شبیه سازی و بهینه سازی سیستم خنک کن موتورهای احتراق داخلی در حالت دائم

علی اصغر رستمی
دانشیار

حمید هدایت نسب
دانشجوی کارشناسی ارشد

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان

چکیده

مقاله حاضر به بررسی عملکرد بهینهٔ رادیاتور اتومبیل در شرایط مختلف کارکردی آن از لحاظ سرعت و بار روی اتومبیل و ارتباط اجزای مختلف سیستم خنک کن ماشین مانند پروانه، پمپ و اثر آن روی رادیاتور اتومبیل می پردازد. در این مقاله توسط شبیه سازی کامپیوتری رفتار حالت دائم سیستم خنک کن موتورهای احتراق داخلی شامل رادیاتور، پروانه و پمپ آب براساس روابط تحلیلی و در برخی موارد، جداول تجربی سازندگان معتبر اتومبیل های سواری مورد بررسی قرار گرفته است.

میزان حرارت منتقل شده به سیال خنک کن درون رادیاتور و دبی هوا و آب تابع دور موتور و شرایط حرکت اتومبیل و بار آن می باشد و برنامه کامپیوتری که رفتار رادیاتور را شبیه سازی می نماید، نتایج حاصله را به صورت منحنی هائی نشان می دهد. نتیجه به دست آمده که میزان حرارت جذب شده توسط سیال خنک کن و دمای آب و هوای خروجی از رادیاتور و افت فشار هوای درون رادیاتور را بر حسب سرعت اتومبیل نشان می دهد، از دقت خوبی برخوردار بوده و به ابعاد معمول در رادیاتورهای اتومبیل فوق العاده نزدیک است. این نتایج در بار کامل و دربارهای دیگر نمایش داده شده است.

مقاله حاضر دو نوع معمول و رایج رادیاتورها یعنی ورق مسطح - لوله مسطح و ورق آکاردئونی - لوله مسطح را مورد بررسی قرار می دهد. ولی در برنامه کامپیوتری فایل رادیاتور به صورتی است که برای دیگر مبدل های حرارتی فشرده نیز می تواند به کار رود.

Simulation of Cooling System of Vehicles at Steady State Conditions

Ali A. Rostami
Associate Professor

H. Hedayat Nassab
Graduate Student

Department of Mechanical Engineering
Isfahan Univ. of Tech.

Abstract

Cooling system of a vehicle consists of three main components; radiator, water pump and cooling air fan. The performance of the complete cooling system depends on the vehicle speed and load and the engine rpm. The engine rpm and load affect the amount of heat to be dissipated by the cooling system while the vehicle speed determines the amount of ram air that flows over the radiator. The performance curves of the water pump and the fan, the effect of engine load and rpm and the forward speed of the vehicle were all included in the simulation of the cooling system. The results include the rate of heat loss from the radiator, the air and water outlet temperatures as a function of vehicle speed, gear ratio and load.

۱ـ مقدمه

نیاز روزافزون به اتومبیل های با سوخت کمتر و اقتصادی تر و در عین حال پرقدرت تر و کاهش ابعاد و مواد به کار رفته در اتومبیل های جدید نیاز به رادیاتورهای کوچکتر ولی در عین حال مؤثرتر از لحاظ میزان دفع حرارت جذب شده توسط موتور دارد.

عمدهٔ کارهای تحقیقی انجام شده در سال های اخیر، مقالات منتشره در مجله SAE (Society of Automotive Engineers) می باشد.

مقاله روش طراحی رادیاتور اتومبیل [۱] توسط امنتال و گوچو از شرکت فولکس واگن المان براساس اطلاعات تجربی استوار بوده و ابتدا هر جزء سیستم خنک کن اتومبیل را مورد بررسی قرار داده و سپس رابطه متقابل و تأثیر آنها را در نظر می گیرد. مطالعاتی نیز برای هزینه حداقل براساس روش پارامتری انجام گردیده است. جداول به دست آمده از نتایج تجربی، حاصل کار فوق می باشد. این روش اساساً تجربی می باشد.

کار دیگری که در این زمینه انجام شده است، مقاله ایست [۲] که توسط ژان کلود سربه از کمپانی رنو نوشته شده است. یک برنامه کامپیوتری براساس فایل های مختلف سیستم خنک کن اتومبیل که اطلاعات آن یا نتیجه آزمایشات تجربی و یا فرمول های تحلیلی می باشد، عمل شبیه سازی را انجام می دهد. جدول مهم در این مقاله که به روش تجربی به دست آمده است و به عنوان یک داده در فایل رادیاتور وارد می شود میزان حرارت جذب شده توسط سیال خنک کن در بارهای وارده مختلف به موتور می باشد. در حالت دریچه گاز کاملاً باز میزان حرارت منتقل شده با قدرت موتور تقریباً برابر است و هر چه از بار کامل دور شویم میزان حرارت منتقل شده به سیال خنک کن از قدرت مفید موتور بیشتر خواهد شد.

روش محاسبه برنامه کامپیوتری شامل الگوریتمی به شرح ذیل است که در آن هر فایل اجزاء سیستم خنک کن اتومبیل از هم مستقل می باشد و روش کار بدین صورت است که ابتدا کامپیوتر داده های تجربی را توسط سیستم مبدل داده روی صفحه نمایش داده و سپس فایل های رادیاتور، پروانه و پمپ آب فعال شده و میزان حرارت جذب شده توسط سیال خنک کن در شرایط مختلف کاری محاسبه و دمای آب خروجی روی صفحه نمایش داده می شود. در مقاله امنتال و گوچو روش کار کلاً به صورت تجربی و میزان حرارت دفع شده در شرایط باری و کاری مختلف به طریق آزمایش روی موتورهای مختلف به دست می‌آمد و سپس محاسبه رادیاتور و تعیین اندازه آن شروع می گردید. در مقالهٔ سر به مقدار نیروی وارد به موتور از رابطه

$$P = V_d . F_d = V_d (DV_d^2 + MgSin\theta + Mg\beta)$$

محاسبه می شود و سپس از روی یک جدول تجربی مقدار حرارت داده شده به رادیاتور به صورت $Q_c = \zeta P$ محاسبه می گردد که ضریب تبدیل قدرت مفید موتور و حرارت جذب شده توسط سیال خنک کن می باشد، که تابع دور و بار موتور است.

کار تحقیقی دیگر تعیین مشخصات هندسی و بهینه سازی رادیاتور [۳] که توسط کروگر نوشته شده است و به بررسی خواص هندسی و عملکرد رادیاتورهای اتومبیل پرداخته و میزان افت فشار، ضخامت بهینه و نرخ انتقال حرارت را محاسبه نموده و روشی نیز برای

کاهش وزن رادیاتور ارائه داده است.

به غیر از مقالات اخیر کارهای کلاسیک اولیه ای توسط دانشمندان انتقال حرارت انجام شده که عمدتاً در زمان ابتدای صنعت مدرن هواپیمایی به علت مشکلات رادیاتور موتورهای هواپیما مورد نظر بوده است. اکرت در سال های ۱۹۴۱ و ۱۹۴۲ سه مقاله [۴، ۵ و ۶] به زبان آلمانی در مورد طراحی رادیاتورها منتشر نموده است.

پولها وزن و ترفتز در مقاله ای [۷] اثرات قوانین اساسی سیستم های سرمایشی را در مورد موتورهای احتراق داخلی مورد بررسی قرار داده اند.

کار تحقیقی حاضر شبیه سازی رفتار حالت دائم رادیاتور در اثر تغییرات تمامی پارامترها و اجزاء سیستم خنک کن موتور احتراق داخلی عمدتاً براساس فرمول ها و روابط نظری و در یک مورد خاص داده های تجربی می باشد که این داده جدول تبدیل قدرت مفید موتور به حرارت جذب شده توسط سیال خنک کن می باشد. تمامی پارامترهای فوق به طور همزمان در برنامه کامپیوتری دخالت داده شده است.

برای مطالعه عملکرد ترموهیدرولیکی سیستم خنک کن، در ابتدا مراحل زیر بایستی انجام گیرد. نرخ انتقال گرما از گازهای حاصل احتراق داخل سیلندر به آب در گردش را می توان از رابطه زیر به دست آورد. [۸]:

$$q = E\, I\, n^{m}\, 1^{m+1}$$

که در آن q بر حسب KW و E ضریب ثابت، I تعداد سیلندر، n دور موتور بر حسب rpm، l قطر سیلندر برحسب سانتی متر و m ضریب ثابتی بین ۰/۶ و ۰/۸ می باشد. رابطه فوق برای بار کامل است و در صورت مصرف نشدن کامل انرژی حاصل از احتراق سوخت با هوا، بیشتر انرژی به سیال خنک کن منتقل می شود و راندمان موتور پایین می آید. نسبت گرمای منتقل شده به آب خنک کن، تابعی از دور موتور است که به صورت تجربی برای موتورهای مختلف به دست آمده است.

مسأله بعد رابطه بین دور موتور و سرعت وسیله نقلیه است. اگر n_1 نسبت دنده ها و n_2 نسبت دور میل گاردان به محور چرخ باشد، دور چرخ اتومبیل برابر با:

$$n_d = \frac{n}{n_1 n_2}$$

و سرعت وسیله نقلیه برابر خواهد شد با:

$$V_d = \frac{D}{2} \cdot \frac{2\pi n}{60}$$

دور فن و پمپ آب هم از روی نسبت های انتقال مربوطه به دست می آیند.

۲ـ معیارهای عمومی طراحی سیستم خنک کن

الف ـ رادیاتور

تجربه نشان داده است که مبدل های حرارتی فشرده از نوع لوله مسطح بافین مناسبترین نوع مبدل برای موتورهای احتراق داخلی هستند، زیرا هم سبک و مقاوم بوده و هم ارزان تمام می شوند.

عامل مهم دیگر، میزان نرخ انتقال حرارت است که در این نوع مبدل هنگامی ماکزیمم است که فاصله بین فین ها ناچیز باشد، اما از حد معینی نیز به علت مسائل رسوب گیری و کاهش سطح جریان و مسأله از بین رفتن دقت ساخت جهت موازی بودن فین ها نیز نمی تواند کمتر شود. در عمل مقدار ۱۰ تا ۱۴ فین در اینچ مقدار قابل قبول و معیاری است که عموماً در طراحی بکار می رود.

مسأله مهم دیگر، دمای آبی است که در مجرای جداره موتور جریان دارد که بایستی یکنواخت و در محدوده مشخص باشد، که از تغییر شکل ناشی از اختلاف دمای زیاد بین داخل سیلندر و جداره موتور و اثر آن روی نامیزان شدن یاتاقان ها و غیر مدور بودن سیلندر و غیره جلوگیری نماید. به علاوه دمای بخار آب داخل سیلندر بایستی به قدری زیاد باشد که وقتی از رینگ پیستون خارج می شود مایع نگردیده و از طریق مجرای تخلیه بخار خارج شود و در عین حال دمای بدنه نباید آنقدر بالا رود که روغن روانساز سریعاً ضایع شده و ویسکوزیته مناسب خود را از دست بدهد. برای کاهش سایز رادیاتور، سیستم خنک کن بایستی در ماکزیمم دمای مجاز کار کند تا بالاترین اختلاف دمای ممکن را بین سیال خنک کن و هوای خارج داشته باشد و از طرف دیگر به منظور کاهش تبخیر، لازم است که در زیر نقطه جوش کار نماید و در نتیجه بهتر است که سیستم گردش آب تحت فشار باشد، البته در محدوده ای که اتصال شلنگ و بست امکان می دهد. همانطور که ملاحظه می شود وضعیت بسیار پیچیده است و محدودیت ها فراوان می باشد. تجربه نشان داده است که سیستم سیال خنک کن بایستی بین $92^{\circ}c$ ـ ۸۳ کار نماید و حداکثر تا

۰/۸barg می‌تواند فشار داشته باشد که اکثر احتیاجات فوق را به خوبی برآورده سازد.

بدترین حالت طراحی در تابستان است که دمای هوا به راحتی به ۴۰ درجه سانتی‌گراد می‌رسد. برای موتورهای بنزینی افزایش دمای هوای خروجی از رادیاتور هنگام عبور از روی پمپ بنزین و کاربراتور باعث تشکیل بخار سیال و پدیده خفگی می‌شود و برای جلوگیری از این موضوع و بزرگ نگه داشتن اختلاف دمای بین آب و هوا، افزایش دمای هوا در این حالت حداکثر به ۱۵ درجه سانتی‌گراد محدود می‌گردد.

ب ـ فن یا پروانه

مهمترین مسأله در پروانه، افت فشار و اغتشاش صوتی است. معمولاً بایستی افت فشار به حدود ۱/۵ کیلو پاسکال محدود شود تا از اغتشاش صوتی جلوگیری گردد و در ضمن معمولاً سعی می شود سرعت پروانه به حدود ۳۵۰۰ دور در دقیقه محدود گردد. مسأله دیگر محدودیت قطر پروانه است که حداکثر در موتورهای بنزینی از ۵۰ سانتی متر تجاوز نمی‌کند.

تعداد پره‌ها هم نبایستی از هشت عدد تجاوز کند، زیرا باعث اغتشاش صوتی می‌گردد چون سرعت کارکرد نسبتاً بالا است.

ج ـ پمپ آب

در طراحی میزان دبی پمپ بایستی ضریب راندمان حجمی که بین ۰/۹ ـ ۰/۸ است در محاسبه دبی منظور گردد و ضمناً سرعت در ورود به پمپ به دلیل کاویتاسیون بایستی به ۲m/s محدود گردد و نسبت دور پمپ به دور میل لنگ بایستی طوری انتخاب شود که در دور پایین، پمپ در محدوده Surge نباشد. تعداد پره‌ها بایستی بین ۳ تا ۸ پره باشد.

۳ـ شبیه سازی ترموهیدرولیکی و الگوریتم برنامه

برنامه کامپیوتری ارائه شده، طراحی کامل سیستم خنک‌کن موتورهای احتراق داخلی را نشان می‌دهد. این برنامه براساس حرارت منتقل شده از سیلندر در شرایط مختلف کارکردی موتور و بر حسب دور موتور و هندسه سیلندر میزان نرخ انتقال حرارت را محاسبه نموده و آن را در بدترین حالت که فقط بستگی به دور نداشته بلکه به پارامترهای دیگری مانند دور فن، دور واتر پمپ، سرعت اتومبیل و غیره دارد پیدا کرده و سپس اندازه رادیاتور، فن و واتر پمپ را معین می‌کند و میزان دبی، افت فشار و ابعاد هر یک از اجزاء فوق را محاسبه می‌نماید و سپس منحنی‌های دمای آب و هوای خروجی را برحسب سرعت اتومبیل رسم نموده و افت فشار درون رادیاتور را نیز محاسبه می‌نماید. در بهینه سازی رادیاتور از روش «تابع هدف» استفاده شده که جزئیات آن در طی تشریح برنامه ارائه خواهد شد.

هر بخش از برنامه به صورت مستقل عمل کرده و اطلاعات به صورت ورودی در هر مرحله مانند طراحی فن، رادیاتور، محاسبه حرارت انتقال یافته و غیره به آن داده می شود.

دو هندسه معمول رادیاتورهای اتومبیل یعنی «لوله مسطح ـ ورق مسطح» و ورق آکاردئونی ـ لوله مسطح در فایل رادیاتور گنجانده شده است. محاسبات برای رادیاتور برنجی می‌باشد ولی قابل تعمیم به رادیاتورهای آلومینیومی هم می‌باشد.

برای این کار در ادامه برنامه بایستی بدترین حالتی را که در آن رادیاتور اتومبیل، بیشترین دمای خروجی را پیدا می‌کند معلوم نمود. اساساً بایستی دقت نمود که اگر اتومبیل در حال سکون باشد بر طبق فرمول محاسبه شده قبلی که انتقال حرارت به سیال خنک کن دربار کامل را نشان می‌دهد، این مقدار فقط تابع دور موتور می باشد و دور واتر پمپ هم نسبت مستقیمی با دور موتور دارد در نتیجه در دنده های مختلف ولی در یک دور ثابت مقدار حرارت منتقل شده ناشی از احتراق و عمل پیستون به رادیاتور دربار کامل یکسان است، ولی ممکن است این شرایط یکی برای دنده ۲ و شیب ۲۰ درجه مثلاً ۲۰ کیلو بار اضافه باشد یا دنده چهار در جاده افقی باشد. آن چیزی که کاملاً دمای آب و هوای خروجی را تحت تأثیر قرار می‌دهد مسأله دبی هوای ناشی از سرعت اتومبیل است، زیرا سرعت اتومبیل نسبت به سرعت محوری فن، واقعاً مقدار قابل ملاحظه‌ای است و می‌تواند روی خصوصیات سیستم خنک‌کن موتور اتومبیل تأثیر جدی بگذارد (البته وارد کردن این اثر در معادلات با حفظ تمامی شرایط به سادگی میسر نیست و بایستی دقت کافی را به کار برد). با تکیه بر تجربیات سازندگان و تحقیق اولیه درمعادلات، در حالت های مختلف و پیش بینی شرایط عملی حرکت اتومبیل این نتیجه به دست آمد که نقطه بحرانی در طراحی رادیاتور و سایز کردن آن دنده یک در بیشترین دور می باشد، زیرا اولاً حرارت

انتقال یافته ماکزیمم است چون دور ماکزیمم است. ثانیاً چون در دنده یک میزان سرعت اتومبیل نسبت به دنده های دیگر می نیمم است، مقدار هوای ورودی به رادیاتور ناشی از حرکت اتومبیل حداقل می باشد. ثالثاً این حالت یک وضعیت واقعی در حرکت اتومبیل می باشد که در برخی جاده های کوهستانی وبا ظرفیت کامل اتومبیل بایستی بدون اینکه دمای آب خروجی آن از حد مجاز بالاتر رود بتواند حداقل ۵ تا ۱۰ دقیقه و یا بیشتر چنین شرایطی را تحمل کند و آب برگشتی از رادیاتور و در هر بار برگشت دچار افزایش دما و از کار افتادن موتور نشود.

پس از این کار حال بایستی براساس Q_c اولیه و مشخصات اتومبیل مانند نسبت دنده و قطر چرخ و غیره سرعت هوای ورودی به رادیاتور را محاسبه نمود و با داشتن دمای ورودی آب و هوا و معادلاتی که ذیلاً خواهد آمد بتوان براساس یک تابع می نیمم هدف و براساس محاسبات انتقال حرارت هر مبدل خاص بتوان اندازه مناسب رادیاتور را محاسبه و سپس مجدداً در شرایط مختلف در سرعت و دنده های مختلف دمای آب و هوای خروجی و افت فشار و حرارت منتقل شده به سیال خنک کن را محاسبه نمود و هندسه بهینه رادیاتور را هم رسم کرد. سپس محدوده قابل قبول افت درجه حرارت آب در رادیاتور و افزایش دمای مجاز هوا در برنامه وارد می شود و آنگاه خواص فیزیکی آب و هوا و اتیلن گلیکول در برنامه وارد می شود. دور تایر اتومبیل براساس دنده مورد نظر و دور موتور براساس قطر چرخ تعیین گشته و سرعت خطی ماشین محاسبه می‌گردد.

الف ـ محاسبات فن

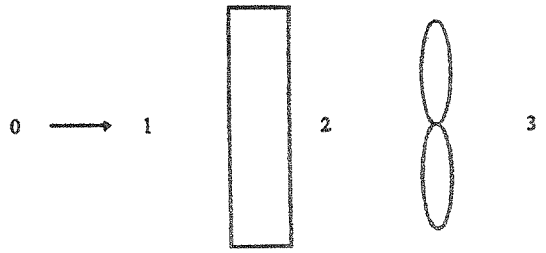
برای مطالعه عملکرد فن رادیاتور مراحل زیر را پی می گیریم.

ابتدا با دانستن ارتفاع رادیاتور براساس ارتفاع مجاز مطابق با جلوبندی اتومبیل، مقدار قطر فن را که حدود ۵ تا ۱۰ سانتی متر کمتر از ارتفاع رادیاتور می باشد، اختیار می کنیم زیرا برای نصب گریل یک حداقل فاصله مورد نیاز است. البته برنامه قطر فن را سؤال می کند و می توان مقادیر مختلفی را به آن منتسب نمود ولی بایستی طراح از لحاظ عملی بر مسأله احاطه داشته باشد.

سپس مقدار دبی جرمی جریان را چون ΔT_a مجاز و C_{pa} معلوم است محاسبه می نمائیم.

$$Q_c = \dot{m}_a C_{pa} \Delta T_a$$

با توجه به شکل زیر برای هوای ورودی به رادیاتور داریم:



$$\frac{p_0}{\rho_0} = \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2} \qquad (۳-۱)$$

همانطور که می دانیم سرعت در مدخل ورودی رادیاتور برای اتومبیل های سواری از حدود ۵۰ m/s در بیشترین سرعت اتومبیل تجاوز نمی کند. باتوجه به اینکه تا ۰/۳ عدد ماخ می توان به خوبی جریان را غیر قابل تراکم فرض نمود فرض $\rho_1 = \rho_0$ دارای دقت کافی می باشد. ضمناً اثر چنین سرعتی در پایین آوردن فشار، فوق العاده ناچیز است و درصد خطا نسبت به فشار محیط در بدترین حالت حدود ۱/۵ درصد می باشد. پس می توان نتیجه گرفت که $\rho_1 = \rho_0$ می باشد.

حال با فرض $P_1 = P_0$ و $\rho_1 = \rho_0$ برای محاسبه خواص حرارتی و افت فشار داخل مبدل به ρ_2 نیاز داریم و طبق روال مرسوم در طراحی مبدل های حرارتی برای ρ_2 اولیه فشار P_2 را برابر P_1 می گیریم که با توجه به اینکه $P_1 > P_2$ است مقداری بیشتر از مقدار واقعی را برای ρ_2 تعیین می نماید.

سپس از معادله زیر

$$\dot{m}_a = \rho_2 V_2 A_{fr2} \qquad (۳-۲)$$

مقدار V_2 را به دست می‌آوریم. می دانیم

$$A_{fr2} = A_{fr3} = \frac{\pi D_1^2}{4}$$

حال با توجه به اینکه

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2 \qquad (۳-۳)$$

مقدار V_1 را برای محاسبه اولیه خواص هیدرولیکی و حرارتی در مبدل به دست می‌آوریم. سپس تعیین اندازه مبدل را طبق فایل رادیاتور که بعداً توضیح داده خواهد شد انجام داده و افت فشار را محاسبه کرده و با توجه به ΔP، مقدار P_2 جدید را حساب می‌کنیم که کمتر از P_1 قبلی است زیرا هوا با افزایش دما سرعت گرفته و فشارش کم می‌شود.

$$P_2 = P_1 - \Delta P \qquad (۳-۴)$$

در نتیجه با این P_2 از رابطه $\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2}$ مقدار ρ_2 جدید را به دست آورده و با قبلی مقایسه می‌کنیم تا برنامه همگرا گردد.

اکنون سرعت محیطی فن، دور و افت فشار آن را حساب می‌کنیم و توجه می‌کنیم که برای محاسبه دبی فن در حال سکون اتومبیل (که پروانه فن بایستی براساس آن طراحی شود) باید دبی ناشی از حرکت اتومبیل را از آن کم کنیم.

$$V_f = \frac{\dot{m}_a - \rho_{al} V_d A_{frl}}{\rho_{a2} (\frac{\pi D_f^2}{4})} \qquad (۳-۵)$$

$$n_f = \frac{V_f}{(\frac{D_f}{2}) \frac{2\pi}{60}} \qquad (۳-۶)$$

$$\Delta p_f = K \rho_{a2} V_f^2 \quad (K \cong 0.075)$$

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{1-2} + \Delta p_f \qquad (۳-۷)$$

و توان فن از رابطهٔ زیر به دست می‌آید:

$$P_f = \frac{\Delta p_{total} Q_a}{\eta_{fan}} \qquad (۳-۸)$$

مقدار η_{fan} بین ۰/۵ تا ۰/۷ می‌باشد.

مقدار $\dot{m}_f = \dot{m}_a - \rho_{al} V_d A_{frl}$ دبی جرمی هوا در حالتی است که اتومبیل در حال سکون باشد، در نتیجه در دورها و دنده‌های دیگر که مقادیر ρ_{a2} و V_d نیز متفاوت است برای محاسبه $\dot{m}_a$ جدید بایستی به صورت زیر عمل نمود. ابتدا از قوانین تشابه فن مقدار دبی حجمی فن را در دور دیگر پیدا می‌کنیم $\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$ و سپس دبی هوای ورودی به رادیاتور را در هر حالت دیگر را به دست می آوریم $\dot{m}_{a2} = \rho_{a2} Q_2 + \rho_{al} V_d A_{frl}$ می‌باشد که ρ_{a2} پس از میانیابی‌های مختلف که قبلاً اشاره شد برای هر مرحله برنامه حساب می شود تا دقت لازم تأمین گردد و اثر سرعت اتومبیل روی خواص حرارتی - سیالاتی رادیاتور معلوم گردد.

ب - روابط پمپ آب

دبی جرمی مورد نیاز آب در گردش طوری تعیین می‌شود که افت دمایی آب در رادیاتور بین ۶ و ۱۲° C باشد یعنی:

$$\dot{m}_w = \frac{Q_c}{C_{pw} \Delta T_w}$$

اما دبی طرح پمپ به علت برگشت مقداری آب از خروجی به ورودی پمپ بایستی بیشتر از مقدار فوق باشد یعنی:

$$\dot{m}_{w,d} = \frac{\dot{m}_w}{\eta_v}$$

که $0.8 < \eta_v < 0.9$ راندمان حجمی پمپ است.

قدرت مصرفی پمپ آب برابراست با:

$$P = \frac{\dot{m}_{w,d} \Delta P_w}{\rho_w \eta_m}$$

که η_m راندمان مکانیکی پمپ و مقداری بین ۰/۷ و ۰/۹ دارد و Δp_w هد پمپ است. سپس برنامه کامپیوتری اطلاعات میزان انتقال حرارت به سیال، دمای آب و هوای خروجی، افت فشار هوا و نسبت دور فن به دور موتور و غیره را برای این حالت محاسبه و رسم می‌نماید.

ج - روابط مبدل‌های حرارتی لوله مسطح - ورق

میزان نرخ انتقال حرارت به هوا و افت فشار آن برای هر رادیاتور معمولاً به طریق تجربی به دست می آید، که به صورت جداولی در اختیار طراحان رادیاتور اتومبیل قرار دارد. طراحی با فرمول‌های ریاضی اساساً کمتر مرسوم می باشد ولی در صورت در اختیار داشتن اطلاعات کافی، طراحی می تواند با انتخاب هسته مناسبی برای رادیاتور و ضخامت مناسب برای تأمین نرخ انتقال حرارت لازم و به حداقل رساندن قدرت پمپ آب و پروانه به انجام رسد.

رادیاتور به عنوان یک مبدل حرارتی جریان متقاطع که در آن هر دو سیال آب و هوا مخلوط نشدنی هستند، شناخته شده است و میزان نرخ انتقال حرارت برابر است

با [۳]

$$\dot{Q} = \dot{m}_a C_{pa}\left[1 - \exp\left[\frac{\exp\left[-\left(\frac{\dot{m}_a C_{pa}}{\dot{m}_w C_{pw}}\right)\left(\frac{UA}{\dot{m}_a C_{pa}}\right)^{0.78}\right]}{\left[\left(\frac{\dot{m}_a C_{pa}}{\dot{m}_w C_{pw}}\right)\left(\frac{\dot{m}_a C_{pa}}{UA}\right)^{0.22}\right]}\right]^{-1}\right](T_{wi} - T_{ai}) \qquad (۹-۳)$$

و یا

$$\frac{\dot{Q}}{A_{fr}(T_{wi} - T_{ai})} = \rho_{ai} V_{ai} C_{pa}\left[1 - \exp\left[\frac{\exp-\left[\frac{\rho_{ai} V_{ai} C_{pa} S_t}{\rho_w A_t C_{pw}}\left(\frac{L_3}{V_w}\right)\left(\frac{S_1}{L}\right)\right]\left[\frac{UA}{\rho_{ai} V_{ai} A_{fr} C_{pa}}\right]^{0.78} - 1}{\left[\frac{\rho_{ai} V_{ai} C_{pa} S_t}{\rho_w A_t C_{pw}}\left(\frac{L_3}{V_w}\right)\left(\frac{S_1}{L}\right)\right]\left[\frac{\rho_{ai} V_{ai} A_{fr} C_{pa}}{UA}\right]^{0.22}}\right]\right] \qquad (۱۰-۳)$$

که در آن حاصلضرب نرخ انتقال حرارت کلی در مساحت مربوطه به صورت زیر نشان داده می‌شود:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_w A_t} + \frac{1}{h_a(\eta_f A_f + A_t)}} \qquad (۱۱-۳)$$

با فرض اینکه مقاومت حرارتی لوله و اثر رسوبات ناچیز باشد، معادله را بر حسب مساحت و مقطع رادیاتور هم می‌توان نوشت:

$$UA = \frac{A_{fr}}{1/h_w L\beta_w + 1/h_a L\beta_a} \qquad (۱۲-۳)$$

که در آن از تقریب $\eta_f A_f + A_t = \eta_f (A_f + A_t)$ به علت کوچک بودن A_t در مقایسه با A_f استفاده شده است.

$$\beta_w = \frac{A_t}{A_{fr} L}, \beta_a = \frac{A_t + A_f}{A_{fr} . L} \qquad (۱۳-۳)$$

و راندمان پره با ضخامت ثابت برابر است با:

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(\frac{2h_a}{K_f \delta}\right)^{1/2} 1}{\left(\frac{2h_a}{K_f \delta}\right)^{1/2} 1} \qquad (۱۴-۳)$$

و در حالت جریان مغشوش داخل لوله رادیاتور، ضریب انتقال حرارت سمت آب برابر است با:

$$h_w = 0.026\, K_w R_{ew}^{0.8} Pr_w^{0.3} / D_h =$$
$$0.026\, K_w^{0.7} C_{pw}^{0.3} (\rho_w V_w)^{0.8} D_{hw}^{-0.2} \mu_w^{-0.5} \qquad (۱۵-۳)$$

و مقدار ضریب انتقال حرارت هوا که تابعی از هندسه لوله و پره می باشد به طریق تجربی به دست می‌آید و سپس براساس تحلیل ریاضی، منحنی مناسب و معادله ای برای هر هندسه خاص به دست می‌آید. مثلاً برای یک رادیاتور با شش ردیف لوله مقدار h_a از روابط زیر به دست می‌آید:

$$j = \frac{h_a Pr_a^{0.67}}{G_a C_{pa}} = \frac{0.174}{Re_a^{0.387}}$$

$$h_a = \frac{0.174\, G_a C_{pa}}{Re_a^{0.387} Pr_a^{0.67}}$$

یا

$$h_a = 0.174\, C_{pa}^{0.33} K_a^{0.67} (\rho_{ai} V_{ai})^{0.613} \mu_a^{-0.283} D_h^{-0.387} \sigma^{-0.387} \qquad (۱۶-۳)$$

$$G_a = \rho_{ac} V_{ac} = \rho_{ai} V_{ai} (A_{fr}/A_C) = \rho_{ai} V_{ai} / \sigma \qquad (۱۷-۳)$$

این معادله برای هشت و چهار ردیف هم صحیح می باشد. با جایگذاری معادلات (۳-۱۳ و ۱۴ و ۱۵ و ۱۶) در معادله (۳ - ۱۲) و سپس جایگزینی (۳ - ۱۲) در (۳ - ۱۰) معادله‌ای برای $\frac{Q_c}{A_{fr}(T_{wi} - T_{ai})}$ بر حسب ρ_{ai} و V_{ai} و V_w و L_3 به دست می‌آید که در آن L_3 ارتفاع هسته رادیاتور است. باید توجه داشت که معادله (۳-۱۵) را بر حسب $\frac{V_w}{L_3}$ می‌توان نوشت.

$$h_w = 0.026\, K_w^{0.7} C_{pw}^{0.3} (\rho_w L_3)^{0.8} (V_w/L_3)^{0.8} D_{hw}^{-0.2} \mu_w^{-0.5} \qquad (۱۸-۳)$$

بر اساس کتاب مبدل های حرارتی فشرده کیزولاندن مقدار افت فشار هوا از رابطه ذیل به دست می‌آید.

$$\Delta p_a = \frac{G_a^2}{2\rho_{ai}}\left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2\left(\frac{\rho_{ai}}{\rho_{ao}} - 1\right) + f\frac{A}{A_c}\frac{\rho_{ai}}{\rho_{am}} - (1 - \sigma^2 - K_e)\frac{\rho_{ai}}{\rho_{ao}}\right] \qquad (۱۹-۳)$$

ضرایب افت فشار K_c و K_e برای جریان توسعه یافته و برای هندسه های مشخص موجود است. برای

رادیاتورهای مختلف این مقادیر بستگی به عدد رینولدز و نسبت سطح مقطع ورودی به سطح مقطع اصلی در داخل هسته رادیاتور دارد. مقادیر K_c و K_e نیز، هم علامت نیستند و کلاً کوچک بوده و در مقدار ضریب اصطکاک f مستتر می‌شوند. در نتیجه معادله (۳ - ۱۹) به صورت

$$\Delta P_a = \frac{G_a^2}{2\rho_{ai}}\left[f\frac{A}{A_c}\frac{\rho_{ai}}{\rho_{am}} + \left(\frac{\rho_{ai}}{\rho_{ao}} - 1\right)(\sigma^2 + 1)\right] \qquad (۳ - ۲۰)$$

درمی‌آید که در آن

$$\rho_{am} = \frac{1}{A}\int \rho_a \, dA$$

در رادیاتورهایی که دمای آب تغییر قابل توجهی ندارد می‌توان ثابت کرد که دانسیته متوسط با LMTD رابطه دارد، در هر حال برای ساده کردن معادله(۳- ۲۰) داریم:

$$\frac{1}{\rho_{am}} = \frac{1}{\rho_{ai}} + \frac{1}{\rho_{ao}} \qquad (۳ - ۲۱)$$

ماکزیمم خطای این رابطه در بدترین حالات ۲/۶٪ می باشد. با جایگذاری (۳ - ۲۱) در (۳ - ۱۹) داریم:

$$\Delta P_a = \frac{G_a^2}{2\rho_{ai}}\left[\frac{f}{2}\frac{A}{A_c}\left(1 + \frac{\rho_{ai}}{\rho_{am}}\right) + \left(\frac{\rho_{ai}}{\rho_{ao}} - 1\right)(\sigma^2 + 1)\right]$$

(۳ - ۲۲)

مقدار f توسط آزمایش به صورت زیر به دست آمده است: [۳]

$$f = 0.3778/Re_a^{0.3565} \qquad (۳ - ۲۳)$$

با انجام یک موازنه انرژی برای رادیاتور، دمای خروجی هوا به دست می‌آید:

$$Q_c = \rho_{ai} V_{ai} A_{fr} C_{pa} (T_{ao} - T_{ai}) \qquad (۳ - ۲۴)$$

در نتیجه نسبت دانسیته ورودی به خروجی

$$\frac{\rho_{ai}}{\rho_{ao}} = \frac{P_{ai}}{P_{ao}}\frac{T_{ao}}{T_{ai}} \approx \left(1 + \frac{\Delta P_a}{P_{ai}}\right)\left(\frac{Q_c}{\rho_{ai} V_{ai} A_{fr} C_{pa} T_{ai}} + 1\right)$$

(۴ - ۲۵)

با جایگزینی معادله (۳ - ۲۵) در (۳ - ۲۲) مقدار افت فشار به صورت

$$\rho_{ai}\Delta P_a = \frac{G_a^2}{2}\left[\frac{fA}{A_c} + \left(\frac{fA}{2A_c} + \sigma^2 + 1\right)\left(\frac{Q_c}{\rho_{ai} V_{ai} A_{fr} C_{pa} T_{ai}} + \frac{\Delta P_a}{P_{ai}}\right)\right]$$

(۳ - ۲۶)

به دست می‌آید

فایل رادیاتور که به آن اشاره گردید شامل دو فایل یکی برای مبدل حرارتی فشرده لوله مسطح - ورق مسطح و یکی برای لوله مسطح - فین آکاردئونی می‌باشد. براساس حرارت منتقل شده به سیال خنک کن و برخی داده های اولیه مانند ابعاد رادیاتور، تمامی ضرایب انتقال حرارت داخلی و خارجی و افت فشار تعیین می‌شود. سپس در حالت های مختلف حرکت اتومبیل با تعیین تابع هدف در حالت بهینه و محاسبه دورفن در دورهای مختلف موتور، ابعاد هسته رادیاتور را طوری انتخاب می‌نماییم که با حفظ شرایط هیدرولیکی - حرارتی جرم آن مینیمم باشد.

در ضمن عملیات فوق بایستی مشخصات واترپمپ، شامل دبی، ابعاد و غیره محاسبه و در برنامه گنجانده شود.

تابع هدف براساس تجارب متعدد سازندگان مختلف و کتابهای مرجع اساسی در این مورد به طریقی انتخاب می‌شود که جرم هسته ضرب در قدرت فن مینیمم باشد یعنی:

(قدرت فن) × (جرم پره ها+جرم لوله ها)=تابع هدف

و جواب نهائی وقتی صحیح است که از میان تمام حالت های قابل قبول موجود این مقدار مینیمم باشد. البته برای هر هندسه مورد نظر یک منطقه قابل قبول برای مثلاً ورق مسطح - لوله مسطح تعیین می‌شود و برنامه در این منطقه با یک مرحله مشخص بهترین هندسه را دنبال می‌نماید. که در آن جرم رادیاتور از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$MR = A_{fr} L \beta_m$$

که β_m جرم لوله و فین در واحد حجم هسته می‌باشد و L طول هسته در امتداد جریان هوا می باشد. مقدار بهینه بایستی حداقل تمامی مقادیر موجود در طی دوره های تکرار برنامه باشد.

در محاسبه فایل رادیاتور جهت فین پرده کرکره ای

(آکاردئونی) و لوله دو پهن (مسطح) از روش برازش منحنی براساس جداول کتاب کیز و لندن برای f و $St.\ Pr^{2/3}$ استفاده شده است و مقدار η_f (راندمان فین) از فرمول

$$\eta_f=\frac{\tanh(m_0 l)}{m_0 l} \qquad (۳-۲۷)$$

به دست آمده است $m_0=\frac{\sqrt{2h}}{\sqrt{K\delta}}$ می‌باشد و مقدار η_0 یعنی راندمان کلی سیستم مبدل حرارتی فشرده از رابطه زیر به دست می آید:

$$\eta_0=1-\frac{A_f}{A}(1-\eta_f)$$

مقدار U_c براساس سطح انتقال حرارت سمت سرد به صورت زیر محاسبه می‌گردد.

$$\frac{1}{U_c}=\frac{1}{\eta_{0,c}h_c}+\frac{a_w}{(A_w/A_c)K}+\frac{1}{(A_h/A_c)\eta_{0,h}h_h} \qquad (۳-۲۸)$$

و واضح است که $U_h A_h = U_c A_c$. اگر در یک طرف از پره استفاده نشود η_0 برابر یک است یعنی در مورد این رادیاتور $\eta_{0,h}=1$ می باشد.

اگر به معادله (۳ - ۱۰) دقت شود در این معادله فقط UA و S_1، مجهول هستند یعنی با یک S_t مشخص طبق جداول و محدوده های کتاب کیز مقادیر مختلف S_1 را اختیار کرده و UA را محاسبه و سپس از روش بهینه سازی برای تمامی حالات مختلف کمترین مقدار تابع هدف را حساب کرده و به عنوان جواب نهائی منظور می کنیم. حال برای S_t دیگر نیز باز به صورت فوق عمل نموده و در نهایت مناسب ترین هندسه را به دست می‌آوریم. ماهیت معادلات به صورتی است که مسأله ناپایداری وجود ندارد و دقت مسأله در حد انتخاب گام برای S_1 می باشد. در صورتی که داده های هندسی اولیه به برنامه مناسب نباشد، برنامه هشدار لازم را می دهد.

پس از تمامی این مراحل، حال پایستی خصوصیات رادیاتور را در حالات کاری دیگر مورد بررسی قرار داد. این محاسبات برای بار کامل می باشد. اگر موتور بد کار کند، یعنی دربار کامل نباشد مقدار حرارت بیشتری به سیال خنک کن منتقل خواهد شد. پس در مثلاً ربع بار کامل و دور ۱۵۰۰ و یا نصف بار کامل و دور ۳۰۰۰ بایستی خصوصیات رادیاتور را مورد بررسی قرار داد. برای این کار از داده های تجربی در مقالات مختلف SAE استفاده شده و رابطه ای به صورت یک جدول در برنامه وارد می شود که در هر دور و با ورودی مقدار بار، میزان حرارت منتقل شده به سیال خنک کن را معین می کند. منظور از بار کامل آن است که در یک دور و دنده مشخص، موتور در بیشترین توان خویش کار نماید یعنی مثلاً با دنده یک و دور ۳۰۰۰ و بدون هیچ وزن اضافی روی اتومبیل در جاده افقی حرکت کردن، دربار کامل نبودن است. اگر در بار کامل باشیم این رابطه مقدار واحد را به ضریب Q_c اختصاص می دهد و در غیر این صورت درصد بیشتری از حرارت به سیال خنک کن منتقل می گردد. میزان دمای خروجی آب و هوا و کارکرد رادیاتور را با درنظر گرفتن تمامی تغییرات از جمله سرعت اتومبیل، فن، پمپ آب، افت فشار و غیره را دربار کامل و بارهای مختلف دیگر می توان برای رادیاتور موجود محاسبه و طی جدول کاملی در پایان برنامه ارائه نمود. در شکل زیر جدول فوق الذکر را ملاحظه می فرمایید.

جدول (۳ - ۱) میزان حرارت منتقل شده به سیال خنک کن در هر دور خاص نسبت به مقدار ماکزیمم آن در همان دور برحسب بارهای مختلف

Q_c/Q_{cmax}

r.p.m / بار	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
0.135	0.26	0.2	0.26	0.325	0.384	0.486	0.5
0.27	0.31	0.27	0.31	0.384	0.44	0.501	0.529
0.406	0.37	0.34	0.39	0.44	0.49	0.564	0.585
0.541	0.45	0.45	0.48	0.52	0.575	0.623	0.658
0.676	0.58	0.58	0.6	0.63	0.68	0.706	0.728
0.811	0.70	0.70	0.72	0.75	0.78	0.802	0.822
0.947	0.88	0.84	0.85	0.9	0.96	0.94	0.946
1	1	1	1	1	1	1	1

به طور خلاصه برنامه را می توان به صورت زیر تعریف نمود:

۱ - ورود داده های اولیه شامل

- مشخصات سیستم انتقال نیرو و اندازه های لازم اتومبیل
- دمای آب و هوای ورودی به رادیاتور و مقدار تغییرات مجاز
- مشخصات ترموفیزیکی آب و هوا در دماهای مختلف
- مشخصات هندسی اولیه رادیاتور

۲ - محاسبه حرارت تلف شده در دور ماکزیمم موتور معمولاً بین ۴۵۰۰ تا ۵۵۰۰ و دربار کامل

۳ـ محاسبه سرعت حرکت اتومبیل دربالاترین دور و دنده سنگین دربار کامل

۴ـ تعیین فشار و دبی جرمی هوای ورودی و محاسبه سطح عبور جریان هوا در رادیاتور و فن

۵ـ محاسبه دبی جرمی آب ورودی به رادیاتور در دور تعیین شده

۶ـ تعیین پارامترهای هندسی متغیر اولیه رادیاتور و محاسبه ضریب انتقال حرارت، افت فشار و تعیین تابع هدف در حالت های مختلف جهت می نیمم کردن بعضی پارامترهای مشخص و تعیین دور فن و پمپ آب و افت فشار آنها در دورهای مختلف

۷ـ تعیین حالت بهینه از بین تابع هدف شرایط مختلف

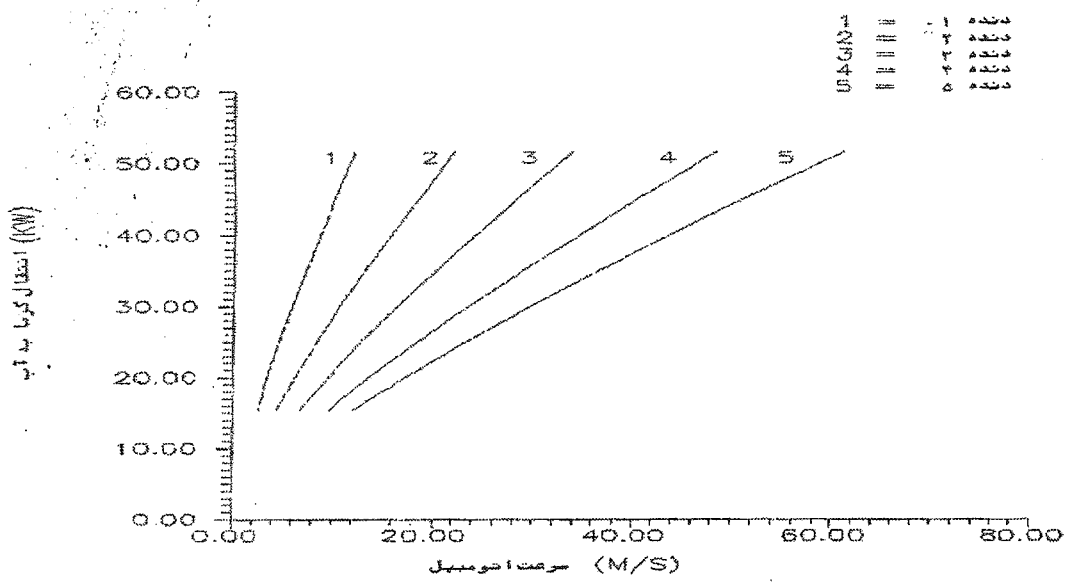
۸ـ تعیین حرارت منتقل شده به سیال خنک کن در هر دور خاص و در بارهای مختلف با توجه به جدول تجربی

۹ـ ترسیم نمودارهای افت فشار هوای درون رادیاتور، میزان تلفات حرارتی، دمای آب و هوای خروجی از رادیاتور در دور و دنده و بارهای مختلف و دربار کامل

٤ـ نتایج و بحث روی آن

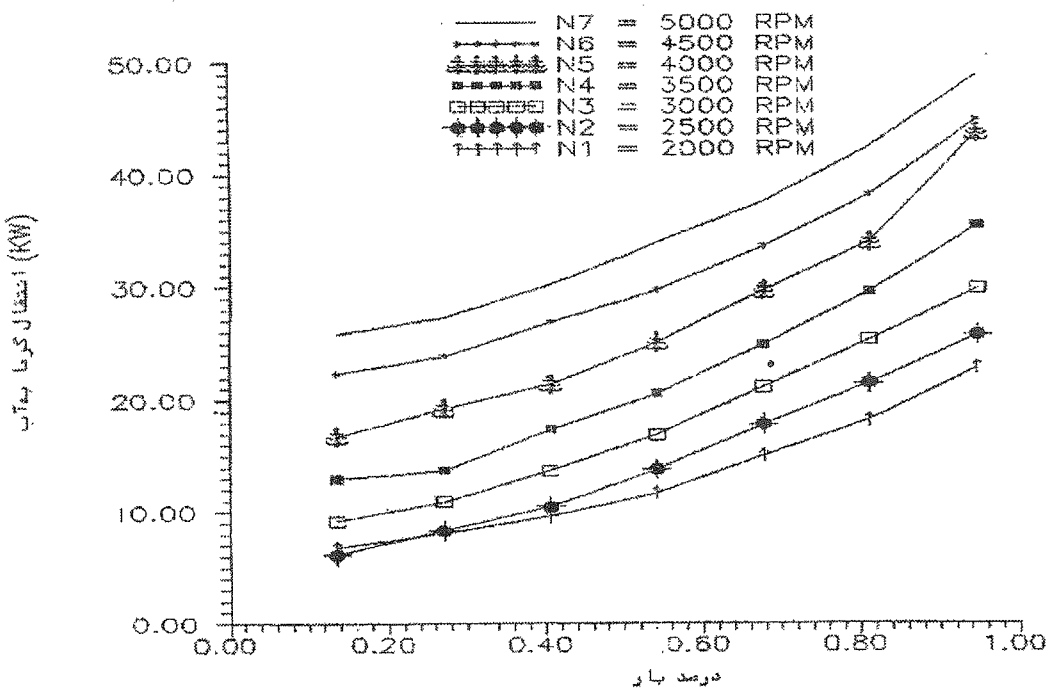
نتایج ارائه شده پیوست برای اتومبیل دوو برای هر دو لوله تخت، ورق تخت و لوله تخت ورق آکاردئونی ارائه شده است. در حقیقت دوو اتومبیل ۴ سیلندر با حجم موتور حدود ۱۵۰۰cc و شش دنده است. در این فصل که شامل منحنی های حرارت جذب شده توسط سیال خنک کن، دمای آب و هوای خروجی، افت فشار درون فن دربار کامل و بارهای مختلف است، برحسب سرعت اتومبیل نشان داده شده است. نتایج مربوط به اتومبیل پیکان و فورد مشابه است و در مرجع [۱۰] آمده است.

شکل (۱) منحنی حرارت جذب شده توسط سیال خنک کن برحسب سرعت اتومبیل را دربار کامل و دربارهای مختلف نشان می دهد. همانطور که قبلاً اشاره شد سرعت اتومبیل نسبت مستقیمی با دور موتور آن دارد و حرارت جذب شده توسط سیال خنک کن نیز یک تابع توانی برحسب دور به صورت $Q = EIn^{m}1^{2m+1}$ می باشد و در هر دور مشخص باتوجه به مقدار m که حدود ۰/۷ است منحنی ها بایستی رفتار یک تابع توانی را از خود نشان دهند و در عین حال به علت اینکه دور ماگزیمم در دنده های سبکتر در سرعت بیشتری اتفاق می افتد، منحنی مقدار حرارت جذب شده بایستی از سمت دنده سنگین تر به دنده سبکتر روی محور سرعت اتومبیل افزایش یابد و در عین حال مقدار حرارت جذب شده توسط سیال خنک کن در دور ماگزیمم با هم برابر باشد. منحنی حرارت جذب شده توسط سیال خنک کن به دست آمده از برنامه کامپیوتری تمامی خواص فوق را دارا بوده و یک تابع توانی برحسب سرعت اتومبیل می باشد و با معادلات و پیش بینی های آن تطابق دارد و دربار کامل هم مقدار آن حدوداً برابر با توان مفید موتور می باشد.



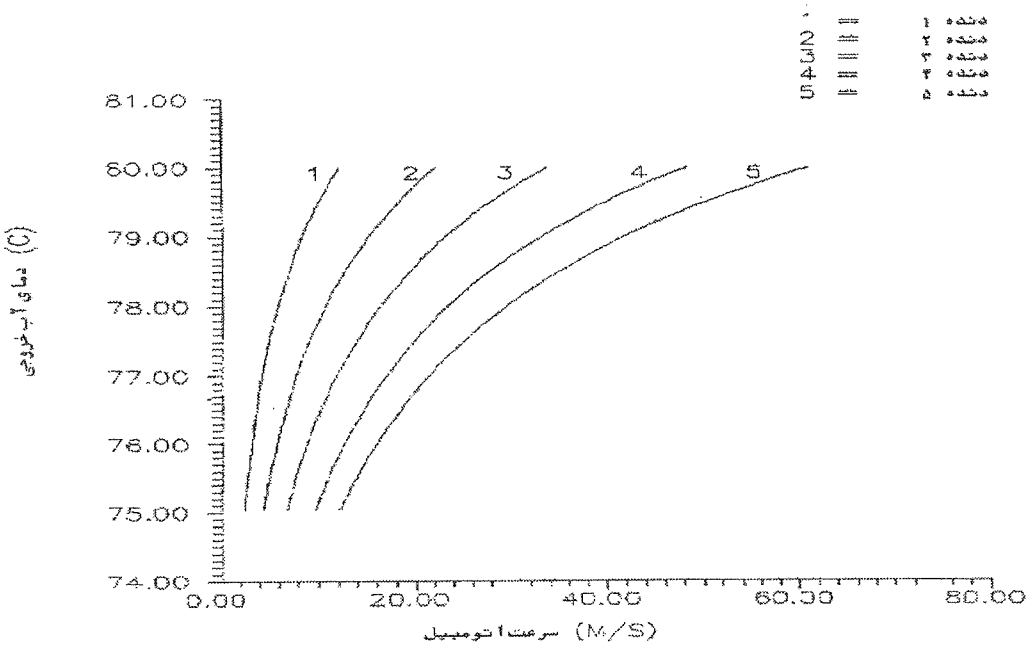
شکل (۱) انتقال گرمای موتور به آب

شکل (۲) میزان حرارت جذب شده توسط سیال خنک‌کن دربارهای دیگر را نشان می‌دهد و همانطور که مشاهده می شود با کاهش بار، حرارت جذب شده توسط سیال خنک‌کن در یک دور ثابت کاهش می یابد ولی نسبت آن به توان اتومبیل با کاهش بار افزایش می یابد، زیرا همانطور که می‌دانیم هر چه از بار کامل دور شویم موتور بدتر کار می‌کند و نسبت حرارت منتقل شده به سیال خنک‌کن به توان مفید موتور زیاد می‌شود. ضمناً با افزایش دور و در یک بار ثابت مقدار حرارت جذب شده توسط سیال خنک‌کن نیز افزایش می یابد که به علت افزایش حرارت ناشی از احتراق می‌باشد. همچنین اثر تمامی پارامترهای دخیل مانند شیب جاده و دنده مورد نظر هم ملحوظ گردیده است. زیرا مثلاً اگر با نصف بار و در دور ۲۵۰۰ حرکت نمائیم و حرارت نسبتاً زیادی را به سیال خنک‌کن بدهیم با تغییر دنده و پایین آمدن دور و بالا رفتن بار به شرایط بهتری از نظر حرکت دست می‌یابیم ونسبت Q_e به توان مفید اتومبیل کاهش می یابد. منحنی‌های به دست آمده فوق‌الذکر براساس تعیین مقدار Q_e/Q_{max} در یک بار مشخص و دور معین از روی نتایج تجربی مرجع [۲] و محاسبه Q_{cmax} از فرمول $Q = EIn^m1^{2m+1}$ در همان دور به دست آمده است.



شکل (۲) گرمای منتقل شده به آب برحسب درصد بار در دورهای مختلف موتور

شکل (۳) تغییرات دمای آب خروجی از رادیاتور بر حسب سرعت اتومبیل در دنده‌های مختلف را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می شود در یک دنده ثابت و با افزایش دور به علت افزایش حرارت جذب شده توسط سیال خنک‌کن دمای آب خروجی افزایش می یابد و همچنین تغییرات دمای آب خروجی در دورهای پایین‌تر شیب تندتری دارد. دلیل آن این است: همان طور که می‌دانیم مقدار حرارت جذب شده با توان ۰/۷ دور رابطه دارد در حالی که از قوانین تشابه مقدار دبی پمپ آب با توان اول دور رابطه دارد. حال با توجه به مطلب فوق اگر دمای آب ورودی به رادیاتور ثابت باشد، تغییرات دمای خروجی در دورهای مختلف به صورت زیر می باشد.



شکل (۳) دمای آب خروجی رادیاتور بر حسب سرعت اتومبیل در دنده های مختلف

$$Q_{c1} = \dot{m}_{w1} C_{pw1} \Delta T_{w1} \qquad (۱-۴)$$

$$Q_{c2} = \dot{m}_{w2} C_{pw2} \Delta T_{w2} \qquad (۲-۴)$$

اما:

$$\frac{\dot{m}_{w1}}{\dot{m}_{w2}} = \frac{\rho_{w1}}{\rho_{w2}} \frac{Q_{w1}}{Q_{w2}} = \frac{\rho_{w1}}{\rho_{w2}} \frac{n_1}{n_2} \qquad (۳-۴)$$

که در اینجا n_1 و n_2 دور در حالت های ۱ و ۲ می باشد.

و اگر $\rho_{w1} = \rho_{w2}$ باشد آنگاه داریم:

$$\frac{\dot{m}_{w1}}{\dot{m}_{w2}} = \frac{n_1}{n_2} \qquad (۴-۴)$$

ولی می دانیم که اگر $m = ۰/۷$ باشد آن وقت داریم

$$\frac{Q_{c1}}{Q_{c2}} = \left[\frac{n_1}{n_2}\right]^{0.7} \qquad (۵-۴)$$

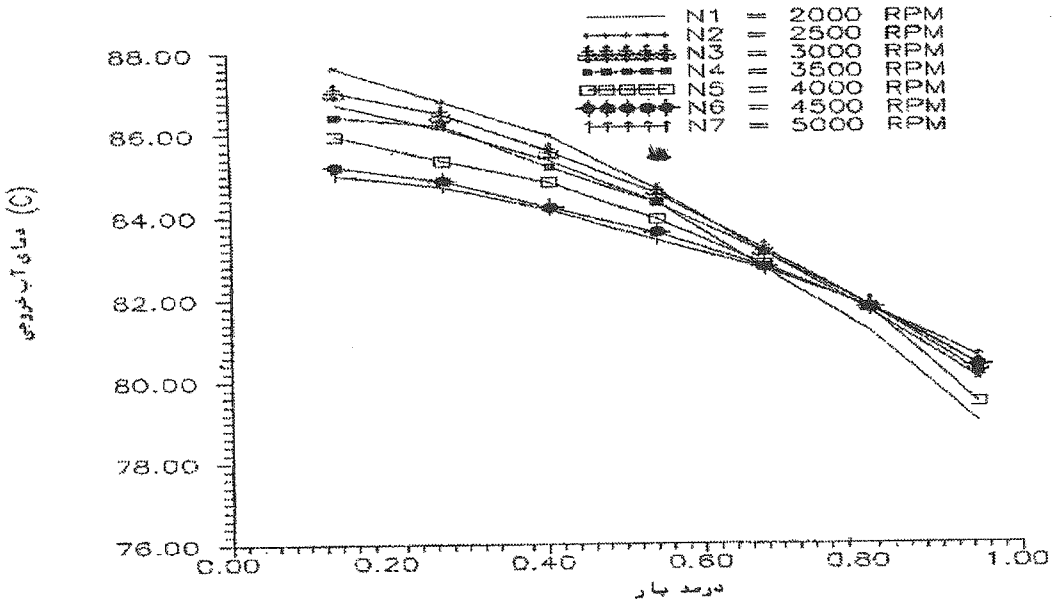
با تقسیم (۴-۱) و (۴-۲) برهم و با استفاده از (۴-۴) و (۴-۵) داریم:

$$\left[\frac{n_1}{n_2}\right]^{0.7} = \left[\frac{n_1}{n_2}\right] \frac{\Delta T_{w1}}{\Delta T_{w2}} \rightarrow \frac{\Delta T_{w1}}{\Delta T_{w2}} = \left[\frac{n_2}{n_1}\right]^{0.3} \qquad (۶-۴)$$

رابطه فوق نشان می دهدکه اگر $n_2 > n_1$ باشد یعنی دور بالاتر رود مقدار ΔT_{w2} کاهش می یابد، یعنی شیب منحنی نهائی کم می گردد. این چیزی است که منحنی های به دست آمده از برنامه کامپیوتری نیز نمایش می دهند. ضمناً در یک سرعت ثابت اتومبیل مشاهده می گردد که دمای آب خروجی در دنده سبکتر کمتر است، زیرا در این حالت دور موتور پایین تر بوده و حرارت کمتری جذب آب شده و در عین حال دبی هوای ورودی به اتومبیل به علت ثابت بودن سرعت اتومبیل و کم بودن دور در دنده سبک تر کاهش داشته ولی حرارت نیز کم گردیده و با در نظر گرفتن کلیهٔ این پارامترها نتیجه کار کاهش دمای آب بوده است. شکل (۴) میزان تغییرات دمای آب خروجی از رادیاتور را در بارهای مختلف و برحسب دور نشان می دهد که مبنای آن همان مقدار حرارت جذب شده توسط سیال خنک کن دربارهای مختلف که در شکل (۲) توضیح داده شد، می باشد و دماهای خروجی پس از وارد شدن این مقدار Q_c در فایل رادیاتور به دست آمده است.

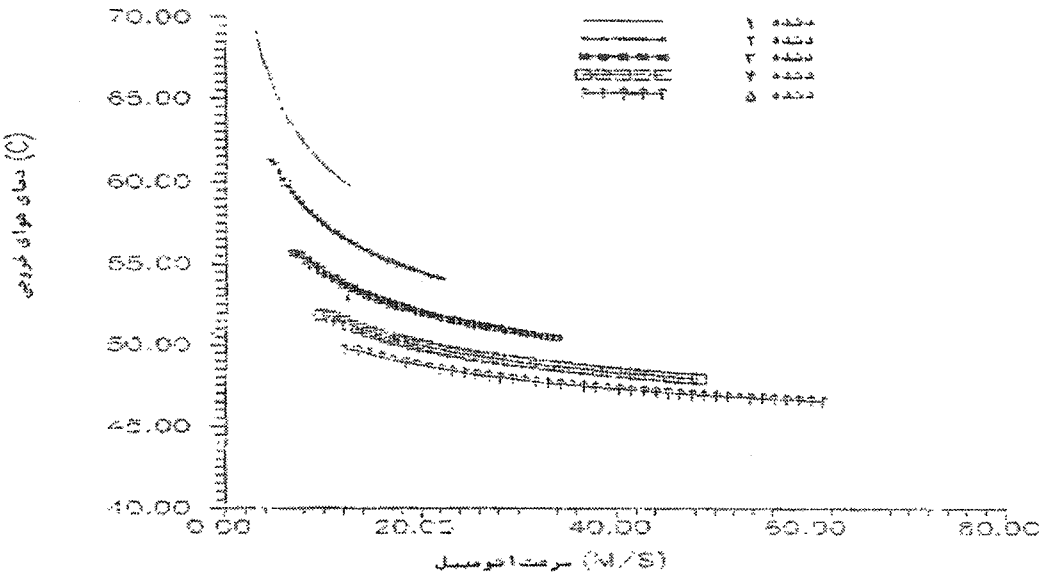
این منحنی نشان می دهد که در یک دور ثابت و با افزایش بار مقدار دمای خروجی کاهش می یابد که این

مطلب نمایانگر کارکرد مناسبتر موتور و نسبت بهتری از حرارت منتقل شده به سیال خنک‌کن به توان مفید می‌باشد که در نتیجه آب خروجی کمتر گرم شده است. همچنین در یک بار خاص و با افزایش دور، میزان دمای خروجی افزایش می‌یابد که به علت افزایش حرارت جذب شده توسط سیال خنک‌کن می‌باشد ولی این تغییرات محسوس نیست زیرا همانطور که می‌دانیم دبی آب نیز با افزایش دور افزایش می‌یابد و افزایش دما را جبران می‌نماید و این چیزی است که در منحنی شکل (۳) نیز مشاهده می‌گردد. همچنین با کاهش دور و افزایش بار دمای آب خروجی نیز کاهش می‌یابد یعنی با سبک کردن دنده و مصرف کامل حرارت ناشی از احتراق موتور می‌توان دمای آب خروجی را پایین آورد.



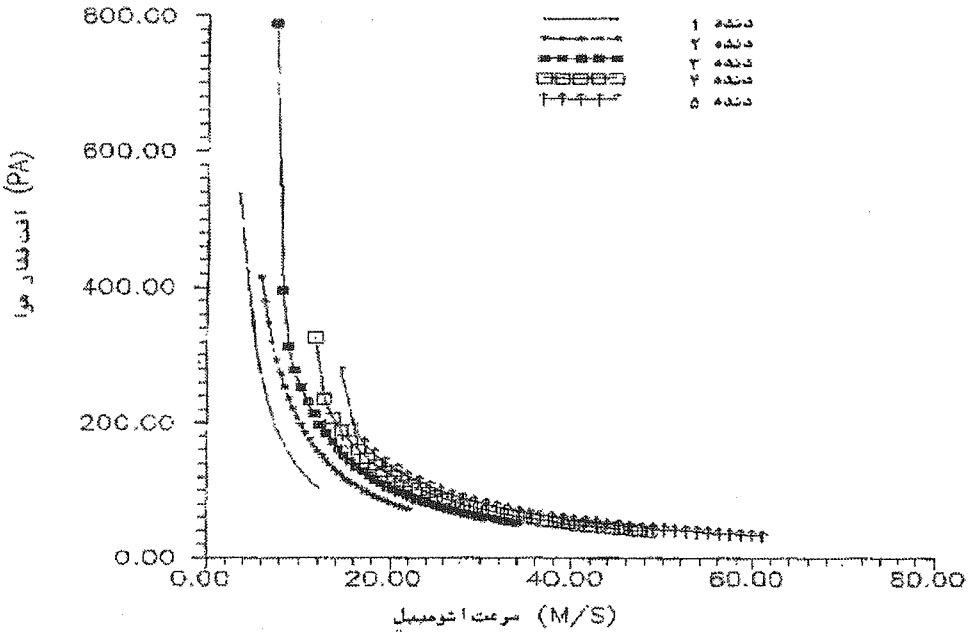
شکل (۴) دمای آب خروجی رادیاتور برحسب درصد بار در دورهای مختلف

شکل (۵) منحنی تغییرات دمای هوای خروجی از رادیاتور برحسب سرعت اتومبیل در دنده‌های مختلف را نشان می‌دهد. همانطور که منحنی‌های فوق‌الذکر نشان می‌دهد در یک دنده خاص و با افزایش دور که متناسب با سرعت اتومبیل می‌باشد دمای هوای خروجی کاهش می‌یابد که دو دلیل دارد اول آنکه با افزایش دور، دبی هوا به علت افزایش دور فن افزایش می‌یابد و در عین حال با بالا رفتن سرعت اتومبیل میزان هوای ورودی ناشی از حرکت اتومبیل نیز افزایش می‌یابد. در نتیجه و همانطور که معادلات و برنامه نشان می‌دهد با افزایش دور، دمای هوای خروجی کاهش می‌یابد. یعنی ذره هوا مدت زمان کمتری درون رادیاتور بوده است وکمتر گرم شده است و اگر چه حرارت داده شده به سیال خنک‌کن بالا رفته است، ولی افزایش سرعت اتومبیل اضافه بر اثر جبرانی دور فن بر افزایش حرارت جذب شده غلبه داشته است. ثانیاً در یک سرعت مشخص و با تغییر دنده از سبک به سنگین دمای هوای خروجی افزایش می‌یابد، زیرا هوا مدت زمان بیشتری در داخل رادیاتور مانده و دمای آن بیشتر بالا می‌رود. ثالثاً در یک دور ثابت و با دنده سبکتر دمای هوای خروجی کمتر می‌باشد که این امر اثر هوای ورودی ناشی از حرکت اتومبیل را نشان می‌دهد زیرا در این حالت چون دور ثابت است دور فن نیز ثابت است و حرارت منتقل شده به سیال خنک‌کن و دبی آب نیز ثابت است. پس تنها عاملی که سبب کاهش دمای هوای خروجی می‌شود افزایش سرعت اتومبیل به علت دنده سبکتر است که دبی هوای بیشتری را به داخل رادیاتور می‌رساند و در نتیجه ΔT_a کاهش می‌یابد.



شکل (۵) دمای هوای خروجی از رادیاتور برحسب سرعت اتومبیل در دنده های مختلف

شکل (۶) افت فشار هوای عبوری از رادیاتورکه بایستی توسط فن تأمین شود را بر حسب سرعت اتومبیل در دنده های مختلف نشان می دهد. لازم به ذکر است که بخشی از هوای عبوری از رادیاتور توسط فن و بخش دیگر آن در اثر حرکت به جلوی اتومبیل تأمین می شود. با افزایش سرعت اتومبیل، سهم فن در تأمین هوا و در نتیجه سرعت هوای ناشی از فن و افت فشار مربوطه کاهش می یابد.



شکل (۶) افت فشار هوا در رادیاتور بر حسب سرعت اتومبیل در دنده های مختلف

نمادنامه

الف: کمیت‌های اصلی

سطح کلی انتقال حرارت = A

سطح گسترده بافین (پره) = A_f

سطح مقطع عبوری جریان = A_{fr}

سطح حداقل مقطع جریان آزاد = A_0

سطح کل هدایت حرارتی = A_w

نرخ جریان ظرفیت حرارتی هر طرف مبدل $C = \dot{m} \cdot c_p$

گرمای ویژه سیال = C_p

ضریب پسای آئرودینامیکی = D

قطر هیدرولیکی ـ قطر فن = D_f

ضریب ثابت در رابطه حرارت منتقل شده به سیال خنک کن ناشی از احتراق گازهای داغ در داخل سیلندر موتور = E

نیروی رانش موتور = F_d

ضریب تصحیح اختلاف دمای میانگین لگاریتمی = F

گام پره (فین) = F_p

ضریب اصطکاک فانینگ = f

دبی جرمی واحد سطح $G = \rho V$

شتاب ثقل = g

انتالپی یا ضریب انتقال حرارت جابجائی = h

تعداد سیلندر = I

ضریب افت ناشی از انقباض در ورود به مبدل = K_c

ضریب افت ناشی از انبساط در خروج از مبدل = K_e

ضریب هدایت حرارتی = K

ضریب هدایت حرارتی فین (پره) = K_f

ضریب هدایت حرارتی دیواره = K_w

طول جریان در هسته برای یک طرف مبدل = L

ارتفاع مبدل = L_3

قطر سیلندر موتور یا طور معادل پره

جرم اتومبیل = M

جرم رادیاتور = MR

ضریب توانی قدرت مفید موتور = m

دبی جرمی = $\dot{m}$

ضریب پره = m_0

عدد نوسلت $Nu = \frac{hD}{K}$

دور موتور = n

نسبت دنده‌های گیربکس ورودی به خروجی = n_1

نسبت دنده محور به میل‌لنگ n_2

دور چرخ اتومبیل = n_d

دور فن = n_f

عدد پرانتل = Pr

قدرت خالص مفید موتور یا فشار استاتیکی یا توان به طور کلی = P

افت فشار استاتیک = ΔP

دبی حجمی یا حرارت منتقل شده به سیال خنک کن = Q

نرخ انتقال حرارت در مبدل = q

عدد رینولدز = Re

گام عرضی لوله = S_t

گام طولی لوله = S_l

دمای استاتیکی مطلق = T

ضریب کلی انتقال حرارت = U

سرعت اتومبیل = V_d

حجم کلی مبدل یا سرعت به طور کلی = V

سرعت محوری فن = V_f

سرعت محیطی فن = U_r

فرکانس = ω

نسبت سطح کلی انتقال حرارت یک طرف مبدل به کل حجم مبدل در همان طرف = β

جرم لوله و فین در واحد حجم مبدل = β_m

ضریب حرکت مکانیکی = β

زاویه شیب جاده برحسب درجه = θ

ضخامت پره پمپ آب = δ_1, δ_2

راندمان = η

ضریب کارآئی حرارتی پره (فین) = η_f

ضریب کارآئی کلی سطح = η_o

راندمان حجمی پمپ = η_v

چگالی = ρ

نسبت سطح آزاد به سطح عبوری جریان = $\phi = \frac{A_0}{A_{fr}}$

ویسکوزیته دینامیک = μ

نسبت حرارت سیال خنک‌کن به قدرت مفید موتور = ζ

ب ـ زیرنویس‌ها

هوا = a

طرف سرد و یا سیال خنک‌کن = c

راننده یا محرکه یا اتومبیل = d

فن یا فین (پره) = f

گاز = g

سیال گرم = h

ورودی = i

میانگین یا میانگین کلی = m

خروجی = o

لوله = t
حجمی = v
طرف آب یا خواص در جداره یا جداره = w
حداکثر = max
حداقل = min
سیال طرف اول =۱
سیال طرف دوم= ۲

مراجع

[1] K.D. Emmenthal, W.H. Gucho, A Rational Approach to Automotive Radiators System Design, SAE 740088, 1974.

[2] Jean Claude Cerbel, An Original Simulation Method for Car Engine Cooling System, SAE 870713, 1987.

[3] D.G Kroger, Radiator Characterization and Optimization, SAE 846380, 1984.

[4] B. Eckert, Cooling fans for Internal Combustion Engine, MTZ, Vol.2, PP 316-327, 1940.

[5] B. Eckert, The Cooling Fan of the Motor Vehicle and its Behavior, 1941.

[6] B. Eckert, Problems in Design of the cooling system of Motor Vehicle, part 1.ATZ, PP 270-280, 1942.

[7] E. Trefftz and E.Pohlhausen, Regarding the Elementary Laws of the Cooling processes, 1920.

[8] Sen, Internal Combustion Engines Theory and Practice, Khana pub. 1984.

[9] Kays and London, Compact Heat Exchangers, Mc Graw-Hill, 1984.

[۱۰] هدایت نسب، حمید «طراحی و بهینه سازی و عملکرد سیستم خنک کن موتورهای احتراق داخلی، تز کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان -۱۳۷۲.