

مدلسازی و تحلیل هزینه دوره عمر سیستم‌های تهویه مطبوع ثانویه

یاسر کیلاشکی^۱، سورنا ستاری^۲

تاریخ پذیرش مقاله:

۹۵/۲/۲۸

تاریخ دریافت مقاله:

۹۴/۹/۶

چکیده:

سیستم‌های تهویه مطبوع سهم نسبتاً بزرگی از کل مصرف انرژی ساختمان را به خود اختصاص می‌دهند به طوری که بخش قابل توجهی از آن به عملیات فن مربوط می‌شود. راهبرد بهینه عملکرد دمپر نصب شده در یک سیستم تهویه مطبوع ثانویه می‌تواند موجب مصرف انرژی پایین در فن‌های عرضه و برگشت هوا شود. در این مطالعه، عبارت‌های ریاضیاتی دقیق نظریه و تجربی اجزای سیستم‌های تهویه مطبوع ثانویه ارائه می‌شود تا بتواند این سیستم‌ها را مدل کند. یک تحلیل هزینه دوره عمر با استفاده از مدلسازی دقیق سیستم و هزینه‌های اولیه و عملیاتی به کار می‌رود تا امکان‌پذیری‌های اقتصادی سیستم‌های تهویه مطبوع حجم هوای ثابت (CAV) و حجم هوای متغیر (VAV) ارزیابی شود. عوامل مختلفی مانند محل ساختمان، مشخصات سیستم، مقاومت کانال و دمپرها، دمای هوای عرضه، کنترل دمپر و حداقل احتیاجات هوای تازه نیز در تحلیل در نظر گرفته می‌شوند. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که کنترل دمپرها، اثر قابل توجهی روی عملکرد فن و مصرف انرژی آن دارد. اگر راهبرد VAV به طور مناسب اعمال شود، انرژی فن حدود ۱۳ درصد صرفه‌جویی می‌شود. همچنین نتایج تحلیل اقتصادی نشان می‌دهد که دوره بازگشت سرمایه سیستم VAV بویژه با در نظر گرفتن سیستم سرمایش و گرمایش در کنار هم مناسب است.

کلمات کلیدی:

سیستم تهویه مطبوع، مدلسازی، تحلیل هزینه دوره عمر، عملکرد فن، کنترل دمپر

مقدمه

انرژی یکی از تاثیرگذارترین عامل در بخش‌های اقتصادی و اجتماعی یک کشور است. طبق اطلاعات [۸]، مصرف انرژی سوخت‌های فسیلی جهان در سال ۲۰۱۲ حدود ۸۷ درصد کل مصرف انرژی اولیه بوده است. طبق اطلاعات منتشر شده آژانس بین‌المللی انرژی طی دو دهه اخیر مصرف انرژی اولیه کل جهان ۵۰ درصد رشد داشته است [۱۲]. کاهش سریع نسبت ذخایر منابع انرژی فسیلی به تولید آن، افزایش مصرف انرژی (امنیت انرژی) و آلودگی‌های زیست‌محیطی (تغییر آب‌وهوایی) نگرانی‌های جدی و اصلی جهانی می‌باشد. این واقعیت، کشورها را وادار کرده است تا راهبردهای صرفه‌جویی و کارایی انرژی در همه بخش‌های اقتصادی کشور را به عنوان اهداف اصلی برای سیاست‌های انرژی قرار دهند. مهمترین بخش براساس معیار مصرف انرژی، ساختمان است. همان طوری که در جدول (۱) نشان داده شده است، سهم ساختمان‌ها در مصرف انرژی نهایی در ایران ۴۰-۳۰ درصد است به طوری که طی دو دهه ۲۰۱۰-۱۹۹۰، این سهم حدود ۲۱/۶ درصد رشد کرده است که رشد پرسرعتی را نسبت به بسیاری از کشورهای در حال توسعه و توسعه یافته نشان می‌دهد. از دلایل رشد مصرف انرژی ساختمان در ایران، رشد جمعیت، افزایش تقاضای آسایش، افزایش زمان سپری کردن در داخل ساختمان و توسعه بخش خدماتی و تجاری می‌باشد. از میان مصرف‌کننده‌های مختلف انرژی در ساختمان، سیستم‌های تهویه مطبوع بزرگترین درصد مصرف انرژی (طبق داده‌های شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت ایران در سال ۲۰۱۰ [۱]، ۶۱ درصد در ایران) را به خود اختصاص می‌دهد. این حقیقت تصریح می‌کند که هم از نظر اقتصادی و هم از نظر زیست‌محیطی، کاهش مصرف انرژی سیستم‌های تهویه مطبوع بااهمیت است.

برای مطالعه مصرف انرژی سیستم‌های تهویه مطبوع، توسعه مدل موردنیاز است. به منظور پیش‌بینی دقیق مصرف انرژی سیستم‌های تهویه مطبوع نیاز است که اجزای مختلف سیستم از طریق داده‌های اندازه‌گیری شده تجربی یا براساس دانش پدیده‌های فیزیکی اساسی، مدل شود. به طور کلی، سه نوع رویکرد مدل‌سازی برای سیستم‌های تهویه مطبوع به کار می‌رود. در نوع اول، به نام رویکرد جعبه سیاه^۱ یا مدل‌های براساس داده‌ها^۲ که داده‌های عملکرد سیستم از طریق استفاده واقعی یا تحت یک آزمایش مشخص جمع‌آوری می‌شود و یک رابطه بین پارامترهای ورودی و خروجی با استفاده از روش‌های ریاضیاتی (مانند روش‌های رگرسیون آماری) به دست می‌آید. نمونه‌ای از مدل‌های تجربی را که با استفاده از مدل‌های رگرسیون، احتیاجات انرژی سرمایش و گرمایش را برای سیستم‌های مختلف تهویه مطبوع پیش‌بینی می‌کند، در مطالعات [۹، ۱۱، ۱۴] می‌توان دید. نوع دوم، معروف به مدل‌های تحلیلی یا رویکرد براساس فیزیک است که با استفاده از قوانین حاکم بر فیزیک و دانش تفصیلی از فرایند مورد بررسی، استخراج می‌شوند. در نوع سوم، مشهور به رویکرد جعبه

1) Black box

2) Data driven

خاکستری^۱، ساختار اصلی مدل با استفاده از روش‌هایی براساس فیزیک تشکیل می‌شود و پارامترهای مدل با به کار بردن الگوریتم‌های تعیین پارامتر روی داده‌های اندازه گرفته شده سیستم، محاسبه می‌شوند. به منظور ساختن مدل‌های براساس فیزیک و محاسبه پارامترهای آن، دانش تفصیلی از سیستم و فرایندهای آن لازم است. از طرف دیگر، یافتن پارامترهای مدل‌های جعبه سیاه با دانش اندکی از سیستم و فرایندهایش می‌تواند به دست آید. مدل‌های براساس فیزیک، توانمندی عمومی‌سازی بسیار خوب اما دقت پایینی دارند، درحالی که مدل‌های جعبه سیاه دقت بسیار بالایی دارند ولی دارای محدودیت‌هایی مانند شرایط آب‌وهوایی و پارامترهای ثابت مدل‌های سیستم تهویه مطبوع و ساختمان می‌باشند که برای شرایط خارج از محدوده‌ای که مدل توسعه داده شده است، قابل عمومی‌سازی نیست [۱۴، ۱۵].

سیستم تهویه مطبوع معمولاً به دو بخش تقسیم می‌شود: سیستم‌های اولیه و سیستم‌های ثانویه. سیستم‌های اولیه (مانند بویلر و چیلر) به دلیل پیچیدگی معمولاً با استفاده از روش تجربی مدلسازی می‌شوند. همچنین از بین سیستم‌های ثانویه از آنجا که دینامیک جریان سیال در فن‌ها بسیار پیچیده است، عملکرد این سیستم‌ها نیز با روش‌های رگرسیون محاسبه می‌شود. اما پیش‌بینی دما و رطوبت در فضاهای تهویه شده، به ارزیابی ظرفیت‌های کویل‌های سرمایشی و گرمایشی تحت شرایط عملیاتی بسیار مختلف نیاز دارد. بنابراین، مدل‌های تجربی برای مدلسازی بخش سیستم‌های ثانویه با توجه به محدودیت‌های مدل‌های تجربی مناسب نمی‌باشد و لذا نیاز است که مدل تفصیلی برای کویل براساس اصول انتقال حرارت و جرم توسعه داده شود تا بتوان به پیش‌بینی دقیقی از عملکرد سیستم تهویه مطبوع ثانویه دست یافت. مدل‌ها باید راهبردهای کنترلی مختلف را شبیه‌سازی کنند تا کارایی مصرف انرژی را بهبود دهند.

اهداف و اهمیت این مطالعه را به صورت زیر می‌توان بیان کرد:

- پوشش ساختمان به همراه افت‌ها و دریافت‌های حرارت از طریق آن، معمولاً آسان است که در یک مدل شبیه‌سازی تحلیل شود، ولی به دست آوردن مصرف انرژی سیستم‌های تهویه مطبوع مشکل است [۱۳]. همچنین اغلب بدون شبیه‌سازی‌های دقیق، ممکن نیست مشخص شود چه سیستم تهویه مطبوع گزینه مناسبتری برای یک ساختمان است. در ایران، اغلب محاسبات تقاضای سرمایش و گرمایش در عمل برای ارزیابی عملکرد انرژی ساختمان استفاده می‌شود. در حالی که مطالعه [۱۵] بروشنی نشان می‌دهد که ممکن نیست فقط براساس تقاضاهای سرمایش و گرمایش ساختمان، درباره عملکرد انرژی ساختمان قضاوت مناسبی صورت گیرد.
- اگرچه ابزارهای شبیه‌سازی و داده‌های عملکرد به طور وسیع در دسترس می‌باشند، اما به دلیل تغییرات بسیار در طراحی و ظرفیت بسختی می‌توانند استفاده شوند. بنابراین، نیاز است در ایران سیستم‌های تهویه مطبوع مختلف مورد استفاده، مدلسازی شوند و یک نرم‌افزار جامع برای شبیه‌سازی سیستم‌های تهویه مطبوع در مرحله طراحی

1) Grey box

و بهسازی تولید شود.

- بخش بزرگی از مصرف انرژی سیستم‌های تهویه مطبوع، مربوط به عملیات فن می‌باشد [10, 15, 19-21]. یک تحلیل عملیات فن در کنار تجهیزات دیگر مانند کویل‌ها و دمپرها، یک عامل کلیدی در کاهش مصرف انرژی در فن‌هاست. در واقع، این مطالعه روشی برای بررسی عملکرد انرژی و اقتصادی راهبردهای مختلف کنترل فن و دمپر ارائه می‌دهد.

- به عنوان یک مطالعه موردی، روش پیشنهادی این مقاله قصد دارد با استفاده از روش هزینه دوره عمر، دو نوع راهبرد سیستم تهویه مطبوع مختلف VAV و CAV را در شرایط اقتصادی مختلف مورد مقایسه قرار دهد تا نشان داده شود که تنها با در نظر گرفتن کنترل دمپر و عملکرد انرژی فن سیستم‌های تهویه مطبوع، امکان‌پذیری اقتصادی جایگزینی فناوری‌های مختلف سیستم‌های ثانویه وجود دارد یا خیر.

برای راهبردهای مختلف سیستم‌های ثانویه، عملکرد سیستم‌های اولیه یکسان در نظر گرفته می‌شود و همچنین در صورتی که در تمام طول روز روشن باشند، سیستم‌های اولیه در تحلیل اقتصادی وارد نمی‌شوند. بنابراین، فرض می‌شود که سیستم‌های اولیه تقاضای انرژی سیستم‌های ثانویه را برآورده می‌کنند. چندین عامل مهم مانند محل ساختمان، مشخصات سیستم، مقاومت کانال، کنترل دمای هوای عرضه و حداقل احتیاجات هوای تازه در مدلسازی در نظر گرفته می‌شوند. این مطالعه یک رویکرد مستقیم برای مدلسازی انرژی حلقه هوای یک سیستم تهویه مطبوع فراهم می‌کند که در اکثر سیستم‌های تهویه مطبوع قابل کاربرد است. روش‌شناسی کلی این رویکرد را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

- تعداد نامحدودی طراحی‌های سیستم تهویه مطبوع ثانویه می‌تواند تقاضای سرمایشی و گرمایشی ساختمان با بار حرارتی ثابت را تامین کند.
- شبیه‌سازی‌های حالت پایدار یک سیستم تهویه مطبوع ثانویه، پیش‌بینی مصرف انرژی سیستم تهویه مطبوع تعداد زیادی از طراحی‌های منحصر بفرد را ایجاد می‌کند.

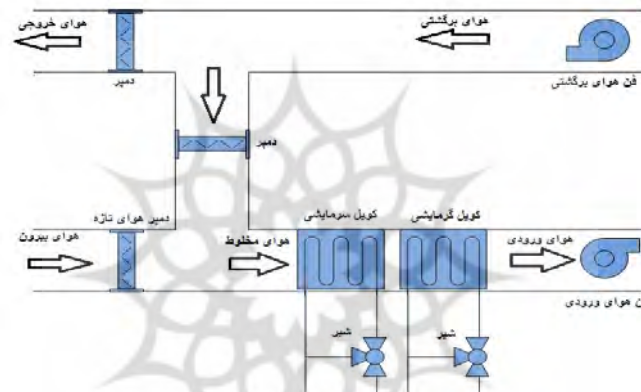
جدول ۱) درصد مصرف انرژی نهایی توسط بخش‌های مختلف در ایران.

(منبع اطلاعات: ترازنامه انرژی ایران سال ۱۳۹۰ [۴])

مصرف انرژی نهایی بخش‌ها (%)	۱۹۹۰	۲۰۱۰	نسبت (%)
ساختمان	۳۰,۵۰	۳۷,۰۸	۲۱,۵۹
صنعت	۲۸,۱۱	۲۴,۶۱	-۱۲,۴۳
حمل و نقل	۲۳,۹۵	۲۵,۵۵	۶,۶۷
کشاورزی	۷,۳۹	۳,۹۸	-۴۶,۲۰
مصارف دیگر	۱۷,۴۵	۱۲,۷۶	-۲۶,۸۵

تحلیل نظریه

شماتیک یک سیستم تهویه مطبوع هوایی در شکل (۱) نشان داده شده است. سیستم شامل یک فن هوای ورودی، یک فن هوای برگشتی، کویل گرمایشی و سرمایشی و سه دمپر هوای خروجی، هوای مخلوط و هوای تازه است. همچنین هوای تهویه از طریق کانال به فضاهای تهویه شده منتقل می‌شود. به منظور درک عملکرد راهبردهای مختلف عملکرد فن و دمپر، معادلات فشار و جریان هوای دمپر، فشار و توان فن، معادلات دمای هوای گذرنده از کویل‌های گرمایشی و سرمایشی و تغییرات فشار در کانال‌های ارتباطی در این بخش توسعه داده می‌شوند.



شکل (۱) شماتیک یک سیستم تهویه مطبوع هوایی

مدل فن

فن‌ها در سیستم‌های تهویه مطبوع وظیفه برقراری و کنترل جریان هوا را بر عهده دارند. قدرت مصرفی فن به نرخ جریان، اختلاف فشار بین ورودی و خروجی و کارایی فن بستگی دارد. به دلیل اینکه دینامیک جریان سیال در فن بسیار پیچیده است و با توجه به اینکه سازندگان، منحنی‌های عملکرد را به صورت تغییرات فشار و قدرت بر حسب دبی جریان ارائه می‌دهند، راه مناسب برای مدلسازی عملکرد این سیستم‌ها استفاده از روش‌های رگرسیون روی داده‌های عملکردی سازندگان فن است. دو مدل زیر برای مدلسازی فشار کل و توان کل فن در یک سرعت مشخص مناسب است:

$$\Delta p = a_0 + a_1 Q + a_2 Q^2 + a_3 Q^3 \quad (۱)$$

$$W = b_0 + b_1 Q + b_2 Q^2 + b_3 Q^3 \quad (۲)$$

Q نرخ جریان، a_0 تا a_3 و b_0 تا b_3 ضرایب ثابت هستند. وقتی فن سرعت متغیر در یک سیستم تهویه مطبوع به کار می‌رود، لازم است عملکرد فن در سرعت‌های متفاوت شبیه‌سازی شود. در سرعت‌های دیگر فن، می‌توان از طریق عملکرد آنها در سرعت نامی و قوانین فن، فشار کل و توان را یافت. این قوانین به صورت زیر هستند:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (۳)$$

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad (۴)$$

$$\frac{W_2}{W_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (۵)$$

مدل دمپر

تنظیم نرخ جریان هوا برای کنترل دما در اتاق‌ها توسط دمپرها انجام می‌شود. دمپرها با توجه به تغییر زاویه نسبت به کانال دارای مقاومت جریان متغیر است. ضریب افت فشار دمپر تابع زاویه تیغه و نوع دمپر است. در اکثر محدوده زوایا، افت فشار تابع نمایی زاویه پره است [۱۶] که ضریب افت فشار دمپر به صورت رابطه زیر مدل می‌شود:

$$C_d = a \cdot \exp(b\theta) \quad (۶)$$

θ زاویه دمپر است. ضرایب a و b از روش‌های آماری روی داده‌های عملکردی سازندگان دمپر به دست می‌آید. دمپرهایی چندتیغه، بر اساس عملکرد تیغه‌ها، در دو نوع آرایش معمولاً به کار می‌روند: تیغه موازی^۱ و تیغه مقابل^۲. نمونه‌ای از داده‌های دمپرهایی تیغه موازی و متقابل در [۷] داده شده است. افت فشار در یک دمپر توسط یک ضریب مقاومت جریان به نرخ جریان مربوط می‌شود:

$$\Delta p = KQ^n \quad (۷)$$

با توجه به روابط (۶) و (۷)، مقاومت جریان را می‌توان توسط معادله (۸) بر حسب زاویه بازشدگی دمپر بیان کرد.

$$K = a \exp(b\theta) \frac{\rho_a}{2A^2} \quad (۸)$$

در این رابطه ρ_a چگالی هوا، A مساحت سطح مقطع عبور جریان است.

مدل شبکه کانال

هوای تهویه از طریق کانال به فضا، عرضه می‌شود و هوای خروجی نیز از طریق کانال از فضا خارج می‌شود. روابط

1) Parallel-blade
2) Opposed-blade

بنیادی بقای جرم و بقای انرژی، جهت توصیف توزیع فشار و جریان در یک شبکه کانال کشی هوا، در شرایط حالت پایدار به کار می‌روند. یک شبکه لوله کشی به حلقه‌های ممکن تقسیم می‌شود و معادله حلقه برای هر حلقه به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\Delta p_{loop}(Q) = \sum_i \Delta p_i = \sum_i K_i (Q_{i0})^n \quad (۹)$$

$\Delta p_{loop}(Q)$ افت فشار حلقه در نرخ جریان Q ، Δp_i افت فشار جز i ، K_i مقاومت جز i ، Q_{i0} حدس اولیه نرخ جریان در جز i و n ضریب سیستم است. این معادله برای همه حلقه‌های شبکه کانال کشی نوشته می‌شود و تشکیل یک مجموعه معادله می‌دهد. اگرچه مسائل ساده می‌تواند به صورت تحلیلی حل شود، ولی در مسائل شبکه‌های پیچیده‌تر به یک رویکرد تکراری نیاز است. روشی که برای این موضوع در این مطالعه به کار می‌رود، روش هاردی-کراس^۱ است.

مدل کویل سرمایشی و گرمایشی

در یک سیستم تهویه مطبوع، کویل گرمایشی و سرمایشی هوای عرضه را تهویه می‌کند تا دمای داخل فضا را مناسب نگه دارد. برای محاسبات انرژی، مدل حالت پایدار کویل کافی است. این مدل در واقع دمای هوا و آب خروجی از کویل را از روی دمای هوا و آب ورودی به کویل محاسبه می‌کند. نرخ انتقال حرارت محسوس بخش خشک کویل از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$q_{dc} = U_{dc} F_s A_{fr} N_r \Delta T_{dc} \quad (۱۰)$$

$$F_s = \frac{2 \left(x_a x_b - \frac{\pi D_o^2}{4} \right) + (s - y) \pi D_o}{x_a s} \quad (۱۱)$$

$$\Delta T_{dc} = \frac{(T_{a1} - T_{chw1}) - (T_{a2} - T_{chw2})}{\ln \left[\frac{T_{a1} - T_{chw1}}{T_{a2} - T_{chw2}} \right]} \quad (۱۲)$$

$$U_{dc} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{ds} h_{dc}} + \frac{A}{h_i A_i}} \quad (۱۳)$$

پارامترهای روابط بالا شامل موارد زیر است: U_{dc} ضریب انتقال حرارت کلی برای کویل خشک، F_s پارامتر مساحت سطح مرکزی کویل، A_{fr} مساحت سطح کل پره‌ها، N_r تعداد ردیفهای کویل، ΔT_{dc} اختلاف دمای لگاریتمی سطح خشک کویل، x_a فاصله لوله‌ها از هم، x_b فاصله ردیف‌ها از هم، D_o قطر خارجی کویل، s فاصله پره‌ها از هم، y ضخامت پره، T_{a1} دمای هوا در صفحه ورودی به کویل، T_{chw1} دمای آب سرد در قسمت ورودی هوا به کویل، T_{a2}

1) Hardy-Cross method

دمای هوا در صفحه خروجی هوا از کویل، T_{chW2} دمای آب سرد در صفحه خروجی هوا از کویل، η_{ds} بازده سطح کویل خشک، h_{dc} ضریب انتقال حرارت کویل خشک، A مساحت کل سطح انتقال حرارت خارجی کویل، h_i ضریب انتقال حرارت طرف آب کویل و A_i مساحت سطح داخلی لوله‌ها.

نرخ انتقال حرارت کل و محسوس برای یک کویل کاملاً خیس با معادلات زیر قابل ارائه است:

$$q_{wct} = A_{wc} h_{wct} \eta_{ws} \Delta H_{wc} \quad (14)$$

$$q_{wcs} = A_{wc} h_{wcs} \eta_{ws} \Delta T_{wc} \quad (15)$$

$$\Delta T_{wc} = \frac{(T_{ab} - T_{sb}) - (T_{a2} - T_{s2})}{\ln \left[\frac{T_{ab} - T_{sb}}{T_{a2} - T_{s2}} \right]} \quad (16)$$

$$\Delta H_{wc} = \frac{(h_{ab} - h_{sb}) - (h_{a2} - h_{s2})}{\ln \left[\frac{h_{ab} - h_{sb}}{h_{a2} - h_{s2}} \right]} \quad (17)$$

q_{wct} و q_{wcs} نرخ انتقال حرارت کل و محسوس برای یک کویل کاملاً خیس، A_{wc} مساحت سطح انتقال حرارت بخش خیس کویل، h_{wct} و h_{wcs} ضریب انتقال حرارت کل و محسوس بخش خیس کویل، η_{ws} بازده سطح خیس کویل، ΔH_{wc} اختلاف آنتالپی لگاریتمی سطح خیس کویل و ΔT_{wc} اختلاف دمای لگاریتمی سطح خیس کویل هستند. همچنین در روابط بالا T و h نشاندهنده دما و آنتالپی است که زیرنویس‌های a و s به ترتیب بیان‌کننده هوا و سطح کویل و b و 2 نمایشگر مرز خیس و خشک و صفحه خروجی هوا است. توجه شود h_s در واقع آنتالپی ویژه هوا در دمای سطح کویل است.

در روابط بالا، محاسبه ضریب انتقال حرارت بین آب و دیواره لوله برای جریان مغشوش کاملاً توسعه یافته در لوله‌های صاف (h_i)، ضریب انتقال حرارت محسوس طرف هوا برای سطح کویل خشک با پره‌های تخت (h_{dc})، ضرایب انتقال حرارت محسوس و کل قسمت خیس کویل (h_{wct} و h_{wcs}) و بازده کویل پرده‌دار خشک و خیس (η_{ws} و η_{ds}) می‌توان به مرجع [18] مراجعه کرد.

برای محاسبه انتقال حرارت‌های محسوس و کل کویل که در بالا شرح داده شد از روش اختلاف دما و آنتالپی متوسط لگاریتمی استفاده می‌شود که برای محاسبه آنها نیاز به دانستن شرایط آب و هوا در هنگام خروج از کویل می‌باشد در صورتی که این پارامترها در ابتدای شبیه‌سازی مجهول هستند. همچنین در صورتی که کویل خشک/خیس باشد، برای محاسبه ضرایب انتقال حرارت و نرخ انتقال حرارت، شرایط ترمودینامیکی در مرز خشک/خیس باید مشخص باشد در صورتی که مساحت بخش‌های خشک و خیس نیز در ابتدای شبیه‌سازی نامعلوم می‌باشند. بنابراین، برای حل این مساله، از

یک الگوریتم تکرار باید استفاده شود. در الگوریتم محاسبه پارامترهای مجهول، به معادلاتی نیاز است که به صورت زیر بیان می‌شوند:

یافتن آنتالپی مخصوص هوای مرطوب اشباع در محل خروجی هوا از کویل:

فرض می‌شود که دمای فیلم هوای اشباع در روی یک کویل خیس، با دمای سطح کویل برابر است. بنابراین، آنتالپی مخصوص هوای اشباع در دمای سطح کویل (h_s) در خروجی کویل، برابر است با آنتالپی محسوس بعلاوه آنتالپی نهان هوای اشباع.

$$h_s = C_p a T_s + w_s (C_p s T_s + h_{fg}) \quad (18)$$

$C_p a$ گرمای ویژه در فشار ثابت هوا، T_s دمای سطح کویل، w_s رطوبت مخصوص هوای مرطوب اشباع و h_{fg} آنتالپی ویژه تبخیر آب است. طبق مطالعه [17] رابطه بین رطوبت نسبی هوای اشباع و دمای متناظر آن برابر است با:

$$w_{sat}(T) = 0.00378 + 0.000209T + 0.000018T^2 \quad (19)$$

در معادله (۱۹)، ضرایب معادله برای $0^\circ\text{C} \leq T \leq 30^\circ\text{C}$ به دست آمده‌اند. همچنین خطا برای معادله (۱۹) در مقایسه با نمودار سایکرومتریک کمتر از ۳ درصد می‌باشد.

بنابراین، با توجه به رابطه (۱۹)، می‌توان رطوبت نسبی هوای اشباع در دمای سطح کویل را به دست آورد و سپس با معادله (۱۸) آنتالپی مخصوص هوای اشباع در دمای سطح کویل محاسبه می‌شود.

دمای سطح کویل در محل خروجی هوا از کویل:

پارامتری معروف به مشخصه کویل که با رابطه زیر بیان می‌شود [6] در یافتن دمای سطح کویل در محل خروجی هوا از کویل به کار می‌رود.

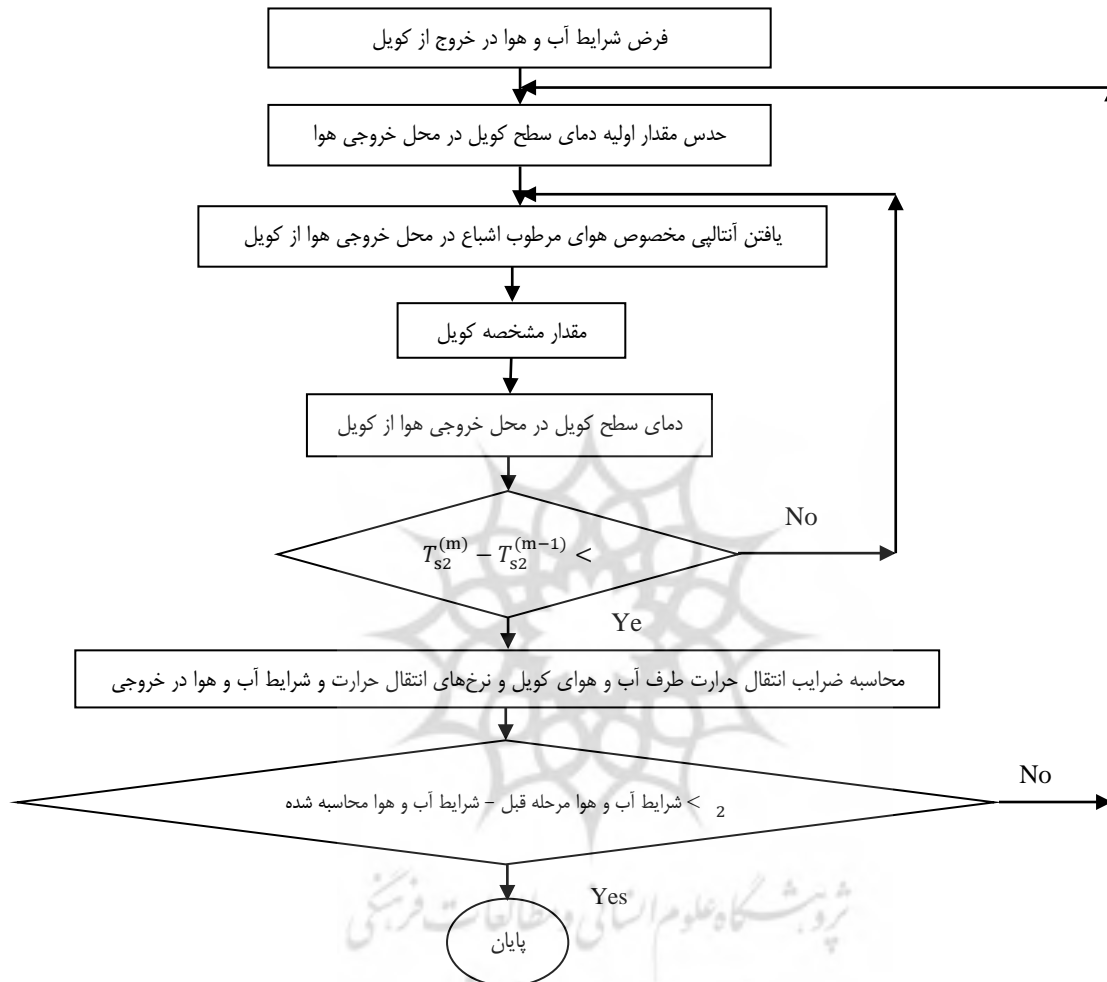
$$C_c = \frac{\eta_{ws} h_{wct}}{h_i \left(\frac{A_i}{A}\right)} = \frac{T_s - T_{chw}}{h_a - h_s} \quad (20)$$

از رابطه (۲۰) دمای سطح کویل در محل خروجی هوا از کویل را می‌توان به صورت زیر یافت:

$$T_{s2} = T_{chw2} + C_c (h_{a2} - h_{s2}) \quad (21)$$

معادله (۱۹) را در معادله (۱۸) قرار داده و نتیجه در معادله (۲۱) قرار می‌گیرد که معادله زیر حاصل می‌شود. با حل این معادله، با روشی مانند روش نیوتن-رافسون، T_{s2} نتیجه می‌شود.

$$\begin{aligned} & [0.00378 C_c h_{fg,wv} - T_{chw2} - C_c h_{a2}] + \\ & [1 + C_c C_{p,a} + .00378 C_c C_{p,s} + 0.000209 C_c h_{fg,wv}] T_{s2} + [0.000209 C_c C_{p,s} + \\ & 0.000018 C_c h_{fg,wv}] T_{s2}^2 + [0.000018 C_c C_{p,s}] T_{s2}^3 = 0 \end{aligned} \quad (22)$$



شکل ۲) نمودار جریانی یافتن شرایط ترمودینامیکی آب و هوای خروجی از کویل سرمایشی

نمودار جریانی یافتن T_{s2} واقعی و در نهایت یافتن شرایط ترمودینامیکی آب و هوای خروجی از کویل سرمایشی به صورت شکل ۲ است.

نمودار فوق، بعد از به دست آوردن T_{s2} ، به وسیله معادله (۲۳) می‌توان آنتالپی هوا در مرز خشک/خیس (h_{ab}) را یافت که در محاسبه این پارامتر باید دمای سطح در مرز خشک و خیس را دانست که در واقع این دما با دمای نقطه شبنم در ورودی هوا برابر است [6].

$$h_{ab} = \frac{(T_{a1}'' - T_{chw2} + y h_{a1} + C_c h_{a1}'')}{(C_c + y)} \quad (23)$$

$$y = \frac{m_a}{m_{chw} C_{p_{chw}}} = \frac{T_{chw1} - T_{chw2}}{h_{a1} - h_{a2}} = \frac{T_{chw_b} - T_{chw2}}{h_{ab} - h_{a2}} \quad (24)$$

T''_{a1} و h''_{a1} به ترتیب دما و آنتالپی هوا در نقطه شبنم هستند. مقایسه آنتالپی در مرز خشک/خیس با آنتالپی هوا در ورود و خروج از کویل موارد زیر را می‌دهد:

- اگر $h_{ab} \leq h_{a2}$ باشد، آنگاه کویل کاملا خشک است.
- اگر $h_{a1} \leq h_{ab}$ باشد، آنگاه کویل کاملا خیس است.
- اگر $h_{a2} < h_{ab} < h_{a1}$ باشد، آنگاه کویل به صورت خشک/خیس است.

از این مقایسه استفاده می‌شود تا مساحت سطح خیس و خشک کویل به دست آید و سپس می‌توان انتقال حرارت بخش خیس و خشک کویل را یافت و پس از آن دماهای خروجی هوا و آب را به دست آورد.

روش ارزیابی اقتصادی

انتخاب اقتصادی‌ترین سیستم تهویه مطبوع بین چندین گزینه، یکی از مهمترین اهداف مهندسان می‌باشد تا به پایین‌ترین هزینه برای دوره بلند مدت دست یابند. در این مطالعه، روش هزینه دوره عمر استفاده می‌شود. به منظور محاسبه هزینه دوره عمر برای یک سیستم، رویکردهای مختلفی مانند NPV و IRR وجود دارد. در این مطالعه، رویکرد ارزش فعلی خالص (NPV) برای مقایسه اقتصادی شکل‌بندی‌های مختلف سیستم تهویه مطبوع ثانویه معرفی می‌شود. عبارت ریاضی ارزش فعلی خالص می‌تواند به صورت زیر بیان شود:

$$NPV = \sum_{n=k+1}^t \frac{B_n}{(1+i)^n} - \sum_{n=0}^k \frac{C_n}{(1+i)^n} \quad (25)$$

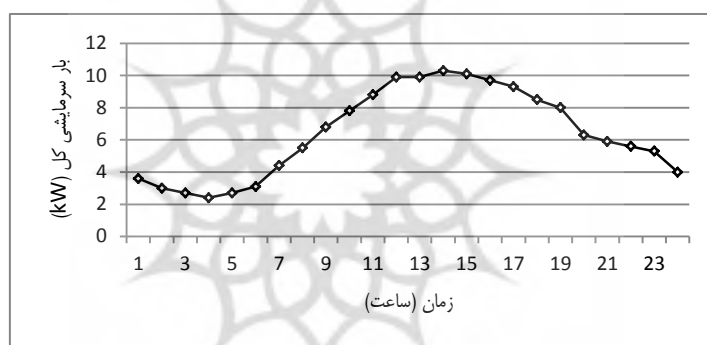
B_n و C_n به ترتیب سودبخشی و هزینه، n سال‌های بهره‌برداری و i نرخ بهره است.

نتایج و بحث موردی مقایسه سیستم‌های CAV و VAV در یک ساختمان نمونه

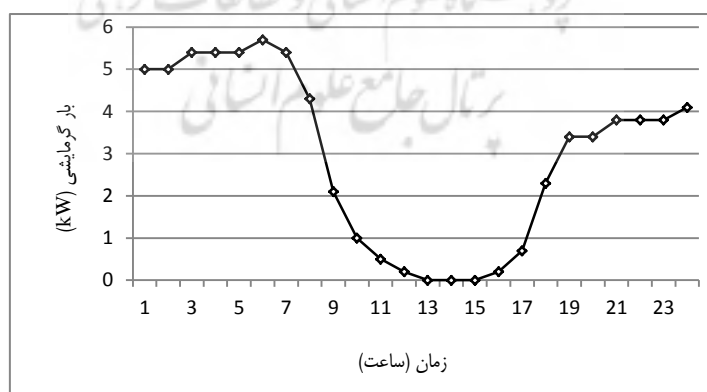
انتخاب یک سیستم تهویه مطبوع اقتصادی و مناسب بین گزینه‌های بسیار زیاد، یکی از مهمترین مسائلی است که مهندسان معمولا با آن روبرو هستند. یک سیستم تهویه مطبوع که در هزینه‌های عملیاتی صرفه‌جویی می‌کند معمولا به سرمایه‌گذاری اولیه بالاتری نیاز دارد. از این جهت، مهندسان باید تصمیم‌گیری کنند که آیا پرداخت هزینه اولیه اضافی برای سیستمی که هزینه‌های عملیاتی پایین‌تری دارد، با ارزش است یا خیر. هدف این بخش آن است که با استفاده از مدلسازی‌ها و روش‌های بیان شده در بخش‌های قبل و کد نوشته شده در زبان برنامه‌نویسی فورترن، سیستم‌های حجم هوای ثابت (CAV) و حجم هوای متغیر (VAV) را در ساختمان نمونه با در نظر گرفتن هزینه‌های اولیه و عملیاتی مقایسه کند.

توصیف ساختمان نمونه

قدم اول در طراحی سیستم‌های تهویه مطبوع، محاسبه بارهای حرارتی ساختمان است که به مشخصات ذاتی ساختمان، شرایط هوای داخل فضا و شرایط آب و هوایی محیط بیرون بستگی دارد. ساختمان مورد مطالعه در شهر تهران، خیابان سعادت‌آباد، خیابان یازدهم شرقی، شماره ۳۲ قرار دارد. موقعیت این شهر در عرض جغرافیایی ۳۵/۴۱، طول جغرافیایی ۵۱/۱۲ و ارتفاع ۱۱۹۰ متر می‌باشد. این ساختمان توسط مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن ممیزی شده است [۲]. شرایط مطلوب هوای داخل ساختمان، دمای حباب خشک ۲۰ درجه سانتیگراد و رطوبت نسبی ۵۰ درصد می‌باشد. بار حرارتی ساختمان در [۳] به صورت ساعتی شبیه‌سازی شده است. بار سرمایشی و گرمایشی ساختمان مورد مطالعه در یک روز سرمایشی و یک روز گرمایشی در شکل‌های (۳) و (۴) نشان داده شده است.



شکل ۳) بار سرمایشی ساعتی ساختمان نمونه در یک روز از فصل تابستان [۳]



شکل ۴) بار گرمایشی ساعتی ساختمان نمونه در یکی از روزهای سرد سال [۳]

تایید مدل‌ها

مدل‌های ریاضیاتی برای اجزای سیستم در زبان برنامه‌نویسی فورتین اجرا می‌شود. شبیه‌سازی با فاصله زمانی یک ساعت انجام می‌شود. لازم است پارامترهای ثابت مدل‌های تجربی اجزا تایید شود. ضرایب مربوط به مدل‌های تجربی از روش‌های رگرسیون، براساس اطلاعات جمع‌آوری شده از سازندگان اجزای سیستم به دست می‌آید. ضریب تغییرات ریشه متوسط مربع خطا^۱ برای بررسی دقت پیش‌بینی مدل به کار رفت که این مقدار برای پارامترهای مدل‌ها، تناسب خوبی را نشان می‌دهد. فرایند رگرسیون، ضرایب را برحسب تغییرات در مقادیر واقعی تنظیم می‌کند. این ضرایب معادلات (۱)، (۲) و (۵) برای مدل‌های فن و دمپر مورد بررسی، در جدول (۲) نشان داده شده است.

به منظور تایید صحت استفاده از مقادیری که توسط شبیه‌سازی به دست می‌آید، معتبر ساختن دقت مدل با اهمیت است. به منظور آزمایش کردن دقت مدل کویل گرمایشی و سرمایشی، یک مقایسه بین مقادیر پیش‌بینی شده و واقعی ارائه شده توسط سازنده انجام می‌شود. نتایج در جدول (۳) نشان داده شده است و ملاحظه می‌شود خطای پیش‌بینی کمتر از ۱۰ درصد را دارند.

جدول (۲) ضرایب متناظر مدل‌های فن و دمپر

		$b = -0.1028$	$a = 2803$	مدل دمپر
$a_3 = 99.6$	$a_2 = -408$	$a_1 = 309$	$a_0 = 167$	مدل فشار فن
$b_3 = 0.0297$	$b_2 = -0.1743$	$b_1 = 0.3362$	$b_0 = 0.0407$	مدل توان مصرفی فن

جدول (۳) مقایسه بارهای کویل سازنده و شبیه‌سازی

بار محسوس (Kw)	بار کل (Kw)	
۵/۲۷	۶/۶۴	کاتالوگ سازنده
۴/۸۱	۶/۲۷	مدل توسعه داده شده

توصیف سیستم تهویه مطبوع

مدل اجزای ارائه شده در معادلات بالا، روی دو سیستم تهویه مطبوع ثانویه که به صورت دو راهبرد CAV و VAV عمل می‌کنند در ساختمان اعمال می‌شود. جزئیات پارامترها و مشخصات سیستم در جدول (۴) داده شده است.

1) Coefficient of variation of root-mean-square error (CV)

جدول ۴) پارامترهای استفاده شده برای شبیه‌سازی

۱,۱۴	نرخ جریان آب سرد ورودی به کویل (m^3/h)
۶	دمای آب سرد ورودی به کویل ($^{\circ}C$)
۳	تعداد ردیف‌های کویل
۹,۵	قطر خارجی لوله‌های کویل (mm)
۰,۷۵	ضخامت دیواره لوله‌های کویل (mm)
۳	تعداد مدار کویل
۲,۵	فاصله لوله‌ها از هم (Cm)
۱,۲۵	فاصله ردیف‌ها از هم (Cm)
مس	جنس لوله‌های کویل
آلومینیومی	جنس پره‌های کویل
۱,۸	فاصله پره‌ها از هم (mm)
۰,۱	ضخامت پره (mm)
۰,۲۳	مساحت سطح روبروی کویل (m^2)

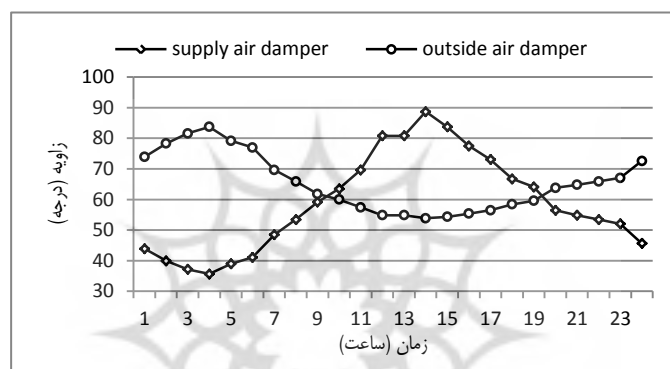
طبق روش نرخ تهویه استاندارد اشری ۶۲^۱، نرخ تهویه هوای تازه برای ساختمان‌های مسکونی 0.06 cfm/ft^2 می‌باشد. در نتیجه، حداقل نرخ تهویه کل برای ساختمان برابر 157.6 cfm ($0.074 \frac{m^3}{s}$) است. در محاسبه مقدار ظرفیت سرمایشی طراحی کویل، با توجه به اینکه دمای هوای داخلی فضا $20^{\circ}C$ در نظر گرفته شده است، هوا از طریق مخلوط کردن حداقل مقدار هوای تازه برای تهویه، با هوای برگشتی، به فضای ساختمان عرضه می‌شود تا حداکثر صرفه‌جویی انرژی به دست آید. با استفاده از حداکثر بار سرمایشی ساختمان (10.3 kW) و حداقل نرخ تهویه کل برای ساختمان ($0.074 \frac{m^3}{s}$) و دمای هوای اتاق ($20^{\circ}C$) و رطوبت نسبی هوای اتاق (۵۰ درصد) به عنوان ورودی‌های کد نوشته شده براساس مدل‌های اجزای ارائه شده، ظرفیت سرمایشی حداکثر (طراحی) کویل و نرخ جریان هوای عرضه حداکثر (طراحی) به ترتیب برابر 10.3 kW و $1.59 \frac{m^3}{s}$ به دست آمد که در واقع این مقادیر برای شرایط طراحی سیستم VAV می‌باشد.

نرخ جریان هوای عرضه برای یک سیستم CAV ثابت است در حالی که برای یک سیستم VAV متغیر است. یک سیستم VAV در شرایط بار اوج مصرف، مشابه سیستم CAV رفتار می‌کند، به صورتی که سیستم هواساز، نرخ جریان حداکثر را عرضه می‌کند. در سیستم VAV، نرخ جریان هوای عرضه به ساختمان در شرایط بار جزئی کاهش می‌یابد. در نتیجه نرخ جریانی که در شرایط بار حداکثر به دست می‌آید، در واقع برای سیستم VAV نرخ جریان حداکثر (طراحی) می‌باشد و برای سیستم CAV، این نرخ جریان در تمام مدت فعالیت سیستم عرضه می‌شود. به همین صورت ظرفیت سرمایشی حداکثر (طراحی) کویل برای سیستم VAV در شرایط بار حداکثر می‌باشد و برای سیستم CAV نیز این ظرفیت در تمام مدت فعالیت سیستم عرضه می‌شود. وضع در حالت گرمایش نیز مشابه همین وضعیت است. کد نوشته شده

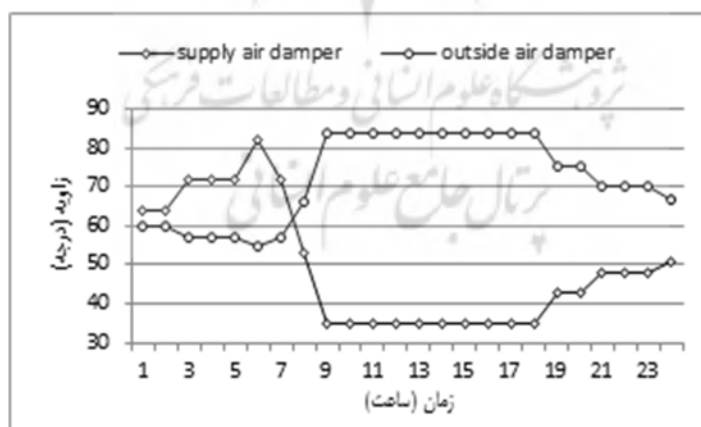
1) ASHRAE Standard 62 ventilation-rate procedure

براساس مدل‌های اجزای ارائه شده در بالا، به صورت ساعتی در ساختمان مورد بررسی، اعمال می‌شود. نتایج و نمودارهای حاصل از این کد، در ادامه این مقاله تشریح می‌شود.

در سیستم VAV با توجه به اینکه برای تغییر دبی جریان هوای ورودی به ساختمان و همچنین حفظ حداقل هوای تازه، مقاومت جریان و به عبارت دیگر، زاویه دمپر باید تغییر کند، این تغییرات توسط مدل دمپر اعمال می‌شود. به طور نمونه تغییرات زاویه دمپر هوای ورودی و هوای بیرونی به صورت ساعتی در یکی از روزهای فصل تابستان و فصل زمستان در شکل‌های (۵) و (۶) نشان داده شده است.

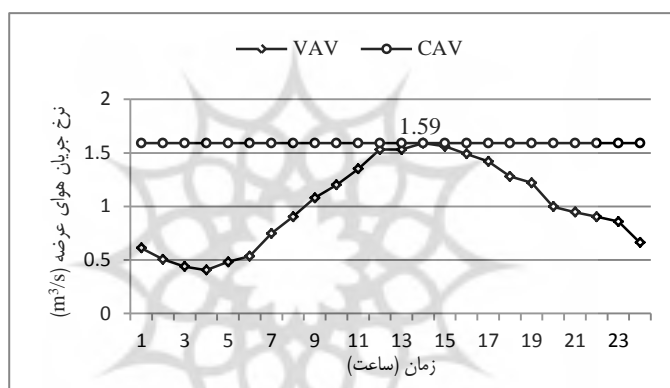


شکل ۵) تغییرات زاویه دمپر هوای ورودی و هوای بیرونی به صورت ساعتی در یکی از روزهای تابستان



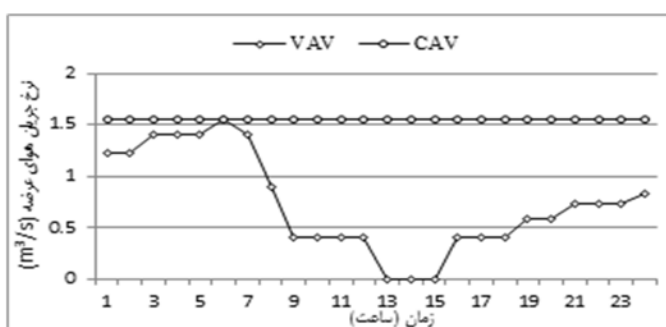
شکل ۶) تغییرات زاویه دمپر هوای ورودی و هوای بیرونی به صورت ساعتی در یکی از روزهای زمستان

حداکثر بار سرمایشی ساختمان (10.3 kW)، حداقل نرخ تهویه کل برای ساختمان ($0.074 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$)، دمای هوای اتاق (20°C)، رطوبت نسبی هوای اتاق (۵۰ درصد) و شرایط آب‌وهوایی خارج ساختمان، در مدل های کویل و دمپر وارد می‌شوند تا مقدار هوای عرضه به ساختمان و زوایای دمپر در ساعات مختلف را به صورت نمودارهای ۱۰-۵ نتیجه دهد. با توجه به شکل (۵)، مشخص است که در هنگام روز که بار سرمایشی زیاد است، زاویه دمپر به نحوی تغییر می‌کند که مقاومت جریان هوا را کاهش دهد و در هنگام شب که بار سرمایشی کاهش می‌یابد، زاویه دمپر به سمت افزایش مقاومت جریان تغییر می‌کند. نرخ جریان ساعتی کل هوا که به ساختمان عرضه می‌شود و ظرفیت ساعتی کویل برای یک روز از فصل سرمایش و یک روز از فصل گرمایش در شکل‌های (۷-۱۰) نشان داده شده است.

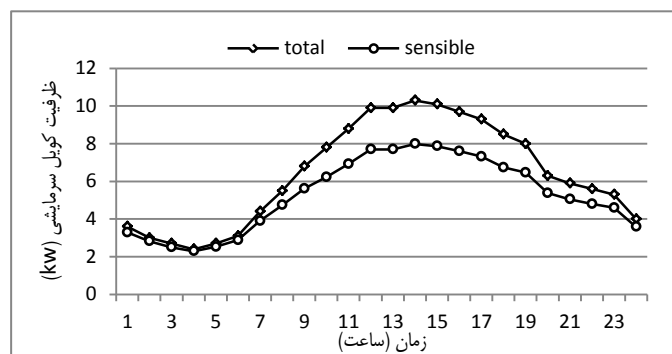


شکل ۷) نرخ جریان هوای سرمایشی عرضه به ساختمان نمونه به صورت ساعتی

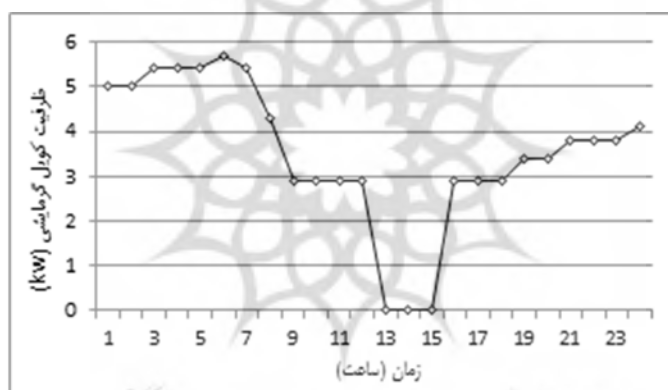
شکل (۷) نشان می‌دهد که نرخ جریان هوای سیستم CAV در طول شبانه‌روز ثابت است و نرخ جریان هوای سیستم VAV جز در زمان اوج مصرف، در بقیه ساعت‌ها به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد. این تغییرات ساعتی در مقدار جریان هوای عرضه با توجه به نیاز ساختمان باعث صرفه‌جویی قابل توجهی در مصرف انرژی می‌شود.



شکل ۸) نرخ جریان هوای گرمایشی عرضه به ساختمان نمونه به صورت ساعتی



شکل ۹) ظرفیت سرمایشی کل و محسوس ساعتی کویل برای یک روز از فصل سرمایشی

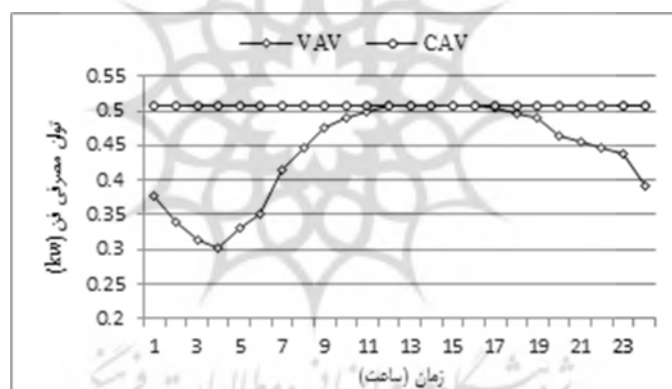


شکل ۱۰) ظرفیت گرمایشی کویل به صورت ساعتی در ساختمان نمونه در یک روز سرد سال

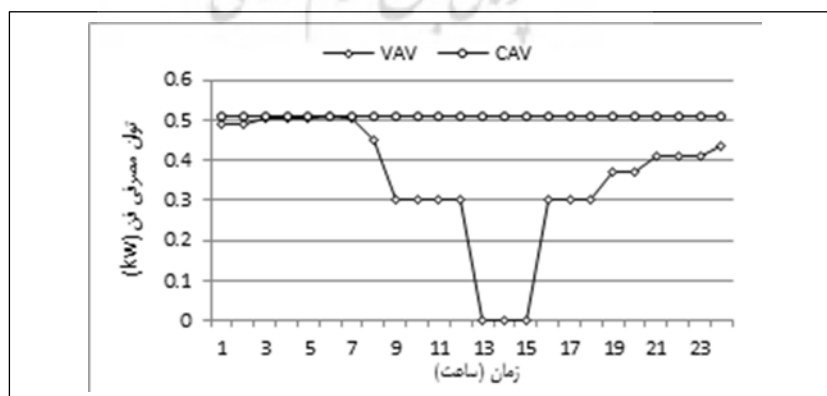
هزینه‌های اولیه و عملیاتی سیستم تهویه مطبوع

با توجه به اینکه هدف این بخش از مطالعه آن است که سیستم‌های VAV و CAV را با یکدیگر مقایسه کند، بنابراین، هزینه‌های ثابت و عملیاتی که در دو سیستم متفاوت می‌باشد، مد نظر قرار می‌گیرد. هزینه‌های اولیه سیستم‌های VAV و CAV شامل سیستم هواساز، چیلر، کانال و تجهیزات کنترلی می‌باشد. در این دو سیستم تهویه مطبوع، تنها دمپر کنترلی جز هزینه‌های اولیه‌ای است که در دو سیستم متفاوت است و در مقایسه این دو سیستم باید هزینه آن مدنظر قرار گیرد. طبق اطلاعات بازار ایران در سال ۱۳۹۱، برای اندازه سیستم تهویه مطبوع مورد بررسی، هزینه سیستم دمپر کنترلی ۱۲۲۶۰۰۰ ریال برآورد شده است. هزینه‌های عملیاتی شامل هزینه‌های مصرف برق و هزینه‌های تعمیر و نگهداری می‌باشد. هزینه‌های تعمیر و نگهداری دو سیستم VAV و CAV را می‌توان تقریباً یکسان در نظر گرفت و بنابراین در

مقایسه این دو سیستم از این هزینه صرف نظر می‌شود. هزینه‌های عملیاتی برق برای دو سیستم مورد بررسی شامل مصرف برق چیلر و فن‌های رفت و برگشت و پمپ‌های آب سرد می‌باشد. باید توجه شود که هزینه‌های عملیاتی سالانه چیلر و همچنین پمپ آب سرد برای سیستم‌های VAV و CAV یکسان است. در واقع که در مقایسه دو سیستم در صورتی که زمان عملیاتی روزانه ثابتی در نظر گرفته شود، هزینه عملیاتی این سیستم‌ها یکسان می‌باشد. برای سیستم CAV نرخ جریان هوای عملیاتی سیستم ثابت است، در نتیجه حتی برای شرایط بار جزئی، فن‌ها توان حداکثر را مصرف می‌کنند. تحت شرایط بار اوج مصرف، سیستم VAV مشابه سیستم CAV عمل می‌کند به طوری که سیستم، حداکثر نرخ جریان و ظرفیت سرمایشی کویل را خواهد داشت. در هر صورت، در بار سرمایشی کاهش یافته، کنترلر دمپر نرخ جریان هوا را کاهش می‌دهد، در نتیجه، مصرف برق فن‌ها می‌تواند در طول دوره عملیاتی فن به نحو قابل توجهی کاهش یابد. در طول دوره گرمایش نیز شرایط مشابه است. شکل‌های (۱۱) و (۱۲) توان مصرفی فن برای دو سیستم VAV و CAV را در فصل سرمایش و گرمایش نشان می‌دهد.



شکل ۱۱) توان مصرفی فن برای دو سیستم VAV و CAV در یک روز سرمایش



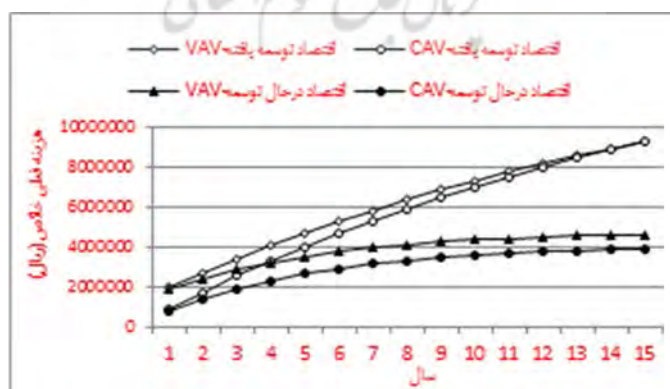
شکل ۱۲) توان مصرفی فن برای دو سیستم VAV و CAV در یک روز گرمایش

از آنجایی که انرژی مصرفی فن رابطه مستقیم با دبی عبوری از آن دارد، بنابراین، سیستم حجم هوای متغیر، با توجه به نیاز ناحیه به حجم متغیری از هوای ورودی، می‌تواند در مصرف انرژی صرفه‌جویی مناسبی داشته باشد. در واقع، برتری سیستم VAV نسبت به CAV به سبب هزینه‌های عملیاتی پایین‌تر فن می‌باشد. با استفاده از قیمت برق ۵۲۰ ریال به ازای هر کیلووات ساعت در سال ۱۳۹۱، هزینه‌های عملیاتی سالانه فن‌ها برای سیستم‌های VAV و CAV محاسبه می‌شود. بنابراین، با توجه به دو شکل (۱۱) و (۱۲)، نتیجه می‌شود که در این ساختمان نمونه، انرژی مصرفی عملیاتی سالیانه، در سیستم VAV نسبت به CAV حدود ۱۳ درصد صرفه‌جویی می‌شود.

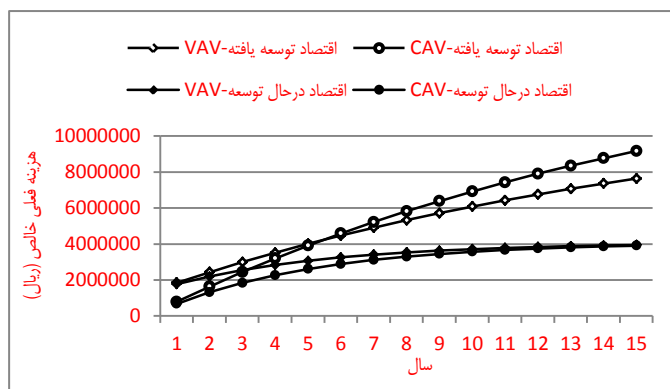
تحلیل هزینه دوره کارکرد

در این مطالعه، تحلیل‌های هزینه‌های اولیه و عملیاتی برای دو سیستم تهویه مطبوع توسعه داده شدند. تحلیل هزینه دوره کارکرد جهت مقایسه سیستم‌های CAV و VAV به کار می‌رود. انتظار می‌رود عمر دو سیستم انتظار می‌رود یکسان باشد و آن ۱۵ سال در نظر گرفته می‌شود. از آنجایی که در مقایسه ما، جریان پولی وجود ندارد، بخش فایده معادله (۲۵) حذف می‌شود، بنابراین، تنها مقادیر هزینه در ارزیابی اقتصادی در نظر گرفته شده و در واقع، روش هزینه فعلی خالص برای ارزیابی سیستم‌ها استفاده می‌شود.

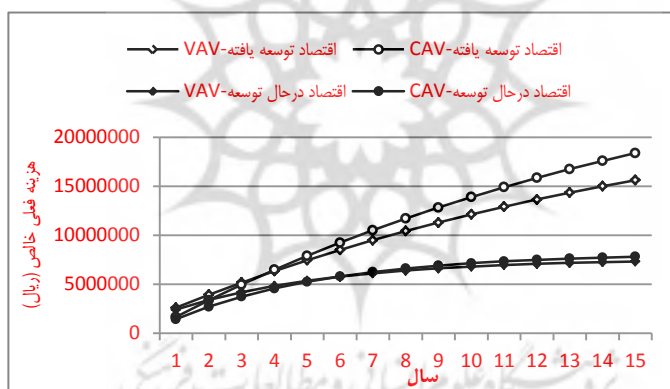
با توجه به اینکه تحلیل LCC به طور مستقیم توسط شرایط اقتصادی متاثر می‌شود، در نتیجه، دو مجموعه شرایط اقتصادی مختلف (نرخ بهره و تورم) بررسی می‌شود. در حالت اول، نرخ بهره و نرخ تورم سالانه به ترتیب ۶ درصد و صفر درصد (به عبارتی، دیگر نشان‌دهنده شرایط اقتصاد توسعه یافته) در نظر گرفته شده و در حالت دوم نرخ بهره سالانه ۲۲ درصد و نرخ تورم سالیانه ۱۲ درصد (به عبارتی دیگر، نمونه‌ای از یک اقتصاد در حال توسعه) بررسی می‌شود. دو شرایط اقتصادی برای سه وضعیت سرمایه‌گذاری، گرمایش و سرمایش در کنار هم بررسی شدند که نتایج این تحلیل در نمودارهای (۱۳-۱۵) نشان داده شده است.



شکل ۱۳) تغییرات هزینه‌های فعلی خالص برای دو سیستم تهویه مطبوع سرمایه‌گذاری در دو شرایط اقتصادی مختلف



شکل ۱۴) تغییرات هزینه‌های فعلی خالص برای دو سیستم تهویه مطبوع گرمایشی در دو شرایط اقتصادی مختلف



شکل ۱۵) تغییرات هزینه‌های فعلی خالص برای دو سیستم تهویه مطبوع، در وضعیت سرمایه‌ش و گرمایش در کنار هم، در دو شرایط اقتصادی مختلف

با توجه به کوچک بودن ساختمان و بارهای حرارتی، در تحلیل سیستم سرمایه‌ش مشاهده می‌شود که هم در شرایط اقتصاد توسعه یافته و هم در حال توسعه، سیستم VAV در ساختمان نمونه، قادر به نشان دادن مزیت خود نیست (شکل ۱۳). با توجه به شکل (۱۴) در تحلیل هزینه دوره کارکرد سیستم گرمایشی، دیده می‌شود که در شرایط اقتصادی توسعه یافته، VAV برتری محسوسی نسبت به سیستم CAV دارد، اما در اقتصاد در حال توسعه مناسب نیست. تحلیل دیگری که صورت گرفت به این صورت بود که سیستم سرمایه‌ش و گرمایشی در کنار یکدیگر مورد بررسی قرار گرفت که نشان داده شد با این بررسی، هم در شرایط اقتصاد توسعه یافته و هم اقتصاد در حال توسعه، سیستم VAV دوره بازگشت سرمایه مناسبی دارد (شکل ۱۵). به طور خلاصه، بازگشت سرمایه سیستم VAV نسبت به CAV در تحلیل‌های صورت گرفته را می‌توان به صورت جدول (۵) خلاصه کرد.

جدول ۵) مقایسه تحلیل هزینه دوره کارکرد سیستم‌های مختلف در شرایط اقتصادی مختلف

دوره بازگشت سرمایه	سیستم سرمایشی	سیستم گرمایشی	سیستم سرمایشی و گرمایشی
شرایط اقتصادی توسعه یافته	در انتهای عمر سیستم	۵/۵ سال	۳/۵ سال
شرایط اقتصادی در حال توسعه	بسیار بیش از عمر سیستم	در انتهای عمر سیستم	۶ سال

نتیجه‌گیری

به طور کلی، اظهار نظر در مورد بهترین سیستم تهویه مطبوع از لحاظ اقتصادی برای یک ساختمان مشکل است. بخش بزرگی از مصرف انرژی و هزینه‌های عملیاتی سیستم‌های تهویه مطبوع به عملیات فن مربوط است. این مقاله مدل‌سازی دقیق نظری - تجربی تجهیزات سیستم تهویه مطبوع ثانویه را ارائه می‌دهد تا عملکرد انرژی و اقتصادی راهبردهای مختلف کنترل این سیستم‌ها را بررسی کند. در این مطالعه، سیستم‌های تهویه مطبوع حجم هوای ثابت و حجم هوای متغیر به عنوان دو راهبرد نمونه، از طریق محاسبه هزینه‌های اولیه و عملیاتی در یک ساختمان نمونه در تهران مقایسه شدند. برای مقایسه از تحلیل هزینه دوره کارکرد استفاده شد. عوامل مختلفی مانند تقاضای سرمایش و گرمایش ساختمان، مشخصات سیستم، حداقل نرخ جریان هوای تازه، کنترل دمپر و کنترل هوای عرضه به فضا در نظر گرفته شدند. نتایج نشان می‌دهد که کنترل دمپرهای هوای عرضه و هوای تازه اثر قابل توجهی روی عملکرد فن و مصرف انرژی آن دارد، به طوری که در این ساختمان نمونه، هزینه عملیاتی سالانه، در سیستم VAV نسبت به CAV حدود ۱۳ درصد صرفه‌جویی می‌شود. نتایج تحلیل اقتصادی نشان داد که با در نظر گرفتن سیستم سرمایشی و گرمایشی در کنار یکدیگر، در شرایط اقتصادی توسعه یافته و اقتصادی در حال توسعه، دوره بازگشت سرمایه سیستم VAV نسبت به CAV به ترتیب برابر ۳/۵ و ۶ سال می‌شود. نتایج این شبیه‌سازی نشان می‌دهد که با استفاده از مدل‌سازی پیشنهادی، درباره کاربرد سیستم‌های تهویه مطبوع ثانویه، با دقت بالایی می‌توان به بهبود قابل توجهی در کارایی انرژی و عملکرد اقتصادی دست یافت.

منابع

- [۱] شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت، www.ifco.org.
- [۲] مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن، پروژه ممیزی انرژی ساختمان‌های شاخص و متداول.
- [۳] نیازمند، سارا (۱۳۸۹). توسعه مدل بهینه جریان گذرای انرژی در یک واحد مسکونی، دانشکده مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه صنعتی شریف.
- [۴] وزارت نیرو. (۱۳۹۱)، ترازنامه انرژی ایران سال ۱۳۹۰.

- [5] Afram, A., Janabi-Shariif, F., "Review of modeling methods for HVAC systems", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 67, pp. 507-519, 2014.
- [6] ASHRAE, (2008) *HVAC Systems and Equipment Handbook*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.
- [7] ASHRAE, (1989) *Handbook of Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers.
- [8] BP (British Petroleum), *BP Statistical Review of World Energy Full Report 2013*, www.bp.com.
- [9] Cherem-Pereira, G., and Mendes, N., "Empirical modeling of room air conditioners for building energy analysis", *Energy and Buildings*, Vol. 47, pp. 19–26, 2012.
- [10] Fasiuddin, M., and Budaiwi, I., "HVAC system strategies for energy conservation in commercial buildings in Saudi Arabia", *Energy and Buildings*, Vol. 43, pp. 3457–3466, 2011.
- [11] Freire, R. Z., Oliveira, G. H.C., and Mendes, N., "Development of regression equations for predicting energy and hygrothermal performance of buildings", *Energy and Buildings*, Vol. 40, pp. 810–820, 2008.
- [12] IEA (International Energy Agency). *Key world energy statistics*. (2011).
- [13] Korjenic, A., and Bednar, T., "Validation and evaluation of total energy use in office buildings: A case study", *Automation in Construction*, Vol. 23, pp. 64–70, 2012.
- [14] Korolija, I., Zhang, Y., Marjanovic-Halburd, L., and Hanby, V. I., "Regression models for predicting UK office building energy consumption from heating and cooling demands", *Energy and Buildings*, Vol. 59, pp. 214–227, 2013.
- [15] Korolija, I., Marjanovic-Halburd, L., Zhang, Y., and Hanby, V. I., "Influence of building parameters and HVAC systems coupling on building energy performance", *Energy and Buildings*, Vol. 43, pp. 1247–1253, 2011.
- [16] Legg, R. C., "Damper Characteristics for Ducted Air Systems: a Preliminary Study", *Technical Memorandum No. 60*, Institute of Environmental Science and Technology, Polytechnic of the South Bank, London UK, May 1981.
- [17] Lin, C.N., Jang, J.Y., "A two-dimensional efficiency analysis of combined heat and mass transfer in elliptic fins", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 3839–3847, 2002.
- [18] McQuiston, F.C., and Parker, J.D. (2000) *Heating, Ventilating, and Air-conditioning Analysis and Design*. John Wiley, New York.
- [19] Nassif, N., "Performance analysis of supply and return fans for HVAC systems under different operating strategies of economizer dampers", *Energy and Buildings*, Vol. 42, pp. 1026–1037, 2010.
- [20] Shahrestani, M., Yao, R., and Cook, G., "Characterising the energy performance of centralised HVAC&R systems in the UK", *Energy and Buildings*, Vol. 62, pp. 239-247, 2013.
- [21] Zlatanović, I., Gligorević, K., Ivanović, S., and Rudonja, N., "Energy-saving estimation model for hypermarket HVAC systems applications", *Energy and Buildings*, Vol. 43, pp. 3353–3359, 2011.