



PEREKAYASAAN HEAT EXCHANGER SEBAGAI PEMANAS UMPAN UF₆ KE REAKTOR ROTARY KILN

P. Zacharias¹, M. Pancoko²

^{1,2} Pusat Rekayasa Perangkat Nuklir, Kawasan PUSPITEK Serpong, Gedung 71, Tangerang Selatan, 15310

ABSTRAK

PEREKAYASAAN HEAT EXCHANGER SEBAGAI PEMANAS UMPAN UF₆ KE REAKTOR ROTARY KILN. Proses konversi UF₆-UO₂ melalui Jalur Kering Terintegrasi (JKT) dilakukan dalam reaktor rotary kiln. Ada dua tahapan perlakuan/pengondisian awal sebelum umpan UF₆ dimasukkan ke reaktor, yaitu pertama, mengubah UF₆ padat menjadi fase gas suhu 60 °C dalam sebuah evaporator, kemudian kedua menaikkan suhu UF₆ gas dari 60 °C menjadi 290 °C dalam sebuah Heat Exchanger (HE). Oleh karena itu perlu didesain sebuah HE yang berfungsi sebagai pemanas umpan UF₆ gas. Kegiatan desain HE ini berupa penentuan/perhitungan spesifikasi HE sebagai pemanas. Langkah-langkah kegiatan penentuan spesifikasi HE mengikuti urutan sebagai berikut : menentukan nilai beban panas Q, menentukan perkiraan dimensi Heat Exchanger, menentukan dimensi/spesifikasi terkoreksi Heat Exchanger, dan menghitung pressure drop HE. Spesifikasi HE yang dihasilkan adalah Jenis double pipe HE hairpin dengan panjang 12 ft, 2 x 1 ¼ IPS. Material pipa adalah Inconel (alloy -600) yang tahan terhadap UF₆, HF, dan Steam. Annulus terbuat dari baja karbon. Penurunan tekanan dalam annulus sebesar 0,0004 psi, dan dalam pipa 0,042 psi. Heat Exchanger dengan spesifikasi seperti ini dapat difungsikan sebagai pemanas UF₆ gas sehingga suhunya naik dari 60 °C menjadi 290° C.

Kata kunci: Heat Exchanger, UF₆ gas, steam, Spesifikasi HE

ABSTRACT

DESIGN OF HEAT EXCHANGER FOR HEATING UF₆ FEED INTO ROTARY KILN REACTOR. The process of conversion of UF₆ to UO₂ through Integrated Dry Route (IDR) is done in a rotary kiln reactor. There are two stages of initial treatment / conditioning before inserting the UF₆ in to the reactor: changing UF₆ solid into the gas phase at a temperature of 60°C in an evaporator, and then, raising the temperature of UF₆ gas from 60°C to 290°C in a Heat Exchanger (HE). Therefore it is necessary to design a HE for heating UF₆ gas by determination / calculation of HE specifications as a heater. The steps activities of determining the specifications of HE in the following sequence: determining the value of the heat load Q, determining the approximate dimensions of the Heat Exchanger, determining the dimensions / specifications corrected Heat Exchanger, HE pressure drop calculation. The result of this design specification is a type of hairpin double pipe HE with a length of 12 ft, 2 x 1 ¼ IPS. Pipe material is Inconel (alloy -600) that is resistant to UF₆, HF, and Steam. Annulus material carbon steel. Pressure drop in annulus is 0.0004 psi, and in innerpipe is 0.042 psi. Heat Exchanger with specs like this can function as UF₆ gas heater so that the temperature be 290°C.

Keywords: Heat Exchanger, UF₆ gas, steam, HE specification

1. PENDAHULUAN

Desain pabrik elemen bakar untuk memproduksi UO₂ dari umpan UF₆ menggunakan dua jalur konversi UF₆-UO₂, yaitu jalur amonium uranil karbonat (AUK) dan jalur kering terintegrasi (JKT). Proses AUK lebih panjang jalurnya, peralatan/unit operasi yang digunakan lebih banyak, demikian juga dengan bahan kimia yang diperlukan dan berakibat sisa produk yang perlu diolah agar ramah



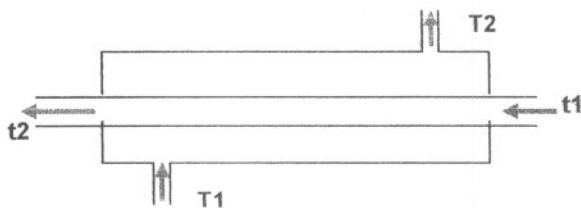
lingkungan juga banyak. Proses JKT jalurnya lebih singkat, peralatan/unit operasi yang digunakan lebih sedikit, dan berarti bahan proses dan sisanya juga lebih sedikit. Karena itu dapat dikatakan proses konversi UF_6-UF_6 melalui jalur kering terintegrasi lebih ramah lingkungan. Meskipun demikian, di negara produsen bahan bakar seperti Korea Selatan, ke dua jalur proses ini digunakan secara paralel.

Pada proses JKT, konversi UF_6-UF_6 dilakukan dalam reaktor *rotary kiln*. Umpam yang masuk ke reaktor adalah UF_6 gas, oleh karena itu sebelumnya perlu dilakukan penyiapan umpam untuk mengubah UF_6 padat menjadi fase gas. Perubahan fase ini dilakukan dalam alat *autoclave* (evaporator) dengan pemanas CCl_4 . Kemudian UF_6 gas dinaikkan suhunya menjadi $290^\circ C$ dalam alat penukar panas, selanjutnya diumpamkan ke reaktor. Dalam reaktor terjadi reaksi hidrolisa UF_6 oleh uap air menghasilkan UO_2F_2 , kemudian dilanjutkan dengan reduksi UO_2F_2 menjadi UO_2 oleh gas H_2 yang dialirkan dari unit pemanas. Produk utama UO_2 serbuk ke luar dari reaktor langsung masuk ke *hooper* dan *glovebox* untuk menunggu proses selanjutnya. Produk lain atau produk samping yang ke luar dari reaktor dan perlu pengelolaan khusus untuk rekoveri atau dijadikan limbah adalah UF_6 gas, HF, H_2O uap, H_2 , dan ikutan UO_2 .

Proses JKT minimal menggunakan 4 alat penukar panas, dua berfungsi sebagai pemanas (heater) untuk pengkondisian awal umpam dan pemanas H_2 , dan dua lagi sebagai unit pengolah produk samping sebagai cooler dan kondensator. Pemanasan UF_6 gas dan H_2 ini penting untuk mencapai suhu reaksi di dalam reaktor *rotary kiln* ^[1]. Karena itu, perlu didesain alat penukar panas yang sesuai dengan kebutuhan proses konversi UF_6-UF_6 , khususnya pada jalur kering terintegrasi. Perhitungan spesifikasi desain alat penukar panas mengacu ke buku Kern, "Process Heat Transfer" ^[2], sedangkan peralatan mekanik sesuai dengan *Mechanical Standards TEMA* ^[3] dan IPS-E-PR-775 "Process Design of Double Pipe Heat Exchangers" ^[4]. Alat penukar panas untuk proses produksi bahan bakar nuklir masuk kelas B *Mechanical Standards TEMA*. Jenis *Heat Exchanger (HE)* yang akan digunakan dalam desain ini adalah *Double pipe Heat Exchanger* atau *Shell and Tube Heat Exchanger* bergantung pada *flow area* yang diperlukan oleh proses

2. TEORI

Double Pipe Heat Exchanger berisikan pipa atau beberapa pipa yang mempunyai *shell (annulus)* sendiri-sendiri. Aliran fluida searah atau lawan arah dapat digunakan, baik fluida panas maupun dingin dalam *shell* dan fluida lain dalam pipa. Untuk keperluan praktis, alat ini berbentuk pipa U dan bagian luarnya diberi sirip untuk meningkatkan pemindahan panas. Keistimewaan jenis ini selain sederhana adalah mampu beroperasi pada tekanan tinggi, dan karena tidak ada sambungan, resiko tercampur kedua fluida sangat kecil. Kelemahannya terletak pada kapasitas perpindahan panasnya sangat kecil. ^[3,4] Sketsa *Double Pipe Heat Exchanger* untuk aliran fluida lawan arah seperti tampak pada Gambar 1.



Gambar 1. Aliran fluida lawan arah pada *Double Pipe Heat Exchanger*

Sebuah *Shell and Tube Heat Exchanger* terdiri dari sebuah *shell* silindris (badan *Heat Exchanger*) yang di dalamnya terdapat sejumlah *tube (tube bundle)* yang disusun dengan pola tertentu. Tipe susunan tube yang banyak digunakan adalah *In-line Square Pitch*, *In-line Triangular Pitch*, *Diamond Square Pitch* dan *Triangular Pitch*. Temperatur aliran fluida di dalam *tube bundle* berbeda dengan di luar *tube* (di dalam *shell*) sehingga terjadi perpindahan panas melalui dinding *tube* antara aliran fluida di dalam *tube* dan di luar *tube*. Dengan demikian, luas permukaan



perpindahan panas bergantung pada jumlah tube/pipa dalam *shell*. Jenis material pipa dan ketebalan harus sesuai dengan karakter fluida dan kondisi operasinya. Daerah yang berhubungan dengan bagian dalam *tube* disebut dengan *tube side* dan yang di luar *tube* disebut *shell side*.^[3,4]

3. TATA CARA PENETUAN SPESIFIKASI HEAT EXCHANGER

Hal pertama yang harus ditentukan dalam mendesain HE adalah material yang digunakan untuk HE. Material/ bahan untuk *shell* dan *tube* (pipa) perlu dipilih /ditentukan agar sesuai dengan fluida yang akan mengalir. Yang menjadi pertimbangan antara lain sifat kimia fluida terhadap material yang digunakan, seperti sifat korosi dan *embrittlement* hidrogen. Fluida korosif dialirkan dalam pipa, sedangkan yang tidak korosif dalam *shell*. Selanjutnya penentuan spesifikasi HE melalui sejumlah perhitungan. Urutan perhitungan spesifikasi HE yang perlu dilakukan adalah sebagai berikut.^[4]

3.1. BEBAN PANAS YANG DIPERLUKAN, Q.

Beban panas dalam HE dapat dihitung dengan menggunakan konsep neraca panas dengan berdasarkan rumus di bawah ini:

$$Q = WC (T_1 - T_2) = w c (t_2 - t_1) \quad (1)$$

Keterangan :

W = laju alir massa fluida panas, kg/jam

w = laju alir massa fluida dingin , kg/jam

C = kapasitas panas fluida panas,

c = kapasitas panas fluida dingin,

T₁ = suhu masuk fluida panas. °C

T₂ = suhu keluar fluida panas. °C

t₁ = suhu masuk fluida dingin. °C

t₂ = suhu keluar fluida dingin. °C

3.2. BEDA TEMPERATUR RATA-RATA LOGARITMIK (LOG MEAN TEMPERATUR DIFFERENCE LMTD)

Beda temperatur rata-rata logaritmik (*Log. Mean Temperature Difference LMTD*) adalah perbedaan temperatur rata-rata setiap bagian HE, karena perbedaan temperatur di setiap bagian HE tidak sama. Rumus ΔT_{LMTD} di bawah ini berdasarkan *Double Pipe Heat Exchanger* yang mengacu ke Gambar 1.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} \quad (2)$$

keterangan :

Δt_1 adalah selisih suhu antara $t_1 - T_2$

Δt_2 adalah selisih suhu antara $t_2 - T_1$

3.3. LUAS PERMUKAAN PERPINDAHAN PANAS HEAT EXCHANGE

Berdasarkan harga Q, ΔT_{LMTD} , dan UD, luas permukaan perpindahan panas sementara (A_s) dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (3) di bawah ini :



$$As = \frac{Q}{U_D \Delta T} \quad (3)$$

Q adalah aliran panas (kJ/jam, Btu/hr), U_D adalah *dirty overall coefficient* (koefisien *overall* perpindahan panas setelah dinding pipa kotor). Untuk fluida panas (*steam*) dan fluida dingin gas, nilai kisaran U_D adalah 2 – 50^[4].

3.4. PERHITUNGAN PERPINDAHAN PANAS PADA ANNULUS DAN INNER PIPE

3.4.1 Perhitungan pada Inner Pipe

Luas penampang aliran dalam pipa (a_p) dapat dihitung dengan Pers. (4).

$$a_p = \frac{\pi D^2}{4} \quad (4)$$

D adalah diameter-dalam pipa, ft, inchi
Kecepatan massa G_p di dalam pipa ditentukan dari Pers. (5)

$$G_p = W/a_p \quad (5)$$

W adalah laju alir massa dalam satuan lb/jam atau kg/jam
Jenis aliran fluida dalam pipa ditunjukkan oleh nilai bilangan Reynold yang dapat ditentukan dengan Pers. (6)

$$Re_p = \frac{DG_p}{\mu} \quad (6)$$

μ adalah viskositas, lb/ft.jam = centipoise x 2,42

Nilai bilangan Re_p di atas diterapkan ke *Figure 24 Kern*^[4] diperoleh harga *Heat-transfer Factor*, J_H kemudian gunakan Pers.(7) untuk menghitung koefisien transfer panas (*heat-transfer coefficient*) fluida di dalam pipa, h_i

$$h_i = J_H \frac{k}{D} \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \quad (7)$$

Kemudian ubah h_i ke h_{i0} dengan menggunakan Pers. (8).

$$h_{i0} = h_i \times \frac{ID1}{OD1} \quad (8)$$

3.4.2 . Perhitungan pada Annulus/Shell

Luas penampang aliran dalam *annulus* (a_a) dapat dihitung dengan Pers. (9).

$$a_a = \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4} \quad (9)$$

D_2 adalah diameter dalam *annulus*, ft atau inchi

D_1 adalah diameter luar pipa, ft atau inchi

Dan diameter ekuivalent (D_e) didapat dari Pers. (10)



Faktor pengotoran ditentukan dengan memakai Pers. (17), dan menggunakan U_D terkoreksi.

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C \times U_D} \quad (17)$$

3.5. PERHITUNGAN PENURUNAN TEKANAN, ΔP

Selama fluida melewati HE akan mengalami penurunan tekanan (*pressure drop*). Secara umum, HE dapat diterima bila nilai *pressure drop* yang diijinkan untuk fluida gas dalam pipa dan *annulus* berkisar 1,5 – 2 psi, sedangkan untuk cairan sekitar 10 psi.

Langkah perhitungan *pressure drop* sebagai berikut

3.5.1. *Pressure drop* pada *annulus*

Diameter ekuivalen dicari dengan rumus di bawah ini.

$$D_e = (D_2 - D_1) \quad (18)$$

D_2 adalah diameter dalam *annulus*, ft atau inchi

D_1 adalah diameter luar pipa, ft atau inchi

Jenis aliran berdasarkan bilangan Reynold dihitung dengan Pers.(19) berikut ini.

$$Re_a = \frac{D_e \times G_a}{\mu} \quad (19)$$

Berdasarkan nilai Re_a , faktor gesekan dalam *annulus* dihitung dengan Pers.(20).

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{(DG/\mu)^{0.42}} \quad (20)$$

Dan *Pressure drop* dalam satuan *feet of liquid* adalah

$$\Delta F_a = \frac{4fG_a^2 L}{2g\rho^2 D_e} \quad (21)$$

Kecepatan alir massa dalam satuan *feet per second* adalah

$$V = \frac{G_a}{3600\rho} \quad (22)$$

Pressure drop per hairpin dalam satuan *feet*

$$F_i = 2 \times \left(\frac{V^2}{2g'} \right) \quad (23)$$

Pressure drop selama fluida mengalir dalam *annulus* dalam satuan psi adalah



$$\Delta Pa = \frac{(\Delta Fa + Fi) \times \rho}{144} \quad (24)$$

3.5.2. Pressure drop pada pipa

Rumus untuk menghitung *Pressure drop* fluida dalam pipa sama dengan di *annulus*. Perbedaan hanya pada nilai bilangan Reynold dan laju alir massa (Gp) karena fluida yang berbeda.

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

UF₆ gas keluar dari evaporator bersuhu 60°C karena itu sebelum diumpankan ke reaktor suhunya harus dinaikkan menjadi 290°C sebagai persyaratan umpan ke reaktor. Karena itu diperlukan HE yang berfungsi sebagai pemanas untuk memanaskan umpan UF₆ gas dari 60°C menjadi 290°C^[1].

4.1. MENETUKAN MATERIAL HEAT EXCHANGER

Material/ bahan *heat exchanger* untuk *shell* dan *tube* (pipa) perlu dipilih /ditentukan agar sesuai dengan fluida yang akan mengalir. Fluida pemanas yang akan digunakan adalah uap air (*steam*) dan UF₆ yang menerima panas. Karena itu harus dipilih material yang tahan uap air dan UF₆ gas, terutama ketahanan terhadap korosi dan *embrittlement* hidrogen. Dari literatur proses konversi UF₆-UO₂ dan UF₆ – UF₄^[5], bahan pada alat unit operasi umumnya menggunakan *Inconel* (*alloy-600*). Karena UF₆ gas melalui *tube/* pipa, maka bahan pipa harus terbuat dari *Inconel*, sedangkan bahan *annulus* (*shell*) pada HE agar lebih murah dapat menggunakan baja karbon. Baja karbon juga tahan korosi uap air. *Steam* akan mengalir dalam *annulus* sebagai fluida panas dan UF₆ gas mengalir dalam pipa (*inner pipe*) sebagai fluida dingin.

4.2. MENENTUKAN NILAI BEBAN PANAS Q^[4]

Nilai aliran panas (beban panas) Q dihitung dalam satuan kJ/jam atau BTU/hr. Nilai Q didapat dari perhitungan neraca panas di sekitar HE, perhitungan neraca panas dilakukan sebelum perhitungan desain spesifikasi HE. Tabel 1 menunjukkan hasil perhitungan neraca massa dan neraca panas di sekitar HE pemanas umpan UF₆ gas dari 60°C menjadi 290°C.

Tabel 1. Data *steam* dan UF₆ saat masuk dan keluar HE

Fluida Panas		Fluida Dingin	
Nama Fluida	Steam	Nama Fluida	UF ₆ gas
Alliran massa (W)	5.3 kg/hr = 11.684 lb/hr	Alliran massa (w)	73.9027 kg/hr = 162.9276 lb/hr
Temperatur masuk (T1)	304C = 580°F	Temperatur masuk (t1)	60C = 140°F
Temperatur keluar (T2)	304C = 580°F	Temperatur keluar (t2)	290C = 554°F
Beban panas (Q) = 7273.31 kJ/hr = 6893.77 Btu/hr			
Δt ₁ = T ₁ - t ₂	26°F	Δt ₂ = T ₂ - t ₁	440°F



4.3. MENGHITUNG ΔT_{LMTD} MENGGUNAKAN PERS (2).

Dari Tabel 1 didapat $\Delta t_1 = T_1 - t_2 = 26^\circ\text{F}$ dan $\Delta t_2 = T_2 - t_1 = 440^\circ\text{F}$

$$\Delta T_{LMTD} = 146.36^\circ\text{F}$$

4.4. LUAS AREA SEMENTARA PERMUKAAN PERPINDAHAN PANAS (A_s) DIHITUNG BERDASARKAN PERS.(3).

Nilai Q dari Tabel 1 ,dan Δt adalah ΔT_{LMTD} . Nilai U_D sementara diasumsikan adalah $U_D = 3$ Btu/jam.ft².F. Jadi luas permukaan transfer panas sementara A_s adalah :

$$A_s = 15.70 \text{ ft}^2$$

Karena nilai $A_s < 200 \text{ ft}^2$ (yaitu 15.70 ft^2), maka dipilih pemanas tipe *Double Pipe Heat Exchanger* Kemudian pilih dengan panjang 12 ft, *outerpipe* NPS 2 in. dan *innerpipe* NPS 1 ¼ in. IPS. Dimensi pipa dapat dilihat pada Tabel 2.

Tabel 2. Dimensi pipa baja (IPS) yang digunakan pada desain ini

Inner Pipe	Schedule	ID1(inc)	OD1(inc)
1 ¼	40	1.38	1.66
Outer Pipe	Schedule	ID2	OD2
2	40	2.067	2.38

Berdasarkan data pipa dari Tabel 2 dilakukan perhitungan untuk menentukan spesifikasi pipa dan *annulus* untuk *Double Pipe Hairpin HE*. Fluida panas adalah *steam* mengalir dalam *annulus* dan fluida dingin adalah UF_6 gas mengalir dalam pipa.

4.5. PERHITUNGAN PERPINDAHAN PANAS DALAM PIPA

UF_6 gas mengalir dalam pipa sebagai fluida dingin. Temperatur rerata dan sifat fisis UF_6 [6] adalah :

$$\begin{aligned} t_{av} &= 347^\circ\text{F} \\ C_p &= 0.1022 \text{ Btu}/(\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}) \\ \mu &= 0.0599 \text{ lb}/(\text{ft} \cdot \text{hr}) \\ \rho &= 0.668 \text{ lb}/\text{ft}^3 \\ k &= 0.00613 \text{ Btu}/(\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot \text{F}) \end{aligned}$$

Luas penampang aliran dalam pipa (a_p) dapat dihitung dengan Pers. (4).

$$D = ID1/12 = 1.38/12 = 0.115 \text{ ft}$$

Hasilnya adalah $a_p = 0.0104 \text{ ft}^2$

Perhitungan kecepatan massa (G_p), bil. Reynold (Rep), *Heat-transfer Factor* (JH), dan koefisien transfer panas fluida di dalam pipa (h_i) dan hio berturut-turut dihitung dari Pers. (5), Pers. (6) Pers. (7), Pers. (8), yang hasilnya sebagai berikut.



$$G_p = 15690 \text{ lb}/(\text{ft}^2 \cdot \text{hr}) \\ = 30130$$

$$JH = 100 \\ = 5.33 \\ = 4.43$$

4.6. PERHITUNGAN PERPINDAHAN PANAS DALAM ANNULUS

Yang mengalir dalam *annulus* adalah steam sebagai fluida panas. Temperatur rerata dan sifat fisis adalah :

$$T_{av} = 580 \text{ }^\circ\text{F} \\ C_p = 1.5 \text{ Btu}/(\text{lb} \cdot \text{ }^\circ\text{F}) \\ \mu = 0.126 \text{ lb}/(\text{ft} \cdot \text{hr}) \\ \rho = 5.756 \text{ lb}/\text{ft}^3 \\ k = 0.177 \text{ Btu}/(\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot \text{ }^\circ\text{F})$$

Luas penampang aliran dalam *annulus* (*aa*) dan diameter ekuivalen (*De*) dihitung dengan Pers. (9) dan Pers. (10)

$$D_2 = ID_2/12 = 0.172 \text{ ft} \\ D_1 = OD_1/12 = 0.138 \text{ ft}$$

Diperoleh $aa = 0.0083 \text{ ft}^2$ dan $De = 0.0761 \text{ ft}$

Perhitungan kecepatan massa (*Ga*), bil. Reynold (*Rea*), *Heat-transfer Factor* (*JH*), dan koefisien transfer panas fluida di luar pipa (*ho*) berturut-turut dihitung dari Pers. (11), Pers. (12) Pers. (13) yang hasilnya sebagai berikut.

$$Ga = 1413.01 \text{ lb}/(\text{ft}^2 \cdot \text{hr}) \\ = 853.96 \\ JH = 3.5 \\ = 8.32$$

4.7. PERHITUNGAN KOEFISIEN KESELURUHAN PERPINDAHAN PANAS

Koefisien Keseluruhan Perpindahan Panas Bersih (*Uc*) dan Koefisien Keseluruhan Perpindahan Panas Desain (*UD*) masing-masing dihitung dari Pers. (14) dan Pers. (15). Dimana $JH = 4.43$ dan $ho = 8.32$, hasil hitungan adalah $Uc = 2.89 \text{ Btu}/\text{hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$

Untuk menghitung *UD* diasumsikan $Rd \text{ min} = 0.003$, $Rd \text{ min}$ adalah faktor pengotor minimal sehingga diperoleh

$$UD = 2.87 \text{ Btu}/\text{hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Luas permukaan perpindahan panas yang diperlukan dihitung dari Pers. (3). Nilai $UD = 2.87 \text{ Btu}/\text{hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$, $\Delta T_{LMTD} = 146.36 \text{ }^\circ\text{F}$ dan $Q = 6893.77 \text{ Btu}/\text{hr}$ didapat

$$A = 16.44 \text{ ft}^2$$

Kemudian dari nilai *A* dapat ditentukan panjang pipa (*L*), dan dari harga *L* dapat ditentukan jumlah pipa HE yang diperlukan (*Np*).

$$L = 37.85 \text{ ft} \\ = 1.6$$

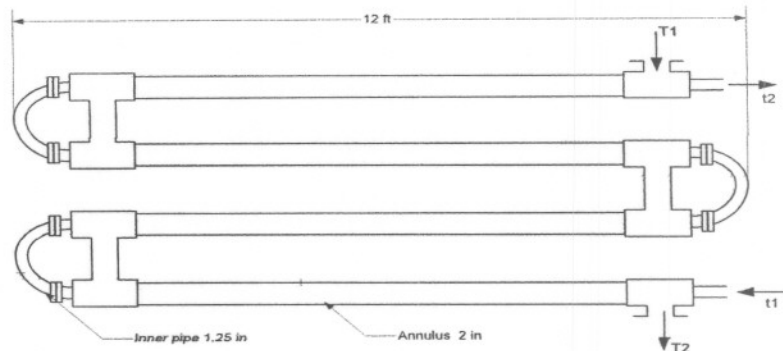
Dan tentukan $N_p = 2$, yaitu 2 pipa hairpin 12 ft seri dengan *L* sebenarnya = 48 ft



viskositas UF6, sehingga sangat cocok bila fluida dengan viskositas tinggi mengalir dalam *annulus*, sedangkan yang encer (UF6 gas) dialirkan dalam pipa. UF6 gas bersifat lebih korosif, bila dialirkan dalam *annulus* akan mengkorosi di dua bagian, yaitu dinding dalam *annulus* dan permukaan luar pipa, artinya kerugian lebih banyak. Karena itu tepat bila UF6 gas dialirkan dalam pipa, bila terkorosi hanya bagian dalam pipa saja, *annulus* tidak terkorosi oleh UF6. Hal-hal tersebut di atas tetap harus dipertimbangan dengan tepat, karena hanya bahan pipa yang menggunakan *Inconel*, sedangkan bahan *annulus* dari baja karbon agar lebih murah. Dari perhitungan desain didapat luas permukaan panas (A) adalah 20,85 ft² yang diperlukan untuk perpindahan panas sehingga dapat menaikkan suhu UF6 dari 60 °C ke 290°C oleh steam 304 °C. Peran ini dapat dilakukan oleh *Double pipe* HE dengan dua pipa hairpin (pipa hairpin adalah pipa berbentuk U) dengan panjang tiap kaki U adalah 12 ft 2 x 1 ¼ IPS. Dua pasang pipa hairpin ini disusun seri, artinya UF6 gas suhu 60°C masuk ke hairpin pertama kemudian keluar langsung masuk ke pipa hairpin ke dua, dan UF6 gas keluar dari hairpin ke dua bersuhu 290°C. Selama fluida mengalir akan mengalami penurunan tekanan yang disebabkan terutama oleh gesekan aliran dengan dinding dan pembelokan aliran. Dari perhitungan diperoleh $\Delta P_{annulus} = 0,0004$ psi, $\Delta P_{pipe} = 0,042$ psi. Kedua nilai ini lebih kecil dari batas maksimum $\Delta P_{Allowable}$, yang berarti desain ini dapat diterima.

6. KESIMPULAN

Dari kegiatan ini telah dapat ditentukan spesifikasi HE yang berfungsi sebagai pemanas UF6 sebelum diumpankan ke reaktor rotary kiln. Kegiatan ini masih dalam taraf desain dasar, oleh karena itu hasil perhitungan spesifikasi HE ini masih perlu disempurnakan untuk mendapatkan hasil yang lebih siap untuk dijadikan masukan pada desain rinci. Desain dasar alat ini dapat melengkapi kepentingan desain proses konversi UF6-UO₂ melalui jalur kering terintegrasi. Langkah kerja perhitungan spesifikasi HE ini dapat juga digunakan untuk penentuan spesifikasi HE yang lain dalam proses JKT, seperti cooler dan kondensor pada jalur gas buang. Ringkasan dari hasil desain Heat Exchanger Sebagai Pemanas Umpan UF6 ke Reaktor Rotary Kiln dapat dilihat pada tabel dan gambar di bawah ini.



Gambar 2. desain double pipe HE hairpin dengan panjang 12 ft, 2 x 1 ¼ IPS (tidak berskala)

Fungsi : Menaikan temperatur UF6 gas dari 60°C menjadi 290°C

Tipe : double pipe HE hairpin dengan panjang 12 ft, 2 x 1 ¼ IPS

A total : 20,85 ft²

UC : 2,89 Btu/jam.ft².F

UD : 2,26 Btu/jam.ft².F

Rd : 0,097

Material : Bahan pipa adalah Inconel (alloy -600) tahan terhadap UF6, HF, dan Steam, annulus terbuat dari baja karbon

Pressure drop, : $\Delta P_{annulus} = 0,0004$ psi, $\Delta P_{pipe} = 0,042$ psi

ΔP Allowable, max 1,5 - 2 psi

7. DAFTAR PUSTAKA

1. BAMBANG GALUNG SUSANTO, dkk., Prastudi Kelayakan Pabrik Elemen Bakar Nuklir Tipe Presurizer Water Reactor (PWR) di Indonesia, Rev.1, 2009
2. RICHARD C. BYRNE, Standard of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 25 North Broadway, Tarrytown, NY 10591, 1998.
3. IPS-E-PR-775, "Engineering Standard for Process Design of Double Pipe Heat Exchangers, Original Edition, 1995.
4. KERN, DONALD Q., " Process Heat Transfer ", McGraw – Hill Kogakusha, LTD, 1965.
5. Anonymous, Plant and Equipment for the Conversion of Uranium, Special Designed or Prepared Systems for the Conversion of UF6 to UO2, and UF6 to UF4, April 1999.
6. R. DEWITT, Uranium Hexafluoride: a Survey of the Physico- Chemical Properties, August 12, 1960

PERTANYAAN :

1. Untuk memperoleh transfer panas dari annulus ke fluida lain yang diinginkan harus berapa panjang kontak pipa?(SUTOMO)

JAWABAN :

1. Draiperhitungan $A=20,85$ ft luas permukaan perpindahan panas $Q=7273,31$ kg/hr =6893 btu/hr (panas yg harus dipindahkan). Diperlukan panjang total pipa 48 ft (4 x 12 ft) yang disusun dalam dua pasang double pipe heat exchanger hairpin =12 ft, 2 x 1,5 ips