



## بررسی عددی زاویه قرارگیری کوئل در کندانسینگ یونیت چیلرهای هوا خنک

امین ربیع پور<sup>۱</sup>، محسن طالب‌زادگان<sup>۲\*</sup>

۱. فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد اهواز، دانشگاه آزاد اسلامی، اهواز، ایران

۲. استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد رامهرمز، دانشگاه آزاد اسلامی، رامهرمز، ایران

\*نویسنده مسئول: Talebzadegan.m@gmail.com

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۹/۱۶ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۱۰/۲۴

### چکیده

کندانسور چیلرهای هواخنک در واقع یک مبدل حرارتی فین-تیوب هستند. عموماً کوئل‌های کندانسورها دارای چیدمانی V شکل و یا VV شکل هستند که یک فن در بالای آنها قرار دارد. توزیع نامناسب جریان هوا می‌تواند به عنوان یک عامل مهم در کاهش عملکرد کندانسور مورد توجه قرار گیرد. در این پژوهش ابتدا یک کندانسور هواخنک که زاویه بین کوئل‌های آن ۴۷ درجه می‌باشد مورد مطالعه قرار گرفته است و کانتورهای سرعت، فشار و دما از آن استخراج گردید. در مرحله بعد با تغییر زاویه بین کوئل‌ها در مقادیر ۴۰، ۶۰، ۹۰، ۱۰۴، ۱۱۲ و ۱۲۰ درجه عملکرد کوئل‌ها مورد بررسی قرار گرفت. سپس کانتورهای سرعت، فشار و دما برای این کندانسورها نیز استخراج گردید. همچنین مقادیر سرعت متوسط، فشار متوسط و انتقال حرارت متوسط در عبور جریان هوا از روی کوئل‌ها مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد با فرض نرخ جریان هوای عبوری یکسان، کندانسورهای V شکل عملکرد بهتری نسبت به کندانسورهای افقی و عمودی داشتند و بهترین عملکرد مربوط به کندانسور با زاویه ۱۲۰ درجه است که سرعت متوسط و انتقال حرارت را به ترتیب ۵/۱۷٪ و ۳۸/۱۶٪ افزایش می‌دهد. از طرفی کندانسور با کوئل‌های افقی عملکرد مطلوبی در انتقال حرارت ندارند و کندانسور با کوئل عمودی بعد از آنها در جایگاه بعدی قرار دارد.

**کلمات کلیدی:** چیلر، کندانسور، انتقال حرارت جابجایی، فن محوری

### مقدمه

سیستم‌های تهویه مطبوع خانگی و صنعتی که شامل انواع کولرها و انواع چیلرها می‌شود به عنوان منابع اصلی مصرف انرژی ساختمان‌های تجاری و مسکونی مورد توجه ویژه هستند. چیلر دستگاهی است که دمای یک مایع (معمولاً آب) را برای مصارف متفاوتی پایین می‌آورد و به عبارتی آب را سرد می‌کند. معمولاً از چیلرها در ساختمان‌های مسکونی بزرگ با تعداد واحدهای زیاد استفاده می‌شود تا هزینه اولیه این سیستم‌های سرمایشی مقرون به صرفه باشد. چیلرها را از نظر نوع سیکل برودتی به دو نوع زیر تقسیم بندی می‌کنند: چیلر جذبی، چیلر تراکمی. در این مقاله، به بررسی عملکرد کندانسور چیلر تراکمی پرداخته می‌شود. در این چیلرها به دلیل افزایش فشار مبرد توسط کمپرسور، کاهش دما در مبرد نیز به صورت حداکثری انجام می‌شود و در نتیجه آب با دمای کمتری در سیستم تهویه داخل ساختمان (فن کوئل یا هواساز) به گردش در می‌آید. سیکل تبرید از چهار جزء اصلی تشکیل شده است که می‌توان به کمپرسور، کندانسور، شیر انبساط و اواپراتور اشاره نمود [۱]. تحقیق حاضر در راستای بهبود عملکرد کلی سیستم‌های برودتی و تهویه مطبوع با تغییر زاویه کوئل‌ها در کندانسور یونیت با استفاده از روش‌های عددی در چیلرهای هوا خنک انجام گردیده است.

دشت‌بیاض و همکاران [۱] بیشینه ضریب عملکردی چیلرهای سانتریفیوژ در اندازه‌های مختلف چیلر در بارگذاری جزئی، با تغییر در تعداد فن چگالنده را مورد محاسبه قرار دادند. هدف آنها دستیابی به ضریب عملکردی<sup>۱</sup> بیشینه بر حسب بار جزئی و دمای محیط بیرون در چیلرهای تراکمی سانتریفیوژ بود.

<sup>۱</sup> Coefficient of Performance (COP)



بر اساس نتایج حاصله ضریب عملکردی بیشینه در محدوده بارگذاری جزئی بین ۰/۷ تا ۰/۸ قرار دارد. همچنین با افزایش دمای محیط از ۳۰ به ۵۰ درجه سانتی‌گراد، ضریب عملکردی در حدود ۲ واحد کاهش یافت. جیان لیو و همکاران [۲] به بررسی مدل ریاضی حالت پایدار مبدل‌های حرارتی فین تیوب بر اساس نظریه گراف پرداختند. آنها یک مدل ریاضی حالت پایدار کلی بر اساس نظریه گراف ارائه دادند. مدل ارائه شده می‌تواند هر گونه آرایش چرخه تبرید انعطاف‌پذیری را توصیف کند و توزیع میرد در چرخه تبرید و هدایت حرارتی را از طریق فین‌ها تعیین کند. نتایج تجربی، مدل مذکور را تایید می‌کنند و حداکثر خطا در حدود  $\pm 0.10\%$  را نشان می‌دهند. همچنین یاشار و همکاران [۳] توزیع هوا را در دو مبدل حرارتی فین تیوب که یکی به صورت مورب با زاویه ۶۵ درجه و دیگری که به صورت A شکل و با زاویه راس ۳۴ درجه بود به صورت تجربی و عددی مورد مطالعه قرار دادند. آنها از سرعت سنجی تصویر ذرات<sup>۱</sup> برای اندازه‌گیری توزیع جریان هوا در محل آنها استفاده نمودند. نتایج نشان داد که توزیع جریان هوا برای هر دو مبدل حرارتی بسیار غیریکنواخت است و بخش‌های مختلف در معرض سرعت‌های بسیار متفاوتی از هوا هستند. آنها همچنین از رویکرد دینامیک سیالات محاسباتی<sup>۲</sup> برای مدل‌سازی توزیع جریان هوای عبوری از این مبدل‌های حرارتی استفاده نمودند. نتایج مدل‌سازی مذکور با مقادیر اندازه‌گیری شده، با اختلاف ۱۰٪ مطابقت داشتند. کومار و همکاران [۴] به بررسی عملکرد سمت هوای مبدل حرارتی فین تیوب با ترکیب لوله‌های دایره‌ای و بیضوی پرداختند. آنها یک مطالعه عددی سه بعدی بر روی مبدل‌های حرارتی فین تیوب با چند ردیف لوله انجام دادند. نتایج نشان می‌دهد که در سرعت ورودی کم لوله بیضوی به دنبال لوله دایره‌ای جایگزین بهتری برای مبدل‌های حرارتی است که در آنها فقط از لوله دایره‌ای استفاده شده است. از سوی دیگر در سرعت هوای ورودی بالاتر، ترکیب لوله‌های بیضوی و دایره‌ای بهتر از مبدل حرارتی با لوله‌های بیضوی به تنهایی عمل می‌کند. علاوه بر این عملکرد مبدل حرارتی با گروه‌بندی لوله‌های بیضوی در ناحیه بالادست و لوله‌های دایره‌ای در ناحیه پایین دست در مقایسه با آرایش متناوب لوله‌های بیضوی و دایره‌ای بهبود می‌یابد. هاشم آبادی و همکاران [۵] به بررسی تجربی و مقایسه عملکرد دو نوع کندانسور میکروکانال و پره-لوله با میرد R407C در چرخه تبرید تراکمی پرداختند. هدف آنها از این پژوهش که براساس آزمایش‌های تجربی صورت پذیرفت بررسی اثر نوع کندانسور، بر ضریب عملکرد دستگاه داکت اسپلیت با ظرفیت سرمایشی ۲/۵ تن تبرید بود. نتایج نشان داد که در کل چرخه تبرید ضریب عملکرد کندانسور میکروکانال حدود ۴٪ نسبت به سیستمی که کندانسور پره-لوله دارد، بیشتر می‌باشد. هاتراش و همکاران [۶] تاثیر آرایش قرارگیری لوله‌های اوپراتور بر عملکرد انتقال حرارت سیستم چیلر تبخیری را بر اساس استانداردهای صنعتی مورد بررسی قرار دادند. در این پژوهش آنها به بررسی اثرات آرایش لوله‌های اوپراتور پوسته - لوله که به صورت مثلثی (۳۰ درجه)، مثلثی چرخشی (۶۰ درجه)، مربعی (۹۰ درجه) و مربع چرخشی (۴۵ درجه) بر عملکرد انتقال حرارت سیستم چیلر تبخیرکننده پرداختند. بر اساس یافته‌های مطالعه آنها، اوپراتور پوسته و لوله با آرایش لوله در ۴۵ درجه انتقال حرارت بیشتری را نسبت به سه طرح دیگر منتقل می‌کند. به دلیل اینکه در کندانسورهای چیلرهای بزرگ هوا خنک، کویل‌های کندانسور لوله پره‌دار VV شکل معمولاً با فن‌هایی در قسمت فوقانی، پیکربندی می‌شوند، اغلب منجر به توزیع نابرابر جریان و تغییر سرعت هوا می‌شود. این امر، ممکن است باعث شود که مقدار انتقال حرارت کندانسور به کمتر از سطح مورد نظر برسد و بر راندمان انرژی چیلر تأثیر منفی بگذارد [۷-۱۲].

## معادلات حاکم

در بررسی جریان موجود در کندانسور معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی مورد بررسی قرار می‌گیرند [۱]. معادله کلی بقای جرم و مومنتوم به صورت زیر است:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (1)$$

<sup>1</sup> Particle Image Velocimetry (PIV)

<sup>2</sup> Computational Fluid Dynamics (CFD)



$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla P - \frac{2}{3} \nabla(\mu \nabla \cdot \vec{V}) + \nabla \cdot [\mu (\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T)] \quad (2)$$

با توجه به اینکه در این تحقیق جریان پایا و تراکم‌ناپذیر فرض شده است، معادلات به صورت زیر ساده شده و بازنویسی می‌شوند:

معادله پیوستگی:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (3)$$

معادله مومنتوم:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (4)$$

در نتیجه آنها را به صورت زیر می‌توان نوشت:

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5)$$

$$\rho \left( v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j^2} \quad (6)$$

معادله انرژی:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \rho \dot{q}_g + k \nabla^2 T + \Phi \quad (7)$$

$$\Phi = [\mu (\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T)] \nabla \vec{V} \quad (8)$$

$$\dot{Q}_t = \sum_{i=1}^N \dot{Q}_i \quad (9)$$

$$\dot{Q}_i = \epsilon C_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (10)$$

$$\epsilon = 1 - \exp\left(-\frac{UA}{C_{min}}\right) \quad (11)$$

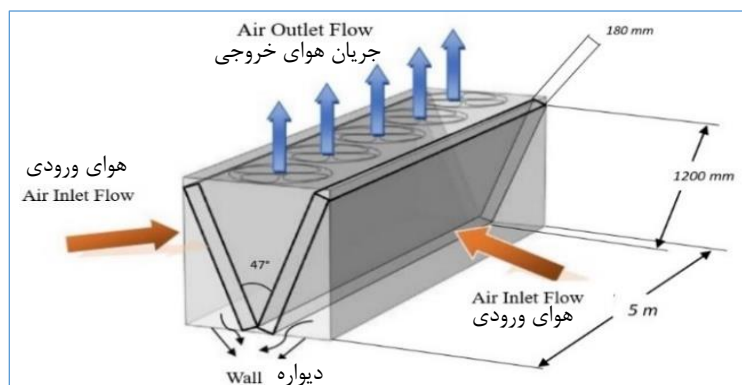
جایی که  $\mu, \Phi, \epsilon, C_{min}, \dot{Q}, \rho$  به ترتیب معرف چگالی، نرخ انتقال حرارت، ظرفیت حرارتی حداقل، انتقال حرارت موثر، نرخ اتلاف ویسکوز، ویسکوزیته دینامیکی می‌باشند.

### مدل‌سازی کوئل کندانسور

در این پژوهش، به ارایه چند مدل پیشنهادی برای کندانسورها که شامل تغییر در زاویه بین کوئل‌های کندانسور، تغییر در موقعیت قرارگیری کندانسور و فن نسبت به یکدیگر و نیز تغییر در تعداد فن‌های هوای خروجی می‌باشد پرداخته می‌گردد. مدل‌سازی با استفاده از نرم‌افزار کامسول انجام گردید. به منظور مدل‌سازی مساله مورد حل، چیلر هواخنک مربوط به واحد نمک زدایی متمرکز اهواز یکی از کارخانجات نمک‌زدایی زیرمجموعه شرکت مناطق نفت‌خیز جنوب مستقر در اهواز مورد مطالعه قرار گرفت. چیلر مذکور، دارای ظرفیت برودتی ۱۲۰ تن تبرید می‌باشد که از دو کمپرسور رفت و برگشتی بهره می‌برد که هرکدام قادر به تراکم‌سازی مبرد، حداکثر با ظرفیت ۶۰ تن می‌باشند. مبرد مورد استفاده از نوع R-134a می‌باشد. تعداد ۵ عدد فن که هرکدام به قطر پروانه ۷۱۰ میلی‌متر و نوع جریان محوری در قسمت فوقانی کندانسور تعبیه شدند. ابعاد و اندازه‌های این کندانسور اندازه‌گیری شد. این کندانسور در واقع یک مبدل حرارتی فین تیوب از نوع V شکل است که زاویه بین دو وجه آن ۴۷ درجه در نظر گرفته شده است. طول کندانسور ۵ متر و فین‌های این کندانسور دارای ابعاد  $120 \times 180 \times 25$  میلی‌متر می‌باشد. فین‌ها دارای تراکم FPI ۱۰ هستند و این بدان معنی است که فاصله هر دو فین مجاور از یکدیگر  $81/2$  میلی‌متر است. تعداد ۳ ردیف تیوب که هر ردیف شامل ۳۰ عدد در مجموع هر کوئل دارای ۹۰ تیوب می‌باشد که با آرایش مثلثی درون فین‌های این کندانسور قرار دارند. قطر خارجی هر تیوب  $9/15$  میلی‌متر است. کندانسور از چهار جهت بالا، پایین، ابتدا و انتها بسته شده و تنها از دو



جهت جانبی اجازه ورود هوا و عبور از روی کویل‌های کندانسور را می‌دهد. در شکل (۱) تصویری از کندانسور مذکور طراحی شده است. جدول شماره (۱) ابعاد و مشخصات مذکور را نشان می‌دهد. جهت حل مساله با استفاده از نرم‌افزار کامسول مولتی فیزیک، هندسه مورد نظر طراحی شد. در این مدل مجموعاً ۴ فین به همراه تیوب‌های مابین آنها از کندانسور مذکور در نظر گرفته شد به گونه‌ای که دو به دو باهم موازی و قرینه یکدیگر هستند. هر یک از این فین‌ها با ابعاد  $180 \times 1200$  و ضخامت ۲۵ میلی‌متر و زاویه ۴۷ درجه در نظر گرفته شد. معادلات مشتق جزئی مربوطه با در نظر گرفتن شرایط مرزی و با بهره‌گیری از نرم افزار حل گردید.



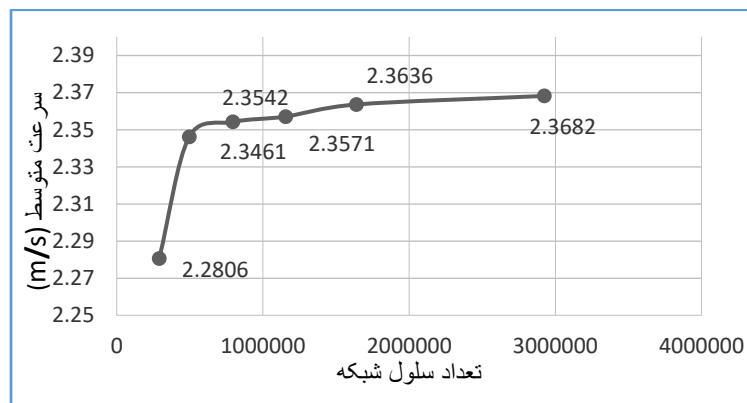
شکل ۱: تصویر کندانسور چیلر هواخنک

جدول ۱: ابعاد و مشخصات کندانسور

نوع کندانسور	هوا خنک
شکل کندانسور	شکل V
زاویه بین وجه‌های کندانسور	۴۷ درجه
طول فین‌ها	۱۸۰ (mm)
عرض فین‌ها	۱۲۰۰ (mm)
ضخامت فین‌ها	۰/۲۵ (mm)
تراکم فین‌ها	۱۰ FPI
تعداد ردیف تیوب‌ها	۳
تعداد تیوب در هر ردیف	۳۰
قطر خارجی تیوب‌ها	۱۵/۹ (mm)
گام افقی تیوب‌ها	۳۳ (mm)
گام عمودی تیوب‌ها	۳۸/۱ (mm)
طول کندانسور	۵ (m)

### شبکه‌بندی مدل و استقلال حل از شبکه

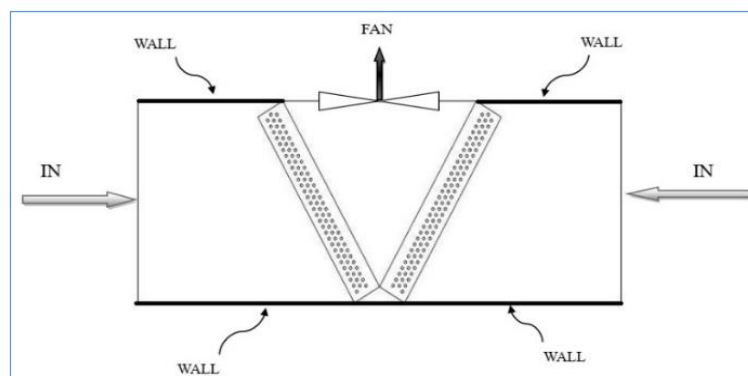
ابتدا شبکه‌بندی با مقدار  $290482$  المان شروع گردید و سرعت متوسط مورد ارزیابی قرار گرفت. سپس تعداد سلول‌های شبکه افزایش داده شد و به ترتیب مقادیر  $495499$ ،  $794683$ ،  $1156058$ ،  $1638417$ ،  $2923748$  به عنوان شبکه حل اعمال و سرعت‌های متوسط استخراج گردید. شکل (۲) نمودار تغییرات سرعت متوسط حاصله را نسبت به افزایش تعداد سلول‌های شبکه نشان می‌دهد. در نهایت به دلیل اینکه مقادیر سرعت متوسط، بعد از حالت سوم تغییر چندانی نداشت لذا مقدار  $794683$  به عنوان شبکه حل انتخاب شد. شبکه مورد استفاده به شکل مثلثی و از نوع بی‌سازمان انتخاب شده است.



شکل ۲: نمودار تغییرات سرعت متوسط نسبت به افزایش تعداد سلول شبکه

### شرایط مرزی و اولیه

در بررسی جریان هوای عبوری از روی کندانسور هوا خنک، در ابتدا یک ناحیه طراحی گردید و در آن شرط اولیه، سیال ساکن فرض شده است به همین دلیل سرعت اولیه در تمام جهات صفر و فشار اولیه نیز فشار اتمسفر در نظر گرفته شد. دیواره‌های جانبی به عنوان مرز ورودی با شرایط فشار اتمسفری (یعنی صفر نسبی) و جهت جریان به صورت عمود بر سطح، فرض گردید. فن جریان محوری در قسمت فوقانی میدان و با طول ۷۱۰ میلی‌متر تعبیه شد. داده‌های استخراج شده از مشخصات فنی فن مذکور به عنوان پارامترهای عملکردی (که افت فشار را برحسب جریان عبوری بیان می‌کند) در بخش فن در نرم‌افزار کامسول منتقل گردید. شرایط مرزی خروجی را جریان توسعه یافته و فشار اتمسفری یعنی صفر نسبی در نظر گرفته شد. به منظور اجتناب از ایجاد صدای نامطلوب در طراحی‌ها و محاسبات مربوط به سیستم‌های برودتی حداکثر نرخ جریان عبوری از کویل‌های کندانسور فوت مکعب در دقیقه، ۵۵۰۰ در نظر گرفته شد. دیواره‌های جلویی و انتهایی دارای شرط تقارن می‌باشند. شرط دیگری که لازم به اعمال آن است شرط ثابت بودن دیواره‌ها و عدم لغزش جریان است که برای کلیه دیواره‌ها اعمال شد. همچنین برای بررسی انتقال حرارت در سیال عبوری از روی کویل‌های کندانسور که هوای ۴۸ درجه سانتی‌گراد فرض شده است، فیزیک انتقال حرارتی لازم در نرم‌افزار ایجاد شد. شرط اولیه دمای ۴۸ درجه سانتی‌گراد برای میدان نیز اعمال شد. برای جریان ورودی، دمای ثابت ۴۸ درجه سانتی‌گراد به عنوان شرط مرزی وارد گردید. دمای دیواره کویل‌ها ثابت و مقدار ۵۵ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شد. جریان خروجی نیز در مرز فوقانی قرار داده شد. در شکل (۳) شماتیکی از شرایط مرزی نمایش داده شده است.



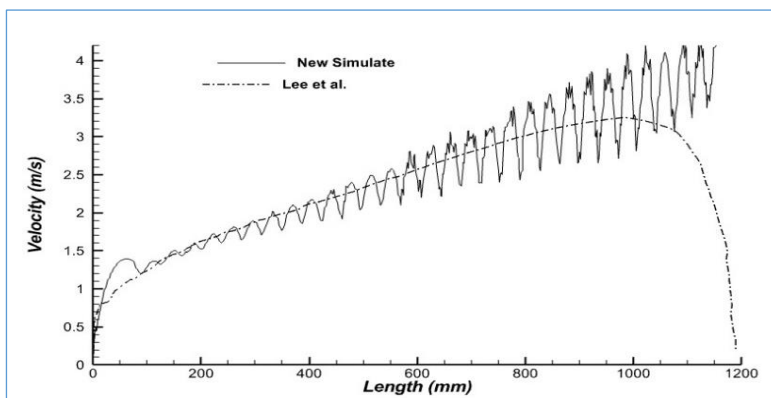
شکل ۳: شرایط مرزی اعمالی

### اعتبار سنجی نتایج

جهت اعتبار سنجی نتایج نمودار سرعت خروجی از روی کویل کندانسور هوا خنک مدل شده با نمودار ارائه شده توسط مقاله لی و همکاران [۱۳] مقایسه گردید. برای این منظور هر دو نمودار را توسط نرم‌افزار تک پلات بر روی یکدیگر منطبق گردید.



مقایسه این نمودارها در شکل (۴) نشان داده شده است. همانطور که مشخص است انطباق بسیار خوبی بین هر دو نمودار وجود دارد. توجه به این نکته ضروری است که دلیل نوسانات در نمودار خروجی از مدل‌سازی حاضر، عبور جریان از روی تیوب‌ها است که این امر موجب بروز ناحیه‌های کم سرعتی در پشت این تیوب‌ها می‌گردد. همچنین در قسمت فوقانی کویل‌ها ناحیه‌ای فاقد تیوب وجود دارد که این خود موجب شدت یافتن جریان در آن قسمت شده است و این در حالی است که در مقاله مرجع کویل‌های کندانسور به عنوان یک محیط متخلخل در نظر گرفته شده است. در نتیجه نموداری یکنواخت استخراج نمودند که در بخش فوقانی کویل نیز به دلیل عدم لغزش سرعت به صفر رسیده است.

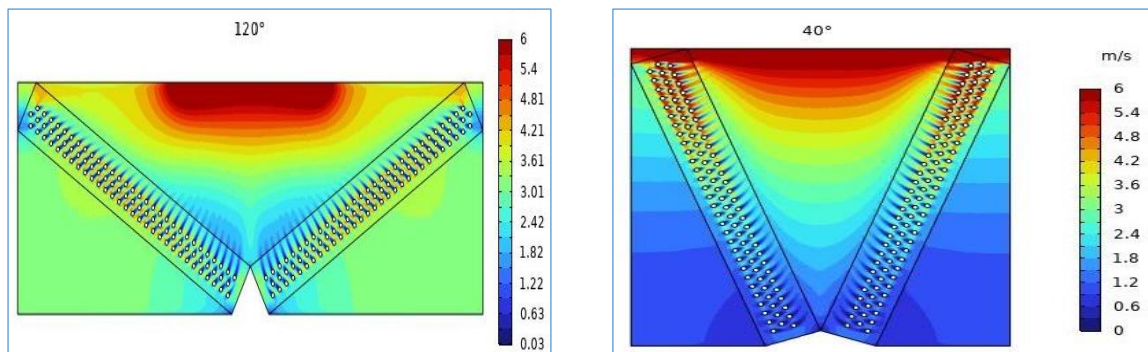


شکل ۴: مقایسه بین نمودار استخراج شده مقاله حاضر و مرجع [۱۳]

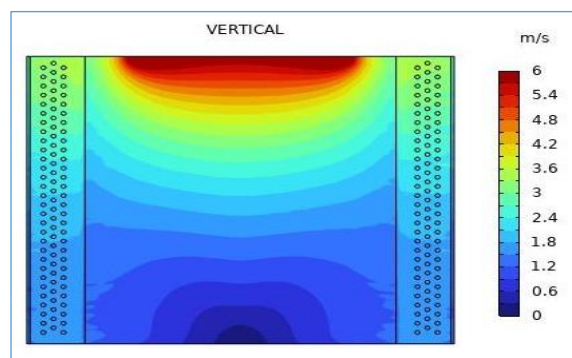
## نتایج و بحث

میدان جریان برای کندانسور V شکل با زاویه‌های ۴۰، ۴۷، ۶۰، ۹۰، ۱۰۴، ۱۱۲ و ۱۲۰ درجه حل گردید که شکل‌های (۵a) و (۵b) دو نمونه میدان جریان را برای این نوع کندانسور با زاویه‌های ۴۰ و ۱۲۰ درجه نشان می‌دهند. مشاهده می‌شود در قسمت انتهایی V سرعت جریان بسیار پایین است. کم کم و با فاصله گرفتن از انتهای V، سرعت جریان عبوری از کویل‌ها بیشتر می‌شود. نکته دیگر قابل بیان وجود نواحی کم سرعت بعد از عبور جریان هوا از روی تیوب‌ها و در ناحیه پشت تیوب‌ها می‌باشد. در بخش فوقانی کندانسور، رنگ قرمز بیان کننده سرعت بسیار زیاد جریان هوای عبوری است و دلیل آن عدم برخورد هوا با تیوب‌ها و نزدیکی این بخش به فن است. هوای عبوری تمایل دارد از نزدیک‌ترین فضا به درون فن جریان یابد و چون مانعی در برخورد با آن وجود ندارد به یکباره سرعت آن افزایش می‌یابد. همانگونه که ملاحظه می‌شود با افزایش زاویه، قسمت‌های فوقانی در معرض سرعت کمتری قرار می‌گیرند. همچنین نقاط آبی رنگ که بیان کننده سرعت بسیار کم است نیز به تدریج کاهش می‌یابند و این یعنی افزایش سرعت در عبور از کندانسور است. نکته قابل توجه دیگر این است که سرعت جریان هوا بعد از عبور از روی تیوب‌ها با افت شدیدی روبه‌رو می‌گردد که در شکل‌های (۵a) و (۵b) کاملاً مشخص است. از نکات دیگری که قابل بیان است افزایش سرعت جریان هوای عبوری از روی کویل‌ها و تیوب‌ها است. همچنین نواحی آبی رنگ در قسمت‌های انتهایی کویل‌ها کوچک‌تر شده است به گونه‌ای که در قسمت انتهایی کویل‌های ۱۲۰° تنها قسمت اندکی از کویل‌ها دارای رنگ آبی هستند و این یعنی مناطق راکد کمتری در این کندانسور وجود دارد. نقاط قرمز رنگ که در کویل‌های ۴۰° و ۴۷° در قسمت فوقانی کویل‌ها بیانگر جریان هوایی است که بدون برخورد به تیوب‌ها از فضای بین فن‌ها عبور می‌کند. به وضوح دیده می‌شود که به تدریج و با افزایش زاویه  $\theta$  از قسمت‌های فوقانی محو می‌شود. در نتیجه جریان هوای بیشتری با تیوب‌ها و فن‌ها درگیر می‌شود که این خود انتقال حرارت را بهبود می‌بخشد.

شکل (۶) به بررسی میدان سرعت در یک کندانسور با کویل‌های عمودی می‌پردازد. در این حالت فن در قسمت فوقانی تعبیه شده است. ملاحظه می‌شود که تقریباً در سرتاسر کویل‌ها میدان جریان دارای سرعتی اندک است. عدم مشاهده طیف رنگ‌های نارنجی و قرمز بر روی کویل‌ها نشان از عدم وجود مناطق پرسرعت بر روی آنها دارد.

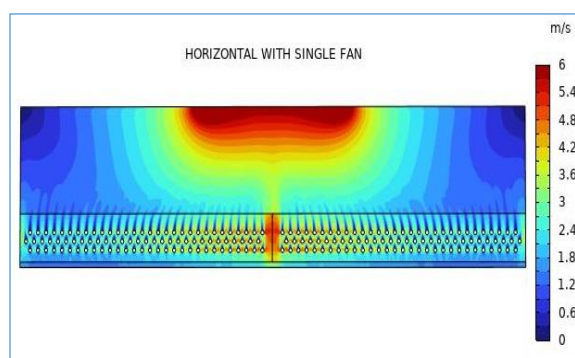


شکل ۵: کانتور میدان جریان هوای عبوری از روی کویل کندانسور در زوایای مختلف قرارگیری کویل  
(a) زاویه ۴۰ درجه (b) زاویه ۱۲۰ درجه



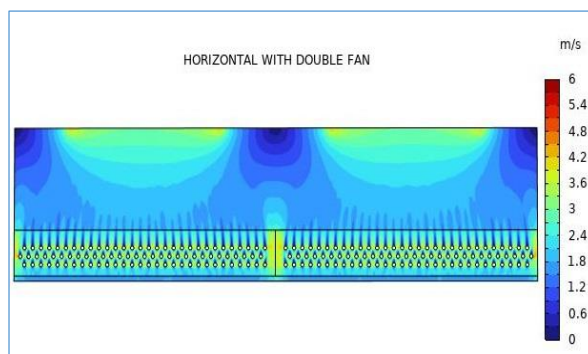
شکل ۶: میدان سرعت در کندانسور با کویل‌های عمودی (۹۰ درجه)

در شکل (۷) میدان جریان برای کندانسور با کویل‌های افقی مورد مطالعه قرار گرفته است. فن نیز در قسمت فوقانی قرار داده شده است. به دلیل اینکه در قسمت‌های مرکزی میدان جریان بسیار پر سرعت است یعنی نقاط مرکزی کویل‌ها جریان هوای بیشتری را دریافت می‌کنند و در مقابل نقاط و تیوب‌های دورتر در معرض جریان هوای کمتری قرار دارند. جهت رفع این مشکل به جای یک ردیف فن دو ردیف فن در بالای کندانسور در نظر گرفته شد با این شرط که مجموع نرخ جریان هوای عبوری از این دو ردیف فن با جریان عبوری از کندانسور با یک ردیف فن برابر باشد.



شکل ۷: میدان جریان هوا برای کندانسور افقی (۱۸۰ درجه) با یک ردیف فن در بالا

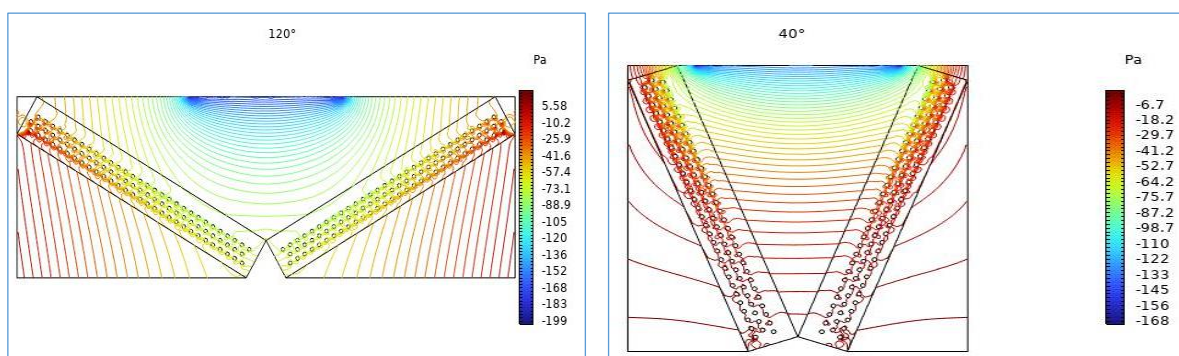
شکل (۸) این موضوع را نشان می‌دهد که جریان یکنواخت‌تری روی کویل‌ها برقرار است. مشخص است که سرعت روی کویل‌ها به مراتب کمتر از حالت قبل است. در کندانسور با کویل‌های افقی نیز نقاط آبی رنگ و سبز رنگ بیشتر از رنگ‌های دیگر به چشم می‌آید که بیان کننده سرعت‌های کمتری نسبت به کویل‌های V شکل است.



شکل ۸: میدان جریان هوا برای کندانسور افقی (۱۸۰ درجه) با دو ردیف فن در بالا

### بررسی کانتور فشار در کندانسورها

مقادیر فشار برای کندانسورهای V شکل با زاویه‌های ۴۷، ۴۰، ۶۰، ۹۰، ۱۰۴، ۱۱۲ و ۱۲۰ محاسبه گردید که دو نمونه کانتور فشار در زاویه‌های ۴۰ و ۱۲۰ درجه در شکل‌های (۹a) و (۹b) نشان داده شده است. همانگونه که مشخص است در بخش ورودی میدان فشار بیشترین مقادیر خود را دارا است که نزدیک به فشار اتمسفر است (صفر نسبی است) و با عبور جریان از روی تیوب‌ها فشار کاهش یافته و در نزدیکی فن خروجی این مقدار به کمترین مقدار خود می‌رسد. با توجه به کانتورهای فشار نشان داده شده است هر چقدر زاویه کویل‌ها افزایش یابد افت فشار بیشتری برای جریان هوای عبوری اتفاق می‌افتد.



(b) زاویه ۱۲۰ درجه

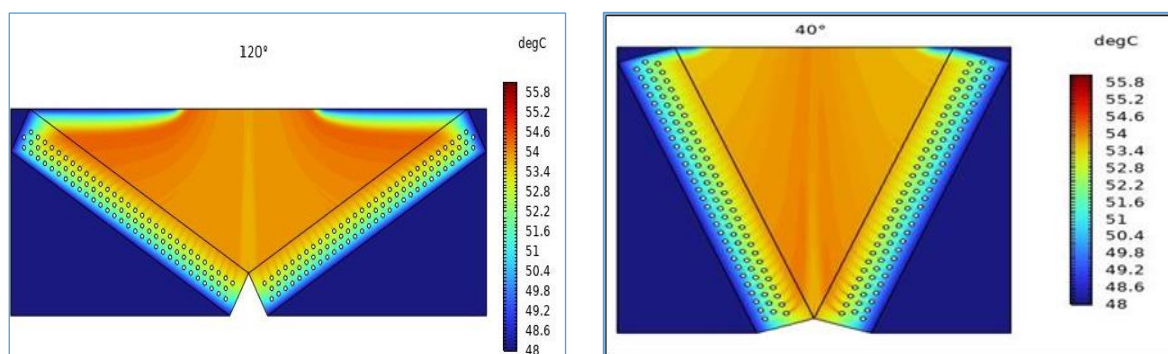
(a) زاویه ۴۰ درجه

شکل ۹: کانتور فشار روی کویل کندانسور V شکل در زوایای مختلف قرارگیری کویل

### بررسی کانتور دما در کندانسورها

مقادیر دمای هوای عبوری از روی کندانسورهای V شکل به ترتیب با زاویه‌های ۴۷، ۴۰، ۶۰، ۹۰، ۱۰۴، ۱۱۲ و ۱۲۰ محاسبه گردید که کانتورهای دما برای زاویه‌های ۴۰ و ۱۲۰ درجه در شکل‌های (۱۰a) و (۱۰b) نشان داده شده است. دمای هوای ورودی به کندانسور ثابت و در دمای ۴۸ درجه سانتی‌گراد وارد گردید. دمای فین‌ها و تیوب‌ها نیز ثابت و در دمای ۵۵ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شد. دقت در این شکل‌ها نشان می‌دهد که هوای ۴۸ درجه ورودی با عبور از روی کویل‌های کندانسور رفته‌رفته با افزایش دما روبرو شده و در خروج از روی کویل‌ها دمای هوا از مرز ۵۰ درجه سانتی‌گراد عبور می‌کند. از مقایسه میدان سرعت و دما با یکدیگر می‌توان نتیجه گرفت که تقریباً در هر مکان که سرعت جریان هوا کاهش می‌یابد هوا دارای دمای بیشتری نسبت به سایر نقاط می‌شود. این را می‌توان در قسمت‌های انتهایی و مرکزی V و نیز در عبور از روی تیوب‌ها مشاهده نمود. در نهایت با اختلاط هوای عبوری از این نقاط و هوای عبوری از نقاط دیگر دمای سیال اندکی متعادل‌تر شده و از کندانسور خارج می‌شود. روند تغییرات از شکل (۱۰a) تا شکل (۱۰b) بیان‌کننده این مطلب است که با افزایش زاویه  $\theta$  مقدار بیشینه دما از قسمت‌های مرکزی و انتهایی کندانسور جابجا شده و به تدریج به قسمت‌های فوقانی آن انتقال می‌یابد.





شکل ۱۰: میدان دمای هوای عبوری از روی کندانسور V شکل در زوایای مختلف قرارگیری کویل  
(a) زاویه ۴۰ درجه (b) زاویه ۱۲۰ درجه

### نتیجه‌گیری

در این پژوهش، سیستم تهویه مطبوع مرکزی واحد نمک‌زدایی متمرکز اهواز که یکی از کارخانجات زیر مجموعه شرکت ملی نفت ایران محسوب می‌شود مورد مطالعه قرار گرفت. این مجموعه که در واقع یک چیلر تراکمی است که از دو کمپرسور نیمه باز رفت و برگشتی با ظرفیت ۶۰ تن تبرید بهره می‌برد، از مبرد R-134a در آن استفاده شده است. در واحد بیرونی این چیلر از یک کندانسور هوا خنک V شکل با زاویه ۴۷ درجه استفاده شده است. سعی بر این بود تا بدون تغییر پارامترهای عملکردی این مجموعه راهی برای بهبود عملکرد کندانسور و در نتیجه افزایش کارایی آن یافته گردد. لذا جهت رسیدن به این هدف از روش‌های عددی و نرم‌افزار کامسول جهت مدل‌سازی استفاده شد. پس از بررسی انجام شده بر روی زوایای مختلف کویل کندانسور نتایج ذیل حاصل گردید:

- ۱- جریان هوا در قسمت تحتانی کویل کندانسور V شکل کمترین مقدار خود را دارا است و این عدد در انتهای‌ترین نقطه آن تقریباً صفر است.
- ۲- با فاصله گرفتن از قسمت تحتانی کویل V شکل سرعت جریان هوا افزایش می‌یابد.
- ۳- جریان هوا بر روی قسمت‌های فوقانی کویل بیشتر از قسمت‌های تحتانی آن تأثیر می‌گذارد.
- ۴- با دقت در نمودارهای جریان هوای خروجی از روی کویل‌ها مشخص می‌شود که با افزایش زاویه بین کویل‌های کندانسور ( $\theta$ )، به تدریج، تأثیر جریان هوا بر قسمت‌های تحتانی بیشتر شده و از تأثیر آن بر قسمت‌های فوقانی کاسته می‌شود. این مورد در کندانسور V شکل با زاویه ۹۰ درجه و بیشتر کاملاً مشخص است.
- ۵- در کندانسور با زاویه ۴۰ درجه تا ۶۰ درجه در بالاترین قسمت کویل‌ها، سرعت جریان هوا بدون برخورد با تیوب‌ها، به شدت افزایش می‌یابد ولی تأثیری بسیار اندکی بر انتقال حرارت دارد. این امر با افزایش زاویه  $\theta$ ، اصلاح شده و جریان هوا با تیوب‌ها برخورد نموده و انتقال حرارت مناسب‌تری صورت می‌پذیرد.
- ۶- حدود ۹۹/۹۹٪ درصد از مقدار انتقال حرارت تبادل شده در کندانسورهای هوا خنک از طریق انتقال حرارت جابجایی صورت می‌پذیرد. لذا با افزایش انتقال حرارت جابجایی می‌توان انتقال حرارت کل را به همان میزان افزایش داد.
- ۷- در کندانسورهایی که آرایش V شکل برای کویل‌های خود دارند، با افزایش زاویه بین وجه‌ها ( $\theta$ )، افت فشار بیشتر می‌شود. در این پژوهش، بیشترین مقدار برای کندانسور با زاویه ۱۲۰ درجه اتفاق افتاد.
- ۸- استفاده از دو ردیف فن بجای یک ردیف فن در خروجی کندانسور با کویل افقی (با فرض جریان هوای خروجی برابر در هر دو حالت)، هر چند موجب یکنواخت شدن جریان هوای عبوری از روی کویل‌ها شد و جریان هوای بیشتری بر تیوب‌های انتهایی تأثیر گذاشت ولی انتقال حرارت، نه تنها افزایش نیافت بلکه حدود ۰/۴٪ نیز کاهش یافت که دلیل آن کاهش آشفته‌گی جریان است.



## مراجع

- [۱] دیمی دشت بیاض، م.، ناظری بوری آبادی، ر.، محاسبه بیشینه ضریب عملکردی چیلرهای ساتنریفیوژ در اندازه‌های مختلف چیلردر بارگذاری جزئی، با تغییردرتعداد فن چگالنده، مجله مهندسی مکانیک، شماره پیاپی، ۸۳، جلد ۴۸، شماره ۲، ص ص ۱۲۰، ۱۱۳- تابستان ۱
- [2] Liu, J., Wei, W., Ding, G., Zhang, C., Fukaya, M., Wang, K., Inagaki, T., (2004). A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory. *International Journal of Refrigeration*, 27(8), pp 965-973.
- [3] Yashar, D.A., Domanski, P.A., Cho, H.H., (2011). An experimental and computational study of approach air distribution for a finned-tube heat exchanger. *HVAC&R Research*, 17(1), pp 76-85.
- [4] Deepakkumar, R., Jayavel, S., (2017). Air side performance of finned-tube heat exchanger with combination of circular and elliptical tubes. *Applied Thermal Engineering*, 119, pp 360-372.
- [5] Hashemabadi, M., Hajian, R., Pirkandi, J., Mansoori, S., Sadrvaghefi, S., (2023). Experimental investigation and performance comparison of two types of microchannel and Fin-tube condensers with R407c refrigerant in compression refrigeration cycle. *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 55(5), pp 577-594.
- [6] Hatrash, H.A.H.B., Tahir, I.N.I.B.M., Muhielden, M.W., (2023). Study on the Effects of Tube Arrangements to the Heat Transfer Performance of Evaporator Chiller System Based on Industrial Standards. In *International Conference on Mechanical Engineering Research* (pp 641-654). Singapore: Springer Nature Singapore.
- [7] Liu, X., Wang, M., Liu, H., Chen, W., Qian, S., (2021). Numerical analysis on heat transfer enhancement of wavy fin-tube heat exchangers for air-conditioning applications. *Applied Thermal Engineering*, 199, p 117597.
- [8] Kumbhar, A., Gulhane, N., Pandure, S., (2017). Effect of various parameters on working condition of chiller. *Energy procedia*, 109, pp 479-486.
- [9] Yang, K., Hao, X., Lin, Y., Xing, Q., Tan, H., Hu, J., Liu, X., (2021). An integrated system of water-cooled VRF and indirect evaporative chiller and its energy saving potential. *Applied Thermal Engineering*, 194, p 117063.
- [10] Ishaque, S., Kim, M.H., (2021). Numerical modeling of an outdoor unit heat exchanger for residential heat pump systems with nonuniform airflow and refrigerant distribution. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 175, p 121323.
- [11] Macchitella, S., Colangelo, G., Starace, G., (2023). Performance prediction of plate-finned tube heat exchangers for refrigeration: a review on modeling and optimization methods. *Energies*, 16(4), p 1948.
- [12] Shirvan, K.M., Mamourian, M., Mirzakhani, S., Ellahi, R., (2017). Numerical investigation of heat exchanger effectiveness in a double pipe heat exchanger filled with nanofluid: a sensitivity analysis by response surface methodology. *Powder Technology*, 313, pp 99-111.
- [13] Lee, T.S., Wu, W.C., Wang, S.K., (2012). Improved energy performance of air-cooled water chillers with innovative condenser coil configurations–Part I: CFD simulation. *International journal of refrigeration*, 35(8), pp 2199-2211.