
**DESAIN KONSEP TANGKI PENAMPUNG BAHAN BAKAR *PASSIVE*
*COMPACT MOLTEN SALT REACTOR***

A. Hadiwinata, A. Widiharto, Sihana
Program Studi Teknik Nuklir, Jurusan Teknik Fisika, Fakultas Teknik
Universitas Gadjah Mada

ABSTRAK

**DESAIN KONSEP TANGKI PENAMPUNG BAHAN BAKAR *PCMSR PASSIVE*
COMPACT MOLTEN SALT REACTOR.** *Passive Compact Molten Salt Reactor (PCMSR)* merupakan pengembangan dari reaktor MSR. Desain reaktor PCMSR membutuhkan tempat khusus penampung sementara bahan bakar pada saat terjadi insiden, misalnya kecelakaan yang menyebabkan peningkatan suhu bahan bakar. Tangki penampung bahan bakar tersusun dari 3 bagian yang saling terhubung yaitu bagian penampung cairan bahan bakar, cerobong (*chimney*), dan penukar kalor. Dalam penelitian ini, tangki dimodelkan secara *lump* dan dilakukan variasi daya awal reaktor dan ketinggian cerobong. Syarat batas model ditetapkan suhu bahan bakar maksimum 1400 °C, yang didasarkan pada titik didih larutan garam LiF-BeF₂-ThF₄-UF₄. Analisis dilakukan dengan cara menghitung rugi tekanan total dan transfer kalor untuk variasi daya awal antara 1800-3000 MW_{th} dan ketinggian cerobong antara 1-10 m. Hasil penelitian menunjukkan semakin besar daya reaktor, maka tinggi tangki penampung bahan bakar dan tinggi alat penukar kalor yang dibutuhkan akan semakin besar, terjadi kenaikan suhu fluida pendingin dan suhu udara pendingin, dan menyebabkan kenaikan laju aliran masa fluida pendingin, sedangkan laju aliran masa udara menurun. Peningkatan ketinggian cerobong menyebabkan ketinggian tangki penampung bahan bakar dan ketinggian alat penukar kalor semakin menurun, penurunan suhu fluida pendingin, tetapi suhu udara meningkat, dan menyebabkan peningkatan laju aliran masa fluida pendingin, tetapi laju aliran masa udara akan semakin menurun.

Kata kunci: PCMSR, cerobong, alat penukar kalor, variasi daya.

ABSTRACT

**CONCEPT DESIGN OF FUEL DRAIN TANK *PASSIVE* *COMPACT MOLTEN SALT*
REACTOR.** *The Passive Compact Molten Salt Reactor (PCMSR) reactor is developed from MSR reactor. The PCMSR reactor design requires special place to temporarily storage for reactor fuel when incident occurs, such as when there is an accident which caused the temperature of the fuel increases. The tank consist of three interconnected parts, the reservoir liquid fuel, chimney, and the heat exchanger. In this research, the tank system is modeled based on a lump model and with variation of the initial power and height of chimney. Model boundary conditions set at the maximum fuel temperature of 1400°C, which is based on the molten salt LiF-BeF₂-ThF₄-UF₄. In this analysis, calculation of pressure drop and heat transfer are conducted for 1800-3000 MW_{th} and for chimney height variations were analyzed at height of 1-10 m. Results show that the larger power in reactors, the fuel tank height and the height of heat exchanger equipment required will be greater, increasing cooling fluid temperature and air temperature, increasing cooling fluid mass flow rate while the air mass flow rate decreases. Increasing the height of chimney causes height of the fuel tank and the height of the required heat exchanger decreases, decreasing coolant fluid temperature, but the air temperature will increase, causing cooling fluid mass flow rate will increase but the air mass flow rate will decrease.*

Keywords: PCMSR, chimney, heat exchanger, power variation

PENDAHULUAN

Passive Compact Molten Salt Reactor (PCMSR) adalah jenis reaktor MSR. PCMSR pada penelitian ini menggunakan bahan bakar leburan garam LiF-BeF₂-ThF₄-UF₄ (68% mol LiF, 20% mol BeF₂, 11,7% mol ThF₄, dan 0,3% mol UF₄) dengan pendingin leburan garam NaBF₄-NaF (92% mol NaBF₄ dan 8% mol NaF) dan moderator grafit [1].

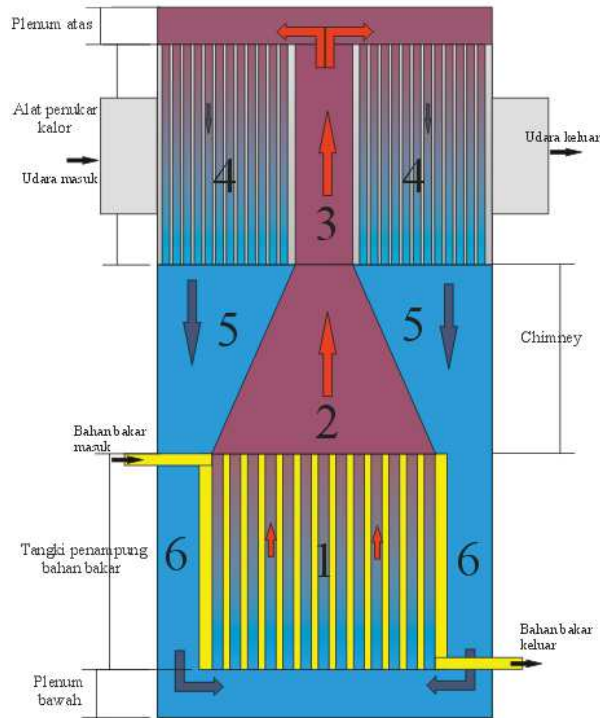
Reaktor MSR adalah salah satu jenis reaktor nuklir generasi IV. Salah satu hal yang perlu dimiliki suatu reaktor generasi IV adalah sistem keselamatan pasif [2]. Sistem keselamatan pasif ini diperlukan pada saat terjadi kecelakaan dalam reaktor, misalnya pada saat terjadi *Loss of Coolant Accident* (LOCA), aliran pendingin reaktor menjadi berkurang secara drastis. Hal ini menyebabkan transfer panas dari bahan bakar ke pendingin menjadi berkurang sehingga suhu teras reaktor meningkat secara drastis.

Reaktor PCMSR mempunyai sistem keselamatan pasif salah satunya adalah pada saat terjadi kecelakaan yang menyebabkan suhu bahan bakar meningkat, maka bahan bakar tersebut akan melelehkan katup beku yang terdapat di bawah teras reaktor [3]. Bahan bakar tersebut kemudian akan masuk ke dalam tempat penampungan sementara bahan bakar nuklir. Dalam tempat penampungan tersebut diharapkan bahan bakar yang masih panas tersebut dapat didinginkan. Proses pendinginan yang terjadi diharapkan adalah proses pendinginan secara pasif sehingga bahan bakar tersebut dapat dikendalikan tanpa menggunakan listrik maupun pompa yang dapat gagal dalam melakukan proses tersebut. Proses pendinginan pasif tersebut menggunakan sirkulasi alam. Dalam penelitian ini, yang dibahas adalah transfer panas yang terjadi pada tempat penampungan bahan bakar sementara reaktor PCMSR dengan menggunakan sirkulasi alam. Tujuan dari penelitian adalah untuk mengetahui pengaruh dari ketinggian cerobong terhadap ketinggian minimum *fuel drain tank* reaktor PCMSR dan untuk mengetahui ketinggian minimum dari *fuel drain tank* reaktor PCMSR untuk beberapa variasi daya.

TEORI

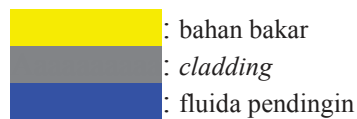
Fuel drain tank PCMSR tersusun dari 3 (tiga) bagian yang saling berhubungan yaitu tangki penampung bahan bakar, chimney dan penukar kalor. Dalam perhitungannya, *fuel drain tank* dibagi menjadi 6 segmen seperti pada Gambar 1 yaitu:

1. Tangki penampung bahan bakar
2. Cerobong
3. Kolam dan plenum atas
4. Alat penukar kalor
5. *Downcomer*
6. *Downcomer* dan alat plenum bawah

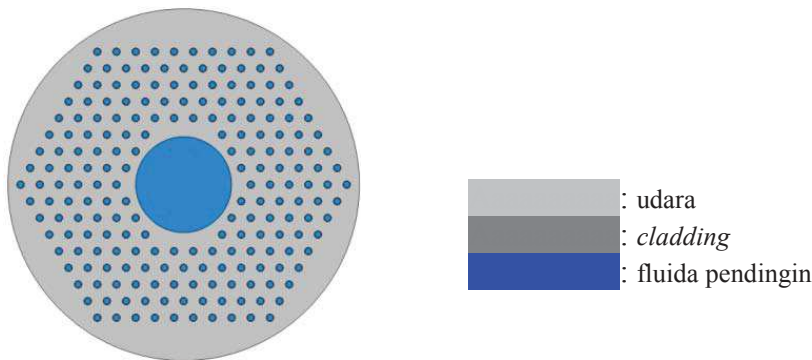


Gambar 1. Pembagian segmen dalam *fuel drain tank* (tampak penampang samping)

Susunan pipa pada tangki penampung bahan bakar adalah berbentuk heksagonal dengan jarak antar pipa 1,5 cm. Fluida pendingin NaF-NaBF₄ mengalir dalam pipa HN80MTY untuk mendapatkan kalor dari bahan bakar LiF-BeF₂-ThF₄-UF₄ seperti pada Gambar 2. Susunan pipa pada alat penukar kalor berbentuk heksagonal pula dengan jarak antar pipa 3 cm seperti ditunjukkan dalam Gambar 3.



Gambar 2. Gambar susunan pipa pada tangki penampung bahan bakar tampak penampang atas



Gambar 3. Gambar susunan pipa pada alat penukar kalor (tampak penampang atas)

Dari Gambar 2, kalor yang ditransfer dari bahan bakar ke fluida pendingin primer dalam tangki penampung sementara bahan bakar PCMSR mengikuti persamaan [4]:

$$q = \pi D_e L_{p,T} U_{FTG} \Delta T \quad (1)$$

$$q = \pi D_e L_{p,T} U_{FTG} (T_f - T_{fl}) \Delta T \quad (2)$$

dengan,

D_e = diameter ekuivalen pipa (m)

L_p = panjang pipa (m)

U_{FTG} = koefisien transfer panas keseluruhan dari bahan bakar ke fluida pendingin (W/m^2K)

T_f = suhu bahan bakar bekas (K)

T_{fl} = suhu fluida pendingin (K)

Perhitungan nilai diameter ekuivalen dibutuhkan untuk dimensi selain silinder untuk kemudian didekati dengan bentuk silinder.

Bentuk susunan pipa pendingin pada kasus ini adalah berbentuk triangular seperti pada Gambar 2, maka perhitungan diameter ekuivalennya adalah sebagai berikut:

$$D_e = d_p \left[\frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{p}{d_p} \right)^2 - 1 \right] \quad (3)$$

dengan,

D_e = diameter ekuivalen

d_p = diameter pipa pendingin

p = *pitch* (jarak dari pusat pipa ke pipa terdekat)

Koefisien transfer panas keseluruhan dapat dicari dengan menghitung terlebih dahulu koefisien transfer panas masing-masing, yaitu koefisien transfer panas fluida pendingin, pipa, bahan bakar, maupun udara.

Koefisien transfer panas untuk fluida bergerak dapat dihitung dari persamaan:

$$U = \frac{k \times Nu}{D_e} \quad (4)$$

sedangkan untuk koefisien transfer panas benda diam, mengikuti persamaan:

$$U = \frac{k}{D_e} \quad (5)$$

dan untuk koefisien transfer panas keseluruhan dari bahan bakar ke fluida pendingin dapat diselesaikan dengan menggunakan persamaan:

$$U_{FTG} = \left(\frac{1}{U_{fl}} + \frac{1}{U_f} + \frac{t_p}{k_p} \right)^{-1} \quad (6)$$

dengan,

- k = konduktivitas termal (W/(mK))
- N_u = bilangan Nusselt
- U_{fl} = koefisien transfer panas fluida pendingin (W/(m²K))
- U_f = koefisien transfer panas bahan bakar (W/(m²K))
- T_p = tebal pipa (m)
- k_p = konduktivitas termal pipa (W/(mK))

Untuk menghitung bilangan Nusselt, digunakan persamaan Colburn:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (7)$$

Untuk menghitung nilai bilangan Reynold digunakan persamaan:

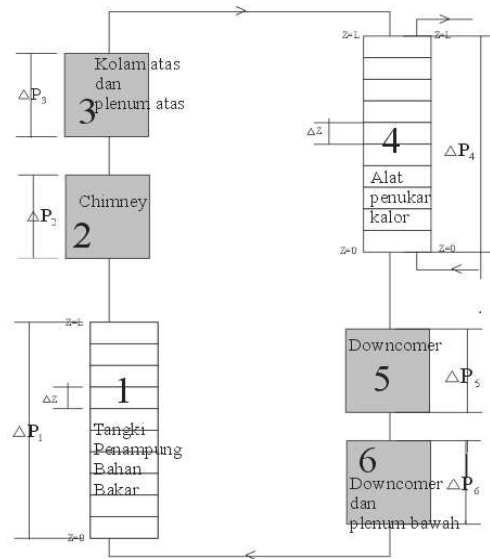
$$Re = \frac{mDe}{\mu AN} \quad (8)$$

dan untuk menghitung nilai bilangan Prandtl:

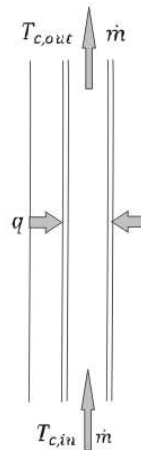
$$Pr = \frac{\mu Cp}{K} \quad (9)$$

dengan,

- Nu = bilangan Nusselt
- Re = bilangan Reynold
- Pr = bilangan Prandtl
- m = laju masa (kg/s)
- μ = viskositas (kg/m . s)
- A = luas area yang saluran perpindahan panas (m²)
- N = jumlah pipa
- cp = kapasitas panas zat (J/(kg K))
- K = konduktivitas termal zat (W/(m K))
- De = diameter ekuivalen (m)



Gambar 4. Sketsa aliran fluida dalam tangki



Gambar 5. Sketsa transfer kalor pada pipa

Persamaan neraca energi sistem pendingin dapat ditulis atas dasar sketsa Gambar 5 diperoleh:

$$q = mc_p (T_{out} - T_{in}) \quad (10)$$

Pada Gambar 4, tangki penampung bahan bakar dan alat penukar kalor masing-masing dibagi menjadi 10 mesh. Pada tangki penampung bahan bakar dan alat penukar kalor, analisis dilakukan dengan cara menghitung perubahan suhu tiap mesh. Untuk mencari suhu fluida pendingin, persamaannya adalah:

$$T_{c,z+1} = T_{c,z} + \frac{q}{mc_p} \quad (11)$$

dengan,

- $T_{c,z}$ = suhu pendingin pada *mesh* ke- z (K)
- $T_{c,z+1}$ = suhu pendingin pada *mesh* ke- $(z+1)$ (K)

Karena pada kasus ini, dilakukan pendekatan bahwa transfer panas (q) yang terjadi dari bahan bakar ke pipa pendingin adalah sama, maka suhu bahan bakar dapat dihitung dari persamaan:

$$T_{F,z1} = T_{c,z} + \frac{q}{UAN} \quad (12)$$

dengan,

$$\begin{aligned} T_{F,z} &= \text{suhu bahan bakar pada } mesh \text{ ke-}z \text{ (K)} \\ T_{c,z} &= \text{suhu pendingin pada } mesh \text{ ke-}z \text{ (K)} \end{aligned}$$

Rugi tekanan masing-masing segmen seperti ditunjukkan dalam Gambar 4 dalam model terdiri dari 3 macam bentuk yaitu friksi, elevasi, dan akselerasi. Pada setiap segmen, dilakukan perhitungan rugi tekanan akibat friksi, elevasi, dan akselerasi yang kemudian akan digunakan untuk menghitung rugi tekanan total. Rugi tekanan friksi disebabkan oleh gesekan fluida dengan dinding saluran. Besarnya rugi tekanan friksi dipengaruhi oleh viskositas fluida, panjang saluran, kekasaran permukaan, dan geometri aliran. Rugi tekanan elevasi disebabkan sifat hidrostatis fluida yaitu *buoyancy* yang mewakili energi potensial fluida, yang besarnya dipengaruhi oleh beda densitas dan ketinggian. Sedangkan akselerasi disebabkan oleh ekspansi ketika fluida mengalami perubahan densitas dan adanya perubahan luas penampang [5].

Agar dapat diperoleh sirkulasi pendingin secara alamiah tanpa bantuan pompa sirkulasi, maka harus dirancang supaya jumlah rugi tekanan aliran yang disebabkan oleh friksi, elevasi, dan akselerasi pada fluida adalah sama dengan nol [5].

Rugi tekanan akibat friksi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan [6]:

$$\Delta p_f = f \frac{\Delta z}{De} \frac{m^2}{2\rho A^2 N_2} \quad (13)$$

dengan,

$$\begin{aligned} f &= \text{koefisien friksi pipa} \\ \Delta z &= \text{ketinggian pipa dalam satu } mesh \end{aligned}$$

Sedangkan nilai koefisien friksi pipa (f) dapat dicari dari:

Untuk aliran laminar, $Re < 4000$:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (14)$$

Untuk aliran turbulen, $Re > 4000$:

$$f = \frac{0,184}{Re^{0,2}} \quad (15)$$

Rugi tekanan akibat friksi akan bernilai:

- Positif jika aliran searah dengan arah *mesh*
- Negatif jika aliran berlawanan arah dengan arah *mesh*

Persamaan untuk rugi tekanan akibat elevasi dapat dicari dari [6]:

$$\Delta p = \rho g \Delta z \quad (16)$$

Rugi tekanan akibat elevasi akan bernilai positif jika aliran searah dengan arah gravitasi dan negatif jika aliran berlawanan dengan arah gravitasi. Perbedaan densitas mempengaruhi kecepatan aliran pendingin, oleh karena itu perlu dihitung rugi tekanan karena perubahan kecepatan aliran pendingin akibat perbedaan densitas dengan menggunakan persamaan [6]:

$$\Delta p_{acc} = \frac{m^2}{2A^2 N^2} \left(\frac{1}{\rho_{z+1}} - \frac{1}{\rho_z} \right) \quad (17)$$

dengan,

A = luas area yang dilewati oleh aliran fluida pendingin (m^2)

ρ_z = densitas pada *mesh* ke- z

P_{z+1} = densitas pada *mesh* ke- $(z+1)$

Sedangkan untuk persamaan rugi tekanan akibat akselerasi yang dipengaruhi oleh perbedaan luas penampang aliran adalah [6]:

$$\Delta p_{acc} = \frac{m^2}{2A^2N^2} \left(\frac{1}{A_{out}^2} - \frac{1}{A_m^2} \right) \quad (18)$$

Nilai A atau luas area yang dilewati aliran fluida pendingin dapat dihitung dari persamaan:

$$A = \frac{\pi}{4} De^2 \quad (19)$$

Rugi tekanan akibat akselerasi akan bernilai positif jika aliran searah dengan arah *mesh* dan negatif jika aliran berlawanan arah dengan arah *mesh*. Karena sirkulasi alam terjadi jika rugi tekanan total adalah sama dengan nol, maka persamaannya adalah sebagai berikut [7]:

$$\Delta p_f + \Delta p_e + \Delta p_{acc} = 0 \quad (20)$$

Karena Δp_f dan Δp_{acc} masing-masing adalah merupakan fungsi laju masa (m), maka:

$$\Delta p_f = m^2 F_p \quad (21)$$

$$\Delta p_{acc} = m^2 F_A \quad (22)$$

Sehingga persamaan (20) dapat ditulis juga sebagai:

$$m^2 (F_p + F_A) = -\Delta p_e \quad (23)$$

Dari persamaan (23) tersebut dapat dicari nilai laju masa baru adalah:

$$m = \sqrt{-\frac{\Delta p_e}{F_p + F_A}} \quad (24)$$

METODOLOGI

Dalam menyelesaikan penelitian ini, penelitian dibagi menjadi beberapa tahapan, yaitu:

1. Pemodelan

Pemodelan dilakukan dengan menggambar sketsa *fuel drain tank* yang digunakan dalam perhitungan. Kemudian gambar *fuel drain tank* tersebut dibagi menjadi beberapa segmen dalam perhitungannya.

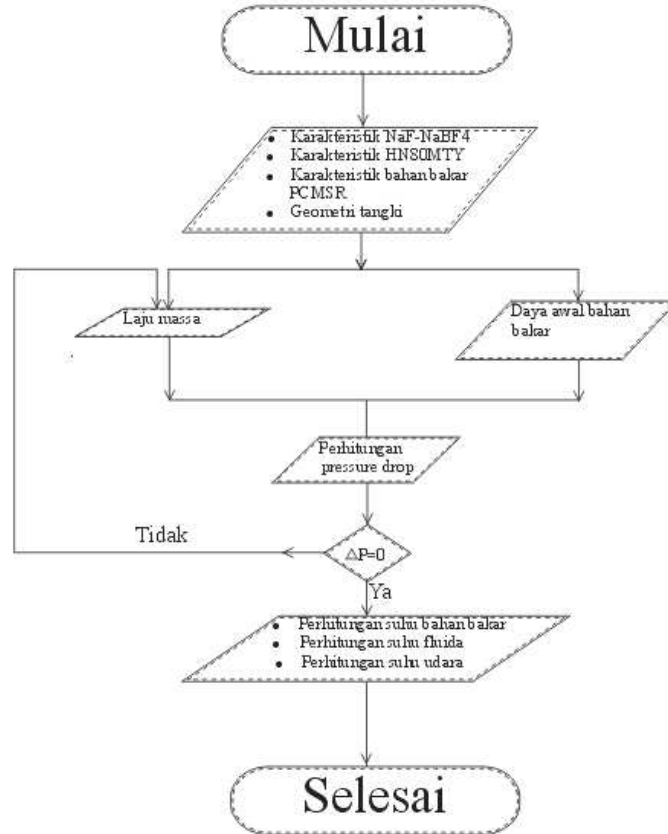
2. Analisis variasi

Perhitungan dilakukan dengan memvariasikan daya reaktor awal dan ketinggian cerobong untuk mendapatkan ketinggian minimum dari tangki penampung bahan bakar dan ketinggian dari alat penukar kalor.

3. Analisis hasil

Data yang diperoleh kemudian dianalisis untuk mendapatkan hubungan antara variasi daya dan variasi ketinggian cerobong dengan ketinggian tangki penampung bahan bakar, ketinggian alat penukar kalor, suhu fluida pendingin, suhu udara, laju aliran masa fluida pendingin, dan laju aliran masa udara.

Asumsi laju aliran masa fluida pendingin dan udara dilakukan untuk menghitung nilai rugi tekanan. Jika nilai rugi tekanan total belum sama dengan nol, dilakukan iterasi kembali untuk mendapatkan nilai laju aliran masa sampai mendapatkan nilai rugi tekanan total adalah sama dengan nol. Setelah nilai rugi tekanan total sama dengan nol, langkah terakhir adalah menghitung suhu bahan bakar, suhu pendingin, dan suhu udara yang digunakan. Diagram alir dari proses perhitungan dapat dilihat pada Gambar 6.



Gambar 6. Diagram alir perhitungan

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada penelitian ini, garam yang digunakan sebagai bahan bakar reaktor PCMSR adalah leburan garam dengan presentase mol adalah 68% LiF - 20% BeF₂ - 11,7% ThF₄ - 0,3% UF₄. Titik lebur dari garam tersebut adalah pada suhu 480oC sedangkan mendidih pada suhu 1400oC [1]. Fluida pendingin yang digunakan adalah leburan garam dengan presentase mol adalah 8% NaF - 92% NaBF₄. Titik lebur dari garam tersebut adalah 385oC dan mendidih pada suhu 700oC [1].

Pada tangki penampung sementara bahan bakar nuklir reaktor PCMSR berlangsung proses pendingin alamiah dengan menggunakan sirkulasi alam. Hal yang perlu diperhatikan adalah tidak terjadinya pendidihan pada fluida pendingin supaya proses transfer panas pada tangki penampung bahan bakar sementara tersebut dapat berlangsung terus-menerus secara efisien. Oleh karena itu pendingin yang digunakan adalah pendingin dengan suhu didih yang

tinggi. Dalam hal itu, digunakan fluida pendingin larutan garam. Larutan garam yang digunakan sebagai pendingin pada penelitian ini adalah 8% NaF – 92% NaBF₄ yang mempunyai titik lebur 385°C dan mendidih pada suhu 700°C [1].

Asumsi yang digunakan dalam perhitungan ini adalah suhu fluida pendingin yang keluar dari tangki penampung bahan bakar adalah sama dengan suhu fluida pendingin yang masuk ke alat penukar kalor. Suhu fluida pendingin yang keluar dari alat penukar kalor sama dengan suhu fluida pendingin yang masuk ke tangki penampung bahan bakar. Aliran ke atas pada gambar tersebut merupakan fluida pendingin dengan suhu tinggi, sedangkan aliran ke bawah merupakan fluida pendingin dengan suhu lebih rendah.

Tabel 1. Parameter yang digunakan

Parameter	Besar
Diameter pipa	1 cm
Tebal pipa	1 mm
Pitch pipa	
- Tangki pendingin	1,5 cm
- Alat penukar kalor	3 cm
Jumlah pipa	
- Tangki pendingin	20000 buah
- Alat penukar kalor	3000 buah
Diameter tempat penampung bahan bakar reaktor PCMSR	6 meter
Diameter tangki pendingin	5 meter
Diameter dalam alat penukar kalor	1,5 meter
Suhu awal	
- Fluida pendingin	390 °C
- Udara	30 °C
Tinggi	
- Tangki penampung bahan bakar	Variasi
- Cerobong	Variasi
- alat penukar kalor	Variasi
Daya reaktor awal	Variasi

Seperti yang telah diketahui, bahwa pembangkitan daya reaktor setelah shutdown adalah sekitar sebesar 7% dari daya reaktor awalnya [6]. Oleh karena itu harus diperhitungkan dimensi minimum yang digunakan supaya tidak terjadi pendidihan pada fluida pendingin. Beberapa variasi yang digunakan dapat dilihat pada Tabel 2 berikut.

Tabel 2. Tabel variasi daya reaktor terhadap parameter lain

Tinggi Chimney = 1 m

Daya Reaktor (MWth)	Tinggi tangki penampung bahan bakar (mm)	Tinggi alat penukar kalor (mm)	Suhu keluaran(°C)			Laju fluida pendingin (kg/s)	Laju udara (kg/s)	Tinggi fuel drain tank total (mm)
			Bahan bakar	Fluida pendingin	Udara			
1800	4162	4419,9	1399,95	469,2975	99,08	1050,895	1785,119	9581,9
2000	4649	4920,9	1399,83	475,3711	107,59	1084,590	1766,093	10569,9
2500	5884	6197,6	1399,99	489,6643	129,34	1161,306	1724,087	13081,6
2700	6387	6719,2	1399,99	495,0870	138,23	1189,491	1709,101	14106,2
3000	7150	7514,1	1399,93	502,9623	151,74	1229,515	1688,239	15664,1

Dari tabel tersebut dapat disimpulkan bahwa hubungan antara:

1. Semakin besar daya reaktor, kalor yang ditransferkan dari bahan bakar menuju fluida pendingin akan semakin besar, oleh karena itu diperlukan luas area transfer kalor yang semakin besar pula supaya bahan bakar dapat mentransferkan kalor yang besar tersebut, maka ketinggian dari tangki penampung bahan bakar yang dibutuhkan akan semakin besar untuk memperbesar luas area transfer kalor seiring dengan meningkatnya daya reaktor.
2. Karena kalor yang ditransferkan dari bahan bakar ke fluida pendingin yang semakin besar, maka fluida pendingin juga harus memperbesar transfer kalor yang dibawanya ke udara luar. Untuk itu perlu luas transfer kalor yang semakin besar pula, maka ketinggian alat penukar kalor yang dibutuhkan akan semakin besar untuk memperbesar luas area transfer kalor seiring dengan meningkatnya daya reaktor.
3. Daya reaktor yang semakin besar menyebabkan transfer kalor dari bahan bakar menuju fluida pendingin yang semakin besar pula, oleh karena itu suhu bahan fluida pendingin akan semakin meningkat seiring dengan semakin besarnya daya reaktor.
4. Semakin besar daya reaktor menyebabkan transfer kalor dari fluida pendingin ke udara akan semakin besar pula. Hal ini menyebabkan suhu udara yang menerima kalor pun akan semakin meningkat seiring dengan kenaikan daya reaktor.
5. Daya reaktor yang semakin besar akan menyebabkan transfer kalor yang semakin besar pula, hal ini menyebabkan ketinggian dari tangki penampung bahan bakar dan ketinggian dari alat penukar kalor akan semakin bertambah sehingga menyebabkan jarak tempuh aliran fluida akan semakin bertambah pula. Supaya fluida pendingin dapat mentransferkan kalor dari bahan bakar ke udara, maka laju masa pendingin akan semakin meningkat.
6. Karena daya reaktor yang semakin besar menyebabkan transfer kalor dari fluida pendingin ke udara semakin meningkat, suhu udara pun akan semakin meningkat. Suhu udara yang meningkat tersebut akan menyebabkan densitas udara semakin kecil. Hal ini menyebabkan rugi tekanan akibat friksi dan akselerasi yang semakin besar karena rugi tekanan akibat friksi dan akselerasi berbanding terbalik dengan densitas. Rugi tekanan yang semakin besar tersebut menyebabkan laju masa udara akan semakin menurun karena laju masa udara berbanding terbalik dengan rugi tekanan.

7. Semakin besar daya reaktor, maka ketinggian *fuel drain tank* yang dibutuhkan akan semakin meningkat seiring dengan peningkatan ketinggian tangki penampung bahan bakar dan ketinggian alat penukar kalor.

Cerobong dalam hal ini adalah saluran pengatara tangki penampung bahan bakar dengan alat penukar kalor. Beberapa variasi ketinggian cerobong dilakukan untuk mengetahui pengaruh variasi cerobong tersebut terhadap parameter lainnya. Berikut adalah data variasi ketinggian cerobong dengan daya reaktor adalah 2000 MWth.

Tabel 3. Tabel pengaruh variasi cerobong terhadap parameter lainnya

No	Tinggi tangki penampung bahan bakar (mm)	Tinggi chimney (mm)	Tinggi alat penukar kalor (mm)	Suhu keluaran(°C)			Laju fluida pendingin (kg/s)	Laju udara (kg/s)	Tinggi <i>fuel drain tank</i> total (mm)
				Bahan bakar	Fluida pendingin	Udara			
1	4649	1000	4920,9	1399,83	475,3711	107,59	1084,590	1766,093	10569,9
2	4619	2000	4916,5	1400,00	470,7599	107,69	1146,516	1763,770	11535,5
3	4595	3000	4912,7	1399,99	466,9515	107,78	1203,260	1761,740	12507,7
4	4575	4000	4909,3	1399,97	463,7348	107,86	1255,752	1759,944	13484,3
5	4558	5000	4906,2	1399,90	460,9669	107,93	1304,730	1758,336	14464,2
6	4543	6000	4903,3	1399,88	458,5508	107,99	1350,714	1756,884	15446,3
7	4530	7000	4900,7	1399,81	456,4157	108,05	1394,136	1755,559	16430,7
8	4518	8000	4898,3	1399,83	454,5111	108,10	1435,297	1754,344	17416,3
9	4507	9000	4896,1	1399,89	452,7969	108,15	1474,478	1753,222	18403,1
10	4497	10000	4894,0	1399,95	451,2416	108,20	1511,924	1752,181	19391,0

Dari Tabel 3, didapatkan hubungan bahwa:

1. Semakin tinggi cerobong, maka fluida pendingin menempuh jarak yang semakin jauh dalam aliran 1 *loop*. Untuk menjaga agar tranfer kalor dapat berlangsung terus menerus dengan waktu yang singkat, maka ketinggian tangki penampung bahan bakar akan semakin berkurang.
2. Karena jarak yang harus ditempuh fluida pendingin dalam 1 *loop* akan semakin jauh akibat meningkatnya ketinggian cerobong, maka ketinggian alat penukar kalor akan semakin menurun untuk menjaga agar transfer kalor dapat berlangsung secara terus menerus.
3. Dengan menurunnya ketinggian tangki penampung bahan bakar seiring dengan meningkatnya ketinggian cerobong, maka luas area transfer kalor dari bahan bakar ke fluida pendingin akan semakin berkurang, hal tersebut menyebabkan suhu fluida pendingin semakin menurun seiring dengan meningkatnya ketinggian cerobong.
4. Meningkatnya ketinggian cerobong menyebabkan ketinggian alat penukar kalor yang dibutuhkan akan semakin kecil. Hal ini menyebabkan rugi tekanan akibat elevasi yang semakin kecil. Rugi tekanan elevasi yang semakin kecil menyebabkan laju aliran masa udara semakin kecil. Laju aliran masa udara yang semakin kecil menyebabkan suhu udara akan semakin meningkat karena suhu udara berbanding terbalik dengan laju aliran masa udara.
5. Peningkatan ketinggian cerobong menyebabkan jarak tempuh fluida pendingin dalam 1 (satu) *loop* menjadi lebih besar, hal ini mengakibatkan laju masa fluida pendingin yang semakin besar karena fluida pendingin harus mentransferkan kalor dari bahan bakar ke udara dalam waktu yang singkat.

6. Peningkatan ketinggian cerobong menyebabkan ketinggian dari *fuel drain tank* yang dibutuhkan menjadi semakin besar.

KESIMPULAN

Dalam penelitian ini dilakukan variasi ketinggian cerobong dengan ketinggian 1-10 m. Dari variasi ketinggian tersebut diketahui bahwa semakin besar ketinggian chimney, maka ketinggian fuel drain tank yang dibutuhkan akan semakin besar. Penurunan ketinggian tangki penampung dan alat penukar kalor yang dibutuhkan tidak sebanding dengan kenaikan ketinggian cerobong sehingga ketinggian dari fuel drain tank yang merupakan gabungan dari ketinggian tangki penampung, cerobong, dan alat penukar kalor akan semakin meningkat seiring dengan peningkatan ketinggian cerobong.

Selain variasi ketinggian cerobong, dilakukan pula perhitungan dengan variasi daya reaktor 1800-3000 MWth. Dari hasil perhitungan, diketahui bahwa semakin besar daya reaktor yang digunakan, maka ketinggian minimum dari fuel drain tank yang dibutuhkan akan semakin meningkat pula karena adanya peningkatan ketinggian minimum dari tangki penampung dan alat penukar kalor.

DAFTAR PUSTAKA

1. S. Cantor, J. W. Cooke, A. S. Dworkin, G. D. Robbins, R. E. Thoma, dan G. M. Watson. *Physical Properties of Molten Salt Reactor Fuel, Coolant, and Flush Salts*. Laporan Teknis ORNL-TM-2316, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge; 1968
2. Andang Widi Harto. Optimasi Sistem Turbin Passive Compact Molten Salt Reactor. *J. Tek. Reaktor. Nukl.* 10 No 2:80-90; 2008.
3. Andi Permana Jati. *Investigasi Awal Performa Neutronik Online Refueling Passive Compact Molten Salt Reactor (PCMSR)*. Skripsi, Jurusan Teknik Fisika, Fakultas Teknik, Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta; 2008.
4. Lamarsh, J. R. *Introduction to Nuclear Engineering 2nd Ed.* Addison Wesley Publishing Company Inc. Massachusetts. USA; 1983.
5. Mohammad Hamzah. *Studi Awal Desain Tangki Penampung Sementara Bahan Bakar Passive Compact Molten Salt Reactor (PCMSR)*. Skripsi, Jurusan Teknik Fisika, Fakultas Teknik, Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta; 2009
6. Todreas, N. E., dan Kazimi, M. S. *Nuclear System I: Thermal Hydraulic Fundamentals*, Massachusetts Institute of Technology; 1990.
7. Todreas, N. E., dan Kazimi, M. S. *Nuclear System II: Element of Thermal Hydraulic Design*. Massachusetts Institute of Technology; 1990.