اولین کنفرانس بین‌المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع
ایران، تهران، خرداد ۱۳۸۸

سرمایش هوای داخل کابین خودرو با استفاده از سیستم تهویه تبرید خودرو

سپهر صنایع[۱]، مسعود دهقاندخت[۲]

آزمایشگاه بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی- دانشکده مهندسی مکانیک- دانشگاه علم و صنعت ایران
[۱]دانشیار، sepehr@iust.ac.ir
[۲]دانشجوی دکتری، Dehghandokht@iust.ac.ir

چکیده

هدف این مقاله، محاسبه دما و رطوبت نسبی هوای داخل کابین خودرو در زمان کارکرد سیستم تهویه تبرید خودرو می‌باشد. این کار با تحلیل حرارتی کابین به کمک روش ظرفیت فشرده، جریان انرژی و هوای ورودی و خروجی از کابین توسط چهار معادله دیفرانسیل غیرخطی مرتبط بهم توصیف می‌گردند. این معادلات عبارتند از: موازنه جرمی هوای خشک، موازنه جرمی بخار آب، و موازنه انرژی هوای داخلی. با ادغام موارد فوق و حل عددی معادلات به روش رانج کوتا در استپ‌های زمانی مختلف توزیع دما و رطوبت نسبی داخل کابین بدست می‌آید.

کلمات کلیدی: مدلسازی حرارتی، کابین، بار حرارتی خورشید، بار حرارتی جابجایی، اواپراتور، تهویه تبرید خودرو، آنتالپی، دما، رطوبت نسبی و رطوبت مطلق

۱- مقدمه

ایجاد یک سیستم تهویه مطبوع کارا برای خودروهای سواری مدرن امروزی بدون در نظر گرفتن مصرف سوخت، طراحی سیستم خنک کاری موتور و شرایط داخلی کابین امکان پذیر نمی‌باشد. بطور سنتی، ساخت نمونه از روی چنین سیستمی قبل از وارد شدنش در خط تولید نیازمند انجام تست پرهزینه و گسترده تونل باد بر روی آن می‌باشد که این پروسه موفقیت سازنده را در بازار پر رقابت صنعت اتومبیل سازی به مخاطره می‌اندازد. همچنین، اهمیت کنونی شبیه سازی سیستم تهویه مطبوع در خودروها در میزان هزینه‌ای است که برای راه اندازی آن صرف می‌شود. بطور متوسط، برای سرمایش کابین خودروها، سالانه در حدود ۲۶ بیلیون لیتر سوخت مصرف می‌شود. با بهبود و بهینه نمودن سیستم کنترل دمایی، کاستن بارحرارتی تشعشعی و فراهم نمودن میزان هوای سرمایش شده بطور موثرتر در حالیکه سطح آسایش حرارتی در داخل کابین حفظ شود، می‌توان این رقم را کاهش داد. ادغام استفاده از تئوری، شبیه‌سازی و تست‌های تجربی برای مطالعه سیستم‌های پیچیده یک دیدگاه نوین پژوهش محسوب شده و ابزاری مدرن و کارامد برای طراحان به حساب می‌آید. روند نوین کنونی نشان می‌دهد که "مهندسی به کمک کامپوتر" اهمیت بسزایی به عنوان یک ابزار مؤثر و ارزان طراحی در زمینه‌های پژوهش و مدلسازی پیدا کرده است که باعث شده در سال‌های اخیر محبوبیت بسیاری کسب نماید.

مطالعات اخیر نشان می‌دهند که متوسط تاثیر روشن بودن سیستم تهویه مطبوع در خودروهای مسافربری موجب افزایش مقادیر زیر می‌گردد:

- میزان سوخت به میزان ۲۸٪
- میزان خروج منوکسید کربن به میزان ۷۱٪
- میزان خروج اکسید نیتروژن به میزان ۸۱٪ میزان هیدروکربن‌های غیر متانی به میزان ۳۰٪.

هدف ما در اینجا، ارئه یک مدل ریاضی برای پیش بینی نحوه تغییرات رطوبت و دمای حالت فشرده داخل کابین مسافری با زمان، تحت طراحی واقعی و شرایط کارکرد گسترده می‌باشد. این مدل کامپیوتری به طراح کمک می‌نماید که سیستم تهویه مطبوع نمونه را با طراحی سیستم کنترل دمای داخلی خودرو همسان گرداند. همچنین به کاربران این امکان را می‌دهد که تعیین نمایند، کدام عوامل بر تغییرات دمایی و رطوبتی داخل کابین موثرترند. این مدل شبیه‌سازی کامپیوتری با تاکید بیشتر بر حداقل نمودن تست نمونه و توسعه بخشیدن به ظرفیت عملکرد، یک ابزار ضروری و نسبتا" ارزان قیمت در طراحی، توسعه و بهینه نمودن سیستم کنترل دمایی خودروهای مدرن خواهد بود.

در این مقاله نخست بارهای حرارتی وارد بر کابین خودرو مورد بحث و بررسی قرار گرفته و سپس شبیه‌سازی کابین خودرو انجام گرفته و در نهایت مدلسازی برای یک کابین نمونه اجراء گردیده و نتایج حاصل از آن مورد تجزیه و تحلیل قرار می‌گیرد.

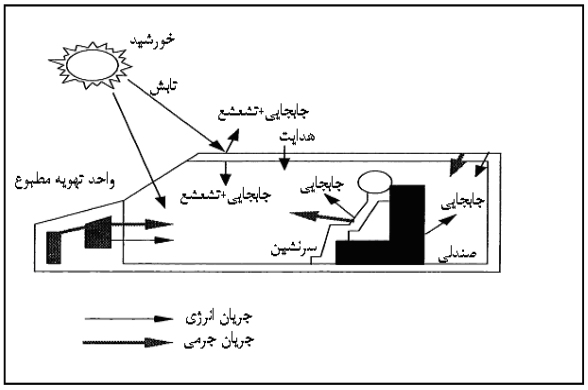
۲- مدلسازی بارهای حرارتی وارد بر کابین خودرو

کابین خودرو در طی حرکت خودرو، دارای شرایط گذرا بوده و تحت بارهای حرارتی متغیر مانند تابش خورشید، حرارت جابجایی و هدایت، بار حرارتی سرنشینان قرار دارد. در شکل (۱)، شمای ساده شده کابین خودروی مسافربری به همراه بارهای حرارتی وارد بر آن نشان داده شده است.

۲-۱- مدلسازی بار خورشیدی [۱]

خورشید مهمترین منبع تولید حرارت در خودرو می‌باشد. بار برودتی خورشید با استفاده از مدل همگن HDKR بدست می‌آید.کل انرژی دریافتی تابشی روی یک صفحه شیب دار از ۴ مؤلفه: تابش مستقیم

از خورشید، تابش پراکنده از زمین، تابش پراکنده از هاله اطراف و خورشید، و بازتابش از زمین تشکیل شده‌اند.

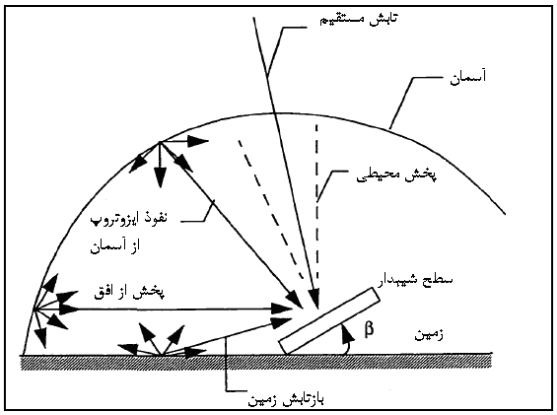


شکل ۱ : شکل شماتیک کابین خودرو به همراه بارهای حرارتی وارده

این موارد شامل طول موج‌های ۰/۳-۳ میکرومتر می‌باشند، که اصطلاحا" طول موج کوتاه نامیده می‌شوند. کل انرژی دریافتی از خورشید روی سطح شیبدار با معادله زیر بیان می‌گردد:

$$G_{total} = G_{cb}.R_b + G_{cd}\left[\frac{1+\cos\beta}{2}\right] + \rho_g\left[G_{cb}+G_{cd}\right]\left[\frac{1-\cos\beta}{2}\right] + G_{cr} \qquad (1)$$

در معادله فوق G تابش خورشیدی بر روی سطح افقی در یک ساعت است که دو مؤلفه دارد: G_{cb} برای پرتو مستقیم و G_{cd} برای پرتو پراکنده از خورشید. R_b بیانگر نسبت تابش مستقیم بر روی سطح شیبدار به همان تابش بر روی سطح افقی است.



شکل ۲ : اجزاء تابش خورشیدی بر سطح شیبدار با زاویه β

بار حرارتی وارد بر خودرو از معادله زیر بدست می‌آید:

$$\dot{Q}_{solar} = G_{total}\,\tau_s A \qquad (2)$$

که در آن τ_s ضریب عبور شیشه می‌باشد.

در مدلسازی انجام شده $\dot{Q}_{solar}\ (w)$، شامل بار عبوری خورشیدی از پنجره و بدنه خودرو می‌باشد که با توجه به زاویه ، ضریب عبور و مساحت این اجزاء، مقادیر مختلفی خواهد داشت.

۲-۲- بار حرارتی به واسطه هدایت و جابجایی [۲]

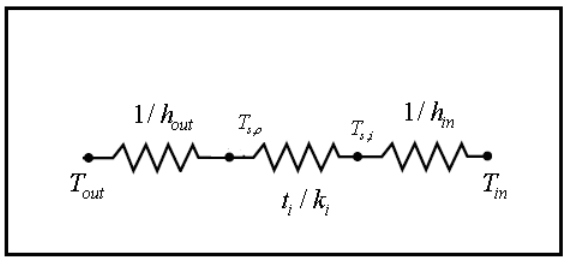
مقدار بار برودتی جابجایی روی یک خودرو با تغییر شرایط مرزی اعمال شده بر سطوح داخلی و خارجی تغییرخواهد کرد. این شرایط شامل دمای سطح و سرعت خودرو (یا سرعت هوا) می‌شود. برای انجام یک شبیه سازی مناسب، باید از یک مدل حرارتی دقیق و در عین حال قابل انعطاف استفاده کرد. قدم اول، تهیه یک مدل حرارتی از خودرو برای بدست آوردن هندسه و اطلاعاتی در مورد جنس مواد سازنده آن در نقاط مختلف می‌باشد. بعد از این مرحله باید از مدل، بعنوان وسیله‌ای جهت محاسبه بارهای برودتی تحت شرایط کاری خودرو استفاده نمود.

با فرض این که هوای درون اتاقک خودرو خنک و هوای محیط اطراف گرم باشد، مقداری حرارت از هوای بیرون به داخل اتاقک خودرو وارد می‌شود. مکانیزم این انتقال حرارت از سه بخش: انتقال حرارت جابجایی هوای گرم بیرون با بدنه خارجی خودرو، انتقال حرارت هدایت از جداره داخلی و گذشتن گرما از لایه هوا بین دو جداره، و انتقال حرارت جابجایی طبیعی سطح داخلی خودرو با هوای خنک داخل خودرو تشکیل می‌شود.

مقدار این بار به شرایط مرزی شامل دمای سطح داخلی و خارجی، سرعت هوا و بار خورشید وابسته است. در این محاسبات بطور کلی کابین به شش بخش: شیشه جلو، شیشه عقب، شیشه‌های بغل، درب‌ها، سقف، وکف تقسیم می‌شود و برای هر بخش با توجه به دمای جداره میزان انتقال حرارت محاسبه می‌گردد. هر بخش شامل چندین المان سطحی بوده که توسط پارامترهایی مانند: سرعت هوا، دما، مشخصات مواد، شیب و ساختار مواد آن مشخص می‌گردد.

۲-۲-۱- موازنه حرارتی

برای محاسبه بارهای حرارتی ناشی از جابجایی و هدایت خودرو، از بالانس حرارتی و فرض انتقال حرارت یک بعدی در حالت پایا استفاده می‌شود. در نتیجه از آنالوژی الکتریکی برای یافتن این بارها استفاده می‌کنیم. مدار حرارتی معادل برای بدنه خودرو مشابه شکل (۳) است.



شکل ۳ : مدار حرارتی معادل برای بدنه خودرو

بالانس حرارتی حول گره $T_{s,o}$ (بیرونی ترین سطح خودرو)، عبارت است از:

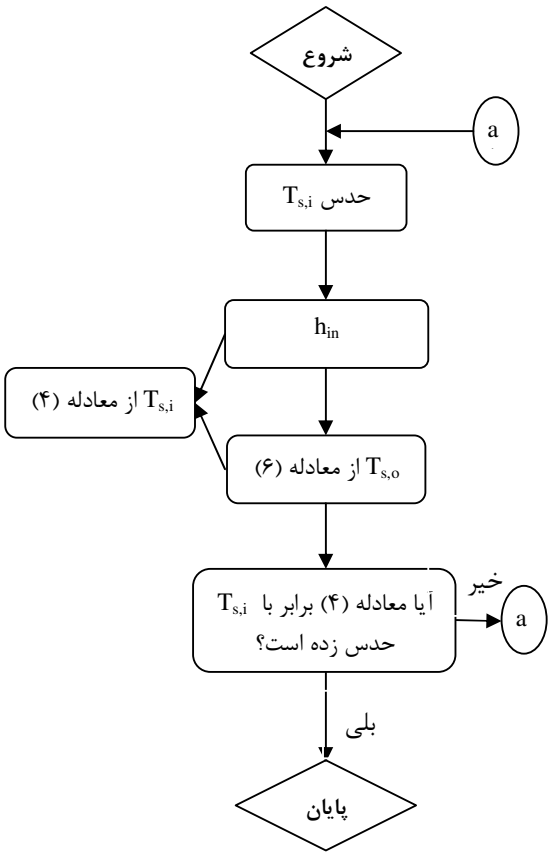
$$q''_{conv,out} = q''_{cond} \qquad (۳)$$

در رابطه فوق $q''_{conv,out}$ شار حرارتی جابجایی خارجی $\left(w/m^2\right)$، $q''_{cond/conv}$ شار حرارتی هدایت سطح بیرونی خودرو با فلز داخل خودرو $\left(w/m^2\right)$ می‌باشند.
بنابراین می‌توان نوشت:

$$\bar{h}_{out}\left(T_{out} - T_{S,o}\right) = \frac{T_{S,o} - T_{S,i}}{\sum \frac{t_i}{k_i}} \qquad (۴)$$

در رابطه فوق $\bar{h}_{out}$ ضریب جابجایی خارجی دمای محیط بیرون $\left(w/m^2.K\right)$، $T_{S,o}$ دمای بیرونی ترین فلز خودرو $\left(^\circ c\right)$، $T_{S,i}$ دمای داخلی ترین فلز بدنه خودرو $\left(^\circ c\right)$، t_i ضخامت هر یک از اجزاء بدنه (m) و k_i ضریب هدایت حرارتی آنها $\left(w/m.K\right)$ می‌باشد.
با نوشتن بالانس انرژی حول گره $T_{S,i}$ نتیجه می‌شود:

$$q''_{cond} = q''_{conv} \qquad (۵)$$



شکل ۴ : فلوچارت مربوط به محاسبه دمای $T_{s,i}$

که در آن q''_{conv} شار حرارتی مبادله شده بین فلز درونی خودرو با هوای اطراف آن می‌باشد. در نتیجه:

$$\frac{T_{S,o} - T_{S,i}}{\sum \frac{t_i}{k_i}} = \frac{T_{S,i} - T_{in}}{\frac{1}{\bar{h}_{in}}} \qquad (۶)$$

در رابطه فوق، T_{in} دمای هوای داخل خودرو و $\bar{h}_{in}$ ضریب انتقال حرارت جابجایی طبیعی (به علت ناچیز بودن سرعت هوای داخل کابین) می‌باشد.
معادلات (۴) و (۶) ظاهرا" دو معادله با دو مجهول می‌باشند. اما از آنجا که برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی داخلی نیاز به محاسبه خواص در شرایط متوسط دمایی $\left(T_f = \frac{T_{in} + T_{s,i}}{2}\right)$ است، پروسه حل به صورت سعی و خطا می‌باشد. بدین صورت که ابتدا $T_{s,i}$ حدس زده می‌شود و به کمک آن $\bar{h}_{in}$ محاسبه می‌شود. با دو معادله (۴) و (۶)، $T_{s,i}$ و $T_{s,o}$ تعیین می‌گردند و با مقایسه دو $T_{s,i}$ بدست آمده، این پروسه آنقدر تکرار می‌شود، تا اختلاف $T_{s,i}$ بدست آمده با $T_{s,i}$ حدس زده ناچیز گردد. سپس به کمک رابطه زیر بار ناشی از هدایت و جابجایی تعیین می‌گردد:

$$q_{cond/conv} = \frac{T_{S,i} - T_{in}}{\frac{1}{\bar{h}_{in}}} \qquad (۷)$$

۲-۳- بار رطوبتی و حرارتی ناشی از سرنشینان

در این مقاله برای محاسبه بار حرارتی سرنشینان از نتایج ارائه شده در مرجع [۳] استفاده می‌شود:

$$\dot{Q}_{human,SH} = np \times SH \qquad (۸)$$

$$\dot{Q}_{human,LH} = np \times LH \qquad (۹)$$

در رابطه فوق np تعداد سرنشینان خودرو و SH حرارت محسوس و LH حرارت نهان بر حسب وات می‌باشند که در حالت فعالیت سبک و حالت نشسته عبارتند از:

$$SH = 65 \qquad \& \qquad LH = 55 \qquad (۱۰)$$

در نتیجه بار ناشی از سرنشینان خودرو بر حسب کیلووات از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\dot{Q}_{human} = 0.12 \times np \qquad (۱۱)$$

رطوبت تولید شده توسط سرنشینان ناشی از سه عامل نرخ تهویه ریوی $\dot{m}_{res}$، نرخ تعریق $\dot{m}_{sw}$ و پخش طبیعی آب از سطح پوست $\dot{m}_{diff}$ می‌باشد. ، معادله حاصل برای محاسبه جرم بخار تولید شده توسط سرنشینان به صورت زیر است:

$$\dot{m}_{v,human} = np \times (\dot{m}_{res} + \dot{m}_{sw} + \dot{m}_{diff}) \qquad (۱۲)$$

هر یک از ترمهای معادله فوق از مرجع [۴] محاسبه می‌شوند.

۳- شبیه سازی کابین خودرو

مدل‌سازی کابین خودروی مسافربری با استفاده از نگاه سیستمی ظرفیت فشرده انجام گرفته است. تغییرات دما و رطوبت نسبی داخل کابین بر اساس شرایط کارکرد دینامیکی خودرو از جمله: حرارت خورشیدی به دیواره‌های خودرو و از طریق پنجره‌ها، بارهای حرارتی جابجایی و هدایت به سمت کابین، بارهای رطوبتی و حرارتی سرنشینان بر هوای داخل کابین و هوای خنک سیستم تهویه مطبوع بر حجم داخل محاسبه گردیده‌اند.

برای محاسبه دما و رطوبت نسبی داخلی فرض شده که تغییرات آنها تنها وابسته به زمان است و از تغییرات مکانی آنها صرف نظر شده است. این امر باعث شده تا معادلات از فرم پاره‌ای[1] به فرم معمولی[2] در آیند. با این کار علاوه بر ساده شدن حل آنها، قابلیت استفاده از سیمولینک[3] که یکی از متعلقات نرم افزار MATLAB است، نیز فراهم می‌گردد.

جریان انرژی و هوای ورودی و خروجی از کابین توسط سه معادله دیفرانسیل غیرخطی مرتبط بهم توصیف می‌گردد. این معادلات عبارتند از: موازنه جرمی هوای خشک موازنه جرمی بخار آب، موازنه انرژی هوای داخلی

با اعمال معادلات فوق برای کابین، روابط زیر بدست می‌آیند.

معادله بقای جرم هوای خشک

$$\frac{dm_a}{dt} = \dot{m}_{a,AC} + \dot{m}_{a,cir} \qquad (۱۳)$$

که در آن m_a مقدار جرم هوای خشک داخل کابین (kg)، $\dot{m}_{a,AC}$ دبی جرمی هوای خروجی از اواپراتور، (kg/s)، $\dot{m}_{a,cir}$ دبی جرمی هوای سیرکوله و خروجی از کابین (kg/s) می‌باشد.

معادله بقاء جرم رطوبت هوا

$$\frac{d(m_a w)}{dt} = (\dot{m}_a w)_{AC} + \dot{m}_{v,human} - (\dot{m}_a w)_{cir} \qquad (۱۴)$$

که در آن w نسبت رطوبت (رطوبت مطلق) هوای داخل کابین و $\dot{m}_{v,human}$ نرخ دبی جرمی بخار آب اضافه شده به داخل کابین بواسطه تنفس سرنشینان می‌باشد که از رابطه (۱۲) بدست می‌آید.

w_{AC} نسبت رطوبت هوای خروجی از اواپراتور می‌باشد.

w_{cir} نسبت رطوبت هوای بازگشتی (ناشی از سیرکولاسیون) به داخل مدول تهویه می‌باشد که برابر با همان نسبت رطوبت هوای داخل کابین است.

معادله بقاء انرژی هوا

$$\frac{d(m_a i)}{dt} = \sum \dot{Q} + (\dot{m}_{a,AC}.i_{AC}) - (\dot{m}_{a,cir}.i_{cir}) \qquad (۱۵)$$

در معادله فوق $\sum \dot{Q}$ کلیه بارهای حرارتی وارد بر هوای داخل کابین خودرو می‌باشد.

$$\sum \dot{Q} = \dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{human} + \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{conv} \qquad (۱۶)$$

در روابط فوق:

$(\dot{m}_{AC}.i_{AC})$ و $(\dot{m}_{cir}.i_{cir})$ به ترتیب بیانگر انرژی ناشی هوای خروجی از اواپراتور و هوای خروجی از کابین به منظور عبور از اواپراتور، می‌باشند.

۴- یافتن توزیع دمای و رطوبت نسبی هوای داخل کابین

با حل هم زمان سه معادله دیفرانسیل (۱۳)، (۱۴) و (۱۵) توزیع جرم هوای خشک، رطوبت مطلق و آنتالپی در هر لحظه تعیین می‌گردند. در نهایت با توجه به رابطه:

$$T = \frac{i - 2501.w}{1.006 + 1.805w} \qquad (۱۷)$$

توزیع دما نیز در هر لحظه تعیین می‌شود.

با معلوم بودن فشار کل هوای داخل کابین و همچنین نسبت رطوبت در هر لحظه، رطوبت نسبی هوای داخل کابین نیز در هر لحظه به کمک رابطه زیر تعیین می‌گردد:

$$\Phi = \frac{wP}{(0.622 + w)P_g} \qquad (۱۸)$$

که در آن P_g فشار اشباع آب در دمای مورد نظر (T) می‌باشد.

۵- نتایج مدلسازی حرارتی کابین خودرو

نتایج مدلسازی حرارتی کابین خودرو با توجه به پارامترهای ورودی زیر در شکل‌های (۵) تا (۷) نشان داده شده است.

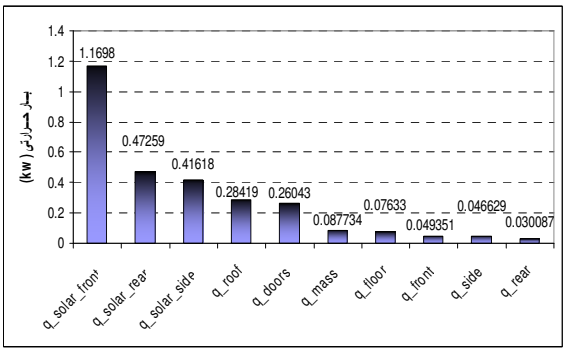
- حالت ماکزیمم سرمایش، $\dot{V}_{\inf}$ برابر با ۰/۰۲۸۳۲ متر مکعب بر ثانیه، دبی حجمی هوای خروجی از دمنده ۰/۱۵ متر مکعب بر ثانیه، در سرعت ۴۰ کیلومتر بر ساعت و بدون سرنشین، با ظرفیت سرمایشی ۲/۶۲۳ کیلووات برای اواپراتور، مشخصات هندسی پژو ۲۰۶، برای شهر تهران (دمای حباب خشک ۳۶/۶۶۷ و دمای حباب خیس ۲۲/۷۷۸ درجه سانتیگراد[۵]) و پس از ۱۰ دقیقه از زمان روشن شدن سیستم تبرید خودرو.

[1] Partial Differential Equations
[2] Ordinary Differential Equations
[3] SIMULINK

۵-۱- نحوه تغییرات بارهای حرارتی وارد بر کابین خودرو

هر چه اختلاف دمایی هوای محیط، با هوای متوسط داخل کابین افزایش یابد، میزان بارهای جابجایی و هدایت وارد بر کابین خودرو نیز افزایش می‌یابند.

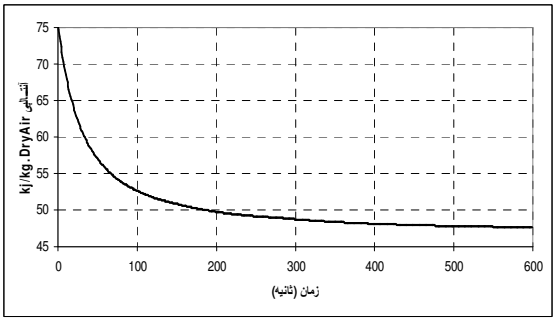
از مقایسه بارهای حرارتی فوق مشخص است که بار جابجایی و هدایت وارد بر شیشه‌های خودرو به دلیل بالابودن ضریب عبورشان، کمترین مقدار(کمتر از ۵ درصد) و بار خورشیدی عبوری از شیشه جلو بیشترین سهم (بیش از ۴۰ درصد) از مجموع بارهای حرارتی وارد بر کابین خودرو را خواهند داشت. مقایسه این بارها در حالت ماکزیمم مقدار خود (انتهای شبیه سازی) در شکل (۵) آمده است.



شکل ۵ : مقایسه بارهای حرارتی وارد بر خودرو در بیشینه مقادیر

۵-۲- نحوه تغییرات آنتالپی متوسط هوای داخل کابین

آنتالپی هوای داخل کابین از رابطه (۱۵) بدست می‌آید، که تابعی از بارهای حرارتی وارد بر کابین می‌باشد. هر چه اختلاف دمای هوای داخل کابین با هوای بیرون بیشتر شود، میزان بار های حرارتی وارد بر خودرو نیز افزایش می‌یابند، در نتیجه در لحظات ابتدایی آنتالپی کاهش یافته و ثانیه ۳۰۰ به بعد ترم $\frac{di}{dt} \approx 0$ گردیده و آنتالپی تقریبا" ثابت خواهد ماند شکل (۶).

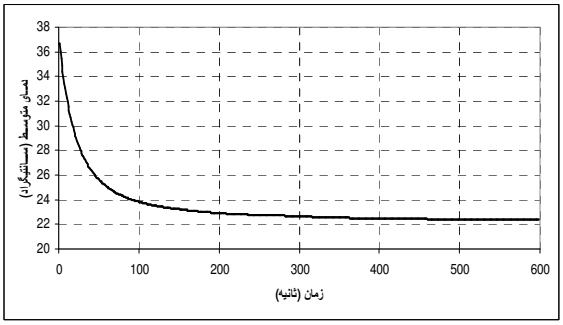


شکل ۶ : تغییرات آنتالپی متوسط هوای داخل کابین

۵-۳- نحوه تغییرات دمای متوسط هوای داخل کابین

با مشخص شدن رطوبت مطلق و آنتالپی هوای داخل کابین با حل همزمان معادلات (۱۳) و (۱۴) و (۱۵) با توجه به معادله (۱۷) دمای متوسط هوای کابین در زمانهای مختلف قابل محاسبه است که در شکل (۷) نشان داده شده است.

با گذشت زمان دمای هوای خروجی از اواپراتور کاهش یافته و با مخلوط شدن آن با هوای گرم داخل کابین دمای متوسط هوای داخل کابین نیز کاهش می‌یابد تا اینکه از حدود ثانیه ۲۰۰، به دلیل توازن ظرفیت سرمایشی اواپراتور با مجموع بارهای حرارتی داخل کابین، دمای خروجی از اواپراتور برابر با مقدار ثابت ۱۵ درجه سانتیگراد شده و دمای متوسط داخل کابین نیز ثابت می‌ماند.

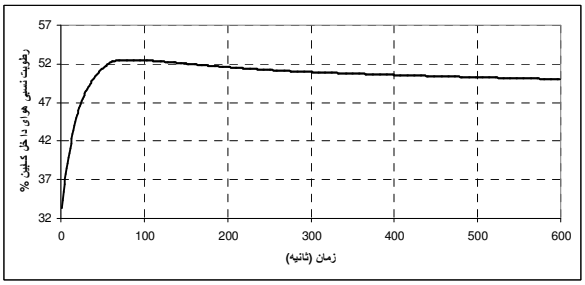


شکل ۷ : تغییرات دمای متوسط هوای داخل کابین

۵-۴- نحوه تغییرات رطوبت نسبی هوای داخل کابین

با معلوم بودن فشار کل هوای داخل کابین و همچنین رطوبت مطلق در هر لحظه، رطوبت نسبی هوای داخل کابین نیز در هر لحظه به کمک رابطه (۱۸) تعیین می‌گردد.

با توجه به شرایط فوق، نتیجه شبیه‌سازی، در شکل (۸) نشان داده شده است.



شکل ۸ : تغییرات رطوبت نسبی هوای داخل کابین

از آنجا که با گذشت زمان، دمای متوسط کابین کاهش می‌یابد، ظرفیت رطوبت هوا که ماکزیمم مقدار رطوبتی است که هوا می تواند بپذیرد نیز کاهش یافته در نتیجه رطوبت نسبی افزایش می‌یابد. از طرفی رطوبت مطلق هوای داخل کابین نیز کم می‌شود در نتیجه مقدار کل رطوبت موجود در هوا نیز کاهش می‌یابد که اثر کاهشی بر رطوبت نسبی دارد.

۶- بحث و نتیجه‌گیری

همانگونه که توضیح داده شد، هدف این مقاله ارائه یک برنامه کامپیوتری برای محاسبه دما و رطوبت نسبی هوای داخل کابین در

زمان کارکرد کولر خودرو و دریافت ورودی‌های متغیر (با زمان و شرایط خودرو) ازسیکل تبرید- آنتالپی، دبی جرمی هوا و دمای هوای خروجی از اواپراتور- می‌باشد.

نتایج حاصل از این شبیه‌سازی بیانگر این مطلب است که این بسته نرم افزاری، ابزار مناسبی جهت بهبود عملکرد سیستم تهویه مطبوع خودرو می‌باشد. برخی از این نتایج عبارتند از:

- میزان هوای سیرکوله بیشترین تاثیر را بر نحوه توزیع دمای داخل خودرو و تعداد سرنشینان بیشترین تاثیر را بر رطوبت نسبی هوای داخل کابین خواهد داشت.
- کنترل تابش خورشید موثرترین ابزار برای کم کردن مصرف انرژی سیستم در سیستم تهویه مطبوع خودرو می‌باشد. با استفاده از شیشه‌های عایق در برابر طول موج‌های مادون قرمز بار ناشی از خورشید حدود ۴۰٪ کاهش می‌یابد.
- در طراحی خودرو می‌توان با کم کردن مساحت شیشه‌های خودرو، با افزایش زاویه شیشه‌ها نسبت به افق و برابری زاویه شیشه جلو و عقب میزان بار برودتی ناشی از خورشید را کاهش داد.

مراجع

[1] Duffie, J.A. Beckman, W.A., "Solar Engineering of Thermal Processes" 2nd Edition, John Wiley & Sons, Inc., (1991).

[2] Incorpera F.P. & Dewitt D.P., "Introduction to Heat Transfer "John Willey and Sons. (1985).

[3] A.S. Chan "Cooling Load Calculation", the 4th International Conference on Indoor Air Quality, Ventilation and Energy Conservation in Buildings, Oct (2001).

[4] Fanger,P.O., Thermal Comfort, McGraw-Hill, Inc., (1970).

[5] ASHRAE HANDBOOK "Fundamentals' Atlanta., GA 30329, (2001).