

## بررسی عددی جریان هوای خروجی واحد بیرونی کولر گازی دو تکه و مطالعه‌ی تأثیر پنجره مشبک بر شدت جریان و فاصله پرتاب هوای خروجی

فرشاد مرادی کشکولی\*

سید عبدالله منصوری مهربان

حسین زارع

مجید سلطانی

محمدحسین حامدی

دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک، پژوهشگاه نیرو، مرکز تحقیقات مدیریت بارهای سرمایشی و تهویه مطبوع، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران  
فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، باشگاه پژوهشگران جوان و نخبگان، واحد یاسوج، دانشگاه آزاد اسلامی، یاسوج، ایران  
فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، شهرداری شیراز، شیراز، ایران  
استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، پژوهشگاه نیرو، مرکز تحقیقات مدیریت بارهای سرمایشی و تهویه مطبوع، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران  
استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

### چکیده

بررسی جریان هوای عبوری از واحد بیرونی کولر گازی و مطالعه‌ی تأثیر پنجره مشبک بر روی مشخصه‌های جریان هوای گرم خروجی دارای اهمیت زیادی به‌ویژه در مجتمع‌های آپارتمانی است. در این پژوهش، تأثیر دو نوع پنجره مشبک صنعتی (دایروی و مربعی) و یک پنجره مشبک پیشنهادی (طراحی شده با مقطع بال‌واره متقارن با هدف هدایت جریان در جهت دلخواه) بر شدت جریان و فاصله پرتاب هوا بررسی شده است. ارزیابی عددی رفتار جریان سیال شامل مدل‌سازی هندسی، تولید شبکه و حل جریان در فضای محاسباتی می‌باشد. برای شبیه‌سازی جریان درون فن از چارچوب مرجع چرخان و نیز مدل آشفتگی  $k-\epsilon$  تحقق‌پذیر استفاده شده است. مقایسه نتایج عددی و آزمایشگاهی برای واحد بیرونی با پنجره مشبک دایروی نشان داد که اختلاف نرخ جریان خروجی به‌طور متوسط در سه دور بالای فن، ۶/۲۴٪ است. نتایج حل جریان نشان دادند که پنجره مشبک باعث کاهش نرخ جریان هوای خروجی، افزایش فشار پشت پروانه و افزایش تعداد گردابه‌ها می‌شود. از طرف دیگر، از نقطه‌نظر عملکرد آیرودینامیک بی‌بعد و نیز فاصله پرتاب هوا، به‌ترتیب پنجره مشبک پیشنهادی و دایروی دارای بهترین عملکرد هستند.

واژه‌های کلیدی: واحد بیرونی کولر گازی دو تکه، پروانه‌ی محوری، پنجره مشبک، بازده مکانیکی فن، عملکرد آیرودینامیک بی‌بعد.

## Numerical Evaluation of Exit Air of outdoor unit of Split-type Air-conditioner and Study the Grille Effect on the Exit Air Throw Distance and the flow Rate

F. Moradi Kashkooli

Department of Mechanical Engineering - Niroo Research Institute, HVAC&R Management Research Center, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

S. A. Mansouri Mehryan

Young Researchers and Elite Club, Yasooj Branch, Islamic Azad University, Yasooj, Iran

H. Zarea

M.Sc. Graduate, Municipality of Shiraz Shiraz, Iran

M. Soltani

Department of Mechanical Engineering - Niroo Research Institute, HVAC&R Management Research Center, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

M. H. Hamed

Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

### Abstract

Investigation of the air-flow in outdoor-unit of air-conditioner and study the effect of grille on exit hot air-flow characteristics has a great importance, especially in apartment complexes. In this research, the effect of two types of industrial grille (circular and square) and a suggested grille (designed with symmetrical NACA-0012 cross-section to guide the flow in desired direction) on air-throw distance and flow rate have been investigated. Numerical evaluations of flow behavior include geometrical modeling, grid generation, and flow solution within the computational domain. Flow simulation within the fan has been made using the multiple reference frame (MRF) and also the realizable  $k-\epsilon$  turbulence model. For outdoor-unit with a circular grille, comparison between numerical and experimental results of three high-speed averages show 6.24 percent difference in exit flow rate. Results show that the grille of air outlet window reduces the exhaust air flow rate, increases the propeller's rear pressure, and increases the number of vortices. Beside, from the non-dimensional aerodynamic performance and also air-throw distance point of view, the proposed grille, and circular grille respectively have the best performance.

**Keywords:** Outdoor-unit of air-conditioner, Axial propeller, Grille, Fan mechanical efficiency, Non-dimensional aerodynamic performance.

هم‌زمان، استفاده از کولرهای گازی رشد چشم‌گیری یافته است. این فراوانی، باعث شده تا هوای گرم خروجی از آن‌ها به فضای سبز (درختان روبروی آن‌ها) و ساختمان‌های روبرو و مجاور (در مجتمع‌های

### ۱- مقدمه

صنعت کولر گازی در سال‌های اخیر پیشرفت زیادی داشته و

استفاده در صنعت تهویه مطبوع را با حضور و بدون حضور رادیاتور شبیه‌سازی کردند. برای شبیه‌سازی رادیاتور از فرض محیط متخلخل استفاده گردید. وانگ و وو [۱۷] به بررسی عددی تشکیل گردابه در پروانه‌ی فن یک کولر گازی پرداختند. میدان جریان دایم، تراکم‌ناپذیر و مغشوش درون فن جریان محوری با استفاده از مدل اغتشاشی تک‌معادله‌ای اسپالارت- آلماراس مورد بررسی قرار گرفت. جی و همکاران [۱۸] در یک پژوهش عددی و آزمایشگاهی به بررسی سیستم فن جریان محوری درون واحد بیرونی یک کولر گازی دو تکه‌ی دو طبقه پرداختند. آن‌ها ابتدا با استفاده از روش سرعت‌سنجی تصویر ذره، عملکردهای آیرودینامیک و آبروآکوستیک واحد بیرونی کولر گازی را بررسی کرده و سپس شبیه‌سازی عددی را انجام دادند. ژائو و همکاران [۱۹ و ۲۰] در دو مطالعه جداگانه به بررسی عددی و تجربی رفتار جریان و صدای آیرودینامیک فن محوری در واحد بیرونی یک کولر گازی با روشی حاصل از ترکیب شبیه‌سازی جریان با CFD و CAA پرداختند. آن‌ها برای بهبود عملکرد آیرودینامیک و کاهش صدای فن، در هندسه کولر اصلاحاتی را انجام دادند.

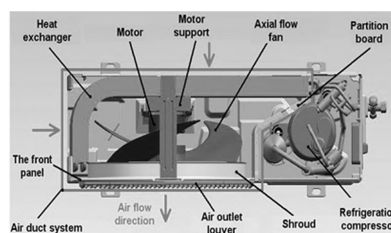
پنجره‌های مشبک خروجی هوا نیز از دیگر موارد چالش برانگیز در پژوهش‌های مربوط به کولر گازی می‌باشند [۲۰-۲۳]. هو و دینگ [۲۰] تأثیر پنجره خروجی هوا را بر روی صدای ایجاد شده توسط واحد بیرونی یک کولر گازی دو تکه بررسی کردند. آن‌ها شدت‌های آشفتگی نسبی را محاسبه کرده و تأثیر عرض و مجرای منحنی حلقه‌ی خروجی را مورد بررسی قرار دادند. در یک پژوهش دیگر [۲۱]، آن‌ها تأثیر شکل و قطر پره‌های پنجره مشبک خروجی هوا را بر روی صدای ایجاد شده توسط واحد بیرونی کولر گازی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج محاسبه‌ها و آزمایش‌ها نشان دادند که شکل دایروی پنجره مشبک در کاهش صدا مناسب‌تر از شکل مستطیلی می‌باشد. آلیچ و همکاران [۲۲] تأثیر پنجره مشبک را بر روی مشخصه‌های کلی جریان و همچنین بازده یک فن جریان محوری به‌صورت عددی و تجربی بررسی کردند. در یک مطالعه دیگر [۲۳]، آن‌ها روشی را برای اصلاح هندسه پنجره مشبک ارائه داده و از نتایج اندازه‌گیری‌ها در نقطه عمل‌کرد بهینه، برای مدل کردن منحنی پنجره مشبک بهینه استفاده کردند.

طبق جستجوهای انجام‌شده، تا کنون مدل‌سازی هندسی و شبیه‌سازی جریان در پروانه‌ی محوری واحد بیرونی کولر گازی دو تکه با در نظر گرفتن پره‌های راهنمای خروجی، صورت نگرفته است. در تحقیق حاضر، از طراحی به‌کمک رایانه و دینامیک سیالات محاسباتی برای به‌دست آوردن منحنی‌های مشخصه فن، بررسی جریان عبوری از واحد بیرونی و تأثیر پنجره مشبک بر روی مشخصه‌های جریان هوای خروجی به‌خصوص فاصله پرتاب و شدت جریان استفاده شده است. به‌کارگیری پره‌های راهنمای خروجی با سطح مقطع بال‌واره و اضافه کردن آن به هندسه واحد بیرونی برای منحرف کردن جریان در جهت موردنظر از دیگر کارهای انجام‌شده می‌باشد. بررسی تأثیر ساختار واحد بیرونی (شامل رادیاتور و پنجره مشبک و سایر اجزا) بر روی عملکرد فن محوری، بررسی کامل جریان در دو نمونه پرکاربرد از پنجره‌های مشبک و طراحی و ارائه یک پنجره مشبک جدید و کاربردی با توجه به اهداف مورد بررسی از جمله دستاوردهای پژوهش حاضر می‌باشند. مراحل انجام شده برای دستیابی به اهداف این تحقیق در ادامه فهرست شده است: اندازه‌گیری و به‌دست آوردن مشخصات هندسی اجزای واحد

آپارتمانی) آسیب‌های زیادی رسانده و افرادی را که در حال عبور از جلو آن‌ها هستند، تحت آثار نامطلوبی قرار دهد. جهت رفع این مشکل، این مقاله به بررسی نحوه‌ی خروج هوا و تأثیر پنجره مشبک واحد بیرونی یک کولر گازی دو تکه بر روی مشخصه‌های جریان به‌ویژه فاصله پرتاب و شدت جریان با مدل‌سازی هندسی و شبیه‌سازی جریان پرداخته است.

واحد بیرونی کولر گازی در ظاهر دارای شکل هندسی بسیار ساده‌ای است، اما اجزای درونی آن هندسه‌های پیچیده‌ای دارند. این اجزا شامل کمپرسور، موتور الکتریکی، مبادله‌کن گرما، پروانه محوری، پنجره مشبک و پوسته‌ی کولر می‌باشند. در شکل ۱، نمای از واحد بیرونی یک کولر گازی دو تکه همراه با قسمت‌های مختلف آن و همچنین مسیر جریان هوا در ورود و خروج کولر [۱] نمایش داده شده است. کولر گازی مورد مطالعه از نوع مستر اسلیم مدل MUH-A30VD ساخت شرکت میتسوبیشی ژاپن و با ظرفیت خنک‌سازی ۳۰۰۰۰ BTU/H می‌باشد [۲].

تولید مدل هندسی اجسام با هندسه‌ی پیچیده و شبیه‌سازی جریان درون مجراهای ماشین‌های دوار اخیراً مورد توجه قرار گرفته است [۳-۴]. این پژوهش‌ها به استفاده از طراحی به کمک رایانه (CAD) برای مدل‌سازی و دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) برای شبیه‌سازی جریان و حل معادلات حاکم تأکید داشته‌اند [۴-۵]. شبیه‌سازی جریان عبوری از واحد بیرونی کولر گازی دو تکه نیازمند تولید مدل‌های هندسی سه‌بعدی دقیق از اجزای آن می‌باشد. در این پژوهش، ترکیبی از روش‌های اندازه‌گیری مستقیم و غیرمستقیم برای مدل‌سازی پروانه‌ی محوری به‌کار گرفته شده است. این روش مبتنی بر استفاده هم‌زمان از ابزارهای اندازه‌گیری و نرم‌افزارهای طراحی به‌کمک رایانه می‌باشد. سپس به‌دلیل هندسه پیچیده اجزای کولر گازی، شبکه‌ی محاسباتی بی‌سازمان چهار وجهی بر روی آن تولید شده است. در نهایت با اعمال شرایط مرزی مناسب، جریان سیال عبوری از واحد بیرونی کولر گازی شبیه‌سازی شده است.



شکل ۱- نمای از واحد بیرونی یک کولر گازی دو تکه با قسمت‌های مختلف آن [۱]

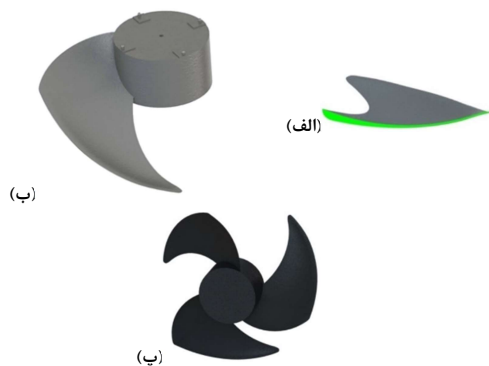
در سال‌های اخیر، پژوهش‌های زیادی در زمینه شبیه‌سازی و بررسی جریان در واحد بیرونی کولر گازی انجام شده است. این بررسی‌ها بیشتر در راستای شناسایی منابع ایجاد صدا، کاهش صدا و ارتعاش فن درون کولر [۶-۹]، آنالیز ترمودینامیک کولر [۱۰]، پیدا کردن مکان بهینه برای نصب کولر با استفاده از شبیه‌سازی عددی [۱۱-۱۲]، ارتقای بازدهی و عملکرد کولر، تحلیل جریان درون و اطراف کولر و همچنین پروانه‌ی محوری کولر گازی [۱۳-۱۵] می‌باشد. آمانو و همکاران [۱۶] جریان ناپایدار حول یک فن جریان محوری مورد

جدول ۱- مشخصات هندسی پروانه محوری مورد مطالعه

نوع کمیت	اندازه کمیت
گام پره‌ها	۴۸۱ میلی‌متر
قطر نوک پره (بیشترین قطر در جهت شعاعی)	۴۶۰ میلی‌متر
بیشترین قطر پره در جهت محوری	۱۶۸ میلی‌متر
قطر هاب پروانه	۱۶۰ میلی‌متر
طول هاب پروانه	۹۰ میلی‌متر
نسبت قطر هاب به قطر نوک پروانه	۰/۳۴۷
قطر کانال خروجی فن	۵۰۰ میلی‌متر
طول کانال خروجی فن	۳۵ میلی‌متر
لغی بین پروانه و کانال خروجی فن	۲۰ میلی‌متر

نرم‌افزار، وظیفه ذخیره کردن اطلاعات هر نقطه، متصل کردن نقاط به هم و در نهایت، ایجاد یک سطح (مقطع) را دارد. پس از ایجاد چند مقطع، در مرحله بعد سطوح انتقال یافته با استفاده از روش‌های برازش منحنی به هم متصل شده و انحناهای نهایی به دست می‌آید.

در شکل ۲ مراحل مختلف ایجاد مدل هندسی پروانه‌ی محوری نشان داده شده است. در این روش، در صورتی که انحنای به دست آمده از مدل، دقت کافی نداشته باشد، تعداد سطوح برش خورده و انتقال یافته افزایش می‌یابد. ممکن است پس از تولید مدل هندسی پره، مدل دارای نقص‌هایی باشد که این نقص‌ها در دو مرحله برطرف می‌شود. مرحله نخست در نرم‌افزار طراحی هندسه و در قسمت تولید سطح مقطع‌ها می‌باشد. با توجه به تعداد نقطه‌های زیادی که برای ترسیم هر سطح مقطع استفاده شده است، در صورت وجود نقطه‌ای با داده‌ی نامناسب، آن نقطه کاملاً مشخص شده و اصلاح شده است. مرحله دوم، بازبینی هندسه در نرم‌افزار تولید شبکه می‌باشد.



شکل ۲- مراحل مختلف ایجاد مدل هندسی فن جریان محوری پروانه‌ای (الف) نمایی از یکی از مقاطع بریده شده مدل پروانه محوری (ب) ایجاد توبی و یکی از پره‌های مدل پروانه محوری (ت) مدل نهایی پروانه محوری

## ۲-۲- مدل‌سازی هندسی پنجره مشبک

به‌طور کلی پنجره‌های مشبک خروجی هوا دارای دو وظیفه اصلی می‌باشند: ۱- محافظت کردن از فن جریان محوری، کمپرسور و مبادله‌کن گرما، ۲- خارج کردن جریان هوای خروجی به‌طور مناسب و در جهت موردنظر.

بیرونی کولر گازی دو تکه، مدل‌سازی هندسه‌های به دست آمده، تولید شبکه در فضای محاسباتی جریان سیال، اعمال شرایط مرزی، انجام حل‌های نمونه برای اعتبار سنجی مدل و بررسی فرضیه‌های شبیه‌سازی، حل جریان‌های عددی در دوره‌های مختلف، حل جریان‌های عددی به‌منظور به دست آوردن منحنی مشخصه و بیشینه بازده فن، حل جریان‌های عددی با سه پنجره‌ی مشبک ذکر شده، و تحلیل رفتار جریان سیال براساس نتایج شبیه‌سازی‌ها.

## ۲- مدل‌سازی هندسی

مدل‌سازی هندسی واحد بیرونی کولر گازی به دلیل دارا بودن پیکره‌های متشکل از اجزای مختلف، فرآیند مشکل و زمان‌بری محسوب می‌شود. برای تسهیل این فرآیند، هندسه‌ی پیچیده‌ی واحد بیرونی به هندسه‌های ساده‌تر، تفکیک شده است. هر هندسه به‌طور جداگانه مدل‌سازی و با برهم‌نهی آن‌ها، مدل نهایی با استفاده از نرم‌افزار سالیدورکس ایجاد شده است.

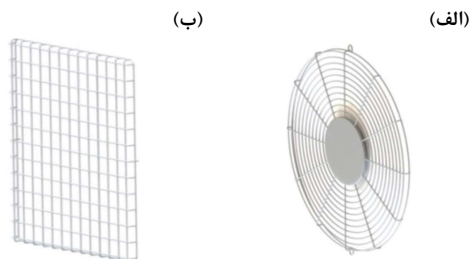
### ۲-۱- مدل‌سازی هندسی پروانه فن

فن مورد استفاده در واحد بیرونی کولر گازی دو تکه از نوع جریان محوری پروانه‌ای است. فن‌های پروانه‌ای ساده‌ترین، سبک‌ترین و ارزان‌ترین نوع فن‌های جریان محوری هستند که برای جابجایی حجم زیاد هوا و اختلاف فشار استاتیک کم استفاده می‌شوند [۲۴]. پروانه‌ی محوری، پیچیده‌ترین هندسه‌ی موجود در این سیستم را داراست. برای به دست آوردن مدل هندسی، ابتدا بایستی ابعاد جسم موردنظر اندازه‌گیری شود. برای این منظور، روش‌های مختلفی نظیر اسکن لیزری، قالب‌گیری، استفاده از وسایل اندازه‌گیری مانند کولیس، ریزسنج و روش‌های دیگر وجود دارد، اما هر کدام از این روش‌ها و ابزارها بسته به هندسه‌ی جسم محدودیت‌هایی دارند. انحناهای شدید و ضخامت کم و متغیر موجود در هندسه‌ی پروانه باعث شده تا ابزارهای اندازه‌گیری به‌تنهایی نتوانند موقعیت دقیق نقاط روی پروانه را تعیین کنند. بنابراین برای تعیین مدل هندسی پروانه راهکارهای دیگری ارایه شده است. مجموعه این راهکارها منجر به فرآیند جدیدی در به دست آوردن هندسه‌ی پیچیده‌ی اجسام شده است [۳ و ۶]. بدین منظور، مدل‌سازی هندسی پروانه با اندازه‌گیری ابعاد با استفاده از وسایل اندازه‌گیری مستقیم و استفاده‌ی هم‌زمان از نرم‌افزار مدل‌سازی صورت پذیرفته است. جدول ۱ مشخصات هندسی پروانه محوری مورد نظر را نشان می‌دهد.

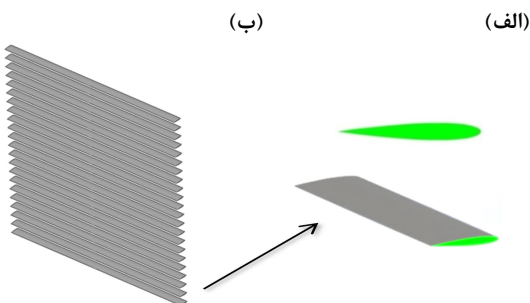
پروانه محوری مورد بررسی دارای سه پره یکسان از نوع خم به جلو می‌باشد. در مدل‌سازی هندسی، با توجه به تقارن ۱۲۰ درجه‌ای پره‌ها، یکی از آن‌ها در چند مقطع (در این‌جا شش مقطع) برش داده می‌شود و اطلاعات تعداد نقاط کافی از هر مقطع به نرم‌افزارهای مدل‌سازی انتقال می‌یابد.

است که بتواند به خوبی فضای اطراف واحد بیرونی را برای دست‌یابی به اهداف موردنظر پوشش دهد. ارتفاع کولر گازی با D مشخص شده است. همچنین، دامنه محاسباتی به صورت دو ناحیه‌ی بالادست واحد بیرونی به ابعاد  $5D \times 5D \times 2D$  و ناحیه‌ی پایین‌دست واحد بیرونی به ابعاد  $5D \times 5D \times 6D$  تعریف شده‌اند.

برای اطمینان از درستی حل، ابتدا استقلال از شبکه به‌طور کامل مورد بررسی قرار گرفته است. برای این منظور، شش شبکه



شکل ۳- مدل هندسی پنجره‌های مشبک (الف) دایروی (ب) مربعی



شکل ۴- مدل هندسی پنجره مشبک طراحی شده (الف) سطح مقطع NACA0012 و مدل سه‌بعدی پره راهنما (ب) مدل سه‌بعدی پنجره مشبک طراحی شده (پیشنهادی)

با تعداد سلول‌ها و تراکم‌های مختلف ایجاد شده و دبی حجمی سیال به‌عنوان شاخص برای انتخاب شبکه‌ی بهینه تعیین شده است. سرعت کارکرد فن،  $790 \text{ rpm}$  در نظر گرفته شده و با توجه به نتایج آزمایشگاهی در این سرعت دورانی، درصد اختلاف نرخ جریان خروجی شبیه‌سازی عددی با مقادیر تجربی محاسبه شده و در جدول ۲ نشان داده شده است. در پژوهش حاضر، با توجه به تغییر بسیار کم نرخ جریان خروجی حاصل از شبیه‌سازی بین شبکه‌های ۵ و ۶ و نیز هزینه‌ی محاسباتی بالاتر شبکه ۶، شبکه ۵ به‌عنوان شبکه‌ای بهینه و قابل قبول برای روند دینامیک سیالات محاسباتی در نظر گرفته شده و در ادامه‌ی حل‌ها، شبیه‌سازی‌ها با استفاده از این شبکه انجام شده است. شبکه‌ی محاسباتی روی سطح واحد بیرونی در شکل ۵ نشان داده شده است. شبکه‌ها به دو ناحیه‌ی چرخان و ثابت تقسیم شده‌اند. بخش چرخان شبکه‌ها، یک ناحیه‌ی استوانه‌ای است و بخش دیگر، شامل ناحیه‌های ثابت بدون چرخش هستند.

شکل‌ها و جهت‌های مختلف پنجره مشبک منجر به شرایط مختلف جریان خروجی از واحد بیرونی می‌شوند. شکل رایج پنجره‌های مشبک می‌تواند به‌صورت دایروی یا مربعی باشد که بر روی میدان جریان هوای خروجی و مشخصه‌های جریان مانند فشار و سرعت تأثیرگذار هستند. در این پژوهش، دو نوع صنعتی از پنجره‌های مشبک دایروی و مربعی (این دو نوع پنجره مشبک امروزه به‌طور گسترده‌ای در محصولات کولر گازی مورد استفاده قرار می‌گیرند) و یک پنجره مشبک پیشنهادی (که با توجه به اهداف این پژوهش طراحی شده) مورد بررسی قرار گرفته شده است. در شکل ۳- (الف)، مدل هندسی پنجره مشبک دایروی نشان داده شده است. این پنجره مشبک از ۱۲ پره‌ی حلقوی و ۱۲ پره‌ی شعاعی با سطح مقطع دایره تشکیل شده و دارای قطر  $500 \text{ mm}$  می‌باشد. فاصله‌ی بین پره‌های شعاعی،  $30^\circ$  در جهت محیطی است و قطر سطح مقطع آن‌ها نیز،  $2/76 \text{ mm}$  می‌باشد.

نوع دوم، پنجره مشبک مربعی است با ابعاد  $520 \times 520 \text{ mm}$  که متشکل از ۱۵ پره افقی و ۱۵ پره عمودی است. فواصل بین میله‌های افقی و عمودی از هم برابر با  $38 \text{ mm}$  می‌باشد. در شکل ۳- (ب)، نمایی از مدل هندسی پنجره مشبک مربعی ایجاد شده، نمایش داده شده است.

در مرحله بعد، به مدل‌سازی پنجره مشبک پیشنهادی (پنجره مشبک مربعی با پره‌های راهنمای خروجی) می‌پردازیم. این پره‌ها به‌منظور انحراف جهت جریان خروجی در جهت دلخواه طراحی شده‌اند و دارای مقطع بال‌واره متقارن<sup>۱</sup> می‌باشند. حداکثر ضخامت این مقاطع برابر با قطر سطح مقطع پره‌های پنجره مشبک‌های دایروی و مربعی در نظر گرفته شده است. این مقدار برابر با  $2/76 \text{ mm}$  بوده، بنابراین طول وتر آن  $23 \text{ mm}$  می‌باشد. تعداد ۲۲ عدد از این پره‌ها در فاصله‌های برابر  $23 \text{ mm}$  از یکدیگر، در قسمت جلوی کولر نصب می‌شوند. شکل ۴، مدل سه‌بعدی پنجره مشبک طراحی شده (پیشنهادی) و سطح مقطع یکی از این پره‌ها را نشان می‌دهد.

### ۳- تولید شبکه محاسباتی

تولید شبکه محاسباتی یکی از مهم‌ترین و زمان‌برترین بخش‌های شبیه‌سازی عددی است. در مسایل ماشین‌های دوار، از آن‌جا که دیواره‌ها و پره‌ها دارای انحنای زیاد هستند، شبکه بی‌سازمان با سلول‌های چهار وجهی اگرچه زمان حل را نسبت به شبکه باسازمان افزایش می‌دهد، اما تطبیق بهتری با هندسه دارد و برای هندسه‌های پیچیده این قابلیت را دارد که با تعداد سلول کمتر، انحنای جسم را به‌طور مطلوب ایجاد کند. این امر هزینه‌های محاسباتی را به میزان زیادی کاهش می‌دهد [۲۵]. بنابراین به‌دلیل کارایی مناسب شبکه‌های بی‌سازمان، از این نوع شبکه در نواحی با هندسه‌های پیچیده استفاده شده است. در این پژوهش، گسسته‌سازی فضای سه‌بعدی مدل هندسی مجراهای عبور سیال با استفاده از نرم‌افزار Gambit صورت گرفته است و هندسه‌ی مجراهای عبور سیال داخل واحد بیرونی کولر گازی دو تکه به‌صورت سه‌بعدی در آن مدل شده است.

ناحیه مربوط به دامنه محاسباتی به گونه‌ای در نظر گرفته شده

<sup>۱</sup> NACA-0012

ثابت، در دستگاه مختصات چرخان حل شده است. منطقی سوم، فضای بالادست و پایین دست اطراف واحد بیرونی می باشد که این ناحیه هم در دستگاه مختصات ثابت مدل شده است.

جریان سیال در ماشین های دوار به دلیل سرعت بالای دورانی آشفته است. برای حل معادله مومنوم نیاز به یک مدل ریاضی برای تنش های نوسانی آشفته می باشد. برای شبیه سازی جریان آشفته، از مدل k-ε<sup>2</sup> تحقق پذیر<sup>3</sup> استفاده شده است. در این مدل، انرژی جنبشی آشفته<sup>2</sup> (k) و نرخ استهلاک آشفته<sup>2</sup> (ε) از معادلات (۳) و (۴) به دست آمده است [۲۶].

$$\text{div}(\rho kV) = \text{div}[\mu_t \text{grad}(k)] + 2\mu_t \bar{e}_{ij} \bar{e}_{ij} - \rho \epsilon \quad (3)$$

$$\text{div}(\rho kV) = \text{div} \left[ \frac{\mu_t}{1.3} \text{grad}(\epsilon) \right] + 2.88 \frac{\epsilon}{k} \mu_t \bar{e}_{ij} \bar{e}_{ij} + 1.92 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4)$$

طبق قانون دوم نیوتن، نرخ کلی تغییرات اندازه حرکت برابر نیروهای وارد بر جسم است. محاسبه نیروهای حجمی وارد بر سیال در ماشین های دوار قابل صرف نظر کردن نیستند، زیرا این نیروها شامل نیروهای کوریولیس و گریز از مرکز هستند که به صورت معادله (۵) بیان شده است [۲۷]. در این رابطه  $\bar{W}$  سرعت نسبی،  $\bar{\omega}$  سرعت دورانی فن و  $\bar{T}$  بردار موقعیت است.

$$\bar{F} = \bar{F}_{\text{Coriolis}} + \bar{F}_{\text{Centrifugal}} = -\rho(2\bar{\omega} \times \bar{W}) - \rho(\bar{\omega} \times \bar{\omega} \times \bar{T}) \quad (5)$$

یکی از کمیت های بررسی شده در این مطالعه، بازده مکانیکی فن می باشد. بازده مکانیکی فن برابر است با کار مفید خروجی بر کل کار ورودی که در رابطه (۶) [۵] نشان داده شده است. در این رابطه، P فشار استاتیک، Q نرخ جریان حجمی، T گشتاور و  $\omega$  سرعت دورانی فن می باشد. هر فن شامل یک محدوده عملکرد توصیه شده می باشد که اگر در این محدوده کار کند، بیشترین بازدهی و کمترین تولید صدا را خواهد داشت. منحنی عملکرد بهینه ی هر فن منطبق یا نزدیک به نقطه ی حداکثر در منحنی بازده می باشد.

$$\text{Fan Mechanical Efficiency} = \frac{PQ}{T\omega} \quad (6)$$

در این پژوهش علاوه بر معادله های حاکم، از کمیت عملکرد آیرودینامیک بی بعد برای مقایسه ی دبی خروجی از واحد بیرونی استفاده شده است. برای این منظور، دو پارامتر  $\Phi$  و  $n_s$  که به ترتیب دبی خروجی بی بعد شده و سرعت دورانی بی بعد شده را نشان می دهند، به صورت زیر تعریف شده است:

$$\Phi = \frac{Q}{\pi r_{\text{tip}}^2 u_{\text{tip}}} \quad (7)$$

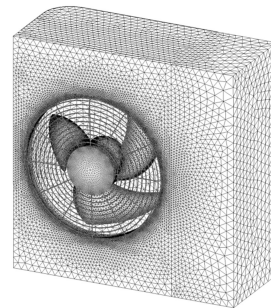
$$n_s = \frac{n}{n_{\text{max}}} \quad (8)$$

#### ۴-۱- شرایط مرزی

در این پژوهش، فشار ورودی ها و خروجی های جریان در ناحیه ی بالادست و پایین دست واحد بیرونی، فشار اتمسفر است. فرض می شود که شرط عدم لغزش در دیواره های واحد بیرونی کولر گازی برقرار است. برای شبیه سازی جریان عبوری از رادیاتور کولر گازی، فرض محیط متخلخل استفاده شده است. رادیاتور به عنوان یک محیط متخلخل نازک، ضخامت محدودی دارد که افت فشار در آن به صورت ترکیبی از

جدول ۲- ارزیابی شبکه های مختلف

شماره شبکه	تعداد سلول	درصد اختلاف نرخ جریان خروجی شبیه سازی عددی با مقادیر تجربی
۱	۶۳۲,۱۴۲	٪ ۱۲/۴۸
۲	۹۸۸,۲۳۸	٪ ۱۰/۷۶
۳	۱,۴۰۱,۱۲۵	٪ ۸/۹۱
۴	۱,۸۶۳,۷۴۱	٪ ۷/۸۵
۵	۲,۲۲۷,۳۲۲	٪ ۷/۴۳
۶	۲,۷۵۱,۷۶۹	٪ ۷/۳۷



شکل ۵- شبکه های محاسباتی واحد بیرونی کولر گازی

#### ۴-۲ معادله های حاکم، شرایط مرزی و شرایط حل جریان

معادله های حاکم شامل معادله های بقای جرم و اندازه حرکت است. به دلیل اینکه سیال عبوری از پروانه، هوا می باشد و عدد ماخ جریان کمتر از ۰/۳ است، جریان تراکم ناپذیر فرض شده است. معادله های بقای جرم و اندازه حرکت به صورت برداری برای جریان سیال لزج تراکم ناپذیر برای یک مرجع دوار در رابطه های (۱) و (۲) آورده شده است [۲۶].

$$\nabla \cdot \bar{V} = 0 \quad (1)$$

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

در این معادلات  $\rho$  چگالی، P فشار،  $\mu$  لزجت دینامیکی،  $\bar{V}$  بردار سرعت سیال و  $\bar{F}$  جمع برداری نیروهای حجمی وارد بر سیال در واحد حجم است.

در این پژوهش، از روش چارچوب مرجع چندگانه<sup>۱</sup> (MRF) استفاده شده است [۲۶-۲۷] و چارچوب مرجع به کار گرفته شده از نوع چارچوب مرجع چرخان<sup>۲</sup> است، بنابراین نیروهای کوریولیس و گریز از مرکز به معادله های مومنوم برای سیال در حال عبور از فن، اضافه می شوند. بدین ترتیب نواحی سیال به ناحیه های چرخان و ساکن تقسیم شده و توسط سطوح مشترک به هم مرتبط می شوند.

فضای محاسباتی به سه ناحیه تقسیم بندی شده است: ناحیه ی اول، داخل محفظه کولر گازی می باشد که به دلیل ساکن بودن، در دستگاه مختصات ثابت، مدل سازی شده است. ناحیه ی دوم، ناحیه ی استوانه ای محیط بر پروانه می باشد که به دلیل داشتن سرعت دورانی

<sup>1</sup> Multiple Reference Frame (MRF)

<sup>2</sup> Rotational Reference Frame (RRF)

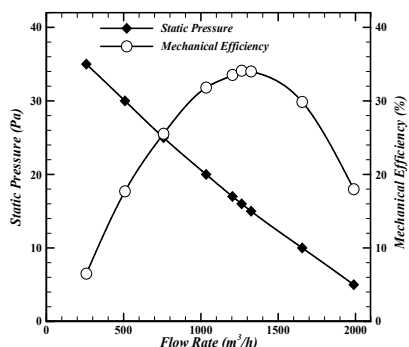
<sup>3</sup> Realizable

### ۵- نتایج

در این قسمت، نتایج شبیه‌سازی برای به‌دست آوردن منحنی عملکرد فن، مشخصه‌های جریان شامل سرعت و فشار و همچنین الگوی خطوط جریان برای واحد بیرونی کولر گازی دو تکه با پنجره مشبک تشریح شده است.

#### ۵-۱- نمودارهای پیش‌بینی عملکرد فن

یکی از اهداف شبیه‌سازی جریان درون فن‌ها، به‌دست آوردن منحنی مشخصه می‌باشد. تولیدکنندگان فن برای کمک به طراحان در انتخاب فن مناسب، منحنی عملکرد آن را تهیه می‌کنند. به‌منظور بررسی عملکرد فن مورد مطالعه، منحنی‌های مشخصه به‌صورت منحنی‌های فشار استاتیک و بازده مکانیکی-نرخ جریان در شکل ۷ ارائه شده است. با افزایش دبی جریان، مقدار فشار استاتیک ایجاد شده در فن جریان محوری پروانه‌ای کاهش یافته است، همچنین، بازده مکانیکی فن در  $1263/6 \text{ m}^3/\text{h}^{-1}$  دارای مقدار بیشینه ۳۴٪ می‌باشد.



شکل ۷- فشار استاتیک و بازده مکانیکی برحسب نرخ جریان

#### ۵-۲- صحت‌سنجی نتایج همراه با بررسی مدل‌های آشفتگی مختلف

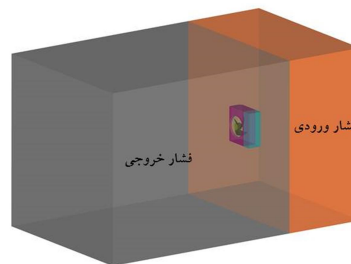
برای اعتبارسنجی نتایج، نرخ جریان حجمی خروجی به‌دست آمده از شبیه‌سازی عددی با مدل‌های آشفتگی مختلف با داده‌های آزمایشگاهی که از کاتالوگ مربوط به کولر گازی [۲] استخراج شده‌اند، مطابق شکل ۸ مورد مقایسه قرار می‌گیرد. بر اساس اطلاعات کاتالوگ کولر گازی [۲]، شرایطی که در آن مقادیر آزمایشگاهی به‌دست آمده است بر مبنای استاندارد ISO 5151:2010 می‌باشد. این استاندارد برای واحدهای داکت‌دار (کانالی) در نرخی کمتر از ۸ kW و در فشار خارجی استاتیک کمتر از ۲۵ Pa در نظر گرفته شده است. مدل آشفتگی k-ε تحقق‌پذیر در مقایسه با سایر مدل‌ها نزدیکترین جواب‌ها را به مقادیر تجربی می‌دهد. اختلاف نرخ جریان خروجی حاصل از شبیه‌سازی و نرخ جریان تجربی به‌طور متوسط در سه دور پایین فن، ۵/۸۳٪ است، در صورتی که در سه دور بالای فن، این مقدار ۶/۶۶٪ می‌باشد. در ادامه تحقیق از این مدل آشفتگی برای شبیه‌سازی‌های مختلف استفاده شده است.

قانون دارسی به‌علاوه‌ی جمله‌ی افت اینرسی است. افت فشار در رادیاتور با رابطه‌ی (۹) به‌دست می‌آید [۲۸]:

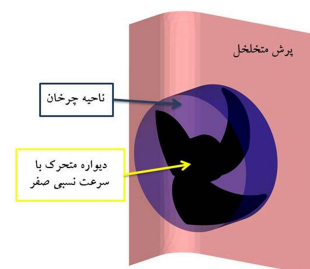
$$\Delta p = -\left(\frac{\mu}{K}v + \frac{1}{2}\rho C_2 v^2\right)\Delta m \quad (9)$$

در این رابطه،  $\mu$  لزجت دینامیکی سیال،  $K$  متوسط نفوذپذیری<sup>۱</sup> محیط متخلخل،  $C_2$  ضریب پرش متخلخل،  $v$  سرعت عمود بر سطح متخلخل و  $\Delta m$  متوسط ضخامت محیط متخلخل می‌باشد. مقادیر پارامترهای  $K$ ،  $C_2$  و  $\Delta m$  برای این مسئله به‌ترتیب  $10^{-7} \text{ m}^2$ ،  $1/488 \times 10^{-1}$  و  $78/204 \text{ m}$  در نظر گرفته شده‌اند. شرایط مرزی حل جریان در فضای محاسباتی، ناحیه چرخان، فن جریان محوری و مبادله‌کن گرما در شکل ۶ نشان داده شده است.

(الف)



(ب)



شکل ۶- شرایط مرزی حل جریان، (الف) فضای محاسباتی (ب) ناحیه چرخان، فن جریان محوری و مبادله‌کن گرما

#### ۴-۲- شرایط حل جریان

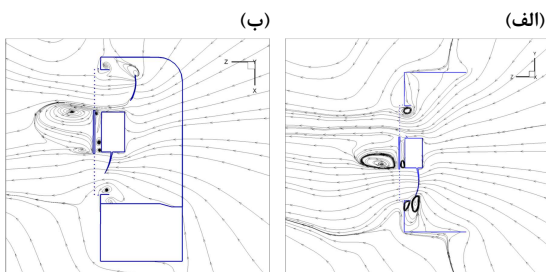
شرایط حل جریان لزج، تراکم‌ناپذیر و سه‌بعدی با سیال هوا در واحد بیرونی کولر گازی فرض شده است. معیارهای مختلفی برای بررسی همگرایی وجود دارد. در این مسئله، گسسته‌سازی معادلات با روش پادبادسوی مرتبه دوم و الگوریتم حل سرعت و فشار با روش SIMPLE صورت گرفته است. یکی از این معیارها، معیار باقی‌مانده‌ها می‌باشد. از دیگر معیارهای همگرایی مورد استفاده در این پژوهش، بررسی تغییرات خصوصیات میدان جریان سیال مانند فشار و دبی است. بر این اساس، با رسیدن مقدار باقی‌مانده‌ها به  $10^{-6}$ ، دبی در خروجی طی تکرارهای متوالی مقدار ثابتی را به خود اختصاص داده است. از طرفی، برای اطمینان مجدد از همگرایی حل، اختلاف دبی ورودی و خروجی نیز محاسبه شده است. در این پژوهش پس از همگرایی حل، این مقدار از مرتبه  $10^{-8}$  در نظر گرفته شده است.

<sup>1</sup> Permeability



جهت جریان را در مقاطع مختلف مشاهده نمود. هم‌چنین محل ایجاد گردابه‌ها نیز مشخص خواهد شد.

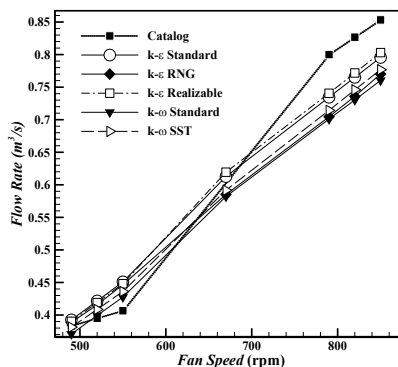
گردابه‌ها باعث گرفتگی مجرای جریان شده و افت فشار و دبی را ایجاد می‌کنند. در شکل ۱۰ دو مقطع برای نمایش خطوط جریان نشان داده شده است. در شکل ۱۰-الف)، دوران پروانه و برهم‌کنش آن با دیواره‌ای ثابت (کانال خروجی هوا) باعث ایجاد ۳ گردابه در نزدیکی کانال خروجی شده است. از طرف دیگر، در ناحیه‌ی بین توپی و دیسک جلو پنجره مشبک دایروی، جریان برگشتی و گردابه‌هایی ایجاد شده است. بزرگترین گردابه در این شکل در قسمت جلویی دیسک پنجره مشبک تشکیل شده است. هم‌چنین در شکل ۱۰-ب)، ۹ گردابه‌ی تشکیل شده در واحد بیرونی کولر گازی نشان داده شده است. ۳ گردابه در فضای بین توپی و دیسک پنجره مشبک، ۲ گردابه در قسمت جلویی دیسک پنجره مشبک، یک گردابه در نوک پره و ۴ گردابه در کنار کانال خروجی تشکیل شده است. علت تشکیل این گردابه‌ها، برهم‌کنش میان جریان چرخشی حاصل از پروانه و با کانال خروجی هوا می‌باشد.



شکل ۱۰- خطوط جریان در واحد بیرونی کولر گازی با پنجره مشبک دایروی (الف) نمای جانبی (ب) نمای از بالا

#### ۵-۵- نتایج شبیه‌سازی برای حالت بدون پنجره مشبک

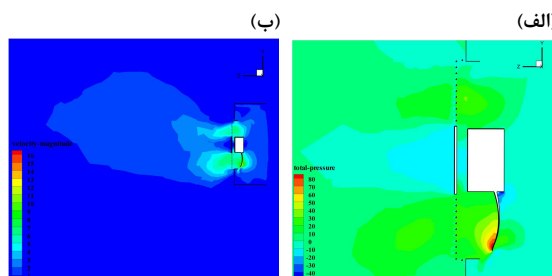
در این‌جا به ارایه و بررسی نتایج حاصل از شبیه‌سازی جریان برای واحد بیرونی کولر گازی بدون پنجره مشبک پرداخته شده است. توزیع فشار و سرعت در واحد بیرونی بدون پنجره مشبک در شکل ۱۱ نشان داده شده است. توزیع سرعت در خروجی تفاوت زیادی با حالت با پنجره مشبک داشته است. به‌عبارت دیگر، پنجره مشبک باعث کاهش سرعت در خروجی می‌شود. هم‌چنین، خطوط جریان برای واحد بیرونی بدون پنجره مشبک در شکل ۱۲ ترسیم شده است. دوران پروانه و برهم‌کنش آن با کانال خروجی هوا باعث ایجاد ۳ گردابه در نزدیکی کانال شده است. از طرفی در ناحیه جلو توپی، جریان برگشتی و گردابه ایجاد شده است (شکل ۱۲-الف)). در شکل ۱۲-ب)، ۶ گردابه‌ی تشکیل شده در واحد بیرونی نشان داده شده است. ۲ گردابه در فضای جلو توپی، ۳ گردابه در کنار کانال خروجی و یک گردابه در نوک پره تشکیل شده است.



شکل ۸- دبی جریان به‌دست آمده و نتایج تجربی [۲]

#### ۵-۳- نتایج شبیه‌سازی برای پنجره مشبک دایروی

شکل ۹-الف) توزیع فشار کل در مقطع طولی میانی را در خروجی واحد بیرونی کولر گازی نشان می‌دهد. فشار کل جریان در هنگام عبور از پروانه افزایش یافته است، اما هم‌چنان یک ناحیه‌ی کم‌فشار در ناحیه بین توپی و دیسک دایروی جلو پنجره مشبک وجود دارد. این ناحیه کم‌فشار پس از عبور از پنجره مشبک بزرگ‌تر شده است. فشار کل بعد از پنجره مشبک به‌تدریج کم شده است تا این‌که به فشار اتمسفر نزدیک شود. هم‌چنین، یک ناحیه کوچک با فشار منفی پشت هر پره‌ی پنجره مشبک ایجاد شده است.



شکل ۹-الف) توزیع فشار کل در مقطع طولی میانی در خروجی واحد بیرونی کولر گازی (ب) توزیع سرعت در مقطع طولی میانی واحد بیرونی کولر گازی با پنجره مشبک دایروی

در فن جریان محوری با افزایش انرژی جنبشی تولید شده توسط پروانه، سرعت و در نتیجه دبی سیال افزایش می‌یابد. سرعت سیال متشکل از مؤلفه‌های شعاعی و مماسی می‌باشد. هر کدام از این مؤلفه‌ها در نواحی مختلف مقادیر متفاوتی دارند و با توجه به تغییرات فشار در نواحی مختلف، متغیر می‌باشند. به دلیل برهم‌کنش شدید سیال و پروانه، بیشترین تغییرات سرعت در این ناحیه رخ داده است. در شکل ۹-ب) توزیع سرعت در مقطع میانی طولی واحد بیرونی کولر گازی با پنجره مشبک دایروی نشان داده شده است.

#### ۵-۴- بررسی الگوی جریان

به‌منظور درک بهتر رفتار جریان سیال درون هندسه‌ی مورد بررسی، به بررسی خطوط جریان در نواحی مختلف واحد بیرونی پرداخته شده است. با ترسیم خطوط جریان می‌توان تغییر شکل و

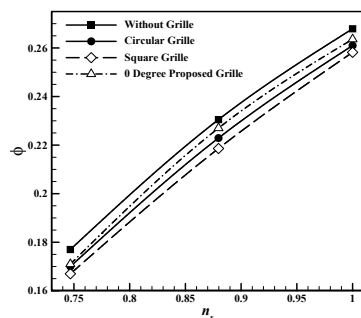
در شکل ۱۳- (پ) تأثیر پنجره مشبک پیشنهادی برای انحراف جریان هوا در جهت دلخواه به خوبی نشان داده شده است. همان طور که مشاهده شد، میدان جریان واحد بیرونی با پنجره مشبک بسیار پیچیده تر از بدون پنجره مشبک می باشد. برای مقایسه عملکرد حالت های مختلف پنجره مشبک در خروجی واحد بیرونی کولر گازی، علاوه بر بررسی توزیع فشار و سرعت و ترسیم خطوط جریان و مسیر، با توجه به این که جریان خروجی فن و برهم کنش آن با پنجره مشبک، بر عملکرد آیرودینامیک بی بعد (برای مقایسه شدت جریان) و فاصله پرتاب هوای خروجی تأثیرگذار است، در این قسمت به مقایسه و ارزیابی بین حالت ها با استفاده از این دو پارامتر و در نظر گرفتن سه نوع پنجره مشبک پرداخته شده است.

### ۵-۶- تأثیر پنجره مشبک بر پرتاب باد و شدت جریان

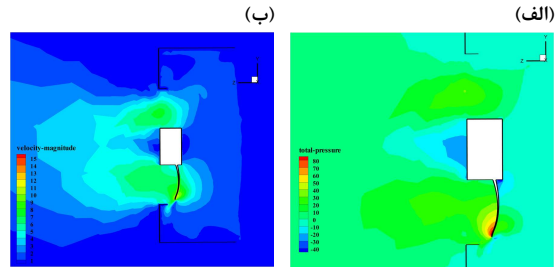
#### هوا

منحنی مقایسه عملکرد آیرودینامیک بی بعد واحد بیرونی کولر گازی برای حالت های مختلف در شکل ۱۴ آمده است. در این منحنی برای مقایسه دبی خروجی از واحد بیرونی، از دو پارامتر  $\phi$  و  $\eta_s$  که طبق معادله های (۶) و (۷) به دست می آید، استفاده شده است. طبق شکل ۲۶ بهترین کارکرد برای خروج جریان هوا از بین پنجره های مشبک مورد بررسی را پنجره مشبک پیشنهادی با زاویه صفر درجه دارا می باشد. در سرعت دورانی یکسان، اختلاف دبی خروجی این پنجره مشبک با حالت بدون پنجره مشبک برابر با ۲/۴۵٪ است. این اختلاف برای پنجره های مشبک دایروی و مربعی به ترتیب برابر با ۳/۳۱٪ و ۵/۱۹٪ می باشد. به عبارت دیگر، توانایی پنجره مشبک پیشنهادی با مقطع بال واره در خارج کردن جریان هوا از درون واحد بیرونی از دیگر پنجره های مشبک، بهتر بوده است.

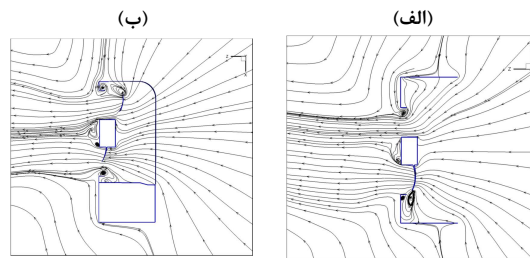
میزان پرتاب هوا توسط فن، پارامتر دیگری است که در شکل ۱۵ بر حسب سرعت دورانی فن برای بررسی عملکرد پنجره مشبک به کار رفته است.



شکل ۱۴- منحنی های مقایسه عملکرد آیرودینامیک بی بعد

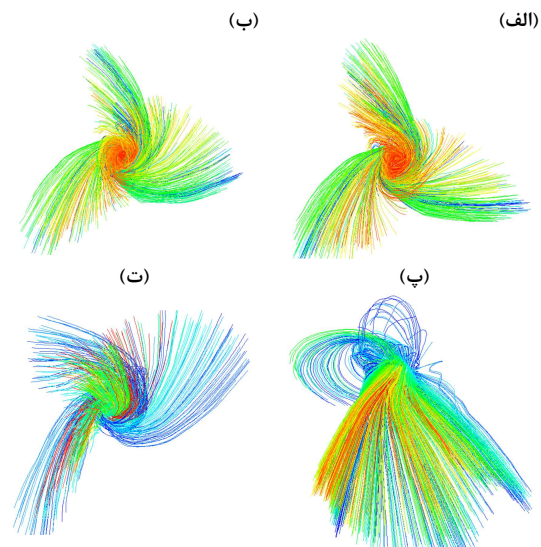


شکل ۱۱- (الف) توزیع فشار کل در مقطع طولی میانی در خروجی واحد بیرونی بدون پنجره مشبک (ب) توزیع سرعت در مقطع طولی میانی واحد بیرونی بدون پنجره مشبک



شکل ۱۲- خطوط جریان در واحد بیرونی کولر گازی بدون پنجره مشبک (الف) نمای جانبی (ب) نما از بالا

برای بررسی شکل سه بعدی جریان هوا در خروجی پنجره مشبک واحد بیرونی، می توان خطوط مسیر را رسم نمود. جریان هوا درون پروانه محوری دارای سرعت بالا و حرکت دورانی است، در نتیجه جریان هوای درون چگالنده نیز مغشوش است و این نوع جریان در همه جهات حتی در خارج از واحد بیرونی نیز گسترش یافته است. نمونه ای از این خطوط مسیر برای مقایسه پنجره های مشبک مختلف در شکل ۱۳ نشان داده شده است.



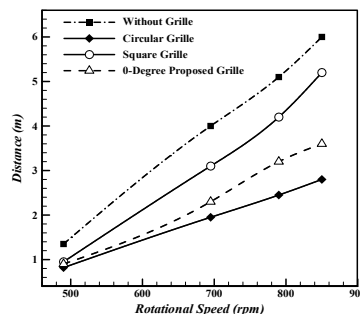
شکل ۱۳- خطوط مسیر جریان هوا در شکل های مختلف پنجره مشبک خروجی (الف) پنجره مشبک دایروی (ب) پنجره مشبک مربعی (پ) پنجره مشبک پیشنهادی با زاویه ۶۰ درجه (ت) بدون پنجره مشبک



نسبت به پنجره مشبک مربعی عملکرد بهتری برای کاهش فاصله پرتاب هوای فن داشته است. از نظر میزان پرتاب هوا، واحد بیرونی با پنجره مشبک دایروی در مقایسه با حالت بدون پنجره مشبک، در دورهای بالا و پایین به ترتیب، ۳۳/۵۳٪ و ۸/۳۷٪ هوا را کمتر پرتاب کرده است. این میزان تفاوت در دور بالا بیانگر ۳/۳ متر می‌باشد. بدیهی است که این مقدار فاصله در مکان‌هایی مانند مجتمع‌های آپارتمانی و یا پیاده‌روها تأثیر بسزایی دارد.

## ۷- مراجع

- [1] Zhao X., Sun J., Zhang Z., Prediction and measurement of axial flow fan aerodynamic and aeroacoustic performance in a split-type air-conditioner outdoor unit, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 36, No. 3, pp. 1098-1108, 2013.
- [2] Outdoor Unit Service Manual, Mitsubishi Electric, Mr. Slim No. OB425, MUH-A30VD.
- [3] Bahrainian S. S., Bakhshesh M., Geometrical modeling of the centrifugal turbo pump's propeller and numerical simulation of the fluid's within, *The 17th Annual International Conference on Mechanical Engineering (ISME 2009)*, Tehran, Iran, 2009.
- [4] Naderan Tahan M., Bahrainian S. S., The effect of pressure ratio variations on performance characteristics of a radial twin entry turbine using geometrical modeling and flow simulation, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 14, pp. 220-232, 2014.
- [5] Liu S. H., Huang R. F., Chen L. J., Performance and inter-blade Flow of axial flow fans with different blade angles of attack", *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, vol. 34, no. 1, pp. 141-153, 2011.
- [6] Crocker M. J., Arenas J. P., Dymannavar R. E., Identification of noise sources on a residential split-system air-conditioner using sound intensity measurements, *Applied Acoustics*, Vol.65, No. 5, pp. 545-558, 2004.
- [7] Zhu Y. J., Ouyang H., Dub Z. H., Experimental and numerical investigation of noise generated by rotor blade passing an exhaust grille, *Noise Control Eng. J.*, Vol. 56, No. 4, pp. 225-234, 2008.
- [8] Jie T., Hua O., Yadong W., Experimental and numerical study on aerodynamic noise of outdoor unit of room air conditioner with different grilles, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, No. 5, pp. 1112-1122, 2009.
- [9] Gulhane N., Patil S., Singh K., Acoustic analysis of condenser fan of split air conditioner using numerical and experimental method, *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, Vol. 23, pp. 1550012-1-1550012-12, 2015. DOI: 10.1142/S2010132515500121
- [10] Arreira E. M. B., Negrão C. O.R., Ch. Hermes J. L., Thermo economic analysis and optimization of residential split-type air conditioners, *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, no. 1, pp. 629-636, 2013.
- [11] Avara A., Daneshgar E., Optimum placement of condensing units of split-type air-conditioners by numerical simulation", *Energy and Buildings*, Vol. 40, No. 7, pp. 1268-1272, 2008.
- [12] Ryu K., Lee K. S., Kim B. S., Optimum placement of top discharge outdoor unit installed near a wall, *Energy and Buildings*, Vol. 59, pp. 228-235, 2013.
- [13] Huang H., Wang Zh., Liu Zh., "Investigation of aerodynamic performance of small axial flow fan coupled with deflecting ring, *Proc IMechE Part C: J Mechanical Engineering Science*, Vol. 231, No. 10, pp. 1839-1848, 2017.
- [14] Wang H., Tian J., Ouyang H., Wu Y., Du Zh., Aerodynamic performance improvement of upflow outdoor unit of air conditioner by redesigning the bell-mouth profile, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 46, pp. 173-184, 2014.
- [15] Chengjun W., Jiang L., Jie P., Influence of surrounding structures upon the aerodynamic and acoustic performance of the outdoor unit of a split air-conditioner, *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 27, No. 4, pp. 836-845, 2014.



شکل ۱۵- پرتاب هوای فن بر حسب سرعت دورانی

از شکل ۱۵ مشخص است که استفاده از پنجره مشبک در واحد بیرونی تا چه اندازه در فاصله‌ی تحت تأثیر جریان خروجی مهم می‌باشد. در مورد پارامتر مورد بررسی، استفاده از پنجره مشبک دایروی در دور بالا نسبت به سایر پنجره‌ها نتیجه بسیار بهتری داده است. در صورتی که در دور پایین اختلاف زیادی در ناحیه تحت تأثیر فن مشاهده نمی‌شود. در تمامی سرعت‌های مورد بررسی، پنجره مشبک پیشنهادی نسبت به پنجره مشبک مربعی عملکرد قابل قبول‌تری برای کاهش فاصله داشته است. بهترین عملکرد برای کم کردن فاصله‌ی تحت تأثیر، مربوط به پنجره مشبک دایروی می‌باشد که در دور بالا و دور پایین به ترتیب ۵۲/۳۳٪ و ۳۷/۸٪ نسبت به حالت بدون پنجره مشبک، فاصله‌ی تحت تأثیر را کاهش داده است. این عملکرد برای پنجره مشبک پیشنهادی برابر با ۳۹/۴۹٪ و ۳۱/۸۱٪ و برای پنجره مشبک مربعی برابر با ۱۳/۳۳٪ و ۲۸/۰۳٪ می‌باشد.

## ۶- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، با توجه به منحنی‌های مشخصه‌ی فن، با افزایش نرخ جریان مقدار فشار استاتیک ایجاد شده در فن جریان محوری پروانه‌ای، کاهش یافته است. بازده مکانیکی فن در  $1263/6 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$  دارای مقدار بیشینه ۳۴٪ می‌باشد. نتایج حل جریان نشان داد که پنجره مشبک باعث کاهش دبی جریان هوای خروجی از واحد بیرونی، افزایش فشار پشت پروانه‌ی فن و افزایش تعداد گردابه‌ها شده است. صحت‌سنجی نتایج عددی با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی نشان داد که از بین پنج مدل آشفتگی مورد بررسی، مدل  $k-\epsilon$  تحقق‌پذیر نزدیکترین جواب‌ها را نسبت به نتایج تجربی ارائه داده است. دو نوع پنجره مشبک صنعتی و یک پنجره مشبک مربعی با مقطع بال‌واره متقارن با هدف هدایت جریان در جهت دلخواه و موردنظر، طراحی و بررسی شده است. برای بررسی عملکرد پنجره مشبک، دو پارامتر عملکرد آیرودینامیک بی‌بعد و میزان پرتاب باد مورد بررسی قرار گرفت. پارامتر اول برای مقایسه دبی خروجی استفاده شده است. نتایج نشان دادند که بهترین کارکرد برای خروج جریان را پنجره مشبک پیشنهادی دارا می‌باشد. در سرعت دورانی یکسان، اختلاف دبی خروجی این پنجره مشبک با حالت بدون پنجره مشبک، برابر با ۲/۴۵٪ است. بررسی پارامتر دوم نشان داد که استفاده از پنجره مشبک دایروی در دور بالا نسبت به سایر پنجره مشبک‌ها نتیجه بسیار بهتری داده است، در صورتی که در دور پایین اختلاف زیادی در ناحیه تحت تأثیر فن مشاهده نشده است. در تمامی سرعت‌ها، پنجره مشبک پیشنهادی

- [16] Amano R. S., Lee E. K., Xu C., Xie J., Investigation of the unsteady flow generated by an axial fan: experimental testing and simulations, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 3, No. 3, pp. 256-263, 2005.
- [17] Wang J., and Wu K., Numerical Analysis of the Tip Vortex in an Air-Conditioner's Propeller, *TASK QUARTERLY*, Vol. 10, pp. 101-112, 2006.
- [18] Jiang-ping C., Cai-ling J., Zhi-jiu C., Tian J., OuYang H., Zhao-hui D., Experimental and numerical study on aeroacoustic sound of axial flow fan in room air conditioner, *Applied Acoustics*, Vol. 68, No. 4, pp. 458-472, 2007.
- [19] ZhaoX., Sun J., Zhang Z., Numerical and experimental investigation of flow behavior and aerodynamic noise in axial flow fan of air-conditioner, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011 GT2011*, June 6-10, Vancouver, British Columbia, Canada, 2011.
- [20] Hu J., Ding G., Effect of the air outlet louver on the noise generated by the outdoor set of a split-unit air conditioner, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 14-15, pp. 1737-1745, 2006.
- [21] Hu J., Ding G., Effect of deflecting ring on Noise Generated by Outdoor Set of a Split-Unit Air Conditioner, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, No. 3, pp. 505-513, 2006.
- [22] Alič G., Širok B., Schweiger V., Impact of the Guard Grill on the Integral and Local Characteristics of an Axial Fan, *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* Vol. 54, No. 10, pp.662-674, 2008.
- [23] Alič G., Širok B., Schweiger V., Method for Modifying Axial Fan's Guard Grill and its Impact on Operating Characteristics, *Forsch Ingenieurwes*, Vol. 74, No. 2, pp. 87-98, 2010.
- [24] Gullbrand J., Beltman W., Numerical prediction of flow rates and aero-acoustic from small radial notebook, *International Conference on Fan Noise, Technology and Numerical Method*, France, 2012.
- [25] Kashkooli F. M., Bahrainian S. S., Saffarian M. R., "Flow simulation in outdoor unit of a split-type air conditioner, *The National Conference of Iran Mechanical Engineering*, 2013, Shiraz, Iran.
- [26] Zargar B., Kashkooli F. M., Soltani M., Wright K. E., Ijaz M. Kh., Sattar S. A., Mathematical modeling and simulation of bacterial distribution in an aerobiology chamber using computational fluid dynamics, *American Journal of Infection Control*, Vol. 44, No. 9, pp. S127-S137, 2016.
- [27] *Fluent 6.3 User's Guide*, Fluent. Inc. 2006.
- [28] Joseph D. D., Nield D. A., Papanicolaou G., Nonlinear equation governing flow in a saturated porous medium, *Water Resources Research*, Vol. 18, No. 4, pp. 1049-1052, 1982.