

# حل عددی معادلات جریان طبیعی و انرژی در محفظه یک خشک کن خورشیدی و بررسی پارامترهای موثر در بهینه‌سازی طراحی

حسین شکوهمند

استاد گروه مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

محمد کاظم کوشش

فارغ التحصیل کارشناسی ارشد گروه مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

(تاریخ دریافت ۷۸/۲/۲۶، تاریخ تصویب ۷۹/۹/۵)

## چکیده

در این مقاله یک روش عددی - تحلیلی جهت طراحی خشک کن خورشیدی معرفی می‌گردد. در ابتدا یک مدل ریاضی برای تحلیل انتقال حرارت جابجائی آزاد در جمع کننده که به روش سعی و خطا حل گردیده و همچنین یک روش تحلیلی برای مدل ریاضی جریان در دودکش ارائه می‌گردد. در محفظه خشک کن معادلات جریان (ممنتوم) و انرژی به دلیل تغییرات دانسیته هوا با دما، به یکدیگر وابسته می‌باشند و توأمأ با کمک روش عددی تابع جریان گردابه‌ای که یکی از متدهای حجم محدود می‌باشد، حل می‌گردند. با توجه به اینکه نیروی بویانسی عامل اصلی حرکت در این سیستم می‌باشد لذا در روند کلی حل مسأله باید از روش سعی و خطا استفاده نمود. در ابتدا با فرض دما در ورود هوا به دودکش و همچنین با فرض مقدار معینی برای دبی جریان هوا مسئله شروع شده، و در ادامه توزیع دما در جمع کننده (کلکتور) و دودکش بدست می‌آید. و از نتایج آن به عنوان شرایط مرزی برای حل عددی معادلات بهم وابسته جریان و انرژی در محفظه خشک کن و دودکش استفاده می‌گردد. به این ترتیب دمای هوا در ورود به دودکش محاسبه شده و با مقدار قبلی که فرض مسأله بود مقایسه و تصحیح می‌گردد تا نهایتاً همگرایی حاصل شود. و در آخر تاثیر تغییرات ارتفاع دودکش و طول جمع کننده (کلکتور) بر افزایش دمای هوا در خروج از جمع کننده و همچنین بر دبی جریان هوا بصورت نمودار ارائه و با نتایج اندازه‌گیری شده مقایسه می‌گردد. نتایج حاصل از این تحقیق مبنائی برای طراحی بهینه ابعاد خشک کن خورشیدی بدست می‌دهد.

**واژه های کلیدی:** انرژی خورشیدی، خشک کن، جریان گردابه‌ای، بهینه سازی

## مقدمه

۲ - محفظه خشک کن که دیواره‌های آن شیشه‌ای بوده و در داخل محفظه تعدادی سینی مشبک با زاویه ۱۵ درجه نصب شده که مواد غذایی جهت خشک شدن بر روی این سینی ها قرار می‌گیرند. البته در مقاله حاضر به دلیل پیچیدگیهای بیش از حد ناشی از پدیده انتقال جرم، از وجود سینی های مواد، در محاسبه جریان صرف نظر شده است.

۳ - دودکش که در قسمت انتهائی محفظه قرار گرفته و باعث افزایش نیروی بویانسی و در نتیجه ازدیاد جریان جابجائی هوا می‌گردد.

شمای کلی یک خشک کن خورشیدی که به منظور انجام این طرح تحقیقاتی در گروه مهندسی مکانیک ساخته شده در شکل (۱) نشان داده شده است. از این خشک کن برای اندازه گیری تجربی

خشک کردن مواد غذایی به کمک انرژی خورشیدی یکی از قدیمی ترین و ساده ترین روش های حفظ و نگهداری مواد غذایی است. بطور کلی خشک کردن خورشیدی به دو روش انجام می‌گیرد. خشک کردن در فضای باز و دیگری استفاده از سیستم‌های خشک‌کن خورشیدی است که روش اخیر به لحاظ کیفیت مناسبتر محصول خشک شده، مطلوب تر است. خشک کن های خورشیدی هرچند در انواع مختلف ساخته می‌شوند، اما بطور کلی همه آنها شامل ۳ بخش اساسی می‌باشند که عبارتند از:

۱ - جمع کننده خورشیدی<sup>۱</sup>: این قسمت وظیفه جذب تشعشع خورشیدی و انتقال آن به هوای داخل جمع کننده را دارد. انتقال گرما، تغییر دانسیته هوا را باعث گشته و با ایجاد نیروی بویانسی جریان جابجائی طبیعی هوا در داخل جمع کننده برقرار می‌گردد.

به منظور شناخت بهتر توزیع جریان در داخل محفظه خشک‌کن، معادلات جریان و انرژی در محفظه ورودی آن با روش عددی موسوم به تابع جریان گردابه‌ای حل شده‌اند و تغییرات درجه حرارت مشخص گردیده است. سپس درجه حرارت هوا، در ورود و خروج اندازه‌گیری شده و نتایج عددی بدست آمده با نتایج تجربی مقایسه گشته است. این مقایسه نشان می‌دهد که بین نتایج عددی و تجربی مطابقت بسیار خوبی برقرار است.

بررسی تحقیقات انجام شده توسط سایر محققین نشان می‌دهد که در بیشتر موارد عملکرد خشک‌کن های خورشیدی بصورت تجربی مورد بررسی قرار گرفته و نتایج تجربی برای خشک‌کردن غلات و میوه‌جات ارائه شده است ولیکن هیچیک از محققین (چه در داخل کشور و تا آنجا که از شبکه اینترنت امکان بررسی فراهم بود) تاکنون حل عددی جهت طراحی خشک‌کن خورشیدی که مبنای بهتری برای مطالعه عملکرد آن می‌باشد ارائه نداده‌اند.

### مدلسازی ریاضی

به منظور مطالعه خشک‌کن خورشیدی نیاز به ارائه یک مدل ریاضی برای اجزاء آن می‌باشد که برای قسمت جمع‌کننده و دودکش از یک مدل تحلیلی ریاضی استفاده شده و برای حل معادلات جریان و انرژی در محفظه خشک‌کن از یک مدل عددی استفاده می‌گردد که شرح آن در ذیل می‌آید.

#### جمع‌کننده خورشیدی

یک المان کوچک  $dy$  را در فاصله  $y$  از ورود به جمع‌کننده در نظر بگیرید. بالانس انرژی برای اجزای جمع‌کننده به شکل زیر می‌باشد [۳]:

- صفحه پوشش:

$$h_{at}(T_c - T) = h_{ca}(T_c - T_{am}) + h_{re}(T_c - T_s) -$$

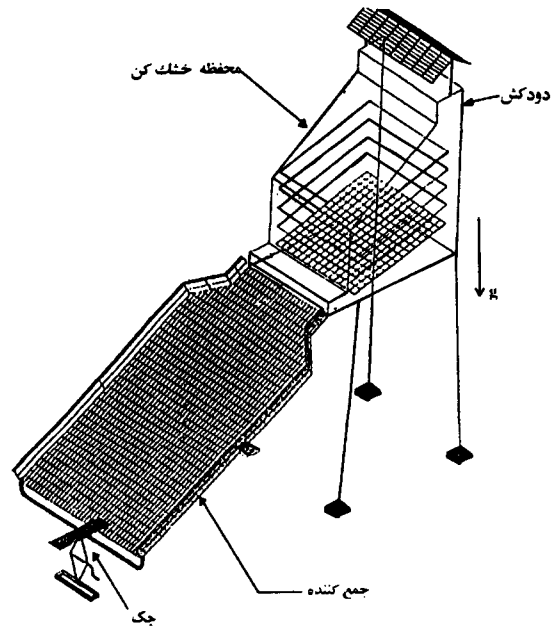
$$h_{rp}(T_p - T_c) = \alpha_{cs}(1 + \tau_{cs} \rho_{ps})I \quad (1)$$

- صفحه جاذب تشعشع:

$$h_{at}(T_p - T) + h_{rp}(T_p - T_c) = \frac{\alpha_{ps} \tau_{cs} I}{1 - \rho_{ps} \rho_{cs}} \quad (2)$$

- جریان هوای داخل المان  $dy$ :

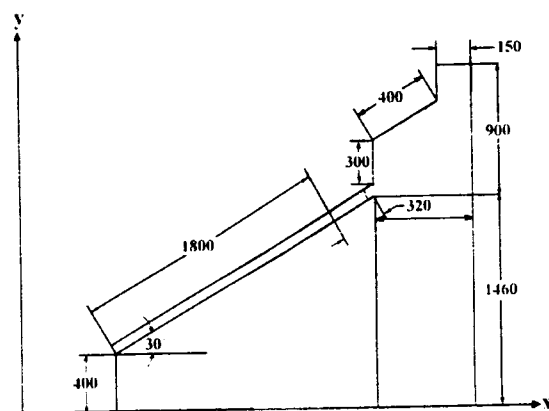
درجه حرارت‌های ورودی و خروجی هوا در جمع‌کننده استفاده شده است. یک بازوی متحرک (جک) تعبیه گردیده و بکمک آن می‌توان زاویه صفحه جمع‌کننده را نسبت به افق تغییر داد به نحوی که امکان استفاده بهینه در کلیه ساعات روز از تابش عمودی خورشیدی فراهم گردد. وجود این بازوی متحرک باعث می‌شود تا راندمان دستگاه اخیر نسبت به خشک‌کن هایی که در آنها  $\beta = cte$  است بیشتر باشد.



شکل ۱: شمای کلی دستگاه خشک‌کن خورشیدی.

شکل (۲) مقطع خشک‌خورشیدی و ابعاد هندسی آن را نشان

می‌دهد.



شکل ۲: مقطع و ابعاد دستگاه خشک‌کن خورشیدی

همین‌طور این روند ادامه می‌یابد تا دمای هوا در آخرین نقطه که خروج از جمع‌کننده است، محاسبه گردد.

### محفظه خشک کن

#### معادلات حاکم و فرضیات

تغییرات دانسیته ( $\rho$ ) هوا در جابجائی آزاد باعث ایجاد نیروی بویانسی و در نتیجه جریان سیال می‌گردد و لذا در بدست آوردن معادلات ممنوم، جریان را با دانسیته متغیر در نظر می‌گیریم ولی متغیر بودن  $\rho$  در معادله انرژی تنها باعث افزایش جملاتی در ترم اتلاف<sup>۲</sup> معادله انرژی خواهد شد. که مقدار آن کوچک و قابل اغماض است. بنابراین معادله انرژی را با فرض ثابت بودن  $\rho$  بدست می‌آوریم.

معادله پیوستگی برای جریان پایدار و متغیر  $\rho$ :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (10)$$

معادلات ممنوم برای جریان پایدار اما با دانسیته ( $\rho$ ) متغیر:

در جهت  $x$ :

$$\rho \left[ u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[ 4/3 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + 1/3 \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} \right] \quad (11)$$

در جهت  $y$ :

$$\rho \left[ u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right] = - \frac{\partial p}{\partial y} + \rho f_y + \mu \left[ 4/3 \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + 1/3 \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} \right] \quad (12)$$

معادله انرژی با فرض ثابت بودن  $\rho$ :

$$\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho c_p v \frac{\partial T}{\partial y} = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + 2\mu \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (13)$$

#### روش انفصال معادلات حاکم

ابتدا این معادلات تبدیل به معادلات جدیدی می‌گردند و سپس منفصل می‌شوند. حل معادلات جدید به روش تابع جریان گردابه‌ای<sup>۳</sup> می‌باشد که به نحوه زیر عمل می‌گردد [۱].

۱- از معادله (۱۰) نسبت به  $y$  و از معادله (۱۱) نسبت به  $x$  مشتق گرفته و با یکدیگر جمع می‌گردد تا ترمهای فشار حذف گردد و با توجه به رابطه (۱۴)  $\frac{\partial \rho}{\partial x} - \frac{\partial \rho}{\partial y}$  که در آن  $\omega$  تابع چرخش<sup>۴</sup>

$$\dot{m} C_p dT = h_{af}(T_c - T) w dy + h_{af}(T_p - T) w dy$$

$$\frac{dT}{dy} = \frac{w}{\dot{m} C_p} (T_p + T_c - 2T) \quad (3)$$

که با حل معادله (۳) برای فاصله محدود  $\Delta y$  می‌توان افزایش دمای جریان هوا ( $\Delta T$ ) را بدست آورد.

$$\Delta T = T_i - T_{i-1} = (B - T_{i-1})(B - T_{i-1})(1 - e^{-A \Delta y}) \quad (4)$$

و  $A = -2h_{af} w / \dot{m} C_p$  و  $B = (T_p - T_c) / 2$  که این مقادیر در نقطه (i-1) در نظر گرفته می‌شوند. همچنین

$$h_{re} = \epsilon_{cl} \sigma (T_c + T_s)(T_c^2 + T_s^2) \quad (5)$$

$$h_{rp} = \sigma (T_c + T_p)(T_c^2 + T_p^2) / (1/\epsilon_{cl} + 1/\epsilon_{pl} - 1) \quad (6)$$

مقدار  $h_{ca}$  که ضریب انتقال حرارت جابجائی بین پوشش و اتمسفر است براساس فرمول [۸] Sparrow بدست می‌آید:

$$NU = 20.896 Re^{0.5} Pr^{1/3} \quad (7)$$

و مقدار  $h_{af}$  که ضریب انتقال حرارت جابجائی بین هوای داخل جمع‌کننده و پوشش یا صفحه جاذب است برای جابجائی طبیعی براساس فرمول [۷] Hollands بدست می‌آید:

$$NU = 2 \times \{ 1 + 1.44 [1 - 1708 / R_a \cos \beta] \times (1 - 1708 (\sin(1.8 \beta)))^{1.6} / R_a \cos \beta + [(R_a \cos \beta / 5830)^{1/3} - 1] \} \quad (8)$$

که:  $R_a = g \beta' (T_p - T_c) t^3 \rho / \nu^2$  و  $T_s$  براساس رابطه [۸] Bliss بدست می‌آید:

$$T_s = T_{am} [0.8 + (T_{dp} - 273) / 250]^{1/4} \quad (9)$$

برای محاسبه دمای هوا در خروج از جمع‌کننده ( $T_{colle}$ ) باید به روش سعی و خطا عمل نمود به گونه‌ای که برای یک مقدار معین از  $m$  مقادیر  $T_{c_{i-1}}$ ،  $T_{p_{i-1}}$  و  $T_{i-1}$  که در نقطه (i-1) در نظر گرفته شده‌اند را فرض نمود و به وسیله روابط (۱) و (۳) و (۵) و (۶) مقادیر  $h_{rc}$ ،  $h_{rp}$  و  $h_{af}$  در نقطه (i-1) محاسبه گردد و در نتیجه مقادیر  $T_c$  و  $T_p$  بدست می‌آید و این عمل آنقدر تکرار می‌شود تا  $T_{c_{i-1}}$  و  $T_{p_{i-1}}$  به مقادیر ثابتی همگرا گردند. حال با کمک این مقادیر و روابط (۴) مقدار  $T_i$  محاسبه می‌شود و

می‌باشد رابطه زیر حاصل می‌گردد:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho \omega u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \omega v) = \mu \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right) - 1/2$$

۳- تابع جریان ( $\psi$ ) به شکل روبرو تعریف می‌گردد.

$$\rho u = \frac{\partial \psi}{\partial y}$$

$$\rho v = \frac{\partial \psi}{\partial x}$$

(۱۷)

و شکل کلی معادلات چرخش و انرژی و جریان به شکل زیر معرفی می‌گردد:

$$a \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left( \phi \frac{\partial \psi}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \phi \frac{\partial \psi}{\partial x} \right) \right\} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \left\{ b \frac{\partial}{\partial x} (c\phi) \right\} \frac{\partial}{\partial y}$$

$$\left\{ b \frac{\partial}{\partial y} (c\phi) \right\} + d = 0$$

(۱۸)

که در آن پارامترها بدینگونه مشخص می‌شوند:

در رابطه (۱۶) به جای عبارت  $\frac{\partial \rho}{\partial x}$  و  $\frac{\partial \rho}{\partial y}$  با کمک رابطه

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} = \beta \rho m \frac{\partial T}{\partial x} \text{ می توان مقادیر } \beta = \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

$$\text{را جایگذاری نمود که در آن } \beta \text{ ضریب انبساط}$$

حجمی هوا می‌باشد.

۲- به جای مقادیر  $T$  در معادله انرژی (۱۴) رابطه

$$T = \frac{1}{C_p} \left( h - \frac{u^2 + v^2}{2} \right) \text{ جایگذاری می‌گردد.}$$

$\phi$	a	b	c	d
h	1	$k/C_p$	1	$-\frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu(1-k/\mu c_p) \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{u^2+v^2}{2} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu(1-k/\mu c_p) \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{u^2+v^2}{2} \right) \right]$
$\omega$	1	1	$\mu$	$-\left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{u^2+v^2}{2} \right) \beta' \rho_{am} \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{u^2+v^2}{2} \right) \beta' \rho_{am} \frac{\partial T}{\partial x} \right] - \beta' \rho_{am} \frac{\partial T}{\partial x} - \beta' \rho_{am} \frac{\partial T}{\partial y}$
$\psi$	0	$\frac{1}{\rho}$	1	$\omega$

مقدار  $\psi=0$  می‌باشد و برای دهانه ورودی به محفظه با توجه به رابطه (۱۷) و همچنین  $U = \frac{m}{A_{ci}}$ ، مقدار تابع جریان  $\psi = \rho U y$  خواهد شد و همین روش برای دهانه خروجی از محفظه دیواره سمت چپ بکار می‌رود.

- شرایط مرزی تابع چرخش ( $\omega$ ): مقدار  $\omega$  در دهانه ورودی به محفظه خروجی از آن صفر می‌باشد و روی دیواره مطابق شکل (۴) بدست می‌آید [۲].

$$\omega_1 = \frac{-2(\psi_2 - \psi_1)}{\rho \Delta y^2}$$

(۲۰)

- شرایط مرزی تابع دما ( $T$ ): دما در دهانه ورودی همان مقدار

انتگرال گیری در یک حجم محدود از رابطه (۱۸) برای هرکدام از متغیرهای  $h$  و  $\omega$  و  $\psi$  به معادله زیر می‌رسد [۱]:

$$\phi_p = C_E \phi_E + C_W \phi_W + C_N \phi_N + C_S \phi_S + D$$

(۱۹)

که ضرایب بکار برده شده برحسب مقادیر  $a$ ،  $b$ ،  $c$  و  $d$  و همچنین فرض اولیه‌ای برای مقادیر  $\psi$  محاسبه می‌گردد.

### شرایط مرزی

- شرایط مرزی معادله ( $\psi$ ): تابع جریان روی دیواره‌ها ثابت می‌باشد و مطابق شکل (۳) روی دیواره پائینی و سمت راستی

بهینه‌ترین مقدار  $a_{OR}$  برای شروع محاسبات طبق فرمول زیر که توسط Fax پیشنهاد گردیده، بدست می‌آید.

$$a_{OR} = 2(1 - \sqrt{1 - T}) / T$$

$$T = [\cos(\pi/M) + \cos(\pi/N)]/2$$

(۲۲)

که  $M$  و  $N$  تعداد گره‌ها در جهت  $x$  و  $y$  می‌باشد.

حل مسأله بدین نحو است که ابتدا معادله  $\omega$  برای تمام نقاط شبکه حل و سپس با کمک  $\omega$ ، معادله  $\psi$  برای نقاط شبکه محاسبه می‌شود (زیرا  $\omega$  تابع دما می‌باشد). سپس مقادیر  $\psi$  و  $T$  دوباره محاسبه می‌شوند و این فرآیند آنقدر تکرار می‌گردد تا دمای هوا در خروج از محفظه (ورود به دودکش) به مقدار ثابتی همگرا گردد.

### دودکش

با بالانس حرارتی برای المانی به طول  $dy$  و فاصله  $y$  از ورود به دودکش معادله زیر بدست می‌آید.

$$\dot{m}C_p dT = UPdy (T - T_{am})$$

(۲۳)

و دمای هوا در خروج از دودکش ( $T_{che}$ ) براساس ابعاد و دمای ورود به دودکش ( $T_{chi}$ ) طبق رابطه (۲۴) محاسبه می‌شود:

$$T_{che} = T_{am} + (T_{chi} - T_{am}) \times \exp\left(\frac{-UP}{mC_p} L\right)$$

(۲۴)

که در رابطه فوق  $L$  ارتفاع دودکش و  $P$  محیط مقطع دودکش می‌باشد و  $U$  ضریب انتقال حرارت کلی از دودکش است که به شکل زیر محاسبه می‌شود:

$$U = (1/h_i + \frac{k_{ch}}{t_{ch}} + 1/h_e)^{-1}$$

(۲۵)

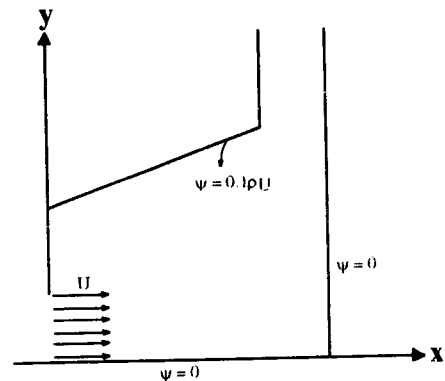
و مقدار ضریب انتقال حرارت داخل دودکش ( $h_i$ ) از روابط زیر بدست می‌آید [۶].

$$Re < 4000 \quad Nu = 1.86(RePr/(L/d))^{1/3}$$

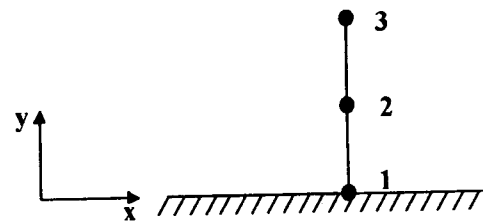
$$Re > 4000 \quad Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

و مقدار ضریب انتقال حرارت خارج از دودکش ( $h_e$ ) از رابطه ارائه

$T_{colle}$  و برای خروج از محفظه و دودکش مقدار  $T_{che}$  و بر روی دیواره‌ها به دلیل عایق بودن آنها انتقال حرارت صفر بوده یعنی  $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$  می‌باشد.



شکل ۳: شرایط مرزی  $\psi$  روی محفظه خشک کن.



شکل ۴: شرایط مرزی  $\omega$  در دیواره محفظه خشک کن.

### روش حل معادلات منفصل

با در نظر گرفتن یک شبکه  $8 \times 18$  برای مجموعه محفظه و دودکش معادله (۱۹) برای مقادیر  $\omega$  و  $\psi$  و  $h$  به روش تکراری Over-Relaxation که از نرخ همگرایی بسیار خوبی برخوردار می‌باشد، حل می‌گردد [۵].

$$\phi_p^{(N)} = a_{OR}\phi_p^{(N)} + (1-a_{OR})\phi_p^{(N-1)}$$

(۲۱)

در رابطه فوق  $N$  نشان دهنده مرتبه محاسبه و  $a_{OR}$  ضریب Over-Relaxation می‌باشد و مقادیر آن بین ۱ و ۲ است.

شده توسط Wong [۸] بدست می آید:

$$35 < Re < 5000 \quad Nu = 0.583 Re^{0.471}$$

$$5000 < Re < 50000 \quad Nu = 0.148 Re^{0.633}$$

### جریان بویانسی و افت فشار در مسیر

اختلاف فشار ایجاد شده به وسیله نیروی بویانسی در یک کانال عمودی به ارتفاع  $H$  و اختلاف دمای  $\Delta T$  بیشتر از دمای محیط، به صورت زیر می باشد:

$$\Delta P_b = g \beta' \rho_{am} (\Delta T.H) \quad (26)$$

همچنین افت فشار در کانال به صورت تابعی از سرعت محاسبه می گردد:

$$\Delta P_f = 1/2 \rho_{am} V^2 (fL/d_h + \xi) \quad (27)$$

که در آن ضریب  $\xi$  مربوط به افت ناشی از تغییرات مقاطع  $f$  و نیز مربوط به افت اصطکاکی می باشد و در مراجع مختلف معرفی شده اند. اختلاف فشار ناشی از بویانسی و افت فشار اصطکاکی مسیر برای مجموعه خشک کن خورشیدی براساس روابط ذیل می باشد:

$$\Delta P_{tb} = \sum \Delta P = g \beta' \rho_{am} \sum (\Delta T.H)$$

$$\Delta P_{tf} = \Delta P_{fcolle} + \Delta P_{fclous.} + \Delta P_{fch.} \quad (28)$$

افت فشار مسیر و اختلاف فشار ایجاد شده توسط بویانسی یکدیگر را خنثی می کنند، بنابراین:

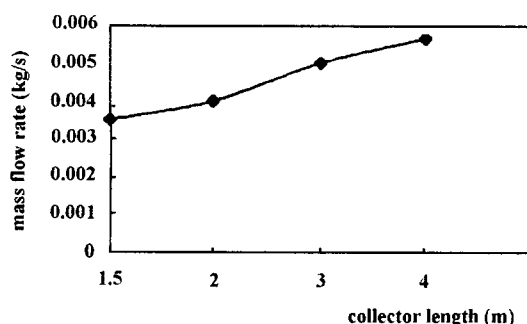
$$\Delta P_{tb} = \Delta P_{tf} \quad (29)$$

همچنین افت فشار تابعی از سرعت جریان و در نتیجه دبی جریان در هر مقطع می باشد لذا دبی جریان را می توان برحسب رابطه ای که از بالانس افت فشار و اختلاف فشار بویانسی بدست می آید، محاسبه نمود.

### فرایند کلی حل مسئله

روش کلی حل مسئله با فرض  $T_{chi}$  و  $\dot{m}$  شروع شده و با استفاده از رابطه (۲۶) و (۲۳) مقادیر  $T_{che}$  و  $T_{colle}$  محاسبه می شود و با

کمک رابطه (۲۸) و (۲۹) که در اصل بالانس افت فشار مسیر با نیروی بویانسی می باشد مقدار  $\dot{m}$  جدید محاسبه می گردد و سپس به کمک  $\dot{m}$  جدید مقدار  $T_{che}$  و  $T_{colle}$  مطابق روش قبل محاسبه می شود تا خطای مقادیر  $\dot{m}$ ،  $T_{che}$  و  $T_{colle}$  از حدی کمتر گردد و این مقادیر همگرا گردند که تمام این سیکل براساس فرض  $T_{chi}$  می باشد. حال برای تصحیح مقدار  $T_{chi}$  که فرض شده بود از حل عددی ارائه شده در بخش قبل استفاده می شود که با کمک شرایط مرزی  $T_{che}$  و  $T_{colle}$  توزیع دما در محفظه خشک کن بدست می آید و در نتیجه  $T_{chi}$  نیز بدست می آید و حال با  $T_{chi}$  جدید روند کلی حل مسئله دوباره تکرار می گردد تا نهایتاً خطای  $T_{chi}$  از حدی کمتر گردیده و به یک مقدار ثابت همگرا گردد و فرایند حل مسئله اتمام یابد که نتایج حل شامل  $\dot{m}$ ،  $T_{che}$ ،  $T_{colle}$ ،  $T_{chi}$ ، توزیع دما و سرعت در محفظه خشک کن و دودکش خواهد بود.

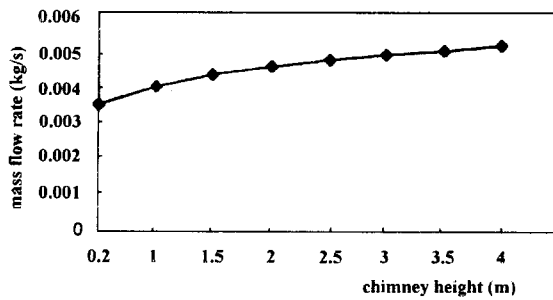


نمودار ۵: تاثیر طول جمع کننده بر دبی جریان هوا ( $\dot{m}$ ) | سطح جمع کننده مقدار ثابت  $1.35m^2$  می باشد.

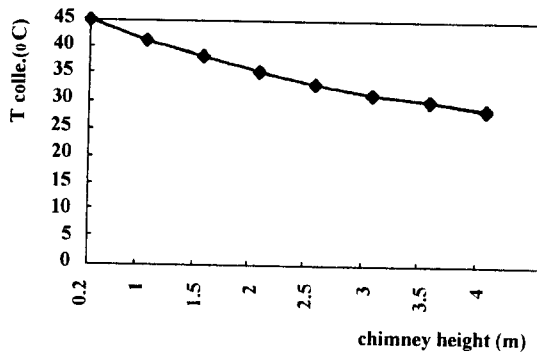
### بحث

هدف از مقاله حاضر ارائه روش بهینه برای طراحی یک خشک کن خورشیدی می باشد لذا باید اثرات پارامترهای مختلف روی متغیرهای مورد نظر مسئله و در نتیجه انتخاب بهینه پارامترها را بررسی نمود که در زیر بحث گردیده است.

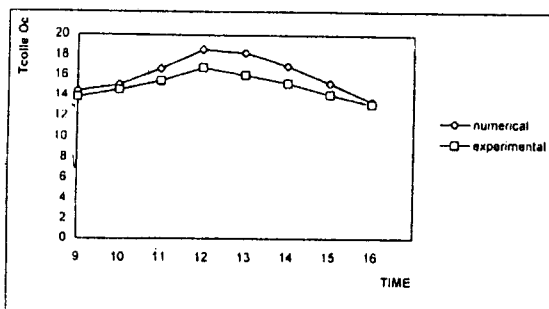
۱- افزایش دبی جریان هوا ( $\dot{m}$ ) به جهت افزایش سرعت جریان و در نتیجه راندمان بهتر خشک کن تابعی از طول جمع کننده



نمودار ۵: تاثیر ارتفاع دودکش بر دمای جریان هوا در خروج از جمع کننده.

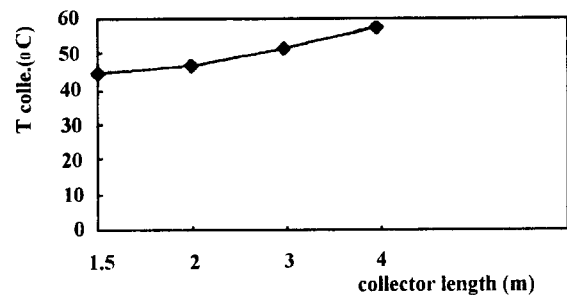


نمودار ۶: تاثیر ارتفاع دودکش بر دمای جریان هوا در خروج از جمع کننده.



نمودار ۷: تغییرات دمای جریان هوا در خروج از جمع کننده ( $T_{colle}$ ) در طول روز و مقایسه آن با نتایج روش عددی.

می باشد که در نمودار (۵) نشان داده شده است.  
 ۲- افزایش دبی جرمی هوا ( $\dot{m}$ ) تابعی از ارتفاع دودکش نیز می باشد زیرا با افزایش طول دودکش نیروی بویانسی ازدیاد می یابد و در نتیجه سرعت جریان هوا بیشتر شده و نهایتاً دبی جریان افزایش می یابد. نمودار (۶) تغییرات دبی جرمی هوا با ارتفاع دودکش را نشان می دهد.



نمودار ۸: تاثیر ارتفاع دودکش بر دبی جریان هوا ( $\dot{m}$ ).

۳- افزایش دمای جریان هوا در خروج از جمع کننده ( $T_{colle}$ ) به دلیل بالا بودن سرعت خشک کردن میوه مورد توجه است که یکی از عوامل آن افزایش طول جمع کننده است که باعث افزایش جابجایی طبیعی می باشد. این اثر در نمودار (۷) نشان داده شده است.

۴- تغییرات درجه حرارت روزانه هوای خروجی از جمع کننده در شکل (۹) نشان داده شده است. در این شکل نتایج بدست آمده از حل معادلات با نتایج تجربی مطابقت داده شده اند. در اندازه گیری درجه حرارت از یک ترمومتر دیجیتالی با دقت  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  استفاده شده است. دامنه اندازه گیری درجه حرارت در این ترمومتر از  $-50^\circ\text{C}$  تا  $+70^\circ\text{C}$  و نتایج تجربی بدست آمده برای تغییرات دمای ورودی در شکل (۹) و برای درجه حرارت خروجی در شکل (۱۰) مشخص شده اند. بطوریکه ملاحظه می شود نتایج اندازه گیری شده با تغییرات درجه حرارت پیش بینی شده از حل معادلات به نحو مناسبی توافق دارد.

۵- تغییرات دمای جریان هوا در خروج از جمع کننده ( $T_{colle}$ ) مطابق نمودار (۸) تابعی از ارتفاع دودکش نیز می باشد به گونه ای که

حاصل از این تحقیق نشان می‌دهد که در این دستگاه با تغییر ارتفاع و دودکش و سطح جمع‌کننده، می‌توان دبی جرمی هوای گرم موردنیاز خشک کردن را تغییر داد و در نتیجه پریود زمانی خشک کردن را به گونه‌ای تنظیم نمود که نهایتاً کیفیت مطلوب برای ماده غذایی خشک شده حاصل شود. بعلاوه سهولت ساخت و سادگی بهره‌برداری از این دستگاه بویژه عدم نیاز به انرژی برق و یا سوخت‌های فسیلی، امکان استفاده از آن را در تمامی نواحی روستایی فراهم می‌آورد. در ادامه این تحقیق، مقایسه عملکرد آن با دستگاه مشابه بررسی و مطالعه خواهد شد.

### تشکر و قدردانی

نگارندگان مقاله بدینوسیله از معاونت محترم پژوهشی دانشکده فنی که امکان ساخت و انجام آزمایش بر روی این طرح را فراهم نمودند تشکر و قدردانی می‌نمایند.

### فهرست علائم

$A_{ci}$ : سطح مقطع ورود به محفظه خشک کن

$C_p$ : ضریب حرارت مخصوص هوا  $J/kgK$

$h$ : آنتالپی  $J/kg$

$h_{af}$ : ضریب انتقال حرارت جابجایی از سطوح پوشش و جاذب جمع

کننده به جریان هوا  $w/m^2k$

$h_{ca}$ : ضریب انتقال حرارت جابجایی از سطوح پوشش جمع‌کننده

به اتمسفر  $w/m^2k$

$h_{pp}$ : ضریب انتقال حرارت تشعشی از سطح جاذب به پوشش

$w/m^2k$

$h_{rc}$ : ضریب انتقال حرارت تشعشع از پوشش جمع‌کننده به آسمان

$h_i$ : ضریب انتقال حرارت جابجایی داخل دودکش  $w/m^2k$

$h_e$ : ضریب انتقال حرارت جابجایی خارج دودکش  $w/m^2k$

$I$ : فلاکس تشعشی خورشیدی عمود بر سطح جمع‌کننده  $w/m^2$

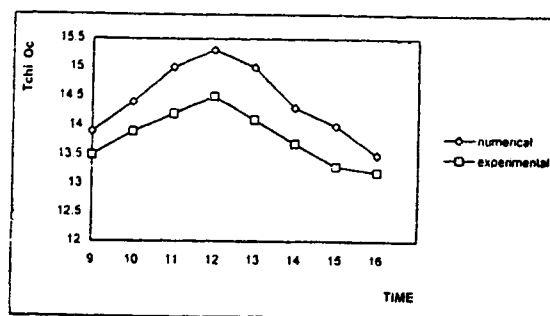
$k$ : ضریب هدایت حرارتی هوا  $w/mk$

$k_{cn}$ : ضریب هدایت حرارتی دیواره دودکش  $w/mk$

$L$ : ارتفاع دودکش

$\dot{m}$ : دبی جریان هوا  $kg/s$

$\Delta p_n$ : اختلاف فشار بر اثر نیروی بویانسی



نمودار ۱۰: تغییرات دما در ورود به دودکش ( $T_{chi}$ ) در طول روز و مقایسه آن با روش عددی.

با افزایش ارتفاع دودکش سرعت جریان افزایش یافته و در نتیجه فرصت انتقال حرارت در جمع‌کننده برای جریان هوا کمتر می‌شود و این باعث کاهش دمای جریان هوا در خروج از جمع‌کننده می‌شود. همچنین در روش تجربی فقط دمای هوا در خروج از جمع‌کننده و دمای ورود به دودکش ( $T_{chi}$ ) در ساعت‌های مختلف روز اندازه‌گیری شده است. زیرا در طراحی و استفاده از یک خشک‌کن صرفاً افزایش دمای ایجاد شده در جمع‌کننده و همچنین افت دمای ایجاد شده در محفظه خشک‌کن مهم است که دو دمای فوق‌الذکر مبین این موارد می‌باشد. نتایج آزمایش در نمودار (۹) و (۱۰) به نمایش گذاشته شده است.

باتوجه به موارد فوق، در طراحی بهینه و اقتصادی یک خشک‌کن خورشیدی لازم است که برای مساحت ثابت از جمع‌کننده طول جمع‌کننده را افزایش داد و ارتفاع دودکش را نیز تا آن حد افزایش داد.

### نتیجه‌گیری

در این تحقیق، خشک‌کن خورشیدی جدیدی مرکب از یک صفحه جمع‌کننده، محفظه خشک‌کن و دودکش طراحی و ساخته شده که در آن صفحه جمع‌کننده قابلیت تغییر زاویه نسبت به افق داشته و راندمان بهتری نسبت به دستگاه‌های مشابه ارائه می‌دهد. تغییرات درجه حرارت هوا در ورود و خروج از جمع‌کننده اندازه‌گیری و توزیع درجه حرارت در محفظه خشک‌کن بصورت عددی محاسبه شده و بصورت تجربی اندازه‌گیری شده است. نتایج



$W$ : پهنای جمع کننده (m)	$\Delta p_f$ : افت فشار بر اثر افت مسیر
$w'$ : پهنای محفظه خشک کن (m)	$\Delta p_{if}$ : افت فشار در کل خشک کن بر اثر افت مسیر
$\alpha_{cs}$ : ضریب جذب موج کوتاه برای سطح پوشش جمع کننده	$P$ : محیط مقطع دودکش
$\alpha_{ps}$ : ضریب جذب موج کوتاه برای سطح جاذب جمع کننده	$Pr$ : عدد پراتل
$\beta$ : زاویه نصب جمع کننده	$Ra$ : عدد رایلی
$\beta'$ : ضریب انبساط حجمی هوا (1/k)	$Re$ : عدد رینولدز
$\epsilon_{cl}$ : ضریب انتشار موج بلند برای سطح پوشش جمع کننده	$f$ : فاصله هوایی بین سطح پوشش و سطح جاذب جمع کننده
$\epsilon_{pl}$ : ضریب انتشار موج بلند برای سطح جاذب جمع کننده	$t_{ch}$ : ضخامت دیواره دودکش
$\rho_{cs}$ : ضریب انعکاس موج کوتاه برای سطح پوشش جمع کننده	$T$ : دمای جریان هوا (C)
$\rho_{ps}$ : ضریب انعکاس موج کوتاه برای سطح جاذب جمع کننده	$T_{am}$ : دمای محیط
$\rho$ : دانسیته ( $kg/m^3$ )	$T_C$ : دمای سطح پوشش جمع کننده
$\tau_{cs}$ : ضریب عبور موج کوتاه برای سطح پوشش جمع کننده	$T_p$ : دمای سطح جاذب جمع کننده (C)
$\sigma$ : ضریب استفان - بولتزمن $w/m^2k^4$	$T_s$ : دمای آسمان
$v$ : ویسکوزیته سینماتیکی $m^2/s$	$T_{colle}$ : دمای جریان هوا در خروج از جمع کننده (C)
$\mu$ : ویسکوزیته	$T_{chi}$ : دمای جریان هوا در ورود به دودکش (C)
$\omega$ : چرخش سیال <sup>۵</sup>	$T_{che}$ : دمای جریان هوا در خروج از دودکش (C)
$\psi$ : تابع جریان	$T_{dp}$ : دمای نقطه شبنم (k)
$\xi$ : ضریب افت فشار دینامیکی	$U$ : ضریب انتقال حرارت کلی $w/m^2k$
$\rho_{am}$ : دانسیته هوا در دمای محیط	$u$ : مولفه سرعت جریان در جهت x
	$v$ : مولفه سرعت جریان در جهت y

## مراجع

- 1 - Gosman, A. D., Pun, W. M., Runchal, A. K., Spalding, D. B. and Wolfsh Tein, M. (1969). Heat and mass transfer in recirculating flows, Academic Press, New York.
- 2 - Patanker, S. V. (1980). Numerical heat transfer and fluid flow, New York, Hemisphere.
- 3 - Duffie and Beckman, W. A. (1980). *Solar engineering of thermal processes*. Wiley, New York.
- 4 - Cebeci, T. and Bradshaw, P. (1984). *Physical and computational Aspect of convective heat transfer*. Springer.
- 5 - Anderson, A., Taunehill, J. C. and Pletcher, R. H. (1984). *Computational fluid mechanics and heat transfer*. Hemisphere Publishing Corporation.
- 6 - Bala, B. K. and Woods, J. L. (1994). "Simulation of the indirect natural convection solar drying of rough rics." *Solar Energy*, Vol. 53, No. 3. PP. 259-266.

- 7 - Holland, K. G. T. and Unny. (1976). "Free convection heat transfer across inclined air layers." *J. Heat Transfer*, Vol. 98, PP. 189-173.
- 8 - Sparrow, E. M. and Tien, K. K. (1977). "Forced convection heat transfer in an Inclined and yaued square plate application to solar collectors." *J. of Heat Transfer Trans. ASME*, Vol. 99, No. 507.
- 9 - Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P. and Cho, Y. I. (1998). Handbook of heat transfer 3rd edition, McGraw-Hill, New York.
- 10 - Incopra, F. P. and Deucitt, D. P. (1996). Fundamentals of heat transfer, 4th ed. Wiley, New York.
- 11 - Kays, W. M. and Crawford, E. M. (1994). Convection heat ans mass transfer, 3rd ed. McGraw-Hill, New York.
- 12 - Tiris, C. and Dincer, I. (1995). "Investigation of thermal efficiention of a solar dryer." *Energy Convers. Mgmt.* Vol. 36, No. 3, PP. 205-212.

واژه‌های انگلیسی به ترتیب استفاده در متن

- 1 - Solar Collector
- 2 - Visouse Dissipation
- 3 - Vorticity Stream Function
- 4 - Vorticity