

بررسی تجربی عملکرد فن در سیستم خنک کاری موتور یک خودرو با استفاده از جریان سنج سیم داغ*

محمد علی اردکانی^(۱) آذر انوری^(۲) ابراهیم محب^(۳)

چکیده سیستم خنک کاری در عملکرد موتور یک خودرو، نقش اساسی را ایفا می‌کند. در این سیستم، رادیاتور و فن از اجزا اصلی بوده و عملکرد این اجزا باید به دقت مورد بررسی قرار گیرد. در این مقاله عملکرد دو فن با مشخصه‌های مختلف در سیستم خنک کاری موتور یک خودرو مورد بررسی قرار گرفته و منحنی‌های مشخصه فن‌ها شامل: فشار استاتیکی و کل، بر حسب دبی جریان ارائه شده، سپس رادیاتور و فن در شرایط عملکرد خودرو قرار گرفته و توزیع دقیق جریان هوای ورودی با استفاده از جریان‌سنج سیم داغ، اندازه‌گیری شده و الگوی جریان در ورودی رادیاتور و تأثیر آن بر کارکرد فن، مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج آزمون‌ها نشان می‌دهد نقطه تقاطع منحنی مقاومت سیستم و منحنی فشار استاتیک فن‌ها، نشان‌دهنده‌ی مقدار واقعی دبی فن‌ها نبوده و مقدار واقعی دبی، کم‌تر از مقدار تخمین‌زده شده از روی منحنی‌های فوق می‌باشد. در ادامه: تغییرات و اصلاحاتی در دهانه‌ی ورودی یکی از فن‌ها و قاب آن اعمال شده و آزمون‌های مشابهی انجام یافته است. مقایسه‌ی نتایج، نشان می‌دهد تغییرات اعمال شده، اگرچه موجب بهبود یکنواختی در جریان ورودی رادیاتور شده، اما منجر به افزایش قابل ملاحظه‌ی دبی در سیستم خنک کاری نشده است. تست‌های جاده خودرو نیز بهبود عملکرد سیستم خنک کننده را به میزان قابل توجهی نشان نداده است.

سیستم خنک کاری موتور خودرو، عملکرد فن، جریان سنج سیم داغ، دبی سنجی.

Experimental Evaluation of Fans Used in an Automotive Engine Cooling System Using Hot-Wire Anemometer

M. A. Ardekani A. Anvari E. Moheb

Abstract Engine cooling system plays a major role in performance of vehicle engine, in which the radiator and the fan are the main components. In this article, the performance of two fans with different characteristics has been appraised within an engine cooling system. For this purpose, performance characteristics curves of both fans, including, static pressure and total pressure against flow rate have been generated. Then a test rig, similar to that of an engine's cooling system, was set up for the fan and the radiator. Subsequently the air flow rate and Radiator's inlet flow distribution have been measured precisely under working conditions using hot wire anemometer. also, the inlet airflow pattern was analyzed. Results reveal that intersection point of the system resistance curve and static pressure curve of the fans, do not represent the actual and true values of flow rate of the fans. However the actual flow rate is less than those anticipated. Then, some modifications were made to the entrance of one of the fans and it's shroud, and similar tests have been performed. Although the test results after modification showed more uniformity in the flow towards the radiator, the increase of flow rate was minimal in the cooling system. Also, road tests of the vehicle did not represent much improvement on the performance of the cooling system.

Key Words Automotive cooling system, Fan performance, Hot wire anemometry, Flow measurement.

* نسخه‌ی اول مقاله در تاریخ ۸۷/۱/۲۱ و نسخه‌ی نهایی آن در تاریخ ۸۹/۱/۲۲ به دفتر نشریه رسیده است.

(۱) دانشیار، پژوهشکده‌ی مکانیک، سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی ایران

(۲) نویسنده‌ی مسئول، مربی پژوهشی پژوهشکده‌ی مکانیک، سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی ایران

(۳) کارشناس ارشد مکانیک، شرکت سایپا

مقدمه

سیستم خنک‌کاری در عملکرد موتور یک خودرو، نقش اساسی را ایفا می‌کند. در این سیستم، رادیاتور و فن از اجزاء اصلی می‌باشند. با افزایش دبی جریان عبوری از رادیاتور، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی افزایش یافته و به دنبال آن، میزان انتقال حرارت نیز افزایش می‌یابد. دبی عبوری از رادیاتور به مقاومت سیستم و مشخصات فن نظیر: قطر پروانه‌ی فن، نسبت قطر توپی (hub) به قطر پروانه، تعداد پره‌ها، نوع و زاویه‌ی پره‌ها، سرعت دوران فن، لقی لبه‌ها و شکل دهانه‌ی ورودی، بستگی دارد [1].

یکی از آثار طراحی آیرودینامیکی خودروها، کوچک شدن فضای جلوی خودروها و محدودیت هندسی چیدمانی اجزاء سیستم خنک‌کننده است که نتیجه‌ی آن، کاهش فاصله میان رادیاتور، موتور و فن می‌باشد. کاهش این فاصله موجب می‌شود تا جریان هوای خروجی از فن به صورت شعاعی حرکت کند و از آن‌جا که نوع فن در سیستم خنک‌کاری خودرو غالباً جریان محوری است، این شرایط سبب می‌شود تا فن در شرایطی غیر از شرایط طراحی کار کند [2]؛ به همین جهت، طراحی بهینه‌ی سیستم خنک‌کاری خودرو اهمیت ویژه‌ای دارد.

محققین متعددی در زمینه‌ی بررسی رفتار حرارتی رادیاتورها در سیستم‌های خنک‌کننده‌ی خودرو، تحقیق نموده‌اند. Oliet و هم‌کاران [3] با توسعه‌ی یک مدل ریاضی دقیق برای یک مبدل حرارتی، تأثیر پارامترهای مختلف، نظیر دبی جریان عبوری از رادیاتور را بر روی عملکرد سیستم خنک‌کاری به صورت عددی بررسی نموده و نشان دادند که با افزایش دبی هوای عبوری، ظرفیت خنک‌کنندگی افزایش می‌یابد؛ به‌صورتی‌که گرادیان منحنی ظرفیت خنک‌کنندگی با افزایش دبی کاهش پیدا می‌کند.

Gifford و هم‌کاران [2] تأثیر اجزای پایین دست فن، نظیر موتور را بر روی عملکرد فن‌های محوری در سیستم خنک‌کاری خودرو مورد بررسی قرار داده و مشخص نمودند که اجزای پایین دست فن، در افزایش

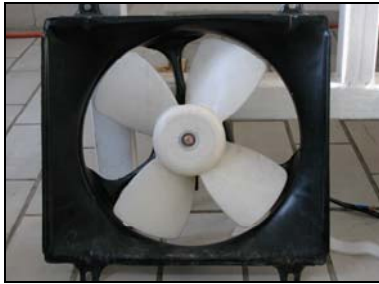
افت فشار و در نتیجه، کاهش دبی جریان، نقش مؤثری دارند.

shimada و هم‌کاران [4] تأثیر قرارگیری حلقه‌ی لبه پره‌ها (labyrinth seals) را بر روی عملکرد فن‌ها در سیستم خنک‌کاری بررسی نموده و نشان دادند که یک حلقه‌ی ثابت، تأثیر لقی لبه را کم‌تر و دبی جریان را افزایش می‌دهد.

Morris و هم‌کاران [5] با استفاده از جریان‌سنج سیم داغ، توزیع سرعت در پایین دست فن را در یک سیستم خنک‌کاری خودرو اندازه‌گیری نموده و نشان دادند که جریان خروجی فن، چرخشی بوده و در اطراف توپی و پره، پروفیل جریان، کاملاً متفاوت می‌باشد. Chiou [6] تأثیر غیریکنواختی جریان را بر میزان انتقال حرارت در سیستم خنک‌کاری خودرو مورد مطالعه قرار داده و Emmenthal [7] نیز تأثیر غیر یکنواختی جریان هوای خنک‌کننده را در طراحی سیستم خنک‌کاری و پارامترهای عملکردی آن، مورد بررسی قرار داد. هر دو مرجع اخیر، نشان دادند غیر یکنواختی سرعت در جریان ورودی رادیاتور، به شدت عملکرد حرارتی آن را کاهش می‌دهد.

Juger و Crook [8] یک تحقیق تجربی را بر روی دو رادیاتور با دبی جریان ثابت و طرح لوله‌ی متفاوت انجام داده، تأثیر طول لوله را بر حسب تعداد لوله‌های موازی برای سه سیال خنک‌کننده‌ی مختلف، مورد مطالعه قرار دادند. Gollin و Bjork [9] به صورت تجربی، عملکرد پنج رادیاتور متداول در صنایع خودروسازی را با یکدیگر مقایسه نمودند. Chen و هم‌کاران [10] نیز یک رادیاتور نمونه را به صورت تجربی مورد تحلیل و بررسی قرار داده و معادلات نرخ تلفات حرارتی، افت فشار سمت سیال و افت فشار سمت هوا را بر حسب شرایط مرزی جریان، توسعه دادند.

کار تحقیقاتی حاضر، به دلیل وجود مشکل در سیستم خنک‌کاری موتور یک خودروی سبک، انجام گرفته است. در این راستا به منظور افزایش دبی جریان عبوری و بهینه‌سازی عملکرد سیستم خنک‌کننده، عملکرد دو فن با مشخصه‌های مختلف در سیستم



الف

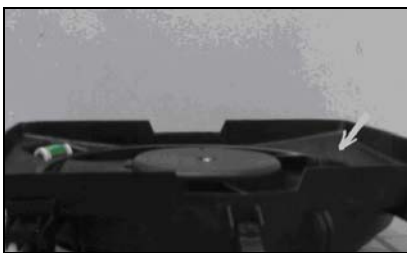


ب

شکل ۱- الف) فن شماره ۱، ب) فن شماره ۲



الف



ب

شکل ۲- الف) فن شماره ۲ قبل از تغییرات در دهانه‌ی ورودی و قاب فن، ب) بعد از تغییرات

جدول ۱ مشخصات فن‌های مورد آزمون

مشخصات	فن شماره ۱	فن شماره ۲
قطر پروانه‌ی فن	۳۰ cm	۳۰ cm
قطر تویی فن	۱۱ cm	۱۵ cm
تعداد پره	۴	۶

خنک‌کاری موتور یک خودرو مورد آزمون و بررسی قرار گرفته است. سپس اصلاحاتی در دهانه‌ی ورودی یکی از فن‌ها و قاب آن، بدون تغییر در نوع فن انجام یافته است. در این مقاله، تأثیر تغییر در قاب و دهانه‌ی ورودی فن بر روی توزیع سرعت و الگوی جریان هوا در ورودی رادیاتور نیز مورد بررسی قرار گرفته است. عملکرد فن با استفاده از بستر تست فن و توزیع جریان ورودی رادیاتور با استفاده از بستر تست مجموعه‌ی فن و رادیاتور، بررسی شده است. جریان هوای ورودی با استفاده از دستگاه جریان سنج سیم داغ، اندازه‌گیری شده و با استفاده از آن، الگوی جریان در سیستم خنک‌کننده تحلیل شده است. همچنین نتایج آزمایشات جاده برای سیستم خنک‌کاری موتور خودروی مورد نظر ارائه شده است.

در این مقاله ضمن ارائه‌ی روش آزمون و نتایج به دست آمده، به تحلیل نتایج و تأثیر مشخصه‌های فن بر الگوی جریان در ورودی رادیاتور پرداخته می‌شود.

روش آزمایش

کلیه‌ی آزمایش‌ها در پژوهشکده‌ی مکانیک سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی ایران انجام شده است. این آزمایش‌ها در دو بخش ذیل انجام گرفته است:

۱- بررسی عملکرد فن‌ها و تعیین منحنی مشخصه،
 ۲- اندازه‌گیری الگوی جریان هوای ورودی به رادیاتور در سیستم خنک‌کاری مورد نظر.

دو فن مورد آزمون در شکل‌های (۱-الف) و (۱-ب) نشان داده شده است. هر دو فن از نوع مکنده بوده، و در پایین دست رادیاتور قرار می‌گیرند. در جدول (۱) مشخصات دو فن نشان داده شده است.

پس از انجام آزمایش‌های لازم بر روی دو فن، به منظور بهینه‌سازی در دهانه‌ی ورودی و قاب فن شماره ۲، اصلاحاتی صورت گرفته است. شکل (۲-الف) و (۲-ب)، دهانه‌ی ورودی این فن را قبل و بعد از اصلاحات نشان می‌دهد.

همان‌گونه که در شکل (۲) نشان داده شده است، دهانه‌ی ورودی فن دارای شیب بوده و مانند نازل عمل می‌کند. با توجه به تغییرات اعمال شده، فاصله‌ی فن نسبت به رادیاتور، پس از نصب حدود ۱/۵ سانتی‌متر افزایش یافته است. این فاصله با توجه به محدودیت فضا در سیستم خنک‌کاری خودرو انتخاب شده است. در جداول (۲) و (۳)، محدوده دمایی روشن و خاموش شدن فن در سیستم خنک‌کاری خودروی موردنظر، ارائه شده است. در این دو جدول، دو دور مختلف برای فن ذکر شده است. در جدول (۲) محدوده دمایی روشن و خاموش شدن فن در وضعیت خاموش بودن سیستم تهویه یا کولر اتاق خودرو ارائه شده و جدول (۳) نیز با وضعیت روشن بودن کولر خودرو مرتبط است. مقایسه‌ی جداول فوق، نشان می‌دهد در وضعیتی که کولر تهویه‌ی خودرو روشن باشد، محدوده دمایی که فن روشن می‌گردد، پایین‌تر است. در حرکت خودرو، معمولاً فن خنک‌کاری خاموش نمی‌باشد، خصوصاً اگر سیستم تهویه یا کولر اتاق خودرو روشن باشد. به طور کلی می‌توان گفت، وظیفه‌ی فن رادیاتور، تأمین میزان جریان هوای کافی در شرایطی است که میزان جریان هوای حاصل از حرکت خودرو کم است و این امر، صرفاً در شرایط IDEL (شرایط ثابت خودرو) مانند توقف پشت چراغ قرمز نمی‌باشد.

جدول ۲ محدوده دمایی روشن و خاموش شدن فن در سیستم خنک‌کاری خودروی مورد نظر (کولر خودرو خاموش)

	دور کم	دور زیاد
فن روشن	89.25 °C	96.00 °C
فن خاموش	83.25 °C	90.00 °C

جدول ۳ محدوده دمایی روشن و خاموش شدن فن در سیستم خنک‌کاری خودروی موردنظر (کولر خودرو روشن)

	دور کم	دور زیاد
فن روشن	50.25 °C	89.25 °C
فن خاموش	44.25 °C	83.25 °C

در سال‌های اخیر، تقاضا برای نصب فن بر روی رادیاتورها به شدت افزایش یافته است؛ زیرا از یک طرف قدرت موتورها افزایش یافته و از طرف دیگر به علت شکل آیرودینامیکی خودروها، ابعاد رادیاتورها کوچک‌تر شده است؛ از این رو برای تأمین جریان هوای زیاد برای رادیاتورها نیاز به فن و روشن بودن آن در حین حرکت خودرو، ضروری است.

شکل (۴) نیز نرم‌افزار ویژه‌ی آزمون فن را نشان می‌دهد که داده‌های جمع‌آوری شده را به صورت فایل و گراف نمایش می‌دهد.

برای اندازه‌گیری و تعیین منحنی مشخصه فن، از بستر آزمون فن، مطابق با استاندارد ANSI/AMCA

بزرگ‌ترین رقم مشاهده شده باشد [11].
در بستر آزمون فن نیز که در این طرح تحقیقاتی مورد استفاده قرار گرفته است، برای اندازه‌گیری فشار از سه ترانسدیوسر فشار استفاده شده است. این فشارسنج‌ها از نوع فشارسنج تفاضلی می‌باشند و بر اساس اختلاف فشارهای ورودی به آن، خروجی را به صورت ولتاژ منتقل می‌کنند. این فشارسنج‌ها، فشارهای حس شده را در بازه 0-5 in.wg اندازه‌گیری می‌کنند. دقت اندازه‌گیری فشارسنج‌ها نیز ± 0.05 in.wg است.

در بستر آزمون فن، جهت اندازه‌گیری دما از حسگر DS1820 استفاده شده است. محدوده‌ی اندازه‌گیری دما در این وسیله، بین ۵۵- تا ۱۲۵+ درجه‌ی سانتی‌گراد و با دقت ۰/۵ درجه سانتی‌گراد است. با توجه به مجموع خطاها و عدم قطعیت‌های ترکیبی، عدم قطعیت در مشخصه عملکرد فن، در بستر آزمون فوق، حداکثر ۲٪ است.

برای اندازه‌گیری الگوی جریان هوای ورودی به رادیاتور و تعیین دبی واقعی، بستر تست رادیاتور و فن به صورت یک مجموعه‌ی مشابه با وضعیت سیستم خنک‌کننده‌ی موتور ساخته شده و توزیع دقیق جریان هوای ورودی با استفاده از دستگاه جریان‌سنج سیم داغ، اندازه‌گیری شده است. شکل (۵) بستر آزمون رادیاتور و فن را نشان می‌دهد.

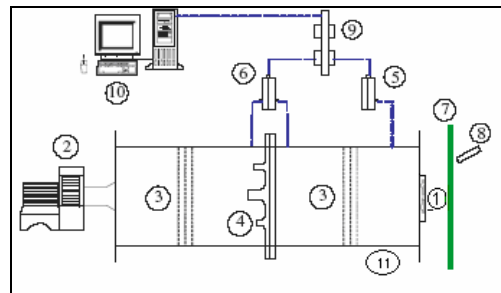


شکل ۵ بستر آزمون رادیاتور و فن

با توجه به این که هدف از تحقیق حاضر،



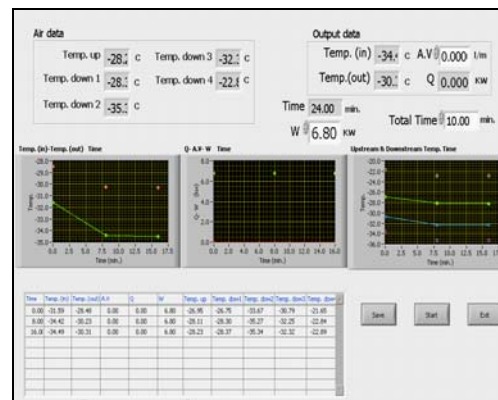
الف



۱- فن مورد آزمون، ۲- فن کمکی، ۳- توری‌ها، ۴- نازل‌ها، ۵- مبدل فشار، ۷- صفحه مانع، ۸- دورسنج، ۹- کارت جمع‌آوری داده‌ها، ۱۰- رایانه، ۱۱- محفظه آزمون

ب

شکل ۳- الف) بستر آزمون فن و سیستم جمع‌آوری اطلاعات،
ب) شماتیک بستر آزمون فن و تجهیزات آزمون



شکل ۴ نرم‌افزار ویژه‌ی آزمون فن

در استاندارد مرجع ANSI/AMCA 210-99، مشخصات ضروری کلیه‌ی دستگاه‌ها و روش‌های اندازه‌گیری و معیار لازم از نظر دقت اندازه‌گیری، ذکر شده است؛ هم‌چنین روش‌های کالیبره کردن مشخصی نیز بیان شده است. مطابق با استاندارد فوق، دقت دستگاه‌های اندازه‌گیری فشار، باید حداکثر ۱ درصد

نتایج آزمایش

در این بخش، ابتدا نتایج مربوط به منحنی مشخصه فن‌ها ارائه شده، سپس پروفیل جریان ورودی به رادیاتور مورد بحث قرار می‌گیرد.



شکل ۶ مکانیزم انتقال دهنده و پراب سیم‌داغ در پشت رادیاتور

منحنی مشخصه فن و مقاومت سیستم

در شکل‌های (۷-الف) و (۷-ب) منحنی‌های فشار استاتیکی و کل برای فن‌های شماره‌ی ۱ و ۲ در دور RPM ۲۲۰۰ نشان داده شده است. هم‌چنان‌که در شکل‌های فوق مشاهده می‌شود، فشار استاتیکی و کل با افزایش دبی جریان کاهش یافته و روند این منحنی‌ها مطابق با عملکرد فن‌های محوری می‌باشد. در نتایج آزمایش، تکرارپذیری مطلوبی مشاهده می‌شود. مقایسه‌ی شکل‌های فوق نشان می‌دهد، اگرچه مشخصات دو فن از جهت تعداد پره‌ها و نسبت قطر توبی به قطر پروانه و نوع پره‌ها، با یکدیگر متفاوت می‌باشند، ولی منحنی مشخصه‌ی آن‌ها تا حدودی به هم نزدیک بوده است. هم‌چنین نتایج آزمون برای فن شماره ۲ قبل و پس از اصلاح نشان داده است که منحنی مشخصه‌ی هر دو فن تقریباً مشابه بوده و بر روی یکدیگر منطبق شده‌اند.

در شکل‌های فوق، منحنی مقاومت سیستم نیز نشان داده شده که با استفاده از بستر استاندارد رادیاتور حاصل شده است. نقطه‌ی کارکرد سیستم که محل تقاطع بین منحنی مقاومت سیستم و منحنی مشخصه عملکرد فن

بررسی الگوی جریان هوای ورودی و اندازه‌گیری دبی ورودی به رادیاتور بوده، پراب جریان‌سنج سیم‌داغ در بالادست جریان قرار گرفته است. نظریه این که جریان ورودی به رادیاتور یک بعدی و در جهت عمود بر سطح رادیاتور می‌باشد، از جریان‌سنج سیم‌داغ یک بعدی استفاده شده است. این جریان‌سنج، ساخت شرکت فراسنجش صبا (www.Farasanjesh.com) بوده و سنسور سیم‌داغ آن از جنس تنگستن 5μ است.

به منظور اندازه‌گیری پروفیل سرعت جریان ورودی به رادیاتور، از مکانیزم انتقال دهنده‌ی پراب استفاده شده است. این مکانیزم انتقال دهنده با استفاده از سه موتور پله‌ای قادر است در ۳ جهت با دقت 0.1mm حرکت نماید. کنترل حرکت مکانیزم انتقال‌دهنده‌ی پراب توسط نرم افزار مربوطه و از طریق درگاه سریال رایانه انجام می‌شود.

شکل (۶) مکانیزم انتقال دهنده و پراب سیم‌داغ را در پشت رادیاتور نشان می‌دهد. در این آزمایش، موقعیت پراب با حرکت مکانیزم انتقال دهنده تغییر نموده و با استفاده از جریان‌سنج سیم‌داغ، سرعت جریان در نقاط مختلف اندازه‌گیری شده و داده‌ها از طریق کارت DAQ به رایانه ارسال و توسط نرم افزار، پردازش شده است. با توجه به فرکانس اغتشاشات جریان، فرکانس نمونه برداری داده‌ها، 5KHz بوده و زمان اندازه‌گیری در هر نقطه ۲۰ ثانیه می‌باشد [۱۲].

لازم به یادآوری است که عدم قطعیت در اندازه‌گیری سرعت و در نتیجه مقادیر دبی، توسط سرعت‌سنج سیم‌داغ به متغیرهای مختلفی از جمله: موقعیت پراب، دقت مکانیزم انتقال دهنده، تغییرات دمای محیط، فشار، رطوبت و نحوه‌ی کالیبره کردن، بستگی دارد [13]. با توجه به موارد فوق، دقت اندازه‌گیری‌های انجام شده توسط سرعت‌سنج سیم‌داغ در حدود $1/5\%$ می‌باشد.

شکل (۷-ج) ضریب افت فشار رادیاتور را نشان می‌دهد که در بستر آزمون استاندارد رادیاتور اندازه‌گیری شده است. در شکل ذیل، محور عمودی، ضریب افت فشار K و معادل با $K = \Delta p / (1/2 \rho u^2)$ می‌باشد که ΔP میزان افت فشار و u سرعت جریان سیال است. در شکل (۷-ج) مشاهده می‌شود که با افزایش دبی حجمی جریان، میزان افت فشار، کاهش می‌یابد. این منحنی‌ها با رابطه‌ی ذیل نیز هم‌خوانی دارد:

$$K = \left(n\gamma + \lambda \frac{1}{d_n} \right) \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2 \quad (1)$$

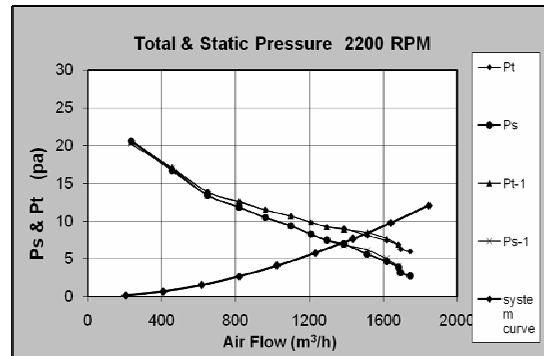
در رابطه‌ی فوق، K : ضریب افت فشار، F_1 : سطح مقطع عبور هوا و F_0 : سطح مقطع کل رادیاتور، d_n : برابر قطر هیدرولیکی لوله‌های رادیاتور و λ : ضریب افت در واحد طول پره رادیاتور است. قابل ذکر است که مقدار λ به عدد رینولدز محلی $Re^* = \frac{V_0 \cdot K}{\nu}$ بستگی دارد که V_0 سرعت هوا روی لوله‌های رادیاتور و K : ارتفاع متوسط زبری‌های دیواره لوله‌ها و پره‌های رادیاتور است. γ نیز ضریبی است که جهت لحاظ نمودن افت فشار ناشی از انبساط و انقباض جریان هوا در میان پره‌ها وارد شده است. n : تعداد ردیف لوله‌های رادیاتور است. چنانچه افت فشار سیستم بر حسب دبی جریان رسم گردد، با توجه به این که با توان دوم سرعت متناسب است، علیرغم کاهش ضریب k با سرعت جریان، فشار مقاومت سیستم با افزایش دبی افزایش یافته و روند صعودی دارد.

پروفیل جریان ورودی به رادیاتور

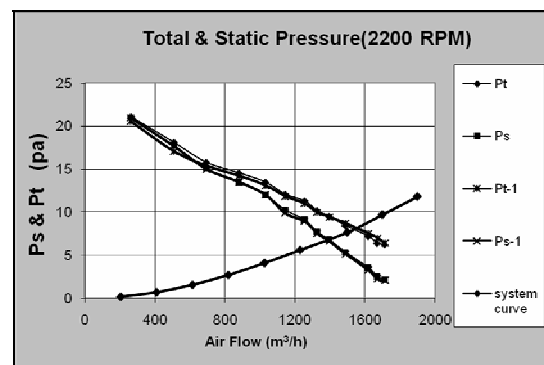
در این بخش نتایج مربوط به الگوی جریان ورودی به رادیاتور ارائه و مورد بحث قرار می‌گیرد.

شکل (۸-الف) و (۸-ب) نمونه‌ای از اسیلوگرام و طیف سرعت لحظه‌ای را در ناحیه‌ی متناظر با مرکز پره فن شماره ۲ در ورودی رادیاتور نشان می‌دهد. در این ناحیه سرعت لحظه‌ای تحت تأثیر حرکت دورانی

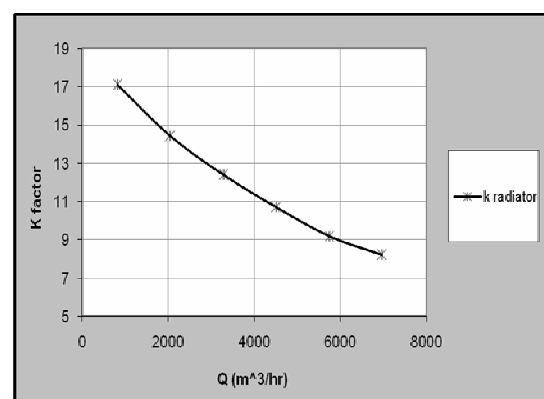
است، دبی جریان را مشخص می‌نماید؛ بنابراین با توجه به نقاط تقاطع منحنی‌های مقاومت سیستم و منحنی فشار استاتیک، انتظار می‌رود دبی فن شماره ۱ در حدود $1320 \text{ m}^3/\text{h}$ و دبی فن شماره ۲، $1400 \text{ m}^3/\text{h}$ باشد.



الف

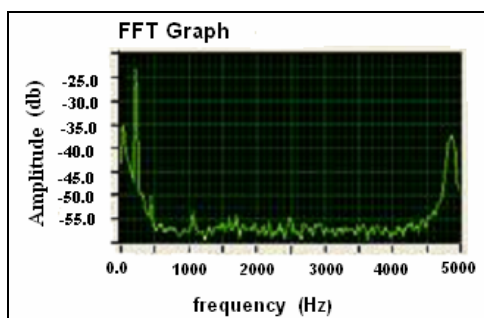


ب



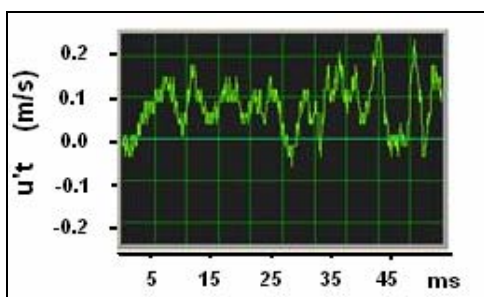
ج

شکل (۷-الف) منحنی مقاومت سیستم رادیاتور و منحنی‌های فشار استاتیکی و کل فن شماره ۱، (ب) منحنی مقاومت سیستم رادیاتور و منحنی‌های فشار استاتیکی و کل فن شماره ۲، (ج) تغییر ضریب افت فشار بر حسب دبی حجمی برای رادیاتور مورد بررسی

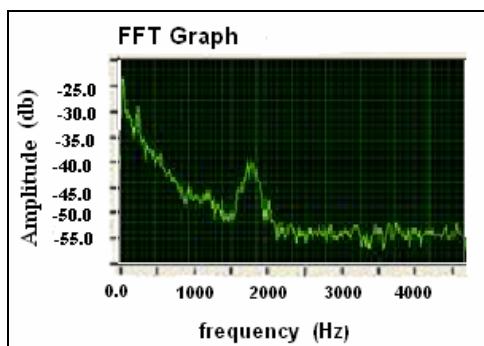


ب

شکل ۸- الف و ب نمونه‌ای از اسیلوگرام و طیف سرعت لحظه‌ای در ناحیه‌ی متناظر با پره در ورودی رادیاتور



الف



ب

شکل ۹- الف و ب نمونه‌ای از اسیلوگرام و طیف سرعت لحظه‌ای در ناحیه‌ی متناظر با توپی در ورودی رادیاتور

در شکل (۱۰)، پروفیل سرعت در محور افقی مرکزی رادیاتور از مرکز تا لبه، به ترتیب برای هر سه فن نشان داده شده است. هم‌چنان که در شکل‌های فوق مشاهده می‌شود، سرعت در ناحیه‌ی توپی ($Z < 50$ mm) برای فن شماره ۲، کم‌تر از فن اصلاح شده و فن شماره ۱ است. همان‌گونه که در جدول (۱) نشان داده شده، قطر توپی فن شماره ۲، ۱۵ سانتی‌متر بوده که

پرها قرار گرفته و به صورت منحنی نزدیک به سینوسی است. فرکانس سرعت جریان هوا برابر با $f = N \cdot n / 60$ است که N ؛ تعداد پره و n ؛ سرعت دورانی فن می‌باشد.

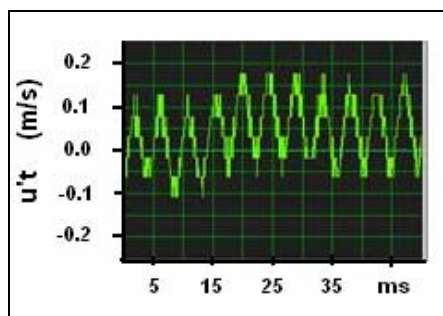
شکل (۹- الف) و (۹- ب) نیز نمونه‌ای از اسیلوگرام و طیف سرعت لحظه‌ای را در فن شماره ۲ در ناحیه‌ی متناظر با توپی در ورودی رادیاتور نشان می‌دهد. در این ناحیه جریان به صورت سینوسی مشاهده نمی‌شود، ولی اغتشاش‌های شدید با فرکانس پایین دیده می‌شود. در ناحیه توپی سرعت لحظه‌ای دارای فرکانس‌های غیر از سرعت دوران پره می‌باشد. هم‌چنین سرعت جریان هوا در توپی فن، کم‌تر از سرعت در مرکز پره فن می‌باشد. قابل ذکر است که شدت اغتشاش طبق رابطه ذیل:

$$T_u = \frac{\sqrt{u'^2}}{\bar{U}} \times 100$$

تعریف شده است. در رابطه‌ی فوق، u' ؛ نوسانات جریان می‌باشد. به عبارت دیگر در هر لحظه، سرعت جریان لحظه‌ای شامل دو مولفه سرعت متوسط \bar{U} و سرعت نوسانی $u'(t)$ می‌باشد:

$$U(t) = \bar{U} + u'(t)$$

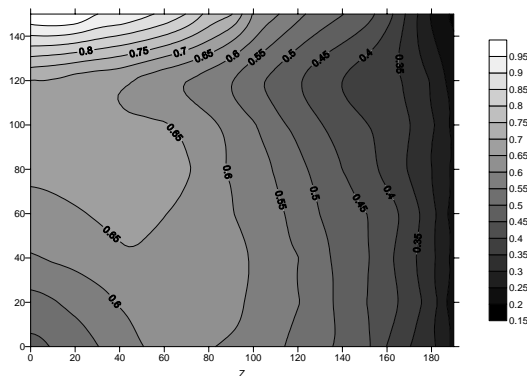
با توجه به شکل‌های (۸ و ۹) مشخص می‌شود که برای اندازه‌گیری جریان هوای ورودی به رادیاتور باید از جریان سنج سیم داغ و یا جریان سنج لیزری استفاده نمود.



الف

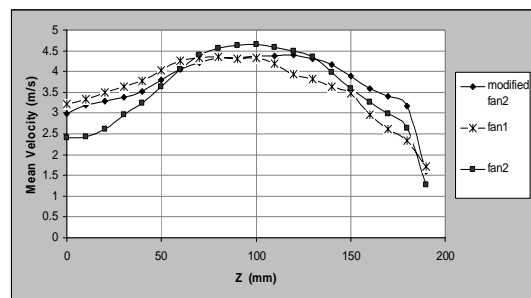
مشابه است. در ناحیه‌ی تویی فن‌ها، شدت اغتشاش حدود ۵٪ بوده و برای فن شماره ۲ بیشتر از دو فن دیگر است. در گوشه‌های رادیاتور یا ناحیه‌ی کور، شدت اغتشاش، بسیار افزایش یافته است که این امر بیانگر آن است که اندازه‌گیری سرعت جریان هوا باید توسط جریان‌سنج سیم داغ انجام گیرد.

در شکل‌های (۱۲)، (۱۳) و (۱۴) نمودارهای سرعت بی‌بعد شده برای هر سه فن برای ربع سطح رادیاتور به صورت کانتور ارائه شده است. به منظور درک بهتر از توزیع جریان در سطح رادیاتور و چگونگی یکنواختی جریان، مقادیر سرعت نسبت به سرعت ماکزیمم مربوط به هر فن بی‌بعد شده است. مقایسه‌ی شکل‌های فوق نشان می‌دهد، به دلیل کوچک بودن قطر تویی در فن شماره ۱، یکنواختی سرعت در ناحیه‌ی تویی برای فن فوق بیشتر می‌باشد. مقایسه‌ی نتایج نشان می‌دهد به دلیل شکل مستطیلی رادیاتور با نسبت طول به عرض $\frac{3}{4}$ ، پوشش دهی فن در بعد طولی نسبت به عرض رادیاتور کم‌تر بوده است؛ لذا در بعد طولی، ناحیه‌ی کور وجود دارد. مقایسه‌ی شکل (۱۳) با (۱۴) نشان می‌دهد با اصلاح فن شماره ۲ و ایجاد فاصله بین فن و رادیاتور، توزیع سرعت یکنواخت‌تری نسبت به فن قبل از اصلاح، حاصل شده است که از اهمیت خاص در سیستم خنک‌کاری برخوردار است.

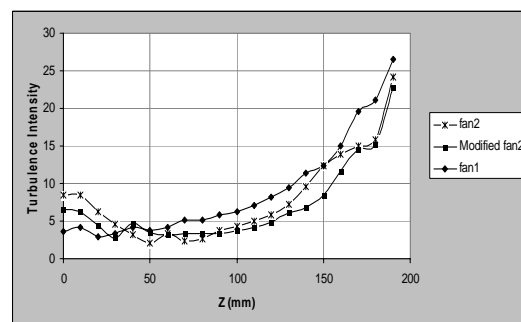


شکل ۱۲ نمودارهای هم سرعت بی‌بعد شده نسبت به سرعت حداکثر در دور موتور ۲۲۰۰ rpm برای فن شماره ۱

نسبت به تویی فن شماره ۱ که ۱۱ سانتی‌متر است، بزرگ‌تر می‌باشد و این عاملی برای افت سرعت در ناحیه‌ی تویی است. هم‌چنین برای فن اصلاح شده، سرعت در ناحیه تویی افزایش یافته که علت آن افزایش فاصله‌ی فن از رادیاتور در فن اصلاح شده می‌باشد. در ناحیه‌ی پرها ($80 < Z < 120$ mm) سرعت برای هر سه فن بیشترین مقدار را دارا می‌باشد. در این ناحیه، سرعت جریان عبوری برای فن شماره ۲ بیشتر از فن شماره ۱ است که دلیل این امر، افزایش تعداد پرها در فن شماره ۲ نسبت به فن شماره ۱ است. در ناحیه‌ی گوشه‌های رادیاتور ($Z > 150$ mm) که منطقه‌ی کور رادیاتور است، به علت اصلاح دهانه‌ی ورودی فن به صورت نازل شکل، پروفیل سرعت برای فن اصلاح شده، بهبود یافته است.



شکل ۱۰ تغییرات سرعت متوسط برای هر سه فن در محور افقی مرکزی رادیاتور بر حسب فاصله‌ی افقی از مرکز

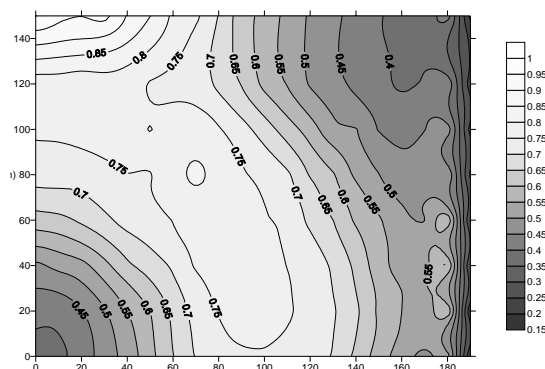


شکل ۱۱ تغییرات شدت اغتشاش برای هر سه فن در محور افقی مرکزی رادیاتور بر حسب فاصله‌ی افقی از مرکز

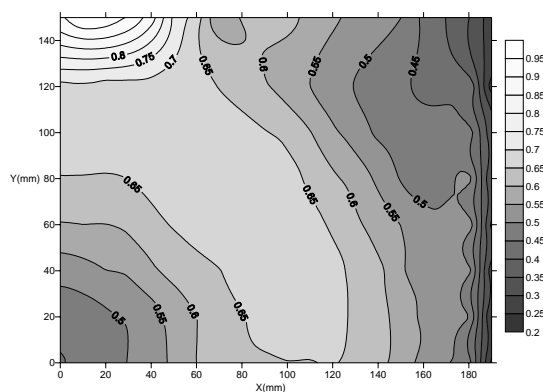
شکل (۱۱) شدت اغتشاش‌های جریان ورودی به رادیاتور را برای هر سه فن نشان می‌دهد. در این شکل، روند شدت اغتشاش‌ها برای هر سه فن تقریباً

شماره ۱ در دور ۲۲۰۰ rpm ارائه شده است. برای فن شماره ۱، مقایسه‌ی مقادیر سرعت متوسط و دبی جریان در جدول (۴) با شکل (۷-الف) نشان می‌دهد که در حدود ۱۰٪ کاهش دبی وجود دارد. مطابق با شکل (۷-الف) نقطه کارکرد فن ۱ در دور ۲۲۰۰ rpm، در دبی جریان $1320 \text{ m}^3/\text{hr}$ می‌باشد، ولی دبی اندازه‌گیری شده در شرایطی که فن و رادیاتور به صورت یک مجموعه‌ی مشابه با خودرو قرار گرفته‌اند، $1188 \text{ m}^3/\text{hr}$ است که کاهش ۱۰ درصد دبی را نشان می‌دهد. نقطه کارکرد فن شماره ۲ نیز در دور ۲۰۰ rpm مطابق با شکل (۷-ب)، در دبی جریان $1400 \text{ m}^3/\text{hr}$ می‌باشد، ولی دبی اندازه‌گیری شده در شرایط مجموعه فن و رادیاتور، تقریباً معادل با $1130 \text{ m}^3/\text{hr}$ است که نشان‌دهنده‌ی ۱۹٪ کاهش دبی است. بنابراین کاهش دبی اندازه‌گیری شده نسبت به دبی پیش‌بینی شده، برای فن شماره ۲ در مقایسه با فن شماره ۱ بیشتر بوده است که علت آن افزایش سطح مقطع توپی در فن شماره ۲ می‌باشد؛ لذا در انتخاب فن مورد نظر در سیستم خنک‌کاری باید تا آنجا که می‌توان از فن با قطر توپی کوچک‌تر استفاده نمود.

لازم به ذکر است که منحنی مشخصه فن و نقطه کارکرد آن برای فن شماره ۲ قبل و بعد از اصلاح با یکدیگر تغییر قابل ملاحظه‌ای ندارد، ولی پس از نصب فن بر روی رادیاتور و اندازه‌گیری دبی نشان می‌دهد که دبی فن در دور ۲۸۰۰ rpm با انجام اصلاحات از $1497 \text{ m}^3/\text{hr}$ به مقدار $1537 \text{ m}^3/\text{hr}$ افزایش یافته که این مقدار در حدود ۲٪ می‌باشد که مقدار قابل ملاحظه‌ای نیست. نقطه کارکرد فن شماره ۲ و پس از اصلاح در دور ۲۸۰۰ rpm تقریباً برابر با $1800 \text{ m}^3/\text{hr}$ می‌باشد. با توجه به نتایج فوق، مشخص می‌گردد که اهمیت اندازه‌ی توپی، مهم‌تر از شکل دهانه‌ی ورودی فن می‌باشد. نتایج اندازه‌گیری در دوره‌های مختلف فن نشان داده است که با افزایش دور فن، اختلاف مقدار دبی پیش‌بینی شده (که از نقطه‌ی تقاطع منحنی سیستم با



شکل ۱۳ نمودارهای هم سرعت بی‌بعد شده نسبت به سرعت حداکثر در دور موتور ۲۲۰۰ rpm برای فن شماره ۲ قبل از اصلاح

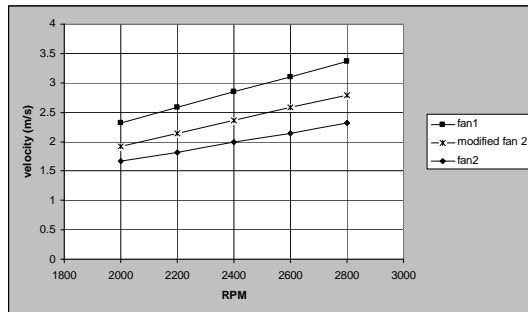


شکل ۱۴ نمودارهای هم سرعت بی‌بعد شده نسبت به سرعت حداکثر در دور موتور ۲۲۰۰ rpm برای فن شماره ۲ بعد از اصلاح

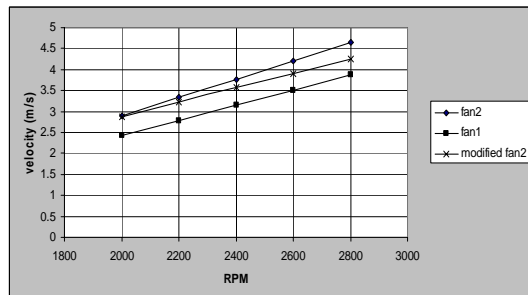
جهت تعیین سرعت متوسط و دبی جریان ورودی به رادیاتور، پراب جریان‌سنج سیم داغ توسط مکانیزم انتقال دهنده در موقعیت‌های مشخص شده در سطح رادیاتور قرار گرفته و در هر نقطه، سرعت جریان سیال با استفاده از جریان‌سنج سیم داغ اندازه‌گیری شده است. فاصله‌ی طولی و عرضی هر یک از نقاط اندازه‌گیری شده از یکدیگر، ۱ سانتی‌متر می‌باشد. سپس یک عمل جمع (summation) ریاضی از مقادیر سرعت اندازه‌گیری شده، برای هر سه فن در سطح رادیاتور انجام گرفته است.

سرعت متوسط و دبی جریان ورودی به رادیاتور برای هر سه فن، در جدول (۴) ارائه شده است. در این جدول، سرعت متوسط و دبی جریان هوای عبوری از رادیاتور برای فن شماره ۲ با دوره‌های مختلف و فن

منحنی فوق نشان می‌دهد که برای فن اصلاح شده ۲، سرعت جریان، مقدار اندکی کاهش یافته است.



شکل ۱۵ تغییر سرعت متوسط جریان هوا بر حسب دور فن در مرکز ناحیه‌ی توپی برای هر سه فن



شکل ۱۶ منحنی سرعت متوسط جریان هوا بر حسب دور فن برای هر سه فن در مرکز ناحیه‌ی پره‌ها

نتایج تست جاده

با توجه به این که تأیید نهایی هر سیستم خنک‌کاری با آزمون جاده صورت می‌گیرد، آزمون فوق برای سیستم موردنظر در یکی از مناطق گرمسیری در جنوب ایران انجام شده است که نتایج آن در شکل (۱۷) ارائه شده است. در شکل فوق، محور عمودی، اختلاف دمای آب ورودی و خروجی رادیاتور و محور افقی میزان مسافت طی شده است. مقایسه‌ی دو منحنی در شکل (۱۷) نشان می‌دهد عملکرد فن شماره ۱ نسبت به فن شماره ۲ تغییر قابل ملاحظه‌ای ننموده و مشکل سیستم خنک‌کاری خوروی مورد نظر حل نشده است. هم‌چنین با توجه به آزمون فوق، مشخص شده است با اعمال اصلاحات در فن شماره ۲ نیز تغییر قابل توجهی در

منحنی فشار استاتیک استخراج می‌شود) با مقدار واقعی اندازه‌گیری شده کاهش یافته است.

جدول ۴ سرعت متوسط و دبی جریان هوای عبوری از رادیاتور برای فن شماره ۲ در دورهای مختلف و فن شماره ۱ در دور ۲۲۰۰ rpm

شماره فن	دور (rpm)	U (m/s)	Q (m ³ /hr)
۲	۲۰۰۰	۲/۳۹	۹۸۳
۲	۲۲۰۰	۲/۷۱	۱۱۳۰
۲	۲۴۰۰	۲/۹۹	۱۲۳۰/۴
۲	۲۶۰۰	۳/۳۶	۱۳۸۱/۷
۲	۲۸۰۰	۳/۶۴	۱۴۹۷/۹
۲ اصلاح شده	۲۸۰۰	۳/۷۲	۱۵۳۷/۶
۱	۲۲۰۰	۲/۸۸	۱۱۸۸

به منظور بررسی بهتر تغییرات سرعت، شکل (۱۵) تغییر سرعت متوسط جریان هوا را بر حسب دور فن در مرکز ناحیه‌ی توپی، برای هر سه فن نشان می‌دهد. شکل (۱۶) نیز همین تغییرات را برای مرکز ناحیه‌ی پره‌ها نشان می‌دهد. در هر دو شکل، شیب کلیه‌ی منحنی‌ها مطابق با روابط تئوریک خطی می‌باشد. در شکل (۱۵) مشاهده می‌شود در ناحیه‌ی توپی، شیب منحنی سرعت برای فن شماره ۱ بیشتر از فن شماره ۲ و فن اصلاح شده می‌باشد. علت این امر، کوچک‌تر بودن توپی فن شماره ۱ نسبت به توپی فن شماره ۲ می‌باشد. هم‌چنین شیب منحنی تغییرات سرعت در ناحیه‌ی توپی برای فن اصلاح شده بیشتر از فن شماره ۲ اصلاح نشده می‌باشد. علت این امر را نیز می‌توان در افزایش فاصله‌ی ۱/۵ سانتی‌متری فن از رادیاتور بیان نمود. شکل (۱۶) نیز نشان می‌دهد که شیب منحنی سرعت و مقدار سرعت بر حسب دور، برای فن شماره ۱ کم‌تر از فن شماره ۲ می‌باشد که این امر ناشی از تعداد کم‌تر پره‌ها در فن شماره ۱ نسبت به فن شماره ۲ می‌باشد. هم‌چنین با توجه به افزایش فاصله از رادیاتور،

نزدیک به رادیاتور قرار گرفته است، این مقدار دبی به $1130 \text{ m}^3/\text{hr}$ معادل با $19/2\%$ کاهش یافته است؛ لذا برای به دست آوردن نقطه کارکرد فن، نمی‌توان منحنی سیستم شامل رادیاتور تنها را ملاک قرار داد.

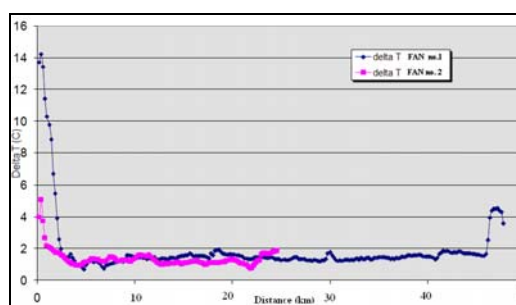
۳. نتایج آزمایش برای فن شماره ۱ نشان می‌دهد که در دور 2200 rpm ، نقطه کارکرد در دبی جریان $1188 \text{ m}^3/\text{hr}$ بوده، ولی هنگام آزمون فن مورد نظر به همراه رادیاتور، این مقدار دبی به $1188 \text{ m}^3/\text{hr}$ معادل با 10% کاهش یافته است؛ بنابراین می‌توان بیان نمود که شکل توپی و ابعاد آن از اهمیت ویژه‌ای در کاهش مقدار دبی نسبت به نقطه کارکرد دارد و برآورد دبی واقعی فن با قطر توپی کوچک‌تر، خطای کم‌تری دارد.

۴. تغییر در دهانه‌ی ورودی فن شماره ۲، موجب بهبود یکنواختی در جریان ورودی رادیاتور شده است. هم‌چنین دبی آن نیز در دور 2800 rpm در حدود $2/3\%$ افزایش می‌یابد که افزایش قابل ملاحظه‌ای نبوده و تست‌های جاده خودرو نیز بهبود عملکرد سیستم خنک‌کننده را به میزان قابل توجهی نشان نداده است. جهت حصول یکنواختی جریان در ورودی رادیاتور، تأثیر ابعاد توپی در مقایسه با تغییر در دهانه‌ی ورودی بیشتر بوده است.

۵. به منظور به دست آوردن راندمان بهتر برای سیستم خنک‌کاری و جهت حصول جریان یکنواخت‌تر در ورودی رادیاتور، فاصله‌ی فن از رادیاتور را باید با توجه به محدودیت هندسی در سیستم خنک‌کاری تا حد ممکن افزایش داده و هم‌چنین شکل دهانه ورودی به فن به شکل نازل باشد.

۶. با توجه به این که یکنواختی جریان در ورودی رادیاتور بسیار حائز اهمیت است، جهت حصول جریان یکنواخت‌تر در ورودی رادیاتور و دبی بیشتر، باید قطر توپی فن کوچک باشد.

نتایج آزمون جاده صورت نگرفته است که این امر نشان دهنده‌ی صحت آزمون‌های انجام گرفته می‌باشد؛ لذا برای حل مشکل فوق، ضروریست که با توجه به مرجع [3] که رابطه ظرفیت خنک‌کنندگی را با دبی فن ارائه نموده است، یک فن با دبی بیشتر را مورد استفاده قرار داده و یا آن که رادیاتور سیستم فوق به گونه‌ای تغییر نماید که سطح انتقال حرارت در آن افزایش یابد.



شکل ۱۷ نتایج آزمون جاده برای سیستم خنک کاری موتور مورد نظر

جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

با بررسی نتایج حاصل از آزمون فن شماره ۱ و فن شماره ۲، قبل و پس از اصلاح که در بستر آزمون فن و بستر آزمون مجموعه فن و رادیاتور انجام گرفته است و نیز بررسی الگوی جریان، جمع‌بندی ذیل حاصل می‌شود:

۱. با توجه به منحنی‌های اسیلوگرام و FFT سرعت لحظه‌ای در بالادست رادیاتور، مشخص می‌شود به دلیل نزدیک بودن فن و رادیاتور در سیستم خنک‌کننده موتور، جریان در ورودی رادیاتور به صورت پالسی بوده و به دلیل اغتشاش بالا و سرعت پایین جریان، اندازه‌گیری جریان در ورودی رادیاتور فقط با جریان‌سنج سیم داغ و یا جریان‌سنج لیزری میسر است.

۲. نتایج به دست آمده از آزمون فن شماره ۲ در بستر آزمون فن نشان می‌دهد که نقطه کارکرد فن در دور 2200 rpm در دبی $1400 \text{ m}^3/\text{hr}$ بوده، ولی هنگامی که فن در سیستم خنک‌کننده‌ی موتور و کاملاً

مراجع

1. F, P. Bleie., FAN HANDBOOK: Selection, Application and Design, McGraw-Hill Publications, ISBN: 0-07-005933-0, (1998).
2. N, L. Gifford., A, G. Hunt., E. Savory., R, J. Martinuzzi., "Experimental study of low-pressure Automotive cooling fan Aerodynamics under blocked Conditions" CSME, forum 1, (2006).
3. C, Oliet., A, Oliva., J, Castro., C, D. Pe´rez-Segarra., "Parametric studies on automotive radiators", Applied Thermal Engineering 27, 2033–2043, (2007).
4. K, Shimada., K, Kimura., and H, Watanabe., "A study of radiator cooling fan with labyrinth seal", JSAE review, Vol. 24, Issue 4, October (2003).
5. S, C. Morris., J, J. Goad., and J, F. Fess., "velocity measurements in the wake of an automotive cooling fan", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 7, pp 100-106, (1998).
6. j, p. Chiou., "The effect of the flow nonuniformity on the sizing of the engine radiator" , SAE paper no. 800035, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., (1980).
7. K, D. Emmenthhal., W, H. Hucho., "A rational approach to automotive radiator systems design, SAE paper no. 740088, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., (1974).
8. J, J. Juger., R, F. Crook., "Heat transfer performance of propylene glycol versus ethylene glycol coolant solutions in laboratory testing", SAE Technical Paper Series SP-1456, 1999-01-0129, pp. 23–33, (1999).
9. M, Gollin., D, Bjork., "Comparative performance of ethylene glycol/ water and propylene glycol/water coolants in automobile radiators", SAE Technical Paper Series SP-1175, 960372, pp. 115–123, (1996).
10. J, A. Chen., D, F. Wang., L, Z. Zheng., "Experimental study of operating performance of a tube-and-fin radiator for vehicles", *Journal of Automobile Engineering* 205 (6), pp. 911–918, (2001).
11. AMCA Standard 210-99: "Laboratory method of testing fans for Aerodynamic performance Rating" AMCA, (1999).
۱۲. اردکانی؛ محمد علی، " جریان سنج سیم داغ"، انتشارات دانشگاه خواجه نصیر طوسی، (۱۳۸۵).
13. H, H. Bruun., "Hot-Wire anemometry principles and signal analysis", *Oxford Science Publications*, (1995).