

## مطالعه تجربی - عددی جابجایی طبیعی از سطح خارجی یک استوانه عمودی با پره‌های طولی

کامران مبینی\*

محمدشهاب بلوری

مصطفی ورمزیار

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

### چکیده

در این تحقیق انتقال حرارت جابجایی طبیعی از سطح خارجی یک استوانه عمودی با پره‌های طولی به هوای اطراف مورد مطالعه قرار گرفته است. بدین منظور یک مدل آزمایشگاهی طراحی و ساخته شد و اندازه‌گیری‌های لازم بر روی آن انجام گرفت. همین مدل به صورت عددی نیز تحلیل گردید و در این حالت نرخ انتقال حرارت در حالات مختلف با تغییر تعداد و طول پره‌ها محاسبه شد. تلاش شد تا تعداد و طول پره‌ها به گونه‌ای انتخاب شود که بهترین حالت هم از نظر اقتصادی و هم از نظر حرارتی بدست آید. نتایج نشان داد که با افزایش تعداد و طول پره‌ها، انتقال حرارت تقریباً به طور خطی افزایش می‌یابد، اما مناسب‌ترین حالت از نظر اقتصادی و عملکردی، حالت ۸ پره با طول پره ۱۰ سانتی‌متر است که با صرف هزینه اندک، انتقال حرارت را نسبت به حالت بدون پره تا ۲/۵ برابر افزایش می‌دهد. به منظور تأیید اعتبار مدل عددی هم از نتایج تجربی حاصل از این تحقیق و هم از نتایج تجربی محقق دیگر استفاده شد. **واژه‌های کلیدی:** انتقال حرارت، جابجایی طبیعی، جریان خارجی، استوانه عمودی پره‌دار، شبیه‌سازی عددی، مطالعه تجربی.

## Experimental and numerical study of natural convection from outer surface of a vertical cylinder with longitudinal fins

K. Mobini

Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaei Teacher Training University, Tehran, Iran

M. Sh. Bolouri

Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaei Teacher Training University, Tehran, Iran

M. Varmazyar

Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaei Teacher Training University, Tehran, Iran

### Abstract

In this study, natural convection from the exterior of a longitudinally finned vertical cylinder into the surrounding air was studied. For this purpose, an experimental model was designed and constructed and the necessary measurements were performed on this model. This model was also numerically simulated and in this case many different cases of fin length and fin number were studied and compared. It was tried to find the best thermal and economical case. Based on the results, heat transfer increases almost linearly with the number of fins and their lengths, but the most thermo-economically appropriate case was found to be the case of 8 fins with 10cm lengths. In this case, heat transfer would be about 2.5 times of the no-fin case at a small expense. For the purpose of verification, the numerical results were compared with the experimental results of this work and another work.

**Keywords:** Heat transfer, natural convection, external flow, vertical finned cylinder, numerical simulation, experimental investigation.

### ۱- مقدمه

امروزه با رشد و توسعه تکنولوژی‌های نوین، افزایش نرخ انتقال حرارت، کوچک سازی ابعاد مبدل‌های حرارتی و در نهایت افزایش راندمان تجهیزات خنک کننده مورد توجه محققان قرار گرفته است. مساله خنک‌کاری به خصوص در تجهیزات الکترونیکی و رآکتورهای هسته‌ای اهمیت مضاعف دارد [1]. مخازن استوانه‌ای و لوله‌های عمودی کاربرد زیادی در صنایع مختلف مانند نفت، پتروشیمی، متالورژی و نیروگاه‌های هسته‌ای دارند. با توجه به موقعیت نصب پره بر روی لوله، لوله‌های عمودی پره‌دار را می‌توان به لوله‌های پره خارجی و پره داخلی و لوله‌های پره طولی و پره شعاعی دسته‌بندی کرد. لوله‌های پره دار ممکن است در هر دو جهت عمودی یا افقی قرار بگیرند، اما در حالت افقی از پره‌های شعاعی و در حالت عمودی از پره‌های طولی استفاده می‌شود. این محدودیت برای حالت جابجایی آزاد وجود دارد. در مورد لوله‌های افقی با جابجایی اجباری تحقیقات زیادی انجام شده

است. اما بر روی لوله‌های عمودی و به خصوص با جابجایی طبیعی کمتر کار شده است. در ارتباط با لوله‌های پره‌دار عمودی، اکثر تحقیقات در حال حاضر بر روی پره‌های طولی داخلی تمرکز دارد. تحقیقات انجام شده بر روی پره‌های طولی خارجی بر روی استوانه عمودی بسیار اندک است و همگی برای لوله‌های است که یک سیال در داخل آن جریان دارد و از طریق جدار لوله با سیال خارجی تبادل حرارت دارد. بنابراین برای یک مخزن کوتاه و ضخیم که از زیر حرارت می‌گیرد و از سه سطح استوانه و پره‌ها حرارت را پس می‌دهد، با توجه به جستجوی مولفین هنوز کاری انجام نشده، نوآوری این تحقیق نیز همین است. در اینجا تحقیقات انجام شده طی ۱۵ سال گذشته بر روی جریان جابجایی طبیعی روی سطوح استوانه‌ای مرور می‌شود.

هاراهاپ و همکاران [2] جابجایی آزاد از روی مجموعه‌ای از پره‌های کوچک عمودی را در هوا به طور تجربی مورد مطالعه قرار دادند و اثر جهت‌گیری قرارگیری پره‌ها را بر روی صفحه با یکدیگر مورد

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: kamobini@yahoo.com

تاریخ دریافت: ۹۶/۰۱/۲۶

تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۱/۲۰

مقایسه نمودند.

یازپچیوغللو و یونچو [3] فاصله بهینه بین پره‌های مستطیلی عمودی که بر روی یک سطح عمودی نصب شده بودند را بطور تجربی بدست آوردند همچنین با بررسی پارامتر هندسه و تفاوت دمای سطح و محیط ارتفاع بهینه پره را بدست آوردند.

چن و سو [4] ضریب انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی حلقوی پره-دار را در انتقال حرارت جابجایی طبیعی برای مقادیر مختلف فاصله پرها بدست آوردند. آنها از روش المان محدود و تجربی به طور همزمان برای پیش‌بینی میانگین ضریب انتقال حرارت استفاده کردند و ضرایب انتقال تابشی و جابجایی را به طور همزمان مورد مطالعه قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که با افزایش فاصله بین پره کارایی کاهش می‌یابد و با کاهش فاصله، کارایی افزایش می‌یابد.

چن و سو [5] در مطالعه دیگری به ارزیابی ویژگی‌های انتقال حرارت جابجایی اجباری در یک ورق دایره‌ای عمودی پره‌دار مورد استفاده در مبدل حرارتی پرداختند. آنها با استفاده از روش تفاضل محدود اقدام به محاسبه ضریب انتقال حرارت متوسط نمودند و همبستگی رابطه‌ی عدد ناسلت با کارایی پره را بدست آوردند.

اگینوم [6] و همکاران به بررسی تجربی اثر زاویه جهت گیری پره در عملکرد انتقال حرارت طبیعی در سطوح پره‌دار پرداختند. پرها به صورت دایره‌ای و طولی بر روی مبدل حرارتی نصب کردند و به این نتیجه رسیدند که پره‌های طولی بهترین عملکرد را با افزایش پاسخ حرارتی در هنگام گرم شدن و سرد شدن مبدل نشان می‌دهند.

جونگ و همکاران [7] در مطالعه‌ای به برآورد انتقال حرارت جابجایی طبیعی از یک لوله با پره‌های طولی پرداختند. آنها با استفاده از روش‌های CFD یک لوله عمودی طولی قلزی را که از گاز نیتروژن به عنوان سیال کاری استفاده می‌کرد شبیه‌سازی نمودند و ضریب انتقال حرارت آن را محاسبه نمودند و رابطه‌ی عدد ناسلت برحسب عدد رایلی (در محدوده رایلی  $10^{12}$  تا  $10^{13}$ ) بدست آوردند.

سرتکایا و همکاران [8] به بررسی تجربی اثر زاویه جهت گیری پره‌های سوزنی بر عملکرد انتقال حرارت جابجایی طبیعی بر روی سطح پره‌دار با در نظر گرفتن تاثیر انتقال حرارت تابش پرداختند. سطح مورد نظر از دو طرف دارای پره بوده و آزمایش را برای مقادیر مختلف منبع حرارتی انجام دادند و نتیجه گرفتند که پره‌های با جهت گیری رو به بالا دارای انتقال حرارت بهتری نسبت به پره‌های رو به پایین هستند. همچنین انتقال حرارت تابشی قابل مقایسه با انتقال حرارت جابجایی است در نتیجه نباید آن را نادیده گرفت.

آن و همکاران [9] به بررسی رابطه عدد ناسلت برای انتقال حرارت جابجایی طبیعی در سیلندره‌های عمودی پره‌دار پرداختند. به این منظور به مطالعات تجربی گسترده‌ای را ترتیب دادند تا تعداد و طول پره‌های مختلف را با دماهای مختلف آزمایش نمایند و توانستند یک رابطه تجربی برای محاسبه عدد ناسلت بر حسب طول و تعداد پره در انتقال حرارت جابجایی طبیعی بدست آورند.

توتالا و همکاران [10] به مطالعه تجربی انتقال حرارت جابجایی آزاد بر روی یک استوانه عمودی پرداختند و ضریب انتقال حرارت در طول استوانه را بر اساس اندازه‌گیری‌ها محاسبه کرده، با مقادیر تئوری مقایسه کردند.

کیو و همکاران [11] انتقال گرمای جابجایی طبیعی و تشعشع از

یک لوله عمودی پره دار خارجی در داخل یک محفظه را بطور عددی مورد بررسی قرار دادند و سپس مدل عددی خود را از طریق تطبیق با اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی تایید اعتبار کردند. در این تحقیق از نتایج کار آنها به منظور اعتبارسنجی استفاده شده است.

هاتا و همکاران [12] انتقال حرارت جابجایی طبیعی را برای یک استوانه عمودی در سدیم مایع به طور تجربی مورد بررسی قرار دادند. به این ترتیب که در سیلندر با ابعاد مختلف شار حرارتی سطحی را اندازه گیری نموده و ضریب انتقال حرارت محلی را بر روی سیلندرها بدست آوردند و آن را با مقادیر نظری مقایسه نمودند و توانستند یک رابطه تجربی که اثرات قطر و ارتفاع سیلندر را در نظر می‌گیرد برای محاسبه عدد ناسلت بدست آورند.

ردی و سورش [13] به طور تجربی جابجایی آزاد گرما از روی مجموعه‌ای از لوله‌های عمودی را در زاویه‌های انحراف مختلف مطالعه کرد و اثر زاویه لوله‌ها و عدد رایلی بر توزیع دما را بدست آورد. وی همچنین عدد ناسلت متوسط در طول لوله‌ها را با رابطه‌ای تخمین زد. پارک و همکاران [14] به طور تجربی جابجایی طبیعی از استوانه عمودی با پره‌های شاخه‌ای و صفحه‌ای را مورد بررسی قرار دادند و با مقایسه پره‌های شاخه‌ای و صفحه‌ای به این نتیجه رسیدند که در پره‌های شاخه‌ای مقاومت حرارتی تا ۳۶ درصد کمتر است.

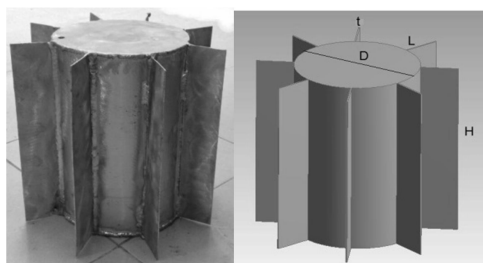
نیزگودا و زلاسکو [15] انتقال حرارت آزاد و اجباری را بر روی سطح خارجی استوانه عمودی پره‌دار بطور تجربی مورد بررسی قرار دادند و فهرستی از روابط بدون بعد را ارائه کردند که از آنها می‌توان برای محاسبه جابجایی آزاد و مختلط، با جریان هوای عرضی و طولی در اطراف سطح خارجی لوله عمودی پره دار استفاده کرد.

سناپاتی و همکاران [16] به صورت عددی انتقال حرارت جابجایی طبیعی روی یک سیلندر افقی با پره‌های حلقوی را بررسی کردند. آنها در محدوده جریان آرام (اعداد رینولدز ۵ تا  $10^4$ ) مقدار بهینه فاصله پرها و همچنین نسبت قطر سیلندر به قطر را بدست آوردند.

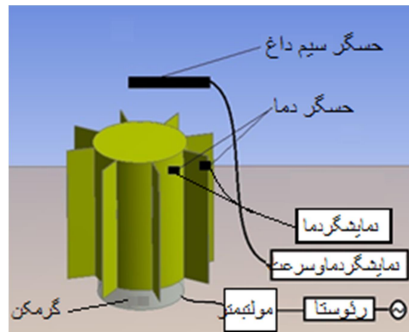
## ۲- مدل و ابزار آزمایشگاهی

طرحواره و تصویر مدل مورد مطالعه در شکل ۱ نمایش داده شده است. ابعاد مدل نیز در جدول ۱ ارائه شده است.

بدنه مخزن و پرها از ورق آلومینیوم با ضخامت ۲ میلی‌متر ساخته شد و پرها به وسیله عملیات لحیم سرد کاملاً به بدنه متصل گردیدند (شکل ۲).



شکل ۱- طرحواره مدل آزمایشگاهی و تصویر مدل ساخته شده



شکل ۳- طرحواره چیدمان تجهیزات آزمایشگاهی

#### ۴- دقت ابزار آزمایش

دقت ثبت شده بر روی هر یک از ابزارهای مورد استفاده در آزمایش به شرح زیر است:

مولتی متر (آمپر متر): ۰/۰۲ آمپر  
 مولتی متر (ولت متر): ۰/۱ ولت  
 دماسنج دیجیتال: ۰/۱ درجه  
 سنسور سیم داغ: ۰/۱ متر بر ثانیه

جهت کنترل دقت دستگاه اندازه گیری دمای دیجیتال و همچنین کالیبراسیون آن دو نقطه دمایی انتخاب شد و دما با این دستگاه و با یک دماسنج الکلی اندازه گیری شد و مقدار دماهای خوانده شده مقایسه گردید. مشاهده شد که اختلاف دو دما کمتر از ۱ درجه سانتی گراد است. دو نقطه دمایی عبارت بودند از دمای هوای اطراف (۲۶ درجه سانتی گراد) و دمای آب (۹۰ درجه سانتی گراد). دمای اندازه گیری شده توسط دماسنج دیجیتال برای نقاط روی سطح استوانه و پره ها به دلیل اتصال نامناسب دقت کمتری داشت. همچنین به دلیل کم بودن سرعت جریان هوا در این آزمایش، اعداد خوانده شده توسط سنسور سرعت سیم داغ<sup>۱</sup> از دقت زیادی برخوردار نیست.

#### ۵- روش آزمایش

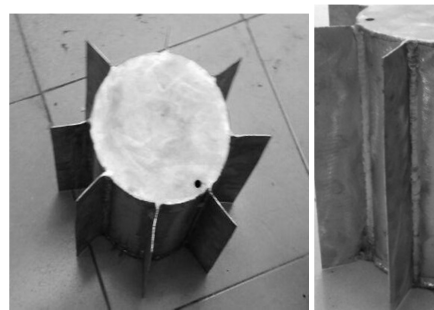
مراحل انجام آزمایش به ترتیب زیر است:

- ۱- مخزن کاملاً از آب پر شد و بر روی گرمکن الکتریکی قرار داده شد.
- ۲- گرمکن روشن شد تا دمای آب به ۹۰°C رسیده، ثابت بماند.
- ۳- برای کنترل دمای آب، برق مصرفی گرمکن از طریق رئوستا تامین می شد و با تنظیم ولتاژ ورودی گرمکن توسط رئوستا، توان ورودی گرمکن ثابت نگه داشته می شد.
- ۴- برای اطمینان از تثبیت دمای آب، دمای آن دائماً با دماسنج دیجیتال اندازه گیری می شد.
- ۵- پس از رسیدن سیستم به حالت پایدار، شدت جریان و ولتاژ مصرفی گرمکن به منظور محاسبه توان مصرفی گرمکن توسط مولتی متر اندازه گیری شد.
- ۶- دمای هوا و سرعت جریان هوا در چند نقطه در امتداد محور استوانه در بالای مخزن توسط جریان سنج سیم داغ اندازه گیری شدند.

جدول ۱- ابعاد مدل آزمایشگاهی

اندازه	پارامتر	اندازه	پارامتر
۳۰ cm	ارتفاع استوانه H	۲۰ cm	قطر خارجی استوانه D
۶ cm	طول پره L	۲ mm	ضخامت دیوار استوانه t
۲ mm	ضخامت پره t	۸	تعداد پره ها

چنانکه در شکل ۲ مشاهده می شود، در قسمت بالای استوانه یک سوراخ تعبیه شد که هم جهت ریختن آب به داخل مخزن است و هم از افزایش فشار در داخل مخزن جلوگیری می کند و هوای داخل مخزن با هوای بیرون هم فشار می شود. جهت کاهش اثر گذاری این سوراخ بر روی سرعت جریان هوای بلند شده از سطح بالای مخزن، سوراخ تا حد امکان در کنار استوانه قرار گرفته است.



شکل ۲- سطح بالایی مخزن و سوراخ تعبیه شده بر روی آن و نمایش نحوه اتصال پره ها به مخزن

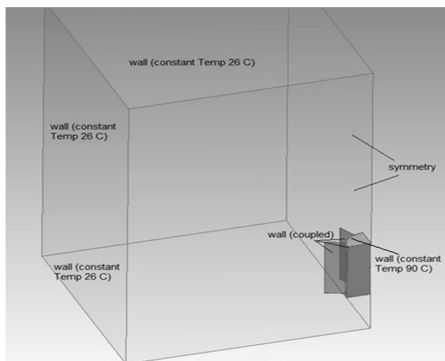
#### ۳- تجهیزات آزمایشگاهی

در این آزمایش از تجهیزات زیر استفاده شده است:

- ۱- گرمکن الکتریکی
- ۲- رئوستا
- ۳- آمپر متر
- ۴- مولتی متر
- ۵- دماسنج دیجیتال
- ۶- سنسور سرعت سیم داغ
- ۷- دماسنج الکلی

طرحواره تجهیزات آزمایشگاهی در شکل ۳ نمایش داده شده است. جریان برق پس از عبور از یک رئوستا و یک مولتی متر با ولتاژ کنترل شده به گرمکن زیر استوانه وارد می شود. دمای آب داخل مخزن و نقاط روی سطح خارجی مخزن و سطح پره ها توسط یک حسگر ترموکوپل اندازه گیری می شد. دما و سرعت جریان هوای بالای مخزن نیز توسط یک حسگر سیم داغ اندازه گیری شد. برای جلوگیری از اثر جریان هوای محیط بر جریان جابجایی، در اطراف مدل از دیواره های پلاستیکی شفاف استفاده شد.

<sup>1</sup> Hot wire



شکل ۴- مدل استفاده شده برای حل عددی

۷- جهت نصب سنسورها در ارتفاع‌های مختلف از یک پایه گیره‌دار استفاده شد.

۸- جهت کنترل قابل تکرار بودن آزمایش و کاهش خطاها، آزمایش در ۴ نوبت و در ۴ روز تکرار گردید.

## ۶- نتایج آزمایش

اعداد خوانده شده در طول آزمایش در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲- مقادیر اندازه گیری شده در آزمایش

فاصله عمودی از مرکز سطح بالای استوانه (cm)	دمای هوا (°C)	سرعت جریان عمودی هوا (m/s)
۱۱/۵	۳۶/۴	-۰/۱۳
۱۳	۳۷/۵	-۰/۱۷
۲۳	۳۶	-۰/۲۷
۳۰/۵	۳۵/۴	-۰/۳۲
۵۳	۳۳	-۰/۳۸

ولتاژ (ولت)	شدت جریان (آمپر)	دمای آب (°C)
۱۱۵	۲	۸۹/۹
دمای سطح استوانه (°C)	دمای پایه پره (°C)	دمای نوک پره (°C)
۸۸/۰	۸۸/۲	۷۷/۱

توان مصرفی گرمکن تقریباً برابر حرارت خروجی از مخزن به محیط است. این توان از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$P = \frac{V \times I}{\sqrt{2}} = \frac{2 \times 115}{\sqrt{2}} = 162.63 \text{ W} \quad (1)$$

با توجه به اینکه برق مصرفی گرمکن برق متناوب شهری است، رابطه توان بر  $\sqrt{2}$  تقسیم شده است.

## ۷- مدل نرم افزاری

مدل‌سازی به صورت سه بعدی و با استفاده از نرم افزار انسیس ۱۷/۱ انجام گرفت. به دلیل تقارن شکل و برای کاهش محاسبات، مدل به صورت یک چهارم طراحی شد که در شکل ۴ قابل مشاهده است. فاصله مخزن از دیوارهای اطراف و سقف به گونه‌ای است که اثر دیوارها بر جریان سیال در اطراف استوانه ناچیز است. دمای دیوارهای اطراف و سقف ثابت و برابر ۲۶ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شد که در همه نقاط یکسان است. هوا گاز ایده‌آل فرض شد و برای اعمال تغییرات چگالی در اثر گرما از تقریب بوسینسک استفاده شد.

معادلات حاکم برای انتقال حرارت جایجایی طبیعی برای جریان آرام، تراکم ناپذیر و پایا به صورت زیر است [17]:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (2)$$

$$(\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) \cdot \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} p + \nu \nabla^2 \vec{V} + \vec{g} \quad (3)$$

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla} T = \alpha \nabla^2 T \quad (4)$$

در این معادلات  $\vec{V}$  بردار سرعت،  $\vec{g}$  شتاب گرانش،  $T$  دما،  $c_p$  ظرفیت گرمایی،  $\nu$  لزجت سینماتیکی،  $\alpha$  ضریب پخش حرارتی،  $p$  فشار و  $\rho$  چگالی است.

برای تعیین آشفتگی یا عدم آشفتگی جریان هوا از عدد گراشف استفاده شد که بیشینه آن در انتهای سطح جانبی استوانه برابر  $2 \times 10^4$  است. این مقدار از مقدار بحرانی این عدد یعنی  $10^9$  کمتر است. بنابراین جریان در کل لایه مرزی از نوع آرام است.

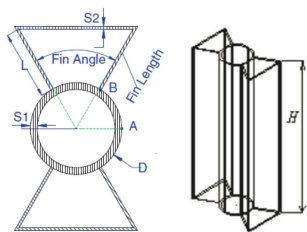
با توجه به اینکه ضریب گسیل آلومینیوم زبر در حدود  $0.06$  است [18]، می‌توان از انتقال حرارت تابشی صرف نظر کرد. این موضوع هم با محاسبه دستی و هم با در نظر گرفتن تابش در برنامه تایید گردید. اثر انتقال حرارت تابشی نسبت به انتقال حرارت کل از  $5\%$  کمتر است.

در مدل شبیه‌سازی شده، فقط هوا و دیوارهای مخزن و پره‌ها در نظر گرفته شده و فضای داخل مخزن در محاسبات نقشی ندارد. بنابراین استوانه مورد مطالعه هم می‌تواند یک مخزن حاوی سیال باشد و هم ممکن است قسمتی از یک لوله حاوی جریان سیال باشد. البته در حالت اول باید اثرات سقف و کف را هنگام محاسبه انتقال حرارت از سطوح جانبی در نظر نگرفت. بنابراین شرط مرزی برای سطوح داخل استوانه به صورت دمای ثابت  $90$  درجه سانتی‌گراد و برای بقیه سطوح به صورت کوپل در نظر گرفته شد. شرط مرزی برای دیوارهای محیط اطراف نیز دمای ثابت  $26$  درجه سانتی‌گراد است. دو دیوار برشی نیز (شکل ۴) دارای شرط مرزی تقارن هستند.

## ۸- شبکه محاسباتی

شبکه محاسباتی چنانکه در شکل ۵ مشاهده می‌شود، از نوع بی-سازمان است که در نواحی نزدیک به سطوح استوانه و پره‌ها بسیار ریز است و با دور شدن از این سطوح به تدریج بزرگ می‌شود. با توجه به وجود لایه‌های مرزی حرارتی و سرعتی در مجاورت سطوح و اهمیت نقش این لایه‌ها بر انتقال حرارت جایجایی آزاد، استفاده از شبکه ریز در این نواحی ضروری است.

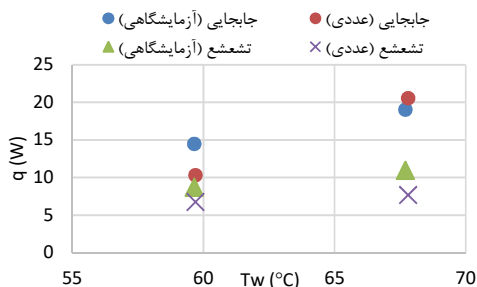
جهت اطمینان بیشتر، نتایج مطالعه تجربی کیو و همکاران [11] با نتایج عددی بدست آمده از روش عددی استفاده شده در تحقیق حاضر مقایسه شده است. هندسه و مشخصات مدل مورد مطالعه در شکل ۸ و ابعاد آن در جدول ۳ آمده است. تفاوت مدل کیو و همکاران با مدل موجود در این تحقیق در شکل پره‌ها و ابعاد استوانه است. همچنین در این تحقیق فرض شده است که آب در درون مخزن دمای ثابتی دارد، ولی در مدل کیو و همکاران آب گرم از یک سمت وارد مخزن شده و از سمت دیگر خارج می‌شود و دبی جرمی آب را طوری تنظیم کرده‌اند که دمای آب در داخل تقریباً ثابت بماند. با توجه به اینکه در مدل کیو انتقال حرارت تابشی نیز در نظر گرفته شده است، مقادیر تابش و جابجایی از هم تفکیک شده‌اند. جهت اطمینان بیشتر، مقایسه مقادیر در ۲ دمای مختلف دیوار انجام شده است. مقایسه مقادیر طبق شکل ۹ نشان می‌دهد که مقادیر انتقال حرارت جابجایی در دمای ۶۷/۵ درجه سانتی‌گراد تفاوتی در حدود ۸ درصد و مقادیر انتقال حرارت تابشی تفاوتی کمتر از ۱۰ درصد دارند. در دمای ۵۹/۷ درجه سانتی‌گراد این تفاوت در انتقال حرارت جابجایی برابر ۲۸ درصد و در تابش کمتر از ۸ درصد است.



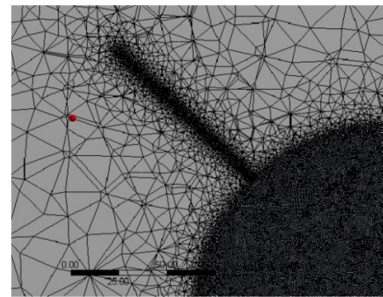
شکل ۸- هندسه مدل مورد مطالعه کیو و همکاران [11]

جدول ۳- ابعاد مدل کیو و همکاران [11]

پارامتر	ابعاد (میلی متر)
قطر خارجی لوله D	۴۰
ضخامت لوله اصلی S1	۳
ارتفاع لوله H	۶۰۰
طول پره L	۳۰
ضخامت پره	۱

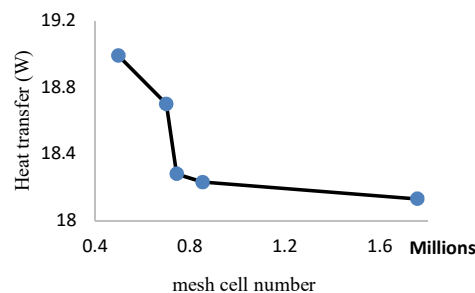


شکل ۹- نمودار تغییرات انتقال حرارت بر حسب دمای متوسط سطح مخزن (مقایسه نتایج عددی با نتایج تجربی کیو و همکاران [11])



شکل ۵- قسمتی از شبکه محاسباتی در اطراف سطوح مخزن

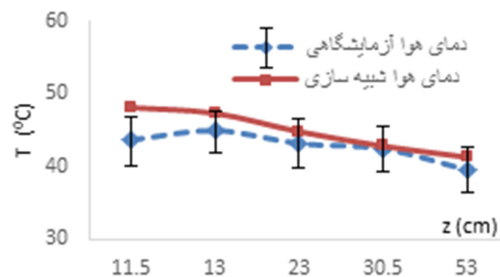
برای احراز استقلال حل از شبکه، ۵ شبکه مختلف با تعداد ۴۹۹، ۷۰۰، ۷۴۴، ۸۵۳، ۱۷۵۷ هزار سلول با یکدیگر مقایسه شدند. در شکل ۶ نتایج محاسبه شده برای انتقال حرارت کل بر حسب تعداد سلول رسم شده است. چنان‌که مشاهده می‌شود، بین دو شبکه ۸۵۳ و ۱۷۵۷ هزار سلولی که دومی بیش از دو برابر اولی سلول دارد، تغییر انتقال حرارت کمتر از ۳/۳ درصد است. بنابراین از شبکه ۸۵۳ هزار سلولی برای انجام محاسبات استفاده شد.



شکل ۶- مقایسه نتایج حاصل از شبکه‌های مختلف برای حالت ۸ پره با طول ۶ سانتی‌متر در محدوده اعداد گراش زبر بحرانی

## ۹- اعتبارسنجی مدل عددی

به منظور اعتبارسنجی روش عددی، در شکل ۷ نتایج شبیه‌سازی عددی با اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی انجام شده در همین تحقیق مقایسه شده‌اند. چنان‌که مشاهده می‌شود این دو نتیجه تطابق قابل قبولی با هم دارند.



شکل ۷- نمودار تغییرات دمای جریان هوا در ارتفاع‌های مختلف از سطح بالای مخزن در امتداد محور استوانه (مقایسه نتایج عددی و تجربی)

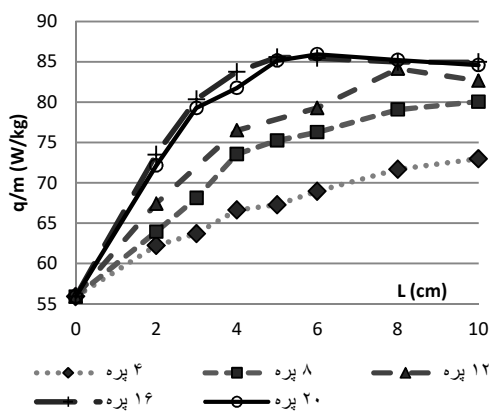
## ۱۰- نتایج

در اینجا نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی جهت بدست آوردن طول و تعداد بهینه پره‌ها نمایش داده شده است. تعداد پره‌های روی سطح در حالات مختلف برابر ۴، ۸، ۱۲، ۱۶ و ۲۰ و طول پره‌ها برابر ۲، ۳، ۴، ۵، ۶، ۸ و ۱۰ سانتیمتر در نظر گرفته شد.

در شکل ۱۰ انتقال حرارت کل برای تمام حالات با یکدیگر مقایسه شده است. چنان که مشاهده می‌شود با افزایش طول پره‌ها انتقال حرارت به صورت تقریباً خطی افزایش می‌یابد. افزایش انتقال حرارت با تعداد پره‌ها هم تقریباً خطی است. پس چنان که انتظار می‌رود، با افزایش تعداد پره‌ها و طول آنها انتقال حرارت کل افزایش می‌یابد. بنابراین اگر فقط افزایش انتقال حرارت هدف باشد و وزن و مقدار مواد مصرفی و هزینه ساخت مهم نباشد، باید هر چه ممکن است بر تعداد پره‌ها و طول آنها اضافه شود. اما در اینجا عامل اقتصادی نیز دارای اهمیت است. به عبارت دیگر مقدار و قیمت مواد مصرفی و هزینه ساخت نیز مهم است. به منظور وارد کردن پارامترهای اقتصادی، وزن مواد مصرفی مد نظر قرار گرفت. پس میزان انتقال حرارت در واحد جرم پره و در واحد جرم کل مخزن و پره‌ها مورد مطالعه قرار گرفت.

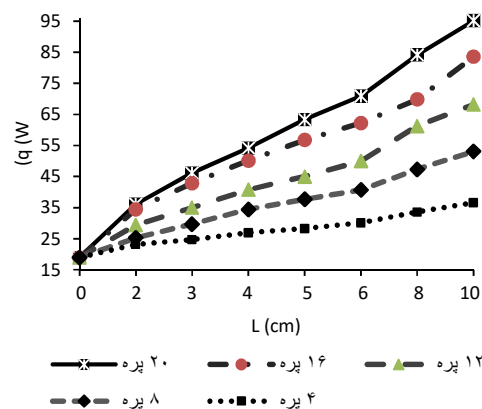
چنانکه مشاهده می‌شود با افزایش تعداد و طول پره‌ها، انتقال حرارت در واحد جرم پره کاهش می‌یابد. یعنی اثر پره‌ها در افزایش وزن از اثر آنها در افزایش انتقال حرارت بیشتر است. لذا اگر جنبه اقتصادی فقط مد نظر باشد، باید اساساً از پره استفاده نکرد یا از حداقل تعداد و طول پره‌ها استفاده کرد که این امر در تضاد با نتیجه بدست آمده از نمودار قبلی است. لذا باید از حالتی بینابین استفاده کرد تا هم جنبه اقتصادی و هم جنبه انتقال حرارتی مد نظر قرار گیرد.

در شکل ۱۲ نمودار تغییرات انتقال حرارت کل در واحد جرم کل بر حسب طول و تعداد پره‌ها رسم شده است. چنانکه مشاهده می‌شود با افزایش تعداد و طول پره‌ها، انتقال حرارت در واحد جرم افزایش می‌یابد. با توجه به اینکه مخزن کاربرد خاصی دارد و تغییر در ابعاد و جرم آن نمی‌توان داد، جرم مخزن مقدار ثابتی است و تنها عامل افزایش جرم کل تعداد و طول پره‌ها است.



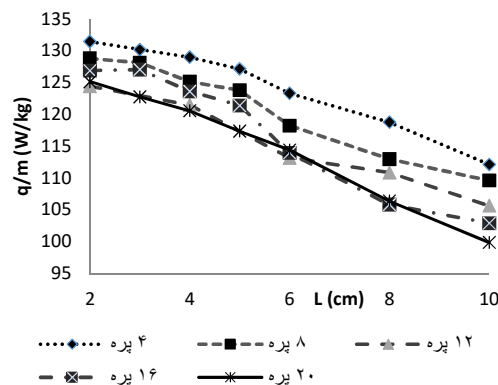
شکل ۱۲- انتقال حرارت کل به جرم کل بر حسب طول و تعداد پره‌ها

جرم مخزن نسبت به جرم پره‌ها زیاد است ولی انتقال حرارت از مخزن نسبت به انتقال حرارت از پره‌ها معمولاً کمتر است. پس با افزایش تعداد و طول پره‌ها، انتقال حرارت افزایش زیادی پیدا می‌کند ولی جرم کل فقط اندکی زیاد می‌شود. به همین علت انتقال حرارت در واحد جرم افزایش پیدا می‌کند. البته این افزایش تا ۱۶ پره و تا طول پره ۵ سانتیمتر ادامه دارد و پس از آن افزایش تعداد یا طول پره‌ها تاثیری بر انتقال حرارت در واحد جرم ندارد. بنابراین به نظر می‌رسد بهترین انتخاب که در آن هر دو جنبه عملکردی و اقتصادی در نظر گرفته می‌شود، حالت ۱۶ پره با طول ۵ سانتیمتر است. اما با توجه به اینکه افزایش تعداد پره‌ها مخارج ساخت را به شدت افزایش می‌دهد، اما افزایش طول پره‌ها اثر اندکی بر هزینه مواد مصرفی دارد، بهتر است از تعداد پره کمتر با طول بیشتر استفاده شود. با توجه به شکل ۱۱ در طول پره ۱۰ سانتیمتر، اختلاف اندکی بین انتقال حرارت ۸ پره و ۱۶ پره وجود دارد. همچنین طبق شکل ۱۰ انتقال حرارت کل برای دو حالت ۱۶ پره ۵ سانتیمتری و ۸ پره ۱۰ سانتیمتری تقریباً یکسان است. لذا انتخاب ۸ پره ۱۰ سانتیمتری به عنوان انتخاب نهایی توصیه می‌شود. در این حالت انتقال حرارت با کمترین هزینه نسبت به حالت بدون پره بیش از ۲/۵ برابر افزایش می‌یابد.



شکل ۱۰- انتقال حرارت کل بر حسب طول و تعداد پره‌ها

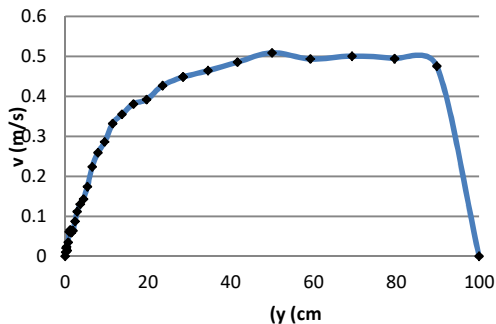
در شکل ۱۱ نمودار تغییرات انتقال حرارت از واحد جرم پره‌ها بر حسب طول و تعداد پره‌ها رسم شده است.



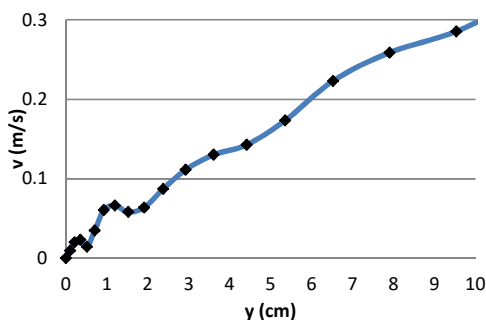
شکل ۱۱- انتقال حرارت از واحد جرم پره‌ها بر حسب طول و تعداد پره‌ها

رسیدن سرعت در انتهای نمودار وجود سقف در فاصله یک متری در بالای مخزن است که از آنجا سرعت افقی می‌شود. وجود سقف به معنای قرار گرفتن مخزن در یک اتاق است که در آزمایش نیز چنین بود.

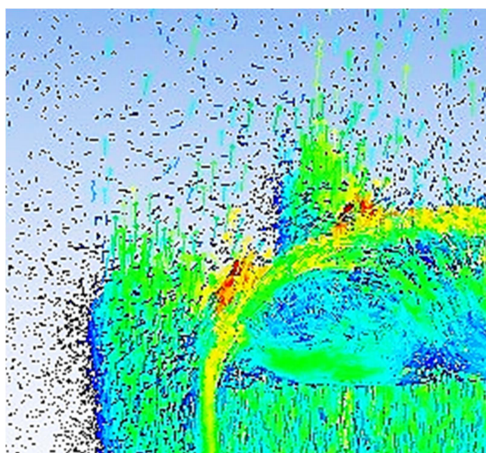
(الف)



(ب)



شکل ۱۴- تغییرات مولفه عمودی سرعت جریان هوا بر حسب ارتفاع از سطح بالای مخزن الف) کل محدوده و ب) ناحیه نزدیک به سطح

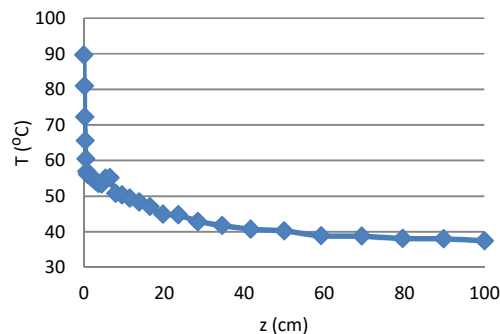


شکل ۱۵- بردار سرعت گردابه‌های ایجاد شده

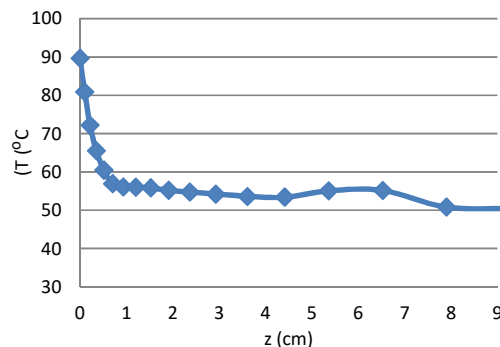
در شکل ۱۶ نمودار سرعت جریان هوا در امتداد محور استوانه بر حسب فاصله از سطح بالای استوانه برای حالت ۴ پره با طول پره‌های مختلف رسم شده است.

در شکل ۱۳ نمودار تغییرات دما در امتداد محور استوانه بر حسب ارتفاع (فاصله از سطح بالای استوانه) برای حالت ۸ پره ۶ سانتیمتری رسم شده است. ملاحظه می‌شود که در فاصله‌ای کمتر از ۱ سانتی متر دما از ۹۰ درجه سانتیگراد به ۵۷ درجه سانتیگراد می‌رسد (۱۳- ب) و از آن پس تغییرات دما شیب کمی دارد (شکل ۱۳- الف).

(الف)



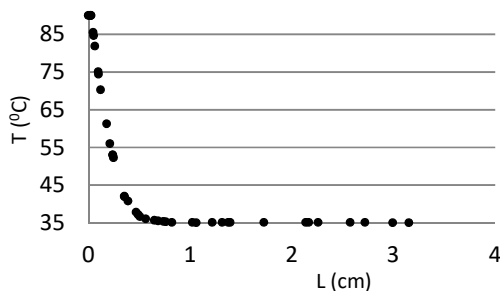
(ب)



شکل ۱۳- تغییرات دما نسبت به ارتفاع از سطح بالای مخزن الف) کل محدوده و ب) ناحیه نزدیک به سطح

چنانکه در شکل ۱۳- ب ملاحظه می‌شود، در فاصله بین ۵ تا ۷ سانتی‌متری یک بیشینه دمایی وجود دارد. این افزایش دما احتمالاً به دلیل مخلوط شدن جریان هوای شکل گرفته بر روی سطح جانبی استوانه که گرمتر است با جریان هوای گرم ناشی از سطح بالایی استوانه است.

در شکل ۱۴ تغییرات مولفه عمودی سرعت جریان هوا در امتداد محور استوانه بر حسب ارتفاع از سطح بالای استوانه برای حالت ۸ پره ۶ سانتیمتری رسم شده است. همانطور که در شکل ۱۴- ب ملاحظه می‌شود، در ۱۰ سانتیمتر اول سرعت تقریباً به صورت خطی از صفر با شیب زیادی افزایش می‌یابد. البته نوساناتی در ناحیه نزدیک به سطح مشاهده می‌شود که نمایانگر وجود گردابه‌هایی در آن ناحیه است که در اثر برخورد جریان جانبی با جریان سقف ایجاد می‌گردد. این گردابه‌ها در شکل ۱۵ که در آن بردارهای سرعت در اطراف سقف رسم شده، قابل مشاهده است. طبق شکل ۱۴- الف بین فواصل ۱۰ و ۵۰ سانتیمتر به تدریج از شیب افزایش سرعت کاسته می‌شود تا اینکه در ارتفاع ۵۰ سانتیمتری سرعت به مقدار بیشینه خود یعنی حدود ۰/۵ متر بر ثانیه می‌رسد و تا انتها این مقدار را حفظ می‌کند. دلیل به صفر



نمودار ۱۸- تغییرات دما در ناحیه لایه مرزی

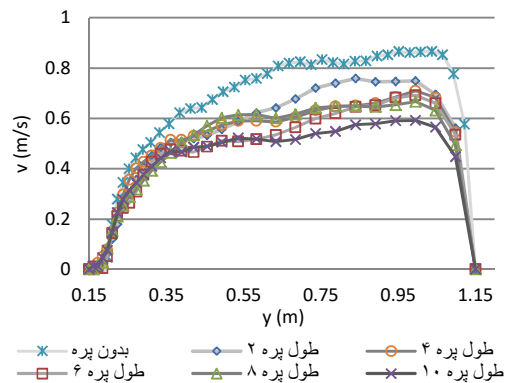
دو شکل فوق نشان می‌دهد که اولاً لایه مرزی سرعتی از لایه مرزی حرارتی بسیار بزرگتر است. ثانیاً فاصله سرعت بیشینه تا سطح تقریباً با ضخامت لایه مرزی حرارتی برابر است. طبق تئوری‌های موجود، برای سیالات دارای عدد پرانتل حدود ۱ یا بزرگتر از ۱ این دو مورد صادق است و هوا را نیز می‌توان از این دسته از سیالات به حساب آورد [17].

### ۱۱- نتیجه‌گیری

جایجایی طبیعی بر روی سطح خارجی یک استوانه عمودی پرده‌دار با روش‌های تجربی و عددی مورد مطالعه قرار گرفت. مقایسه مقادیر آزمایشگاهی با مقادیر شبیه‌سازی نشان دهنده صحت نتایج بدست آمده است. تطابق نسبی این نتایج همچنین نشان داد که شرط مرزی دیوار هم دما و صرف نظر کردن از انتقال حرارت تابشی فرض‌های مناسبی در این شبیه‌سازی هستند. طبق نتایج بدست آمده، مقدار انتقال حرارت تقریباً به صورت خطی با طول و تعداد پرده‌ها افزایش پیدا می‌کند. مقدار انتقال حرارت پرده در واحد جرم پرده برای کمترین تعداد و طول پرده بیشترین مقدار را دارد. همچنین مقدار انتقال حرارت کل به جرم کل در حالت ۱۶ پرده با طول ۶ سانتیمتر بیشترین مقدار را دارد. این مقدار برای حالت ۸ پرده و با طول ۱۰ سانتیمتر چندان کمتر از مقدار بیشینه نیست و با توجه به افزایش زیاد هزینه ساخت با افزایش تعداد پرده‌ها، حالت دوم توصیه می‌شود. در ادامه چگونگی تغییرات سرعت و دما در جریان بالای مخزن مطالعه شد و نشان داد پرده‌ها باعث پخش جریان در سطحی وسیع‌تر و در نتیجه کاهش سرعت متوسط جریان می‌شود. همچنین لایه‌های مرزی حرارتی و سرعتی بر روی جدار استوانه بدست آمد که با نتایج تئوریک تطابق کیفی خوبی داشت.

### ۱۲- مراجع

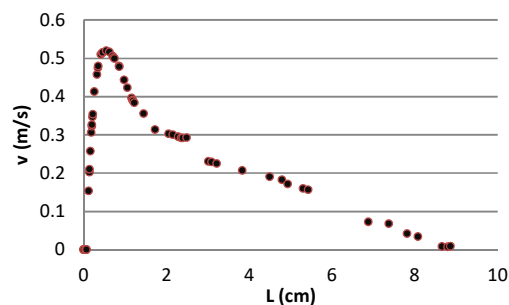
- [1] Shakiba, A. & Gorji, M. *Numerical investigation of ferro fluid flow and heat transfer characteristics through a double pipe heat exchanger*. Modares Mechanical Engineering, 15(2), 41-52. 2015.
- [2] Harahap, F., Lesmana, H. & Dirgayasa, I. A. S. *Measurements of heat dissipation from miniaturized vertical rectangular fin arrays under dominant natural convection conditions*. Heat and mass transfer, 42(11), 1025-1036. 2006.
- [3] Yazicioğlu, B. & Yüncü, H. *Optimum fin spacing of rectangular fins on a vertical base in free convection heat transfer*. Heat and Mass Transfer, 44(1), 11-21. 2007.
- [4] Chen, H. T. & Hsu, W. L. *Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings*.



شکل ۱۶- مقایسه سرعت عمودی در امتداد محور استوانه برای طول پرده‌های متفاوت

چنانکه مشاهده می‌شود، بیشترین سرعت مربوط به حالت طول پرده ۲ سانتی‌متری است و با افزایش طول پرده، سرعت جریان در امتداد محور استوانه کاهش می‌یابد. علت این امر احتمالاً این است که با افزایش طول پرده‌ها، مساحت سطوح انتقال حرارت و در نتیجه وسعت لایه‌های مرزی در اطراف استوانه بیشتر می‌شود. در نتیجه هوا در سطحی به مراتب وسیع‌تر در اطراف استوانه جریان پیدا می‌کند. به علت وجود جریان‌های موجود بر روی پرده‌ها، جریان موجود بر روی سطح جانبی استوانه، در انتهای سطح کمتر به سمت مرکز استوانه تمایل پیدا می‌کند و سرعت بر روی محور کاهش می‌یابد.

با توجه به اهمیت لایه‌های مرزی حرارتی و سرعتی و نقش آنها در انتقال حرارت جایجایی، شبکه‌ای با ابعاد ریزتر در مجاورت سطوح پرده‌ها و سطح جانبی مخزن ساخته شد تا این محدوده بهتر مشخص گردد. در شکل ۱۷ تغییرات سرعت در ناحیه لایه مرزی بر روی جدار استوانه و در ارتفاع ۲۸ سانتیمتری برای حالت ۸ پرده ۶ سانتیمتری نشان داده شده است.



شکل ۱۷- تغییرات سرعت در ناحیه لایه مرزی

ضخامت لایه مرزی سرعتی طبق این شکل حدود ۹۰ میلی‌متر و فاصله محل سرعت بیشینه تا سطح استوانه حدود ۵ میلی‌متر است. در شکل ۱۸ تغییرات دما در ناحیه لایه مرزی حرارتی نشان داده شده است. این تغییرات مربوط به جدار استوانه و در ارتفاع ۲۸ سانتیمتری است. ضخامت لایه مرزی حرارتی طبق شکل حدود ۶ میلی‌متر است.



- International journal of heat and mass transfer, 50(9), 1750-1761. 2007.
- [5] Chen, H. T. & Hsu, W. L. *Estimation of heat-transfer characteristics on a vertical annular circular fin of finned-tube heat exchangers in forced convection*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 51(7), 1920-1932. 2008.
- [6] Agyenim, F., Eames, P. & Smyth, M. *A comparison of heat transfer enhancement in a medium temperature thermal energy storage heat exchanger using fins*. Solar Energy, 83(9), 1509-1520. 2009.
- [7] Jeong, H. M., Lee, Y. H., Ji, M. K., Bae, K. Y. & Chung, H. S. *Natural convection heat transfer estimation from a longitudinally finned vertical pipe using CFD*. Journal of mechanical science and Technology, 23(6), 1517-1527. 2009.
- [8] Sertkaya, A. A., Bilir, Ş. & Kargıcı, S. *Experimental investigation of the effects of orientation angle on heat transfer performance of pin-finned surfaces in natural convection*. Energy, 36(3), 1513-1517. 2011.
- [9] An, B. H., Kim, H. J. & Kim, D. K. *Nusselt number correlation for natural convection from vertical cylinders with vertically oriented plate fins*. Experimental Thermal and Fluid Science, 41, 59-66. 2012.
- [10] Totala, N. B., Shimpi, M. V., Shete, N. L. & Bhopate, V. S. *Natural Convection Characteristics in Vertical Cylinder*. International journal of engineering and science, 3(8), 27-31. 2013.
- [11] Qiu, Y., Tian, M. & Guo, Z. *Natural convection and radiation heat transfer of an externally-finned tube vertically placed in a chamber*. Heat and Mass Transfer, 49(3), 405-412. 2013.
- [12] Hata, K., Takeuchi, Y., Hama, K., Shiotsu, M., Shirai, Y. & Fukuda, K. *Natural convection heat transfer from a vertical cylinder in liquid sodium*. Mechanical Engineering Journal, 1(1), TEP0003. 2014.
- [13] Reddy, A. S. & Suresh Akella, A. M. K. *Experimental study of free convection heat transfer from array of vertical Tubes at different inclinations*. International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering 4(3), 253-257. 2014.
- [14] Park, K. T., Kim, H. J. & Kim, D. K. *Experimental study of natural convection from vertical cylinders with branched fins*. Experimental Thermal and Fluid Science, 54, 29-37. 2014.
- [15] Niezgoda-Żelasko, B. & Żelasko, J. *Free and forced convection on the outer surface of vertical longitudinally finned tubes*. Experimental Thermal and Fluid Science, 57, 145-156. 2014.
- [16] Senapati, J. R., Dash, S. K. & Roy, S. *Numerical investigation of natural convection heat transfer over annular finned horizontal cylinder*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 96, 330-345. 2016.
- [17] Bejan, A. *Convection heat transfer*. John Wiley & sons. 2013
- [18] Gubareff, G. G., Janssen, J. & Torborg, R. H. *Thermal radiation properties survey: a review of the literature* (p. 293). Minneapolis: Honeywell Research Center, 1960.