

مطالعه، تعیین و مدل ریاضی جهت ضریب انتقال حرارت در مخازن اختلاط

کامل با هوا

علی اصغر حمیدی

استادیار گروه مهندسی شیمی - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

شاپور پرچی زاده

دانشجوی دکترای گروه مهندسی شیمی - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

(تاریخ دریافت ۷۸/۱۰/۱۴، تاریخ تصویب ۷۹/۹/۵)

چکیده

در مخازن و ستون های اختلاط کامل با هوا از عدد استانتون جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت استفاده می شود. عدد استانتون پارامتر بدون بعدی است که نسبت مستقیم با ضریب انتقال حرارت "h" و نسبت عکس با سرعت ظاهری جریان "V_g" دارد. در ستون های اختلاط کامل با هوا عدد استانتون بصورت تابعی از اعداد بدون بعد رینولدز، فراد و پرانتل بیان می شود.

$$St = f(Re, Fr, Pr)$$

رابطه فوق با استفاده از تشابه مدل انتقال حرارت غیرساکن توسط Danckwert و Higbie در انتقال جرم تحت عنوان تئوری نفوذ، ارائه گردید و مبنای تئوری Kolmogorov به رابطه کلی ذیل تعمیم داده شد :

$$St = C_1 (Re Fr Pr^{m_1})^{n_1}$$

با استفاده از داده های بدست آمده از دستگاه آزمایش که جهت تعیین ضریب انتقال حرارت در مخازن همزده با هوا برپا گردید، برای ثابت $m_1 = 2/5$ و n_1 به روش حداقل مربعات به ترتیب ۰/۱۲۴۸ و ۰/۲۳۹ - تعیین شد. رابطه بدست آمده مطابقت خوبی با اطلاعات موجود در مراجع دارد. به منظور تأیید کاربرد رابطه ضریب انتقال حرارت در مخازن اختلاط با هوا روشی مبتنی بر بیلان انرژی در شرایط غیریکنواخت ارائه می گردد. بیلان انرژی حول سیال درون مخزن، دیواره داخلی مخزن و ژاکت آب خنک کننده نوشته می شود که بصورت یک دسته معادله دیفرانسیل خطی مرتبه اول که تابعی از دماهای درون مخزن، دیواره و ژاکت خواهند بود ارائه گردیده و بایستی بطور همزمان و به روش عددی حل شوند. از حل این معادلات دماهای درون مخزن T، دیواره T_w و ژاکت T_j بصورت تابعی از زمان بدست می آیند. چون انتقال حرارت از سیال درون مخزن به دیواره تابعی از ضریب انتقال حرارت "h" خواهد بود، بنابراین کاربرد معادله مناسب برای "h" حل معادلات را به سمت نتایج صحیح که همانا دماهای متناسب با دماهای تجربی سیال درون مخزن و دیواره است سوق خواهد داد پارامترهای اصلی در معادلات انرژی عبارتند از : ضریب انتقال حرارت سیال درون مخزن که تابعی از سرعت هوای ورودی و خواص فیزیکی می باشد، دمای هوای ورودی به سیستم (یا دمای محیط)، ضریب انتقال حرارت سیال درون مخزن با محیط اطراف و ضریب انتقال حرارت در ژاکت. ضرائب انتقال حرارت سیال با محیط و ژاکت از طریق روابط کنوکسیون آزاد و اجباری قابل محاسبه است و ضریب انتقال حرارت درون مخزن در حالت هوادهی توسط رابطه $St = 0.1248 (Re Fr Pr^{2/5})^{-0.239}$ محاسبه می شود. به عنوان نتیجه نهائی، مدل ریاضی فوق را می توان جهت تخمین قابل قبول دمای مخازن همزده با هوا در شرایط مشابه استفاده کرد چون متوسط انحراف دمای محاسبه شده از دمای آزمایشگاهی ۵٪ می باشد.

واژه های کلیدی : ضریب انتقال حرارت ، مخازن اختلاط کامل با هوا، انتقال حرارت در ستونهای حبابی، مطالعه تجربی اعداد

بدون بعد، مدل ریاضی

مقدمه

هیدروکربورها با اسید، سیستم های تصفیه فاضلاب های صنعتی و تخمیر کننده های هوازی بکار برده می شوند [۱]. این ستون ها را می توان در طبقه بندی بیوراكتورها جای داد. نوع دیگر بیوراكتورها

مخازن و ستون های اختلاط کامل با هوا بطور گسترده ای در صنایع فرآیندی شیمیایی و بیوشیمیایی نظیر هوادهی به منظور تامین اکسیژن میکروارگانیسم ها، شستشوی مخلوط

انتقال جرم و حرارت براساس نتایج تجربی بدست آمده برای یکی از این پدیده‌ها، پدیده دیگر را مورد مطالعه و بررسی قرار داده‌اند. در این مقاله سعی شده است با استفاده از نتایج تجربی بدست آمده از آزمایش، بدون استفاده از تشابه پدیده های انتقال و با طرح یک مدل ریاضی ضریب انتقال حرارت در سیستم اختلاط کامل آب - هوا مورد مطالعه و بررسی قرار گیرد. البته کلیه محاسبات در رژیم همگن یعنی جایی که سرعت جریان گاز در مخزن زیر 5 cm/s است [۲] انجام می گردد. برای مثال محققین مختلف برای محاسبه ضرایب انتقال جرم از روابطی که Deckwer در انتقال حرارت در ستون های حبابی ارائه کرد بطوریکه بجای عدد استانتون از K بعنوان ضریب انتقال جرم و بجای Pr در معادله $Re Fr Pr^{2/5}$ از Sc استفاده نمودند. یا در موارد دیگر که از روابط انتقال جرم جهت ارائه روابط انتقال حرارت مدد گرفته شده است.

تئوری

بحث تئوری شامل دو بخش می گردد: بخش اول در رابطه با تئوری روابط لازم جهت تعیین ضریب انتقال حرارت و بخش دوم شامل ارائه یک مدل ریاضی در تائید رابطه بدست آمده در بخش اول است.

بخش اول

برای ارائه ضریب انتقال حرارت در ستون های حبابی محققین مختلف از تئوری بنام تئوری ایزوتوپی اغتشاشی Kolmogorov استفاده کردند. این تئوری بیان می کند که چرخانه های اولیه از نظر بزرگی بعد و طول موج، مشابه جریان اصلی تشکیل شده در جریان اغتشاشی تولید شده توسط بهمنز مکانیکی یا نیومکانیکی می باشند. فرض کنید که یک بیوراکتور در عدد رینولدز به اندازه کافی بزرگ و در شرایط اغتشاشی کار می کند. اگر بخواهیم یک ایده فیزیکی از این جریان داشته باشیم می توان آن را با تعداد بی نهایت چرخانه با اندازه های مختلف تشریح کرد. بزرگترین چرخانه ها دارای انرژی هستند که از طریق بهمنز یا انتقال نیوماتیکی به آنها رسیده است. این چرخانه ها ناپایدارند و به چرخانه های کوچکتر شکسته خواهند شد. این فرآیند تا رسیدن به چرخانه های کوچکتر و کوچکتر ادامه خواهد یافت. بدین شکل انرژی از چرخانه های بزرگ به چرخانه های کوچک منتقل می شود. فرآیند شکسته شدن چرخانه ها در اندازه ای از چرخانه ها متوقف می گردد که عدد رینولدز معادل یک ($Re=1$) داشته باشند که به مقیاس

تانک های مجهز به بهمنز مکانیکی و هوا می باشد [۲]. در سالهای اخیر از ستون های حبابی با نسبت قطر به ارتفاع $0/1$ تا 1 به منظور تخمیر کننده استفاده شده است. از نقطه نظر ارزانی و سادگی ساخت، نداشتن قطعات متحرک، سطح مشترک موثر بزرگ و ضرائب بالای انتقال جرم و حرارت و مصرف انرژی کمتر، این راکتورها به دیگر تماس دهنده های گاز - مایع ترجیح داده می شوند [۲].

واکنش های گاز - مایع گرمازا که در این ستون ها انجام می شود نیازمند کنترل دما می باشند. در چنین حالتی تعیین شدت انتقال حرارت بین گاز پراکنده در مایع و گرم یا سرد کردن سطح انتقال حرارت مورد نظر است [۲]. از نظر ابعاد (نسبت ارتفاع به قطر) ستون های حبابی به دو نوع تقسیم می گردند [۳]: ۱ - ستون های با نسبت ارتفاع به قطر بزرگ. ۲ - ستون های با نسبت ارتفاع به قطر کوچک. برای حجم ثابت مایع در ستون حبابی و شدت جریان ثابت گاز، تفاوت های ذیل در این دو نوع ستون دیده می شود:

در ستون نوع اول ماندگی گاز زیاد، سرعت ظاهری گاز بالا، سطح مشترک حباب ها بزرگ، سرعت واکنش زیاد و اختلاف فاز گاز و مایع کم است.

در ستون دوم ماندگی گاز کم، سرعت ظاهری گاز پایین، سطح مشترک حباب ها کوچک، سرعت واکنش کم و اختلاط فاز گاز و مایع کامل است. یکی از موارد کاربرد این ستون ها در کلراسیون بنزن و انواع پارافین ها می باشد [۳].

اگرچه روابط بدون بعد انتقال حرارت برای ضریب انتقال حرارت در مخازن مجهز به بهمنز های مکانیکی با و بدون هوادهی ارائه گردیده است اما چون ضریب انتقال حرارت در این روابط تابعی از چندین فاکتور مهم نظیر شکل هندسی سیستم تا نوع و سرعت چرخشی بهمنز، سرعت سیال و نوع جریان سیال و ... می باشد لذا تعیین ضریب انتقال حرارت برای سیستم های با مشخصات متفاوت هنوز کاری پیچیده و مشکل می باشد. برای بعضی فرآیندها نظیر شستشوی مخلوط هیدروکربورها با اسید، سیستم های تصفیه فاضلاب کارخانجات صنعتی، و بعضی راکتورهای صنعتی نظیر تخمیرکننده های هوازی از هوا بعنوان تنها عامل اختلاط استفاده شده است. این نوع اختلاط هنوز بطور وسیعی در برنامه های تحقیقی و مقالات گنجانده نشده و ناشناخته های زیادی وجود دارند که مطالعه چنین سیستم هایی از انتقال حرارت را موجه می سازند. تعدادی از محققین مسائل انتقال حرارت را در ستون های حبابی مطالعه کرده اند و بر مبنای شباهت پدیده های

Kolmogorov مشهور است [۴-۶].

در این اندازه چرخانه، انرژی بوسیله تلفات ویسکوزیته هدر خواهد رفت. قطر این چرخانه ها بوسیله رابطه ذیل بدست می آید:

$$\eta = (v^3/\varepsilon_e)^{1/25} \quad (1)$$

$$V_s = (v\varepsilon_e)^{1/25} \quad (2)$$

با استفاده از مدل ارائه شده توسط Higbie و Danckwert جهت تفسیر انتقال جرم و نتایج بدست آمده از آن، با توجه به تشابه انتقال حرارت و جرم، بطور مشاهده‌ای می‌توان از آن در انتقال حرارت استفاده کرد. بیان انرژی غیرساکن برای یک جزء از سیال در سطح را می‌توان با بررسی شرایط مرزی Higbie حل کرد و معادله مربوط به سطح جریان حرارتی را ارائه نمود [۷،۵].

در این تئوری تغییرات غلظت را در عمق سیالی که در لحظات قبل از زمان صفر دارای غلظت C_A و در لحظه صفر سطح آن را به غلظت C_{Ai} تغییر می‌دهند بررسی می‌نمایند. معادله دیفرانسیل یک بعدی برای این سیستم عبارت است از:

$$\frac{\partial C_A}{\partial t} = D_{AB} \frac{\partial^2 C_A}{\partial y^2}$$

$$t = 0 \Rightarrow C_A = C_A \quad \text{شرط اولیه}$$

$$y = 0 \Rightarrow C_A = C_{Ai} \quad \text{شرایط مرزی}$$

$$y = \infty \Rightarrow C_A = C_A$$

معادله مشابهی می‌توان برای دما با شرایط اولیه و مرزی به صورت زیر نوشت:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$$

$$t = 0 \Rightarrow T = T \quad \text{شرط اولیه}$$

$$y = 0 \Rightarrow T = T_i \quad \text{شرایط مرزی}$$

$$y = \infty \Rightarrow T = T$$

از حل معادله دیفرانسیل فوق می‌توان رابطه زیر را استخراج کرد:

$$q = \sqrt{\frac{k\rho C}{\pi\theta}} (T_w - T) \quad (3)$$

طبق قانون سرد شدن نیوتن:

$$q = h (T_w - T) \quad (4)$$

از مقایسه دو رابطه فوق می‌توان نتیجه گرفت:

$$h \propto \left(\frac{k\rho C}{\pi\theta}\right)^{1/2} \quad (5)$$

طبق تعریف θ نسبت مشخصه طول به مشخصه سرعت است:

$$\theta = \frac{\eta}{V_s} \quad (6)$$

با ترکیب روابط (۱)، (۲) و (۶) خواهیم داشت:

$$\theta = (v/\varepsilon_e)^{1/2} \quad (7)$$

با جایگذاری رابطه (۷) در رابطه (۵) رابطه ذیل بدست می‌آید:

$$h \propto \left(\frac{k\rho C\varepsilon_e^{1/5}}{\pi v^{1/5}}\right)^{1/2} \quad \text{در نتیجه:}$$

$$h = C_1 \left(\frac{k\rho C\varepsilon_e^{1/2}}{v^{1/5}}\right)^{1/2} \quad (8)$$

طبق تعریف ε_e شدت تلفات انرژی تابعی از سرعت ظاهری گاز خواهد بود.

$$\varepsilon_e = V_s \cdot g \quad (9)$$

از ترکیب روابط (۸) و (۹):

$$h = C_1 \left(\frac{k\rho C V_s^{1/5} g^{1/5} \rho^{1/5}}{\mu^{1/5}}\right)^{1/2} \quad (10)$$

$$h = C_1 k^{1/5} \rho^{1/10} C^{1/5} g^{1/10} V_s^{1/10} \mu^{-1/20} \quad (11)$$

در صورتی که رابطه فوق را بر مبنای ترم های بدون بعد بنویسیم رابطه زیر بدست می‌آید:

$$St = C_1 (Re Fr Pr)^{-1/20} \quad (12)$$

محققین مختلف توان های مختلفی بدست آورده‌اند که باعث می‌شود معادله کلی به شکل ذیل ارائه گردد [۶]:

$$St = C_1 (Re Fr Pr^m)^{n_1} \quad (13)$$

چون عدد پرانتل در محدوده دماهای آزمایشی تقریباً ثابت است و بسیاری از محققین توان پرانتل را حدود ۲ تا ۲/۵ بدست آورده‌اند در نتیجه برای این سیستم مدل های ذیل را انتخاب و ثابت های معادله را با روش تعیین حداقل مربعات تخمین می‌زنیم، بنابراین

معادله (۱۳) به شکل ذیل ارائه می‌گردد:

$$St = C_1 (Re Fr Pr^{2/5})^{n_1} \quad (14)$$

ب- بیلان انرژی روی دیواره

$$\frac{dE_w}{dt} = h_i A_i (T - T_w) - h_o A_o (T_w - T_j) \quad (17)$$

$$E_w = m_w C_w T_w = \rho_w \pi D_i L \delta C_w T_w \quad (18)$$

بخش دوم: طرح مدل ریاضی بر مبنای موازنه انرژی

شکل ساده شده دستگاه آزمایشی بصورت ذیل خواهد بود:

ج- بیلان انرژی روی ژاکت

$$\frac{dE_j}{dt} = h_o A_o (T_w - T_j) + WC_j (T_{j_0} - T_j) \quad (19)$$

$$E_j = WC_j T_j = \rho_j (\pi/4) (D_{i_0}^2 - D_{i_1}^2) LC_j T_j \quad (20)$$

از ترکیب روابط (۱۵) تا (۲۰) معادلات زیر بدست می‌آید:

$$\frac{dT}{dt} = -x_1 h_i (T - T_w) - 2x_2 h_o (T - T_g) + x_3 (T_g - T) \quad (21)$$

$$\frac{dT_w}{dt} = x_4 h_i (T - T_w) - x_5 h_o (T_w - T_j) \quad (22)$$

$$\frac{dT_j}{dt} = x_6 h_o (T_w - T_j) - x_7 (T_{j_0} - T_j) \quad (23)$$

روابط x_1 تا x_7 به شرح ذیل می‌باشد:

$$x_1 = \nu / \rho C D_i \quad A_i = \pi D_i L$$

$$x_2 = \nu / \rho_w C_w \delta \quad A_o = \pi D_o L$$

$$x_3 = (D_o / D_i) / (\rho_w C_w \delta) \quad A_s = (\pi/4) D_i^2 L$$

$$x_4 = \nu D_o / (\rho C ((D_o + Js)^2 - D_o^2))$$

$$x_5 = \nu W / (\pi \rho L ((D_o + Js)^2 - D_o^2))$$

$$x_6 = W_A C_A / (\rho C L \pi / 4 D_i^2)$$

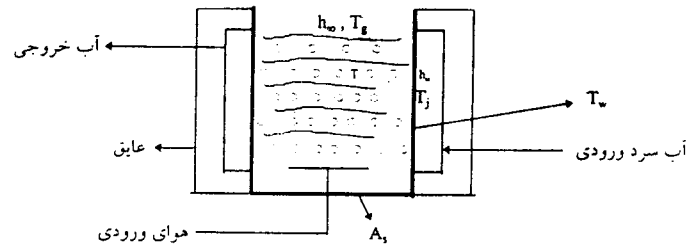
$$x_7 = \nu / \rho C L$$

معادلات (۲۱) تا (۲۳) یک دسته معادله دیفرانسیل خطی هستند که توسط روش عددی RUNGE-KUTTA حل می‌شود. از حل معادلات فوق دمای سیال درون مخزن T ، دمای دیواره T_w و دمای ژاکت T_j محاسبه می‌گردند. در معادلات فوق مقادیر h_o و h_∞ توسط روابط انتقال حرارت کنوکسیون آزاد و اجباری محاسبه می‌گردند.

$$Nu = 0.2 + 0.4 Re^{1/4} Pr^{1/3} (\mu / \mu_w)^{1/4} = h_o D / k$$

$$Nu = C_\nu (Gr Pr)^{m_\nu} = h_\infty D / k$$

C_ν و m_ν ثابت‌هایی هستند که تابعی از حاصل ضرب عدد گراشف در پراتل می‌باشند [۱۲].



فرضیات مدل

۱- این نوع مخازن، ستون‌های حبابی از نوع اختلاط کامل می‌باشند [۳] (به علت نسبت ارتفاع به قطر کم) و چون جریان از نوع همگن است [۱۰] در نتیجه دمای کلیه نقاط درون مخزن یکسان بوده و کل مایع درون مخزن به مانند یک توده سیال بررسی می‌شود [۱۱]. نزدیکی داده‌های بدست آمده در آزمایش در نقاط مختلف مخزن موید این موضوع است.

۲- سطح جانبی مخزن عایق بوده و در نتیجه انتقال حرارت از دیواره جانبی به محیط اطراف صفر می‌باشد.

۳- کلیه خواص فیزیکی و انتقالی سیال درون مخزن بر مبنای مخلوط همگن آب و هوا محاسبه می‌شود.

۴- به علت سرعت پایین جریان گاز، رژیم جریان همگن می‌باشد. موازنه انرژی برای سیال درون مخزن، دیواره و ژاکت بصورت ذیل نوشته می‌شود، (معمولاً برای راکتورهای فشار بالا یا در مقیاس‌های کوچک ضخامت دیواره از نظر مقاومت حرارتی در نظر گرفته می‌شود).

الف- بیلان انرژی سیال درون مخزن

$$\frac{dE}{dt} = W_A C_A (T_g - T) - h_i A_i (T - T_w) - 2h_\infty A_s (T - T_g) \quad (15)$$

$$E = mCT = \rho VCT = \rho (\pi/4) D_i^2 LCT \quad (16)$$

شرح دستگاه تجربی آزمایش

شکل (۱) دستگاه آزمایشی جهت تعیین تجربی ضریب انتقال حرارت سیال درون مخزن را نشان می دهد. ابعاد دستگاه به شرح

ذیل می باشد: (۸، ۹، ۱۳)

قطر مخزن = ۲۵ سانتیمتر

ارتفاع مخزن = ۵۰ سانتیمتر

ضخامت دیواره = ۲ میلیمتر

فاصله ژاکت تا دیواره مخزن = ۸ میلیمتر

سطح مایع درون مخزن = ۴۳ سانتیمتر

قطر اسپارژر = ۲ میلی متر

تعداد سوراخ ها = ۴۰

فاصله اسپارژر از کف تانک = ۱ سانتیمتر

ظرفیت مارپیچ الکتریکی = ۲/۴ کیلووات

۱- آب ورودی

۲- کپسول هوا

۳- رگلاتور هوا

۴- روتامتر هوا

۵- روتامتر آب

۶- شیر توپی

۷- شیر توپی

۸- شیر توپی

۹- شیر توپی

۱۰- مخزن دوجداره

۱۱- مارپیچ الکتریکی

۱۲- سوئیچ نشان دهنده دما دیجیتالی ترموستات (قطع و وصل

کردن جریان مارپیچ الکتریکی)

۱۳- نشان دهنده دیجیتالی با ۵ خروجی

۱۴- اسپارژر هوا

۱۵ و ۱۶- نشان دهنده دما

۱۷- عایق پشم شیشه

A تا E - سنسورهای حرارتی خروجی از نشان دهنده دما (۵

کاناله)

F - سنسور حرارتی خروجی از ترموستات

روشهای انجام آزمایش

آزمایشها به دو صورت انجام شد، در روش اول هدف بدست آوردن رابطه ضریب انتقال حرارت در ستونهای اختلاط کامل با هوا

بود. در روش دوم که مبتنی بر بیلان انرژی غیریکنواخت است با مقایسه دماهای بدست آمده در آزمایش و محاسبه شده توسط مدل ریاضی، صحت رابطه بدست آمده در آزمایش اول تأیید می گردد.

آزمایش اول

جریان آب خنک کننده در ژاکت برقرار می گردد و کویل الکتریکی جهت گرم کردن سیال درون مخزن روشن می شود. جریان هوا به درون مخزن باز می شود و در زمانی که دمای آب خروجی از ژاکت و دمای مخزن ثابت شد، دمای آب خروجی از ژاکت، سیال درون مخزن و دیواره مخزن نیز یادداشت می شود. با داشتن این اطلاعات، دمای سیال درون مخزن، دمای دیواره، دمای آب ورودی به و خروجی از ژاکت و شدت جریان جرمی آب خنک کننده، h_f محاسبه می گردد [۹،۸]. در آزمایشات شدت جریان آب خنک کننده بین ۲۰۰ تا ۵۰۰ کیلوگرم بر ساعت، شدت جریان هوا بین ۵ تا ۴۵ لیتر بر دقیقه و دمای سیال بین ۵۰ تا ۶۰ درجه سانتیگراد بوده است.

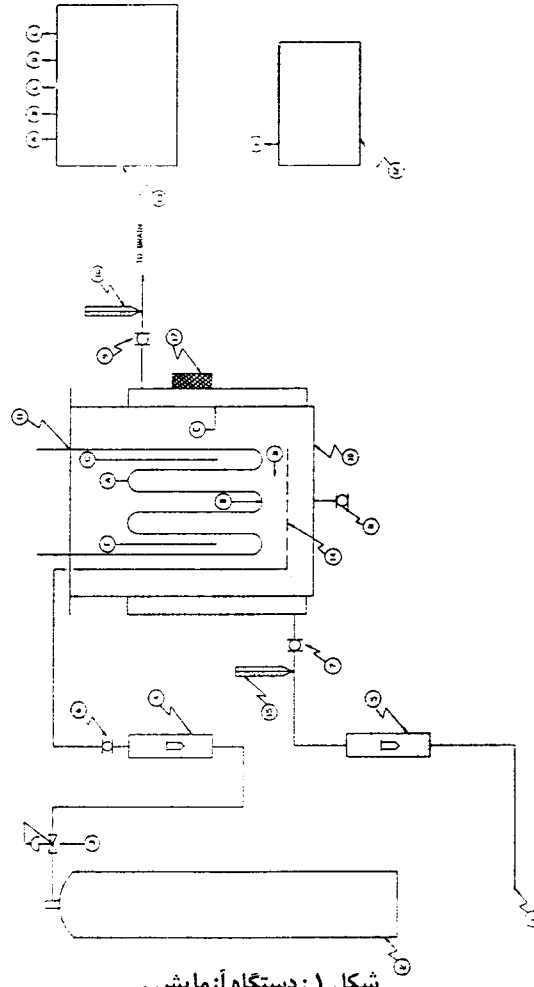
آزمایش دوم

همانطور که در شکل (۱) آمده است دمای سیال درون مخزن در سه نقطه، دمای دیواره در دو نقطه و همچنین دمای آب ژاکت در دو نقطه اندازه گیری می شوند. هدف از این آزمایش بررسی و اندازه گیری تغییرات دمای مخزن در زمانهای مختلف به هنگام قطع منبع حرارتی و ورود هوا به سیستم می باشد.

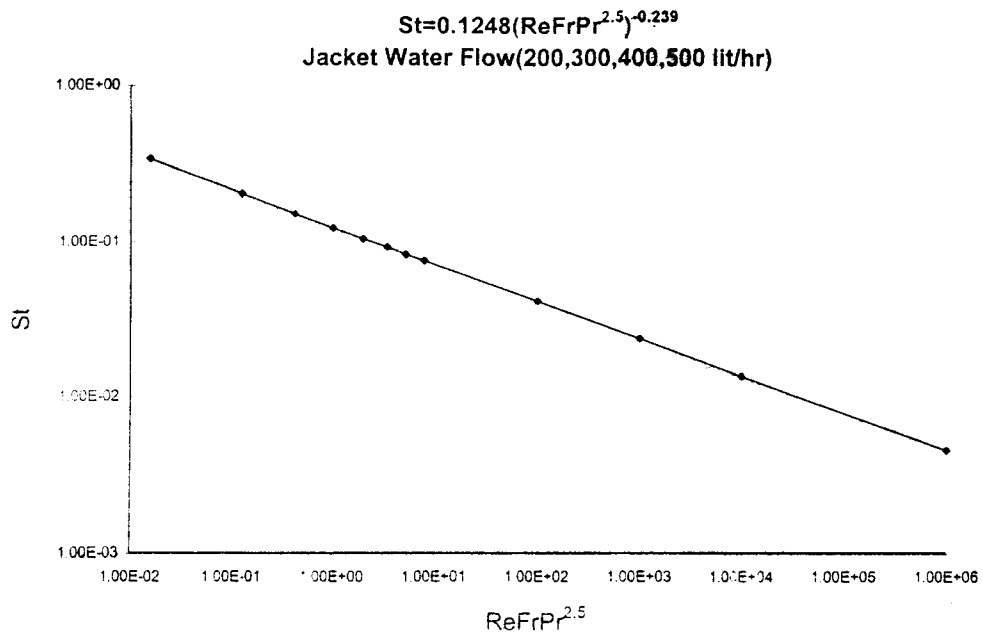
این آزمایش در واقع نتایج تجربی شرایط غیر یکنواخت دما را ارائه می نماید و از مقایسه نتایج حاصله با نتایج بدست آمده از مدل ریاضی می توان به صحت معادلات نوشته شده انرژی و پارامتر مهم آن یعنی محاسبه ضریب انتقال حرارت درون مخزن پی برد.

آزمایش ها در دماهای حدود 60°C تا 50°C و شدت جریانهای آب و هوای مختلف به ترتیب از ۲۰۰ تا ۶۰۰ لیتر در ساعت و ۱۰ تا ۴۳ لیتر در دقیقه انجام شد و دماها از زمان صفر تا حدود ۲۰۰ ثانیه ثبت گردید. روش انجام آزمایش به صورت زیر بوده است:

آب درون مخزن را توسط مارپیچ الکتریکی که در آن تعبیه گردیده است گرم می کنیم دمای آب که به حدود 50°C تا 60°C درجه سانتیگراد رسید هوا را وارد مخزن کرده و همزمان مارپیچ الکتریکی را قطع می کنیم. در دوره های زمانی برابر دمای نقاط مختلف درون مخزن، دمای آب ورودی به و خروجی از ژاکت، شدت جریان هوا و آب



شکل ۱: دستگاه آزمایش.



شکل ۲: رابطه ارائه شده در این مقاله: تغییرات عدد استانتون با $(Re Fr Pr^{2.5})$.

$$h_i = WC(T_{j_o} - T_{j_i}) / (A_i(T - T_{w_i}))$$

(۲۵)

خنک کننده را ثبت می‌نماییم.

$$St = h / (\rho V_s C)$$

(۲۶)

نتایج حاصل از آزمایشها

آزمایش اول

با داشتن مقادیر h و سرعت ظاهری گاز می‌توان رابطه بین عدد استانتون St و $(Re Fr Pr^{2.5})$ مطابق با معادله (۱۴) نوشت و ضرایب C_1 و n_1 را به روش حداقل مربعات تعیین کرد. جدول زیر مقادیر ضریب تجربی انتقال حرارت در شدت جریانهای مختلف آب و هوا را نشان می‌دهد.

باتوجه به داده های آزمایشی که شامل دماهای ورودی و خروجی ژاکت، دمای مخزن و شدت جریان آب در ژاکت می‌باشد می‌توان h را محاسبه کرد:

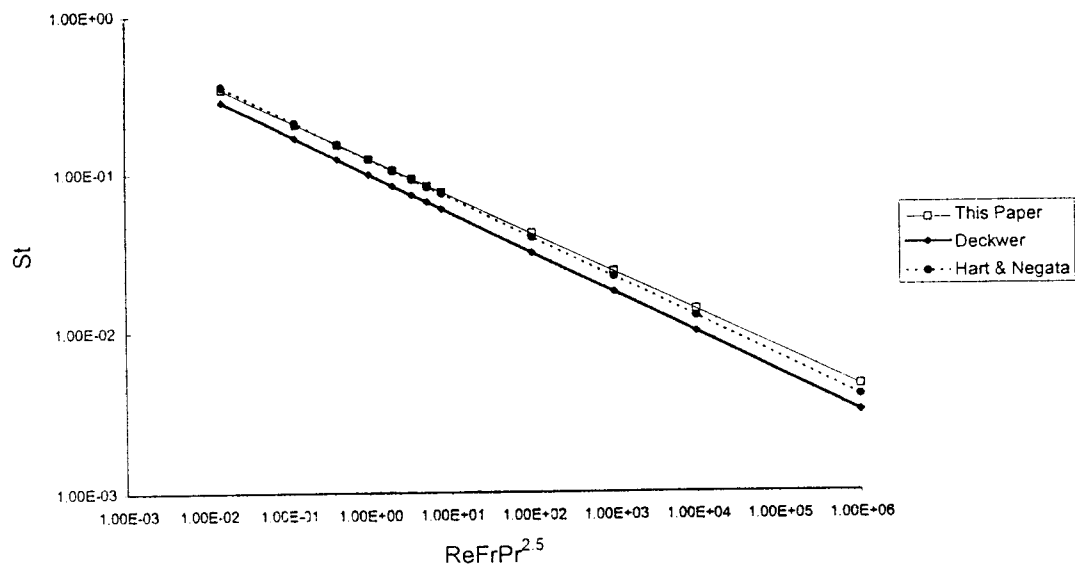
$$q_i = h_i A_i (T - T_{w_i}) = WC(T_{j_o} - T_{j_i})$$

(۲۴)

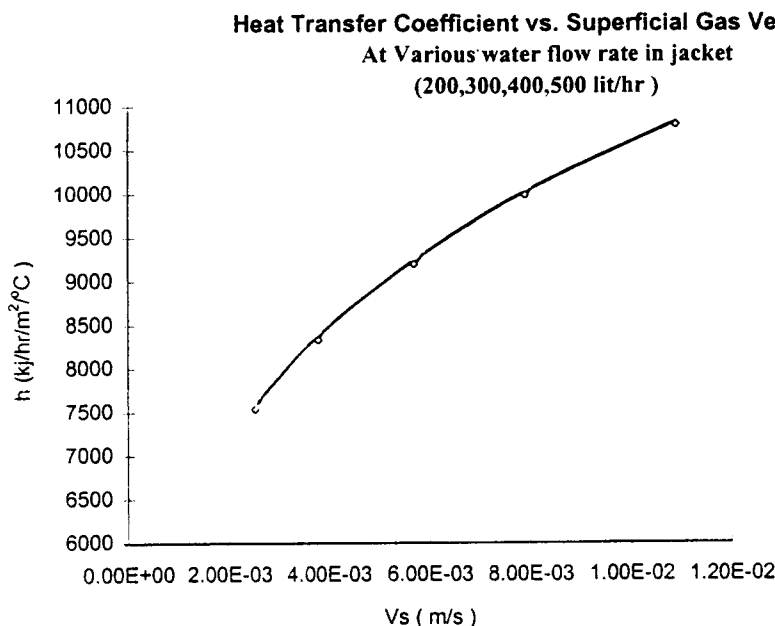
جدول ۱: مقادیر مختلف ضریب انتقال حرارت در شدت جریانهای متفاوت آب و هوا (kJ/hrm^2c).

شدت جریان آب (لیتر بر ساعت)	۲۰۰	۳۰۰	۴۰۰	۵۰۰
شدت جریان هوا (لیتر بر دقیقه)				
۱۰	۷۵۳۲/۹	۷۵۳۵/۷	۷۵۵۴/۱	۷۵۳۷/۵
۱۵	۸۳۲۵/۹	۸۳۲۹/۱	۸۳۵۹/۸	۸۳۳۱/۶
۲۲/۵	۹۱۹۱/۱	۹۱۹۴/۱	۹۲۴۳/۶	۹۱۹۲/۶
۳۱/۵	۹۹۸۲/۲	۹۹۸۵/۴	۹۹۸۳/۲	۹۹۸۴/۷
۴۳	۱۰۷۸۲/۷	۱۰۷۷۹/۳	۱۰۷۸۵/۴	۱۰۷۷۶/۳

Comparison of Deckwer and Negata Correlation with this paper Correlation



شکل ۳: مقایسه رابطه حاضر با روابط محققین دیگر.



شکل ۴: منحنی تغییرات ضریب تجربی انتقال حرارت در برابر سرعت ظاهری گاز.

۱۰ سانتی متر بر ثانیه برسد، افزایش سرعت ظاهری گاز اثری بر روی ضریب انتقال حرارت نخواهد داشت و در نتیجه ضریب انتقال حرارت ثابت خواهد ماند [۲].

منحنی های شماره (۵) تا (۹) تغییرات دمای سیال درون مخزن در برابر زمان را در شدت جریان های مختلف هوا نشان می دهد. همانطور که مشاهده می شود در زمان های اولیه سرد شدن، دمای اندازه گیری شده کمتر از دمای محاسبه شده توسط مدل ریاضی است و علت آن نیروی محرکه زیاد دما بین هوای ورودی و سیال مخزن می باشد، با افزایش سرعت هوا این زمان کوتاهتر می شود. بعد از اینکه نیروی محرکه دمایی بین سیال و هوای ورودی کاهش یافت دمای محاسبه شده و تجربی به هم نزدیک می شوند و با گذشت زمان نیروی راننده به حداقل مقدار خواهد رسید. البته در آزمایش، خطاهایی وجود دارد که باعث می گردد که دماهای تجربی با دماهای درون مخزن در زمان های مختلف در حدود متوسط ۵٪ متفاوت باشند. خطاهای آزمایش به ترتیب عبارتند از: خطای ناشی از ترموکوپل ها (زمان لازم برای رسیدن به تعادل دمایی)، خطای ناشی از ترمودایجیتال ($\pm 0.1\%$)، خطای دستگاه های اندازه گیری جریان هوا و آب ($\pm 1\%$) و خطاهای خواندن دماها.

مقایسه نتایج بدست آمده با کار محققین دیگر و با مدل ریاضی

روابطی که محققین برای این سیستم ها ارائه کرده اند عبارتند

از:

$$St = 0.1 (Re Fr Pr^{2/5})^{-0.25} \quad [7], [4] \text{ Deckwer}$$

$$St = 0.1 25 (Re Fr Pr^{2/5})^{-0.25} \quad [2] \text{ Hart, Negata}$$

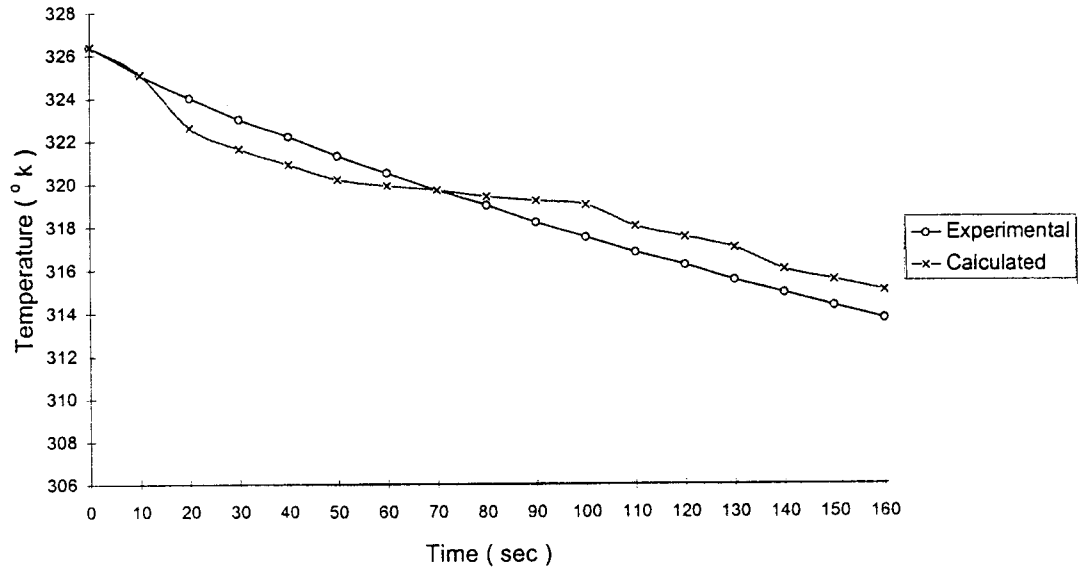
$$St = 0.1 248 (Re Fr Pr^{2/5})^{-0.239} \quad \text{رابطه حاضر}$$

شکل (۲) رابطه بدست آمده از داده های آزمایشگاهی در شدت جریانهای جرمی مختلف آب خنک کننده ورودی به ژاکت و هوای ورودی به مخزن را نشان می دهد. همانطور که مشاهده می کنید شدت جریانهای جرمی مختلف آب خنک کننده اثری بر روی ضریب انتقال حرارت ندارد.

همانطور که در شکل (۳) مشخص است رابطه حاضر مطابقت بسیار خوبی با رابطه Hart و Negata دارد و انحرافی در حدود ۳۰٪ از رابطه Deckwer دارد.

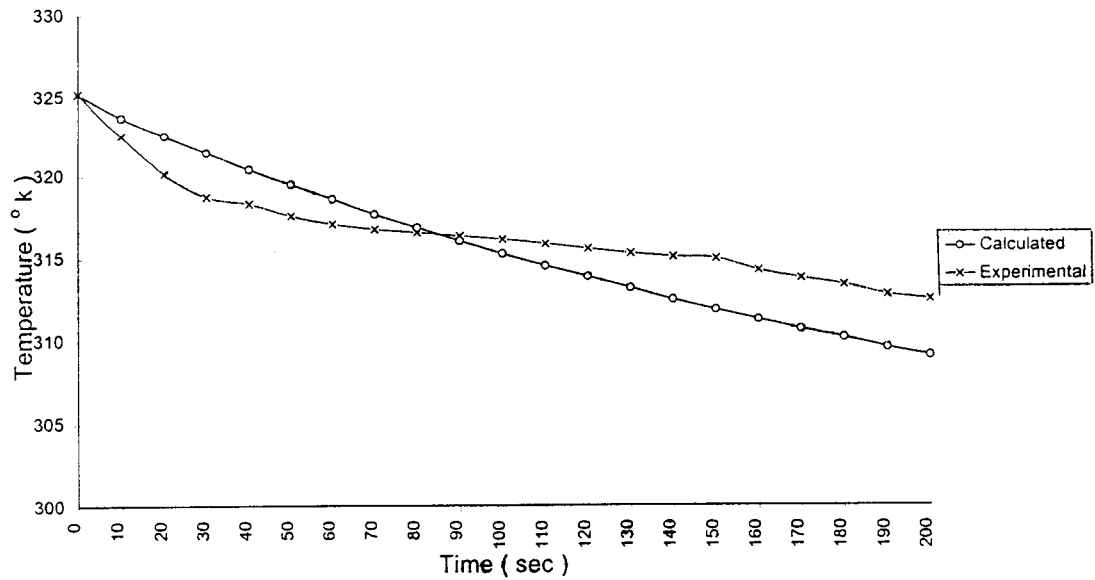
شکل (۴) منحنی تغییرات ضریب انتقال حرارت در برابر سرعت ظاهری گاز را نشان می دهد. به تجربه ثابت شده است که ضریب انتقال حرارت در چنین سیستمهایی با افزایش سرعت ظاهری گاز افزایش می یابد. زمانی که سرعت ظاهری گاز به حدود

Experimental and Calculated Temperature vs. time
Air flow =10 (lit/min)

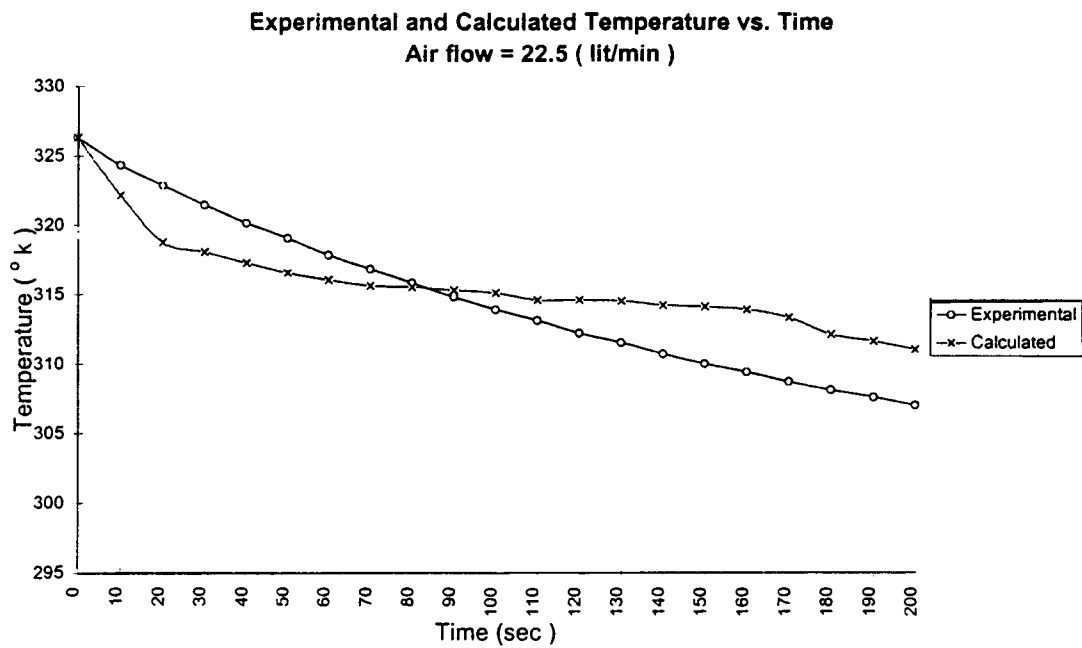


شکل ۵: تغییرات دماهای اندازه گیری و محاسبه شده با زمان.
(شدت جریان هوا ۱۰ لیتر بر دقیقه)

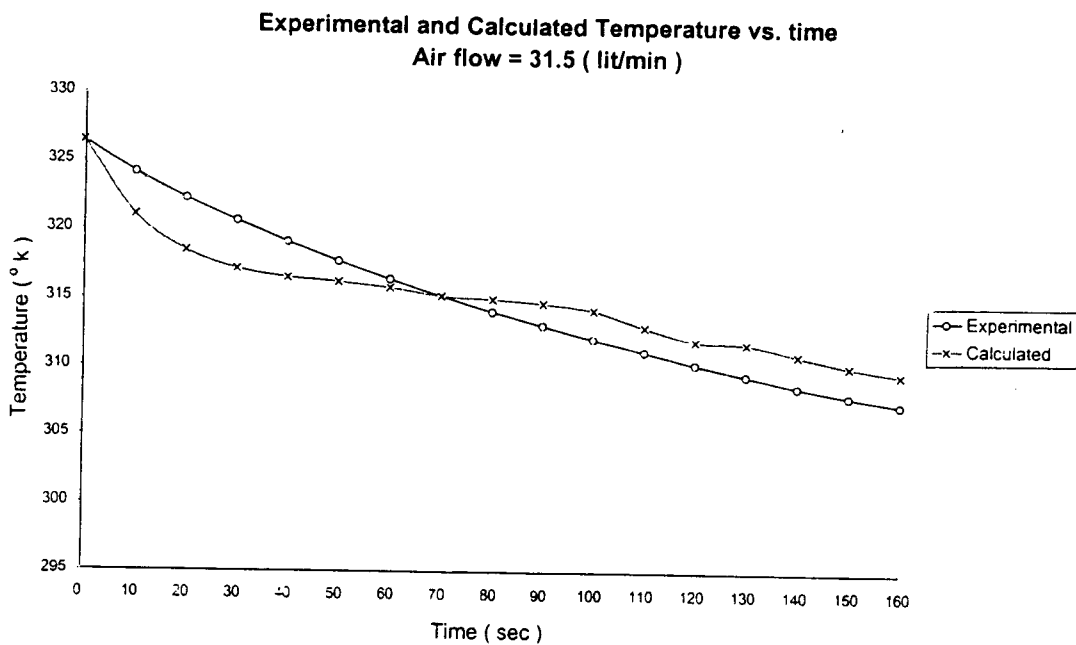
Experimental and Calculated Temperature vs. Time
Air flow =15 (lit/min)



شکل ۶: تغییرات دماهای اندازه گیری و محاسبه شده با زمان.
(شدت جریان هوا ۱۵ لیتر بر دقیقه)

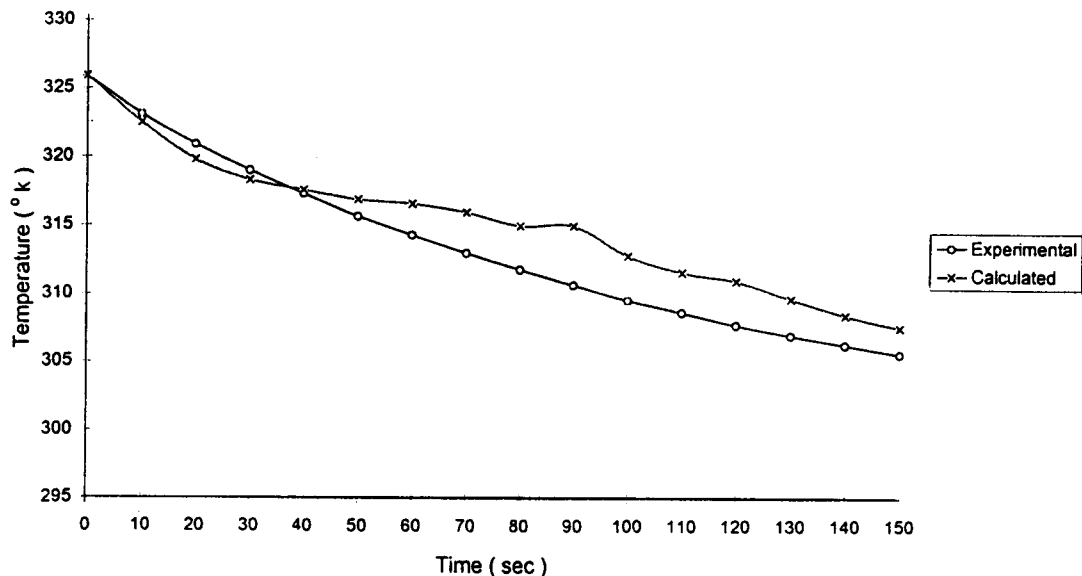


شکل ۷: تغییرات دماهای اندازه گیری و محاسبه شده با زمان.
(شدت جریان هوا ۲۲/۵ لیتر بر دقیقه)



شکل ۸: تغییرات دماهای اندازه گیری و محاسبه شده با زمان.
(شدت جریان هوا ۳۱/۵ لیتر بر دقیقه)

Experimental and Calculated Temperature
Air flow =43 (lit/min)



شکل ۹: تغییرات دماهای اندازه گیری و محاسبه شده با زمان.
(شدت جریان هوا ۴۳ لیتر بر دقیقه)

J_s : فاصله ژاکت تا دیواره (متر)
 K : ضریب هدایت حرارتی (کیلوژول بر ساعت بر متر بر درجه سانتیگراد)
 L : ارتفاع سیال درون مخزن (متر)
 m : جرم سیال درون مخزن (کیلوگرم)
 T : درجه حرارت (درجه سانتیگراد یا کلوین)
 t : زمان (ثانیه)
 V : حجم مایع درون مخزن (مترمکعب)
 V_s : سرعت ظاهری هوا (متر بر ثانیه)
 W : دبی جرمی آب ورودی به ژاکت (کیلوگرم بر ساعت)
 W_A : دبی جرمی هوا (کیلوگرم بر ساعت)

ثابت ها

n_p n_1 m_p m_1 C_p C_1

اندیس ها

A : هوا
 g : گاز

به عنوان نتیجه نهائی، مدل ریاضی فوق را می توان جهت تخمین قابل قبول دمای مخازن همزده با هوا در شرایط مشابه استفاده کرد چون متوسط انحراف دمای محاسبه شده از دمای آزمایشگاهی ۰.۵٪ می باشد. همچنین از این مدل می توان در تأیید روابط ارائه شده برای ضریب انتقال حرارت مخازن اختلاط با هوا از مقایسه دماهای بدست آمده در آزمایش و دماهای محاسبه شده توسط مدل استفاده کرد.

نشانه ها

A : سطح جانبی انتقال حرارت (مترمربع)
 C : ظرفیت حرارتی (کیلوژول بر کیلوگرم بر درجه سانتیگراد)
 C_A : غلظت (گرم مول بر لیتر)
 D : قطر مخزن (متر)
 D_{AB} : ضریب نفوذ (مترمربع بر ثانیه)
 E : انرژی داخلی سیال (کیلوژول)
 g : شتاب جاذبه (مترمربع بر ثانیه)
 h : ضریب انتقال حرارت (کیلوژول بر ساعت بر مترمربع بر درجه سانتیگراد)

St: عدد استانتون ($h/\rho V_s C$)	i: داخلی
	z: ژاکت
نشانه های یونانی	z ₀ : ورود به ژاکت
α : ضریب نفوذ حرارتی (مترمربع بر ثانیه)	o: خارجی
η : مشخصه طول	s: سطح مقطع
v : ویسکوزیته سینماتیک (مترمربع بر ثانیه)	w: سطح دیواره
ϵ_e : انرژی مخصوص	
μ : ویسکوزیته مطلق (کیلوگرم بر متر بر ثانیه)	اعداد بدون بعد
ρ : دانسیته (کیلوگرم بر مترمکعب)	Fr: عدد فراد (V_s^2/gD)
β : عکس درجه حرارت مطلق	Pr: عدد پراتنل ($C_p \mu/k$)
δ : ضخامت دیوار (متر)	Re: عدد رینولدز ($\rho V_s D/\mu$)

مراجع

- 1 - Yung-Chien HSU, Chyuan-Jih Husang and Kuo-Pen Chiang. (1997). "A correlation of mixing in an agitated tank with gas induction." *J. of Chem. Eng. of Japan*, Vol. 30, No. 5.
- 2 - Cavatorta, O. N. and Bohm, U. (1988). "Heat and mass transfer in gas sparging system." *Chem. Eng. Res. Des.*, Vol. 66.
- 3 - Coulson and Richardson. (1994). *Chemical Engineering*. Pergamon Elsevier Science Inc., Vol. 3, USA PP. 196-239.
- 4 - Kawase, Y. and Kumagai, T. (1990) "Heat transfer in bubble column and airlift bioreactors." *J. of Chemical Technology*, Vol. 51, PP. 323-324.
- 5 - Kawase, Y. and Moo-Young, M. (1989). "Mathematical Model for design of bioreactors, application of Kolmogorov's theory of isotropic turbulence." *The Chemical Eng. J.*, Vol. 43, PP. B19-B43.
- 6 - Kawase, Y. and Moo-Young, M. (1987). "Heat transfer in bubble column reactors with Newtonian and non-Newtonian fluids." *Chem. Eng. Res. and Des.*, Vol. 10.
- 7 - Deckwer (1992). *Bubble column reactor*. Pergamon Elsevier Science Inc., USA, PP. 259-279.
- 8 - Kumpinsky, E. (1995). "Heat transfer coefficients in agitated vessels, sensible heat model." *I & EC Res.*, Vol. 34, No. 12.
- 9 - Chen, C. C., Lu, W. M. and Chen, P. S. (1972). "Heat transfer in an agitated vessel with aeration." *J. of the Chinese Institute of Chemical Engineers*, Vol. 3.
- 10 - Chen, J. J. J. (1987). "Heat transfer in bubble column." *Chem. Eng. Res. Des.*, Vol. 65.
- 11 - Luyben, W. L. (1990). *Process modeling, simulation and control for chemical engineers*. McGraw-Hill International Editions.
- 12 - Holman, J. P. (1981). *Heat transfer*. McGraw-Hill.
- 13 - Donough, R. J. M. (1992). *Mixing for the process industries*. Van Norstrand, New York, USA.