



Perancangan Penukar Panas (He) Berbahan Bakar Sekam Padi Pada Pengereng Ikan Dengan Kapasitas 50 Kg

Aditiya Prastiya¹, Oleh², Aa Santosa³

^{1,2} Program Studi Teknik Mesin (S1) Fakultas Teknik. Universitas Singaperbangsa Karawang

Abstract

Received: 13 Agustus 2022
Revised: 16 Agustus 2022
Accepted: 24 Agustus 2022

Fish drying machine with a capacity of 50 kg of wet fish is one of the energy machines that serves to reduce the water content in fish by passing hot air of 40-50°C above its surface. This fish drying machine has a heat exchanger as its main heart. The source of heat energy used is the combustion of husks and air. Then with the heat exchanger the gas is flowed through the tube in the heat exchanger. The heat exchanger used is a cross flow type heat exchanger in which the air fluid mixes and the husk combustion gases do not mix. On the outside of the tube, drying air flows which will be heated and used as a drying medium for wet fish. The large heat flow rate carried by the drying air can reduce the water content in the grain by 31.2 kg of water from 50 kg of fresh fish in 8 hours. The heat exchanger construction planning is made in such a way using the LMTD approach and the effectiveness and CFD simulation integrated in Ansys15.0, so that the performance of the tool can be known. The final result of modeling provides flow and temperature distribution that occurs in the heat exchanger. The capital uses 3D steady flow by selecting standard K- ϵ as turbulence modeling and activating the energy equation. The input data entered into the application is the result of previous measurements and calculations

Keywords: *Wet grain, water content, LMTD, Thermal energy, CFD*

(*) Corresponding Author:

yuneikastika@gmail.com

How to Cite: Prastiya, A., Oleh, O., & Santosa, A. (2022). Perancangan Penukar Panas (HE) Berbahan Bakar Sekam Padi Pada Pengereng Ikan Dengan Kapasitas 50 KG. *Jurnal Ilmiah Wahana Pendidikan*, 8(17), 567-581. <https://doi.org/10.5281/zenodo.7081149>.

PENDAHULUAN

Proses pengeringan ikan menggunakan alat penukar panas (APK) yang berbahan bakar sekam belum banyak digunakan sebagai pengeringan ikan. Proses pengeringan ini lebih memberikan keuntungan diantaranya waktu pengeringan lebih cepat dan tidak memerlukan tempat yang lebih luas dan hemat biaya karena menggunakan bahan yang jarang digunakan. Pada musim penghujan atau malam hari proses pengeringan juga dapat dilakukan. Disisi lain, semakin banyak ikan yang akan dikeringkan maka akan semakin besar jumlah bahan bakar yang diperlukan dalam proses tersebut.

Penggunaan pengeringan dengan menggunakan penukar panas ini dirasa cukup efektif. Pengurangan kandungan air dalam ikan dapat berkurang hingga mencapai 10 – 15 % saja air yang tersisa dalam ikan asin (ikan kering). Namun demikian dampak lain dengan menggunakan bahan bakar tersebut juga akan menaikkan biaya oprasional yang lebih besar. Harga jual dan produksi beras menggunakan bahan bakar ini akan meningkat dan lebih mahal. Karena ada biaya tambahan berupa konsumsi bahan bakar tersebut.



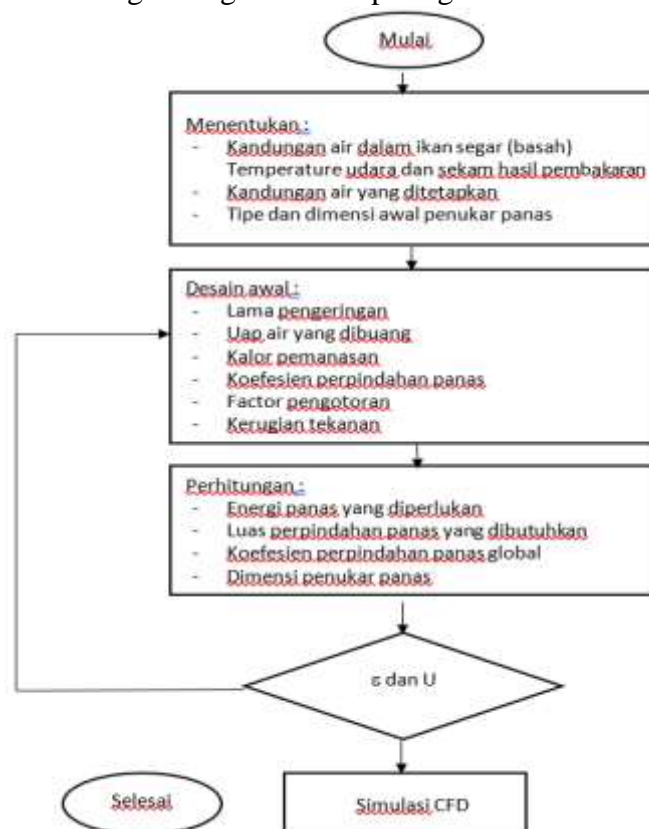
Hasil pengamatan dilapangan proses pembakaran sekam yang dibakar pada proses pembakaran sekam dengan kecepatan aliran udara antara 0.5– 1.5 m/s ruang bakar memiliki temperatur yang cukup tinggi yaitu sebesar 180° - 200°C. Kecepatan aliran udara yang dimasukan ke ruang bakar tergantung pada jumlah ikan yang akan dikeringkan. Sementara untuk temperatur udara panas yang dialirkan kedalam ruang pengering berkisar anantara 40 – 50°C dengan kecepatan udara sebesar 5 - 8 m/s.

Dengan hal tersebut di atas, penulis mencoba merancang penukar panas dengan memanfaatkan sekam yang dihasilkan dari penggilingan padi tersebut. Penukar panas yang digunakan memanfaatkan panas dari pembakaran sekam yang dihasilkan dari penggilingan padi. Sekam padi yang akan dibakar ditempatkan pada ruang bakar Penukar panas yang akan dirancang adalah penukar panas tipe aliran silang. Udara panas dan kering yang dihasilkan oleh penukar panas digunakan sebagai media pengangkut kandungan air dalam ikan kering dan dibuang kelingkingan. Proses pengeringan ikan dilakukan dalam wadah atau bak tertutup dengan pengontrolan dilakukan oleh *temperature control* yang dipasang dalam wadah pengering. Aliran udara panas yang bergerak melintasi tumpukan ikan,

METODE PENELITIAN

Diagram Alir Penelitian

Dalam perancangan penukar panas untuk pengering ikan kapasitas 50 kg dilakukan sesuai dengan diagram alir seperti gambar 1 berikut.



Gambar 1. Diagram alir penelitian

HASIL DAN PEMBAHASAN

Kandungan Air

Massa ikan segar yang akan dikeringkan M_o dalam wadah atau penampung sebanyak 50 kg dengan kandungan air 66%. Dengan perhitungan basis basah, kandungan air dalam ikan segar :

$$M_w = \frac{M_o - M_d}{M_o}$$

Dimana :

M_w = Massa air dalam ikan segar, kg

M_o = Massa ikan segar, kg

M_d = Massa daging dalam ikan segar, kg

$$M_d = M_o(1 - M_{aw})$$

$$M_d = 50 \text{ kg} (1 - 0,66)$$

$$M_d = 50 \text{ kg} (0,34)$$

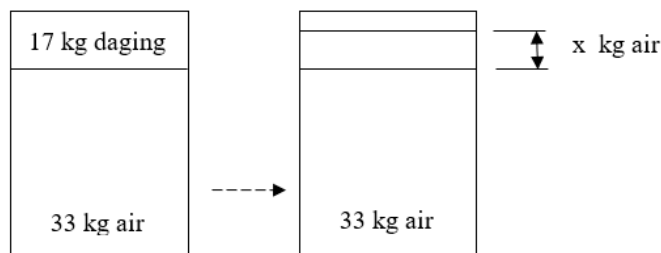
$$M_d = 17 \text{ kg daging ikan}$$

Sehingga kandungan air dalam ikan segar M_w dengan perhitungan basis basah adalah :

$$M_w = 66\% \cdot 50 \text{ kg air}$$

$$M_w = 33 \text{ kg air}$$

Sedangkan kandungan air untuk ikan asin yang diijinkan untuk konsumsi sebesar 10%. Hal ini disesuaikan dengan standar ikan asin yang beredar dipasaran dan penjual. Selain itu ikan asin tidak boleh mudah hancur dan memiliki geometri yang rasa dan tidak hangus seperti terbakar. Maka kandungan air yang harus dilepaskan ikan segar ke udara panas adalah :



Gambar 2. Perbandingan kandungan air dan daging ikan

$$10\% = \frac{x}{x + M_{aw}}$$

$$x = 0,1x + 0,1(33 \text{ kg})$$

$$x = \frac{3,3 \text{ kg}}{0,9}$$

$$x = 3,67 \text{ kg air yang harus tersisa}$$

Sehingga air yang harus diuapkan adalah :

$$M_a = 33 \text{ kg air} - 3,67 \text{ kg air}$$

$$M_a = 29,33 \text{ kg air}$$

Proses pengeringan ikan segar menjadi ikan kering (ikan asin) direncanakan memerlukan waktu pemanasan selama 8 jam sesuai dengan

design awal. Maka laju aliran massa uap air dari ikan tersebut yang diserap udara adalah :

$$\dot{m}_a = \frac{29,33 \text{ kg air}}{(8) (60)(60) \text{ s}}$$

$$\dot{m}_a = 0.00102 \text{ kg air/s}$$

Kalor Ikan Segar

Kalor air ikan segar yang diserap oleh udara pengering dengan temperatur Tak = 50 °C. Sementara temperatur awal ikan segar sebesar Taw = 28 °C. Panas jenis air dalam ikan segar Cpp = 4200 J/kg °C, maka kalor panas sensibel untuk menaikkan temperatur air ikan segar.

$$\dot{Q}_{si} = \dot{m}_i c_{pp} (T_{ak} - T_{aw})$$

$$\dot{Q}_{si} = \frac{29,33}{8 (60)(60)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ air } 4200 \frac{\text{J}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} (50 - 28) \text{ C}$$

$$\dot{Q}_{si} = 94,1 \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

Dengan asumsi kebutuhan total kalor yang dibutuhkan ruang pengering 110% karena adanya faktor kerugian, maka kalor yang dibutuhkan adalah :

$$\dot{Q}_t = 1,1 Q_i$$

$$\dot{Q}_t = 1,1 (94,1) \text{ J/s}$$

$$\dot{Q}_t = 103,5 \text{ J/s}$$

Karena jumlah panas yang digunakan diambil udara panas maka besarnya panas ruang pengering sebanding dengan panas udara yang dibutuhkan yaitu :

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_u$$

$$\dot{Q}_u = 103,5 \text{ J/s}$$

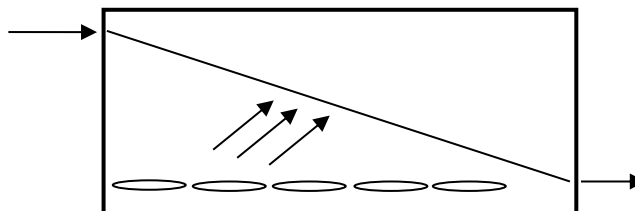
Dimana \dot{Q}_u adalah kalor dari udara panas yang harus disediakan.

Kebutuhan Udara Panas Pengeringan

Temperatur udara masuk dan keluar ruang pengering ikan segar dipertahankan temperatur konstan, dimana temperatur udara panas masuk ruang pengering T₁ ditetapkan sebesar 60°C dengan $\phi_1 = 70\%$ dan udara keluar dari ruang pengering ikan mempunyai temperatur keluar sebesar 54°C dengan kelembaban relative ϕ_2 sebesar 100%. Lihat gambar ilustrasi yang disajikan pada gambar 4.2 berikut ini.

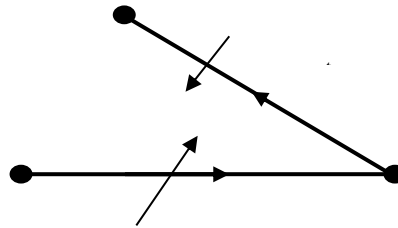
Kebutuhan Udara Panas Pengeringan

Temperatur udara masuk dan keluar ruang pengering ikan segar dipertahankan temperatur konstan, dimana temperatur udara panas masuk ruang pengering T₁ ditetapkan sebesar 60°C dengan $\phi_1 = 70\%$ dan udara keluar dari ruang pengering ikan mempunyai temperatur keluar sebesar 54°C dengan kelembaban relative ϕ_2 sebesar 100%. Lihat gambar ilustrasi yang disajikan pada gambar 4.2 berikut ini.



Gambar 3. Kondisi pengering ikan asin

Pada diagram *psicrometric*, kebutuhan udara panas untuk mengeringkan ikan segar dalam mesin pengering seperti terlihat dalam gambar 4.3 berikut.



Gambar 4. Siklus pemanasan, pengeringan dan pendinginan udara

Pada tingkat keadaan A, temperatur udara masuk $T_1 = 28\text{ }^\circ\text{C}$ dengan kelembaban relatif $\phi_1 = 70\%$. Udara tersebut kemudian dialirkan kedalam penukar panas dan keluar dengan temperatur 50°C dengan kelembaban mutlak konstan (tingkat keadaan B). Proses dari A ke B disebut juga dengan pemanasan udara dengan kelembaban mutlak konstan dimana terjadi pemberian energy panas dari penukar panas ke udara.

Selanjutnya udara yang sudah dipanaskan tersebut masuk kedalam ruang pengering ikan segar melalui saluran udara (ducting). Disini terjadi difusitas penyerapan uap air oleh udara yang bergerak sepanjang lintasan ikan segar. Udara panas yang bergerak tersebut kemudian bergerak keluar lintasan ikan segar dengan membawa uap air. Kondisi udara yang keluar dari lintasan ikan segar tersebut memiliki 100% kandungan air.

Dengan temperatur sebesar 28°C . Pada proses dari B ke C terjadi penyerapan energy panas dari udara kedalam ikan segar yaitu sebesar Q_t . Dari *Psychrometric Calculation Online* :

Tabel 1. Tingkat keadaan udara dalam sistem pengeringan

No	Keadaan	Parameter 1	Parameter 2	Entalpi udara h^*
1	A	$T_A = 28^\circ\text{C}$	$\phi_A = 70\%$ $\gamma_A = 0.01668$ kg/kg	70,73122 kJ/kg
2	B	$T_B = 50^\circ\text{C}$	$\gamma_B = \gamma_A$ $\phi_B = 21,43\%$	93,48852 kJ/kg
3	C	$T_c = 44^\circ\text{C}$	$\phi_C = 100\%$ $\gamma_c = 0.061454$ kg/kg	202,8300 kJ/kg

Pada kondisi B kelembaban relatif udara kering menurun dari kondisi A karena kelembaban mutlak konstan. Dari diagram psikrometrik pada γ_B sama dengan γ_A dan temperatur 44°C diperoleh kelembaban relatif sebesar 21,43% dengan entalpi 93,48852 kJ/kg udara kering. Dari tabel udara $v_{uk} = 0,9759\text{ m}^3/\text{kg}$ udara kering

Maka laju aliran massa udara udara kering masuk ruang pengering ikan segar :

$$\dot{m}_{uk} = \frac{\dot{Q}_u}{(h_B^* - h_C^*)}$$

$$\dot{m}_{uk} = \frac{103,5 \text{ J/s}}{\left(202,83 \text{ J/kg udara kering} - 93.4885 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \text{ udara kering}\right) 1000}$$

$$\dot{m}_{uk} = 0,947 \text{ kg udara kering /s}$$

sehingga laju volume aliran udara untuk ruang pengering adalah :

$$V_u = v_{uk} \dot{m}_{uk}$$

$$V_u = 0,9759 \text{ m}^3/\text{kg udara kering} \cdot 0,947 \text{ kg udara kering /s}$$

$$V_u = 0,923 \text{ m}^3/\text{s}$$

sehingga laju aliran massa udara adalah :

$$\dot{m}_u = 1,224 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,923 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_u = 1,13 \text{ kg/s}$$

Jika front penampang udara masuk penukar panas adalah :

$$A_{fu} = w h$$

Dimana :

w = lebar front depan aliran masuk udara , m

$$w = 0.6 \text{ m}$$

h = tinggi front depan aliran masuk udara , m

$$h = 0.4 \text{ m}$$

maka luas penampang front udara masuk adalah:

$$A_{fu} = 0.6 \text{ m} \times 0.4 \text{ m}$$

$$A_{fu} = 0.24 \text{ m}^2$$

Jika rapat massa udara sebesar 1.224 kg/m^3 , maka kecepatan udara yang masuk kedalam penukar panas adalah :

$$v_u = \frac{\dot{m}_u}{\rho A_{fu}}$$

$$v_u = \frac{1,13 \text{ kg/s}}{1.224 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.24 \text{ m}^2}$$

$$v_u = 3.85 \text{ m/s}$$

Aliran Udara Pembakaran Sekam

Laju aliran massa udara yang masuk kedalam ruang pembakaran sekam dalam penukar panas dipilih pada kecepatan pertama sebesar $V_g = 2 \text{ m/s}$ adalah :

$$\dot{m}_g = \rho_g V_g A_g$$

A_g adalah luas ruang frontal gas sebelum masuk tube. Dari data awal diketahui bahwa panjang frontal $l = 0.8 \text{ m}$ dan lebar $w = 0.6 \text{ m}$. sehingga luas frontal penampang gas sebelum masuk tube adalah :

$$A_g = l \cdot w$$

$$A_g = 0.8 \text{ m} \times 0.6 \text{ m}$$

$$A_g = 0.48 \text{ m}^2$$

Maka laju aliran massa udara pembakaran adalah :

$$\dot{m}_g = 0,684 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0.48 \text{ m}^2$$

$$\dot{m}_g = 0,657 \text{ kg/s}$$

Temperatur Gas Keluar

Temperatur gas yang keluar dari penukar panas dapat dihitung jika laju aliran panas dalam penukar kalor telah dihitung sebelumnya. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa panas gas yang dibutuhkan adalah penjumlahan laju aliran panas udara ke ikan basah dan laju kerugian laju aliran panas yaitu sebesar $\dot{Q}_u = 12352.08 \text{ J/s}$. Maka temperatur gas keluar penukar panas adalah :

$$T_{ho} = T_{hi} - \frac{Q_u}{C_{p_g} \dot{m}_g}$$

$$T_{ho} = 473 \text{ K} - \frac{103.5 \text{ J/s}}{1039 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} 0.657 \text{ kg/s}}$$

$$T_{ho} = 199,9^\circ \text{C}$$

Log Mean Temperature Difference (LMTD)

Beda temperatur *LMTD* dari setiap sisi temperatur untuk penukar panas tipe aliran silang dapat dihitung dengan persamaan :

Sisi fluida panas :

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co}$$

$$\Delta T_1 = 200^\circ \text{C} - 50^\circ \text{C}$$

$$\Delta T_1 = 150^\circ \text{C}$$

Sisi fluida dingin :

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci}$$

$$\Delta T_2 = 199.8^\circ \text{C} - 28^\circ \text{C}$$

$$\Delta T_2 = 171,8^\circ \text{C}$$

Maka *LMTD* diperoleh :

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$LMTD = \frac{150^\circ \text{C} - 171,8^\circ \text{C}}{\ln\left(\frac{150^\circ \text{C}}{171,8^\circ \text{C}}\right)}$$

$$LMTD = 160,3^\circ \text{C}$$

Luas Perpindahan Panas Menyeluruh Perkiraan

Luas perpindahan panas terjadi dari gas ke udara di dalam pipa. Luas perpindahan dipilih pada bagian luar pipa yang mempunyai diameter luar $D_o = 0,0508 \text{ m}$. Perkiraan awal harga koefisien perpindahan menyeluruh berdasarkan tabel dipilih $U_o = 12 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Sedangkan Faktor koreksi F_c ditentukan oleh jenis aliran yang terjadi pada penukar panas adalah *cross flow*. Maka dari hubungan P dan R. Harga P dan R masing-masing :

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{h1} - T_{ci}}$$

$$P = \frac{50^\circ \text{C} - 28^\circ \text{C}}{300^\circ \text{C} - 28^\circ \text{C}}$$

$$P = 0,165$$

Dan

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}}$$

$$R = \frac{300^{\circ}C - 281,9^{\circ}C}{50^{\circ}C - 28^{\circ}C}$$

$$R = 0,823$$

Dari grafik diperoleh :

$$F_c = 0,97$$

Sehingga LMTD terkoreksi menjadi :

$$LMTD = 0,97 \cdot 251,9^{\circ}C$$

$$LMTD = 244,34^{\circ}C$$

Maka luas perpindahan panas total adalah :

$$A_o = \frac{\dot{Q}_g}{F_c U_o LMTD}$$

$$A_o = \frac{103,5 \frac{J}{s}}{0,97 \cdot 12 \frac{W}{m^2 K} \cdot 244,3^{\circ}C}$$

$$A_o = 0,035 m^2$$

Jumlah Pipa dan Susunan Pipa

Jumlah pipa N_t yang disusun ditentukan dari luas perpindahan panas total yang telah dihitung sebelumnya. Dengan menyusun pipa dalam format *inline* dan jarak antar pipa X_t sebesar 2 D_o maka diperoleh jumlah pipa yang diperlukan sebanyak :

$$N_t = \frac{A_o}{\pi D_o w}$$

$$N_t = \frac{0,0555 m^2}{3,14 \cdot 0,0508 m \cdot 0,4 m}$$

$$N_t = 1 \text{ buah}$$

Maka luas perpindahan panas bagian dalam pipa adalah :

$$A_i = \pi D_i h N_t$$

$$A_i = 3,14 \cdot 0,0488 m \cdot 0,4 m \cdot 1 \text{ tube}$$

$$A_i = 0,053 m^2$$

Bilangan Reynold's Aliran Gas dan Udara

Udara pengering yang mengalir melewati penampang saluran masuk dengan kecepatan 3,51 m/s selanjutnya melewati susunan pipa yang dipasang sejajar (*inline*). Kecepatan udara melewati selimut saluran pipa dipengaruhi oleh susunan pipa satu dengan yang lainnya yang berjarak $X_i = 2 D_o$. Maka kecepatan gas maksimum yang melewati permukaan pipa secara *inline* adalah :

$$V_{mak} = \left(\frac{X_i}{X_i - D_o} \right) V_{\infty}$$

$$V_{mak} = \left(\frac{0,1016 m}{0,1016 m - 0,0508} \right) 3,51 \frac{m}{s}$$

$$V_{mak} = 6,23 m/s$$

Sehingga bilangan Reynold's didapat :

$$Re_u = \frac{\rho u V_{max} D_o}{\mu}$$

$$Re_u = \frac{1,226 \frac{kg}{m^3} 6 \frac{m}{s} 0,0508 m}{1,789 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re_u = 84288,06$$

Aliran termasuk kedalam aliran turbulen dengan $Re_d > 10^3$.

Pada gas yang mengalir didalam pipa, kecepatan aliran air dipengaruhi oleh banyaknya jumlah pipa yang disusun. Distribusi laju aliran massa dibagi dengan 44 pipa dengan merata dengan kecepatan :

$$V_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g \left(\frac{\pi}{4}\right) D_i^2 N_t}$$

$$V_g = \frac{0,657 \text{ kg/s}}{0,684 \frac{kg}{m^3} \left(\frac{\pi}{4}\right) 0,0488^2 \cdot 42 \text{ tube}}$$

$$V_g = 12,324 \frac{m}{s}$$

Sehingga bilangan Reynold's untuk air dalam setiap pipa adalah :

$$Re_g = \frac{\rho_g V_g D_i}{\mu_g}$$

$$Re_g = \frac{0,6423 \frac{kg}{m^3} 12,324 \frac{m}{s} 0,0488 m}{2,848 \cdot 10^{-5} \frac{Ns}{m^2}}$$

$$Re_g = 14443,76$$

Jenis aliran di atas termasuk aliran turbulen karena $Re_g > 4000$

Koefesien Perpindahan Panas Udara

Koefesien perpindahan panas dari udara yang mengalir pada permukaan luar pipa dipengaruhi oleh kecepatan dan susunan pipa yang dilewati oleh udara tersebut. Menurut Hilpert, koefesien perpindahan panas gas yang mengalir tegak lurus terhadap permukaan pipa dapat dihitung dengan persamaan :

$$h_u = \frac{C k_u Re_u^n Pr^{1/3}}{D_o}$$

Harga C = 0,183 dan n = 0,618 untuk bilangan $Re_g > 4000$ dan konduktivitas udara sebesar 0,0242 W/m K, sehingga koefesien perpindahan panas untuk gas diperoleh :

$$h_u = \frac{0,183 \cdot 0,0242 \frac{W}{m K} 84288,06^{0,666} 1,9^{1/3}}{0,0508 m}$$

$$h_u = 89,51 \frac{W}{m^2 K}$$

Koefesien Perpindahan Panas Gas

Koefesien perpindahan panas gas dalam setiap pipa seragam karena seluruh pipa menggunakan ukuran yang sama sebesar $D_i = 0,0488 m$. Aliran gas dalam pipa yang dengan bilangan Reynolds $Re_g = 5522,24$, memberikan persamaan koefesien perpindahan panas seperti berikut :

$$h_g = \frac{0,664 \text{ kg } Re_g^{0,5} Pr^{1/3}}{D_i}$$

$$hg = \frac{0,664 \cdot 0,0436 \frac{W}{m K} 14443,76^{0,5} 0,68^{1/3}}{0,0488 m}$$

$$hg = 49.13 W/m^2K$$

Faktor Pengotoran

Pipa yang dilewati oleh aliran udara pengering diluar pipa dan dialiri oleh gas yang mengalir dalam pipa akan mengalami pengotoran pada bagian luar dan bagian dalamnya. Besarnya resistansi untuk berbagai macam fluida sudah banyak ditabelkan dalam beberapa buku. Pada penelitian ini tahanan termal untuk gas diambil R_{fo} 0,00176 m²K/W dan R_{fi} air sebesar 0,0002 m²K/W.

Menentukan Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Penentuan koefisien perpindahan panas menyeluruh U_o pada *preheater* ditentukan setelah semua tahanan termal diketahui terlebih dahulu. Dengan menggunakan analogi rangkaian termal, maka harga U_o dapat dihitung. Di awal, penentuan luas total perpindahan panas A_o , harga U_o diasumsikan sebesar 19 W/m²K. Hal ini bertujuan untuk mengetahui perkiraan awal temperatur gas yang keluar dari *preheater*.

Analogi rangkaian termal pada *preheater* ini merupakan rangkaian seri, maka koefisien perpindahan panas globalnya adalah :

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_a} + \frac{A_i \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k p L c N t} + \frac{1}{hg} + \frac{A_o}{A_i} R_{fi} + R_{fo}}$$

Perbandingan A_o/A_i diperoleh :

$$\frac{A_o}{A_i} = \frac{2,8111 m^2}{2,7044 m^2} = 1,041$$

a. Tahan termal untuk udara :

$$R1 = \frac{A_o}{A_i h_u}$$

$$R1 = \frac{1,041}{89,51 W/m^2K}$$

$$R1 = 0,021189 \frac{m^2K}{W}$$

b. Tahanan termal untuk gas :

$$R2 = \frac{1}{hg}$$

$$R2 = \frac{1}{49.13 \frac{W}{m^2K}}$$

$$R2 = 0,011172 \frac{m^2K}{W}$$

c. Tahanan termal untuk konduksi pipa

$$R3 = \frac{A_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \pi k_p h N t}$$

$$R3 = \frac{2,8111 \text{ m}^2 \ln\left(\frac{0,0508 \text{ m}}{0,0488 \text{ m}}\right)}{2 \cdot 3,14 \cdot 16,27 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \cdot 0,4 \text{ m} \cdot 42 \text{ buah}}$$

$$R3 = 0,000063 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}}$$

d. Tahanan termal pengotoran dalam

$$R4 = \frac{A_o}{A_i} R_{fi}$$

$$R4 = 1,04 \cdot 0,0002 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}}$$

$$R4 = 0,000208 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}}$$

e. Tahanan termal pengotoran luar

$$R5 = R_{fo} = 0,000176 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}}$$

Maka koefisien perpindahan panas menyeluruhnya :

U_o

$$= \frac{1}{0,021189 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}} + 0,011172 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}} + 0,000063 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}} + 0,000208 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}} + 0,000176 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}}}$$

$$U_o = 60,42 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Harga U hasil perhitungan mendekati harga U_o perkiraan awal sebesar 19 $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$. jadi perkiraan harga U terlalu jauh dan perhitungan diulangi kembali (iterasi).

Luas penampang saluran masuk udara atau *ducting* ditentukan dari kebutuhan udara pengeringan kecepatan $V_u = 12,12 \text{ m/s}$ dengan laju aliran massa udara $m_u = 3.562 \text{ kg/s}$

Efektivitas Penukar Panas

Hasil perhitungan di atas memberikan konstruksi penukar panas yang direncanakan. Namun efektivitas penukar panas harus diuji berdasarkan kemampuan untuk memindahkan panas. Untuk penukar panas aliran silang dengan laju aliran kapasitas panas ditentukan dari masing-masing fluida yang digunakan. Dari hasil perhitungan di atas, laju aliran kapasitas panas untuk gas adalah :

$$C_g = \dot{m}_g C_{pg}$$

$$C_g = 0,657 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1039 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

$$C_g = 682,62 \frac{\text{J}}{\text{s K}}$$

Sedangkan laju aliran kapasitas panas pada udara adalah :

$$C_u = \dot{m}_u C_{pu}$$

$$C_u = 3,562 \frac{kg}{s} 1006.43 \frac{J}{kg K}$$

$$C_u = 3584,9 \frac{J}{s K}$$

Dilihat dari hasil perhitungan di atas, maka $C_{mak} = C_u$ dan $C_{min} = C_g$, sehingga perbandingan C adalah :

$$C = \frac{C_{min}}{C_{mak}}$$

$$C = \frac{682,62 \frac{J}{s K}}{3584,9 \frac{J}{s K}}$$

$$C = 0,19$$

Sedangkan untuk *Number Tranfer Units NTU* adalah :

$$NTU = U_o \frac{A_o}{C_{min}}$$

$$NTU = 60.42 \frac{W}{m^2 K} \frac{2,8111 m^2}{275,79 \frac{J}{s K}}$$

$$NTU = 0,119$$

Untuk aliran silang dengan C_{maks} bercampur dan C_{min} tidak bercampur, maka efektivitas *preheater* adalah :

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{C}\right) (1 - \exp(-C)(1 - e^{-NTU}))$$

$$\varepsilon = 11 \%$$

Laju Aliran Massa Hasil Simulasi CFD

Berdasarkan hasil perhitungan awal laju aliran massa untuk gas adalah $m_g = 0,26544$ kg/s dan laju aliran massa air adalah $m_u = 3,23$ kg/s. Hasil dari simulasi *CFD* memberikan nilai sebagai berikut :

Untuk gas :

	Mass Flow Rate	(kg/s)
in_gas	0.65843987	
out_gas	-0.65841112	
Net	-0.00002312	

Sedangkan laju aliran massa air adalah :

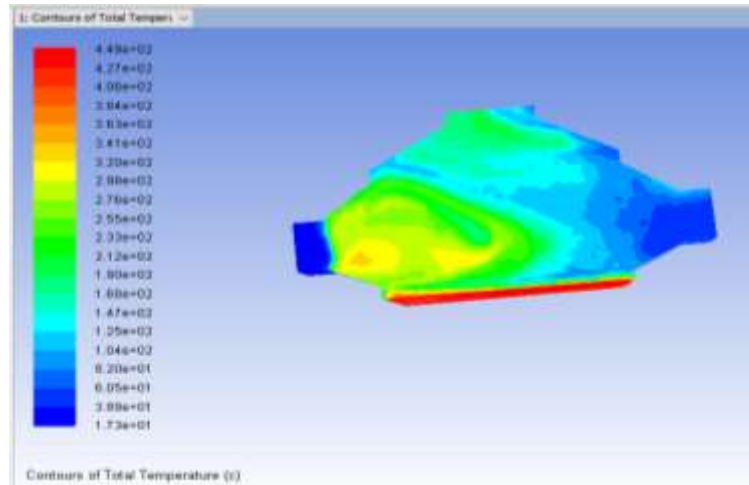
	Mass Flow Rate	(kg/s)
in_udara	3.5629964	
out_udara	-3.5625465	
Net	0.00044989586	

Dari hasil simulasi tersebut baik laju aliran massa gas dan udara yang keluar penukar panas tetap.

4.16 Distribusi Temperatur Hasil Simulasi CFD

a. Distribusi pada aliran gas

Distribusi temperatur gas yang mengalir dalam saluran gas buang hasil simulasi memberikan kontur garfis sebagai berikut :



Gambar 4 Distribusi temperatur gas dan udara dalam penukar panas

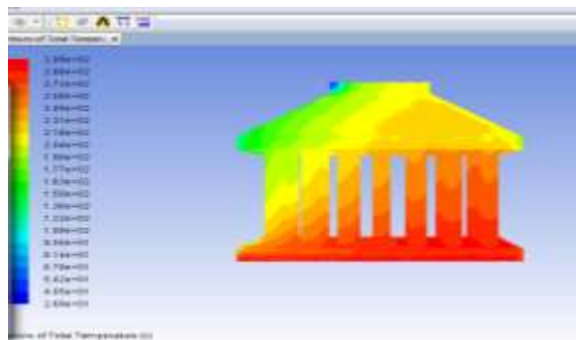
Temperatur udara pada gambar di atas setelah melewati susunan pipa mengalami peningkatan sebesar 38.9 – 60.5 °C dengan nilai tengah sebesar 49.7°C. Dari target perhitungan bahwa tempertaur udara keluar adalah $T_{co} = 50^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta T_{co} = \frac{50 - 49.7}{49.7} \%$$

$$\Delta T_{co} = 0,6 \%$$

b. Distribusi pada temperatur gas dalam pipa

Distribusi temperatur pada susunan pipa tidak seragam, pada susunan bagian depan mengalami temperatur panas yang lebih besar. Kontur grafis hasil simulasi CFD sebagai berikut :



Gambar 2. Distribusi temperaur gas dalam pipa

Temperatur gas masuk T_{ci} sergam sebesar 200°C sedangkan temperatur gas keluar T_{ho} sebesar 190 °C target sebesar 195°C.

$$\Delta T_{co} = \frac{255 - 245}{245}$$

$$\Delta T_{co} = 4,08 \%$$

Fluks Panas

Fluks panas yang dialirkan gas kedalam air dari target $Q_g = 12352.08$ J/s, sedangkan dari CFD diperoleh sebagai berikut :

Total Heat Transfer Rate	(w)
inlet_gas	20719.39
outlet_gas	-8764.578
Net	11954.81

Jumlah energi panas yang diberikan gas kepada air adalah 0,1. Artinya bahwa energi yang diberikan oleh gas sama dengan energi yang diterima oleh udara. Dari grafik diperoleh panas yang digunakan oleh gas dan air dari perhitungan adalah 12352.08 J/s, maka selisih perhitungannya adalah :

$$\Delta Q = \frac{11954.81 - 12352.08}{12352.08}$$

$$\Delta Q = -3,22\%$$

Hasil grafis dan kontur dari simulasi *CFD* ditampilkan dalam lampiran.

Untuk perhitungan efektivitas dan NTU tidak dilakukan simulasi.

Daya Fan

Berdasarkan kesetimbangan energi, daya yang dibutuhkan untuk mengalirkan udara dari lingkungan ke dalam ruang bakar penukar panas (pembangkit panas) digunakan sebuah kipas (*Fan*) adalah :

$$\dot{W}_f = \left(\frac{(Vd)^2}{2} + \frac{\Delta P1}{\rho_u} Ld + \frac{(Vp)^2}{2} + \frac{\Delta P2}{\rho_u} Lp \right) \dot{m}_u$$

Kerugian tekanan $\Delta P1$ pada saluran ducting dipilih berdasarkan :

Panjang saluran atau ducting $Ld = 3$ m

Panjang saluran atau ducting $Lp = 5$ m

Laju aliran volume udara dalam saluran $\dot{V}_u = 12,12$ m³/s

Dari diagram dari lampiran sebesar $\Delta P1 = 0,12$ Pa dan panjang saluran sebesar 3 m. kemudian kerugian aliran dalam ruang pengering (sela-sela) ikan basah sebesar 1.5 m/s dan karena adanya hambatan pada ruang pengering akibat penyiapan ikan basah $\Delta P2 = 10$ Pa dengan panjang lintasan maksimum 5 m diperoleh daya fan adalah :

$$\begin{aligned} \dot{W}_f = & \left(\frac{12.12^2}{2} \left(\frac{m}{s}\right)^2 + \frac{0,12 \frac{N}{m^2}}{1,106 \frac{kg}{m^3}} 3m + \frac{1,5^2}{2} \left(\frac{m}{s}\right)^2 \right. \\ & \left. + \frac{10 \frac{N}{m^2}}{1,106 \frac{kg}{m^3}} 5 m \right) 3,562 \frac{kg}{s} \\ \dot{W}_f = & 428 \text{ Watt} \end{aligned}$$

KESIMPULAN

1. Mesin pengering ikan kapasitas 50 kg yang dirancang menggunakan sekam sebagai bahan bakarnya, sekam dan udara bersama-sama dibakar dalam ruang pembakaran. Hasil pembakaran sekam selanjutnya digunakan untuk memanskan udara yang melintas dibagian luar pipa-pipa yang dipanaskan oleh gas tersebut. Dengan temperatur pembakaran sekeam sebesar 200°C dan laju aliran massa gas hasil pembakaran sekam sebesar 0.2657 kg/s mampu menaikkan temperatur udara yang melintas dalam penukar panas sebesar 49.5°C. Panas udara yang ditimbulkan akibat pemanasan dari pipa-pipa memberikan panas sebesar 103.5 W dengan efektivitas sebesar 11%.
2. Hasil akhir dari perancangan penukar panas untuk pengering gabah memberikan ukuran penukar panas itu sendiri. Panjang penukar panas sebesar $L = 800$ mm, lebar $w = 600$ mm dan tinggi sebesar $h = 400$ mm. bahan yang digunakan untuk penukar panas digunakan bahan *mildsteel* berupa *shell* dan tube dari pipa baja tahan panas berukuran 2 in. Jumlah pipa yang dipasang pada penukar panas adalah tipe aliran silang dengan pipa vertical. Gas mengair dalam pipa sementara udara melintas diluar pipa-pipa vertical. Jumlah pipa yang dipasang sebank 42 buah dengan susunan inline dengan jarak antar pipa X_t sebesar $2D_o$.

DAFTAR PUSTAKA

- Holman, J.P, Jasfi, Perpindahan kalor, Edisi ke Enam, Erlangga, Jakarta, 1986.
Kakak, Sadik & Liu, Hongtan, Heat Exchangers, Selection. Rating, and Thermal Design, Second edition, CRC Press, New York, 2002.
Kreit, Frank, Perpindahan Panas, Third Edition, Mc Graw-Hill, New York, 1994
Perkins dan Reynolds, Harahap, Filino , Termodinamika Teknik, Edisi kedua, Erlangga, Jakarta, 1991
White, Frank, M, Fluid Mecahanics, Mc Graw Hill, USA, 1994