapat dihitung menggunakan persamaan berikut

$$\Delta p_{frikasi} = \frac{f \Delta z \dot{m}^2}{2 Re \rho A N} \quad (32)$$

Persamaan 32 merupakan penurunan tekanan akibat friksi dan dikhususkan untuk perhitungan pada fasa liquid. Sedangkan untuk medium air, terjadi perubahan fasa sehingga diperlukan metode kalkulasi yang berbeda. Dalam hal ini digunakan persamaan multiplikasi dengan menggunakan parameter Lockhart Martinelli [13] untuk menghitung fasa uap sebagai berikut.

$$\Delta p_{frikasi, gas} = \Delta p_{frikasi, liquid} \Phi^2 \quad (33)$$

dimana,

$$\Phi^2 = \left(1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}\right) \quad (34)$$

$$X^2 = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.25} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{1.75} \quad (35)$$

Dan, C merupakan konstanta Lockhart-Martinelli yang nilainya bergantung pada jenis aliran pada fasa liquid dan gas (turbulent atau viscous) yang dapat dihitung menggunakan bilangan Reynolds.

Tabel 6. Konstanta Lockhart-Martinelli [13]

| Liquid-Gas               | Konstanta |
|--------------------------|-----------|
| turbulent-turbulent (tt) | 20        |
| viscous-turbulent (vt)   | 12        |
| turbulent-viscous (tv)   | 10        |
| viscous-viscous (vv)     | 5         |

Untuk penurunan tekanan akibat akselerasi dan elevasi dapat dihitung menggunakan persamaan (36) dan (37).

$$\Delta p_{akselerasi} = \frac{\dot{m}^2}{2 \Delta N} \left( \frac{1}{\rho_{z+\Delta z}} - \frac{1}{\rho_z} \right) \quad (36)$$

$$\Delta p_{elevasi} = \rho g \Delta z \quad (37)$$

## 5. Prosedur Penelitian

Pada penelitian ini, data-data yang digunakan sebagai input berupa data sifat garam, sifat air, dan ukuran material tube. Data-data kemudian diproses untuk:

- Menghitung distribusi temperatur masuk dan keluar dari garam dan air
- Menghitung kualitas uap yang terbentuk ketika air berubah fasa menjadi uap
- Menghitung penurunan tekanan akibat friksi, akselerasi, dan elevasi
- Menghitung penurunan tekanan pada loop
- Menghitung resultan penurunan tekanan total dengan loop untuk menentukan apakah diperlukan komponen tambahan chimney agar kriteria sirkulasi alami dapat terpenuhi

## 6. Hasil Penelitian

Semua komputasi penelitian dilakukan dengan mengimplementasikan analisa numerik pada Microsoft Excel.

Tabel 7. Sifat Garam Sebagai Fungsi Temperature

| Garam          |                     |                  |               |                                  |          |          |         |          |                            |
|----------------|---------------------|------------------|---------------|----------------------------------|----------|----------|---------|----------|----------------------------|
| Tgaram<br>(oC) | $\mu g$<br>(kg/m.s) | Cpg<br>(J/kg.°C) | kg<br>(W/m-K) | $\rho g$<br>(kg/m <sup>3</sup> ) | Prg<br>- | Reg<br>- | fg<br>- | Nug<br>- | Ug<br>(W/m <sup>2</sup> K) |
| 900.00         | 1.40E-03            | 2224.20          | 1.02          | 1873.00                          | 3.05     | 752.49   | 0.09    | 6.43     | 394.57                     |
| 911.46         | 1.35E-03            | 2236.40          | 1.03          | 1864.63                          | 2.94     | 778.83   | 0.08    | 6.54     | 403.66                     |
| 923.22         | 1.31E-03            | 2248.90          | 1.03          | 1856.05                          | 2.84     | 806.24   | 0.08    | 6.65     | 413.03                     |
| 1253.27        | 6.15E-04            | 2599.89          | 1.20          | 1615.11                          | 1.33     | 1713.39  | 0.04    | 9.69     | 697.64                     |
| 1271.73        | 5.95E-04            | 2619.52          | 1.21          | 1601.64                          | 1.29     | 1770.23  | 0.04    | 9.85     | 714.55                     |
| 1290.50        | 5.76E-04            | 2639.48          | 1.22          | 1587.94                          | 1.25     | 1828.54  | 0.04    | 10.01    | 731.84                     |
| 1309.58        | 5.58E-04            | 2659.77          | 1.23          | 1574.00                          | 1.21     | 1888.31  | 0.03    | 10.17    | 749.50                     |

Table 8. Sifat Air Sebagai Fungsi Temperature

| Air          |                     |                  |               |                                  |          |          |         |          |                            |
|--------------|---------------------|------------------|---------------|----------------------------------|----------|----------|---------|----------|----------------------------|
| Tair<br>(oC) | $\mu g$<br>(kg/m.s) | Cpg<br>(J/kg.°C) | kg<br>(W/m-K) | $\rho g$<br>(kg/m <sup>3</sup> ) | Prg<br>- | Reg<br>- | fg<br>- | Nug<br>- | Ug<br>(W/m <sup>2</sup> K) |
| 70.00        | 3.99E-04            | 4191.04          | 0.68          | 979.26                           | 2.45     | 6075.84  | 0.01    | 25.30    | 327.90                     |
| 73.04        | 3.85E-04            | 4193.30          | 0.68          | 977.76                           | 2.36     | 6297.50  | 0.01    | 25.75    | 334.35                     |
| 76.18        | 3.72E-04            | 4195.79          | 0.68          | 976.20                           | 2.28     | 6515.31  | 0.01    | 26.18    | 340.40                     |
| 79.40        | 3.60E-04            | 4198.50          | 0.68          | 974.57                           | 2.21     | 6727.67  | 0.01    | 26.61    | 346.03                     |
| 133.50       | 2.64E-04            | 4254.27          | 0.67          | 947.58                           | 1.69     | 9181.40  | 0.01    | 31.46    | 398.38                     |
| 133.50       | 2.64E-04            | 4254.27          | 0.67          | 947.58                           | 1.69     | 9181.40  | 0.01    | 31.46    | 398.38                     |
| 133.50       | 2.64E-04            | 4254.27          | 0.67          | 947.58                           | 1.69     | 9181.40  | 0.01    | 31.46    | 398.38                     |
| 133.50       | 2.64E-04            | 4254.27          | 0.67          | 947.58                           | 1.69     | 9181.40  | 0.01    | 31.46    | 398.38                     |

### 6.1. Perhitungan Garam Sebagai Fungsi Temperatur

Perhitungan sifat garam intermediate sebagai fungsi dari perubahan temperatur dilakukan dengan menyelesaikan Persamaan (36) sehingga diperoleh data seperti Tabel 7.

### 6.2. Perhitungan Air Sebagai Fungsi Temperatur

Perhitungan sifat air sebagai fungsi dari perubahan temperatur dilakukan dengan menyelesaikan Persamaan (37) sehingga diperoleh data seperti Tabel 8.

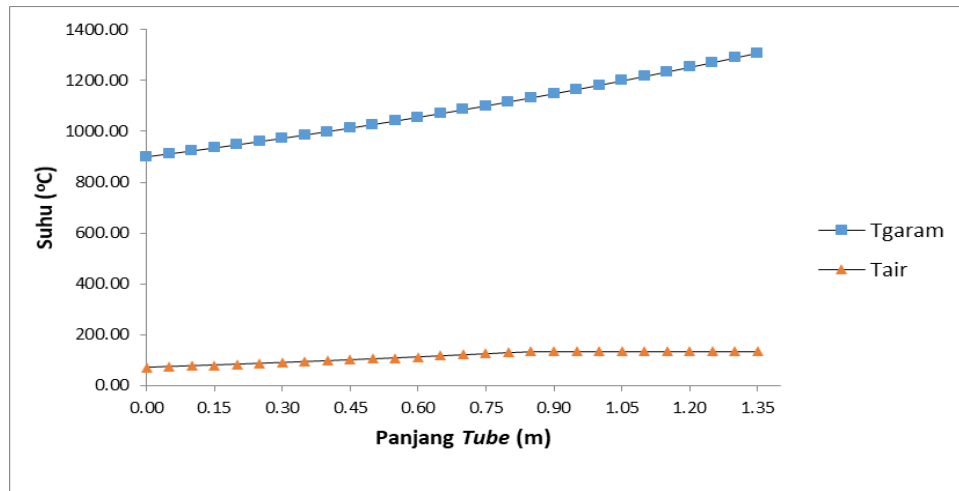
### 6.3. Hasil Perhitungan Panjang Heat Exchanger

Kesimpulan perhitungan panjang tube alat penukar kalor (heat exchanger) dengan metode numerik Runge-Kutta dapat dilihat dalam Tabel 9.

Tabel 9. Perhitungan Panjang Tube Heat Exchanger

| Panjang Tube (m) | Temperatur |          |
|------------------|------------|----------|
|                  | Garam (°C) | Air (°C) |
| 0.00             | 900.00     | 70.00    |
| 0.15             | 935.26     | 79.40    |
| 0.30             | 973.08     | 89.64    |
| 0.45             | 1013.36    | 100.72   |
| 0.60             | 1056.05    | 112.65   |
| 0.75             | 1101.20    | 125.47   |
| 0.90             | 1149.09    | 133.50   |
| 1.05             | 1199.79    | 133.50   |
| 1.20             | 1253.27    | 133.50   |
| 1.35             | 1309.58    | 133.50   |

Dari perhitungan seperti yang ditunjukkan dalam Tabel 9 diperoleh bahwa untuk menurunkan temperatur garam dari 1300oC ke 900oC, panjang satu buah tube alat penukar kalor yang dibutuhkan kira-kira sepanjang 1.35m. Perhitungan ini dilakukan dengan asumsi belum mempertimbangkan jumlah kalor yang ditransfer dan jumlah tube dalam satu luas area.



Gambar 7. Transfer Panas Antara Garam dan Air

Gambar 7 menunjukkan relasi perubahan temperatur antara garam intermediate dengan air. Temperatur garam akan bergerak dari kanan ke kiri, yang menunjukkan penurunan temperatur akibat adanya pertukaran panas dengan material pendingin (dalam hal ini air). Sedangkan air akan mengalami kenaikan temperatur akibat menyerap panas, dimana mula-mula air dengan temperatur 70oC akan naik hingga mencapai kondisi konstan di 133.5oC, yang merupakan titik didih saturasi pada kondisi tekanan operasi 3 bar.

Pada kondisi ini, meskipun air dalam kondisi temperatur konstan namun fasa air akan mulai berubah menjadi gas (saturated mixture). Temperatur akan mengalami kenaikan lagi setelah fasa air berubah sepenuhnya menjadi gas (100% uap). Perbandingan antara fasa air dan gas yang terbentuk dapat dihitung melalui persamaan kualitas uap.

Tabel 10. Kualitas Uap yang Terbentuk

| Panjang Tube<br>(m) | Temperatur |          | Kualitas Uap |
|---------------------|------------|----------|--------------|
|                     | Garam (°C) | Air (°C) |              |
| 0.85                | 1132.80    | 133.50   | 0.00         |
| 0.95                | 1165.69    | 133.50   | 0.01         |
| 1.05                | 1199.79    | 133.50   | 0.01         |
| 1.15                | 1235.14    | 133.50   | 0.02         |
| 1.25                | 1271.73    | 133.50   | 0.02         |
| 1.35                | 1309.58    | 133.50   | 0.03         |

Hasil perhitungan kualitas uap yang terbentuk menunjukkan bahwa uap yang terbentuk masih rendah yakni 0.03 (3%). Hal ini menunjukkan bahwa selama pertukaran panas antara garam intermediate dengan air dari temperature 1300oC ke 900oC, temperatur maksimal dari air akan berada di 133.50oC.

#### 6.4. Resultan Penurunan Tekanan Garam dan Air

Secara umum, perhitungan resultan penurunan tekanan antara garam dan air dilakukan dengan menghitung kontribusi masing-masing komponen penurunan tekanan akibat friksi, akselerasi, maupun elevasi secara incremental ( $\Delta z$ ). Hasil yang diperoleh kemudian di-integralkan untuk memperoleh resultan penurunan tekanan total seperti dalam Tabel 11.

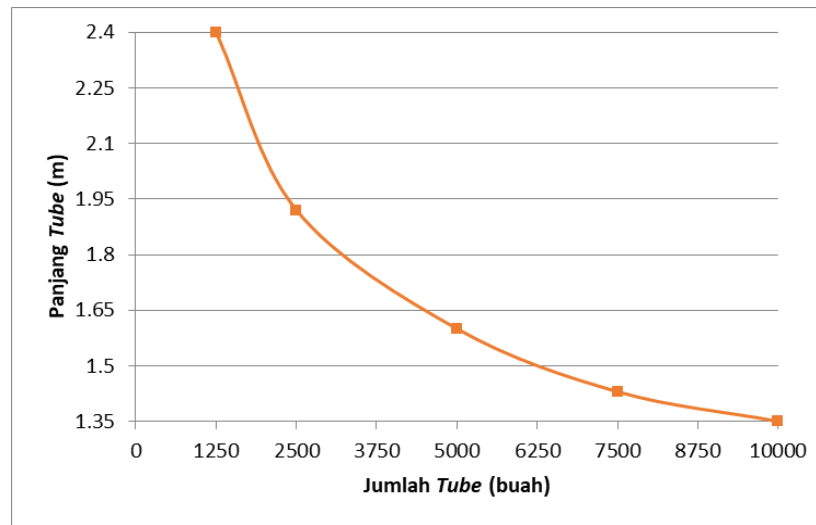
Table 11. Perhitungan Resultan Penurunan Tekanan

| Resultan Penurunan Tekanan ( $\Delta P$ ) | Medium (kPa) |              |
|-------------------------------------------|--------------|--------------|
|                                           | Garam        | Air          |
| $\Delta P$ Friksi                         | 0.0063       | 0.0003       |
| $\Delta P$ Akselerasi                     | 0.0002       | 0.0000       |
| $\Delta P$ Elevasi                        | 22.92        | 12.68        |
| <b><math>\Delta P</math> Total</b>        | <b>22.92</b> | <b>12.68</b> |

Untuk medium air, perhitungan sedikit berbeda karena sebagian air berubah fasa menjadi gas sehingga digunakan faktor multiplikasi dua fasa. Dari hasil perhitungan diperoleh penurunan tekanan total dari air yang bergerak ke atas (naik) sebesar 12.68 kPa. Nilai ini kemudian dibandingkan dengan penurunan tekanan dari tinggi loop (1.35m) yang dihitung melalui Persamaan (36).

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot L \quad (36)$$

Dengan  $\rho$  adalah densitas rata-rata (958.15 kg/m<sup>3</sup>) dan  $g$  adalah gravitasi (9.81 m/s<sup>2</sup>) sehingga diperoleh  $\Delta P = 12.69$  kPa. Nilai ini menunjukkan bahwa penurunan tekanan dari air yang bergerak ke bawah (turun) hampir sama atau sedikit lebih besar dari yang bergerak ke atas sehingga tidak diperlukan komponen tambahan (chimney) untuk membantu sirkulasi alami.



Gambar 8. Pengaruh Jumlah Tube Terhadap Panjang Tube

Dapat disimpulkan bahwa semakin sedikit jumlah tube maka panjang tube yang dibutuhkan semakin besar. Hal ini dapat dijelaskan dengan melihat efek terhadap laju aliran massa per tube. Akibat dari jumlah tube yang lebih sedikit, maka laju aliran massa per tube menjadi semakin besar yang mengakibatkan proses perpindahan panas menjadi lambat sehingga dibutuhkan panjang tube yang lebih besar.

## 7. Kesimpulan

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa kualitas uap yang dihasilkan masih cenderung dalam kondisi rendah (3%). Kemudian perbandingan antara penurunan tekanan (pressure drop) dari fluida yang bergerak ke arah bawah (turun) dan fluida yang bergerak ke atas (naik) menunjukkan bahwa lebih besar untuk yang turun sehingga dapat disimpulkan bahwa sirkulasi alami dapat terjadi tanpa perlu adanya komponen tambahan (chimney).

Dari hasil variasi dapat disimpulkan bahwa:

- Untuk jumlah laju aliran massa total yang dipertahankan dalam kondisi konstan, variasi pada jumlah kuantitas tube menunjukkan bahwa semakin sedikit jumlah kuantitas tube maka panjang tube alat penukar kalor (heat exchanger) yang dibutuhkan semakin besar.
- Sebaliknya, untuk jumlah kuantitas tube yang dipertahankan dalam kondisi konstan, variasi pada laju aliran massa total menunjukkan bahwa semakin besar laju aliran massa maka panjang tube alat penukar kalor (heat exchanger) yang dibutuhkan semakin besar pula.

## Daftar Pustaka

- [1] V. Nian, "Progress in Nuclear Power Technologies and Implications for ASEAN," *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 2852-2858, 2015. doi: 10.1016/j.egypro.2015.07.571
- [2] Anonymous, "GIF R&D Outlook for Generation IV Nuclear Energy Systems: 2018 Update," *Gen IV International Forum*, pp. 1-96, 2018.
- [3] B. Elsheikh, "Safety assessment of molten salt reactors in comparison with light water reactors," in *Journal of Radiation Research and Applied Sciences*, vol. 6, no. 2, pp. 63-70, 2013. doi: 10.1016/j.jrras.2013.10.008.



- [4] A. W. Harto, "Passive Compact Molten Salt Reactor (PCMSR), modular thermal breeder reactor with totally passive safety system," in *the 3<sup>rd</sup> International Conference on Advances in Nuclear Science and Engineering 2011 Proceedings*, Bali, Indonesia, 2011.
- [5] A. W. Harto, "Concept of Modular Design for 250 MWe PCMSR," in *Prosiding Seminar Nasional Pengembangan Energi Nuklir VI*, Pusat Pengembangan Energi Nuklir: Badan Tenaga Nuklir Nasional, 2013.
- [6] A. W. Harto, "Sustainable criticality analysis of PCMSR fuel using thorium as sustainable fuel and low enriched uranium as starting fuel," *International Journal of Nuclear Energy Science and Technology*, vol. 9, no. 3, pp. 224, 2015. doi: 10.1504/ijnest.2015.074098.
- [7] A. Widiarto, "Study on the Ability of PCMSR to Produce Valuable Isotopes as a By Product of Energy Generation," *Indonesian Journal of Physics and Nuclear Applications*, vol. 3, no. 1, pp. 7-14, 2018. doi: 10.24246/ijpna.v3i1.7-14.
- [8] A. D. Ronco, A. Cammi, and S. Lorenzi, "Preliminary analysis and design of the heat exchangers for the Molten Salt Fast Reactor," *Nuclear Engineering and Technology*, 2019. doi: 10.1016/j.net.2019.07.013.
- [9] Q. Fu, J. Ding, J. Lao, W. Xie, W. Wang, and J. Lu, "Numerical Simulation of Heat Transfer Performance between Molten Salt and Supercritical CO<sub>2</sub> in Double-pipe Heat Exchanger," *Energy Procedia*, vol. 158, pp. 5741-5746, 2019. doi: 10.1016/j.egypro.2019.01.558.
- [10] F. P. Incropera, and D. P. Hewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th ed. New York: J. Wiley, 2011.
- [11] Y. Çengel, and A. Ghajar, *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications* 5th ed. New York: McGraw-Hill Education, 2015.
- [12] E. Kreyszig, *Advanced engineering mathematics*, 10th ed. New York: John Wiley & Sons, 2011.
- [13] N. Todreas, and M. Kazimi, *Nuclear Systems Volume I - Thermal Hydraulic Fundamentals*, 1st Ed. New York: Taylor & Francis, 1990.