

Thermal and Vibration Analysis of a Dual Stator Consequent-Pole Vernier PM Machine with High Torque Density for Application in Electric Vehicles

M. Vali, T. Niknam, H. Gorginpour^{*}, B. Bahmani

^{*} Assistant Professor, Faculty of Intelligent Systems Engineering and Data Science, Department of Electrical Engineering, Persian Gulf University, Bushehr, Iran

(Received: 02/05/2021; Accepted: 02/02/2022)

Abstract

The Vernier PM machine is known as a high torque and low speed electric drive, which has several advantages such as higher torque density, lower PM material volume, lower cogging torque, improved performance and simpler and more robust structure compared to other PM machines. These machines are good options for use in electric vehicles. One of the proposed structures that is suitable for this purpose is the structure of the dual-stator consequent-pole Vernier PM (DS-CP-VPM) machine, which has high torque density, suitable performance characteristics and lower magnet consumption. However, for the complete design of this structure, mechanical studies including thermal and vibration studies must be performed on the designed electromagnetic structure. This is important because of the complex geometry in comparison to the conventional radial flux machines, the unbalanced magnetic forces and the mechanical and thermal operating constraints. In this paper, the design of heat transfer system and mechanical structure of the DS-CP-VPM machine is reported and thermal and vibration studies are performed. The design variables are selected based on sensitivity analyses using the finite element method. Several design limitations are considered namely, the geometrical dimensions, the current and magnetic flux densities in different regions and the mechanical forces. The results are confirmed for a 10 kW machine with the rated torque of 2 kNm with the application of electric vehicle. The thermal-mechanical analyses of the machine are performed using the three-dimensional finite element method and the simulation results in COMSOL software are evaluated.

Keywords : Vernier PM Machines, Thermo-Mechanical Analysis, Finite Element Method, COMSOL Software.

^{*} Corresponding author E-mail: H_gorgin@pgu.ac.ir

تحلیل حرارتی و ارتعاشی یک ماشین Vernier PM دو استاتوری Consequent-Pole با چگالی گشتاور بالا جهت کاربرد در خودروهای الکتریکی

مظفر والی^۱، طاهر نیکنام^۲، حامد گرگین پور^{۳*}، بهمن بهمنی فیروزی^۴

۱- دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی برق، واحد مرودشت، دانشگاه آزاد اسلامی، مرودشت ۲- استاد، دانشکده مهندسی برق و الکترونیک، دانشگاه

صنعتی شیراز، شیراز ۳- استادیار، دانشکده مهندسی سامانه‌های هوشمند و علوم داده، گروه مهندسی برق، دانشگاه خلیج فارس، بوشهر،

۴- استادیار، دانشکده مهندسی برق، واحد مرودشت، دانشگاه آزاد اسلامی، مرودشت، ایران

(دریافت: ۱۴۰۰/۰۷/۰۱، پذیرش: ۱۴۰۱/۰۴/۱۵)

چکیده

ماشین Vernier PM به‌عنوان یک ماشین با گشتاور بالا و سرعت پایین شناخته می‌شود که دارای مزایای مختلفی از جمله چگالی گشتاور بالاتر، حجم ماده PM کمتر، گشتاور دندانه‌ای پایین‌تر، بهبود کارایی و ساختار ساده‌تر و مقاوم‌تر در مقایسه با سایر ساختارهای ارائه شده بر مبنای مغناطیس دائم است. این ماشین‌ها گزینه مناسبی برای استفاده در خودروهای الکتریکی هستند. یکی از ساختارهای ارائه شده که برای این منظور مناسب است، ساختار ماشین Dual-Stator Consequent-Pole Vernier PM (DS-CP-VPM) است که چگالی گشتاور بالا، مشخصات کارکردی مطلوب و حجم آهنربای مصرفی کمتری دارد. اما برای طراحی کامل این ساختار باید مطالعات مکانیکی شامل مطالعات حرارتی و ارتعاشی نیز روی ساختار الکترومغناطیسی طراحی شده صورت گیرد. اهمیت این مسئله به دلیل هندسه متفاوت نسبت به ماشین‌های شار شعاعی معمولی، نیروهای مغناطیسی نامتعادل و محدودیت‌های مکانیکی و حرارتی است. در این مقاله، طراحی سامانه انتقال حرارت و ساختار مکانیکی ماشین DS-CP-VPM صورت گرفته و مطالعات حرارتی و ارتعاشی انجام شده است. متغیرهای طراحی بر اساس آنالیز حساسیت با استفاده از روش اجزاء محدود انتخاب شده‌اند. چندین محدودیت طراحی در ابعاد هندسی، چگالی جریان و چگالی شار مغناطیسی در مناطق مختلف و نیروهای مکانیکی در نظر گرفته شده است. نتایج حاصل برای یک ماشین ۱۰ کیلووات با گشتاور ۲ کیلو نیوتن متر برای کاربرد وسیله نقلیه الکتریکی با استفاده از روش اجزای محدود سه بعدی تأیید می‌شود. در این مقاله تجزیه و تحلیل حرارتی ارتعاشی موتور مورد نظر را انجام داده و نتایج شبیه‌سازی در نرم‌افزار Comsol مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

کلیدواژه‌ها: Vernier PM، تجزیه و تحلیل حرارتی-ارتعاشی، روش اجزاء محدود، نرم‌افزار Comsol

مهم‌ترین هدف در مورد نحوه طراحی موتور، کارکرد مداوم آن

است. برای رسیدن به این هدف، با توجه به شرایط کاری موتور، انتخاب مناسبی از شکل و پوسته آن مطلوب است [۳]. تلفات حرارتی در ماشین‌های الکتریکی باعث تولید حرارت و افزایش دما در اجزای مختلف آن‌ها می‌شود و این عوامل باعث کاهش عمر ماشین و گاهی از کارافتادگی آن می‌گردد. افزایش دما در ماشین می‌تواند باعث صدمه دیدن عایق سیم پیچ شود [۴] که این به نوبه خود موجب بروز تنش‌های حرارتی غیر مجاز، نویز صوتی، کاهش بازده و حتی تغییر تئورانس‌های مجاز می‌شود. از طرفی کاهش مقاومت حرارتی موتور موجب کاهش دما و انتقال حرارت بهتر در موتور می‌گردد [۵].

مدل سازی حرارتی موتور نقش مهمی در طراحی بهینه ایفاء می‌کند. روش‌های خنک کاری ماشین از جمله استفاده از هواکش و

۱- مقدمه

به دلیل اهمیت توسعه سامانه‌های تبدیل انرژی تجدیدپذیر و کاربرد وسایل نقلیه الکتریکی، گرایش به تحقیق درایوهای برقی گشتاور بالا در سال‌های اخیر بسیار افزایش یافته است [۱]. ساختارهای مختلفی برای این درایوهای گشتاور بالا پیشنهاد شده است. بسیاری از ساختارهای ارائه شده که می‌توانند با موفقیت رشد کنند گشتاور در سرعت کم ماشین‌های PM^۱ مخصوصی با هندسه اصلاح شده، آرایه‌های PM اصلاح شده و استفاده از چندین استاتور و روتور در مقایسه با پیکربندی معمولی است [۲].

* نویسنده پاسخگو: H_gorgin@pgu.ac.ir

^۱ Permanent Magnet

یک موتور الکتریکی آهنربای دائم ورنیه، نتایج حاصل از شبیه سازی مدل های حرارتی و دینامیکی با استفاده از روش المان محدود و نمونه اولیه ساخته شده مقایسه گردید که نتایج نشان می دهد در شرایط عملیاتی، بیشینه دمای موتور ۹۰ درجه سلسیوس به مدت ۷ ساعت کاری مداوم است که ضرورت دارد با استفاده از روش خنک کاری این محدوده دمایی حفظ شود. همچنین در تحلیل دینامیکی و در شرایط سختگیرانه میزان تنش شفت موتور ۵۹ مگاپاسکال خواهد بود که به مراتب کمتر از میزان بیشینه استحکام فولاد کربنی به کار رفته در قطعه شفت بوده است [۱۲]. در پژوهش دیگر، بهینه سازی یک موتور ورنیه با آرایه اسپوک با هدف تغییر در ساختار فیزیکی موتور و کوچک سازی رتور بیرونی انجام گرفته است که نتایج تحلیل حرارتی این موتور با استفاده از روش المان محدود نشان می دهد با بهینه شدن و کوچک تر شدن شعاع رتور به میزان ۷۱ میلی متر و اعمال محدودیت دما با بیشینه ۸۱ درجه سلسیوس برای قطعات آهنربا و ۱۲۰ درجه سلسیوس برای سیم پیچ ها، گشتاور متوسط در شرایط بهینه ۷۰/۲ نیوتن بر متر خواهد بود که در مقایسه با موتور ورنیه معمولی مقدار بالاتری دارد. افزایش دما بیش از این محدوده منجر به مغناطیس زدایی آهنربا و کاهش گشتاور متوسط موتور خواهد شد که برای حفظ شرایط و محدودیت دمایی نیاز به فرآیند خنک کاری دارد [۱۳]. در مطالعه دیگر که به تحلیل و آنالیز حرارتی یک ماشین آهنربای دائم شار محوری با استفاده از روش مدل سازی المان محدود پرداخته است، آهنربای دائمی استفاده شده در این موتور از مواد مرغوب و با کیفیت بالای N45 است که طراحان برای دمای کار آن، بیشینه ۸۰ درجه سلسیوس را توصیه کرده اند. در ادامه این مطالعه آهنربا شروع به قرارگیری در دمای ۶۰ درجه سلسیوس و در انتها به مقدار دمای ۱۴۰ درجه می رسد و سپس به همان مقدار اولیه ۶۰ درجه سلسیوس برگشت داده شد. نتایج حاصل نشان می دهد که با ورود به محدوده دمای ۱۴۰ درجه سلسیوس، آهنربا دچار حالت مغناطیس زدایی گردید و به میزان ۳/۵ درصد گشتاور متوسط موتور کاهش یافته است که خاصیت مغناطیسی آهنربا غیر قابل بازگشت به حالت اولیه است. بر اساس این مطالعه و به منظور تأمین شرایط برای فعالیت پایدار، ضرورت دارد فرآیند خنک کاری برای حفظ آستانه دمای مداومت کاری در ۸۰ درجه سلسیوس تعیین گردد [۱۴ و ۱۵].

۲- ساختار ماشین DS - CP - VPM

ماشین CP-VPM دو استاتوری پیشنهادی در مرجع [۱۶] دارای یک روتور CP دوطرفه است که توسط استاتورهای سه فاز خارجی و داخلی قرار می گیرد، همان طور که در شکل (۱) نمای باز شده سه بعدی نشان داده شده است. اطلاعات الکتریکی و ابعادی موتور مورد

دمنده می تواند باعث خنک کردن اجزای مختلف ماشین و افزایش عمر آن شود. اما در بسیاری از ماشین ها فضای کافی برای تعبیه هواکش وجود ندارد. به علاوه اضافه کردن سامانه تهویه می تواند تا ۶۰ درصد قیمت ماشین را افزایش دهد [۱۶]. این امر لزوم انجام آنالیز حرارتی موتور را قبل از ساخت الزامی می کند. در این مقاله محاسبات بر پایه روش المان محدود صورت گرفته است. این روش به دلیل بررسی و استفاده گسترده در مطالعات مشابه در زمینه ماشین های الکتریکی با ساختار پیچیده و ساده بودن آن در سال های اخیر توسعه پیدا کرده است [۱۷]، و پیش از این نیز در مطالعات تحلیل حرارتی و دینامیکی ماشین های آهنربای دائم ورنیه به کار گرفته شده است. با وجود اینکه این روش نیازمند زمان زیادی است ولی روشی مطمئنی در تحلیل مسئله خواهد بود. تأثیر مثبت این روش در مرجع [۱۸] مورد بررسی قرار گرفته است. با استفاده از روش مدل سازی المان محدود و در شرایط کار پایا و با احتساب حداکثر تلفات حرارتی، موتور به دمای بیشینه می رسد و بر این اساس حد افزایش دبی مورد نیاز سیال روغن برای خنک سازی محاسبه می شود. شرایط اعمال نیرو استاتیکی نیز با شرایط مرزی سختگیرانه در نظر گرفته شده است تا حداکثر ضریب اطمینان از میزان تاب آوری شفت حاصل شود. در آنالیز مودال نیز حساس ترین قطعه در شرایط رزونانس مشخص و نشان داده شده است. از مشکلات و چالش جدی در توسعه و کاربرد سازی موتور الکتریکی نوع آهنربای دائمی ورنیه، مغناطیس زدایی قطعات آهنربای دائمی به کار رفته ناشی از اثر دما در این نوع موتور هاست. رتور داخلی توسط استاتور و قطعات آهنربای بر روی سطح روتور بیرونی احاطه شده است که در دمای شدید حرارتی و شکست عایق، پدیده مغناطیس زدایی آهنربا رخ می دهد و منجر به کاهش گشتاور موتور و راندمان می شود [۱۹]. اگر چه این موتور ها دارای چگالی گشتاور بالایی هستند اما اجزای هارمونیک مرتبه بالا ناشی از قطب های مدولاسیون منجر به تلفات آهن و گردابی زیاد می شود که باعث از دست دادن سیم پیچ مسی و افزایش مغناطیس زدایی قطب های آهنربا و ایجاد ضریب توان پایین موتور و دمای بالا آن می شود که ضرورت تجزیه و تحلیل حرارتی اجتناب ناپذیر است [۱۰]. در یک مطالعه که بر روی موتور آهنربای دائم با ساختار ورنیه انجام گرفت، نتایج حاصل نشان می دهد که با توجه به اینکه از مواد آهنربای با قیمت متوسط N35 استفاده شده است، دمای آهنربا در ۶۰ درجه سلسیوس دارای بیشینه قابل تحمل موتور است و در محدوده دمای ۶۰ درجه تا ۸۰ درجه آهنربا وارد مرحله مغناطیس زدایی می شود به نحوی که با عبور دما از مقدار ۸۰ درجه سلسیوس، مغناطیس زدایی غیر قابل برگشت خواهد بود که ضرورت دارد فرآیند خنک کاری با سیال روغن بر مبنای این محدوده انجام گیرد [۱۱]. در مطالعه آقای LipO و همکارانش و با طراحی

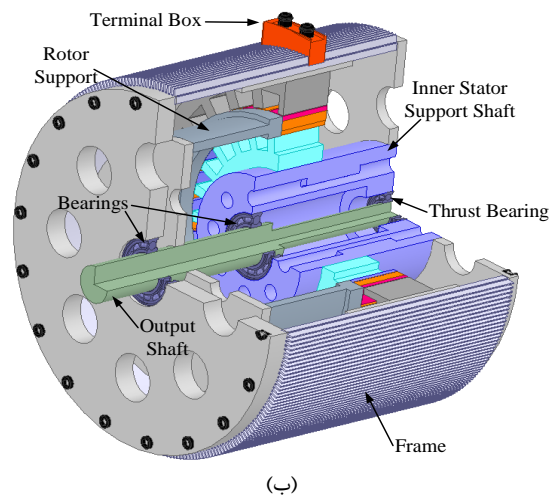
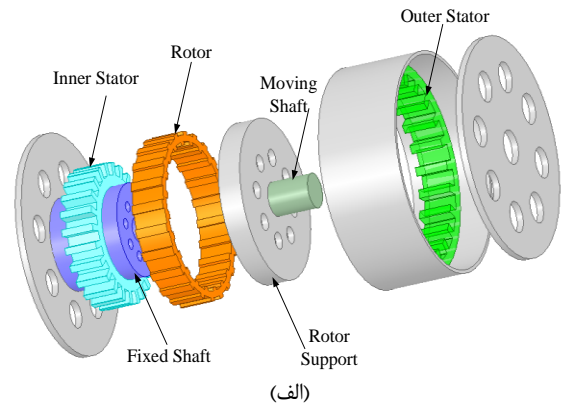
جدول (۱): مشخصات الکتریکی و ابعادی ماشین مورد مطالعه [۱۶]

پارامتر	نماد	مقدار
تعداد شیارهای استاتور	N_{ss}	۲۴
تعداد شیارهای روتور	N_{rs}	۲۲
تعداد قطعات آهنربا	n_{PM}	۲۲
تعداد فازها	m	۳
طول دسته فیزیکی	l_{fc}	۱۰۰
قطر بیرونی استاتور (mm)	D_{so}	۶۲۰/۴۰۷
قطر داخلی استاتور (mm)	D_{si}	۴۸۹/۲۷۰
عرض دندان استاتور	w_{sst}	۲۵ و ۱۹/۹۴
عرض دهانه شیار/ عرض گام شیار	c_o	۰/۶۲۵
قطر بیرونی روتور (mm)	D_{ro}	۴۸۶
قطر داخلی روتور (mm)	D_{ri}	۴۱۰
عرض دندان روتور (mm)	w_{rst}	۲۱ و ۲۶
طول فاصله هوایی (mm)	g	۱/۵
ضخامت آهنربا (mm)	h_{PM}	۱۰
نسبت کمان آهنربا	α_{PM}	۰/۵
پسماند مغناطیسی آهنربا (۲۰C)	B_{r0}	۱/۱ T
نفوذپذیری مغناطیسی نسبی آهنربا	μ_{PM}	۱
رسانایی آهنربا	σ_{PM}	$6/94 \times 10^{-5} (\Omega m)^{-1}$
بار الکتریکی	A_{sw}	۱۰۰ و ۱۲۰
چگالی جریان استاتور	J_{sw}	۱/۴ و ۱/۲۸
سرعت چرخش	n_m	۳۰
بازده %	η	۹۴/۳ %
ضریب توان	PF	۰/۷۹

۳- طراحی قطعات مختلف موتور

در این مطالعه، قطعات مختلف موتور شامل پوسته، یاتاقان‌ها، شفت، استاتورها، روتور، درب نگهدارنده زیرین، درب نگهدارنده زیرین، کوپلینگ رتور، مخزن‌های خنک کننده و لوله‌های ورودی و خروجی روغن، کاسه نمد و پیچ‌ها با اعمال فرضیه آب‌بندی مطابق استاندارد IP54، استقامت استاتیکی بر اساس جهت قرار گرفتن موتور که در هر جهتی از سه محور مختصات می‌تواند باشد و حداکثر افزایش وزن بر اثر طراحی قطعات مکانیکی حول مجموعه دو استاتور و روتور و به علاوه سیم‌پیچ‌ها و آهنرباها ۶۰ کیلوگرم است که مطابق با نتایج شبیه‌سازی ارتعاشی، استاتیکی و حرارتی و همچنین بهینه‌سازی کاهش وزن و مواد با استحکام بالا و هزینه ساخت پایین‌تر مد نظر قرار گرفته است.

مطالعه نیز در جدول (۱) آورده شده است. لازم به ذکر است که این مشخصات از مقاله چاپ شده نویسندگان در مرجع [۱۶] برداشته شده است. تمام آهنرباهای درج شده در هر دو طرف هسته روتور قطبش مغناطیسی یکسانی را در جهت شعاعی دارند. جابه‌جایی زاویه‌ای نسبی بین هسته‌های استاتور توسط α_{ss} نشان داده شده است، و زاویه موقعیت نسبی آرایه‌های PM در طرف روتور توسط α_{rr} نشان داده شده است. بررسی نتایج گشتاور و ضریب توان طراحی نمونه اولیه، به‌دست آمده از تجزیه و تحلیل FE، با تغییرات α_{ss} و α_{rr} نشان می‌دهد که با انتخاب این زوایا به ترتیب π/N_{ss} و π/N_{rr} بهترین شرایط عملیاتی حاصل می‌شود. به‌عنوان مثال، متداول‌ترین مسیر شار نشستی، یعنی مسیری که از اطراف دندان روتور و آهنربا و سطح دندان استاتور تشکیل شده، برای دو حالت مختلف ($\alpha_{ss}=0$ درجه، $\alpha_{rr}=0$ درجه) و $\alpha_{ss} = (180 / N_{ss})^\circ$ ، $\alpha_{rr} = (180 / N_{rr})^\circ$ نشان داده شده است. دیده می‌شود که خطوط شار نشستی در شرایط هندسی اول تقویت می‌شوند که منجر به تضعیف ویژگی‌های عملیاتی می‌شود. داده‌های جدا شده توسط برش در بعضی از زمینه‌ها به ترتیب ابعاد استاتور خارجی و داخلی را نشان می‌دهند.



شکل (۱): نمای باز شده سه بعدی: (الف) و (ب) نمودار تقسیم‌بندی از یک ماشین DS-CP-VPM ارائه شده در مرجع [۱۶]

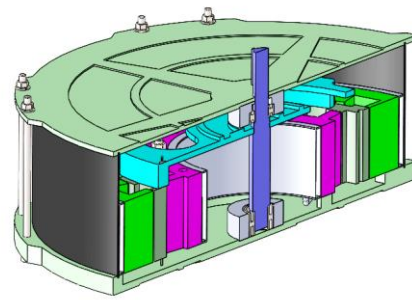
مخزن خنک کننده بیرونی روی سطح خارجی استاتور بیرونی و مخزن خنک کننده درونی روی سطح داخلی استاتور درونی به صورت پرس نصب می‌شود. لوله‌های خروجی نیز از جنس مخازن و آلومینیوم است. این لوله‌ها از سوراخ‌های تعبیه شده در زائده بغل درب زیرین به بیرون منتقل می‌شوند. قطعه شفت بر اساس محاسبات تنشی انتخاب گردیده است و جنس آن استنلس استیل است. پله‌های تعبیه شده روی شفت نقش جانمایی و تنظیم ارتفاع شفت را دارند و همچنین زائده روی شفت برای انتقال دور به واحد انتقال دور مانند گیربکس را دارد.

۴- تجزیه و تحلیل حرارتی موتور

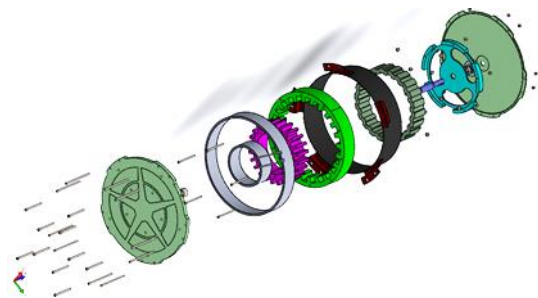
مدل فشرده حرارتی شامل مداری از مقاومت‌ها و منابع حرارتی است. در این مدل کل ساختار مکانیکی موتور به اجزای متعدد تقسیم می‌شود. مدل حرارتی فرعی برای هر یک از اجزاء به دست می‌آید و با اتصال این مدل‌های فرعی یک مدل کلی برای موتور الکتریکی به دست می‌آید. دمای هر یک از اجزای موتور توسط حل دستگاه معادلات دیفرانسیل مدار معادل حرارتی کل موتور به دست می‌آید. در این تحقیق در نهایت یک تغییر ساختاری در هندسه موتور به نحوی ایجاد می‌شود که طی آن روتور خود به صورت یک هواکش محور عمل کند که باعث کاهش دما در اجزای داخلی موتور از طریق به جریان انداختن هوا از میان روتور و استاتورها می‌گردد.

۴-۱- مقاومت‌های حرارتی قسمت‌های مختلف موتور

مقاومت‌های حرارتی و ساختار مدار معادل را می‌توان به ۲۰ قسمت کوچک‌تر که شامل: ۱- هوای اطراف موتور ۲- بدنه موتور ۳- دیواره اطراف مخزن روغن بیرونی ۴- روغن مخزن بیرونی ۵- طوقه استاتور بیرونی ۶- دندانه‌های استاتور ۷- سیم‌پیچ مسی استاتور بیرونی ۸- هوای بین استاتور بیرونی و روتور ۹- آهنرباهای سطح خارجی روتور ۱۰- دندانه‌های بیرونی روتور ۱۱- طوقه روتور ۱۲- آهنرباهای سطح داخلی روتور ۱۳- دندانه‌های سطح داخلی روتور ۱۴- هوای بین روتور و استاتور داخلی ۱۵- سیم‌پیچ استاتور داخلی ۱۶- دندانه‌های استاتور داخلی ۱۷- طوقه استاتور داخلی ۱۸- دیواره اطراف مخزن روغن داخلی ۱۹- روغن مخزن داخلی ۲۰- هوای داخلی موتور تقسیم کرد. از مدل‌سازی و محاسبه تلفات حرارتی قطعاتی مانند یاتاقان‌ها که در تشدید میزان حرارت دارای مقادیر ناچیز است چشم‌پوشی می‌شود. در شکل (۴) اجزای مختلف مدار معادل گرمایی مشاهده می‌شود.



شکل (۲): نمای برش خورده موتور



شکل (۳): نمای انفجاری کل سامانه

شکل (۲) نمای برش خورده موتور که قطعات درون موتور و نحوه جای گذاری یاتاقان‌ها را مشخص می‌کند که حرکت‌های محوری و جانبی روتور را مهار می‌کنند. در شکل (۳) نمای انفجاری کل سامانه نشان داده شده است که بر اساس ترتیب قرارگیری و مونتاژ شدن قطعات جداسازی گردیده است. بر اساس طراحی انجام شده ابتدا درب زیرین با پوسته موتور مونتاژ و سپس مخزن خنک‌ساز بیرونی جای گذاری می‌گردد و در ادامه استاتورها در سطح نشیمن تعیین شده قرار گرفته و با استفاده از پیچ نصب می‌شوند. بعد از آن مخزن خنک‌ساز داخلی جاگذاری و به موازات این، شفت و کوپلینگ به روتور با استفاده از پیچ و در محل یاتاقان تعیین شده روی درب زیرین به صورت پرس نصب می‌شود. در انتها درب زیرین به صورت پرس روی بدنه جای گذاری می‌شود. قطعه درب نگهدارنده، محل نشیمن دو استاتور موتور است که به درب متصل شده است. پله دایره‌ای شکل در وسط درب برای تأمین قید هم مرکزی یاتاقان با درب موتور بوده و جنس این قطعه از آلومینیوم است. قطعه کوپلینگ نیز روتور را به شفت محوری متصل نموده تا دور روتور را منتقل کند. زائده‌های روی این قطعه برای تأمین استحکام این قطعه و جلوگیری از تاب خوردگی قطعه پس از جوشکاری تعبیه شده است. این قطعه با استفاده از پیچ به روتور متصل شده و جنس آن استنلس استیل است. قطعه پوسته موتور نیز از خم استوانه‌ای یک ورق ۳ میلی‌متر و جنس آن CK45 است. قطعه یاتاقان‌ها نیز محل قرارگیری دو یاتاقان داخل دو درب زیرین و زیرین موتور است که متناسب با قطر خارجی شفت انتخاب گردیده است.

از میان اجزای مختلف موتور بدنه و طوقه استاتور و هسته روتور به صورت استوانه توخالی و دندانه روتور و استاتورها و سیم پیچها به صورت کمان استوانه ای توخالی در نظر گرفته می شوند که در آنها مقاومت حرارتی معادل متناسب با طول کمان خواهد بود. فرض اخیر تنها در صورتی معتبر است که گرایان دما در جهت محیطی استوانه ها در مقایسه با گرایان دما در جهت محوری و شعاعی قابل چشم پوشی باشد.

۳-۴- مقاومت های حرارتی جابه جایی

در انتقال حرارت جابه جایی مقاومت معادل حرارتی به صورت زیر است [۱۷]:

$$R_{convection} = \frac{T_{surface} - T_{ambient}}{q} = \frac{1}{hA} = \frac{L}{Nu \cdot kA} \quad (5)$$

که در آن، h ضریب انتقال حرارت جابه جایی است و Nu عدد ناسلت به صورت زیر محاسبه می شود [۱۷]:

$$Nu_L = \frac{hL}{k_f} = f(Re, Pr) \quad (6)$$

$$Re = \frac{VL\rho}{\mu}$$

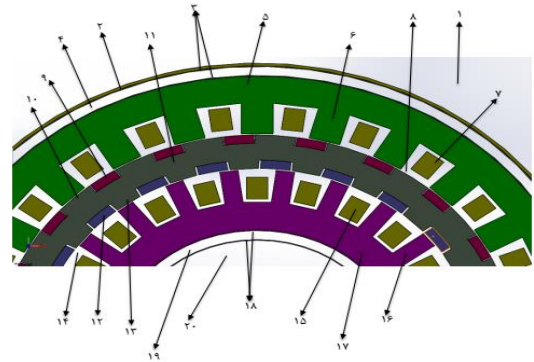
این رابطه برای انتقال حرارت اجباری است و در آن L طول مشخصه و K_f ضریب رسانایی سیال و V سرعت سیال و ρ و μ لزجت سیال و C_p ظرفیت گرمایی سیال می باشد در ضمن Re و Pr به ترتیب اعداد رینولدز و پرانتل هستند.

عدد ناسلت را در جابه جایی اجباری برای سطوح استوانه ای را می توان به صورت زیر نوشت [۱۷]:

$$Nu_{cylinder} = 0.3 + 0.62 Re_D^{0.5} Pr^{0.333} (1 + 0.000392 Re^{0.625})^{0.8} (1 + 0.543 Pr^{-0.667})^{-0.25} \quad (7)$$

۴-۴- مدار معادل حرارتی در موتور DS-CP-VPM

در موتور DS-CP-VPM و در جدول (۱)، خصوصیات و ضرایب به دست آمده برای دمای حالت ماندگار تخمین زده شده، می توان مدار معادل حرارتی را برای موتور و برای محاسبه دماهای حالت ماندگار به دست آورد (شکل (۶)). مقاومت های حرارتی در این مدار در جدول (۲) نشان داده شده است که مقاومت های مربوط به انتقال حرارت از جابه جایی بسیار بزرگتر از مقاومت های مربوط به انتقال حرارت هدایتی است. محاسبه مقاومت ها بر اساس فرمول بندی و روابط (۷-۱) و وابسته به مرجع [۱۷] است. قابل توجه است که صحت فرمول بندی فوق وابسته به مراجع [۱۸] و [۱۹] است. در مراجع [۱۸] و [۱۹] صحت مدل مورد مطالعه بر



شکل (۴): نمایش اجزای مختلف مدار معادل گرمایی

۲-۴- مقاومت های حرارتی استوانه های توخالی

انتقال حرارتی هدایتی در استوانه های توخالی شامل منبع حرارت با شرایط مرزی متقارن به صورت زیر نوشته می شود [۱۷]:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (kr \frac{\partial T}{\partial r}) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} (k \frac{\partial T}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial z} (k \frac{\partial T}{\partial z}) + q = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

که در آن، q حرارت تولید شده در واحد حجم است با حل معادله دیفرانسیل فوق با شرایط مرزی در حالت ماندگار مدار حرارتی استوانه به صورت زیر قابل تبیین است [۱۷]:

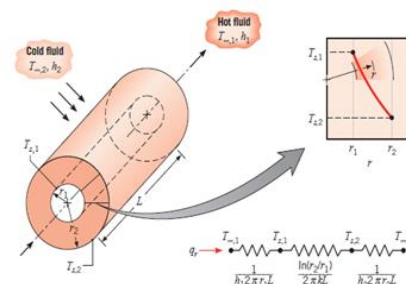
$$T(r) = -\frac{q}{4k} r^2 + C_1 \ln r + C_2 \quad (2)$$

که بر حسب شرایط مرزی دو سطح بیرونی و درونی ضرایب تعیین می گردند. به طور کلی مقاومت گرمایی هدایتی و همرفتی استوانه به صورت زیر نوشته می شود [۱۷]:

$$R_{t, cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi LK} \quad (3)$$

$$R_{t, conv} = \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{hA} \quad (4)$$

این شرایط برای یک استوانه توخالی در شکل (۵) به همراه مدار معادل گرمایی آن نشان داده شده است:

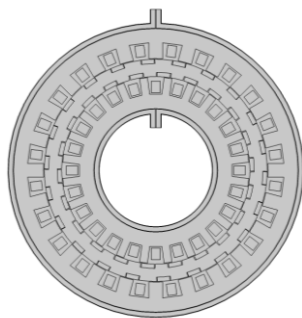


شکل (۵): محاسبه مدار معادل گرمایی برای یک استوانه توخالی با عبور سیال از دو طرف [۱۷].

از ۲۰ درجه سلسیوس است استفاده می‌شود. پارامترهای مورد نیاز در حل مسئله در جدول (۳) ذکر شده است.

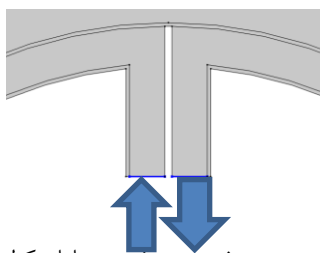
جدول (۳): نام و مقادیر ورودی‌ها مسئله

T_ref	دمای محیط
T_dif	تفاوت دمای محیط و دمای روغن
T_ustr	دمای روغن
Q	دبی ورودی روغن
d	ضخامت ورودی
l	عرض ورودی
A	سطح ورودی روغن
Vo	سرعت ورودی روغن



شکل (۷): نمای دو بعدی موتور به همراه سامانه کولینگ

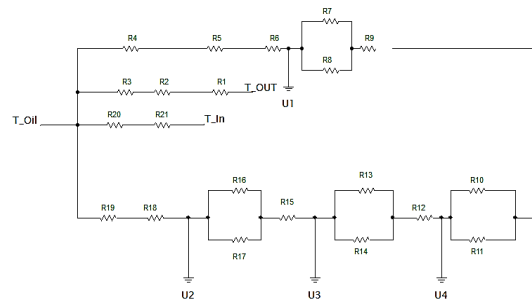
فیزیک‌های مورد نیاز برای حل مسئله عبارت است از: ۱- جریان آرام (Laminar Flow) ۲- انتقال حرارت در جامد و سیال (Heat Transfer in Solids and Fluids). ابتدا در فیزیک اول به بررسی سرعت و فشار در لوله‌های گردش روغن (سامانه کولینگ) پرداخته می‌شود و سرعت و فشار در کل لوله با توجه به مش‌بندی مناسب گردش سیال (لایه مرزی) و مشخصات انتخاب شده برای روغن انجام پذیرفته است. همچنین در شرط مرزی ورودی، انتخاب دریچه ورودی و سرعت ورودی روغن به‌طور عمود بر دریچه ورودی مطابق شکل (۸) صورت گرفته است. در قسمت خروجی نیز فشار سیال صفر در نظر گرفته شده و خروج آن نیز به‌صورت عمود بر دریچه خروجی اعمال گردیده است.



شکل (۸): ورودی و خروجی روغن در سامانه کولینگ موتور

سپس در فیزیک دوم به بررسی انتقال حرارت در حالت مستقل از زمان پرداخته می‌شود و دمای هر کدام از اجزاء به‌دست می‌آید.

مبنای فرمول‌بندی فوق مورد تأیید قرار گرفته است. در این تحقیق کلیه روابط بر مبنای این مراجع بوده است. مطابق مشخصات ابعادی، خصوصیات و فرضیات موتور در جدول (۱) و جایگذاری آن در روابط ذکر شده مقادیر محاسبه و به‌دست آمده است که مقادیر مقاومت‌ها و حل این مدار منجر به حل یک دستگاه معادلاتی می‌شود که جواب‌های این دستگاه افزایش دما در اجزای مختلف موتور را برای تحلیل حرارتی نشان می‌دهد.



شکل (۶): مدار معادل گرمایی نهایی موتور DS-CP-VPM

جدول (۲): مقاومت‌های حرارتی محاسبه شده

R1	۰/۳۰۱۵	R12	۰/۰۰۳۹
R2	۰/۰۰۰۱۹۲	R13	۰/۰۰۱۴
R3	۰/۰۰۰۰۱۲۲	R14	۰/۰۰۰۸۴۸
R4	۱۰/۶۶	R15	۱۷/۶
R5	۰/۰۰۰۰۱۲۷	R16	۰/۰۰۶۲
R6	۰/۰۰۳۲	R17	۰/۰۰۰۴۶۱
R7	۰/۰۰۴۲	R18	۰/۰۰۶۶
R8	۰/۰۰۰۳۱۶	R19	۰/۰۰۰۰۸۸۷
R9	۱۷/۶	R20	۱۰/۶۶
R10	۰/۰۰۱۲	R21	۰/۰۰۰۰۳۱۹
R11	۰/۰۰۰۷۴۶		

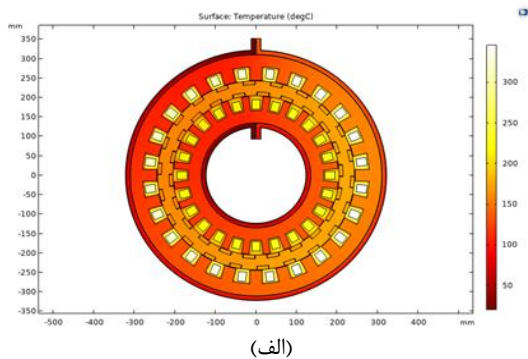
۵- شبیه‌سازی حرارتی موتور DS-CP-VPM با

نرم‌افزار Comsol

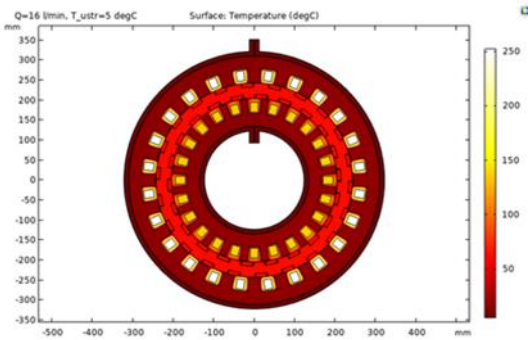
در این قسمت sketch دو بعدی طراحی انجام شده در نرم‌افزار Solidworks به نرم‌افزار Comsol جهت تحلیل و بررسی وارد شده است. مطابق شکل (۷)، نمای کلی موتور به‌صورت دو بعدی به همراه سامانه کولینگ با سیال روغن مشاهده می‌شود. مشخصاتی مانند ضریب هدایت و انتقال حرارتی بالا، پایداری و ظرفیت حرارتی بالا و عملکرد مطلوب در شرایط راه‌اندازی و عملیاتی موتور در انتخاب سیال روغن اهمیت بالایی دارد [۲۰]. از روغن انتقال دهنده حرارتی "یونیلوب IH0822" با گرانشی ۲۱/۱ میلی‌متر مربع بر ثانیه در دمای استاندارد ۴۰ درجه سلسیوس متناسب با شرایط و محدوده دمایی سیال روغن مورد نیاز این موتور که کمتر

۶- نتایج شبیه‌سازی حرارتی موتور

حل مسئله در حالت مستقل از زمان (Stationary) انجام گرفته و هر دو فیزیک در حالت کوپل به یکدیگر حل شده‌اند که پارامتر دبی ورودی و دمای روغن به ترتیب در بازه‌های ۱ تا ۱۶ لیتر بر دقیقه و ۰ تا ۳۰ درجه سلسیوس قرار دارد. پس از حل مسئله توسط نرم‌افزار، جدول‌ها و نمودارهای مورد نیاز که در ادامه آورده شده است، استخراج شده‌اند.



(الف)



(ب)

شکل (۱۰): کانتور دمای موتور: (الف) در دبی ۱ لیتر بر دقیقه و (ب) در دبی ۱۶ لیتر بر دقیقه

در شکل (۱۰) با توجه به Color bar سمت راست نشان می‌دهد که هر چه رنگ کانتور روشن‌تر باشد، دما بیشتر (سفید ۲۵۰ درجه سلسیوس) و هر چه رنگ آن تیره‌تر باشد دما کمتر (قهوه‌ای تیره حدود ۵ درجه سلسیوس) است. این نمودار مختصات نیز ابعاد موتور را به میلی‌متر نشان می‌دهد. این نمودار در دمای ورودی ۵ درجه روغن و دبی ۱۶ لیتر بر دقیقه رسم شده است. به دلیل سرعت بالای سیال روغن، اختلاف دما پایین‌تر از طیف‌بندی رنگی نشان داده شده است. برای اینکه این موضوع روشن‌تر شود کانتور دما در دبی پایین‌تر ارائه گردیده تا تغییر دما در طیف‌بندی رنگی مشخص شود. ضمن آن که بررسی دمای موتور در دبی ۱ لیتر بر دقیقه فقط برای نشان دادن وضوح شبیه‌سازی ارائه گردیده و پاسخ مناسبی برای خنک کاری سامانه نمی‌باشد. با توجه به نتایج نشان داده شده در شکل (۱۰) الف و

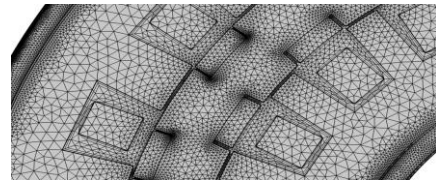
پس از انتخاب مواد مناسب و اختصاص هر کدام به دامنه‌ها، می‌بایست شرایط مرزی مناسب را اعمال نمود. در این مسئله چهار منبع گرما در مسئله وجود دارد که می‌بایست با چهار شرط مجزا آن‌ها را به مسئله اعمال نمود. این منابع تلفات برای کارکرد ماشین مورد مطالعه در شرایط نامی در مرجع [۱] محاسبه و گزارش شده است.

جدول (۴): مقادیر تلفات ماشین مورد مطالعه [۱]

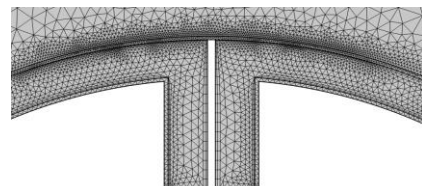
تلفات اهمی سیم‌پیچ بیرونی	۳۱۲/۳ W
تلفات اهمی سیم‌پیچ درونی	۱۶۸/۲ W
تلفات هسته	۷۲ W
تلفات آهنربا	۱/۵ W

ورودی و خروجی روغن نیز جزء شروط مرزی فیزیک انتقال حرارت هستند که در نرم‌افزار اعمال شده‌اند. شرط مرزی جداره داخلی و بیرونی سامانه کولینگ عایق حرارتی در نظر گرفته شده و فرض شده حرارت تولید شده توسط اجزای موتور فقط از طریق گردش روغن در سامانه کولینگ انتقال می‌یابد. در پایان به دلیل این که دمای روغن از فیزیک انتقال حرارت و سرعت آن از فیزیک جریان آرام به دست می‌آید می‌بایست هر دو فیزیک مورد استفاده به یکدیگر کوپل شوند و هر دو هم‌زمان حل شوند و مقادیر به دست آمده در هر یک در دیگری استفاده شود. برای کوپل کردن هر دو فیزیک از قسمت Multiphysics، Nonisothermal flow انتخاب می‌شود.

برای مش‌بندی مسئله و حل آن به روش اجزای محدود از مش‌بندی کنترل شده توسط فیزیک‌ها در حالت نرمال مطابق شکل (۹) استفاده می‌شود. مش‌بندی با این روش به صورت مجزا برای هر فیزیک انجام پذیرفته است. میانگین کیفیت مش‌بندی با استفاده از این روش، ۸۰٪ است که نشان دهنده دقت مناسب برای حل مسئله است. ضمن آن که زمان حل مسئله در یک محدوده زمانی منطقی ۳۰ تا ۶۰ دقیقه در حالت دو بعدی توسط نرم‌افزار اجرا گردید.

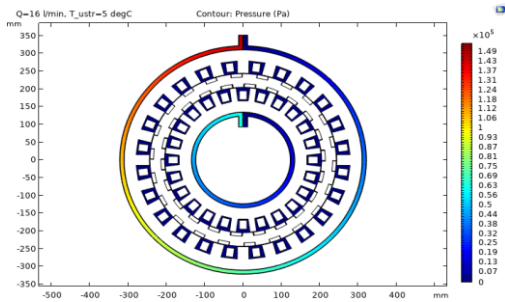


(الف)



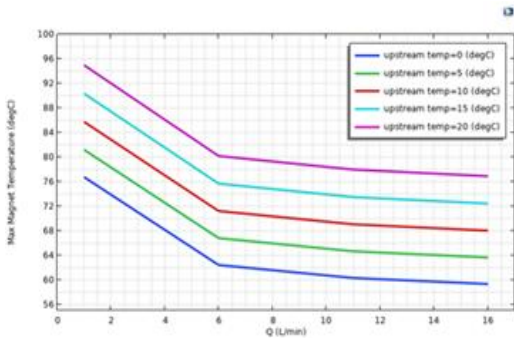
(ب)

شکل (۹): نمای بزرگ از مش‌بندی موتور: (الف)، و (ب) ورودی و خروجی داخلی موتور



شکل (۱۲): کانتور فشار روغن در سامانه کولینگ موتور

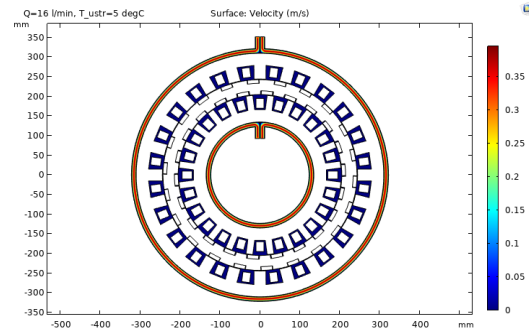
در شکل (۱۲) با توجه به Color bar سمت راست نشان می‌دهد که هر چه رنگ کانتور نزدیک به قرمز رنگ باشد، فشار وارد بر روغن در آن ناحیه بیشتر (قرمز ۰/۱۵ مگاپاسکال) و هر چه رنگ آن به سمت آبی باشد فشار وارد بر روغن کمتر (آبی تیره ۰ پاسکال) است. محورهای مختصات نیز ابعاد موتور را به میلی‌متر نشان می‌دهد. این نمودار نیز در دمای ورودی ۵ درجه روغن و دبی ۱۶ لیتر بر دقیقه رسم شده است. لازم به ذکر است که با توجه به افت فشار ناشی از طول لوله‌های انتقال روغن، نمی‌توان شرایط مرزی فشار ثابت کل مخزن را برای ابتدای لوله‌ها در نظر گرفت. اما در کل مسیر لوله دبی همواره ثابت است و می‌بایست از شرط مرزی دبی ثابت در ابتدای لوله‌ها استفاده نمود. فشار روغن متناسب با مقدار سرعت و میزان دبی سیال در کنترل دمای مجاز آهنربا نیز تأثیر مستقیم دارد که در نتایج شبیه‌سازی شده در شکل (۱۰) مشاهده می‌شود.



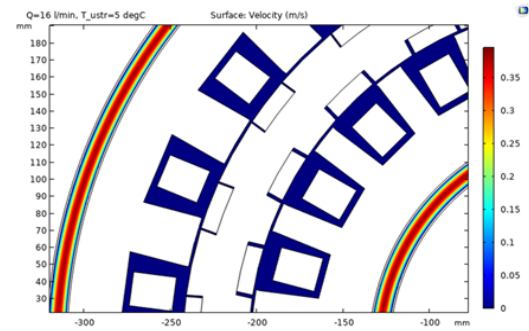
شکل (۱۳): نمودار پیشینه دمای آهنربا بر حسب دبی روغن

در شکل (۱۳) مشاهده می‌شود که از دبی ۱ تا ۶ لیتر بر دقیقه شیب نمودار کاهش دمای آهن‌رباها بیشتر بوده است. این به آن معنی است که نقطه بهینه افزایش دبی در حدود ۶ لیتر بر دقیقه است و هر چه دبی بیشتر شود دمای موتور کاهش چشمگیری نخواهد داشت. بنابراین، می‌توان برای افزایش راندمان سامانه کولینگ و کاهش مصرف انرژی، دبی را در حدود ۶ لیتر بر دقیقه در نظر گرفت.

ب) و محدوده دمایی به دست آمده در آن‌ها می‌توان گفت که در دبی مشخص ۱۶ لیتر بر دقیقه دمای قطعه هدف (آهنربا) کنترل شده و به میزانی حدود ۶۰ درجه رسیده است که دمای پایدار برای قطعات موتور محسوب می‌شود.



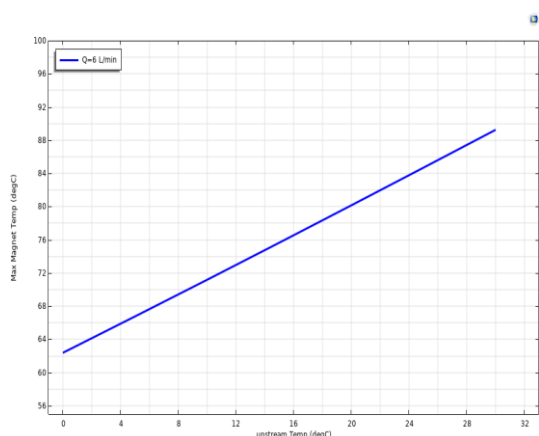
(الف)



(ب)

شکل (۱۱): کانتور سرعت روغن در سامانه کولینگ موتور: (الف)، و (ب) نمای بزرگ‌تر از کانتور سرعت روغن در سامانه کولینگ موتور

در شکل (۱۱) با توجه به Color bar سمت راست نشان می‌دهد که هر چه رنگ کانتور نزدیک به قرمز رنگ باشد، سرعت روغن بیشتر (قرمز ۰/۳۵ متر بر ثانیه) و هر چه رنگ آن به سمت آبی باشد سرعت روغن کمتر (آبی تیره ۰ متر بر ثانیه) است. محورهای مختصات نیز ابعاد موتور را به میلی‌متر نشان می‌دهد. این نمودار در دمای ورودی ۵ درجه روغن و دبی ۱۶ لیتر بر دقیقه رسم شده است. افزایش سرعت سیال روغن یک پارامتر مهم است که باعث افزایش دبی روغن می‌شود و همان‌طور که در نتایج شبیه‌سازی شکل (۱۱) مشاهده شد در شرایطی که دمای ورودی سیال روغن ۵ درجه سلسیوس است و میزان دبی آن ۱ لیتر بر دقیقه است، دمای قطعات آهنربا ۸۱ درجه سلسیوس است، اما در شرایطی که دمای ورودی سیال ۵ درجه سلسیوس و میزان دبی آن ۱۶ لیتر بر دقیقه است، دمای قطعات آهنربا به ۶۶ درجه سلسیوس کاهش پیدا می‌کند که این دمای پایدار برای آهنربا محسوب می‌شود.



شکل (۱۴): نمودار بیشینه دمای آهن‌رباها بر حسب دمای ورودی روغن

در مود فرکانسی اول، شکل (۱۵-الف) و بر اساس جدول (۵) کمترین مقدار فرکانس ۴۲/۵۵۱ هرتز اعمال شده است که با مشاهده میزان تنش وارد شده به اجزای موتور و انطباق با طیف‌بندی رنگ‌ها، مشاهده شد شرایط تشدید رخ نداده است. در مود فرکانسی دوم، شکل (۱۵-ب) با افزایش پلکانی فرکانس مطابق جدول (۵)، فرکانس ۴۳/۷۳۷ هرتز اعمال گردید که با انطباق طیف‌بندی رنگ‌ها تشدید تنش مشاهده نشد. در مود فرکانسی سوم، شکل (۱۵-ج) و طبق جدول (۵) با افزایش فرکانس اعمالی به میزان ۵۸/۴۹۷ هرتز، بروز شرایط تشدید در محدوده رتور موتور مشاهده می‌شود. اما در مود فرکانسی چهارم، شکل (۱۵-د) و مطابق جدول (۵)، فرکانس جدید به مقدار ۱۴۶/۲۸ افزایش داده شد که شاهد اوج گرفتن تشدید در بخش رتور موتور هستید. بر اساس بررسی این کانتورها نتیجه گرفته می‌شود که اولین قطعه‌ای که دچار تشدید در شرایط تنش می‌شود، رتور موتور است. آستانه تشدید نیز مشخص گردید و به دلیل شرایط تکیه‌گاهی رتور، این نتایج کاملاً منطقی و قابل قبول است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که حساس‌ترین قطعه از موتور که در شرایط ارتعاشات نامنظم یا منظم محیطی مداوم احتمال تشدید و رزونانس آن وجود دارد این قطعه بوده که بسته به شرایط کارکرد موتور و کارگذاری حسگرهای مخصوص با عبور از فرکانس‌های به‌دست آمده در جدول (۵)، تمهیداتی را اعمال کرد که از ناپایداری و آسیب دیدن موتور جلوگیری کرد.

پس از بررسی دبی مناسب می‌بایست دمای ورودی مناسب روغن را بررسی نمود. در شکل (۱۴) مشاهده می‌شود که اگر دمای ورودی روغن کمتر از ۲۰ درجه سلسیوس باشد، بیشینه دما آهن‌ربا کمتر از ۸۰ درجه سلسیوس خواهد بود. چون شیب نمودار کاهش دمای آهن‌ربا بر حسب دمای ورودی روغن ثابت است، منطقی است که برای کاهش دمای موتور، باید کاهش دمای ورودی روغن را نسبت به افزایش دبی روغن، انجام داد.

۷- شبیه‌سازی ارتعاشی موتور DS-CP-VPM

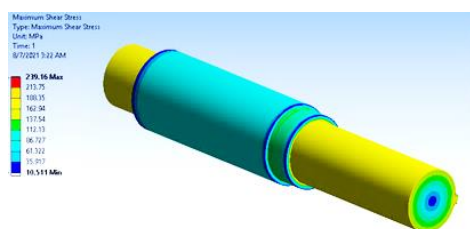
برای انجام شبیه‌سازی ارتعاشاتی و مشاهده اثرات ارتعاشات اتفاقی و تنش بر سامانه، در ابتدا نیاز به انجام گرفتن تحلیل مودال است. بدین ترتیب مطابق جدول (۵) فرکانس‌های تشدید یافته شده که کمترین مقدار آن ۴۲ هرتز است متناسب با شرایط تکیه‌گاهی و کاری موتور رخ می‌دهد که توسط آنالیز مودال شبیه‌سازی می‌شود.

جدول (۵): آنالیز مودال فرکانس‌های تشدید

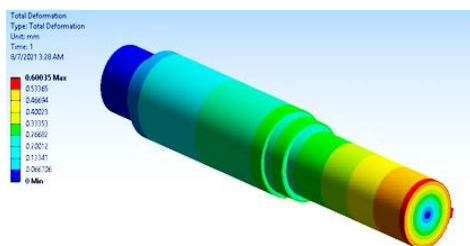
وضعیت	فرکانس (هرتز)
۱	۴۲/۵۵۱
۲	۴۳/۷۹۷
۳	۵۸/۴۹۷
۴	۱۴۶/۲۸
۵	۱۵۳/۷۸
۶	۱۶۶/۴۲
۷	۱۶۶/۵۴
۸	۳۰۸/۷۵
۹	۳۲۰/۰۱
۱۰	۳۷۳/۷۹
۱۱	۴۱۶/۷۵
۱۲	۴۱۷/۶
۱۳	۴۳۲/۶۶
۱۴	۴۳۳/۶
۱۵	۴۸۷/۵۹
۱۶	۴۹۵/۳۶
۱۷	۴۹۵/۸۴
۱۸	۵۹۳/۰۲
۱۹	۵۹۶/۲۹
۲۰	۶۳۳/۳۲

۸- نتایج شبیه‌سازی تنش استاتیکی

نتایج شبیه‌سازی شفت محوری موتور با شرایط مرزی با فرض سخت‌گیرانه، یک سر شفت به صورت کاملاً ثابت در نظر گرفته شده است و با فرض اینکه توزیع تنش برشی حاصل از اعمال گشتاور به مقدار ۲ KN.m به یک سر شفت و ثابت در نظر گرفتن سر دیگر یا همان شرایط قفل کردن موتور حاکم شود، نتایج شبیه‌سازی شفت محوری موتور با این شرایط مرزی نشان می‌دهد که حداقل قطر لازم برای استحکام شفت و تاب‌آوری ۳۵ میلی‌متر است که با این قطر، بیشینه تنش تسلیم برای شفت ۲۵۰ مگاپاسکال است. بر این اساس مطابق نتایج شبیه‌سازی در شکل (۱۶)، مقدار بیشینه تنش کمتر از بیشینه تنش تسلیم است که ظرفیت تاب‌آوری شفت را تأیید می‌کند.



شکل (۱۶): کانتور توزیع تنش برشی در شفت

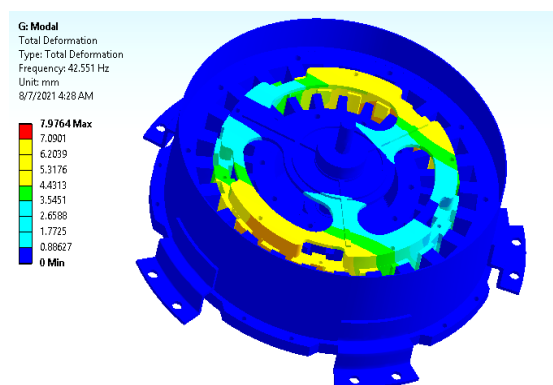


شکل (۱۷): کانتور توزیع تغییر شکل و جابه‌جایی در شفت

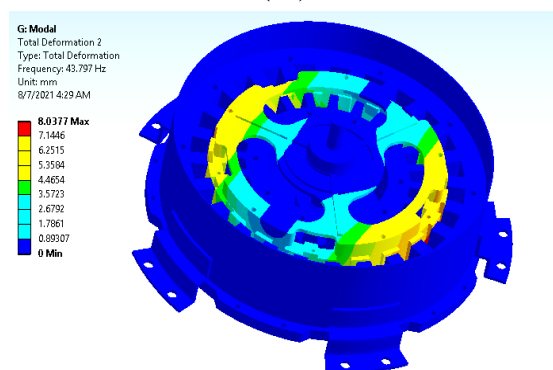
بررسی میزان تغییر شکل در شفت بر اثر تنش با اعمال شرایط مرزی نیز در شکل (۱۷) مشاهده می‌شود. مقدار بیشینه جابه‌جایی که در راستای مماسی سطح شفت محسوب می‌گردد ۰/۶mm بوده که شفت در محدود الاستیک خود باقی و پایدار می‌ماند و دچار تغییر شکل فیزیکی نمی‌گردد. همچنین طبق محاسبات تحلیلی و فرمول (۸) و مطابق با معلومات مسئله با مقداردهی $T=2\text{KN.m}$ و $r=0.0175\text{m}$ و J برای سطح مقطع دایره‌ای، مقدار تنش برشی در مقایسه با نتایج شبیه‌سازی به کمک نرم‌افزار دقیقاً مقدار یکسانی است.

$$\tau = \frac{T \times r}{J} \tag{۸}$$

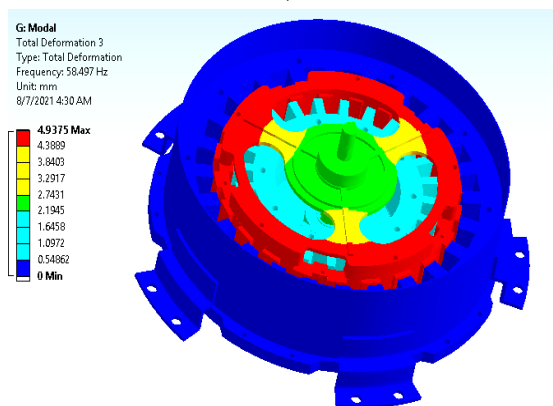
$$J = \frac{\pi}{2} \times r^4$$



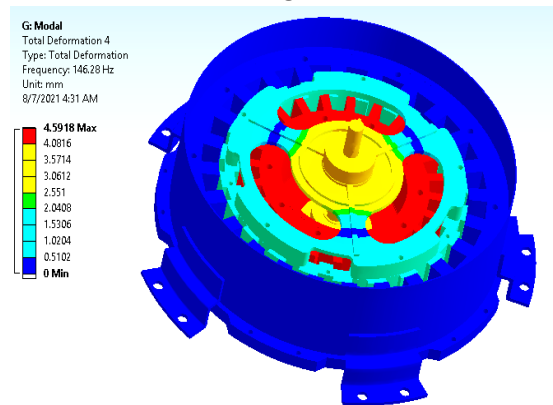
(الف)



(ب)



(ج)



(د)

شکل (۱۵): مودهای فرکانسی: مود اول (الف)، مود دوم (ب)، مود سوم (ج) و مود چهارم (د)

۹- صحت سنجی و مقایسه نتایج

در این بخش، تنش برشی ناشی از انبساط دمایی موتور مورد مطالعه با استفاده از روش تحلیلی ارائه شده به دست آمده و با نتایج المان محدود مقایسه شده است. جدول (۱) مشخصات ماشین مورد نظر را نشان می‌دهد. بیشینه دما در قطعات استاتور و روتور برای جنس استنلس استیل به کار رفته شده، ۶۰ درجه سلسیوس است که با محاسبه روابط مشخص انبساط حرارتی برای استاتور بیرونی که دارای بیشترین قطر است، مقدار تنش برشی به دست می‌آید و در راستای شعاع استاتور بیرونی به شفت موتور اعمال می‌گردد. تاب‌آوری و تنش تسلیم شفت بر اساس ساختار مکانیکی طراحی شده در شکل (۲) و با استفاده از پیچ‌های فولادی، ۲۵۰ مگاپاسکال است. نتایج به دست آمده در دو روش تحلیلی و شبیه‌سازی در جدول (۶) نشان می‌دهد که در محدوده دمای ۶۰ درجه سلسیوس تنش انبساطی ۷۲ مگاپاسکال است که به مراتب کمتر از تنش تسلیم شفت است. نتایج روش تحلیلی و المان محدود برای میزان تنش انبساطی روی شکل و جابه‌جایی در شفت در جدول (۷) نیز بررسی شده است. بر اساس ساختار مکانیکی موتور حداقل قطر شفت برای تاب‌آوری در تنش تسلیم، ۳۵ میلی‌متر است که در دمای ۶۰ درجه سلسیوس، مقدار جابه‌جایی در شفت کمتر از ۰/۲ میلی‌متر است. در این مقایسه بیشینه جابه‌جایی در شفت و تغییر شکل آن ۰/۶ میلی‌متر است که به مراتب کمتر از مقدار حاصل از تنش انبساط حرارتی در دمای ۶۰ درجه است. بررسی نتایج شبیه‌سازی ارتعاشی این موتور در ۴ مود فرکانسی و در شرایط اعمال سرعت ۳۰ دور بر دقیقه به قطعات دوار موتور نیز نشان می‌دهد که تنها قطعه روتور در فرکانس ۱۴۶/۲۸ هرتز دچار تشدید می‌شود که به دلیل شرایط تکیه‌گاهی موتور این نتیجه منطقی است. این نتایج شرایط پایداری دینامیکی موتور را تأیید می‌کند.

جدول (۶): مقایسه روش تحلیلی و المان محدود تنش برشی شفت

تنش برشی شفت (انبساط ناشی از دما)	انبساط در دمای ۶۰ درجه (مگاپاسکال)	بیشینه تحمل (مگاپاسکال)
روش تحلیلی	۷۲	۲۵۰
روش المان محدود	۶۹/۶۶	۲۳۹/۱۶

جدول (۷): مقایسه روش تحلیلی و المان محدود جابه‌جایی در شفت

جابه‌جایی در شفت (انبساط ناشی از دما)	انبساط در دمای ۶۰ درجه (میلی‌متر)	بیشینه تحمل (میلی‌متر)
روش تحلیلی	۰/۱۷۵	۰/۶۰۷
روش المان محدود	۰/۱۷۳	۰/۶۰۰۳۵

مقایسه نتایج شبیه‌سازی آنالیز حرارتی موتور در جدول (۸) نشان می‌دهد که سامانه کولینگ طراحی شده برای حفظ دمای بیشینه ۸۰ درجه سلسیوس برای قطعات آهنربای دائمی جنس

نئودیموم، آهن و بور به کار رفته شده در ساختار مکانیکی موتور، در شرایطی مؤثر است که حداقل دمای ورودی سیال روغن به سامانه ۵ درجه سلسیوس باشد. دبی پایین سیال توانایی کاهش دمای مد نظر را ندارد و در دبی ۱۶ لیتر بر دقیقه با حداقل ۵ درجه سلسیوس، بهترین پاسخ برای کنترل دما در ۶۶ درجه سلسیوس است. برای تعیین نقطه بهینه و افزایش راندمان سامانه کولینگ و کاهش مصرف انرژی، ارزیابی نتایج این دو روش نشان می‌دهد که پس از دبی ۶ لیتر بر دقیقه، هر چه دبی بیشتر شود دمای موتور کاهش محسوس نخواهد داشت. بنابراین، در دبی ۶ لیتر بر دقیقه در دمای کمتر از ۲۰ درجه سلسیوس، بیشینه دمای آهنربا در کمتر از دمای مجاز ۸۰ درجه سلسیوس حفظ و کنترل می‌شود که بر این اساس شرایط پایداری دمایی و مغناطیسی‌زدایی قطعات آهنربا در این ساختار تأیید می‌گردد.

جدول (۸): مقایسه نتایج مدل حرارتی و المان محدود موتور

دمای ورودی سیال (درجه سلسیوس)	دبی (لیتر بر دقیقه)	المان محدود	تحلیلی	ارزیابی
۰	۱	۷۶/۸۳	۷۶/۴۳	مجاز
	۵	۶۵/۲۴	۶۵/۰۲	مجاز
	۶	۶۲/۲۸	۶۱/۹۶	مجاز
	۱۶	۵۹/۲۶	۵۸/۹۴	مجاز
۵	۱	۸۱/۳۴	۸۰/۸۹	غیر مجاز
	۵	۶۹/۶۷	۶۹/۳۶	مجاز
	۶	۶۶/۸۲	۶۶/۴۱	مجاز
	۱۶	۶۳/۷۵	۶۳/۳۸	مجاز
۱۰	۱	۸۵/۸۱	۸۵/۱۱	غیر مجاز
	۵	۷۴/۱۲	۷۳/۷۸	مجاز
	۶	۷۱/۲	۷۰/۸۸	مجاز
	۱۶	۶۸/۱۳	۶۷/۷۹	مجاز
۱۵	۱	۹۰/۳۳	۸۹/۹۲	غیر مجاز
	۵	۷۸/۸۲	۷۸/۴۵	مجاز
	۶	۷۵/۷۴	۷۵/۳۷	مجاز
	۱۶	۷۴/۵۱	۷۴/۲۸	مجاز
۲۰	۱	۹۵/۳۶	۹۴/۹۴	غیر مجاز
	۵	۸۳/۳۹	۸۲/۹۵	غیر مجاز
	۶	۸۰	۷۹/۷۶	مجاز
	۱۶	۷۶/۸۱	۷۶/۴۰	مجاز

۱۰- نتیجه‌گیری

در این مقاله در ابتدا یک مدل حرارتی پارامتر فشرده بر مبنای مقاومت‌های معادل حرارتی ماشین DS-CP -VPM ارائه شده که می‌تواند در فرآیند طراحی بهینه مکانیکی مورد استفاده قرار بگیرد. با انجام محاسبات حرارتی و تأیید کارایی ساختار، برای انتقال حرارت ناشی از قطعات آهنربا، تلفات هسته و مس با استفاده از سامانه خنک‌ساز در ماشین، طراحی بدنه و محور ماشین انجام می‌شود. در ادامه تحلیل ارتعاشی ساختار انجام می‌شود تا از کارکرد مؤثر ماشین طراحی شده اطمینان حاصل شود. روش ارائه شده در این مقاله می‌تواند مبنای مناسبی برای طراحی و ساخت بهینه موتورهای آهنربایی به ویژه موتورهای با توان و گشتاور بالا جهت کاربرد در سامانه‌های حمل و نقل الکتریکی و انرژی‌های نو باشد.

۱۱- مراجع

- [9] X. Sun and M. Cheng, "Thermal Analysis and Cooling System Design of Dual Mechanical Port Machine for Wind Power Application," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 60, pp. 1724–1733, May 2013.
- [10] D. A. Staton and A. Cavnino, "Convection Heat Transfer and Flow Calculations Suitable for Electric Machines Thermal Models," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 55, pp. 3509–3516, September 2008.
- [11] L. J. Wu, Z. Q. Zhu, Fellow, IEEE, D. Staton, M. Popescu, and D. Hawkins, "Analytical Prediction of Electromagnetic Performance of Surface Mounted Permanent Magnet Machines Based on Subdomain Model Accounting for Tooth-Tips," *IET Electric Power Applications*, pp. 1–11, August 2011.
- [12] D. Li, R. Qu, and T. A. Lipo, "High-Power-Factor Vernier Permanent-Magnet Machines," *IEEE Transactions on Industry Applications*, 50, pp. 3664–3674, 2014.
- [13] X. Qin and Q. Wang and Pierre-Daniel Pfister, "Torque Density Optimization of Spoke Array Vernier Permanent-Magnet Machines," *International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, pp. 2323–2329, September 2018.
- [14] M. Dranc, M. Chirca, and T. Breban, "Thermal and Demagnetization Analysis of an Axial-Flux Permanent Magnet Synchronous Machine," *Electrical and Power Engineering*, pp. 200–204, 2020.
- [15] B. Kim and T. A. Lipo, "Analysis of a PM Vernier Motor With Spoke Structure," *IEEE Transactions on Industry Applications*, 52, pp. 217–225, 2016.
- [16] M. Vali, T. Niknam, H. Gorginpour, and B. Bahmani-Firouzi, "Optimal Design Procedure of a High-torque-density Dual-stator Consequent-pole Vernier PM Machine," *Electrical Engineering*, vol. 102, pp. 2637–2657, 2020.
- [17] F.P. Incropera and D.P. Dewitt, "Introduction to Heat Transfer," John Wiley & Sons, New York, 2002.
- [18] P. H. Mellor, D. Roberts, and D. R. Turner, "Lumped Parameter Thermal Model for Electrical Machines of TEFC Design," *Electric Power Application, IEE Proc.-B*, vol. 138, pp. 205–218, 1991.
- [19] J. Faiz, R. Iranpour, and P. Pillay, "Thermal Model for a Switched Reluctance Motor of TEFC During Steady-state and Transient Operation," *Journal of Electric Machines and Power Systems*, vol. 26, pp. 77–92, 1998.
- [20] V. S. Sharma, G. R. Singh, and K. Sørby. "A Review on Minimum Quantity Lubrication for Machining Processes," *Materials and Manufacturing Processes* vol. 30, pp. 935–953, 2015.
- [1] H. Gorginpour, "Dual-stator Consequent-pole Vernier PM Motor with Improved Power Factor," *IET Electric Power Applications*, vol. 13pp. 652–661, 2019.
- [2] D. Li, R. Qu, and T. A. Lipo, "High-Power-Factor Vernier Permanent-Magnet Machines," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 50, pp. 3664–3674, 2014.
- [3] C. Sadarangani, "Electrical Machines– Design and Analysis of Induction and Permanent Magnet Motors," *IREE-EME 2000:018*, KTH, 2000.
- [4] J. Faiz and A. Dadgari, "Heat Distribution and Thermal Calculations for a Switched Reluctance Motor," *Journal of Electrical and Electronics Engineering, Australia, IE Aust. & IREE Aust.*, vol. 12, pp. 349–361, 1992.
- [5] J. Faiz and M. B. B. Sharifian, "Core Losses Estimation in a Multiple Teeth Per Stator Pole Switched Reluctance Motor," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 30, pp. 189–195, 1994.
- [6] S. E. Wood and D. Greenwood, "Force Ventilated Motors Advantages in Fixed Variable Speed Application," *5th International Conference on Electrical Machines and Drives*, pp. 276–280, 1991.
- [7] F. Marignetti, V. D. Colli, and Y. Coia, "Design of Axial Flux PM Synchronous Machines Through 3-D Coupled Electromagnetic Thermal and Fluiddynamic Finite-element Analysis," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 55, pp. 3591–3601, October 2008.
- [8] S. J. Salon, "Finite Element Analysis of Electrical Machines," Norwell, MA, Kluwer, 1995.