

PRAKIRAAN LAJU ALIR MASSA PADA MODEL FUNGSIONAL  
SISTEM PENDINGINAN RELUNG REAKTOR (RCCS) MHTGR

Oleh: Priyanto Joyosukarto<sup>1)</sup>

Abstrak

PRAKIRAAN LAJU ALIR MASSA PADA MODEL FUNGSIONAL SISTEM PENDINGINAN RELUNG REAKTOR (RCCS) MHTGR. Prakiraan laju alir massa udara masukan telah dilakukan untuk sistem pendinginan dengan konveksi udara secara alami berupa peralatan eksperimen NADHRS. Sistem ini merupakan model fungsional sederhana dari *Reactor Cavity Cooling System* (RCCS) MHTGR (*Modular High Temperature Gas-cooled Reactor*), buatan General Atomic, yang komponen utamanya terdiri dari bagian masukan, *plenum*-bawah, *plenum*-atas, sumber panas, kanal pendinginan *annular*, dan sepasang *stack* di bagian atasnya. Pada sistem jenis ini, tersedianya laju alir massa udara masukan ( $m_o$ ) yang cukup merupakan faktor keselamatan yang krusial. Beberapa faktor penentu besarnya  $m_o$  adalah: fluk panas, konfigurasi dan dimensi sistem, sifat permukaan dinding kanal, laju dan arah angin, serta sumbatan penampang aliran. Prakiraan  $m_o$  dilakukan pada kondisi penampang aliran tersumbat sebagian dan didasarkan pada penyelesaian persamaan keseimbangan momentum aliran gas di dalam kanal berdimensi satu yang dipanasi. Prakiraan dilakukan pada kondisi input listrik 3 x 100 Watt dengan tiga macam harga hambatan keluaran ( $K_o$ ), masing-masing dengan sebelas macam harga hambatan masukan ( $K_{ief}$ ). Besarnya hambatan mencerminkan tingkat sumbatan aliran. Hasil studi menyimpulkan bahwa sembarang sumbatan akan meningkatkan hambatan aliran, yang selanjutnya menurunkan  $m_o$ . Pada  $K_o=1,10$  perubahan  $K_{ief}$  dari 2,00 menjadi 1114,60 (sumbatan 96,67%) telah menurunkan  $m_o$  dari  $8,50 \times 10^{-3}$  kg/detik menjadi  $1,35 \times 10^{-3}$  kg/detik. Perubahan yang sama dari  $K_{ief}$  telah menurunkan  $m_o$  masing-masing dari  $7,29 \times 10^{-3}$  kg/detik menjadi  $1,35 \times 10^{-3}$  kg/detik pada  $K_o=6,20$  dan  $6,11 \times 10^{-3}$  kg/detik menjadi  $1,35 \times 10^{-3}$  kg/detik pada  $K_o=15,00$ . Hasil studi ini dapat menjadi acuan yang berguna di tengah kelangkaan literatur sejenis untuk desain sistem pendinginan dengan konveksi udara secara alami.

Abstract

PREDICTION OF THE AIR INLET MASS FLOW IN THE MHTGR RCCS FUNCTIONAL MODEL. A mass flow prediction has been carried out for the air natural convection cooling system. The system, which is referred to as NADHRS experimental apparatus, is a simple functional model of the General Atomic's MHTGR RCCS, equipped with inlet channel, lower and upper *plenum*, heat source, *annular* cooling channel, and a twin *stacks* at the upper part. In such a cooling system, the sufficiency of inlet air mass flow rate ( $m_o$ ) is a crucial factor in view of safety. The factors determining  $m_o$  are heat flux, system dimension and configuration, channel surface characteristic, air velocity and direction, as well as flow blockage. The mass flow prediction is carried out for the partly-blocked flow and was based on the solution of the momentum balance of air flowing inside the heated channel. The prediction of  $m_o$  was carried out at the electric input of 3 x 100 Watt with three values of outlet flow resistance ( $K_o$ ), each with eleven values of inlet resistance ( $K_{ief}$ ), in which each value of K reflects a certain level of blockage. It was found that any flow blockage tends to increase the flow resistance which in turn decreases  $m_o$ . At  $K_o=1.10$ , changes in  $K_{ief}$  value from 2.00 to 1114.60 (96.67% blockage) decreases  $m_o$  from  $8,50 \times 10^{-3}$  kg/s to  $1,35 \times 10^{-3}$  kg/s. The equal changes of  $K_{ief}$  also decreases  $m_o$  from  $7,29 \times 10^{-3}$  kg/s to  $1,35 \times 10^{-3}$  kg/s at  $K_o=6,20$ , and from  $6,11 \times 10^{-3}$  kg/s to  $1,35 \times 10^{-3}$  kg/s at  $K_o=15,00$ . In the scarcity of relevant reference, the result of this study might become a valuable one applicable to the design of air natural convection cooling system.

<sup>1)</sup> Bidang Partisipasi Industri Nasional P2EN - BATAN

## I. PENDAHULUAN

Untuk menjawab tuntutan masyarakat pada era paska kecelakaan TMI-II tahun 1979, beberapa pabrik PLTN telah menghasilkan rancangan (desain) Reaktor Maju (*advanced reactor*), baik dalam kategori desain evolusioner maupun inovatif untuk digelar pada awal milenium ketiga ini. Desain baru ini dicirikan oleh diaplikasikannya konsep pasif untuk sistem keselamatan reaktor, khususnya untuk kelancaran pembuangan panas luruh (*decay heat*) dan panas sisa (*residual heat*) dari teras reaktor. Sistem keselamatan pasif ini mendayagunakan tenaga-tenaga dasar alam sebagai tenaga penggerak bekerjanya sistem, yang meliputi evaporasi, gravitasi, konveksi, konduksi, dan radiasi untuk menjamin kelancaran dan keandalan proses pembuangan panas sekaligus untuk menyederhanakan desain keseluruhan sistem.

*Reactor Cavity Cooling System (RCCS)* merupakan salah satu contoh sistem keselamatan pasif, yang saat ini tengah dikembangkan oleh *General Atomic Technology* sebagai sistem pembuangan panas luruh dan panas sisa dari teras *Modular High Temperature Gas-cooled Reactor (MHTGR)* 450 MWt ke atmosfer yang bertindak sebagai pembenam panas akhir (*Ultimate Heat Sink, UHS*)<sup>1)</sup>. Jenis reaktor yang termasuk kategori Reaktor Maju ini disebut juga sebagai *Modular Helium Reactor (MHR)* dan saat ini tengah dalam tahap pengembangan untuk menghasilkan uap/panas dan listrik untuk berbagai macam aplikasi<sup>2)</sup>. Desain RCCS mendayagunakan ketiga mode perpindahan panas, yaitu radiasi, konduksi, dan konveksi dengan fluida kerja udara untuk membuang panas luruh dan panas sisa dari teras reaktor, dengan diperkuat oleh struktur menyerupai dua buah *stack* pada bagian atasnya yang berfungsi pembangkit efek *stack*<sup>3,4)</sup>.

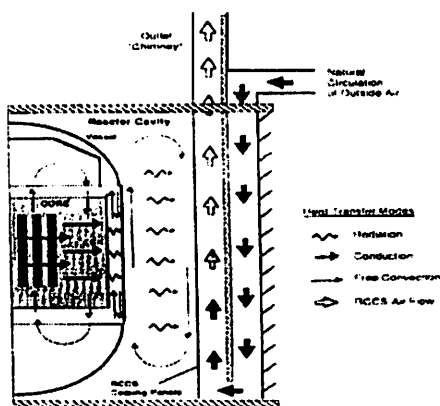
Pemanfaatan kombinasi tiga mekanisme pasif perpindahan panas yang diperkuat dengan efek *stack* seperti pada RCCS ini masih relatif baru sehingga masih banyak masalah yang perlu diteliti agar diperoleh kepastian yang tinggi untuk menjamin keandalan dan ketersediaan sistem. Salah satu masalah yang cukup krusial adalah bagaimana menjamin tersedianya laju alir massa (*mass flow rate*) udara yang cukup untuk efektivitas pendinginan sistem pada segala kondisi operasi, khususnya pada kondisi kecelakaan. Beberapa faktor internal sistem yang menentukan besarnya laju alir massa udara antara lain adalah fluk panas, dimensi dan konfigurasi sistem, serta sifat permukaan dinding aliran. Sedangkan faktor eksternal yang berpengaruh antara lain kemungkinan sumbatan aliran (*flow blockage*) serta laju dan arah angin. Faktor internal bersifat relatif tetap dan relatif lebih mudah diperkirakan, namun tidak demikian halnya dengan faktor eksternal yang sangat tergantung kepada kondisi lingkungan. Untuk sifat dan arah angin mungkin bisa diperkirakan dengan tingkat kepastian yang tinggi, tetapi tidak demikian halnya dengan kemungkinan sumbatan aliran yang mungkin tidak jelas pola terjadinya. Sumbatan penampang aliran masukan dan keluaran ini dapat diakibatkan antara lain oleh debu, misil, dan serangga, atau benda terbang lain yang kesemuanya relatif sulit untuk memperkirakannya. Meskipun begitu, kemungkinan kegagalan

fungsi RCCS akibat sumbatan aliran perlu diperkirakan untuk diakomodasikan ke dalam desain.

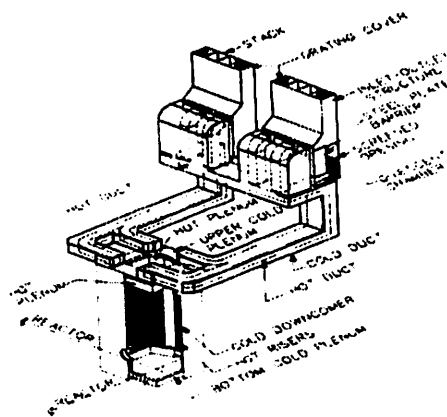
Pada makalah berikut, yang merupakan bagian pertama dari serial hasil studi tentang sistem keselamatan pasif Reaktor Maju, akan dibahas hasil prakiraan laju alir massa udara di dalam sistem pendinginan dengan konveksi udara secara alami, yaitu berupa peralatan eksperimen NADHRS (*Natural Air Draft Decay Heat Removal System*) yang merupakan model fungsional sederhana dari RCCS MHTGR. Eksperimen NADHRS ini dilakukan Penulis pada saat mengikuti Program *Research Student* dan Program Master di Universitas Tokai, Jepang beberapa waktu yang lalu. Prakiraan dilakukan pada kondisi sistem dengan input listrik 3 x 100 Watt, dan pada kondisi aliran dengan berbagai tingkat sumbatan penampang masukan dan penampang keluaran. Pembahasan diawali dengan deskripsi sistem NADHRS, dilanjutkan dengan pengembangan pendekatan teoritis terhadap mekanisme konveksi alami udara di dalam sistem NADHRS, prakiraan perubahan hambatan aliran akibat sumbatan, prakiraan perubahan laju alir massa udara akibat sumbatan, dan diakhiri dengan kesimpulan.

## II. DESKRIPSI SISTEM NADHRS

Pada Gambar 1 ditunjukkan konsep dasar pembuangan panas dari teras MHTGR, sedangkan pada Gambar 2 ditunjukkan konfigurasi RCCS. RCCS merupakan sistem pendinginan udara secara konveksi alami yang didesain untuk memindahkan panas dari relung (*cavity*) reaktor ke atmosfer dengan fluida kerja udara. Komponen utama RCCS meliputi: kanal pendinginan, panel pendinginan, *plenum atas* dan *plenum bawah*, serta struktur yang menyerupai *stack (chimney)* di bagian atasnya yang berfungsi sebagai pembangkit efek *stack* dan sekaligus bertindak sebagai bagian masukan dan bagian keluaran udara. Aliran udara masuk RCCS semata-mata dipicu oleh meningkatnya suhu panel pendingin sebagai akibat menerima panas dari bejana reaktor.



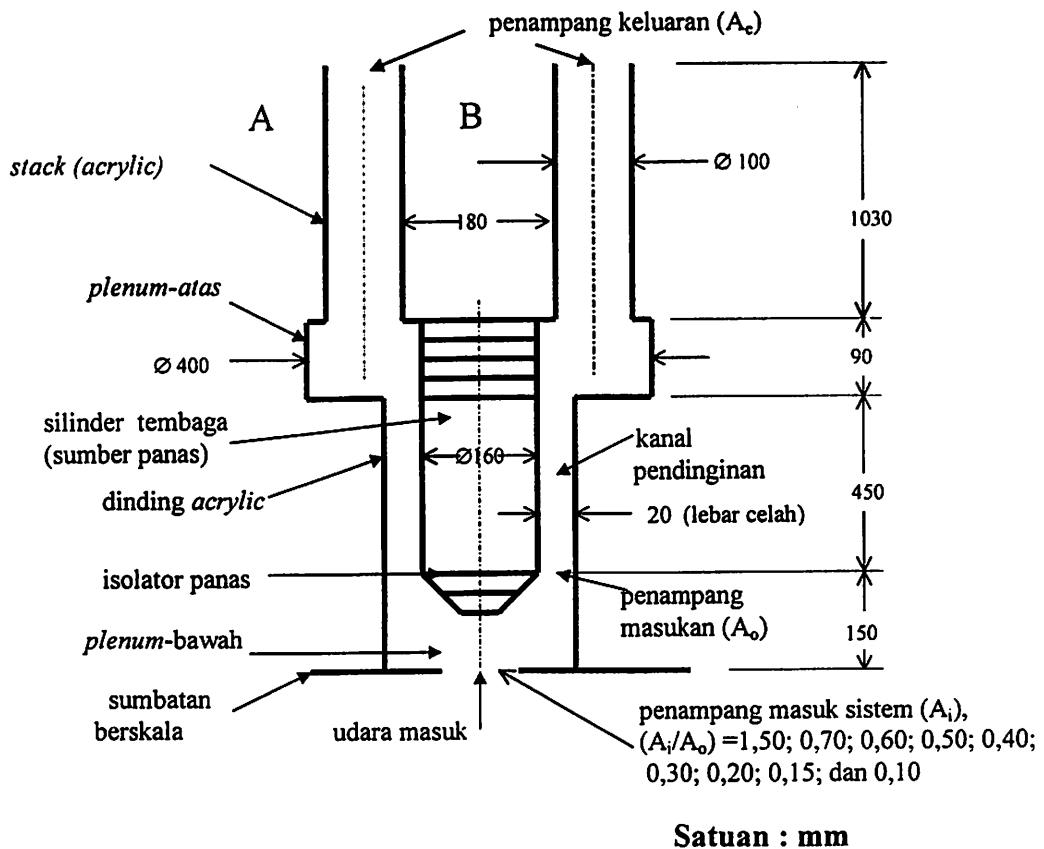
Gambar 1. Konsep dasar pemindahan panas pada RCCS <sup>1)</sup>



Gambar 2. Konfigurasi RCCS <sup>4)</sup>

Sistem NADHRS seperti ditunjukkan pada Gambar 3 merupakan model fungsional yang sederhana dari RCCS<sup>5,6)</sup>. Sebagai sumber panas (*guard vessel*) digunakan sebuah silinder tembaga berdiameter 160 mm, panjang 450 mm, dan tebal 2 mm yang dipanasi bagian bagian dalamnya dengan tiga buah pemanas (*stainless steel sheet heater*) masing-masing berdiameter 1,6 mm dan panjang 3600 mm, dengan total input listrik 3x 100 Watt. Silinder ini dilapisi isolator panas pada bagian bawah, dalam, dan bagian atasnya untuk mengurangi kebocoran panas sehingga diharapkan hanya terjadi perpindahan panas mendatar ke luar ke arah kanal pendinginan.

Pada jarak 20 mm dari permukaan luarnya, silinder sumber panas dilindungi oleh dinding *acrylic* yang tembus pandang. Selanjutnya, jarak antara dua permukaan ini diperhitungkan sebagai lebar celah (*gap*) kanal pendinginan. Dinding *acrylic* ini memanjang ke bawah sepanjang 600 mm dimana bagian ujung bawahnya membentuk bagian masukan dan *plenum*-bawah. Ruang kosong selebar celah dan berbentuk *annular* antara permukaan luar silinder dengan permukaan dalam dinding *acrylic* bertindak sebagai kanal pendinginan (*cooling channel*) yang berfungsi sebagai jalur pendinginan. Pada bagian masukan dipasang papan penyumbat aliran sehingga membentuk penampang masukan ( $A_i$ ). Posisi sumbatan berskala ini dapat diubah-ubah sedemikian rupa sehingga luas penampang masukan berubah relatif terhadap luas penampang pada kanal pendinginan ( $A_o$ ). Nilai awal ( $A_i/A_o$ ) adalah 1,50.



Gambar 3. Konfigurasi Sistem NADHRS<sup>5,6)</sup>

Di atas silinder dan kanal pendinginan terpasang *plenum-atas* berbentuk *annular* dari triplek ketebalan 10 mm, diameter 400 mm, dan tinggi 90 mm, serta berdinding luar dari *acrylic*. Pada sisi atas *plenum-atas* terdapat dua buah lubang berdiameter 100 mm sebagai pintu masuk bagi dua buah *stack* dari bahan *acrylic* yang berdiri tegak menjulang ke atas setinggi 1030 mm.

Untuk tujuan merubah hambatan keluaran, luas penampang keluaran *stack* ( $A_e$ ) dapat dipersempit dengan memasang sumbatan berlobang di bagian tengahnya dengan diameter tertentu sedemikian rupa sehingga  $A_e$  berubah relatif terhadap  $A_0$ . Pada kondisi awal, nilai ( $A_e/A_0$ ) adalah 1,23 yang memberikan harga hambatan keluaran ( $K_e=1,10$ ).

### III. PENDEKATAN TEORITIS TERHADAP MEKANISME KONVEKSI ALAMI UDARA DI DALAM SISTEM NADHRS

Pada sistem konveksi alami seperti NADHRS, suhu udara di dalam kanal pendinginan akan meningkat bila input listrik (panas) dialirkan ke dalam silinder tembaga. Meningkatnya suhu udara ini akan menurunkan densitasnya sehingga terjadi beda tekanan antara udara di setiap titik pada ketinggian yang sama di dalam dan di luar sistem sehingga di dalam sistem timbul gaya apung (*buoyancy force*). Gaya apung yang juga diperkuat oleh efek *stack* pada bagian atas sistem ini akan mengangkat massa udara ke atas meninggalkan kanal pendinginan dan bergerak ke luar sistem. Sebagai akibatnya, pada saat yang sama pada bagian masukan akan timbul *pumping power* yang menghisap masuk massa udara luar ke dalam sistem. Sebaliknya, berbagai perubahan bentuk penampang aliran, karakteristik permukaan kanal, maupun sumbatan penampang aliran akan menimbulkan hambatan aliran dan penurunan tekanan. Aliran udara masuk ke sistem akan terjadi bila gaya apung dapat mengatasi hambatan aliran sepanjang kanal, atau tenaga dorong gaya apung (*buoyancy driving head*) harus dapat mengatasi total penurunan tekanan (*pressure losses*) di dalam sistem agar terjadi aliran masuk massa udara ke dalam sistem.

Pada bagian berikut akan dikembangkan sebuah pendekatan teoritis untuk menjelaskan proses timbulnya gaya apung dan penurunan tekanan di dalam sistem. Selanjutnya berdasarkan pendekatan tersebut akan dilakukan prakiraan besarnya perubahan hambatan aliran dan perubahan laju alir massa udara di dalam sistem NADHRS sebagai akibat terjadinya sumbatan pada penampang aliran.

#### III. 1. Distribusi Suhu Udara di Dalam Kanal Pendinginan

Pada Gambar 4 ditunjukkan proses pemanasan udara di dalam kanal pendinginan dengan panjang  $H$  (m). Dengan menganggap bahwa udara secara termal merupakan gas ideal (*a thermally perfect gas*), maka pada kondisi ini berlaku persamaan berikut.<sup>7)</sup>

$$\rho = p/RT = 353,12/T \quad (01)$$

Berturut-turut  $\rho$  adalah densitas udara ( $\text{kg/m}^3$ ),  $p$  adalah tekanan udara ( $\text{N/m}^2$ ),  $T$  adalah suhu absolut ( $^{\circ}\text{K}$ ),  $R$  adalah konstanta gas universal ( $\text{N M/ kg. }^{\circ}\text{K}$ ).

Selanjutnya, bila dianggap tidak terjadi perubahan tekanan di dalam kanal pendingin, maka berlaku persamaan berikut.

$$\rho_0 T_0 = \rho_1 T_1 = \rho_2 T_2 = \rho T \quad (02)$$

Untuk satuan panjang  $z$  (m), maka rapat daya panas liniernya,  $q'(z)$  dinyatakan sebagai berikut.

$$q'(z) = q_0 \text{Cos}(\pi/H) z \quad (03)$$

dimana  $q_0$  adalah fluk panas ( $\text{W/m}^3$ ). Selanjutnya, input panas  $Q$  diasumsikan dikenakan secara merata sepanjang kanal pendinginan sehingga diperoleh distribusi suhu yang *uniform* yang dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$q'(z) = \frac{Q}{H} z \quad (04)$$

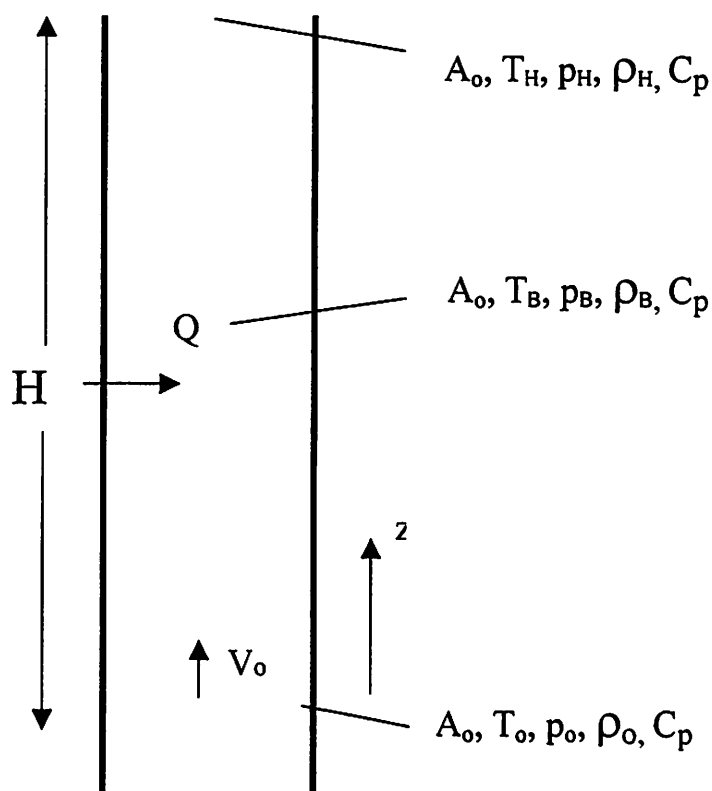
Selanjutnya, bila  $A_0$  ( $\text{m}^2$ ) dan  $V_0$  (m/detik) masing-masing adalah penampang aliran dan kecepatan aliran udara masuk kanal pendinginan,  $T_0$  adalah suhu mutlak ( $^{\circ}\text{K}$ ),  $C_p$  adalah kapasitas panas udara ( $\text{kJ/kg }^{\circ}\text{K}$ ) yang berharga  $1,0057 \text{ kJ/kg }^{\circ}\text{K}$  pada  $300^{\circ}\text{K}$ , maka kenaikan suhu ( $\Delta T_b$ ) pada ketinggian  $z$  (m) dinyatakan sebagai berikut.

$$\Delta T_b(z) = \frac{\int q'(z) dz}{C_p \rho_0 A_0 V_0} = \frac{Q}{C_p \rho_0 A_0 V_0} \left( \frac{z}{H} \right) = \frac{a}{V_0} z \quad (05)$$

dimana  $a = \frac{Q}{C_p \rho_0 A_0 H}$ .

Sedangkan suhu bulk ( $T_b$ ) pada ketinggian  $z$  (m) dinyatakan sebagai berikut.

$$T_b = T_0 + \Delta T_b \quad (06)$$



Gambar 4. Pemanasan Udara di Dalam Kanal Pendinginan

### III. 2. Perhitungan Gaya Apung Udara Di Dalam Sistem

#### III. 2. 1. Gaya Apung Udara di Dalam Kanal Pendinginan

Sebagai akibat pemanasan udara di dalam kanal pendinginan, maka akan terjadi penurunan densitas udara yang pada akhirnya menimbulkan gaya apung ( $Z_p$ ). Besarnya gaya apung  $\Delta Z_p(z)$  yang bekerja di dalam kanal pendinginan sepanjang  $\Delta z$  dapat diturunkan dari Persamaan (02) sebagai berikut:

$$\rho(z) = \frac{T_0}{T(z)} \rho_0 \quad (07)$$

$$\begin{aligned} \Delta Z_p(z) &= \left( \rho_0 - \frac{T_0}{T(z)} \rho_0 \right) g \Delta z \\ &= \rho_0 g \left( 1 - \frac{T_0}{T_0 + \frac{a}{V_0} z} \right) \Delta z \end{aligned} \quad (08)$$

Integrasi Persamaan ( 08 ) akan diperoleh keseluruhan gaya apung yang bekerja di sepanjang kanal pendingin ( $Z_p$ ).

$$Z_p = \int_0^H dZ_p = \rho_o g \left[ H - \int_0^H \frac{1}{1 + \frac{az}{VoTo}} dz \right] \quad (09)$$

Bila suku  $\left[ \int_0^H \frac{1}{1 + \frac{az}{VoTo}} dz \right] = \frac{VoTo}{a} \ln\left(1 - \frac{aH}{VoTo}\right) = H^*$  (10)

Maka Persamaan (09) dapat ditulis sebagai berikut.

$$Z_p = \rho_o g (H - H^*) = \rho_o g H \left(1 - \frac{H^*}{H}\right) \quad (11)$$

Selanjutnya, besarnya gaya apung sebagai fungsi laju alir massa udara yang masuk ke kanal pendinginan dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$Z_p = \rho_o g H \left(1 - \frac{m_o C_p T_o}{Q} \ln\left(1 + \frac{Q}{m_o C_p T_o}\right)\right) \quad (12)$$

### III. 2. 2. Gaya Apung Udara di Bagian Stack

Bila suhu udara masuk ke *stack* adalah  $T_H$  ( $^{\circ}K$ ) dan massa jenisnya  $\rho_H$  ( $kg/m^3$ ) maka besarnya gaya apung ( $Z_s$ ) di bagian *stack* dengan panjang  $L$  (m) dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$Z_s = (\rho_o - \rho_H) g L = \rho_o g L \left(1 - \frac{\rho_H}{\rho_o}\right) \quad (13)$$

Mempertimbangkan Persamaan (02) tentang sifat gas ideal maka Persamaan (13) dapat ditulis sebagai berikut.

$$Z_s = \rho_o g L \left(1 - \frac{T_o}{T_H}\right) = \rho_o g L \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{aH}{VoT}}\right] \quad (14)$$



Selanjutnya, gaya apung di bagian *stack* sebagai fungsi laju alir massa udara masuk ke kanal pendingin ( $m_o$ ) dinyatakan sebagai:

$$Z_s = \rho_o g L \left( 1 - \frac{T_o}{T_H} \right) = \rho_o g L \left[ 1 - \frac{1}{1 + \frac{Q}{m_o C_p T_o}} \right] \quad (15)$$

### III. 2. 3. Total Gaya Apung Udara di Dalam Sistem

Gaya apung di dalam sistem merupakan gabungan dari gaya apung di dalam kanal pendinginan dan di bagian *stack*, yaitu:

$$Z = Z_p + Z_s$$

$$= \rho_o g H \left( 1 - \frac{m_o C_p T_o}{Q} \ln \left( 1 + \frac{Q}{m_o C_p T_o} \right) \right) + \rho_o g L \left[ 1 - \frac{1}{1 + \frac{Q}{m_o C_p T_o}} \right] \quad (16)$$

Bila selanjutnya didefinisikan parameter baru berikut,

$$\frac{aH}{T_o} = \frac{Q}{C_p \rho_o A_o T_o} = b \quad (17)$$

maka

$$Z = \rho_o g H \left[ 1 - \frac{V_o}{b} \ln \left( 1 + \frac{b}{V_o} \right) \right] + \rho_o g L \left( 1 - \frac{1}{1 + \frac{b}{V_o}} \right) \quad (18)$$

Selanjutnya, digunakan parameter baru yang disebut sebagai *angka pemanasan* (*heating number*,  $H_e$ ) dan *intensitas pemanasan* (*heating intensity*,  $H_i$ ) yang masing-masing dinyatakan sebagai berikut.

$$H_e = \frac{b}{V_o} = \frac{Q}{C_p \rho_o A_o T_o V_o} \quad (19)$$

$$H_i = \frac{Q}{\rho_o V_o A_o} = \frac{Q}{m_o} \quad (20)$$

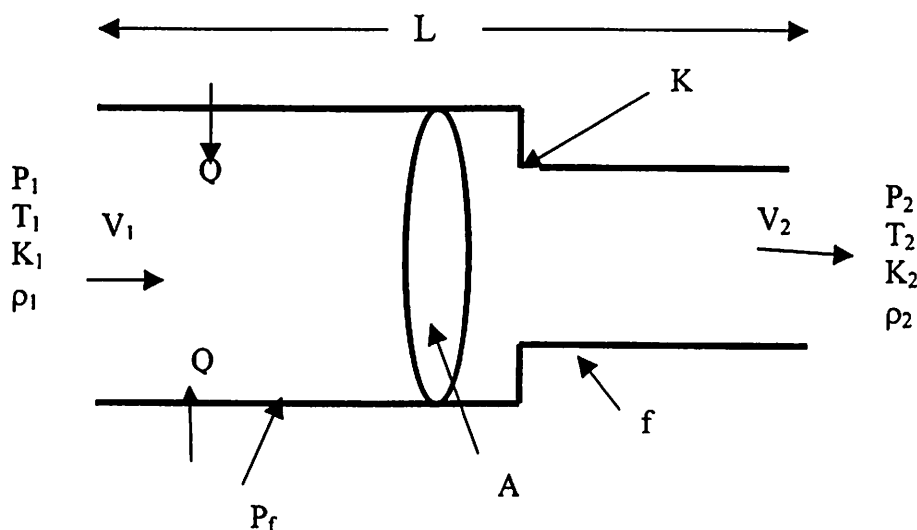
atau

$$H_e = \frac{H_i}{C_p T_o} \quad (21)$$

Dalam hal ini, intensitas pemanasan menunjukkan jumlah panas yang diserap oleh per satuan massa udara yang mengalir di dalam kanal pendinginan. Sedangkan angka pemanasan menunjukkan perbandingan jumlah panas yang diserap oleh per satuan massa udara terhadap entalpi stagnasi awalnya.

### III. 3. Penurunan Tekanan Udara di Dalam Sistem

Pemahaman terhadap perubahan tekanan sepanjang sistem merupakan faktor yang sangat penting yang mendasari perhitungan laju alir massa udara. Penurunan tekanan ini antara lain disebabkan oleh perubahan kecepatan akibat perubahan penampang aliran serta akibat kenaikan suhu akibat gesekan dan pemanasan. Gambar 5 mendeskripsikan kondisi aliran udara di dalam kanal pendinginan NADHRS sebagai sebuah pipa sepanjang  $L$  (m) dengan penampang aliran  $A$  ( $m^2$ ), yang dipanasi dengan fluk panas  $Q$  ( $W/m^3$ ), panjang basah  $P_f$  (m), koefisien turun tekanan karena perubahan penampang  $K$ , dan koefisien gesekan permukaan (*friction loss*)  $f$ .



Gambar 5. Aliran Udara di Dalam Kanal yang Dipanasi Beserta Parameter Terkait.

Dengan memandang aliran udara di dalam sistem NADHRS sebagai aliran dengan angka Mach rendah maka besarnya penurunan tekanan statis ( $p_s$ ) dapat dinyatakan dengan persamaan berikut.<sup>8)</sup>

$$\Delta p_s = \frac{RT_1}{2p_1} \left( \frac{m}{A} \right) \left[ Ks_1 + f \left( \frac{P_f L}{A} \right) \frac{T}{T_1} + 2 \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) + \sum_j^n C_{ij} \frac{Tq}{T_1} + Ks_2 \frac{T_2}{T_1} \right] \quad (22)$$

#### III. 3. 1. Penurunan Tekanan Udara di Bagian Kanal Pendinginan

Seperti ditunjukkan pada Gambar 3, bagian masukan kanal pendinginan berada di dalam sistem, dan berada pada suatu ketinggian di atas bagian masukan sistem. Pada item III.2.1 telah digunakan index o untuk parameter aliran udara di bagian masukan kanal

pendinginan, yaitu  $A_o$ ,  $T_o$ ,  $V_o$ , dan  $m_o$ . Dengan menerapkan Persamaan (22) untuk kondisi bagian masukan kanal pendinginan maka besarnya penurunan tekanan udara sepanjang kanal pendinginan dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$\delta P_p = \frac{RT_o}{2p_o} \left( \frac{m}{A_o} \right) \left[ K_{s1} + f \left( \frac{P_f L}{A} \right) \frac{T}{T_1} + 2 \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) + \sum_j^n K_{sH} \frac{T_H}{T_o} \right] \quad (23)$$

Bila udara dianggap sebagai gas ideal maka  $RT_o = p_o/p_1$  sehingga berlaku persamaan berikut.

$$\frac{RT_o}{2p_o} \left( \frac{m}{A_o} \right)^2 = \frac{0,5}{\rho_o} \left( \frac{m}{A_o} \right)^2 = \frac{0,5}{\rho_o} \left( \frac{A_o \rho_o V_o}{A_o} \right)^2 = 0,5 \rho_o V_o^2 \quad (24)$$

Mempertimbangkan bentuk dari kanal pendinginan yang *annular* dengan diameter dinding luar  $D_2$  dan diameter dinding dalam  $D_1$  maka berlaku persamaan berikut untuk koefisien gesekan aliran sepanjang kanal pendinginan.

$$f \left( \frac{P_f H}{A_o} \right) = f \left[ \frac{\pi (D + D_1) H}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)} \right] = f \left( \frac{4H}{D_2 - D_1} \right) = 4f \left( \frac{H}{D_e} \right) \quad (25)$$

Selanjutnya dari Persamaan (4) diperoleh persamaan-persamaan berikut.

$$T_H = T_o + \frac{a}{V_o} H \quad (26)$$

$$T_B = T_o + 0,5 \frac{a}{V_o} H \quad (27)$$

$$\frac{T_H}{T_o} = 1 + \frac{aH}{V_o T_o} \quad (28)$$

$$\frac{T_B}{T_o} = 1 + 0,5 \frac{aH}{V_o T_o} \quad (29)$$

Bila keseluruhan koefisien turun tekanan sepanjang bagian masukan dinyatakan sebagai  $K_{ief}$ , dan koefisien turun tekanan karena perubahan penampang aliran menuju ke *plenum* atas dinyatakan sebagai  $K_s$ , maka dengan memasukkan Persamaan (24) sampai (29) ke Persamaan (23) akan diperoleh persamaan berikut untuk penurunan tekanan di dalam kanal pendinginan.

$$\delta P_p = 0,5 \rho_o V_o^2 \left[ K_{ief} + 4f \frac{H}{D_e} \left( 1 + 0,5 \frac{aH}{V_o T_o} \right) + 2 \left\{ \left( 1 + \frac{aH}{V_o T_o} \right) - 1 \right\} + K_s \left( 1 + \frac{aH}{V_o T_o} \right) \right]$$

$$= 0,5\rho_o V_o^2 \left[ K_{ief} + K_s + (K_s + 2) \frac{AH}{V_o T_o} + \frac{H}{D_e} (4f) \left( 1 + \frac{0,5aH}{V_o T_o} \right) \right] \quad (30)$$

### III. 3. 2. Penurunan Tekanan Udara di Bagian Stack

Penurunan tekanan di bagian *stack* terjadi karena perubahan penampang aliran masuk ke *stack* ( $K_{ies}$ ), karena sifat permukaan bahan *stack* ( $f_s$ ), dan karena perubahan penampang aliran keluar meninggalkan *stack* ( $K_e$ ). Persamaan (21) tetap berlaku di sini, dengan disesuaikan kondisi setempat, yaitu  $A_1 = A_s$ ,  $T = T_1 = T_2 = T_H$  dan dianggap *uniform*. Dengan menganggap aliran masuk ke *stack* adalah aliran mantab (*steady state*) maka besarnya laju alir massa udara  $m = A_o V_o \rho_o = A_s V_s \rho_s$  sehingga diperoleh persamaan untuk penurunan tekanan di bagian *stack* sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \delta P_s &= \frac{RT_s}{2p_s} \left( \frac{m_s}{A_s} \right)^2 \left( \frac{P_{js} L}{A_s} f_s + K_e + K_{is} \right) \\ &= 0,5 \frac{T_H}{T_o} \left( \frac{A_o}{A_s} \right)^2 \rho_o V_o^2 \left( \frac{P_{js} L}{A_s} f_s + K_e + K_{is} \right) \\ &= 0,5 \rho_o \left( \frac{A_o}{A_s} \right)^2 \left( V_o^2 + \frac{aH}{T_o} V_o \right) \left( \frac{P_{js} L}{A_s} f_s + K_e + K_{is} \right) \end{aligned} \quad (31)$$

### III. 3. 3. Penurunan Tekanan Udara di Bagian Masukan

Dalam kaitan ini, yang dimaksud bagian masukan adalah bagian sistem mulai dari penampang masukan yang berhubungan dengan udara luar sampai pada pintu masuk kanal pendinginan. Penurunan tekanan pada bagian masukan ini utamanya terjadi karena perubahan penampang aliran masuk ke sistem ( $K_i'$ ), gesekan permukaan bahan *plenum* bawah ( $f'$ ) sepanjang  $H'$ , dan karena perubahan penampang aliran masuk ke kanal pendinginan ( $K_s'$ ). Dengan menerapkan Persamaan (22) pada kondisi bagian masukan akan diperoleh persamaan berikut untuk penurunan tekanan di bagian masukan.

$$\delta P_d = \frac{RT_o}{2p_o} \left( \frac{m}{A_o} \right)^2 + \frac{RT_o}{2p_o} \left( \frac{m}{A_o} \right)^2 K_s' + \frac{RT_o}{2p_o} \left( \frac{m}{A_d} \right)^2 (4f') \left( \frac{H'}{D_e} \right) + \frac{RT_o}{2p_o} \left( \frac{m}{A_i} \right) K_i' \quad (32)$$

Suku pertama dari Persamaan (32) adalah turun tekanan menuju kanal pendinginan yang timbul akibat percepatan aliran masuk ke kanal pendinginan. Suku ke dua adalah turun tekanan

di tempat yang sama yang timbul akibat perubahan penampang aliran pada kanal pendingin. Suku ke tiga adalah turun tekanan di bagian *plenum* bawah. Suku terakhir adalah turun tekanan yang diakibatkan oleh aliran masuk udara luar ke dalam sistem NADHRS. Penyelesaian lebih lanjut terhadap Persamaan (32) akan diperoleh:

$$\begin{aligned} \delta P_d &= 0,5\rho_o V_o^2 (1 + K_S') + 0,5\rho_o V_o^2 \left[ \left( \frac{A_o}{A'} \right)^2 \frac{H'}{D_e'} (4f') + \left( \frac{A_o}{A_i} \right)^2 K_i \right] \\ &= 0,5\rho_o V_o^2 \left[ 1 + K_S' + \left\{ \left( \frac{A_o}{A'} \right)^2 \frac{H'}{D_e'} \lambda' + \left( \frac{A_o}{A_i} \right)^2 K_i \right\} \right] \end{aligned} \quad (33)$$

Bila digunakan koefisien efektif penurunan tekanan sepanjang bagian masukan sebagai  $K_{ief}$  yang dinyatakan sebagai berikut.

$$K_{ief} = 1 + K_S' + \left( \frac{A_o}{A'} \right)^2 \frac{H'}{D_e'} \lambda' + \left( \frac{A_o}{A_i} \right)^2 K_i \quad (34)$$

Maka besarnya penurunan tekanan sepanjang bagian masukan dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$\delta P_d = 0,5\rho_o V_o^2 (K_{ief}) \quad (35)$$

### III. 3. 4. Total Penurunan Tekanan Udara di Dalam Sistem

Total penurunan tekanan sepanjang sistem ( $\delta P$ ) bisa diperoleh dengan menjumlahkan penurunan tekanan di bagian masukan, kanal pendinginan, dan *stack* sehingga diperoleh persamaan berikut.

$$\begin{aligned} \delta P &= \delta P_d + \delta P_p + \delta P_s \\ &= 0,5\rho_o V_o^2 (K_{ief}) + 0,5\rho_o V_o^2 \left[ (K_{ief} + K_S) + (K_S + 2) \frac{aH}{V_o T_o} + \frac{H}{D_e} (4f) \left( 1 + 0,5 \frac{aH}{V_o T_o} \right) \right] + \\ &\quad 0,5\rho_o \left( \frac{A_o}{A_s} \right)^2 \left( V_o^2 + \frac{aH V_o}{T_o} \right) \left( \frac{P_{JS} L}{A_s} f_s + K_e + K_{is} \right) \\ &= 0,5\rho_o \left[ K_{ief} + K_p + \frac{H}{D_e} (f_H) + \left( \frac{A_o}{A_s} \right)^2 \left( K_{is} + \frac{P_{JS}}{A_s} (f_s) + K_e \right) \right] V_o^2 + \\ &\quad 0,5\rho_o \left( \frac{aH}{T_o} \right) \left[ K_p + 2 + \frac{H}{D_e} (2f_H) + \left( \frac{A_o}{A_s} \right)^2 \left( K_{is} + \frac{P_{JS} L}{A_s} (4f_s) + K_e \right) \right] V_o \end{aligned} \quad (36)$$

#### IV. PERHITUNGAN LAJU ALIR MASSA UDARA

Kecepatan aliran udara masuk ke kanal pendinginan ( $V_o$ ) ditentukan dengan menyamakan besarnya tenaga dorong gaya apung pada Persamaan (18) dengan besarnya penurunan tekanan pada Persamaan (36) sebagai berikut.

$$Z = \delta P$$

$$\begin{aligned} \rho_o g H \left[ 1 - \frac{V_o}{b} \ln \left( 1 + \frac{b}{V_o} \right) \right] + \rho_o g L \left( 1 - \frac{1}{1 + \frac{b}{V_o}} \right) = \\ = 0,5 \rho_o \left[ K_{ief} + K_p + \frac{H}{D_e} (f_H) + \left( \frac{A_o}{A_s} \right)^2 \left( K_{is} + \frac{P_{fs}}{A_s} (f_s) + K_c \right) \right] V_o^2 + \\ 0,5 \rho_o \left( \frac{aH}{T_o} \right) \left[ K_p + 2 + \frac{H}{D_e} (2f_H) + \left( \frac{A_o}{A_s} \right)^2 \left( K_{is} + \frac{P_{fs}L}{A_s} (4f_s) + K_c \right) \right] V_o \end{aligned} \quad (37)$$

Selanjutnya harga  $V_o$  ditentukan dengan cara iterasi di dalam komputer dengan menentukan batas ketelitian.

Laju alir massa udara masuk ke kanal pendinginan ( $m_o$ , kg/detik) ditentukan dengan persamaan berikut.

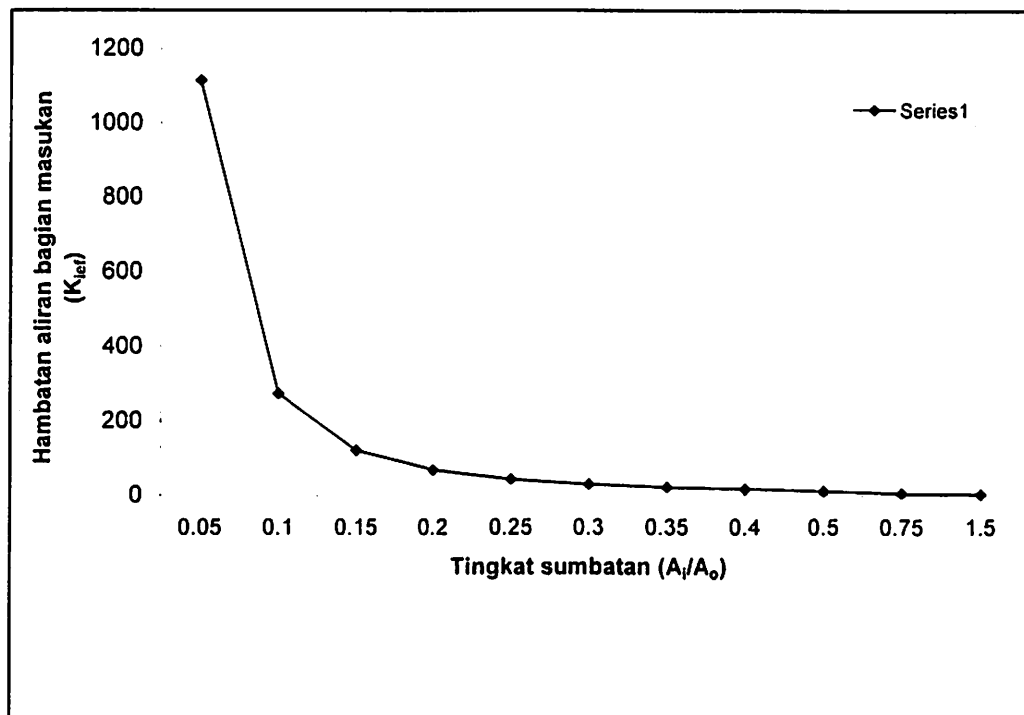
$$m_o = \rho_o A_o V_o \quad (38)$$

dimana  $\rho_o$  dihitung dengan Persamaan (01) pada suhu  $T_o$ .

#### V. PRAKIRAAN PERUBAHAN HAMBATAN ALIRAN DAN PERUBAHAN LAJU ALIR MASSA UDARA AKIBAT SUMBATAN PENAMPANG ALIRAN

Pada bagian sebelumnya digunakan notasi K untuk menunjukkan koefisien turun tekanan akibat perubahan penampang aliran. Dalam pengertian yang lebih umum, parameter K ini juga dapat dipandang sebagai koefisien hambatan aliran. Dengan menggunakan Persamaan (34) telah diperkirakan besarnya perubahan hambatan bagian masukan untuk berbagai tingkat sumbatan sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 6. Tingkat sumbatan dinyatakan sebagai perbandingan antara penampang masuk ke sistem terhadap penampang masuk kanal pendinginan ( $A_i/A_o$ ). Perubahan harga ( $A_i/A_o$ ) dari 1,50 menjadi 0,05, atau peningkatan sumbatan sebesar 96,67% dari kondisi awal telah meningkatkan harga efektif hambatan masukan ( $K_{ief}$ ) dari 2,00 menjadi 1114,60. Dalam hal ini harga  $K_{ief}$  untuk berbagai bentuk penampang aliran dihitung berdasarkan metode yang diperoleh dari Referensi 9. Analisis

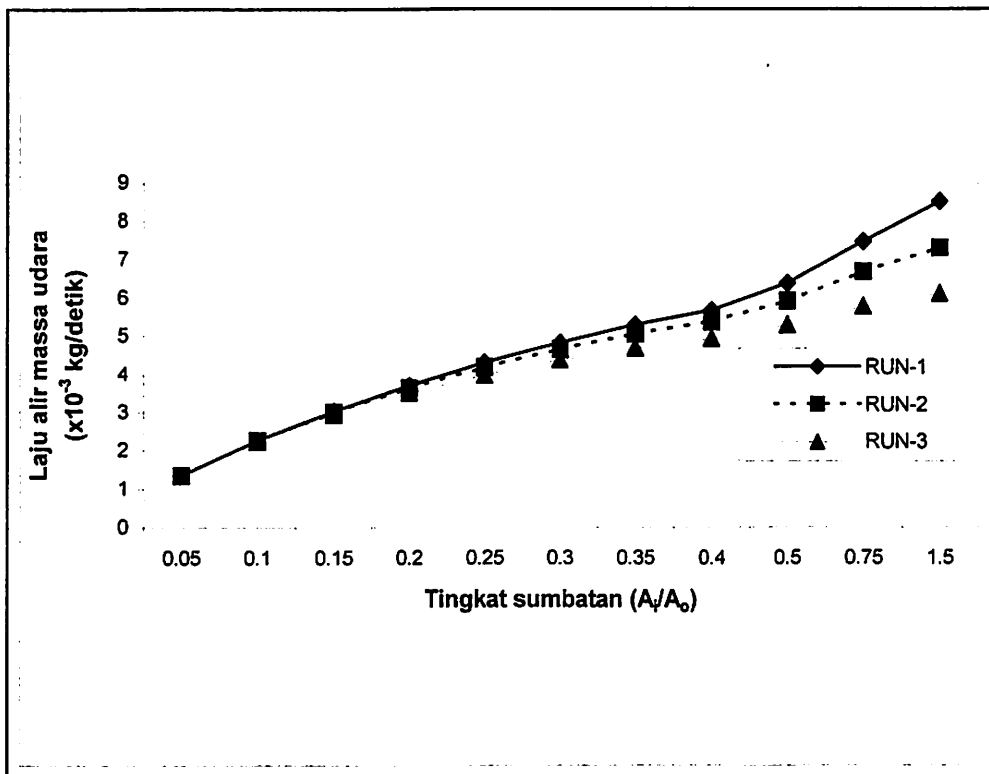
terhadap Gambar 6 menunjukkan bahwa hambatan aliran pada bagian masukan meningkat seiring dengan meningkatnya sumbatan penampang aliran. Selanjutnya, dengan bantuan Persamaan (37) telah diperkirakan besarnya laju alir massa udara ( $m_o$ ) masuk ke kanal pendinginan sistem NADHRS dengan input listrik 3x100 Watt, pada berbagai tingkat sumbatan pada bagian masukan, dan pada tiga kondisi hambatan penampang keluaran *stack* ( $K_e$ ), yaitu RUN-1 untuk kondisi penampang keluaran *stack* tanpa sumbatan ( $K_e=1,10$ ), RUN-2 untuk kondisi penampang keluaran *stack* disumbat sebagian sehingga  $K_e=6,20$ , dan RUN-3 untuk kondisi penampang keluaran *stack* disumbat sebagian sehingga  $K_e=15,00$ . Pada Tabel-1 disajikan harga beberapa parameter lain yang digunakan sebagai masukan untuk prakiraan harga  $m_o$ . Prakiraan harga  $m_o$  diawali dengan proses iterasi untuk menghitung  $V_o$  dengan ketelitian 0,001. Hasil prakiraan perubahan harga  $m_o$  ditunjukkan pada Gambar 7 untuk berbagai macam harga hambatan masukan ( $K_{inf}$ ) dengan hambatan keluaran ( $K_e$ ) sebagai parameter.



Gambar 6. Pengaruh Sumbatan Terhadap Hambatan Aliran pada Bagian Masukan

Tabel 1. Harga Beberapa Parameter yang Dipakai Sebagai Masukan Dalam Prakiraan Harga Laju Alir Massa Udara.

No	Parameter (satuan)	Simbol	Harga		
			RUN-1	RUN-2	RUN-3
01	Input panas (kW)	$Q_n$	0.3000	0.3000	0.3000
02	Panas bocor keluar sistem (%)	HL	10.0000	10.0000	10.0000
03	Koefisien gesekan permukaan <i>stack</i>	$f_s$	0.0040	0.0040	0.0040
04	Koefisien gesekan permukaan kanal pendinginan	$f_H$	0.0258	0.0258	0.0258
05	Koefisien turun tekanan di pintu masuk <i>stack</i>	$K_{ie}$	0.6500	0.6500	0.6500
06	Koefisien turun tekanan di pintu keluar <i>stack</i>	$K_e$	1.1000	6.2000	15.0000
07	Suhu udara luar ( $^{\circ}$ K)	$T_o$	293.200	293.200	293.100
08	Tinggi <i>stack</i> (m)	L	1.0300	1.0300	1.0300
09	Diameter <i>stack</i> (m)	$D_s$	0.1000	0.1000	0.1000
10	Jumlah <i>stack</i> (buah)	N	2	2	2
11	Koefisien turun tekanan di pintu keluar kanal pendinginan	$K_p$	1.2933	1.2933	1.2933
12	Diameter silinder sumber panas (m)	$D_1$	0.1600	0.1600	0.1600
13	Diameter dinding luar kanal pendinginan (m)	$D_2$	0.2000	0.2000	0.2000
14	Tinggi silinder sumber panas (m)	H	0.4000	0.4000	0.4000
15	Koefisien gesekan permukaan dinding kanal pendinginan	$f_H$	0.0261	0.0261	0.0261
16	Koefisien turun tekanan efektif sepanjang bagian masukan	$K_{ief}$	Seperti disajikan pada Gambar 6		



Gambar 7. Pengaruh Sumbatan Masukan Terhadap Laju Alir Massa Udara (Hambatan Keluaran Sebagai Parameter)



Analisis terhadap Gambar 7 menunjukkan bahwa laju alir massa udara semakin menurun seiring dengan meningkatnya sumbatan aliran pada bagian masukan. Disamping itu, laju alir massa udara juga menurun seiring dengan meningkatnya sumbatan pada bagian keluaran (penampang keluaran *stack*). Peningkatan sumbatan penampang masukan sampai 96,67% kondisi awal telah meningkatkan besarnya harga-efektif hambatan masukan ( $K_{ier}$ ) dari 2,00 sampai 1114,60. Selanjutnya, pada kondisi  $K_e=1,10$  (RUN-1),  $K_e=6,20$  (RUN-2), dan  $K_e=15,00$  (RUN-3), perubahan harga  $K_{ier}$  tersebut telah menurunkan besarnya laju alir massa udara berturut-turut dari  $8,50 \times 10^{-3}$  kg/detik ke  $1,35 \times 10^{-3}$  kg/detik,  $7,29 \times 10^{-3}$  kg/detik ke  $1,35 \times 10^{-3}$  kg/detik, dan  $6,11 \times 10^{-3}$  kg/detik ke  $1,35 \times 10^{-3}$  kg/detik. Kesamaan harga laju alir massa udara pada harga  $K_{ier} = 1114,60$  lebih disebabkan karena pada saat penghitungan harga  $V_o$  digunakan batas ketelitian *iterasi* 0,001 dengan pertimbangan efisiensi dan tingkat ketelitian hasil *iterasi*.

## VI. KESIMPULAN

Telah dilakukan pengembangan pendekatan teoritis (analitis) terhadap mekanisme konveksi alami udara di dalam sistem pendinginan yang diperkuat dengan efek *stack*, dengan contoh sistem berupa peralatan eksperimen NADHRS yang merupakan model fungsional dari RCCS MHTGR. Selanjutnya, persamaan-persamaan yang dihasilkan digunakan untuk memperkirakan besarnya perubahan hambatan aliran dan laju alir massa udara pada sistem tersebut pada kondisi penampang aliran yang tersumbat (*blockage*).

Hasil prakiraan menunjukkan bahwa sembarang penyumbatan pada penampang masukan dan, atau pada penampang keluaran akan meningkatkan hambatan aliran yang pada akhirnya akan menurunkan laju alir massa udara yang masuk ke sistem. Pada sistem NADHRS, dengan input listrik sebesar 3 x 100 Watt, maka peningkatan sumbatan penampang masukan sampai 96,67% kondisi awal telah meningkatkan besarnya harga-efektif hambatan masukan ( $K_{ier}$ ) dari 2,00 sampai 1114,60. Selanjutnya, pada kondisi  $K_e=1,10$ ,  $K_e=6,20$ , dan  $K_e=15,00$  perubahan harga  $K_{ier}$  tersebut telah menurunkan besarnya laju alir massa udara berturut-turut dari  $8,50 \times 10^{-3}$  kg/detik ke  $1,35 \times 10^{-3}$  kg/detik,  $7,29 \times 10^{-3}$  kg/detik ke  $1,35 \times 10^{-3}$  kg/detik, dan  $6,11 \times 10^{-3}$  kg/detik ke  $1,35 \times 10^{-3}$  kg/detik

Dengan demikian kemungkinan meningkatnya hambatan aliran serta potensi risikonya terhadap berkurangnya pasokan massa udara merupakan hal yang harus diperhitungkan secara serius ke dalam desain sistem pendinginan dengan konveksi udara secara alami. Pendekatan teoritis dalam studi ini, khususnya Persamaan (34) dan (37) dapat menjadi acuan untuk maksud tersebut sekaligus melengkapi literatur dalam bidang ini yang nampaknya masih langka.

## **DAFTAR PUSTAKA**

1. DILLING, D.A., et. al., *Passive Decay and Residual Heat Removal in MHTGR*, Work Sponsored by the US DOE, under contract No. DE-AC03-89SF1788, Washington, 1990.
2. SHENOY, A., *Modular Helium Reactor for non-electric Application*, IAEA-Advisory Group Meeting, Jakarta, 1995.
3. HILLS, R.P., *Air Natural Circulation Decay Heat Removal for Small Gas-cooled Reactor*, Study Sponsored by the US DOE and Gas-cooled Reactor Associates, under contract no. GCRA/BEC/81-202, Washington, 1990.
4. GENERAL ATOMIC TECHNOLOGY, *Seminar on Modular High Temperature Gas-cooled Reactor*, Tokyo, October 30, 1992.
5. JOYOSUKARTO, P., *Fenomena Aliran Terbalik Pada Sistem Pendinginan Udara Secara Konveksi Alami*, Seminar Keenam Teknologi dan Keselamatan PLTN serta Fasilitas Nuklir, Jakarta, 10-11 Oktober 2000.
6. JOYOSUKARTO, P., *Investigasi Eksperimental Terhadap Fenomena Aliran Terbalik Pada Sistem Pendinginan Udara Secara Konveksi Alami*, Seminar Reaktor Temperatur Tinggi Ke V, Yogyakarta, 22 Nopember 2000.
7. FU, G. et. al., *Heat Transfer and Friction Factor Behaviour in the Mixed Convection Regime for Air Up-flow in a Heated Vertical Pipe*, AIChE Heat Transfer Conference, Minneapolis, MN, Symp. Series 382, Vol. 87, pp. 326-335, 1993.
8. MELESE, G. and KATS, R., *Thermal and Flow Design of Helium-Cooled Reactor*, ANS, Illinois, 1984.
9. IDELCHICK, I.E., *Handbook of Hydraulic Resistance*, Hemisphere Publishing Co., New York, 1986.