

## تحلیل عددی خصوصیات جریان هوا در دودکش خورشیدی با حضور لایه گیاهی

امروزه افزایش تقاضا برای انرژی از یک سو و کاهش منابع فسیلی از سوی دیگر اهمیت استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر را بیش از پیش نمایان می‌کند. دودکش خورشیدی به‌عنوان یکی از راه‌های استفاده از انرژی خورشیدی برای تولید برق است. این ایده به دلیل بالا بودن سطح جذب انرژی خورشیدی و همچنین مزایای استفاده از هوا به عنوان جاذب، توجه محققین را به خود جذب نموده است. ولی این سیستم در حال حاضر صرفه اقتصادی پایینی دارد. در این مطالعه برای حل این مشکل، پرورش گیاه در کلکتور به منظور افزایش بهره‌وری اقتصادی پیشنهاد و شبیه‌سازی عددی شد و اثرات هندسی و فیزیکی گیاه بر جریان هوا مورد بررسی قرار گرفت. تاکنون کشت گیاه در کلکتور برای رفع مشکل صرفه اقتصادی پایین به صورت دقیق مورد بررسی قرار نگرفته است. برای اعتبار سنجی مدل ابتدا مدل آزمایشی ساخته شده در مانژانارس اسپانیا مدل‌سازی و سرعت و اختلاف دمای ایجاد شده در جریان هوا بین ورودی و خروجی کلکتور محاسبه شد. نتایج بدست آمده از حل عددی مطابقت بسیار خوبی با نتایج آزمایشگاهی را نشان داد و خطا کمتر از ۵ درصد بود. در ادامه لایه گیاهی به‌صورت محیط متخلخل در کف کلکتور مدل‌سازی و تاثیر آن بر سرعت جریان و اختلاف دمای ایجاد شده در عدد رایلی  $Ra=10^{11}$  بررسی شد. مشاهده شد که در خروجی کلکتور سرعت جریان تقریباً  $2/5$  درصد کاهش و اختلاف دما تقریباً ۲ درصد افزایش یافت. بنابراین می‌توان ادعا کرد که با کشت سطح وسیعی از زمین کلکتور با یک گیاه با صرفه اقتصادی بالا می‌توان مشکل اقتصادی سیستم دودکش خورشیدی را برطرف نمود بدون اینکه تاثیر منفی چشم‌گیری بر خصوصیات جریان داشته باشد.

آرش میرعبداله لواسانی<sup>۱</sup>

استادیار

مهرداد محمدی<sup>۲</sup>

دانشجوی کارشناسی ارشد

رامین مهدی‌پور<sup>۳</sup>

استادیار

واژه های راهنما: انرژی خورشیدی، دودکش خورشیدی، محیط متخلخل، شبیه سازی عددی، انتقال حرارت

### ۱- مقدمه

کشور ایران به دلیل برخورداری فراوان از انرژی خورشیدی پتانسیل بالایی برای تولید انرژی با استفاده از این منبع ارزشمند تجدیدپذیر را دارد. میزان تابش متوسط روزانه آفتاب در ایران به ۴ کیلووات ساعت بر مترمربع می‌رسد و متوسط تعداد ساعات آفتابی، از ۲۸۰۰ ساعت در سال بیشتر است.

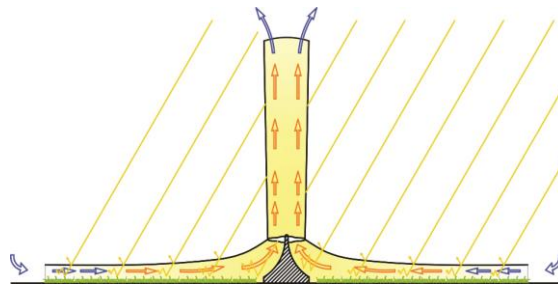
<sup>۱</sup> نویسنده مسئول، استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران مرکزی arashlavasani@iauctb.ac.ir

<sup>۲</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد تبدیل انرژی، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران مرکزی mehrdadmohammadi.mm@gmail.com

<sup>۳</sup> استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تفرش mehdipour@tafreshu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۳/۰۵/۲۰، تاریخ پذیرش: ۹۴/۰۹/۰۳

البته، مقادیر ذکر شده به طور متوسط بیان شده اند و در شهره ای کویری، ساعات آفتابی به ۳۲۰۰ ساعت نیز می رسد. تولید انرژی از طریق انرژی خورشیدی کاملاً پاک و بدون تولید آلاینده‌گی بوده و می تواند جایگزین مناسبی برای سوخت های فسیلی باشد که هم باعث آلودگی محیط زیست شده و هم رو به اتمام می باشد. دودکش خورشیدی گزینه مناسبی برای استفاده از انرژی خورشیدی جهت تولید توان الکتریکی می باشد. دودکش خورشیدی از سه بخش اصلی کلکتور، دودکش و توربین تشکیل شده است. کلکتور دودکش خورشیدی انرژی تابشی خورشید را به انرژی حرارتی تبدیل کرده و باعث گرم شده جریان هوا می شود. به دلیل پدیده انتقال حرارت جابه جایی آزاد این هوای گرم و سبک شده حرکت روبه بالا و به سمت دودکش خواهد داشت. به دلیل مکش قوی که توسط دودکش که در مرکز کلکتور قرار دارد هوا به درون دودکش مکیده شده و انرژی حرارتی جریان هوای گرم به انرژی جنبشی جریان هوا تبدیل می شود. بنابراین با ترکیب یک توربین بادی و ژنراتور می توان از این انرژی جنبشی برای تولید توان الکتریکی بهره جست (شکل ۱)). از مزایای دودکش خورشیدی می توان به طراحی آسان، تولید انرژی پایدار و قابل اطمینان، قطعات متحرک کم و در نتیجه هزینه نگهداری و تعمیرات پایین اشاره کرد. مهمترین مزیت آن تولید انرژی الکتریکی بدون آلودگی زیست محیطی می باشد. ایده اولیه دودکش خورشیدی در اواخر دهه (۱۹۷۰) تولد پروفیسور شلاش ارائه شد و در اوایل دهه (۱۹۸۰) یک نمونه آزمایشی در مانزانارس اسپانیا در جنوب مادرید ساخته شد [۱]. این نیروگاه خورشیدی به مدت هفت سال به صورت مداوم در حال تولید انرژی بود. در سال های اخیر تحقیقات زیادی در این زمینه انجام شده است. هاف و همکاران [۱] آزمایش های مقدماتی و پایه ای روی دودکش خورشیدی ساخته شده در اسپانیا انجام دادند و تعادل انرژی، میزان بازدهی کلکتور، افت فشار به دلیل اصطکاک و افت ها در توربین را مورد بررسی قرار دادند. برناردز و همکاران [۲] مدل جامع تحلیلی و عددی را برای تشریح عملکرد دودکش خورشیدی ارائه دادند و تاثیر شرایط محیطی و ابعاد سازه را بر قدرت خروجی بررسی کردند. زو و همکاران [۳] یک مدل آزمایشی کوچک دودکش خورشیدی با ابعاد کلکتور با قطر ۱۰ متر و دودکش با ارتفاع ۸ متر ساخته اند. آنها توزیع دما در دودکش خورشیدی به عنوان هدف اصلی اندازه گیری کردند. تینگزن و همکاران [۴] تاثیر توربین و تعداد پره ها بر بازده دودکش خورشیدی را مورد بررسی قرار دادند. کتلوگ و همکاران [۵] نیز یک مدل آزمایشی کوچک به منظور مطالعه دقیق و آزمایشگاهی سیستم دودکش خورشیدی ساختند.



شکل ۱- شماتیک نحوه عملکرد دودکش خورشیدی

در این تحقیق توجه ویژه آنها به اندازه‌گیری دما، سرعت جریان و تابش خورشید معطوف شد. محدوده تغییرات دما بین  $2^{\circ}\text{C}$  در ساعت ۶ صبح تا  $7/5^{\circ}\text{C}$  در ظهر گزارش شده است. محدوده سرعت جریان هوا در حالتی که دیفیوزر نصب شده باشد ۱ تا  $2/5$  متر بر ثانیه و در حالتی که دیفیوزر نصب نشده باشد ۲ تا ۴ متر بر ثانیه گزارش شده است. پتلا [۶] با ارائه یک مدل ریاضی اقدام به تحلیل ترمودینامیکی سیستم دودکش خورشیدی و پروسه عملکرد اجزای آن بر اساس روابط تعادل انرژی و انرژی نموده است. کسائیان و همکاران [۷] یک مدل آزمایشگاهی با ابعاد قطر کلکتور ۱۰ متر و ارتفاع دودکش ۱۲ متر در زنجان طراحی و ساختند. در این تحقیق دما و سرعت سیال اندازه‌گیری شده است. گولیانگ و همکاران [۸] مدل موجود در اسپانیا را با در نظر گرفتن یک لایه ذخیره‌کننده انرژی در کف کلکتور به کمک نرم‌افزار فلونت شیب‌سازی عددی کردند و تاثیر میزان تابش خورشید و افت فشار در توربین را بر جریان سیال، انتقال حرارت و قدرت خروجی بررسی نمودند. سنگی و همکاران [۹] معادلات حاکم بر هندسه دودکش خورشیدی موجود در مانزانارس اسپانیا را به روش عددی و با استفاده از تکنیک تکرار حل نمودند. آنها تحلیل عددی خود را با استفاده از نرم‌افزار فلونت و به کمک مدل k-E انجام دادند و میدان سرعت و دما درون دودکش خورشیدی را محاسبه کردند. طبق نتایج این تحقیق فاکتور افت فشار در توربین، ارتفاع دودکش و قطر کلکتور مهمترین عوامل در طراحی دودکش خورشیدی هستند. حمدان [۱۰] یک مدل تحلیلی ترمودینامیکی برای جریان هوای پایدار درون دودکش خورشیدی ارائه داده است. وی در این مدل رابطه ساده شده برنولی را با رابطه گاز کامل ترکیب کرده است. لی و همکاران [۱۱] مدل تحلیلی و ترمودینامیکی جامعی را برای بررسی عملکرد سیستم دودکش خورشیدی ارائه داده‌اند و نتایج حاصل از حل این مدل را با نتایج آزمایشگاهی مدل ساخته شده در اسپانیا مقایسه نموده‌اند. به منظور طراحی هرچه بهتر گلخانه‌های کشاورزی، تحقیقات زیادی در زمینه تحلیل عددی جهت محاسبه توزیع دمای هوای درون گلخانه انجام شده است.

شارما و همکاران [۱۲] شرایط آب و هوایی درون گلخانه را به صورت منطقه‌ای بررسی کرده‌اند. بدین ترتیب که فضای درون گلخانه را به چهار بخش تقسیم کرده و در هر بخش معادلات تعادل انرژی را برای همه اجزای گلخانه نوشته‌اند. در این تحقیق تاثیر تهویه، ظرفیت گرمایی گیاه و رطوبت نسبی هوای درون گلخانه بر توزیع دمای هوای درون گلخانه و پوشش گیاهی بررسی شده است. تونگ و همکاران [۱۳] نیز توزیع دما در گلخانه را از طریق عددی بررسی و با نتایج حاصل از کار آزمایشگاهی خود مقایسه کرده‌اند. مشکل اساسی بر سر راه استفاده گسترده از دودکش خورشیدی صرفه اقتصادی پایین آن است. در این تحقیق برای اولین بار در جهت حل این مشکل ایده پرورش گیاه در کف کلکتور دودکش خورشیدی ارائه شده است. جریان سیال از اطراف کلکتور وارد شده و به سمت دودکش مکیده شده و از آن خارج می‌شود. در این پروسه ماکزیمم سرعت جریان هوا به ۸ متر بر ثانیه می‌رسد. این سرعت ماکزیمم در انتهای کلکتور و در ورودی دودکش رخ می‌دهد. ولی در سطح وسیعی از کلکتور سرعت کمتر از ۲ متر بر ثانیه می‌باشد بنابراین هوای درون کلکتور از تهویه مناسبی برخوردار می‌باشد. دمای هوای درون کلکتور نیز طبق نتایج بدست آمده از آزمایشات تجربی بر روی مدل ساخته شده در اسپانیا [۱۱] در اوج فصل گرما (سپتامبر) بین ۴۰ تا ۶۰ درجه سانتیگراد می‌باشد. میزان دما در فصل‌های دیگر سال کمتر از این مقدار است بنابراین با انتخاب گیاه متناسب با شرایط آب و هوایی درون کلکتور در هر فصل می‌توان سطح وسیعی از کلکتور که در مدل اسپانیا

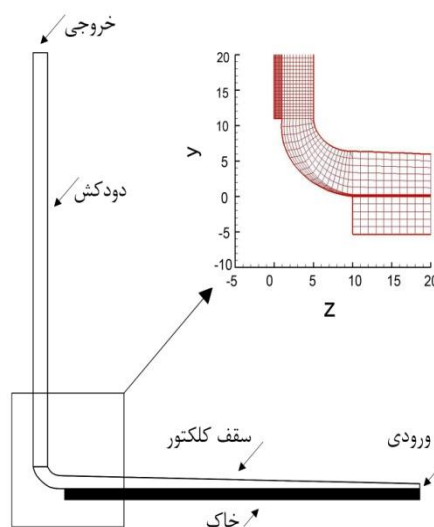
۴۶۰۰۰ متر مربع می‌باشد را زیر کشت برد. در اینصورت سالیانه سود قابل توجهی حاصل خواهد شد. با توجه به اینکه در اکثر نقاط کلکتور سرعت هوا کمتر از ۲ متربرثانیه است امکان ورود به کلکتور و رسیدگی به کار کشاورزی نیز با مشکل خاصی مواجه نخواهد شد. در این تحقیق پوشش گیاهی به صورت محیط متخلخل شبیه‌سازی شده است که ضریب تخلخل آن با توجه به نوع گیاه و نحوه کشت آن تعیین می‌شود. همچنین برای تعیین خواصی چون ضریب هدایت گرمایی، ظرفیت گرمایی ویژه و چگالی محیط متخلخل از مقادیر این خواص برای گیاه مورد نظر استفاده می‌کنیم.

## ۲- مدل سازی

### ۲-۱- مدل هندسی

برای مدل‌سازی از ابعاد واقعی دودکش خورشیدی ساخته شده در اسپانیا استفاده شده است. در این مدل ارتفاع و قطر دودکش به ترتیب ۱۹۵ متر و ۱۰ متر و شعاع کلکتور ۱۲۰ متر می‌باشد. ارتفاع سقف کلکتور در ابتدا ۲ متر است و در انتها به ۶ متر میرسد (شیب تقریباً ۲ درجه). مقطع اتصال کلکتور به دودکش، منحنی طراحی شده است تا اتلاف انرژی بر اثر اصطکاک به حداقل برسد. زمین کف کلکتور نیز به صورت محیط متخلخل و ضخامت ۵ متر در عمق زمین در نظر گرفته شده است. شکل شماتیک مدل را در شکل (۲) مشاهده می‌کنید. لایه گیاهی به صورت محیط متخلخل در نظر گرفته شده است. ضریب تخلخل و ضخامت لایه گیاهی با توجه به نوع گیاه و نحوه کشت آن تعیین می‌شود.

$$\frac{\partial(u\kappa)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv\kappa)}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{1}{\rho r} \times \frac{\partial}{\partial r} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) r \frac{\partial \kappa}{\partial r} \right) + G_\kappa - \varepsilon \quad (1)$$



شکل ۲- مدل هندسی دودکش خورشیدی

## ۲-۲- معادلات حاکم

انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد نقش مهمی در فرآیند عملکرد دودکش خورشیدی ایفا می‌کند. عدد رایلی در

این فرآیند به صورت  $Ra = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\alpha \nu}$  تعریف می‌شود.

در این رابطه  $g$  شتاب گرانش،  $\beta$  ضریب انبساط حجمی،  $\Delta T$  ماکزیمم اختلاف دما درون کلکتور،  $L$  ارتفاع میانگین سقف کلکتور،  $\alpha$  ضریب پخش گرمایی و  $\nu$  ویسکوزیته سینماتیکی می‌باشد. عدد رایلی با جایگزاری خواص هوا در دمای  $300k$  و فشار یک اتمسفر برابر با  $10^{11} > 10^{10}$  خواهد شد بنابراین جریان آشفته است. برای حل مسئله از مدل استاندارد  $k-\varepsilon$  استفاده شده است که معادلات مربوط به این مدل برابر است با:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(u\varepsilon)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv\varepsilon)}{\partial r} &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) \\ &+ \frac{1}{\rho r} \times \frac{\partial}{\partial r} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) r \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) + \frac{\varepsilon}{\kappa} (C_1 G_k - C_2 \varepsilon) \end{aligned} \quad (2)$$

$G_k$  تولید انرژی جنبشی توربولانسی است.  $\sigma_\varepsilon$ ،  $\sigma_k$ ،  $\sigma_T$  به ترتیب عدد پراکتل توربولانس برای انرژی،  $\varepsilon$ ،  $\kappa$  است و مقادیر آنها به ترتیب برابر با  $0.1/85$ ،  $0.1/3$  و  $C_1$ ،  $C_2$ ،  $C_\mu$  ثابت‌های مدل توربولانس  $k-\varepsilon$  هستند که مقادیر آنها به ترتیب برابر با  $0.9/1$  و  $0.09$  است.

برای مدلسازی زمین زیر کلکتور و همچنین لایه گیاهی از محیط متخلخل استفاده شده است. طبق رابطه برینکمن-فورشیمر معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی برابر است با:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv)}{\partial r} = 0 \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho}{\varphi} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\rho}{\varphi^2} \left( \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv u)}{\partial r} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_m \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu_m \frac{\partial u}{\partial r} \right) \\ &- \frac{\mu u}{K} - \frac{\rho F}{\sqrt{K}} \times \sqrt{u^2 + v^2} u + \rho g \beta (T - T_e) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho}{\varphi} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\rho}{\varphi^2} \left( \frac{\partial(uv)}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv v)}{\partial r} \right) &= \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_m \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu_m \frac{\partial v}{\partial r} \right) \\ &- \mu_m \frac{v}{r^2} - \frac{\mu v}{K} - \frac{\rho F}{\sqrt{K}} \times \sqrt{u^2 + v^2} v \end{aligned} \quad (5)$$

$$\rho_m c_{p,m} \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv T)}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_m \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \lambda_m \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (6)$$

$\rho_m$ ،  $\varphi$ ،  $c_{p,m}$  و  $\lambda_m$  به ترتیب ضریب تخلخل، چگالی ظاهری، ظرفیت گرمایی ویژه و ضریب هدایت گرمایی ظاهری برای محیط متخلخل می‌باشد.

## ۳-۲- شرایط مرزی

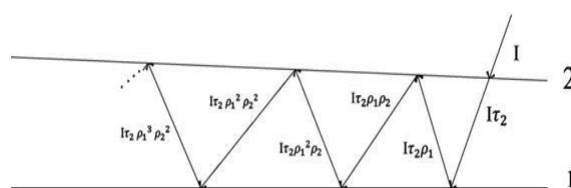
برای سقف شیشه ای کلکتور شرط مرزی دیواره با انتقال حرارت جابه جایی در نظر گرفته شده است. ضریب جابه جایی آن  $10 \text{ W/m}^2\text{K}$  است که برای شرایطی که سرعت باد در محیط زیاد نباشد قابل قبول است [۸]. دمای هوای محیط و شدت تابش خورشید نیز با توجه به ساعات مختلف روز و اندازه گیری های تجربی انجام شده در منطقه مانزانارس در اسپانیا تعیین شده است.

ورودی کلکتور به صورت ورودی فشار (pressure inlet) و خروجی دودکش به صورت خروجی فشار (Pressure outlet) در نظر گرفته شده است. دیواره دودکش نیز به صورت مرز عایق تعیین شده است. زمین کف کلکتور با تابش خورشید گرم شده و قسمت عمده این گرما را از طریق جابه جایی به جریان هوای عبوری از روی زمین منتقل می کند و قسمت اندکی نیز از طریق رسانش به عمق زمین منتقل می شود. بنابراین یک لایه ذخیره کننده انرژی با شار حرارتی ثابت در کف کلکتور در نظر گرفته شده است. مقدار این شار حرارتی کمتر از میزان تابش خورشید می باشد زیرا به دلیل اتلافات، زمین نمی تواند کل شار حرارتی تابیده شده توسط خورشید را جذب کند. شار حرارتی جذب شده توسط زمین از رابطه (۷) محاسبه شده است.

$$\frac{Q}{A} = [I \cdot \tau_2 + I \cdot \tau_2 \cdot \rho_1 \cdot \rho_2 + I \cdot \tau_2 \cdot \rho_1^2 \cdot \rho_2^2 + \dots] \alpha_1 = I \cdot \tau_2 \cdot \alpha_1 \sum_{n=0}^{\infty} [\rho_1 \cdot \rho_2]^n \quad (7)$$

$$= \frac{I \cdot \tau_2 \cdot \alpha_1}{1 - \rho_1 \cdot \rho_2}$$

در رابطه (۷)  $\tau$ ،  $\rho$  و  $\alpha$  به ترتیب ضریب عبور دهی نور، ضریب بازتابش نور و ضریب جذب نور هستند. با توجه به شکل (۳) اندیس ۱ مربوط به زمین کلکتور و اندیس ۲ مربوط به سقف شیشه ای می باشد. طول موج تشعشع خورشید در مانزانارس تقریباً ۲۵۰۰ نانومتر می باشد و خصوصیات شیشه و خاک مطابق جدول (۱) است.



شکل ۳- بازتابشهای متوالی درون کلکتور

جدول ۱- خصوصیات تشعشعی شیشه و خاک [۱۴]

$\alpha_{soil}$	۰/۸
$\rho_{soil}$	۰/۲
$\rho_{glass}$	۰/۰۷
$\tau_{glass}$	۰/۷۹

## جدول ۲- خصوصیات زمین [۸]

مقدار	علامت و واحد	ویژگی خاک
۱۷۰۰	$\rho_{soil} (kg/m^3)$	چگالی
۲۰۱۶	$C_{P,soil} (j/kgK)$	ظرفیت گرمایی ویژه
۰/۷۸	$K_{soil} (W/mK)$	ضریب رسانش
۰/۱	$\phi$	ضریب تخلخل

مقادیر انتقال حرارت با جایگذاری مقادیر خصوصیات تشعشعی شیشه و زمین برابر است با:

$$\frac{Q}{A} = 0.64I \quad (۸)$$

طبق محاسبات انجام شده زمین ۰/۶۴ شار حرارتی تابیده شده توسط خورشید را جذب می کند. زمین زیر کلکتور تا عمق ۵ متری مدل شده است. کف زمین در عمق ۵ متری به صورت دیواره با دمای ثابت 300k می باشد. خصوصیات حرارتی زمین در جدول (۲) مشخص شده است.

## ۲-۴- مدلسازی لایه گیاهی

ایده اصلی در این مقاله پرورش گیاه در قسمت کلکتور دودکش خورشیدی به منظور افزایش بهره‌وری اقتصادی می باشد. برای این منظور لایه گیاهی که در کف کلکتور قرار می گیرد را به صورت یک محیط متخلخل مدل سازی شده است. ضریب تخلخل پوشش گیاهی با توجه به نحوه کاشت گیاه و آرایش بوته‌ها در کنار هم محاسبه می شود. کاهو گیاهی است که انتخاب شده است.

نحوه کشت کاهو به این صورت است که اگر یک مربع به ابعاد یک متر در یک متر در نظر گرفته شود، نیمه بالایی کشت شده و نیمه پایینی کشت نمی شود. در نیمه بالایی نیز بوته‌ها با فاصله ۲۵ سانتی متر از هم کاشته می شود. اگر هر بوته کاهو استوانه‌ای به قطر ۲۵ سانتی متر و با ارتفاع ۳۰ سانتی متر در نظر گرفته شود در هر مترمربع دو بوته کاشته می شود. شماتیک نحوه کشت کاهو در شکل (۴) مشخص شده است. ضریب تخلخل (نسبت حجم فضای خالی به کل حجم) کاهو  $\phi = 0.9$  است. خواص حرارتی کاهو نیز مطابق جدول (۳) است.

## جدول ۳- خصوصیات کاهو [۱۵]

نوع گیاه	ضریب تخلخل	چگالی $Kg/m^3$	ظرفیت گرمایی ویژه $J/Kg^{\circ}K$	ضریب هدایت گرمایی $W/m^{\circ}K$
کاهو	۰/۹	۱۰۸۵	۳۳۰۰	۰/۵۸

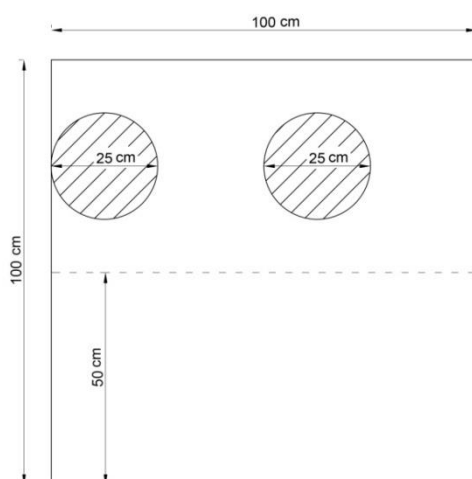
### ۳- شبیه‌سازی عددی

در فرایند حل مسئله برای گسسته سازی معادلات از روش حجم محدود و برای حل معادلات کوپل شده سرعت و فشار از الگوریتم SIMPLE استفاده شده است. برای گسسته سازی معادلات مومنتم و انرژی روش QUICK و برای معادلات انرژی جنبشی آشفتگی و نرخ اتلافات آشفتگی روش First Order Upwind به کار گرفته شده است. همچنین معادلات به روش پایدار (steady) حل شده‌اند.

### ۴- اعتبارسنجی

نتایج حاصل از شبیه سازی انجام شده در این مقاله با نتایج حاصل از آزمایش‌های تجربی انجام شده بر روی دودکش خورشیدی موجود در اسپانیا که در دوم سپتامبر (۱۹۸۲) انجام شده، مقایسه شده است. شار حرارتی خورشیدی تابیده شده و دمای محیط طبق مقادیر اندازه‌گیری شده در منطقه مانزانارس اسپانیا تنظیم شده است. در این آزمایش تجربی سرعت و دمای جریان هوا در نقاط مختلف کلکتور از جمله در مقطع خروجی کلکتور اندازه گیری شده است. به این دلیل برای اعتبارسنجی نتایج، میانگین سرعت و دمای جریان در مقطع خروجی کلکتور حاصل از شبیه سازی عددی، با سرعت و دمای حاصل از اندازه‌گیری تجربی در این مقطع در جدول (۴) مقایسه شده است.

شار حرارتی تابشی و دمای محیط به‌عنوان ورودی مسئله و توزیع سرعت، فشار و دما درون سیستم دودکش خورشیدی به‌عنوان نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی می‌باشد. لازم به ذکر است اختلاف میان آن‌ها در همه موارد کمتر از ۵ درصد می‌باشد. در جدول (۴) اندیس in مربوط به مقادیر ورودی به کلکتور، اندیس exp مربوط به نتایج بدست آمده از آزمایش‌های تجربی و اندیس num مربوط به نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی می‌باشد.



شکل ۴- ابعاد و اندازه ها در نحوه کشت کاهو



## جدول ۴- اعتبارسنجی نتایج حاصل از حل عددی بانتایج آزمایشگاهی

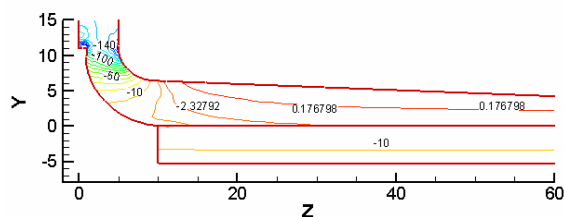
ساعت	$I W / m^2$	$0/64 I$	$T_{in}$	$\Delta T_{exp}$	$\Delta T_{num}$	خطا %	$V_{exp}$	$V_{num}$	خطا %
۹	۶۱۲	۳۹۲	۳۰	۱۳	۱۳/۷	۵	۶/۹	۷/۲	۴/۳
۱۰	۷۴۶	۴۷۷	۳۷	۱۴	۱۴/۳	۲	۸/۳	۸/۶	۳/۶
۱۱	۸۱۸	۵۲۳	۴۰	۱۵/۵	۱۴/۸	۴/۵	۸/۸	۹/۲	۴/۵
۱۲	۸۴۶	۵۴۱	۴۲	۱۶	۱۵/۲	۵	۹/۲	۹/۶	۴/۳
۱۳	۸۲۳	۵۲۷	۴۱	۱۵/۵	۱۴/۸	۴/۵	۹	۹/۳	۳/۳
۱۴	۷۴۱	۴۷۴	۳۷	۱۴	۱۴/۲	۱/۵	۸	۸/۶	۴/۸
۱۵	۶۲۷	۴۰۱	۳۱	۱۳/۵	۱۳/۹	۲/۹	۷/۱	۷/۴	۴/۲

## ۵- نتایج و بحث و بررسی

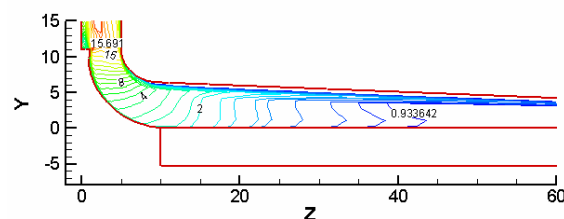
در شکل (۵) نتایج شبیه سازی عددی خصوصیات جریان و انتقال حرارت درون سیستم دودکش خورشیدی مشاهده میشود. در این حالات شدت تابش خورشید  $750 W/m^2$  و توربین خارج از سرویس (افت فشار در توربین صفر است) است. شکل (۵-الف) اختلاف فشار استاتیک بین محیط اطراف و درون سیستم دودکش خورشیدی را نشان میدهد. این فشار نسبی درون سیستم منفی است که نشان می دهد فشار درون سیستم کمتر از فشار محیط است و باعث مکیده شدن هوای اطراف به درون سیستم می شود. در پایین دودکش و در محل اتصال کلکتور به دودکش اختلاف فشار به حداکثر میزان خود میرسد. در ضمن طبق شکل (۵-ب) در این منطقه سرعت جریان سیال نیز ماکزیمم و برابر با  $8/5 m/s$  است.

در شکل (۵-پ) مشاهده می کنید دمای جریان هوا در این قسمت نیز به  $324 K$  میرسد که نشان دهنده اختلاف دمای  $14 K$  با دمای هوای ورودی به کلکتور است.

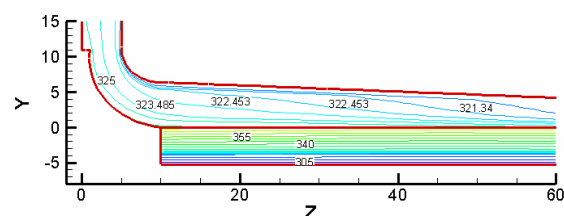
در شکل (۶-الف) پروفیل سرعت در مقاطع مختلف کلکتور نشان داده شده است. این پروفیلها در فواصل ۱۰، ۲۰، ۳۰ و ۴۰ متری از مرکز دودکش رسم شده اند. این مقاطع در شکل (۷) مشخص شده اند. در این حالت یک لایه جسم متخلخل با ارتفاع ۳۰ سانتیمتر و ضریب تخلخل  $0/9$  که معرف لایه گیاهی است در کف کلکتور قرار دارد. سرعت در کف و سقف کلکتور به دلیل شرط عدم لغزش صفر است. با افزایش ارتفاع تا ۳۰ سانتیمتر (ارتفاع محیط متخلخل) سرعت به آرامی افزایش می یابد. پس از آن سرعت جریان با آهنگ بیشتری افزایش می یابد. در این شکل تاثیر لایه گیاهی بر پروفیل سرعت مشاهده می شود. سرعت در کف و سقف کلکتور به دلیل شرط عدم لغزش صفر است. با افزایش ارتفاع تا ۳۰ سانتیمتر (ارتفاع محیط متخلخل) سرعت به آرامی افزایش می یابد. پس از آن سرعت جریان با آهنگ بیشتری افزایش می یابد.



(الف) توزیع فشار



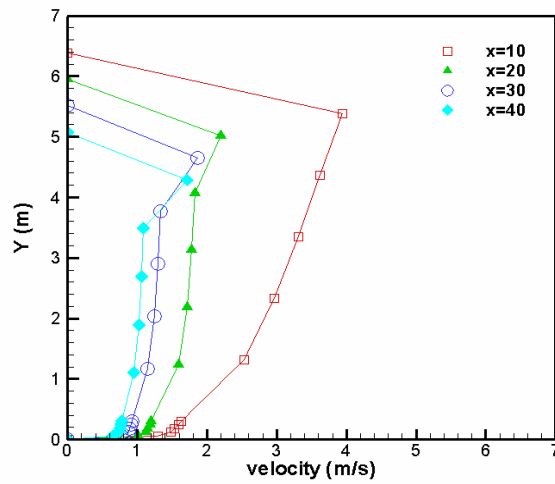
(ب) توزیع سرعت



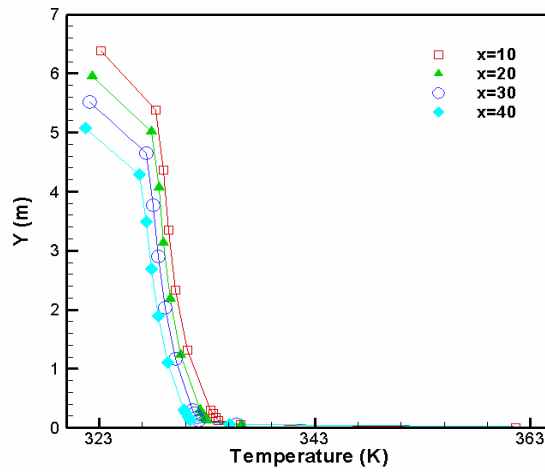
(پ) توزیع دما

**شکل ۵-** توزیع (الف) فشار، (ب) سرعت (پ) دما در حالتی که شار حرارتی تابشی  $750 \text{ W/m}^2$  توربین خارج از سرویس است.

در این شکل تاثیر لایه گیاهی بر پروفیل سرعت مشاهده می شود. در شکل (۶-ب) نیز پروفیل دما در همان مقاطع رسم شده است. همانطور که مشاهده میشود با نزدیک شده به دودکش دمای جریان هوا افزایش می یابد. در شکل (۸) تاثیر شدت تابش خورشید بر دما و سرعت جریان در خروجی کلکتور نشان داده شده است. همانگونه که مشخص است روند تغییرات دما و سرعت جریان رابطه مستقیمی با شدت تابش خورشید دارند. با افزایش شدت تابش خورشید دما و سرعت جریان در خروجی کلکتور افزایش می یابد. این رابطه مستقیم را می توان این گونه توضیح داد که با افزایش شدت تابش خورشید زمین کلکتور نیز گرم تر شده در نتیجه گرمای بیشتری از طریق انتقال حرارت جابه جایی به جریان هوا منتقل می شود و دمای هوا افزایش می یابد. با افزایش دمای هوا چگالی آن کاهش یافته و باعث ایجاد مکش قوی تر توسط دودکش می شود در نتیجه سرعت جریان هوا در خروجی کلکتور افزایش مییابد که باعث بهبود عملکرد سیستم می شود. بنابراین بازدهی این سیستم در مناطقی که شدت تابش خورشیدی بالایی دارند، بیشتر است. از آنجایی که در کشور ایران مناطقی از این دست به وفور یافت میشود میتوان گفت که پتانسیل بالایی برای استفاده از این سیستم در کشور وجود دارد.

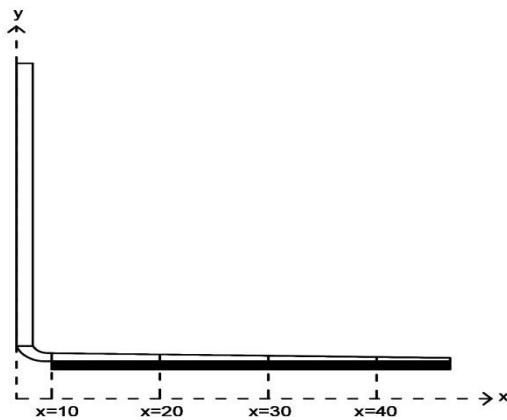


(الف) پروفیل سرعت

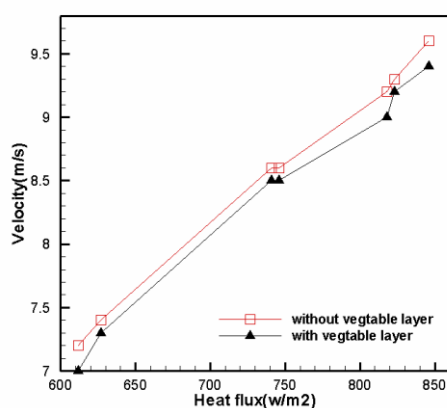


(ب) پروفیل دما

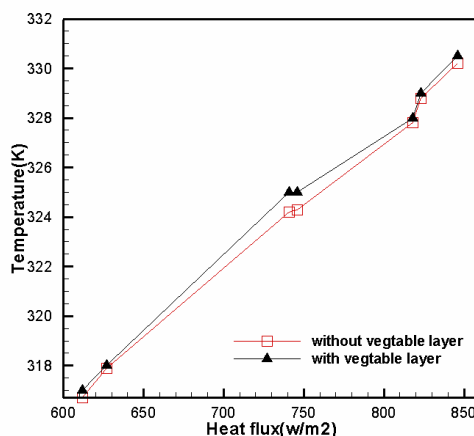
شکل ۶- پروفیل (الف) سرعت (ب) دما در فواصل ۱۰، ۲۰، ۳۰ و ۴۰ متری از محور مرکزی دودکش



شکل ۷- دستگاه مختصات



(الف) تغییرات سرعت با تابش خورشید



(ب) تغییرات دما با تابش خورشید

شکل ۸- تاثیر شدت تابش خورشید بر (الف) سرعت و (ب) دمای جریان هوا در خروجی کلکتور

این شکل همچنین تاثیر وجود لایه گیاهی بر سرعت و دمای جریان هوا در خروجی کلکتور را در مقایسه با حالت عدم وجود لایه گیاهی نشان می‌دهد. همانگونه که مشاهده می‌کنید در حالتی که کف کلکتور پوشیده از یک لایه گیاهی است در خروجی کلکتور سرعت کمی کاهش و دما اندکی افزایش یافته است. دلیل کاهش سرعت ایجاد اصطکاک بین جریان هوا و کف کلکتور به علت وجود لایه گیاهی است. لایه گیاهی به‌عنوان مانعی بر سر راه حرکت جریان هوا عمل کرده و باعث کاهش سرعت می‌شود. دلیل افزایش دما نیز افزایش انتقال حرارت از کف کلکتور به هوا به دلیل رسانش لایه متخلخل ( $k_{\text{گیاهی}} > k_{\text{هوایی}}$ ) می‌باشد. اختلاف دما و سرعت ایجاد شده در این دو حالت بسیار ناچیز است و حتی به‌صورت تقریبی می‌توان گفت که در این دو حالت تغییر چشم‌گیری رخ نمی‌دهد. ولی توجه به این نکته حائز اهمیت است که می‌توان سطح وسیع زمین کلکتور را زیر کشت برد بدون اینکه تاثیر چشم‌گیری بر خصوصیات جریان و انتقال حرارت در خروجی کلکتور داشته باشد بنابراین با انتخاب یک گیاه مناسب از نظر اقتصادی و سازگار با شرایط آب و هوایی درون کلکتور می‌توان مشکل صرفه اقتصادی پایین تولید انرژی توسط دودکش

خورشیدی را برطرف نموده یا تا حد زیادی کاهش دهیم. با این طرح می‌توان از دودکش خورشیدی استفاده دوگانه نمود و در کنار تولید انرژی به تولید محصولات کشاورزی خاص پرداخت. یکی از گزینه‌های مناسب انتخاب گیاه برای پرورش درون کلکتور گیاه آلوئه‌وراست. این انتخاب را با توجه به نیاز این گیاه به تهویه مناسب و امکان فراهم ساختن این نیاز درون کلکتور دودکش خورشیدی می‌توان انجام داد. با انتخاب گیاه آلوئه‌ورا به عنوان گیاه با صرفه اقتصادی بالا و بررسی قیمت آن در بازار ایران و با انجام محاسبات ساده مشخص شد که کشت این گیاه در هر هکتار ۴ تا ۶ میلیون تومان هزینه داشته و با یک بار کشت در سال سودی معادل ۳۰ تا ۴۰ میلیون تومان در پی خواهد داشت. با توجه به سطح کشت شده در این مدل که بین ۴ تا ۵ هکتار می‌باشد میتوان گفت کشت آلوئه‌ورا تقریباً سالانه سودی معادل ۱۵۰ تا ۱۸۰ میلیون تومان در پی خواهد داشت. با افزایش تعداد دفعات کشت در سال یا انتخاب گیاه با صرفه اقتصادی بالاتر یا افزایش سطح کشت میتوان انتظار سوددهی بالاتری نیز داشت.

### ۶- جمع بندی و نتیجه گیری

در این مطالعه عملکرد سیستم دودکش خورشیدی در عدد رایلی  $10^{11}$  شبیه‌سازی عددی شده است. نتایج حاصل به کمک نتایج آزمایشگاهی اعتبارسنجی شد و در همه موارد خطای موجود کمتر از ۵ درصد بود. در مرحله بعد یک لایه گیاهی به صورت محیط متخلخل در کف کلکتور در نظر گرفته شد. نتایج نشان داد که با وجود لایه گیاهی سرعت جریان در مقطع خروجی کلکتور ۲/۵ درصد کاهش و اختلاف دما در همین مقطع ۲ درصد افزایش یافت.

### مراجع

- [1] Haaf, W., "Solar Chimneys, Part II: Preliminary Test Results from the Manzanares Pilot Plant", International Journal of Solar Energy, Vol. 2, pp. 141-16, (1984).
- [2] Bernardes, M., Vob, A., and Weinrebe, G., "Thermal and Technical Analyses of Solar Chimneys", Solar Energy, Vol. 75, pp. 511-524, (2003).
- [3] Zhou, X., Yang, J., and Guoxiang Hou, B., "Experimental Study of Temperature Field in a Solar Chimney Power Setup", Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 2044-2050, (2007).
- [4] Tingzhen, M., Wei, L., Xiong Yanbin, X., Xuhu, G., and Yuan, P., "Numerical Simulation of the Solar Chimney Power Plant Systems Coupled with Turbine", Renewable Energy, Vol. 33, pp. 897-905, (2008).
- [5] Ketlogetswe, C., Fiszdon, J., and Seabe, O., "Solar Chimney Power Generation Project-the Case for Botswana", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 12, pp. 2005-2012, (2008).

- [6] Petela, R., "Thermodynamic Study of a Simplified Model of the Solar Chimney Power Plant", *Solar Energy*, Vol. 83, pp. 94–107, (2009).
- [7] Kasaeian, A.B., Heidari, E., and Nasiri Vatan, Sh., "Experimental Investigation of Climatic Effects on the Efficiency of a Solar Chimney Pilot Power Plant", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, (2011).
- [8] Xu, G., Ming, T., Pan, Y., Meng, F., and Zhou, C., "Numerical Analysis on the Performance of Solar Chimney Power Plant System", *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, pp. 876–883, (2011).
- [9] Sangi, R., Amidpour, M., and Hosseinizadeh, B., "Modeling and Numerical Simulation of Solar Chimney Power Plants", *Solar Energy*, Vol. 85, pp. 829–838, (2011).
- [10] Hamdan, M., "Analysis of a Solar Chimney Power Plant", *Renewable Energy*, Vol. 36, pp. 2593-2598, (2011).
- [11] Li, J., Guo, P., and Wang, Y., "Effects of Collector Radius and Chimney Height on Power Output of a Solar Chimney Power Plant with Turbines", *Renewable Energy*, Vol. 47, pp. 21-28, (2012).
- [12] Sharma, P.K., Tiwari, G.N., and Sorayan, V.P.S., "Temperature Distribution in Different Zones of the Micro-climate of a Greenhouse: a Dynamic Model", *Energy Conversion & Management*, Vol. 40, pp. 335-348, (1999).
- [13] Tong, G., Christopher, D.M., and Li, B., "Numerical Modelling of Temperature Variations in a Chinese Solar Greenhouse", *Computers and Electronics in Agriculture*, Vol. 68, pp. 129–139, (2009).
- [14] Nicolau, V., and Maluf, F., "Determination of Radiative Properties of Commercial Glass", the 18th Conference on Passive and Low Energy Architecture, Florianopolis – Brazil, 7-9, (2001).
- [15] Quirion, S., Villeneuve, S., LeBlanc, D., and Delaquis, P., "Thermophysical Properties and Thermal Behavior of Leafy Vegetables Packaged in Clamshells", *Journal of Food Engineering*, Vol. 113, pp. 27-32, (2012).

### فهرست نمادهای انگلیسی

- A: مساحت ( $m^2$ )
- $C_p$ : ظرفیت گرمایی ویژه ( $J/Kg^\circ K$ )
- g: شتاب گرانش ( $m/s^2$ )
- $G_k$ : تولید انرژی جنبشی توربولانسی
- I: شار حرارتی تابشی بر واحد سطح ( $W/m^2$ )
- K: ضریب رسانش ( $W/m^\circ K$ )
- L: ارتفاع میانگین سقف کلکتور (m)

- P: فشار نسبی (Pa)  
 Q: شار حرارتی (W)  
 r: محورمختصات افقی (m)  
 Ra: عدد رایلی  
 T: درجه حرارت (K)  
 u: سرعت هم راستای سطح (m/s)  
 v: سرعت عمود بر سطح (m/s)  
 z: محور مختصات عمودی (m)

### نمادهای یونانی

- $\alpha$ : ضریب جذب نور  
 $\beta$ : ضریب انبساط حجمی  
 $\rho$ : چگالی ( $\text{Kg/m}^3$ )  
 $\rho_{\text{soil}}$ : ضریب بازتابش نور خاک  
 $\rho_{\text{glass}}$ : ضریب بازتابش نور شیشه  
 $\lambda_m$ : ضریب هدایت گرمایی ظاهری برای محیط متخلخل  
 $\nu$ : ویسکوزیته سینماتیکی ( $\text{m}^2/\text{s}$ )  
 $\phi$ : ضریب تخلخل  
 $\tau$ : ضریب عبوردهی

## Abstract

Nowadays, the ever increasing demand to provide energy and the constant decrease of fossil fuels resources has made the usage of renewable energy resources vital. Solar chimneys are considered a significant approach to supply electricity. They are of particular interest due to the high absorption level of solar energy and also because of the advantages of using air as an absorber. However, these systems do not provide enough economic efficiency. Plant breeding in the collector's section of a solar chimney was presented in this study as a mean to overcome the economical obstacles. Also possible geometrical and physical effects on air flow parameters were investigated by means of numerical simulation. Our simulation results were validated with comparison to the experimental model in Manzanares, Spain. Velocity as well as the temperature gradient at collector's outlet was calculated. Our results showed excellent affinity to those of Spanish prototype as the error percentage was lesser than 5%. Vegetation layer was modeled as a porous media at the bottom of the collector and its possible effects was investigated on the air flow parameters at  $Ra = 10^{10}$ . It was observed that due to the vegetation layer the velocity and temperature gradient at collector's outlet were decreased 2.5% and 2%, respectively. These slight reductions show that plant breeding in large areas of collector's bottom could be served as an outstanding idea to enhance the cost-efficiency challenges of solar chimneys while producing only negligible negative effects on air flow parameters.