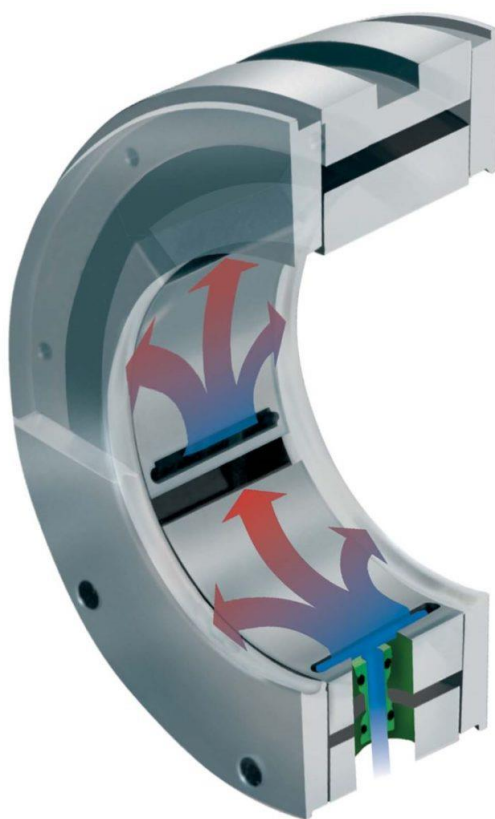




تحلیل راهکارهای کاهش اتلاف توان در یاتاقان‌های هیدرودینامیکی



مدیر پروژه: اصغر نجفی

مجری: احسان توکلی

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

تحلیل راهکارهای کاهش اتلاف توان در یاتاقان‌های هیدرودینامیکی

مدیر پروژه: اصغر نجفی

مجری: احسان توکلی

انتشارات پژوهشگاه نیرو

۱۴۰۱

کد گزارش: NRI-ER-839-PMEPN35-00-F

DOI: 10.30503/nripress.2020.319

ایران. وزارت نیرو. پژوهشگاه نیرو. گروه پژوهشی پژوهشی تجهیزات دوار مکانیکی
تحلیل راهکارهای کاهش اتلاف توان در یاتاقان‌های هیدرودینامیکی/ مدیر پروژه: /اصغر
نجفی. ویراستار: عاطفه سهرابی کاشانی. کارفرما: پژوهشگاه نیرو، ۱۴۰۱.

۹۴ ص: مصور، نمودار، جدول

۱. توکلی، احسان، مجری.
۲. بحری، عباس، ناظر.
۳. اصول روانکاری
۴. یاتاقان‌های هیدرودینامیک



انتشارات پژوهشگاه نیرو
گروه پژوهشی تجهیزات دوار مکانیکی

کلیه حقوق قانونی این اثر متعلق به پژوهشگاه نیرو است.

نشانی: تهران، شهرک غرب، انتهای بلوار شهید دامن، پژوهشگاه نیرو، کدپستی: ۱۴۶۸۶۱۳۱۱۳

تلفن: ۸۸۰۷۹۴۰۱-۹

نمابر: ۸۸۰۷۸۲۹۶

وبگاه: www.nri.ac.ir

پست الکترونیک انتشارات: publications@nri.ac.ir

فرم تعهدنامه اصالت اثر

اینجانب /صغر نجفی متعهد می شوم که مطالب مندرج در این گزارش حاصل کار پژوهشی اینجانب و همکاران به شرح زیر است و به دستاوردهای پژوهشی دیگران که در این پژوهش از آن استفاده شده است، مطابق مقررات ارجاع و در فهرست منابع و مآخذ ذکر گردیده است.

کلیه حقوق مادی و معنوی این اثر متعلق به پژوهشگاه نیرو است.

همکاران :

۱. اصغر نجفی

۲.

۳.

۴.

پیشگفتار

این پروژه در ادامه پروژه با عنوان "نقشه راه توسعه یاتاقان‌های لغزشی جهت استفاده در صنعت نیروگاهی" تعریف شده است. هدف از این پروژه تحقیق درجهت کاهش اتلافات توان در یاتاقان‌های هیدرودینامیکی است که در توربین‌های بخار و گاز استفاده فراوان دارند. مدیریت و کارشناسی این پروژه توسط آقای دکتر اصغر نجفی صورت گرفته است. تیم دآوری این پروژه شامل آقایان دکتر محمدرضا قضاوی از دانشگاه تربیت مدرس و دکتر مجید شاهقلی از دانشگاه شهید رجایی و دکتر عباس بحری از مرکز توسعه توربین باد پژوهشگاه نیرو می‌باشد. نظارت این پروژه نیز بر عهده جناب آقای دکتر بحری است.

فهرست مطالب

عنوان	شماره صفحه
پیشگفتار	۲
مقدمه	۸
۱- منابع اتلاف توان در یاتاقان‌های هیدرودینامیکی	۹
۱.۱- مقدمه ای بر منابع اتلاف توان	۹
۱.۲- اتلاف جریان عبوری روغن	۱۰
۱.۳- اتلاف کشش سطحی	۱۵
۱.۴- کاهش اتلاف‌ها در شیارهای نسبتاً پر شده	۱۶
۱.۵- رابطه برای اتلاف‌های کلی یاتاقان	۱۷
۱.۶- خلاصه و نتایج	۱۸
۲- بررسی تاثیر عوامل مختلف در اتلاف توان در یاتاقان‌ها	۲۰
۲.۱- مقدمه ای بر عوامل اتلاف در یاتاقان‌ها	۲۰
۲.۲- روش‌های اندازه‌گیری اتلاف توان و تعیین عوامل موثر	۲۰
۲.۳- توصیف تست یاتاقان	۲۲
۲.۴- روش تست - دامنه بحث	۲۴
۲.۵- تحلیل اثر مقدار جریان کلی روغن	۲۴
۲.۶- مطالعه اثر توزیع جریان	۳۰
۲.۷- مطالعه اثر گرانروی روغن	۳۱
۲.۸- مطالعه لقی طولی	۳۴
۲.۹- مطالعه اثر درگاه‌های تخلیه روغن	۳۶
۲.۱۰- مطالعه اندازه درگاه تخلیه	۴۰
۲.۱۱- مطالعه اثر لقی طوقه	۴۲
۳- مروری بر تئوری حاکم	۴۵
۳.۱- مقدمه ۴۵	
۳.۲- شرایط مرزی	۴۶
۳.۲.۱- شرط مرزی ورودی	۴۷
۳.۲.۲- شرط مرزی باز	۴۷
۳.۳- معادله رینولدز	۴۷
۴- نرم افزار فلوئنت	۴۹
۴.۱- مدل سازی یاتاقان ژورنال ساده در نرم افزار فلوئنت	۴۹
۴.۱.۱- تهیه مدل هندسی در نرم افزار گمبیت	۴۹
۴.۲- تحلیل ترموهیدرودینامیک در نرم افزار فلوئنت	۶۳
۵- نرم افزار کامسول	۶۶
۵.۱- مقدمه ۶۶	
۵.۲- پامترهای شبیه سازی	۶۷
۵.۳- فرایند شبیه سازی در نرم افزار کامسول	۶۷
۵.۳.۱- شروع کار با نرم افزار	۶۷

۷۰	۵.۳.۲-ویژگی های شاخص مدل
۷۰	۵.۳.۳-انتخاب نوع فیزیک و ابعاد مسئله
۷۰	۵.۳.۴-تعیین کردن پارامترها و متغیرهای مورد نیاز در مسئله
۷۰	۵.۳.۵-تشکیل هندسه
	۵.۳.۶-معرفی مدل ۷۱
	۵.۳.۷-نتایج ۷۲
۷۷	۶-مشخصات فنی یاتاقان شماره ۲ توربین GE F۹
۸۷	۷-نتیجه گیری و جمع بندی
۸۹	مراجع

فهرست شکل‌ها

عنوان	شماره صفحه
شکل ۱- مسیر ورود و خروج روغن در یک یاتاقان کفگرد دو طرفه	۱۲
شکل ۲- طرح یک یاتاقان کفگرد دو طرفه	۱۲
شکل ۳- مسیر روغن در یک یاتاقان ژورنال	۱۴
شکل ۴- یاتاقان کفگرد تک المان	۲۲
شکل ۵- یاتاقان کفگرد دو طرفه شامل طرف فعال و طرف غیر فعال	۲۳
شکل ۶- تاثیر مقدار جریان روغن بر اتلاف توان یاتاقان کف گرد برای بار ۰.۷ مگاپاسکال	۲۷
شکل ۷- تاثیر مقدار جریان روغن بر اتلاف توان یاتاقان کف گرد برای بار ۳.۴۵ مگاپاسکال	۲۸
شکل ۸- تاثیر مقدار جریان روغن بر اتلاف توان یاتاقان کف گرد برای بار ۲.۰۷ مگاپاسکال	۲۹
شکل ۹- توزیع جریان استاندارد در یاتاقان کفگرد دو طرفه با شش کفشک	۳۰
شکل ۱۰- اثر تغییر دمای روغن بر اتلاف توان برای بار ۲.۰۷ مگاپاسکال	۳۲
شکل ۱۱- اثر گرانش روی روغن بر اتلاف توان برای بار ۲.۰۷ مگاپاسکال	۳۳
شکل ۱۲- تاثیر لقی طولی بر اتلاف توان در یک یاتاقان کفگرد با بار ۲.۰۷ مگاپاسکال	۳۶
شکل ۱۳- مقایسه اثر نوع خروجی بر اتلاف توان در یاتاقان ها ۶ پد	۳۸
شکل ۱۴- مقایسه اثر نوع خروجی بر اتلاف توان در یاتاقان ها ۸ پد	۳۹
شکل ۱۵- بررسی اثر قطر تخلیه بر توان اتلاف شده	۴۱
شکل ۱۶- مقایسه اثر لقی شعاعی بر توان اتلاف شده توسط یاتاقان	۴۴
شکل ۱۷- دستور Arc برای ایجاد سطح داخلی و شفت	۵۱
شکل ۱۸- ایجاد آفست به میزان C	۵۲
شکل ۱۹- ایجاد لبه در دو انتهای فیلم روغن	۵۲
شکل ۲۰- ایجاد صفحه بین دو سطح داخلی و خارجی یاتاقان	۵۳
شکل ۲۱- ایجاد مش روی لبه ها در نرم افزار فلونت	۵۴
شکل ۲۲- ایجاد مش در لبه های دو انتهای فیلم روغن	۵۵
شکل ۲۳- تنظیمات مربوط به مش بندی سطح فیلم روغن	۵۵
شکل ۲۴- انجام مش در نرم افزار فلونت	۵۶
شکل ۲۵- انتخاب نوع Solver	۵۷
شکل ۲۶- تعریف نواحی و مرزها در نرم افزار گمبیت	۵۸
شکل ۲۷- تعریف ناحیه فیلم روغن	۵۹
شکل ۲۸- تعریف مرزها و معرفی لبه های فیلم روغن	۶۰
شکل ۲۹- تعریف مرزها و معرفی لبه های فیلم روغن	۶۱
شکل ۳۰- اکسپورت کردن مش ایجاد شده به نرم افزار فلونت	۶۲
شکل ۳۱- اکسپورت نمودن دوبعدی مش بندی ایجاد شده به فلونت	۶۲
شکل ۳۲- تنظیمات واحد طول در نرم افزار فلونت	۶۳
شکل ۳۳- تعریف شرط دیواره متحرک در نرم افزار فلونت	۶۴
شکل ۳۴- دریافت نمودار خروجی از نرم افزار فلونت: نمودار دما در محیط ژورنال	۶۴
شکل ۳۵- دریافت نمودار خروجی از نرم افزار فلونت: نمودار فشار در محیط ژورنال	۶۵
شکل ۳۶- انتخاب فیزیک مدل در نرم افزار کامسول	۶۸
شکل ۳۷- تنظیم پارامترهای مختلف مدل در نرم افزار کامسول	۶۹
شکل ۳۸. هندسه یاتاقان ساده مدور	۷۱
شکل ۳۹. مدل نرم فزار کامسول از یاتاقان ساده مدور	۷۲
شکل ۴۰. توزیع دما در یاتاقان برای بار ۴ کیلو نیوتن	۷۴
شکل ۴۱. توزیع دما در یاتاقان برای بار ۶ کیلو نیوتن	۷۵

شکل ۴۲. توزیع فشار در یک یاتاقان ساده.....	۷۶
شکل ۴۳. توزیع دما در یک یاتاقان ساده.....	۷۶
شکل ۴۴. یاتاقان شماره ۲ توربین GE F9.....	۷۷
شکل ۴۵. نقشه فنی یاتاقان شماره ۲ توربین GE F9.....	۷۹
شکل ۴۶. نمودار تغییرات ویسکوزیته دینامیک روغن ISO VG ۳۲.....	۸۰
شکل ۴۷. تعریف پارامترها در نرم افزار کامسول.....	۸۰
شکل ۴۸. مدل ایجاد شده در نرم افزار کامسول.....	۸۱
شکل ۴۹. مش بندی لایه روغن.....	۸۲
شکل ۵۰. تعریف تحلیل پارامتری با جابجایی لقی.....	۸۳
شکل ۵۱. کانتور دما در یاتاقان شماره ۲.....	۸۳
شکل ۵۲. کانتور فشار در یاتاقان.....	۸۴
شکل ۵۳. نمودار فشار در خط میانه کفه پایینی یاتاقان.....	۸۵
شکل ۵۴. بار وارد بر یاتاقان بر حسب لقی.....	۸۵
شکل ۵۵. اتلاف توان در یاتاقان ناشی از عبور و اینرسی سیال.....	۸۶
شکل ۵۶. دمای یاتاقان شماره ۲.....	۸۶
شکل ۵۷. اتلاف توان در یاتاقان ناشی از استهلاک در لایه های ویسکوز.....	۸۷

فهرست جدول‌ها

عنوان	شماره صفحه
جدول ۱-میزان اتلاف توان در انواع یاتاقان	۱۳
جدول ۲-مقادیر محاسبه شده و اندازه گیری شده اتلاف توان در یاتاقان های کفگرد	۱۴
جدول ۳-مقادیر محاسبه شده و اندازه گیری شده اتلاف توان در یاتاقان های ژورنال	۱۵
جدول ۴. پارامترهای مربوط به یاتاقان	۴۹
جدول ۵. پارامترهای مورد استفاده در شبیه سازی	۶۷
جدول ۶. پارامترهای مورد استفاده در شبیه سازی یاتاقان مدور در کامسول	۷۲
جدول ۷. بازه طراحی یاتاقان شماره ۲ توربین GE F9	۷۷

مقدمه

نتایج تست نشان می‌دهد که ۲۵ تا ۵۰ درصد از اتلاف‌های کلی یاتاقان هیدرودینامیکی در ماشین‌آلات توربینی به سادگی در طی مراحل رساندن روغن به یاتاقان مصرف می‌شوند. دو بخش اصلی این اتلاف در این گزارش مورد ارزیابی قرار می‌گیرند: (۱) اتلاف جریان عبوری جذب شده توسط روغن در طی مسیر عبوری آن و از طریق اجزای یاتاقان حامل بار، و (۲) کشش اصطکاک سطحی توسط روغن هنگام تماس با سطوح چرخان در شیارهای ورودی روغن یاتاقان و دیگر مناطق تحت تاثیر. روابط برای تخمین این اتلاف‌های پارازیتی برای هر دو یاتاقان ژورنال و کف گرد با اجزای ثابت و تیلتینگ پد مورد ارزیابی قرار گرفته‌اند.

نظریه ترموهیدرودینامیک دارای یک تاریخچه طولانی است. در این تاریخچه روش‌های تحلیل زیادی برای بررسی دینامیک فیلم روغن ارائه شده است. اما این روش‌ها دارای فرضیات ساده‌کننده‌ای هستند. مثلاً فرض می‌شود ویسکوزیته روغن مستقل از دما و یا فشار می‌باشد. نظر به اینکه در بیشتر کاربردهای عملی ممکن است این فرضیات صادق نباشند باید از روش‌های عددی برای تحلیل استفاده کرد. به دلیل تنوع یاتاقان‌ها و شکل پیچیده آن‌ها بهتر است از نرم افزارهای تجاری شده برای این اهداف استفاده کرد. از معروف‌ترین نرم افزارهای تجاری در این خصوص نرم افزار فلوئنت انسیس و نرم افزار کامسول می‌باشند.

در این گزارش به بررسی دو نرم افزار معروف در زمینه مکانیک سیالات محاسباتی پرداخته خواهد شد و قابلیت هر یک در تحلیل مورد توجه قرار خواهد گرفت.

همچنین در این گزارش به بررسی این روش‌ها و برآورد میزان اتلاف توان در یک نمونه یاتاقان نیروگاهی پرداخته خواهد شد. جهت بررسی این موضوع یاتاقان شماره ۲ و شماره ۱ توربین گاز فریم ۹ ساخت شرکت GE برای بررسی انتخاب شده‌اند. این نوع از توربین‌ها در تعداد زیادی از نیروگاه‌های قدیمی در حال فعالیت هستند و به دلیل نشست پوسته‌ها دچار مشکلات زیاد به علت آسیب‌های یاتاقان‌های خود می‌شوند که تحلیل آن‌ها خود نیازمند انجام یک پروژه مجزا می‌باشد.

۱- منابع اتلاف توان در یاتاقان‌های هیدرودینامیکی

۱/۱ مقدمه ای بر منابع اتلاف توان

بررسی‌های مختلف یاتاقان‌های هیدرودینامیکی، شواهد کیفی از اتلاف قابل توجه توان را به غیر از لایه هیدرودینامیکی حامل بار فراهم کرده‌است. برای نمونه، آزمایشات تجربی، افزایش صریحی را در اتلاف توان با افزایش میزان ورودی روغن نشان می‌دهند. این معمولاً ناشی از گرانروی بالاتر روغن همراه با افت دمای یاتاقان است. با این وجود، هنگامی که افزایش اندازه و سرعت یاتاقان، موجب جریان مغشوش می‌شود، اتلاف توان در لایه حامل بار تقریباً مستقل از دمای لایه روغن می‌شود. بر اساس این دانسته، اتلاف توان پارازیتی در یاتاقان‌های ژورنال بزرگ، تا حدی مربوط به اثرات اینرسی در شتاب دهی به روغن برای رسیدن سرعت سطحی شفت می‌باشد [۱].

تست‌های تجربی بر روی یاتاقان کف گرد، کاهش در اتلاف توان تا حدود ۳۵ تا ۴۵ درصد را به وسیله روغنکاری پاششی مستقیم بین پدها [۲]، و یا با رساندن روغن به لبه شیار جلویی نشان داده‌اند [۳]. [۴]. هر دوی این روش‌ها به طور موثر "اتلاف‌های لغزشی پارازیتی را فقط از طریق فراهم کردن روان‌کننده در جاهایی که مورد نیاز بود" برطرف کردند [۵].

ارزیابی‌های تحلیلی اولیه از اتلاف پارازیتی انجام شده است. تجزیه و تحلیل عملکرد یاتاقان کف گرد توسط مارتین مقادیر اتلاف توان تلاطمی را به سطوح درحال چرخش یاتاقان که در معرض روغنکاری بین پدهای یاتاقان و قطر خارجی گردنده هستند نسبت می‌دهد [۶]. فرض بر این شد که اتلاف توان در هر واحد سطح به اندازه همان اتلاف برای یک دیسک چرخان شروود دار در سیال بدون تاثیر گذاری ساختار خود یاتاقان است. پینکس و ویلکوک اتلاف‌های کششی در یاتاقان‌های ژورنال را به حرکت سطح شفت بر روی شیارهای تغذیه روغن نسبت دادند و این موضوع را با مدل کردن این ناحیه با یک لایه ضخیم روغن انجام دادند [۷، ۸]. در هیچ یک از این موارد مقایسه‌ای با مشاهدات تست تجربی انجام نشد.

مقادیر کلی اتلاف‌های پارازیتی در این مطالعات نشان داده شد. هدف این قسمت از گزارش ارائه یک گام رو به جلو برای تخمین کمی این اتلاف‌های توان با یک شیوه مناسب برای اهداف طراحی است. بر اساس مطالعات انجام شده تا این قسمت می‌توان اتلاف پارازیتی را در سرعت بالا برای هر دو یاتاقان ژورنال و کف گرد را به دو دسته زیر تقسیم کرد.

۱. اتلاف جریان عبوری

این اتلاف‌ها ناشی از شتاب روغن در هنگام ورود به درگاه تغذیه، ورود و خروج از شیارهای ورودی، و در نهایت در حال تخلیه از یاتاقان می باشد.

۲. اتلاف کشش سطحی

این اصطکاک بر روی سطوح چرخان غیر حامل بار غوطه‌ور در روغن تولید می‌شود. از آنجا که این مناطق شامل لقی نسبتاً بزرگی در مقایسه با خود لایه روغن یاتاقان هیدرودینامیک می باشد، آشفستگی سیال مورد انتظار است. پس کشش سطحی تابعی از عدد رینولدز است با وابستگی اندکی به گران روی روغن و عوامل هندسی که یک تاثیر اولیه در اصطکاک ویسکوز خواهد داشت.

۱/۲ اتلاف جریان عبوری روغن

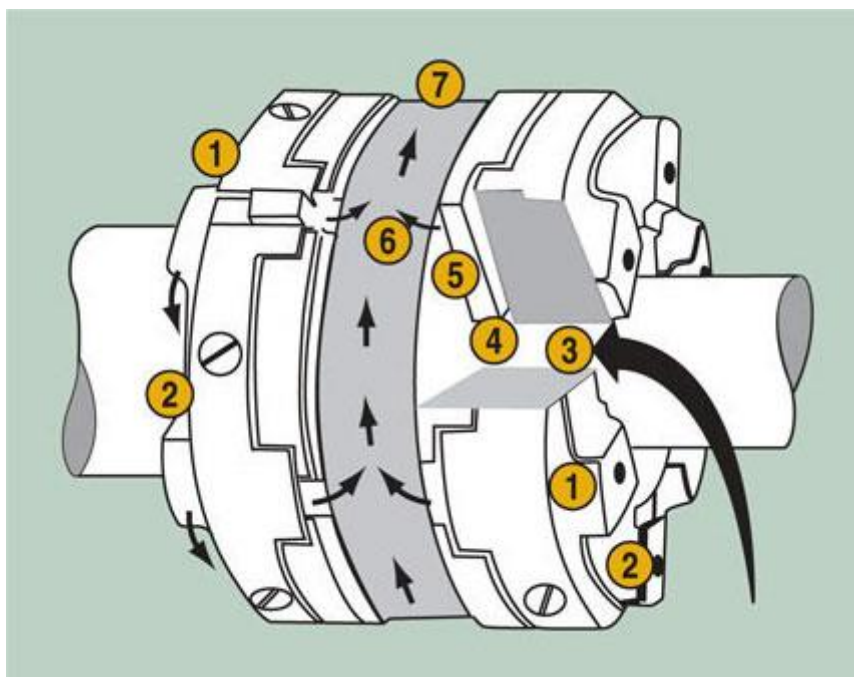
اتلاف‌های قابل توجهی در اثر عبور روغن از یک یاتاقان با سرعت بالا به وجود می آیند. جاهایی که این اتلاف‌های جریان عبوری معمولاً رخ می دهند شامل (۱) ورودی یاتاقان که در آنجا روغن ورودی ابتدا با سرعت بالا به وسیله عمل طوقه کف گرد یا ژورنال آورده می شود (۲) اتلاف‌های ورودی و خروجی در کانال‌های ورودی و خروجی روغن (۳) تغییرات تلاطمی و جهت دار روغن موجود در یاتاقان همانند اتلاف‌های خروجی که در آینده وجود دارد.

این اتلاف‌های جریان عبوری شاید به بهترین نحو با مشاهدات تجربی قابل تطبیق هستند. هنگامی که میزان ورودی روغن به اندازه کافی بالا است که الزامات لایه روغنی یاتاقان را برآورده کند و مسیرهای ورودی و همه حفره‌های دیگر را پر کند، میزان افزایش اضافی در اتلاف توان کلی یاتاقان با ورودی روغن بیشتر، مقدار انرژی جذب‌شده توسط روغن اضافه‌شده برای گذر از مجموعه اجزای یاتاقان را فراهم می‌کند. این ارزیابی به طور مستقیم برای عملکرد یاتاقان در رژیم آشفته لایه روغنی ایجاد شده‌است، جایی که اتلاف اولیه لایه روغن یاتاقان نسبتاً مستقل از گران روی، روزه شعاعی و عوامل دیگری که به دما وابسته هستند می باشد.

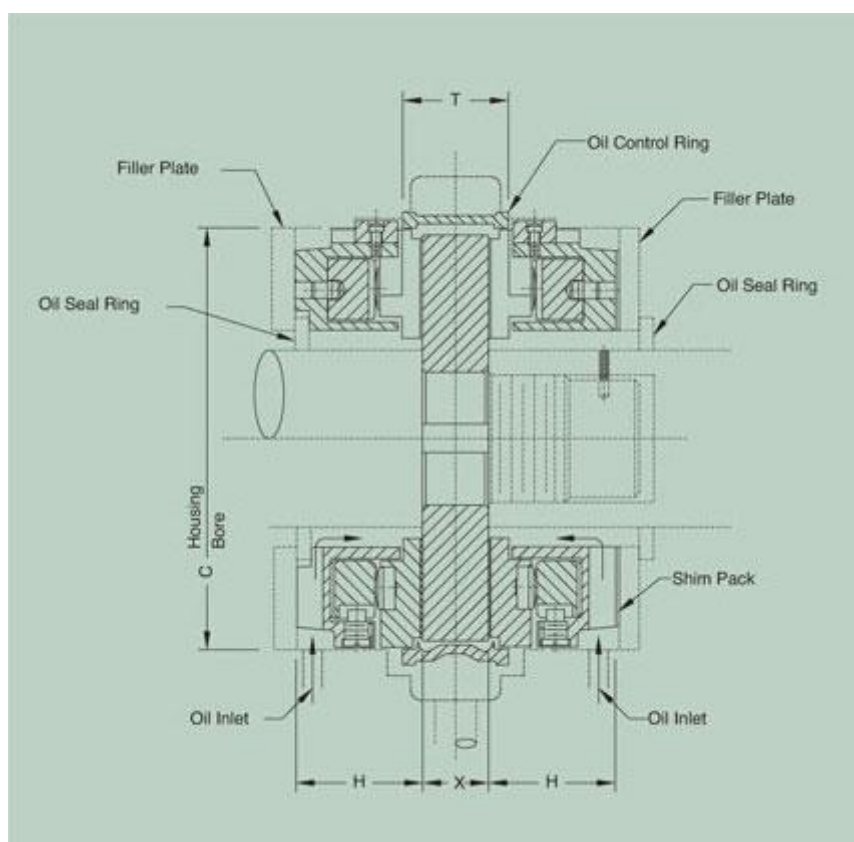
جدول ۱ این اتلاف‌های جریان عبوری را که به صورت تجربی مشاهده شده است در چندین طراحی یاتاقان‌های توربینی با روغن ISO گرید ۳۲، و دمای ۴۶ تا ۴۹ درجه سانتیگراد (۱۱۵ تا ۱۲۰ درجه فارنهایت) نشان می دهد. به عنوان نمونه برای یک یاتاقان کف گرد تیل‌تینگ پد با قطر خارجی ۴۳۲

میلی متر (۱۷ اینچ) با دوران ۶۰۰۰ دور در دقیقه با یک پیکربندی تخلیه باز و دنبال کردن دستورالعمل‌های تست‌هایی که توسط کمیته ارائه شده است [۹]، افزایش روغن ورودی از ۵.۲ به ۷.۸ لیتر در ثانیه (۸۲ به ۱۲۳ گالن بر دقیقه)، اتلاف توان را از ۲۱۰ به ۲۳۰ کیلووات (۲۸۲ به ۳۰۸ اسب بخار) افزایش می‌دهد. این معادل با ۷.۴ کیلووات افزایش در اتلاف توان برای هر لیتر بر ثانیه اضافی (۰.۶۳ اسب بخار بر گالن بر دقیقه) است. با استفاده از میزان روغن ورودی عادی ۵.۳ لیتر بر ثانیه (۸۴ گالن بر دقیقه)، این اتلاف جریان ورودی به ۴۰ کیلووات (۵۳ اسب بخار) تبدیل می‌شود.

این اتلاف توان جریان ورودی در یاتاقان‌های کف گرد تیل‌تینگ پد می‌تواند به چندین منبع اختصاص داده شود. به محض ورود به حلقه پایه (شکل ۱)، در حرکت روغن تغییر ناگهانی ایجاد می‌شود و سرعت روغن در حلقه ورودی بین قطر خارجی شفت و قطر داخلی غلاف زیاد می‌شود. اتلاف هد سرعت $pV^2/2g$ که در سرعت سطحی سرشفت محاسبه می‌شود) برای این کار، معادل با ۵ کیلووات فرض شده است. در حالی که روغن از کانال‌های ورودی شعاعی بین پدهای مجزا عبور می‌کند، این جدول نشان می‌دهد که اتلاف انرژی اصطکاکی هد سرعت برای سرعت گردنده تراست (طوقه) در یاتاقان کف گرد در قطر متوسط، معادل با ۱۲ کیلووات (۱۶ اسب بخار) است. در نهایت فرض می‌شود که ۲۵ درصد از روغن تخلیه شده، بر روی گردنده ریخته می‌شود که در نتیجه برای رسیدن به سرعت قطر خارجی گردنده (شکل ۲) باید شتاب بگیرد. اتلاف انرژی در این حالت برابر ۲۱ کیلووات (۲۸ اسب بخار) محاسبه می‌شود. با چنین فرضیاتی، ۳۸ کیلووات انرژی اتلاف شده محاسبه می‌شود که تقریباً با ۴۰ کیلووات اتلاف کلی جریان عبوری که از نتایج تست یاتاقان تخمین زده شده بود، برابر است.



شکل ۱- مسیر ورود و خروج روغن در یک یاتاقان کفگرد دو طرفه



شکل ۲- طرح یک یاتاقان کفگرد دو طرفه

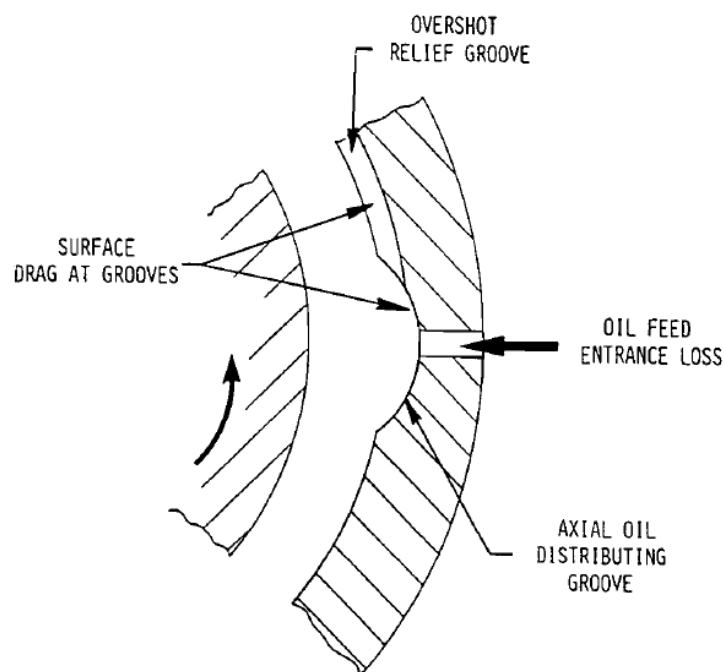
نتیجه مشابه در جدول ۱ برای اتلاف توان جریان عبوری در یک یاتاقان کف گرد مخروطی با قطر ۷۳۷ میلی‌متر (۲۹ اینچ O.D.، ۳۵۰ اینچ مربع) انجام شده است [۱۰]. اختلاف بین اتلاف به دست آمده ۱۳۷ کیلووات و برآورد شده ۱۱۰ کیلووات برای اجزای یاتاقان به احتمال زیاد ناشی از دست کم گرفتن اتلاف ناشی از ورود روغن به شیارهای تغذیه شعاعی است. از آنجا که این شیارها نسبتاً کم عمق هستند، یک محدودیت جریان گردابه‌ای شدید و متمایز در داخل جریان روغن به شیار ورودی ایجاد می‌شود. در تست‌های مدل شفاف، عموماً یک حفره گردابی واقعی مشاهده شده که در این شیار ورودی جریان روغن تشکیل می‌شود و از رسیدن روغن به قطر داخلی یاتاقان کف گرد ممانعت ایجاد می‌کند. تحت شرایط غیر عادی شدید در یک یاتاقان کف گرد مشابه، اتلاف‌های تا هفت هد سرعت در اثر شیار بد شکل ایجاد شدند.

جدول ۱- میزان اتلاف توان در انواع یاتاقان

	OIL THROUGH-FLOW POWER LOSS			
	OBSERVED		POSSIBLE ELEMENTS	
	KW	VELOC. HEADS	KW	VELOC. HEADS
THRUST BEARINGS				
Tilting Pad, 8-Shoe (432 mm OD × 234 mm ID at 6000 rpm) Enter Feed Annulus Radial Channels Discharge TOTAL:	40	1.6a	5 12 <u>21</u> 38	1c 1a 0.25d
Tapered Land, 10-Element (Ref. (9)) (737 mm OD × 432 mm ID at 3600 rpm) Enter Feed Annulus Radial Grooves Discharge TOTAL:	137	1.9a	8 73 <u>29</u> 110	1c 1a 0.25d
JOURNAL BEARINGS				
Elliptical (Ref. (1)) (508 mm D × 356 mm L at 3600 rpm) Oil Feed Entrance TOTAL:	47	1.5b	<u>46</u> 46	1.5b
Tilting Pad, 6-Shoe (Ref. (1)) (508 mm D × 356 mm L at 3600 rpm) Oil Feed Entrance TOTAL:	116	3.2b	<u>109</u> 109	3b

برای یاتاقان‌های ژورنال بیضوی (شکل ۳) مشاهده شد که اتلاف کلی جریان عبوری ۴۷ کیلووات با هد سرعت حدود ۱.۵ که مطابق با سرعت سطحی شفت محاسبه شده است می‌باشد. اتلاف‌های جریان

عبوری معمولاً بین ۵ تا ۲۴ کیلووات در هر لیتر بر ثانیه (۰.۴ تا ۲ اسب بخار بر گالن بر دقیقه) از روغن ورودی، برای یاتاقان‌های توربین بخار بزرگ با سرعت دوران ۳۶۰۰ دور در دقیقه به دست می آیند.



شکل ۳- مسیر روغن در یک یاتاقان ژورنال

جدول ۲- مقادیر محاسبه شده و اندازه گیری شده اتلاف توان در یاتاقان های کفگرد

TABLE 2—THRUST BEARING POWER LOSS					
	EXPTL TOTAL LOSS, KW	CALC BRG. FILM KW	PARASITIC POWER LOSS		
			EXPTL THRU- FLOW KW	CALC SURFACE DRAG KW	% OF EXPTL TOTAL
Tilting Pad, 8-Shoe, 16% gaps (432 mm OD, 6000 rpm)	211	136	40	28	32
Tapered Land, 10-Elements, 19% gaps (737 mm OD, 3600 rpm)	597	348	137	90	38

جدول ۳-مقادیر محاسبه شده و اندازه گیری شده اتلاف توان در یاتاقان های ژورنال

TABLE 3—JOURNAL BEARING POWER LOSS (432 MM DIAMETER, 3600 RPM)					
BEARING	EXPTL TOTAL LOSS, KW	CALC BRG. FILM KW	PARASITIC POWER LOSS		
			EXPTL THRU- FLOW KW	CALC SURFACE DRAG KW	% OF EXPTL TOTAL
Elliptical, 356 mm long	319	161	47	97	45
3 Shoe Tilt Pad, 419 mm long, 53% gaps	445	242	128a	71	45
6 Shoe Tilt Pad, 356 mm long, 11% gaps	470	392	116	13	27

در جدول ۱ تنها یک جزء اتلاف جریان عبوری به یاتاقان‌های ژورنال در مقایسه با سه جزء یاتاقان‌های کف گرد تخصیص داده می‌شود. در یاتاقان‌های کف گرد، در آغاز یک اتلاف اولیه ایجاد شد هنگامی که روغن ورودی برای اولین بار به یک روزنه حلقوی بین یاتاقان و سرشفت وارد شد (شکل ۱). همچنین ریزش روغن تخلیه شده از یاتاقان به لبه گردنده در یاتاقان‌های کفگرد دیده می‌شود. با این حال، این دو عامل اتلاف در یاتاقان‌های ژورنال موجود نبودند، که در آن روغن مستقیماً بین سطوح حامل بار وارد می‌شود و یک افت تخلیه جزئی ایجاد می‌کند.

بیشترین اتلاف جریان عبوری، در یاتاقان‌های ژورنال تیل‌تینگ پد با قطر ۵۰۸ میلی متر (۲۰ اینچ) مشاهده شد. این به احتمال زیاد به دلیل شکل متفاوتی از حفرات دریافت کننده روغن ورودی می‌باشد. در یاتاقان بیضوی، روغن وارد یک شیار نسبتاً کم عمق می‌شود که به آرامی در سطح داخل یاتاقان ترکیب می‌شود. در یاتاقان‌های پد دار، شکل محفظه ورودی در کانال بین پدها بیشتر شبیه به یک جعبه با اضلاع مربعی است که در آن لغزش و حرکت گردابی، مقاومت جریان بیشتر در برابر ورود روغن تغذیه را نشان می‌دهد. همانطور که در جدول ۳ نشان داده شده است، به طرز جالبی اتلاف جریان عبوری در یاتاقان‌های سه پد و شش پد مشابه بود.

۱/۳ اتلاف کشش سطحی

کشش سطحی، که از طریق لایه مرزی روغن انتقال می‌یابد، بر روی تمام سطوح متحرک یک طوقه ژورنال یا کف گرد غوطه ور در روغن صنعتی دیده می‌شود. اهمیت این عامل در یاتاقان‌های کف گرد نشان داده شده است [۴، ۱۱، ۱۲] و برخی مقادیر اتلاف اولیه در تجزیه و تحلیل یاتاقان معین شده اند [۶-۸]. متأسفانه، هیچ رابطه‌ای بین مشاهدات تجربی و تحلیلی دیده نمی‌شود.

با بررسی ضرایب اصطکاک سطحی و رابطه جامع جریان لوله مشخص شد که رابطه زیر می‌تواند مرتبه مناسب برای تخمین ضریب کشش آشفته برای هر دو سطح شیار یاتاقان ژورنال و کف گرد ارائه دهد [۱۳]:

$$f = 0.016/Re^{0.25} \quad (۱)$$

در صورت نیاز، مقادیر متناظر برای جریان آرام معادل برای عملیات هابی با سرعت کند را می‌توان مستقیماً از روابط جریان ویسکوز برای اشکال خاص شیار به دست آورد. اتلاف انرژی H از کشش اصطکاکی سیال بر روی شفت تر شده و سطوح طوقه کف گرد به صورت زیر به دست می‌آید:

$$H/A = f (pV^2/2g)V \quad (۲)$$

برای فضاهای حلقوی دایره‌ای در امتداد یک یاتاقان ژورنال و یک شیار با عمق ۵ میلی متر در نیمه بالایی این یاتاقان بیضوی، نمایش مناسب‌تر اصطکاک سیال سطحی از طریق آزمایش‌های وهر در دسترس است [۱۴]. بر مبنای این نتایج روابط زیر را $Wendt$ نشان می‌دهد:

$$f = 0.46[(R_2 - R_1) R_2 / R_1^2]^{0.25} Re^{-0.5}; 80(R_1/C)^{0.5} < Re < 10^4 \quad (۳)$$

$$f = 0.073[(R_2 - R_1) R_2 / R_1^2]^{0.25} Re^{-0.3}; 10^4 < Re < 10^5 \quad (۴)$$

که در آن R_1 و R_2 شعاع درونی و بیرونی کانال جریان حلقوی هستند. این ضرایب کشش در حدود ۳۰ تا ۴۰ درصد بیشتر از ضرایب آنها در معادله (۱) برای یاتاقان خاص مورد بحث در اینجا هستند.

۱/۴ کاهش اتلاف‌ها در شیارهای نسبتاً پر شده

هنگامی که میزان ورودی روغن تا حدی افت می‌کند که شیار پر از روغن نباشد، اتلاف توان در شیار پر نشده نیز به طور مرتب به سطح قابل اغماضی کاهش می‌یابد. به عنوان مثال در یک یاتاقان کف گرد مخروطی ۷۳۳ میلی متر (۳۵۰ اینچ مربع) همانطور که در جدول ۱ نشان داده شده است، با کاهش جریان روغن، یک درجه کاهش در اتلاف توان در شکل ۴ مشاهده می‌شود. وقتی که در یک عملیات معمولی جریان از ۱۴.۲ لیتر بر ثانیه (۲۲۵ گالن بر دقیقه) به جریانی که فشار روغن صفر در شیارهای ورودی روغن دارد یعنی ۱۰.۵ لیتر بر ثانیه (۱۶۶ گالن بر دقیقه) کاهش می‌یابد، اتلاف توان از ۵۹۷ به ۳۵۵ کیلووات (از ۸۰۰ به ۴۷۳ اسب‌بخار) کاهش پیدا می‌کند.

این نشان‌دهنده کاهش عمده اتلاف‌های پارازیتی است. عدم وجود فشار متقابل در شیارهای تغذیه تقریباً اتلاف جریان عبوری برای روغن ورودی را از بین می‌برد. با ترکیب این اطلاعات برای پایین آوردن اتلاف در لایه های روغن یاتاقان حفره دار [۱۵]، مشاهدات حاکی از آن است که اتلاف کشش سطحی ممکن است برای تمامی مناطق پر شده در یاتاقان تا حدی قابل اغماض باشد.

۱/۵ رابطه برای اتلاف‌های کلی یاتاقان

روابط حاکم بر اندازه اجزای اتلاف توان به طور تجربی به دست آمده است که این اتلاف‌های کلی توان برای یاتاقان کف گرد در جدول ۲ داده شده است. برای تنظیم این جدول، اتلاف های کشش سطحی پارازیتی از معادلات (۱) و (۳) بدست می‌آید و اتلاف‌های جریان عبوری در جدول ۱ ارائه شده اند. اتلاف تنش برشی در لایه روغن فعال یاتاقان با استفاده از روش عددی تفاضل محدود که ضرایب آشفتگی خطی در حل معادله رینولدز را بکار برده است [۱۶] انجام شده است. محاسبات اتلاف توان لایه روغن براساس دماهای یاتاقان در تست صورت گرفت.

همانطور که نشان داده شد اتلاف های پارازیتی بین ۳۰ تا ۴۰ درصد از اتلاف کلی توان یاتاقان کف گرد به حساب می آیند. تفاوت بین طراحی تیلتینگ پد و مخروطی، به تفاوت در اندازه آن‌ها و تفاوت در جزئیات طراحی خاص آنها مربوط است.

به طور کلی اتلاف های پارازیتی یاتاقان ژورنال در جدول ۳ در محدوده ای بین ۳۰ تا ۴۵ درصد اتلاف کلی یاتاقان هستند، محدوده ای که خیلی مشابه اتلاف یاتاقان های کف گرد نیست. همانطور که قبلاً مشاهده شد، اتلاف کلی توان که در یاتاقان های ژورنال پد دار غوطه ور رخ می دهند به طور قابل توجهی بالاتر از یک طرح بیضوی است. اتلاف توان لایه ای پایین برای یاتاقان بیضوی از اندازه بزرگ ۵۸ درجه هر شیار توزیع روغن که از شکاف افقی شروع می شود ناشی می شود، که همراه با یک شیار بیرونی در نیمه بالایی یاتاقان است. این خطوط توزیع روغن در شکاف یاتاقان با شعاع ۲۲۵ میلی متر انجام شدند و بنابراین عمقی تا ۶ میلی متر را ایجاد می کنند.

با این کاهش اتلاف توان لایه روغن ناشی از شیارهای روغنی بزرگ در یاتاقان بیضوی، کشش سطحی پارازیتی نیز به همان نسبت اتلاف بالاتری را نشان می‌دهد. همانطور که قبلاً اشاره شد، با این حال، به نظر می‌رسد که شیارهای تغذیه روغن کاملاً ترکیب شده در یاتاقان بیضوی، اتلاف های جریان عبوری بالا در روغن تغذیه را که در یک گرداب شدیدتر روغن در بین پادهای یک یاتاقان تیلتینگ پد روی می

دهند، کاهش می‌دهد. در مقایسه یاتاقان‌های ژورنال پد دار، اتلاف توان لایه ای کمتر در یاتاقان با طرح سه پد دیده می‌شود که این موضوع به این دلیل است که تنها ۴۷ درصد از محیط آن سطح پد است. اتلاف لایه ای پایین‌تر با این یاتاقان سه پدی، تا حدی با اتلاف کشش سطحی بالاتر که بر روی سطح آغشته به روغن سطح شفت اتفاق می‌افتد جبران می‌گردد.

۱/۶ خلاصه و نتایج

اتلاف‌های پارازیتی در یاتاقان‌های توربینی هیدرودینامیک از روابط زیر تخمین زده می‌شود:

اتلاف‌های جریان عبوری:

$$H = kQ[pV^2/2g] \quad 5$$

که در آن فاکتور k از ۱.۶ تا ۱.۹ برای یاتاقان‌های کف گرد تست شده و از ۱.۵ تا ۳.۲ برای یاتاقان‌های ژورنال هست. این اتلاف‌ها به اعداد تجربی پیشنهاد شده در جدول ۱ برای استفاده در طرح‌های خاص هریاتاقان مرتبط هستند.

اتلاف‌های کشش سطحی:

$$H/A = 0.016Re^{-0.25}[pV^2/2g]V \quad 6$$

این اتلاف در هر واحد سطح به عنوان تابعی قوی از سرعت سطحی V و تابع ضعیف از عدد رینولدز مشاهده می‌شود. این رابطه برای آشفتگی با Re بیش از محدوده ۱۰۰۰ تا ۲۰۰۰ بکار می‌رود. معادلات ۳ و ۴، اتلاف جریان آشفته عبوری از طریق کانال‌ها مانند شیارهای محیطی بیرونی در نیمه بالایی یاتاقان‌های ژورنال را به دست می‌آورند. روابط کشش ویسکوز ساده، اعداد رینولدز کمتر را در بر می‌گیرند که در آن اتلاف‌های پارازیتی کلی معمولاً از اهمیت کمی برخوردار است.

به منظور ارائه مبنایی برای برآوردهای طراحی اتلاف توان پارازیتی در یاتاقان‌های ژورنال و کف گرد، این مطالعه عوامل زیر را برای کم کردن اتلاف‌های پارازیتی پیشنهاد می‌دهد:

۱. میزان تغذیه روغن را به میزان مورد نیاز برای عملکرد قابل اطمینان یاتاقان محدود کنید.

۲. شکل درگاه‌های ورودی شیار روغن و دیواره‌های شیار را برای به حداقل رساندن

محدودیت‌های جریان گردابی با هم ترکیب کنید.

۳. مناطق غیر حساس آغشته به روغن روی سطوح چرخان یاتاقان ژورنال و کف گرد را به حداقل برسانید.
۴. پاشش روغن تخلیه شده بر روی سطوح چرخان را به حداقل برسانید.
۵. از مفهوم غیرغوطه وری برای یاتاقان‌های تیل‌تینگ پد استفاده کنید.

۲- بررسی تاثیر عوامل مختلف در اتلاف توان در یاتاقان ها

۲/۱ مقدمه ای بر عوامل اتلاف در یاتاقان ها

چندین مقاله مزایای طراحی‌های مختلف یاتاقان کف گرد را با مقایسه اتلاف توان انواع مختلف یاتاقان مورد بحث قرار داده‌اند. با این حال، باید دقت زیادی انجام شود تا اطمینان حاصل شود که مقایسه‌ها منصفانه هستند. عوامل خارجی زیادی وجود دارند که اتلاف را تحت تاثیر قرار می‌دهند مانند مقدار جریان روغن، روزنه، دمای تغذیه و غیره. این مقایسه‌ها اگر تمام عوامل خارجی در تجزیه و تحلیل گنجانده نشوند ممکن است گمراه کننده باشند. در این گزارش تلاش می‌شود تا هم از لحاظ کیفی و هم از لحاظ کمی تاثیری که عوامل خارجی مختلف بر اتلاف توان یاتاقان دارند نشان داده شود. به طور تجربی مشخص شده است که تنظیم مقدار جریان روغن می‌تواند به میزان ۱۵۰ درصد اتلاف توان را تغییر دهد. انتخاب تخلیه شعاعی و مماسی می‌تواند اتلاف توان را تا ۶۰ درصد کاهش دهد، در حالی که اندازه واقعی تخلیه می‌تواند تا ۵۰ درصد اتلاف توان را تحت تاثیر قرار می‌دهد. تغییر بازی طولی یاتاقان تاثیر کمی بر روی اتلاف توان اندازه‌گیری شده دارد.

۲/۲ روش های اندازه گیری اتلاف توان و تعیین عوامل موثر

اکثر اوقات مقایسه انواع مختلف یاتاقان‌های کف گرد با هدف ارزیابی طرح‌های رقیب و تعیین اینکه کدام یک از نظر عملکرد برتر است، ضروری است. به دلیل بحران انرژی، اتلاف توان در هر مقایسه‌ای از اهمیت بسیار بالایی برخوردار است - به خصوص برای دستگاه‌ها با سرعت دوران بالاتر از ۳۶۰۰ دور در دقیقه. به عنوان یک رویه ابتدایی، این بخش از گزارش به یک بحث مفصل درباره مقادیر اتلاف توان محدود خواهد شد. در حالی که اهمیت دیگر عوامل مثل آشفتگی، توازن، دما، و غیره، قابل انکار نیست.

هر یک از این عوامل به نوبه خود یک موضوع پیچیده است، که شایستگی رسیدگی جداگانه دقیق و کامل را دارند. بنابراین در این گزارش تمرکز بر روی اتلاف توان است.

در بسیاری از موارد، مقایسه داده‌های منتشر شده (یا آرایه شده توسط فروشنده) در یاتاقان‌های مختلف با وجود تفاوت اساسی در بین شرایط نصب و عملیاتی مشکل است. این تفاوت‌ها هنگامی که اندازه یاتاقان‌ها و سرعت شفت در مناطقی که داده‌های کمی در دسترس هستند افزایش می‌یابند. اغلب اهمیت پیکربندی تخلیه روغن در حد تطبیق اعداد، کوچک شمرده می‌شود. انتقاد دیگر این است که اطلاعات بسیار کمی برای اعتبار سنجی داده‌های منتشر شده استفاده می‌شود. به عنوان مثال، نحوه تعیین سطح اتلاف توان یاتاقان معمولاً شامل گرانروی روغن، بار و تعداد دور در دقیقه شفت می‌شود. اما در حقیقت، باید دمای روغن ورودی، مقدار جریان روغن، پیکربندی تخلیه و بازی طولی را نیز شامل شود.

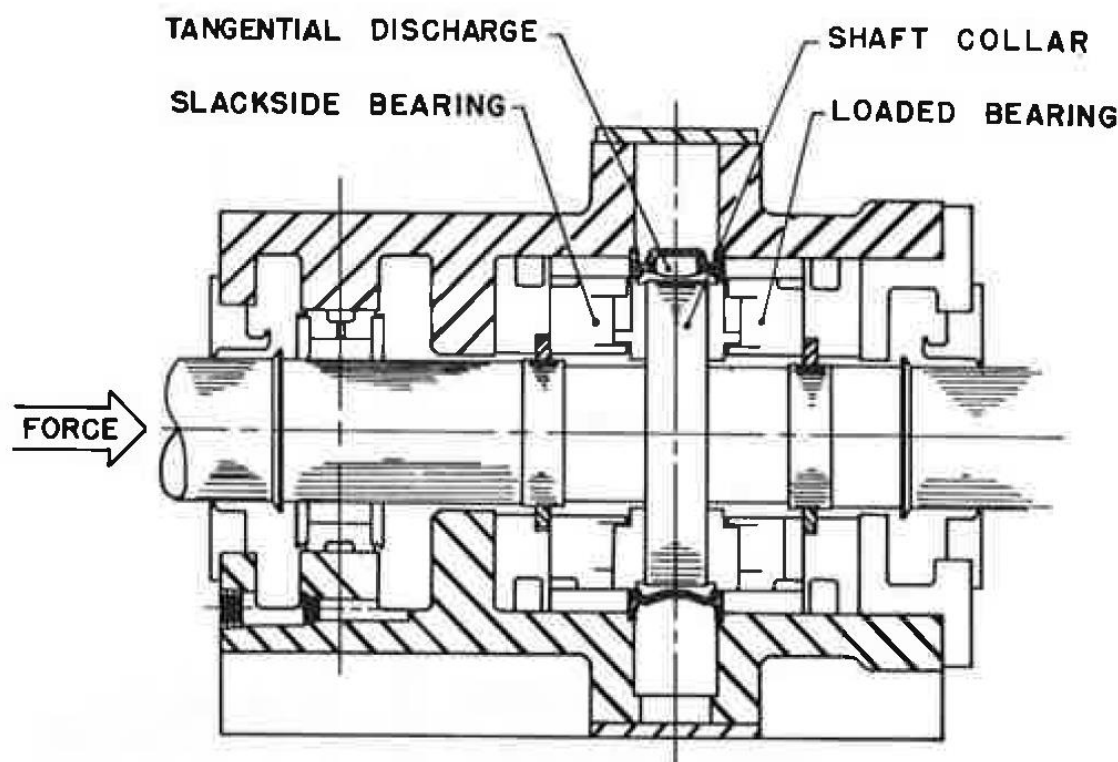
به منظور نشان دادن این اصول، رویکرد مورد استفاده در گزارش، برداشتن یک طرح یاتاقان یکتا و استاندارد و انجام هر تست قابل‌تصور بر روی آن برای نشان دادن طیف وسیعی از مقادیر اتلاف توان قابل‌دستیابی از آن طرح پایه‌ای یکتا است. تست‌های مختلف انجام شده فقط شامل دستکاری پارامترهای خارجی است و در طرح اصلی یاتاقان کف گرد هیچ تغییری ایجاد نخواهد شد. هر تست مستقل انجام می‌شود، و باید دانست که اگر چندین بهبود طراحی همزمان بکار گرفته شوند، اثرات سودمند منحصربفرد ناشی از هر یک لزوماً تجمعی نیستند. با این وجود با گزارش تاثیر هر پارامتر به طور جداگانه، امید است که هر دو نیاز به افشای کامل جزییات مربوطه و نیز تطبیق پذیری یک طرح جامع و استاندارد برای طراحی یاتاقان را نشان داده شود.

۲/۳ توصیف تست یاتاقان

کل این بحث بر مبنای بخشی از داده‌های اتلاف توان ناشی از یک سری تست‌های گسترده انجام شده طی یک دوره ۵ ساله بر روی یک یاتاقان کف گرد دوطرفه، موزون کننده، تیل‌تینگ پد ۲۶۷ میلی متر (۱۰.۵ اینچ) است. یک یاتاقان کف گرد دوطرفه شامل دو المان است مانند آنچه در شکل ۴ نشان داده شده است، که یکی از آن‌ها معمولاً بار کف گرد را تحمل می‌کند و یاتاقان باردار یا فعال نامیده می‌شود، در حالی که المان دیگر (در طرف دیگر طوقه کف گرد) یاتاقان جانبی یا غیرفعال نامیده می‌شود، زیرا به ندرت در خدمت شفت قرار می‌گیرد. شکل ۵ آرایش این دو المان در پوسته یاتاقان را نشان می‌دهد.



شکل ۴- یاتاقان کف‌گرد تک المان



شکل ۵- یاتاقان کفگرد دو طرفه شامل طرف فعال و طرف غیر فعال

مدل تست اولیه یاتاقان دارای شش پد یا کفشک با پوشش آلیاژ بابیت در هر طرف طوقه است. داده‌های اضافی جهت اعتبار دهی بیشتر به نتایج برای یک یاتاقان مشابه دیگر با هشت کفشک دارای آلیاژ بابیت در هر طرف طوقه بدست آمده است. در هر دو مورد، این کفشک‌ها از یک صفحه آلیاژی بابیت به قطر ۲۶۷ میلی متر (۱۰.۵ اینچ) و یک سوراخ به قطر ۱۳۳ میلی متر (۵.۲۵ اینچ) برای کل مساحت یاتاقان به اندازه ۳۵۶ سانتی متر مربع (۵۵.۱ اینچ مربع) ساخته شده اند. کفشک‌های طرح شش پد، دارای ۵۱ درجه قوس می‌باشند در حالی که هر کفشک از طرح ۸ پد تقریباً ۳۸ درجه قوس دارد.

مقادیر اتلاف توان با یک روش تعادل انرژی بدست می‌آیند که به موجب آن اتلاف به عنوان تابعی مستقیم از افزایش دمای روغن اندازه‌گیری شده (ورودی به تخلیه)، مقدار جریان روغن اندازه‌گیری شده و حرارت مخصوص روغن محاسبه می‌شود. اتلاف تشعشعات از پوسته‌ها و اتلاف انتقال از طریق

شفت‌ها و شالوده، برای این تحلیل، کوچک و پایدار در نظر گرفته می‌شوند. اطلاعات اضافی مربوط به ابزار و دستگاه تست را می‌توان در مراجع مرتبط با آن پیدا کرد. اکثر این تست‌ها با استفاده از یک روغن توربین سبک با گرانروی اندک ($32 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ @ 37.8°C) 150 SSU @ 100°F اجرا شدند، به جز مواردی که ذکر خواهد شد. مقادیر اتلاف توان پایه با استفاده از یک درگاه تخلیه مماسی با قطر 25.4 میلی‌متر (۱ اینچ)، با یک روزنه شعاعی 4 میلی‌متر (0.156 اینچ) در اطراف طوقه، به دست آمده است.

۲/۴ روش تست – دامنه بحث

این گزارش به بحث در مورد اثرات یک سری تست‌های مستقل روی اتلاف توان یاتاقان کف گرد می‌پردازد. پارامترهای خارجی مورد ارزیابی در طول این تست‌ها به صورت زیر خلاصه می‌شوند:

۱. مقدار جریان کلی روغن: 50 تا 150 درصد حالت عادی
۲. تقسیم جریان به هر المان یاتاقان
۳. گرانروی روغن
۴. لقی طولی یاتاقان کف گرد: 0.3 تا 0.8 میلی‌متر (0.011 تا 0.030 اینچ)
۵. نوع تخلیه: مماسی، شیاردار و شعاعی
۶. اندازه تخلیه: 12.7 تا 38.1 میلی‌متر (0.5 تا 1.5 اینچ)
۷. روزنه اطراف طوقه: 4 تا 12.7 میلی‌متر (0.156 تا 0.5 اینچ)

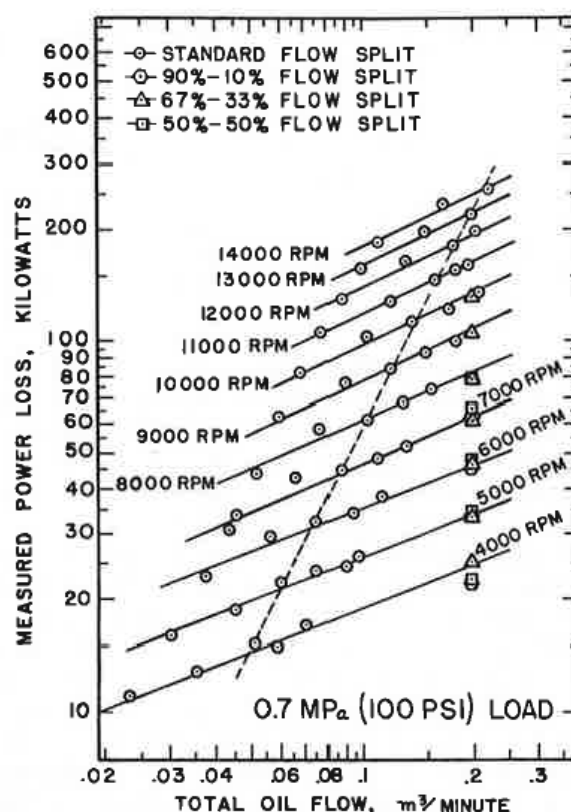
۲/۵ تحلیل اثر مقدار جریان کلی روغن

احتمالاً هیچ عامل مستقلی (دما، اتلاف توان، ظرفیت و غیره) تاثیر بیشتری بر عملکرد یاتاقان کف گرد نسبت به نرخ تغذیه روغن به یاتاقان ندارد. خوشبختانه در صورت نیاز این یکی از آسان‌ترین راه‌ها برای کنترل یا تنظیم است. این وجه تمایز باید در اینجا بیان شود که این بحث به موضوع یاتاقان‌های "تحت

فشار" یا "جریان کنترل‌شده" به عنوان نقطه مقابل یاتاقان‌های "سرریز" یا "حمام روغن" که بخودی خود هیچ منبع مقدار جریان روغن ندارند می‌پردازد. در یک یاتاقان سرریز، یاتاقان در استخری از روغن قرار می‌گیرد، و آزاد است که هر اندازه که لازم باشد جذب کند؛ اما برخی از انواع خنک‌کننده باید برای حفظ دمای حمام روغن از بالا رفتن مداوم به خاطر اتلافات تامین شود. در حالت جریان کنترل‌شده، هر یاتاقان باردار و هر یاتاقان جانبی، یک منبع پیوسته از روغن تازه را دریافت می‌کند که در فشار نسبتاً کم با مقدار مناسب در نظر گرفته شده برای عملیات تغذیه می‌شود. حتی پایین‌تر از سرعت متوسط دوران شفت برای پمپ کردن روغن از طریق یاتاقان به درگاه تخلیه که در آنجا خارج می‌شود، کافی است. در نتیجه، قطعات یاتاقان به طور مداوم در یک منبع از روغن تازه و یا خنک قرار دارند. تنها بخش کوچکی از کل مقدار روغن عرضه شده در واقع راه خود را به داخل یک لایه نازک روغن پیدا خواهد کرد که کفشک‌های راکد را از طوقه دوار جدا می‌کند. در این سرعت، طوقه دوار (فشار ورودی) ترکیبی از روغن ورودی خنک و روغن داغ را به داخل یک لایه نازک روغن بین طوقه و کفشک هدایت می‌کند. بخش عمده‌ای از روغن عرضه شده بین و اطراف و زیر کفشک‌های کف گرد و حتی از طریق اجزای یاتاقان (مانند حلقه پایه و صفحات تسطیح) جهت فراهم کردن خنک سازی مفید سطوح کاری جریان می‌یابد. بدون این خنک سازی مفید، اگر عوامل سرویس شامل سرعت و بار شفت به اندازه کافی شدید باشند که باعث گرم شدن موضعی کفشک بالاتر از حد دمای آلیاژ بابت شوند، یاتاقان از کار خواهد افتاد. به دلیل این نیاز به خنک کردن، جریان روغن اضافی زائد نیست. با این حال، روغن اضافی یک جریمه را اعمال خواهد کرد، زیرا حتی وقتی که سریع رفع شود، منجر به از دست دادن توان کلی ناشی از افت پمپاژ خواهد شد. برای متعادل کردن نیاز برای خنک کردن به واسطه جریمه اتلاف توان منتج شده، برخی اصلاحات باید انجام شود. در حالی که در خارج از حوزه این قسمت است که در مورد دماهای پد آلیاژ بابت دقیق و کامل بحث کند، باید اشاره کرد که افزایش جریان روغن لزوماً لایه روغنی ایجاد شده از طریق جریان یا الگوی گرم شدن موضعی بر روی سطح پد آلیاژ بابت را تغییر

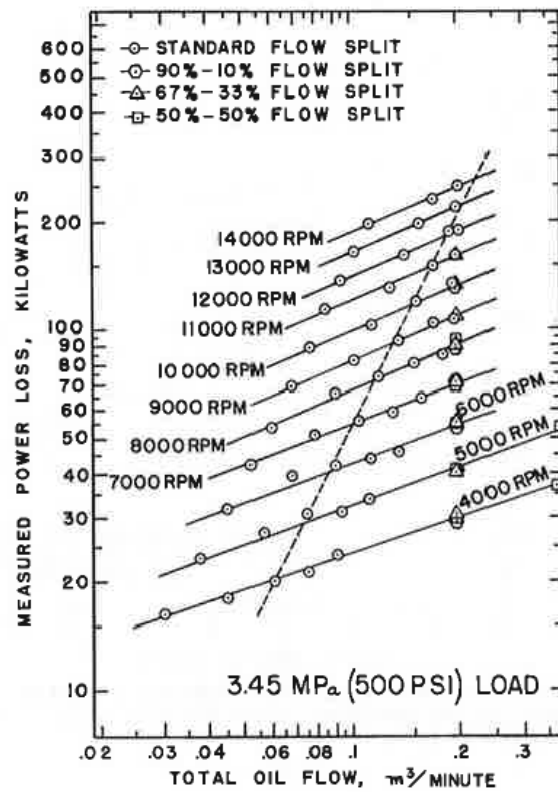
نخواهد داد، اما فقط تا زمانی که به یاتاقان کم‌ترین جریان مورد نیاز لایه روغنی تامین شود، تاثیر خنک‌کنندگی کلی نامحسوسی به دست خواهد آورد. از سوی دیگر، اگر یاتاقان با شرط بی‌روغنی عمل کند، افزایش مقدار جریان باعث کاهش چشمگیر در دمای پد و به احتمال زیاد افزایش بیشتر در ضخامت لایه روغن خواهد شد.

در هر صورت، دامنه انتخاب برای یک نرخ تغذیه مناسب گسترده است. شکل‌های ۳ و ۴ و ۵ تاثیر تنظیم مقدار جریان روغن بر اتلاف توان یاتاقان کف گرد (۶X) با بارهای واحد ۰.۷، ۲.۰۷، ۳.۴۵ MPa (۱۰۰، ۳۰۰، ۵۰۰ psi) را نشان می‌دهند. مقادیر جریان کلی روغن در راستای محور افقی ترسیم شده‌اند که برابر مجموع مقدار روغن عرضه‌شده به یاتاقان‌های باردار و جانبی است. خط چین‌دار جریان‌های روغن را که مطابق با توصیه‌های معمول یا استاندارد برای آن شرایط عملیاتی خاص است، به هم متصل می‌کند. اکثر این نقاط داده که با علامت O شناسایی می‌شوند نشان‌دهنده مقادیر جریان ۵۰، ۷۵، ۱۰۰، ۱۱۵، ۱۲۵ یا ۱۵۰ درصد از توصیه‌های استاندارد هستند. البته مقادیر استاندارد (خط نقطه‌چین) مقادیر جریان ترجیحی سازنده هستند؛ در حالی که نقاط دیگر، نقاط داده تجربی هستند.

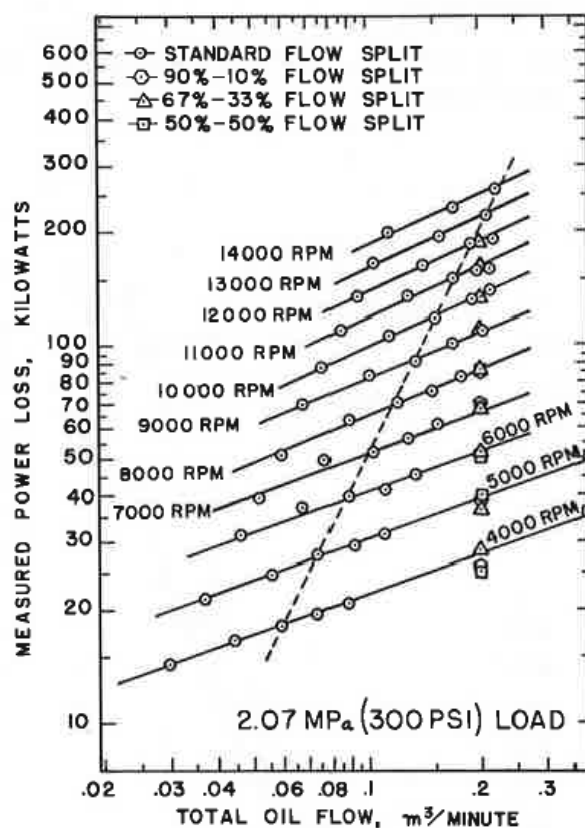


شکل ۶-تاثیر مقدار جریان روغن بر اتلاف توان یاتاقان کف گرد برای بار ۰.۷ مگاپاسکال

مقدار جریان روغن استاندارد با محاسبه اتلاف توان نظری و سپس محاسبه جریان روغن مورد نیاز برای حفظ افزایش دمای مناسب از ورودی به تخلیه تعیین می‌شود. برای تست‌های نشان داده شده در اینجا در جریان استاندارد، افزایش دمای روغن با دمای منبع ثابت ۴۶.۱ درجه سانتی گراد از ۹.۵ درجه سانتی گراد به ۱۸.۳ بسته به سرعت دوران شفت است. تمامی تست‌ها با روغن توربین سبک (150 SSU @ 100°F) انجام شدند، مگر این که خلاف آن اشاره شود. با این حال، از آنجایی که دما برابر مقدار ثابت ۴۶.۱ سانتی گراد است، تشکیل خطوط افزایش دمای ثابت در برابر سرعت دوران شفت با اتصال نقاط با مقدار برابر نسبت اتلاف به مقدار جریان برقرار می‌شود، امکان پذیر است.



شکل ۷-تاثیر مقدار جریان روغن بر اتلاف توان یاتاقان کف گرد برای بار ۳.۴۵ مگاپاسکال

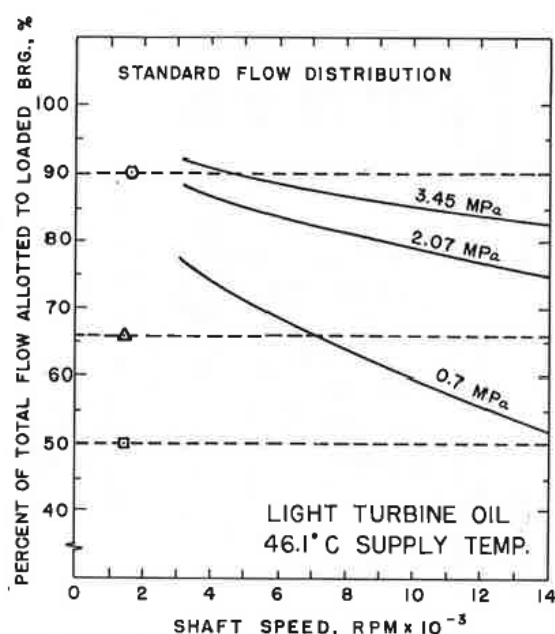


شکل ۸- تاثیر مقدار جریان روغن بر اتلاف توان یاتاقان کف گرد برای بار ۲.۰۷ مگاپاسکال

براساس شکل‌های ۷، ۸ و ۹، اثر تغییر منبع مقدار جریان بر روی اتلاف توان به وضوح مشهود است. به عنوان مثال با دو برابر شدن مقدار جریان روغن، اتلاف توان ۲۵ درصد در ۴۰۰۰ دور در دقیقه و ۳۸ درصد در ۱۳۰۰۰ دور در دقیقه افزایش پیدا خواهد کرد. نسبت متفاوت افزایش ناشی از اثر سرعت بر روی کاهش لغزش و تاثیر آشفته‌گی لایه است. صرفه‌جویی قابل توجهی را می‌توان با کاهش جریان روغن به دست آورد، به شرطی که حداقل امنیت حفظ شود.

۲,۶ مطالعه اثر توزیع جریان

تمام نقاط داده جریان استاندارد که با نماد O در شکل‌های ۷، ۸ و ۹ مشخص شده‌اند، به تناسب براساس نسبت جریان کلی روغن بین یاتاقان‌های باردار و جانبی با توجه به اتلاف توان نظری محاسبه شده هستند. این بخش در شکل ۹ برای بارهای مختلف یاتاقان نشان داده شده است، که در آن درصد کل جریان اختصاص داده شده به یاتاقان باردار به عنوان تابعی از سرعت شفت رسم شده است. یاتاقان جانبی مابقی جریان روغن را دریافت می‌کند.



شکل ۹-توزیع جریان استاندارد در یاتاقان کفگرد دوطرفه با شش کفشک

مجموعه‌ای از تست‌های اضافی برای مشخص کردن اینکه آیا توزیع کلی جریان به طور قابل توجهی بر داده‌های اتلاف توان تاثیر می‌گذارد یا نه، شاید به خاطر خنک سازی غیر یکنواخت و گرفتگی معابر روغن و غیره انجام شد. این نتایج همچنین در شکل‌های ۷، ۸ و ۹ برای یک مقدار ثابت کلی جریان روغن توزیع شده (۰.۲ متر مکعب بر دقیقه) به صورت زیر نشان داده شده‌اند :

۹۰ درصد به یاتاقان باردار، ۱۰ درصد به یاتاقان جانبی

۶۷ درصد به یاتاقان باردار، ۳۳ درصد به یاتاقان جانبی

۵۰ درصد به یاتاقان باردار، ۵۰ درصد به یاتاقان جانبی

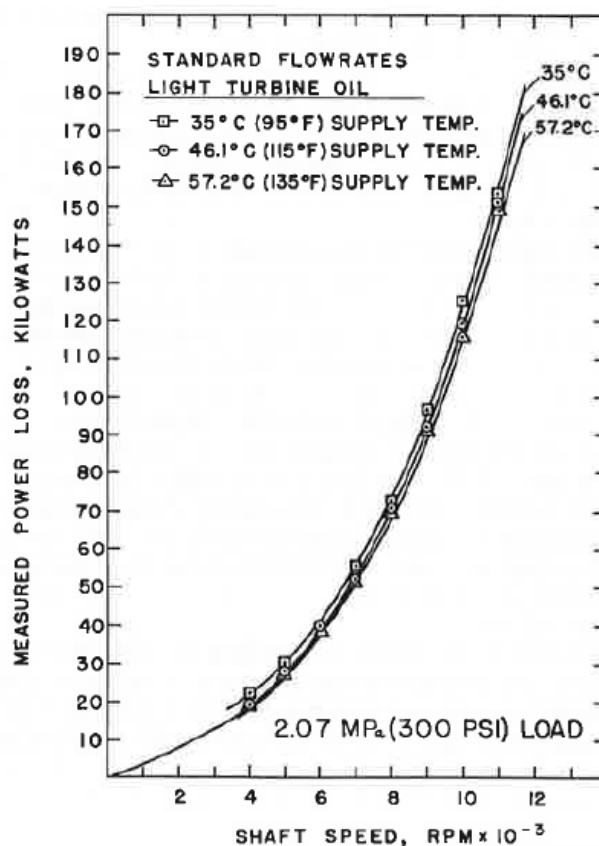
به استثنای برخی داده‌های پراکنده رخ داده در موارد ۴۰۰۰ دور در دقیقه، هیچ انحراف قابل توجهی از روند عادی برای این تست‌ها پیدا نشد. این‌ها شرایط سرریز ناخالص بسیاری از تست‌های با سرعت دوران پایین بودند - برای مثال، ۳ تا ۱۳ برابر جریان استاندارد برای برخی موارد در حالت ۴۰۰۰ دور بر دقیقه. به طور معمول، تحت شرایط جریان استاندارد در ۴۰۰۰ دور بر دقیقه و 2.07 MPa بار، یاتاقان باردار 0.0503 متر مکعب بر دقیقه و یاتاقان جانبی 0.0076 متر مکعب بر دقیقه روغن دریافت می‌کند. با توزیع ۱۰ به ۹۰ درصد، به یاتاقان باردار 0.176 متر مکعب بر دقیقه و یاتاقان جانبی 0.020 متر مکعب بر دقیقه روغن رسانده شد. با توزیع ۵۰ به ۵۰ درصد، به یاتاقان باردار 0.098 متر مکعب بر دقیقه و یاتاقان جانبی 0.098 متر مکعب بر دقیقه روغن رسانده شد.

از این تست‌ها، نتیجه‌گیری می‌شود که توزیع جریان مختلف، بی دلیل اتلاف توان حاصله را تا زمانی که حداقل الزامات جریان روغن برآورده شود تحت تاثیر قرار نخواهد داد. با این حال، احساس می‌شود که کاهش جریان در یاتاقان باردار، خیلی پایین‌تر از مقادیر معمول نشان داده شده در شکل‌های ۷، ۸ و ۹ بدون دقت بر دما به دلیل خطر احتمال بی‌روغنی خطرناک است.

۲/۷ مطالعه اثر گرانروی روغن

یکی دیگر از روش‌های رایج مورد استفاده برای کنترل اتلاف توان یاتاقان، تغییر دادن گرانروی روغن توسط جایگزینی یک روغن سبک‌تر (یا سنگین‌تر) و یا حتی با تنظیم دمای روغن ورودی است. نتایج نمونه عمل اخیر در شکل ۱۰ نشان داده می‌شوند. دمای روغن ورودی در 46.1 ± 1 درجه سانتی گراد

در طول کل تست‌های مورد بحث در این مقاله - به جز تست‌های مجزای نشان داده شده در شکل ۱۰ که در دمای ۳۵ درجه سانتی گراد و ۵۷.۲ درجه سانتی گراد انجام شدند، نگه داشته شد. برخی از تغییرات کم اتلاف توان معمول در ۲.۰۷ MPa در جدول ۱ فهرست شده‌اند.

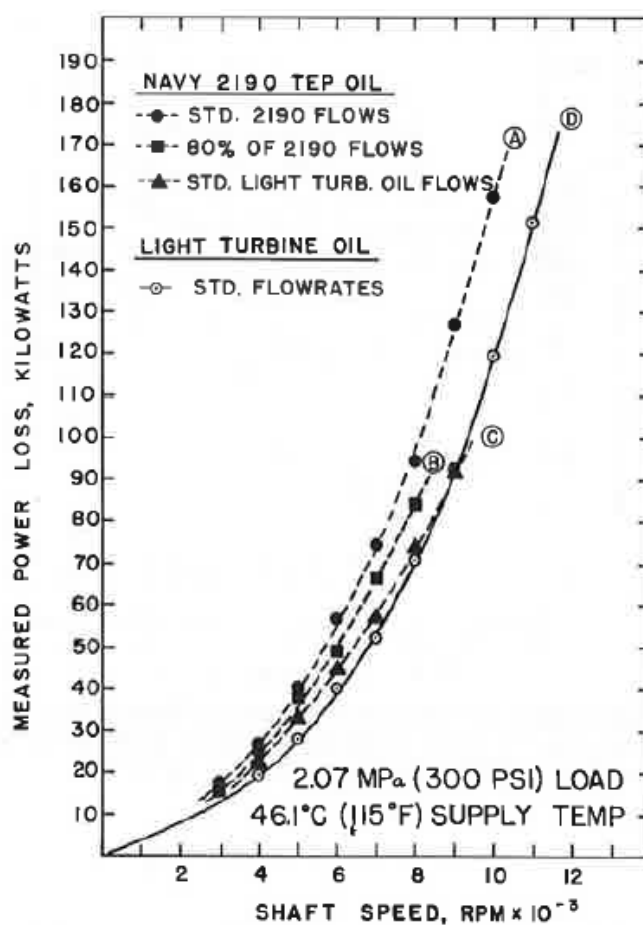


شکل ۱۰- اثر تغییر دمای روغن بر اتلاف توان برای بار ۲.۰۷ مگاپاسکال

کاهش اتلاف توان جزئی با بالا بردن دمای روغن ورودی به اندازه ۱۱.۱ درجه سانتی گراد به دست آمد و با افزایش ۷.۲ درجه سانتی گراد در دمای موضعی آلیاژ بایت کفشک انجام شد. افزایش در اتلاف توان به واسطه پایین آوردن دمای ورودی روغن به میزان ۱۱.۱ درجه سانتی گراد باعث خنک شدن به میزان

۴.۴ درجه سانتیگراد در دمای آلیاژ بابت کفشک شد. نوسان در دمای آلیاژ بابت کفشک با توجه به تغییر دمای روغن ورودی، در کل محدوده بار و سرعت، به خاطر دارا بودن روابط گرانروی نسبت به دما و تغییر نقطه انتقال سکون نسبت به آشفستگی، یکنواخت نیست.

یک روش بسیار موثر برای کاهش اتلاف توان، جایگزینی یک روغن با گرانروی کم‌تر، در صورتی که مشخصات، ضخامت لایه روغن و بارگیری یاتاقان اجازه دهد می باشد. نتایج جایگزینی روغن توربین سبک (150 SSU @ 100⁰ F) با ویسکوزیته مخصوص ۲۱۹۰ TEP (متوسط گرانروی : $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) 94.2× @ 37⁰ C or 430 SSU @ 100⁰ F به طور واضح در شکل ۱۱ نشان داده شده است. اتلاف توان برای روغن با گرانروی بیشتر عرضه شده در مقدار جریان روغن استاندارد خودش در منحنی A نشان داده شده است. کاهش مقدار جریان به ۸۰ درصد مقدار استاندارد منجر به کاهش اتلاف می شود، همانطور که در منحنی B نشان داده شده است. کاهش بیشتر در مقدار جریان، تا زمانی که جریان با جریان استاندارد برای روغن توربین سبک مطابقت داشته باشد (تقریباً ۵۰ درصد از جریان‌های استفاده شده برای منحنی A)، اتلاف توان منحنی C را تولید خواهد کرد. جایگزین کردن روغن توربین سبک در مقدار جریان استاندارد آن منجر به سطوح اتلاف توان نشان داده شده در منحنی D خواهد شد. پایان دادن فوری به تست‌های منحنی‌های B و C به دلیل دمای بیش از حد پد ناشی از کاهش جریان روغن و متعاقب آن کاهش در خنک‌سازی ضروری بود. از سوی دیگر، یاتاقان منحنی D قطعاً با ضخامت نازک‌تر لایه روغن نسبت به منحنی A عمل می کند، بنابراین بسیار مهم است که بارگیری یاتاقان بیش از حد نباشد و به طور ایمن استفاده از روغن با گرانروی کمتر را در این نمونه تست تحمل کند.

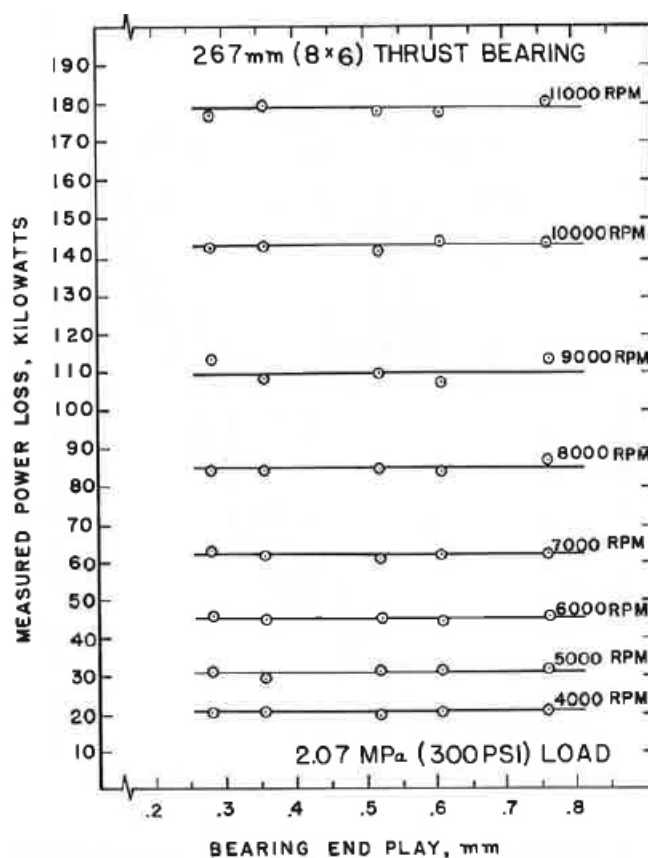


شکل ۱۱- اثر گرانشی روغن بر اتلاف توان برای بار ۲۰۷ مگاپاسکال

۲/۸ مطالعه لقی طولی

پارامتر دیگری که در این گزارش بررسی می شود شامل تغییرات فیزیکی در پوسته‌هایی است که دربردارنده یاتاقان کف گرد هستند. اولین مورد از این تست‌ها، تاثیری که تغییر لقی طولی بر اتلاف توان یاتاقان را خواهد داشت را مورد ارزیابی قرار می دهد. لقی طولی مناسب پیشنهادی برای یک یاتاقان کف گرد ۲۶۷ میلی متر (۱۰.۵ اینچ) بسته به سرعت شفت از ۰.۴ میلی متر (۰.۰۱۵ اینچ) تا ۰.۵ میلی متر (۰.۰۱۹ اینچ) می‌باشد. محاسبات اتلاف توان نظری حاکی از آن است که اتلاف رابطه معکوس با لقی طولی دارد؛ زیرا یک مقدار لقی نهایی بزرگ‌تر، اتلاف یاتاقان جانبی را کاهش خواهد داد.

شکل ۹ سطوح اتلاف توان اندازه‌گیری شده را به عنوان تابعی از لقی طولی در یک محدوده قابل توجه، بالا و پایین مقدار بازی طولی پیشنهاد شده نشان می‌دهد. این سری از تست‌ها که بر روی یاتاقان کف گرد (۶*۸) انجام شد، ثابت می‌کند که افزایش لقی طولی بالاتر از سطح نرمال باعث کاهش سطح اتلاف توان حاصله نخواهد شد. در حقیقت، حتی کاهش لقی طولی به ۰.۳ میلی متر (۰.۰۱۱ اینچ) (در حدود نصف مقدار پیشنهاد شده) به نظر نمی‌رسد که بر اتلاف تاثیر بگذارد. بدیهی است که تنظیمات ناخالص در ضخامت لایه روغن بر برش گران‌رو که بین طوقه دوار و المان‌های یاتاقان جانبی رخ می‌دهند و با وجود سرعت نسبتاً بالای شفت این تست‌ها تاثیری ندارد. مفهوم آن این است که اتلاف‌های یاتاقان جانبی، درصد کمتری نسبت به اتلاف کلی پیش‌بینی شده توسط تحلیل نظری هستند. پیشنهاد می‌شود که لقی طولی یاتاقان بر اتلاف توان تاثیر نخواهد گذاشت مگر اینکه به بازه بسیار کمی محدود شود و یاتاقان جانبی را وادار به کار با یاتاقان باردار با ضخامت لایه‌ای متوسط تقریباً ۰.۰۵ تا ۰.۰۸ میلی متر (۰.۰۰۲ تا ۰.۰۰۳ اینچ) کند. رشد حرارتی و انحراف یاتاقان تحت بار تمایل دارند که یکدیگر را خنثی کنند و لازم نیست در نظر گرفته شوند. بنابراین یک مقدار محدود کننده لقی طولی برای این یاتاقان ممکن است ۰.۱۵ میلی متر (۰.۰۰۶ اینچ) باشد - یک مقداری که هرگز در طول این تست‌ها قصد آن را نداشتیم. در نهایت نتیجه گیری می‌شود که تنظیم لقی طولی در محدوده‌های منطقی به طور قابل توجهی بر مقادیر کلی اتلاف توان تاثیر نمی‌گذارد.



شکل ۱۲-تأثیر لقی طولی بر اتلاف توان در یک یاتاقان کفگرد با بار ۲۰۷ مگاپاسکال

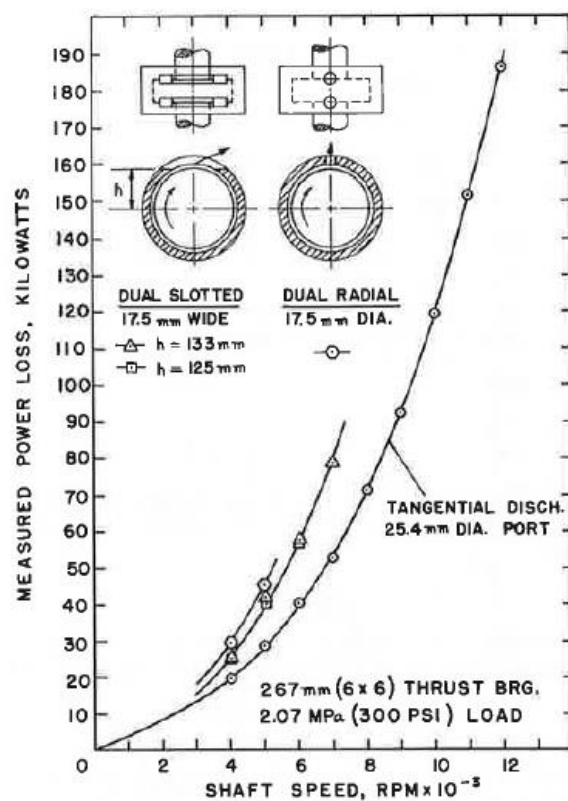
۲/۹ مطالعه اثر درگاه‌های تخلیه روغن

افزایش قابل توجه در اتلاف توان یاتاقان برای خروجی غیر مماسی برای تخلیه روغن روی می دهد. درگاه تخلیه می تواند درون خود پوسته با ریخته گری یا ماشین کاری ایجاد شود و یا به عنوان یک بوش یا حلقه کنترل جداگانه در اطراف سطح خارجی طوقه وجود داشته باشد. خیلی مهم است که روغن تخلیه به سرعت از محدوده اطراف طوقه دوار که به شبیه یک پروانه پمپ در این سرعت‌های بالای شفت عمل می کند خارج شود. با این حال، لازم است که مقدار کمی فشار متقابل را فراهم کنیم به این دلیل که تخلیه کاملاً آزاد، مانند تخلیه گسترده کف، می تواند منجر به بی روغنی و یا خلازایی شود، و ناپایداری و اغتشاش پد را افزایش دهد.

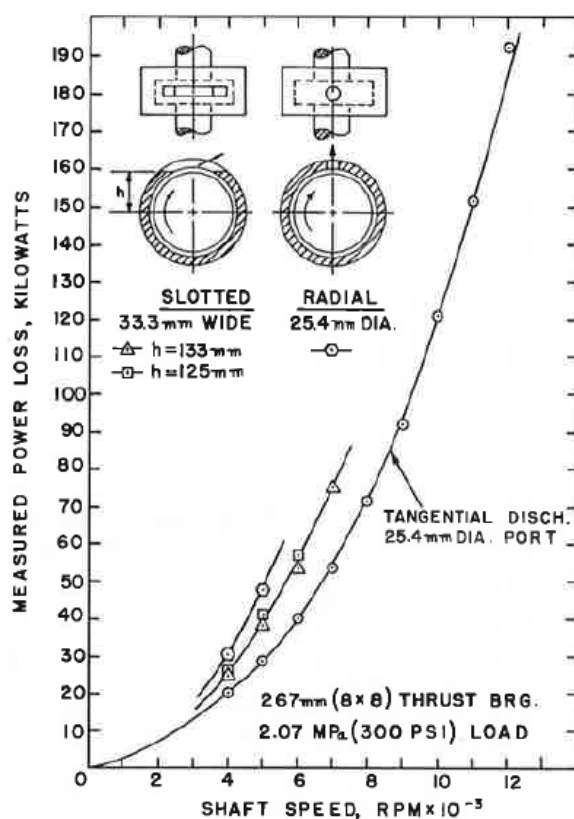
در طول این سری تست‌ها، تخلیه مماسی به عنوان استاندارد در مقابل انواع دیگر تخلیه که مورد ارزیابی قرار گرفتند، در نظر گرفته شد. شکل ۱۳ این نتایج را برای یک یاتاقان کف گرد (۶*۶) نشان می‌دهد در حالی که شکل ۱۴ اطلاعات مشابهی را برای یک یاتاقان (۸*۸) نشان می‌دهد. هر تخلیه مماسی به یک درگاه تخلیه مدور با قطر ۲۵.۴ میلی متر (۱ اینچ) مجهز شده بود. این اندازه درگاه تخلیه یکتا در تمام محدوده سرعت شفت و جریان روغن مورد استفاده قرار گرفت و بسیار کارآمد به نظر می‌رسید و تنها یک نشانه ضعیف از خفگی در برخی از مقدار جریان‌های بالای روغن داشت.

در مورد یاتاقان کف گرد (۶*۶) تخلیه مماسی با یک تخلیه شیاردار دوتایی جایگزین شد که دارای نواحی خروجی مستطیلی و یک تسهیل کننده برای حرکت مماسی روغن تخلیه است. شکل جزئیات ساختار را نشان می‌دهد. نتیجه فوری، افزایش ۵۰ درصدی در اتلاف توان یاتاقان در ۷۰۰۰ دور بر دقیقه و یک فشار تخلیه بالا بود که باعث نشت از حلقه‌های آبد شده که حاوی روغن در پوسته‌ها بودند می‌شد.

نتایج مشابهی برای یاتاقان (۸*۸) به دست آمد، همانطور که در شکل ۱۱ نشان داده شده است از یک شکاف تنها در ناحیه خروجی معادل استفاده کردند. وقتی که آشکار بود که تخلیه‌های شیاردار به خوبی هم‌تایان مماسی خود عمل نمی‌کنند؛ برای افزایش ناحیه خروجی، شکاف‌ها عمیق‌تر شدند، اما نتایج تقریباً یکسان بودند، همانطور که در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ نشان داده شده است.



شکل ۱۳-مقایسه اثر نوع خروجی بر اتلاف توان در یاتاقان ها ۶ پد



شکل ۱۴-مقایسه اثر نوع خروجی بر اتلاف توان در یاتاقان ها ۸ پد

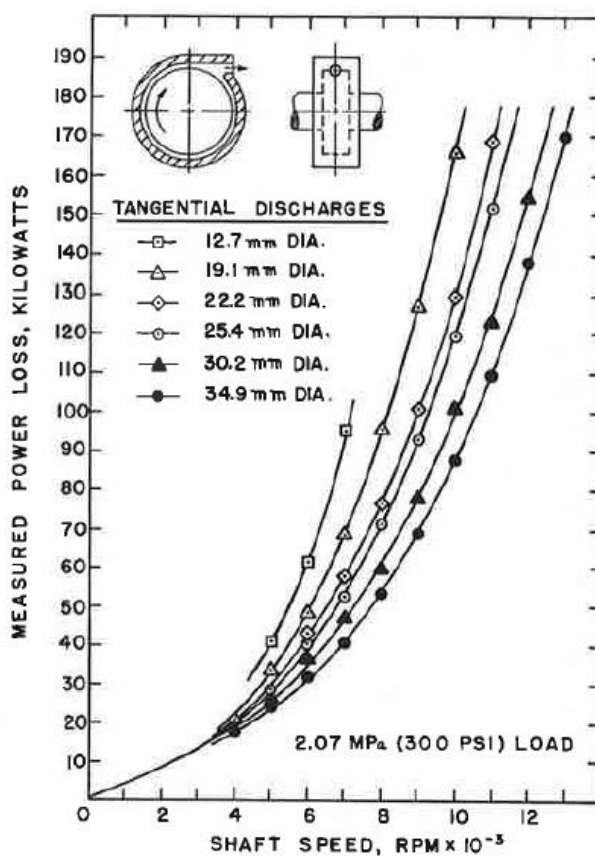
در نهایت، یک تخلیه شعاعی حقیقی، با یک سوراخ تکی به قطر ۲۵.۴ میلی متر برای یاتاقان (۸*۸) و دو سوراخ‌دار به قطر ۱۷.۵ میلی متر برای یاتاقان (۶*۶) آزمایش شد. دمای منبع در تلاش برای کاهش نشت به ۳۵ درجه سانتی گراد کاهش یافت. با این وجود، فشار تخلیه بالا به قدری شدید بود که باعث نشت خیلی شدیدی شد و پس از جمع‌آوری تنها چند نقطه داده، تست به پایان رسید. با این حال، اتلاف توان اندازه‌گیری شده حدود ۶۱.۳ درصد نسبت به تخلیه مماسی در ۵۰۰۰ دور بر دقیقه بیشتر بود.

در طول این آزمایش‌ها، برتری تخلیه مماسی به وضوح از نظر اتلاف توان و ملاحظات آبندی نشان داده شد. تخلیه‌های مماسی را می‌توان برای وفق دادن چرخش شفت، دوسویه ساخت. این تست‌ها نشان

دادند که از تخلیه‌های شعاعی و یا تغییر جهت غیرمنتظره ۹۰ درجه در تخلیه‌ها، به دلیل اتلاف توان و اثرات فشار ناشی از چنین طرح‌هایی، در صورت امکان باید اجتناب شود.

۲،۱۰ مطالعه اندازه درگاه تخلیه

هنگامی که تخلیه مماسی به عنوان یک نوع کارآمد از تخلیه به اثبات رسید، یک مطالعه انجام شد تا اندازه بهینه درگاه را بررسی کند. در حالت ایده‌آل، درگاه تخلیه باید قادر به انجام عملیات بر روی دامنه وسیعی از سرعت شفت و مقدار جریان روغن بدون خفگی بیش از حد باشد، در حالی که در همان زمان، فشار تخلیه اندازه‌گیری شده و اتلاف توان باید در سطوح قابل‌تحملی باشند. قطر اندازه درگاه از ۱۲.۷ میلی‌متر به ۳۸.۱ میلی‌متر (۰.۵ تا ۱.۵ اینچ) در افزایش‌های کوچک (معمولاً ۱.۶ میلی‌متر) برای تعیین بهترین شرایط عملیاتی متغیر بود. مقدار جریان استاندارد برای روغن توربین سبک (150 SSU @ 100°F) برای این تست‌ها برای تسهیل مقایسه با داده‌های جمع‌آوری‌شده قبلی مورد استفاده قرار گرفت.



شکل ۱۵- بررسی اثر قطر تخلیه بر توان اتلاف شده

بخشی از داده‌های حاصل، که برای وضوح ویرایش شده‌است، در شکل ۱۲ نمایش داده شده‌اند. یک مزیت مهم اتلاف توان را می‌توان با انتخاب اندازه درگاه تخلیه برای مطابقت با مقدار جریان روغن و سرعت شفت در نقطه عملیاتی بدست آورد. به عنوان مثال در ۷۰۰۰ دور بر دقیقه، اتلاف توان اندازه‌گیری شده ۸۰ درصد (از ۵۲.۵ کیلووات به ۹۴.۳ کیلووات) افزایش پیدا خواهد کرد هنگامی که قطر درگاه از ۲۵.۴ میلی‌متر به ۱۲.۷ میلی‌متر کاهش می‌یابد. همچنین این اتلاف ۲۳ درصد (از ۵۲.۲ کیلووات به ۴۰.۱ کیلووات) کم می‌شود وقتی که درگاه با قطر ۲۵.۴ میلی‌متر به ۳۵ میلی‌متر در همان ۷۰۰۰ دور بر دقیقه افزایش یابد. بهبود در اتلاف توان در اطراف ۳۵ میلی‌متر یکنواخت به نظر می‌رسد، زیرا هیچ کاهش بیشتری در اتلاف برای درگاه‌های تخلیه ۳۸.۱ میلی‌متر اندازه‌گیری نشد. بنابراین شکل ۱۲ به صورت گرافیکی نشان می‌دهد که جبران اتلاف توان که یک تخلیه را محدود می‌کند بر

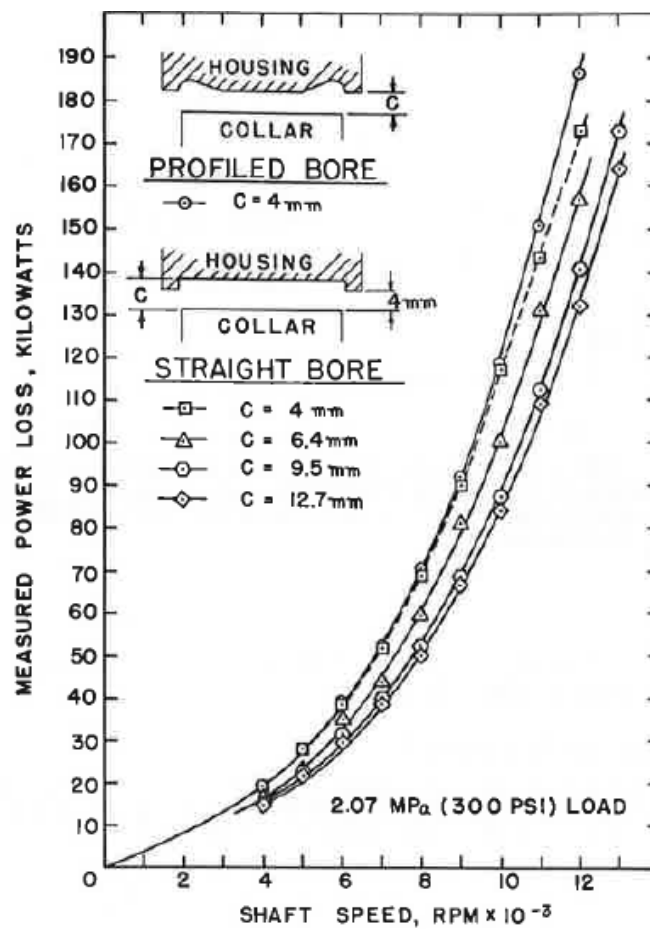
عملیات یاتاقان کف گرد تحمیل خواهد شد. نمونه‌هایی از فرسایش آلیاژ بابت پدها در اطراف درگاه‌های تخلیه وجود دارد که در آن‌ها تخلیه به شدت مسدود شده است. توصیه می‌شود که تخلیه بزرگ‌تری را به منظور جلوگیری از این مشکلات فراهم کنید. با این حال، با استفاده از یک تخلیه بیش از حد، احتمال خلازایی و بی روغنی پدها افزایش پیدا خواهد کرد. در طول دوره آزمایش، هنگامی که روزنه‌های تخلیه از قطر ۳۵ میلی متر تا ۳۸.۱ میلی متر افزایش یافت شواهد سمعی و بصری از فلاتر پد وجود داشت. به این علت، یک تله فشار مناسب در درگاه تخلیه، در راستای جهت جریان، برای عملکرد مناسب درگاه تخلیه توصیه می‌شود. فشار ۳۴.۵ کیلوپاسکال تا ۱۰۳.۴ کیلو پاسکال (۵ تا ۱۵ PSIG) مناسب در نظر گرفته شد، اما اثرات سرعت شفت و نرخ تغذیه روغن، بر مقدار مطلق فشار تخلیه برای هر کاربرد متفاوتی تاثیر خواهد گذاشت.

۲/۱۱ مطالعه اثر لقی طوقه

آخرین قسمت بررسی، بررسی لقی شعاعی بین پوسته ساکن و طوقه شفت دوار بود. به طور معمول، این مقدار لقی شعاعی برای مطابقت با اندازه یاتاقان ایجاد شد و بدون در نظر گرفتن شرایط کار تغییر نمی کند. با این حال، اکنون مشخص شده است که سرعت‌های شفت به شدت بالا و یا مقدار جریان‌های غیرعادی روغن ممکن است مستلزم تنظیم این لقی برای رسیدن به اتلاف توان کمتر باشد. این تست‌های یاتاقان با یک لقی شعاعی ۴ میلی متر (۰.۱۵ اینچ) به دست آمده از سطح مقطع منفذ که در شکل ۱۶ نشان داده شده است، آغاز شدند. این تست با استفاده از یک سوراخ مستقیم (به شکل نگاه کنید) با چندین لقی شعاعی انجام شد که نتایج در شکل ۱۳ نشان داده شده است. تمامی این تست‌ها در تلفیق با یک تخلیه مماسی ۲۵ میلی متری در مقدار جریان استاندارد برای روغن توربین سبک (150 SSU @ 100⁰ F) اجرا شدند.

صرفه جویی‌های اتلاف توان قابل توجهی در این داده‌ها مشهود هستند. به عنوان مثال، در ۷۰۰۰ دور در دقیقه، اتلاف توان می‌تواند از ۵۲.۲ کیلووات با روزنه ۴ میلی متر به ۴۳.۷ کیلووات با روزنه ۶.۴ میلی متر یا ۳۸.۴ کیلووات با روزنه شعاعی ۱۲.۷ کاهش یابد. این کاهش به ترتیب به ۱۶ و ۲۶ درصد می‌رسد. به نظر نمی‌رسد که این صرفه جویی‌ها وابسته به سرعت باشند زیرا در ۱۰۰۰۰ دور در دقیقه، اتلاف منفذ مستقیم، ۱۱۷ کیلووات با روزنه ۴ میلی متر، ۱۰۰.۳ کیلووات با روزنه ۶.۴ میلی متر، و تنها ۸۳.۹ کیلووات با روزنه شعاعی ۱۲.۷ میلی متر، برای درصدهای کاهش ۱۴ و ۲۸ درصد می‌باشد. این مقادیر اتلاف توان، برای نشان دادن بهبود اتلاف توان که می‌تواند با تغییر پیکربندی تخلیه در اطراف طوقه به دست آید، بیان شوند. حتی تغییر از یک سوراخ پیش ساخته به نوع مستقیم منجر به کاهش اتلاف توان مفید (حدود ۵ درصد) می‌شود، بنابراین همه نشانه‌ها حاکی از آن هستند که برخی مراقبت و توجه به طراحی این ناحیه از پوسته یاتاقان منجر به نتایج مورد نظر خواهد شد.

به کاربر یاتاقان هشدار داده می‌شود که افزایش لقی شعاعی به مقدار خیلی زیاد، ممکن است خطرناک باشد و فشار تخلیه ناکافی ایجاد شود و روغن بین پدهای یاتاقان بدون محدودیت و بدون روغن کاری واقعی پدها جریان یابد. و خرابی‌های یاتاقان را نتیجه خواهد داد. لقی شعاعی نباید آنقدر بزرگ باشد که روغن با نیروی گریز از طوقه دور شود و لبه آن بدون روغن بچرخد. لبه طوقه باید آغشته به روغن باشد تا آبدی لازم را فراهم کرده و فشار متقابل کافی تخلیه را تولید کند.



شکل ۱۶-مقایسه اثر لقی شعاعی بر توان اتلاف شده توسط یاتاقان

۳- مروری بر تئوری حاکم

۳/۱ مقدمه

در حالت کلی معادلات ناویر استوکس به صورت زیر برای حرکت یک سیال صادق هستند:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (۱) \quad ۲.$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-p \mathbf{I} + \boldsymbol{\tau}] + \mathbf{F} \quad (۲) \quad ۴.$$

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) T \right) = -(\nabla \cdot \mathbf{q}) + \boldsymbol{\tau} : \mathbf{S} - \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \bigg|_p \left(\frac{\partial p}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) p \right) + Q \quad (۳) \quad ۵.$$

که در آن ρ چگالی، $\mathbf{u}$ بردار سرعت، p فشار سیال، $\boldsymbol{\tau}$ تانسور تنش ویسکوز، $\mathbf{F}$ بردار نیروی حجمی، C_p ظرفیت حرارتی ویژه، T دمای مطلق، q بردار شار حرارتی می باشند و Q در برگیرنده منابع حرارتی می باشد. $\mathbf{S}$ تانسور نرخ کرنش که به صورت زیر بیان می شود:

$$\mathbf{S} = \frac{1}{2} (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) \quad (۴) \quad ۷.$$

عملگر ":" هم نشان دهنده عملیات ضرب دو نقطه است که به صورت زیر تعریف می شود:

$$\mathbf{a} : \mathbf{b} = \sum_n \sum_m a_{nm} b_{nm} \quad (۵) \quad ۹.$$

معادله (۱) معادله پیوستگی (یا بقای جرم) است. معادله (۲) یک معادله برداری برای بیان بقای تکانه است. معادله هم معادله بقای انرژی است که برحسب دما نوشته شده است. در معادلات ناویراستوکس برای یک سیال نیوتنی یک رابطه خطی بین تنش و کرنش وجود دارد که به صورت زیر می باشد:

$$\boldsymbol{\tau} = 2\mu \mathbf{S} - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \quad (۶) \quad ۱۱.$$

در خصوص معادله انرژی جمله $\boldsymbol{\tau} : \mathbf{S}$ مربوط به حرارت ایجاد شده توسط ویسکوزیته روغن است.

در بسیاری از کاربردها معادله انرژی از معادله بقای تکانه و پیوستگی دی کوپل است. برای یک جریان تراکم پذیر معادلات بقای تکانه و پیوستگی در معادلات ناویر استکوس به صورت زیر نوشته می شوند:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (۷) \quad ۱۳.$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\nabla p + \nabla \cdot \left(\mu (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \right) + \mathbf{F} \quad (۸) \quad ۱۵.$$

در این معادلات می توان ویسکوزیته روغن را تابعی از دما و فشار در نظر گرفت با اینکه فرض چگالی ثابت همچنان برقرار است.

وقتی تغییرات دما در جریان کوچک هستند و سیال به صورت تک فاز می باشد چگالی تقریباً ثابت است. این شرایط برای تمام سیالات تحت شرایط نرمال و سرعت های پایین صادق است. برای چگالی ثابت معادله بقای پیوستگی و معادله تکانه به ترتیب به صورت زیر نوشته می شوند:

$$\rho \nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (۹) \quad ۱۸.$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-p \mathbf{I} + \mu (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)] + \mathbf{F} \quad (۱۰) \quad ۱۹.$$

با این فرضیات ویسکوزیته تنها می تواند تابعی از دما و نه فشار باشد.

با فرض حل پایا مشتقات زمانی از معادلات (۷) و (۸) حذف می شوند.

۳/۲- شرایط مرزی

شرط مرزی دیوار را می توان برای سطح شفت و سطح داخلی یاتاقان اعمال کرد. شرط مرزی دیوار در درجه اول باید مانع عبور سیال روانکار شود به خارج ناحیه فیلم روغن شود. بنابراین می توان آن را به شکل زیر اعمال کرد:

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = 0 \quad (۱۱) \quad ۲۱.$$

که در آن $\mathbf{n}$ بردار یکه عمود بر سطح می باشد.

طبق فرض عدم لغزش در نزدیکی دیواره ها سرعت جریان برابر صفر است به عبارت دیگر:

$$\mathbf{u} = 0 \quad (۱۲) \quad ۲۳.$$

این شرط در نزدیکی دیواره داخلی یاتاقان و سطح شفت برقرار است.

حرکت شفت را می‌توان به صورت یک دیوار لغزان شبیه سازی کرد. دیوار لغزنده در حالت دو بعدی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = 0, \quad \mathbf{u} \cdot \mathbf{t} = U_w \quad ۲۵. (۱۳)$$

در این معادله بردارهای $\mathbf{n}$ و $\mathbf{t}$ به ترتیب بردارهای یکه نرمال و مماس بر سطح هستند. اما در حالت سه بعدی سرعت سیال باید برابر با سرعت دیوار باشد اما راستای بردار آن باید بر سطح مماس باشد. بیان ریاضی این گفته به شکل زیر خواهد بود:

$$\mathbf{u} = \frac{\mathbf{u}_w - (\mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_w)\mathbf{n}}{\|\mathbf{u}_w - (\mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_w)\mathbf{n}\|} \|\mathbf{u}_w\|$$

۳/۲/۱- شرط مرزی ورودی

در محل روزنه روغن باید شرط مرزی فشار ثابت در نظر گرفته شود. همچنین در روزنه ورودی روغن فرض دما ثابت انجام می‌شود.

۳/۲/۲- شرط مرزی باز

در دو سر یاتاقان و همچنین در محل روزنه در اثر فشار روغن در ناحیه فیلم روغن مقادیر زیادی روغن نشت می‌کند. شرط مرزی در این نواحی به صورت مرز باز تعریف می‌شود.

۳/۳- معادله رینولدز

با فرض عدم جریان سیال در راستای ضخامت فیلم روغن رابطه رینولدز بر اساس معادلات ناویراستوکس به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\frac{d}{dt}(\rho h) = -\nabla_t \cdot (\rho h \mathbf{v}_{av})$$

که در آن h ضخامت فیلم روغن و $\mathbf{v}_{av}$ سرعت متوسط سیال در فیلم روغن می‌باشد. معادله رینولدز به تنهایی توسط نرم افزار کامسول قابل حل است اما امکان کوپل کردن آن با معادله انرژی به طور کامل وجود ندارد زیرا جمله $\mathbf{t} : \mathbf{S}$ که اثر تولید حرارت ویسکوز را در نظر می‌گیرد در آن دیده نمی‌شود.

شود. به همین دلیل در اینجا ما فیلم روغن را به طور کامل با معادلات ناویراستکوس و با فرض تراکم ناپذیری حل می کنیم.

۴- نرم افزار فلوئنت

مبنای نرم افزار فلوئنت برای حل عددی فیلم روغن روش المان‌های مرزی است. المان مرزی یکی از روش‌های عددی کارآمد در حل بسیاری از مسائل مهندسی می‌باشد. در این روش معادلات دیفرانسیل حاکم بر محیط به صورت معادلات دیفرانسیل حاکم بر مرزهای آن محیط نوشته می‌شود به همین خاطر تنها مرزها المان بندی می‌شوند و نتایج اولیه حاصل نیز روی مرزها بدست می‌آید. نرم افزار فلوئنت از این روش برای تحلیل مسائل استفاده می‌کند.

۴/۱- مدل سازی یاتاقان ژورنال ساده در نرم افزار فلوئنت

۴/۱/۱- تهیه مدل هندسی در نرم افزار گمبیت

جهت انجام شبیه سازی در نرم افزار فلوئنت ابتدا لازم است مدلی از هندسه یاتاقان در نرم افزار گمبیت ساخته شود. پارامترهای این یاتاقان به شرح زیر انتخاب می‌شوند:

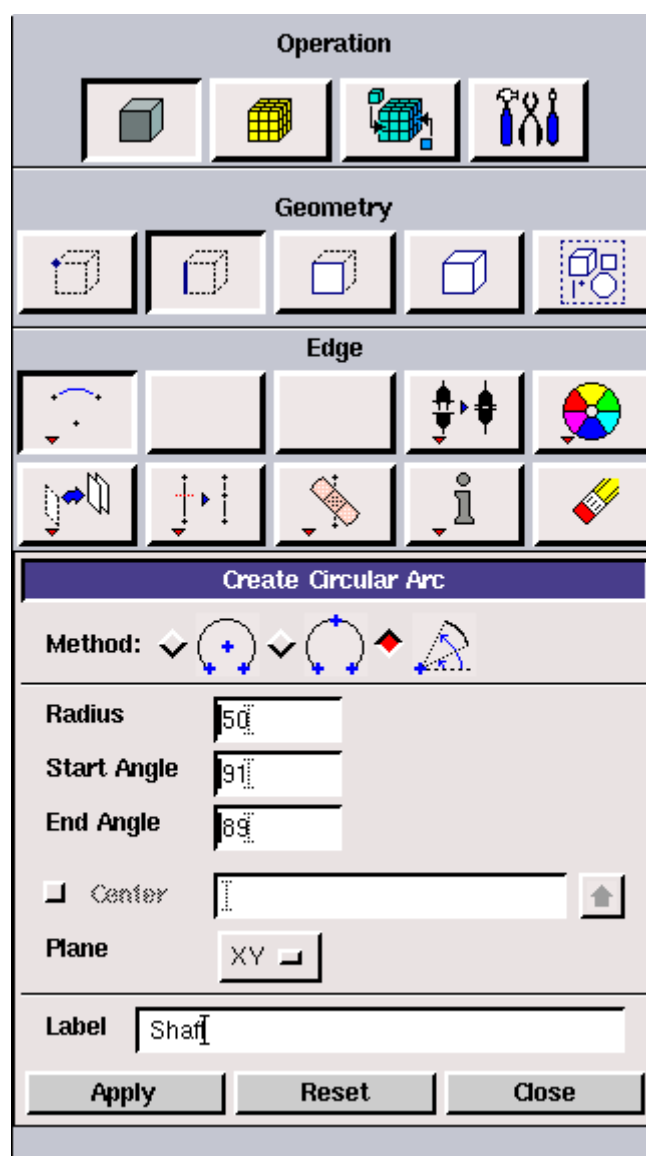
جدول ۴. پارامترهای مربوط به یاتاقان

۲۷. قطر یاتاقان	۲۸. D	۲۹. 50mm
۳۰. نسبت خروج از مرکز	۳۱. e	۳۲. 0.61
۳۳. لقی	۳۴. c	۳۵. $100 \mu m$
۳۶. ویسکوزیته روغن	۳۷. μ	۳۸. 0.04986 Ns/m^2
۳۹. چگالی روغن	۴۰. ρ	۴۱. 850 kg/m^3
۴۲. ضریب انتقال حرارت روغن	۴۳. K	۴۴. $0.13 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
۴۵. گرمای ویژه روغن	۴۶. C_p	۴۷. $2000 \text{ J/Kg } ^\circ\text{C}$
۴۸. ضریب انتقال همرفت روغن	۴۹. h	۵۰. $100 \text{ W/ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
۵۱. سرعت دورانی	۵۲. Ω	۵۳. 2000 rpm
۵۴. دمای ورودی روغن	۵۵. T_{in}	۵۶. $30 \text{ } ^\circ\text{C}$

جهت تهیه مدل در گمبیت باید مراحل زیر طی شود.

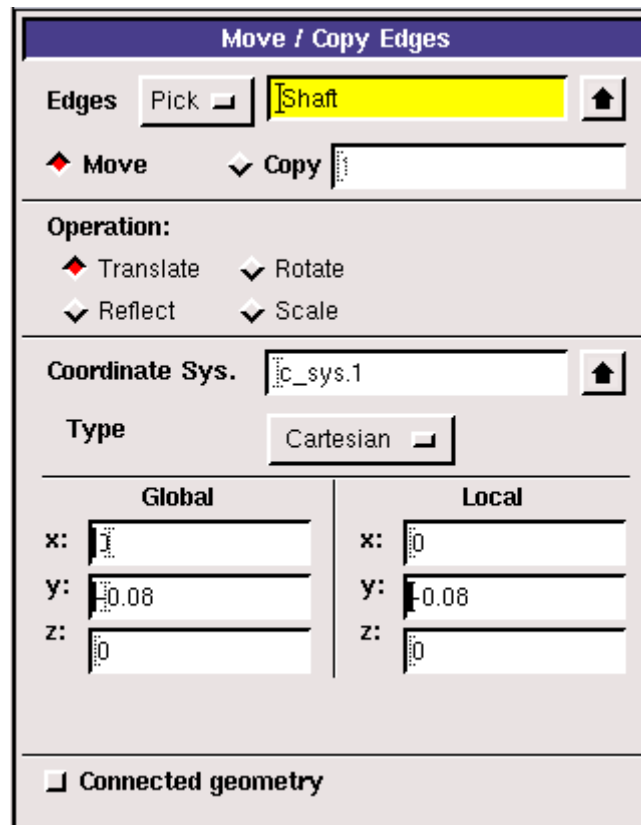
ابتدا در محیط گمبیت تنظیمات باید تغییر کند. باید گزینه Defaults از منوی Edit انتخاب شود. در پنجره ای که باز می شود باید از دکمه Geometry با انتخاب Tolerance تنظیم مربوط به Edge facet در $1e-9$ قرار داده شود. این کار به این منظور صورت می گیرد که جهت ایجاد لایه روغن نازک نیاز است که رزولوشن گرافیک نرم افزار به اندازه کافی زیاد باشد. با زدن دکمه Modify عدد وارد شده ذخیره می شود.

جهت ایجاد سطح شفت از دستور ARC زیر مجموعه Operation/Geometry/Edge مطابق شکل ۱۷ استفاده می شود. شعاع شفت برابر ۵۰ میلیمتر و زاویه شروع و انتها برابر ۹۱ و ۸۹ درجه انتخاب می شوند. آیکون  از بخش کنترل عمومی انتخاب می شود تا شکل ایجاد شده نمایش داده شود.

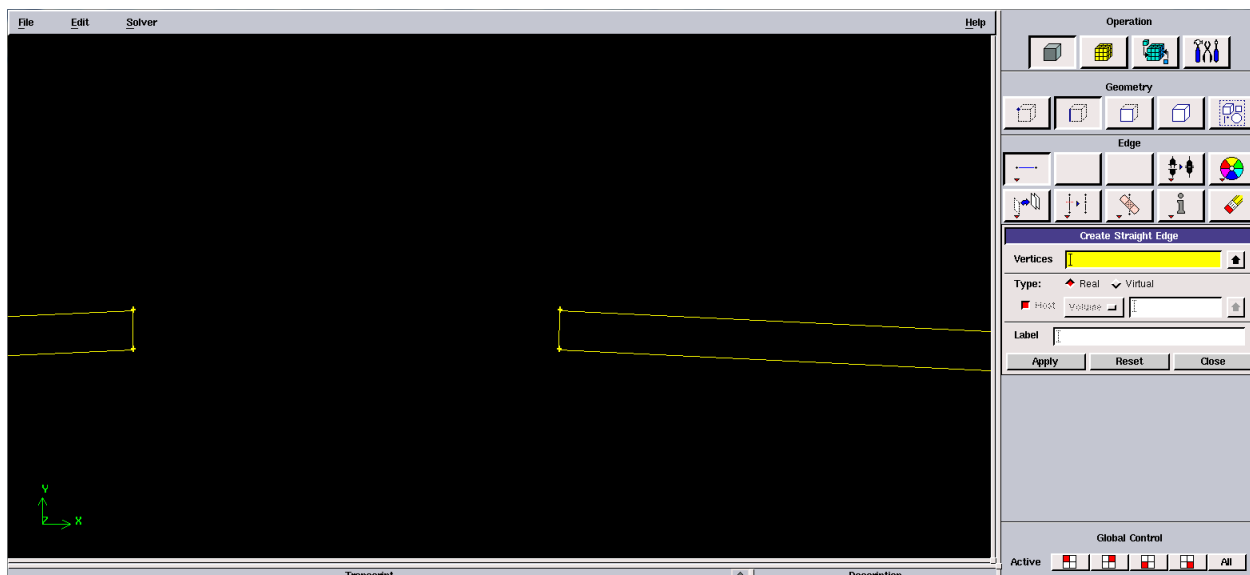


شکل ۱۷- دستور Arc برای ایجاد سطح داخلی و شفت

جهت ایجاد سطح خارجی مجدداً از همین روال استفاده میشود. شعاع دایره خارجی برابر 50.1 در نظر گرفته می شود. برای ایجاد خروج از مرکز مورد نظر از دستور Move استفاده میشود. میزان آفست به اندازه C در نظر گرفته می شود (شکل ۱۸). سپس نقاط انتها و ابتدای دو کمان مطابق شکل به یکدیگر متصل می شوند. این کار با استفاده از فرمان Straight edge از زیر مجموعه عملیات Edge صورت می گیرد

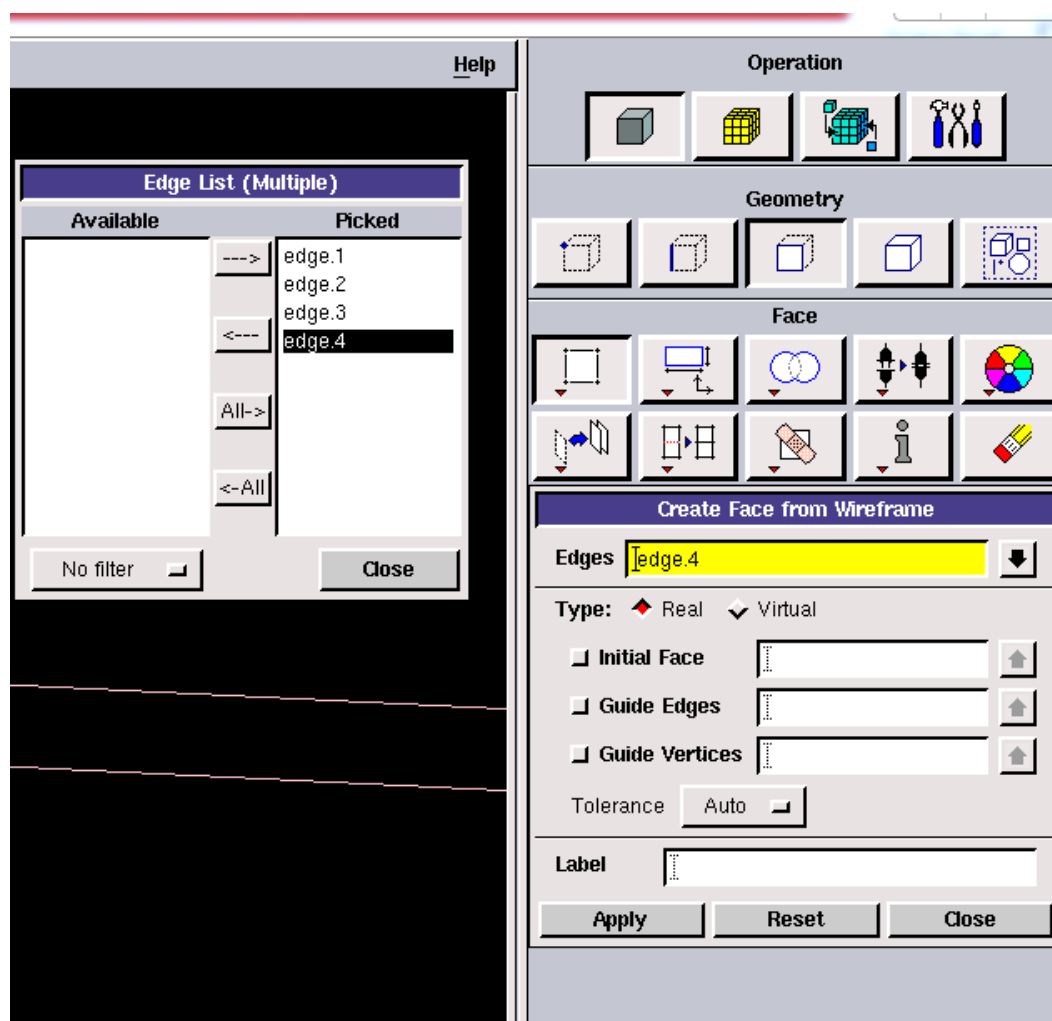


شکل ۱۸- ایجاد آفست به میزان C



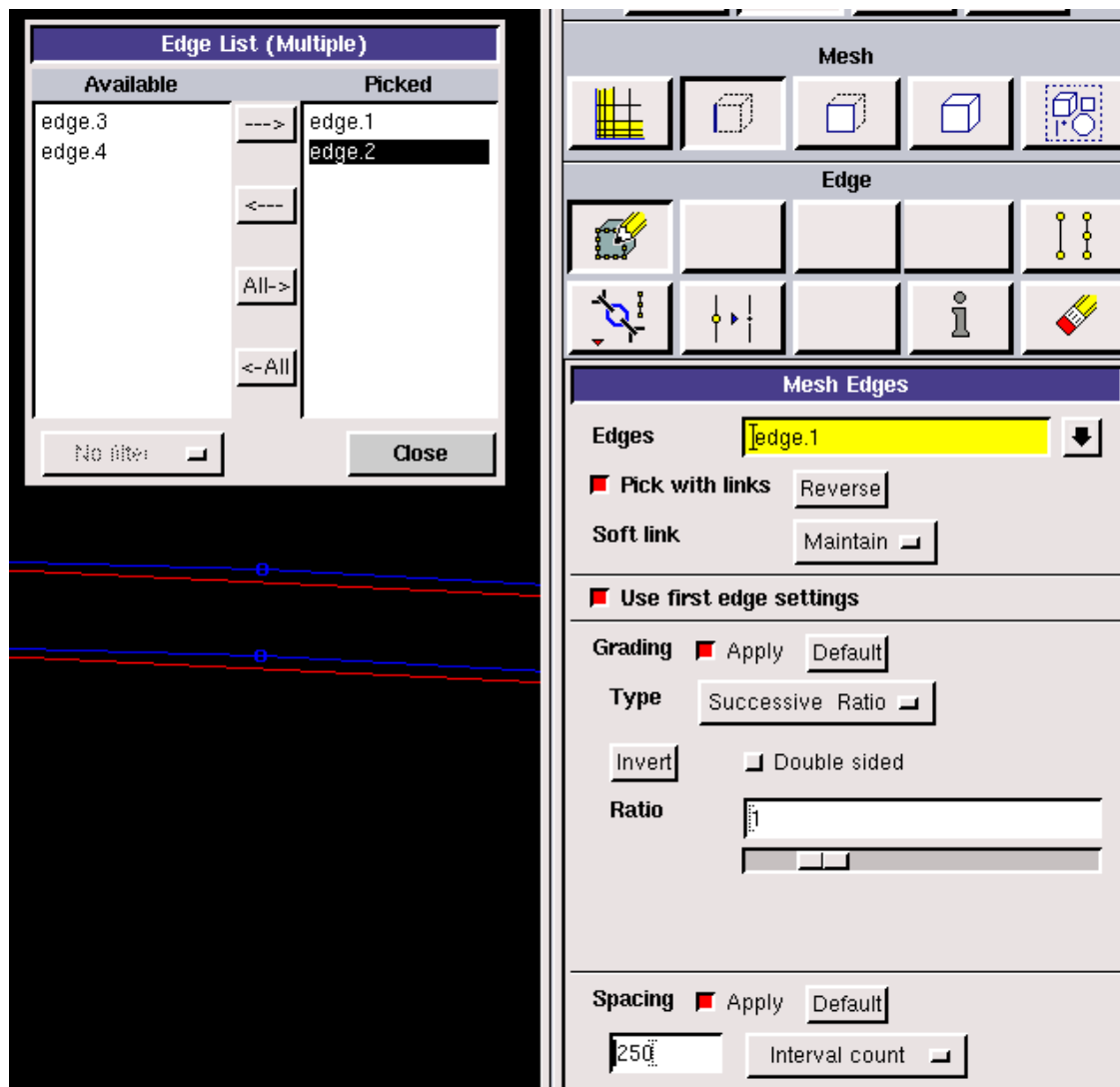
شکل ۱۹- ایجاد لبه در دو انتهای فیلم روغن

حال یک سطح با استفاده از دو کمان و دو خط به صورت یک حلقه بسته ایجاد می شود. برای این کار از زیر مجموعه Geometry عملیات Face و سپس عملیات Create face from wireframe انتخاب می شود. چهار لبه ذکر شده انتخاب می شوند و سپس با اعمال دستور صفحه ایجاد می شود. این عملیات در شکل ۲۰ نشان داده شده است.



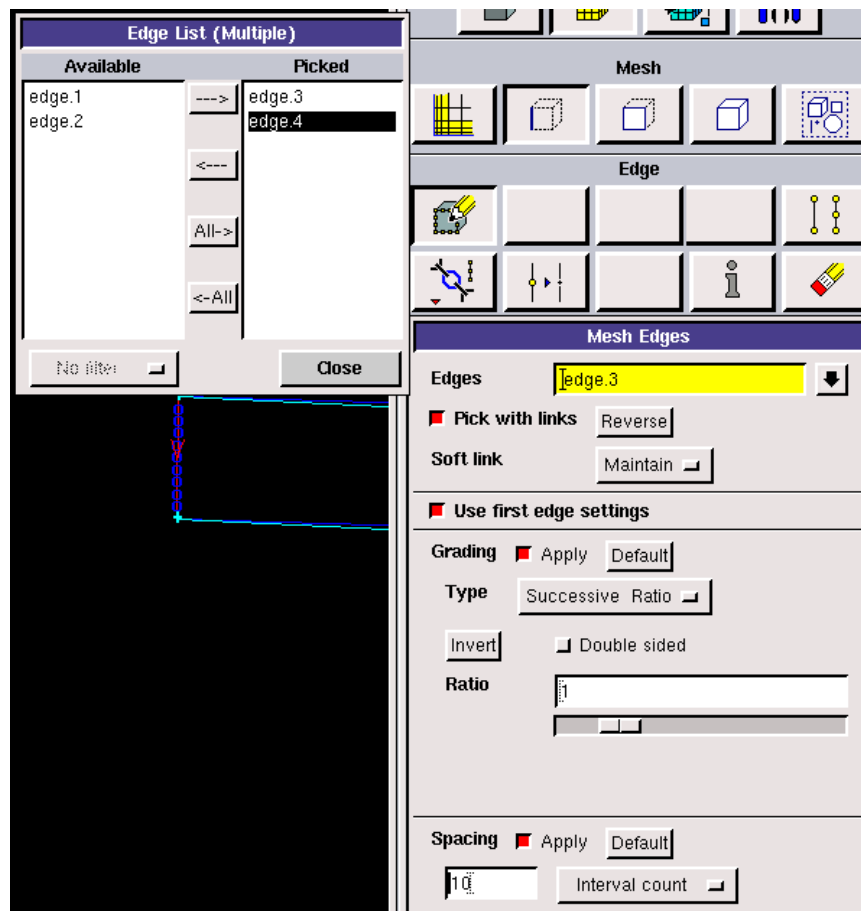
شکل ۲۰- ایجاد صفحه بین دو سطح داخلی و خارجی یاتاقان

در مرحله بعدی باید مش بندی صورت گیرد. برای انجام این قسمت در نرم افزار باید از قسمت Operation عملیات مش زنی مطابق شکل زیر انتخاب شود. ابتدا دو کمان باید مش زده شوند. بنابراین مش زنی لبه انتخاب می شود. تعداد مش در راستاهای لبه را برابر ۲۵۰ انتخاب می شود.

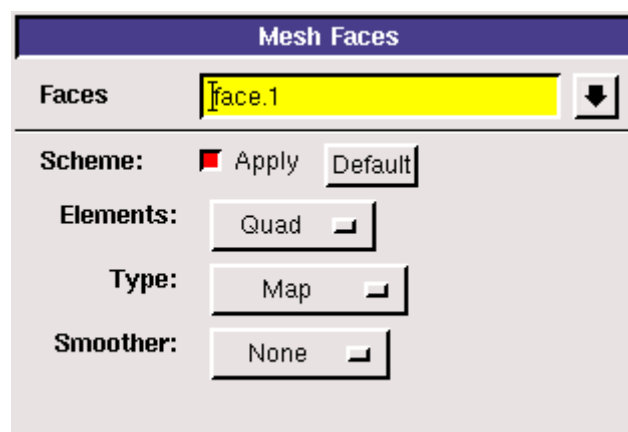


شکل ۲۱- ایجاد مش روی لبه ها در نرم افزار فلوئنت

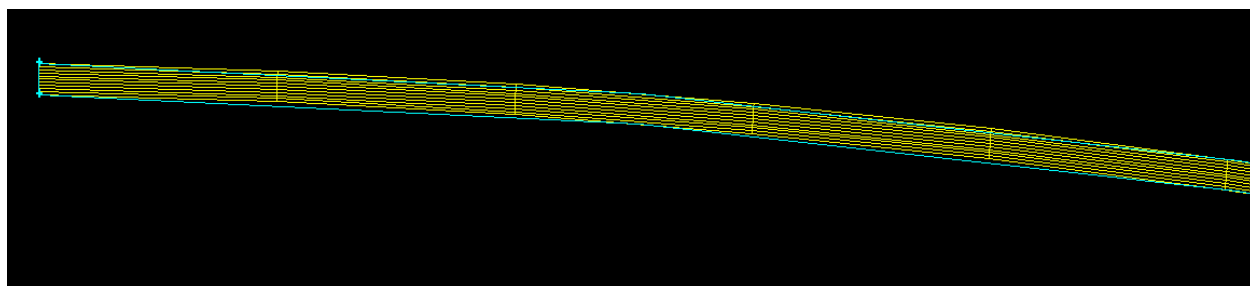
در راستای دو خط Edge 3 و Edge 4 مش زنی انجام می شود. تعداد المان ها برابر ۱۰ انتخاب می شود (نگاه کنید به شکل ۲۲). در مرحله بعد از مش سطح استفاده میشود و سطح لایه روغن مش زده می شود. نوع المان ها به صوت Quad و نوع مشبندی به صورت Map باید انتخاب شود.



شکل ۲۲- ایجاد مش در لبه‌های دو انتهای فیلم روغن



شکل ۲۳- تنظیمات مربوط به مش بندی سطح فیلم روغن



شکل ۲۴-انجام مش در نرم افزار فلونت

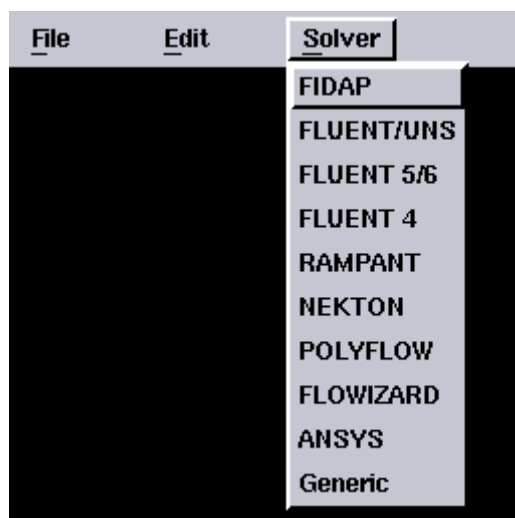
در مرحله بعد باید نواحی قابل تعریف در نرم افزار فلونت مشخص شوند. در این قسمت باید مشخص کنیم چه بخشی از هندسه روغن و کدام بخش سطح یاتاقان و شفت را نشان می دهد. مرزهای ورودی و خروجی روغن ها باید در این قسمت مشخص شود. باید توجه کرد که شرط مرزی فشار ثابت در ابتدا و انتها در نظر گرفته شده است. فرض بر این است که دمای ورودی روغن مشخص است. قبل از انجام این کار لازم است از منوی **Fluent 5/6, Solver** مطابق شکل ۲۵ انتخاب شود.

مطابق شکل ۲۶، عملگر **Zone** را از زیر مجموعه **Operation** مطابق شکل انتخاب می کنیم. برای مرز شفت و دیواره خارجی از گزینه **Wall** استفاده می کنیم. مطابق شکل نشان داده شده برای تعریف سطح یاتاقان ابتدا **Edge 2** انتخاب می شود. اسم ناحیه را **Bearing** و نوع آن را **Wall** انتخاب می کنیم. همین کار برای ایجاد ناحیه **Shaft** انجام می دهیم و **Edge 3** را انتخاب می کنیم. دو سطح **Edge 1** و **Edge 4** به عنوان ورود و خروجی روغن با شرط مرزی فشار ثابت تعیین می شوند.

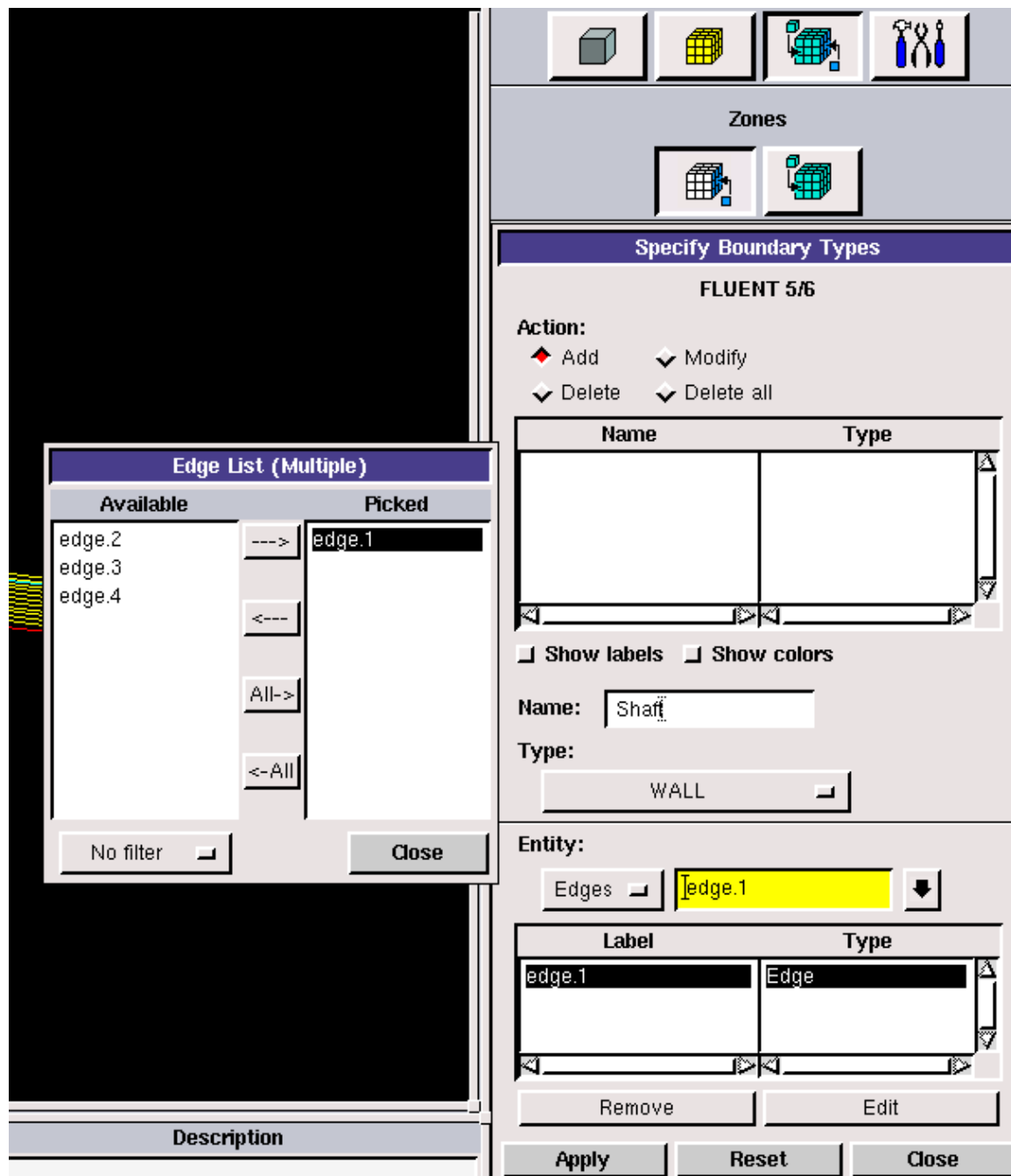
همچنین ناحیه ای که از روغن پر شده است باید با استفاده از عملگر **Zone** از مجموعه **Operation** ، **Add** را طبق شکل ۲۷ انتخاب می کنیم. نام ناحیه را **Oil_film** می گذاریم. نوع ناحیه باید **Fluid** انتخاب شود. در قسمت **Entity** باید **face. 1** انتخاب شود.

در اینجا مدل گمبیت برای انتقال به نرم افزار **Fluent** آماده است. جهت انتقال آن نیاز است تا فایل مناسب برای ورود به نرم افزار فلونت ایجاد شود. برای همین منظور از منوی فایل گزینه **Export File/ /Mesh** انتخاب می شود.

پنجره ای مطابق شکل ۳۱ باز می شود. که از این پنجره حتما باید گزینه **Export 2D** انتخاب شده باشد. به این ترتیب فایل مناسب جهت ورود به نرم افزار فلونت آماده شده است. مرحله بعدی استفاده از آن در نرم افزار فلونت برای انجام تحلیل و دریافت خروجی خواهد بود.



شکل ۲۵- انتخاب نوع Solver



شکل ۳۶-تعریف نواحی و مرزها در نرم افزار گمبیت

Specify Continuum Types

FLUENT 5/6

Action:

◆ Add
▼ Modify

▼ Delete
▼ Delete all

Name	Type

☐ Show labels
 ☐ Show colors

Name:

Type: FLUID

Entity:

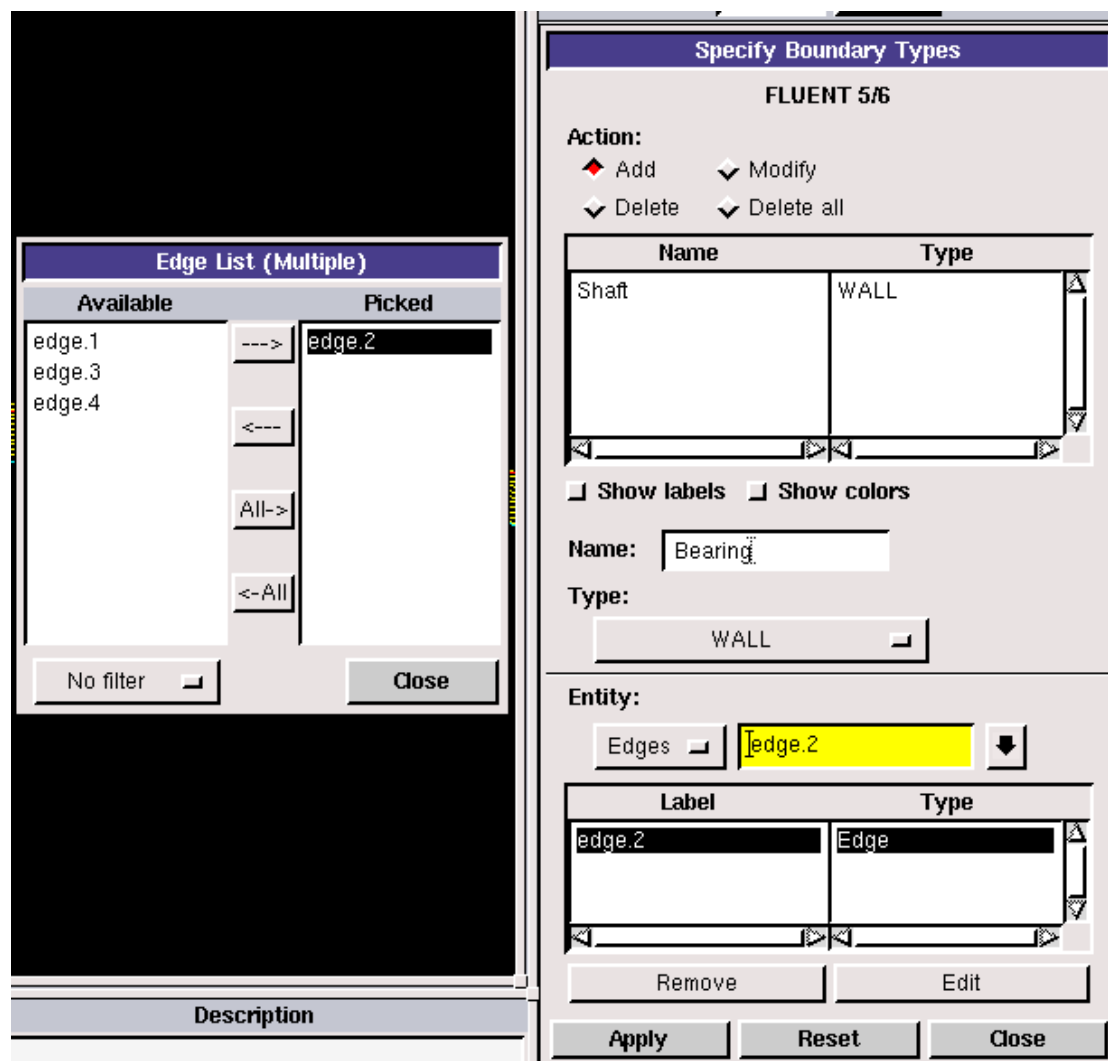
Faces
face.1
▲

Label	Type
face.1	Face

Remove
Edit

Apply
Reset
Close

شکل ۲۷- تعریف ناحیه فیلم روغن



شکل ۲۸-تعریف مرزها و معرفی لبه های فیلم روغن

Specify Boundary Types

FLUENT 5/6

Action:

☒ Add
☒ Modify

☒ Delete
☒ Delete all

Name	Type
Shaft	WALL
Bearing	WALL
Inlet	PRESSURE_INLET
outlet	PRESSURE_OUTLET

☐ Show labels
 ☐ Show colors

Name:

Type: PRESSURE_INLET

Entity:

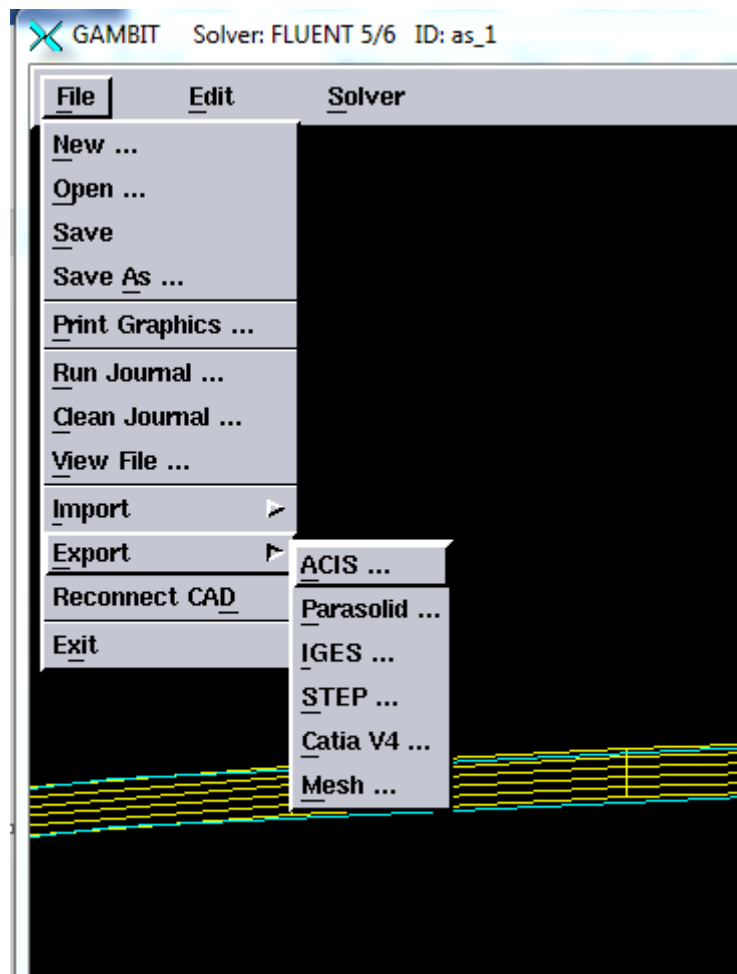
Edges
I
↑

Label	Type

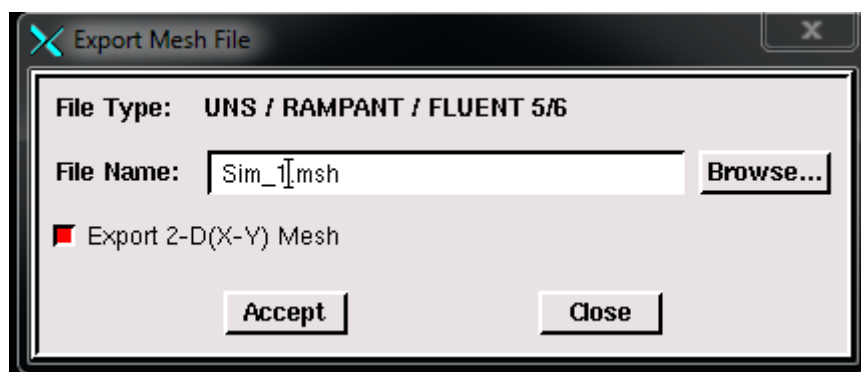
Remove
Edit

Apply
Reset
Close

شکل ۲۹-تعریف مرزها و معرفی لبه های فیلم روغن



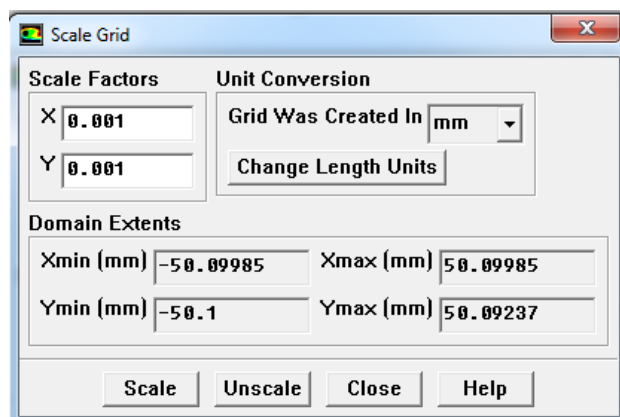
شکل ۳۰- اکسپورت کردن مش ایجاد شده به نرم افزار فلونت



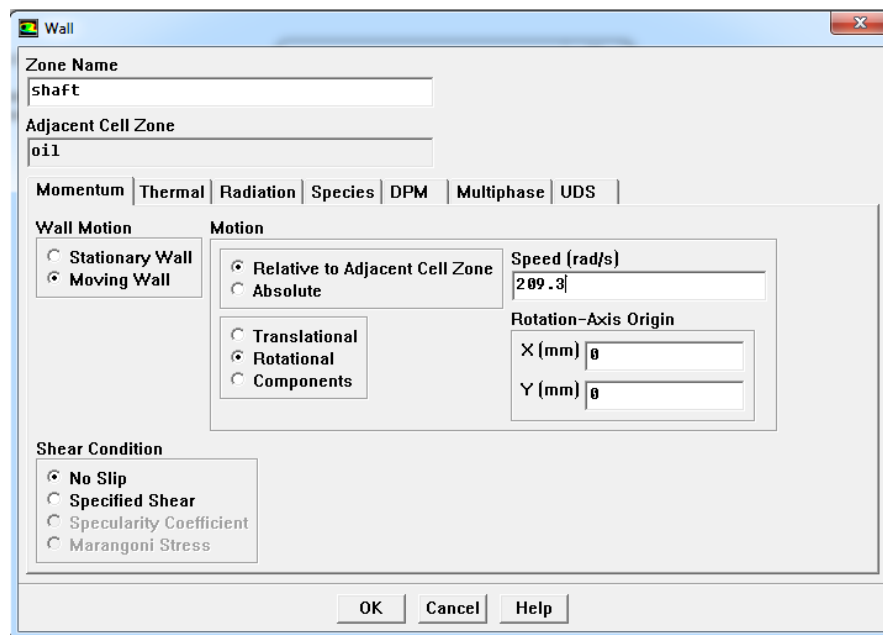
شکل ۳۱- اکسپورت نمودن دوبعدی مش‌بندی ایجاد شده به فلونت

۴/۲- تحلیل ترموهیدرودینامیک در نرم افزار فلوئنت

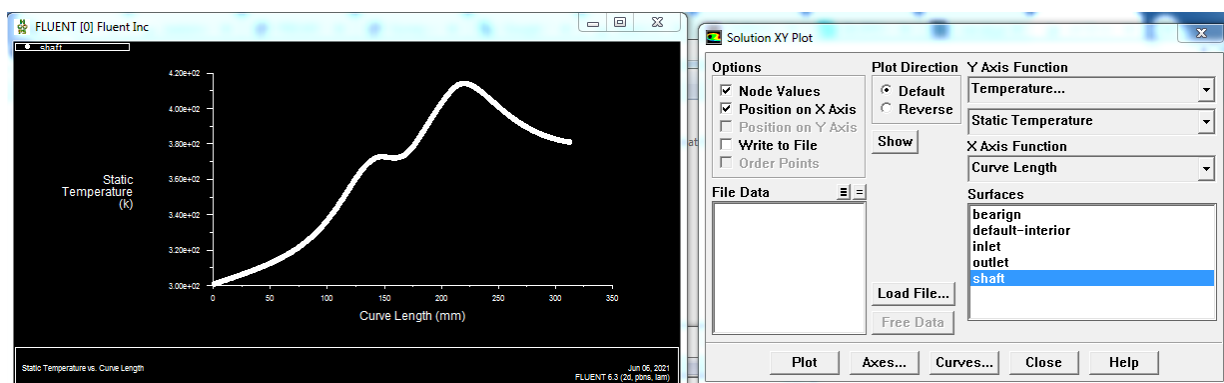
جهت انجام تحلیل ترموهیدرودینامیک در نرم افزار فلوئنت ابتدا وارد محیط فلوئنت می شویم. ابتدا فایل مش ایجاد شده در نرم افزار گمبیت را به نرم افزار معرفی می کنیم. سپس از منوی Scale، Grid را انتخاب می کنیم. جدول Scale را مطابق شکل ۳۲ تکمیل می کنیم. سپس از منوی Define، Model و سپس Energy را انتخاب و تیک مربوط به حل معادله انرژی را انتخاب می شود. همچنین از منوی Medel گزینه ویسکوز و از آنجا گزینه Laminar انتخاب می شود. از منوی Define، با انتخاب Materials ویسکوزیته و سایر خواص سیال فیلم روغن تعریف می شود. با Boundary condition نیز شرایط مرزی مسئله تعریف می شود. برای مثال با انتخاب shaft به صورت دیواره یا wall و انتخاب گزینه Set می توان برای آن شرایط دیواره متحرک را مطابق شکل ۳۳ تعریف کرد. جهت انجام محاسبات از منوی Solve ابتدا Initialize را انتخاب می کنیم و سپس از منوی Iterate مسئله را حل می کنیم. از منوی Plot همانند شکل ۳۴ و شکل ۳۵ جهت دریافت خروجی استفاده می شود.



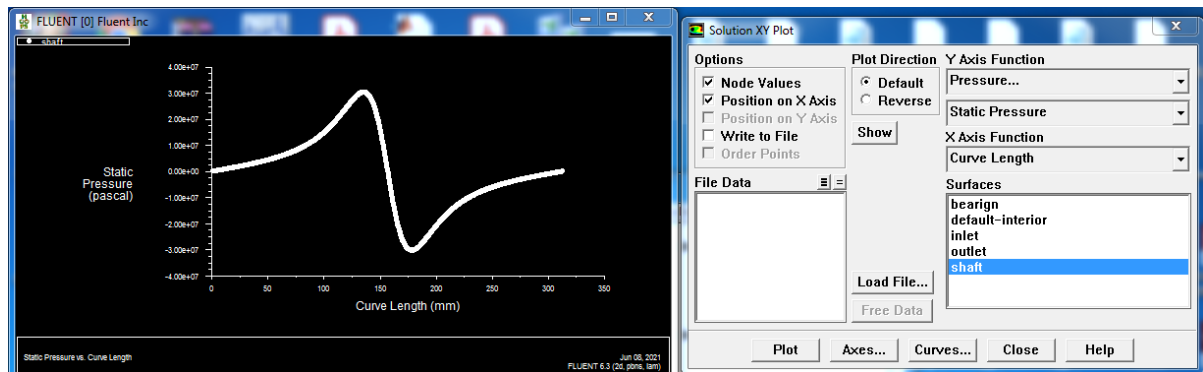
شکل ۳۲- تنظیمات واحد طول در نرم افزار فلوئنت



شکل ۳۳- تعریف شرط دیواره متحرک در نرم افزار فلونت



شکل ۳۴- دریافت نمودار خروجی از نرم افزار فلونت: نمودار دما در محیط ژورنال



شکل ۳۵- دریافت نمودار خروجی از نرم افزار فلونت: نمودار فشار در محیط ژورنال

۵- نرم افزار کامسول

۵/۱ مقدمه

نرم افزار تجاری COMSOL Multiphysics یک مجموعه کامل شبیه سازی است که در سال های اخیر وارد بازار شده است. و قادر است معادلات دیفرانسیل سیستم های غیرخطی را توسط مشتق های جزئی به روش المان محدود در فضاهای یک، دو و سه بعدی حل نماید. با استفاده از این نرم افزار می توان طراحی و شبیه سازی های فیزیک های مختلف اعم از سیالات، الکترومغناطیس، آکوستیک، تجهیزات دوار، سیستم های چندجسمی، شیمیایی و ... را به طور همزمان و کوپل شده انجام داد. قابلیت هایی از این دست، این نرم افزار را به یک شبیه ساز عددی قدرتمند تبدیل کرده است که می تواند شبیه سازی را با در نظر گرفتن تمام پدیده های موثر بر مدل انجام داد. همچنین این نرم افزار امکان تعامل با نرم افزارهای مهندسی مانند MATLAB، CATIA، SolidWorks و AutoCad را دارد.

وجود کلمه Multiphysics در عنوان این نرم افزار مبین این است که دامنه وسیعی از مازول های فیزیکی، شیمیایی، الکتریکی و ... را شامل می شود. یادگیری این نرم افزار از آنجایی اهمیت دارد که امکان در نظر گرفتن تاثیرات تمامی پدیده های موثر بر مدل تحت بررسی را به ما می دهد و می توان از چند فیزیک مختلف به صورت همزمان برای شبیه سازی استفاده کرد. این یکی از قابلیت های نرم افزار Comsol Multiphysics است که آن را به یک نرم افزار پرکاربرد در صنایع مختلف مانند صنایع نظامی، حمل و نقل، وسایل الکترونیکی قابل حمل، نیروگاهی، پزشکی و ... تبدیل کرده است.

هدف از نگارش این قسمت، ثبت تجربیاتی است که برای شبیه سازی کامل ترموهیدرودینامیک لایه روغن یک یاتاقان جهت تخمین توان اتلافی و میزان حرارت ایجاد شده در آن است. اگرچه در این گزارش برای شبیه سازی از یک مدل ساده یاتاقان استفاده شده است اما مراحل توضیح داده شده در این گزارش را می توان عینا برای مدل های پیچیده تر یاتاقان نیز بکار برد. برای مثال در این بخش مدل دو بعدی لایه روغن بررسی شده است که می توان به راحتی برای مدل های سه بعدی نیز تعمیم داد.

نکته قابل ذکر دیگر آن است که نرم افزار کامسول یک مازول تخصصی در زمینه هیدرودینامیک یاتاقان ها و شبیه سازی فیلم روغن دارد که این مازول علاوه بر توانایی ها و سهولت در استفاده از آن دارای محدودیت هایی هست. مثلا اینکه نمی توان تحلیل حرارتی ناشی از استهلاک انرژی جنبشی سیال در

اثر ویسکوزیته را در آن انجام داد و یا اینکه قابلیت تعیین پروفیل سرعت در راستای ضخامت فیلم روغن را ندارد. بنابراین شرح شبیه سازی انجام شده در این گزارش بر پایه تحلیل سیالاتی است.

۵/۲ پامترهای شبیه سازی

شبیه سازی بر مبنای داده های ارائه شده در جدول ۵ است. البته این پارامترها را می توان به صورت متغیر به نرم افزار داد و به این صورت یک عملیات بهینه سازی روی آن ها انجام داد. این بهینه سازی در جهت کاهش اتلاف حرارتی و دمای یاتاقان صورت می گیرد.

جدول ۵. پارامترهای مورد استفاده در شبیه سازی

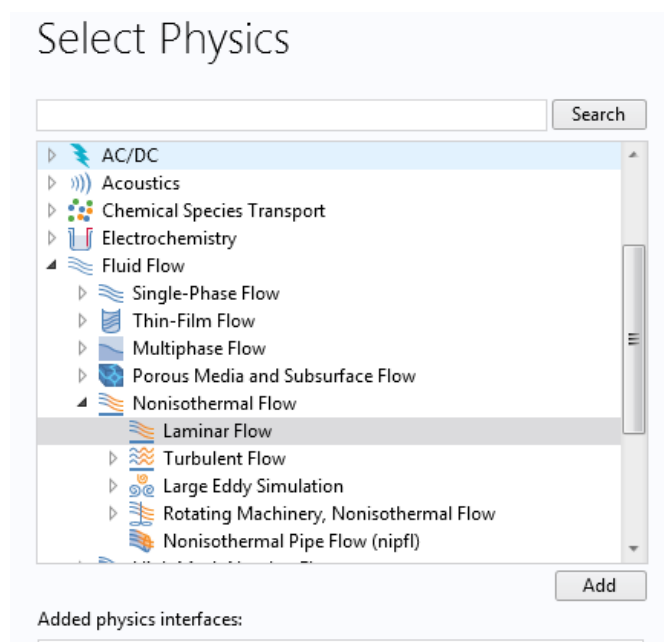
قطر یاتاقان. ۵۷.	۵۸. D	۵۹. 50mm
نسبت خروج از مرکز. ۶۰.	۶۱. e	۶۲. 0.61
لقی. ۶۳.	۶۴. c	۶۵. 100 μm
ویسکوزیته روغن. ۶۶.	۶۷. μ	۶۸. 0.04986 Ns/m ²
چگالی روغن. ۶۹.	۷۰. ρ	۷۱. 850 kg/m ³
ضریب انتقال حرارت روغن. ۷۲.	۷۳. K	۷۴. 0.13 W/m ² °C
گرمای ویژه روغن. ۷۵.	۷۶. C_p	۷۷. 2000 J/Kg °C
ضریب انتقال همرفت روغن. ۷۸.	۷۹. h	۸۰. 100 W/ m ² °C
سرعت دورانی. ۸۱.	۸۲. Ω	۸۳. 2000 rpm
دمای ورودی روغن. ۸۴.	۸۵. T_{in}	۸۶. 30 °C

۵/۳-فرایند شبیه سازی در نرم افزار کامسول

۵/۳/۱-شروع کار با نرم افزار

در ابتدا با کلیک کردن آیکون نرم افزار و باز کردن آن، بایستی مشخصات کلی مدل در آن وارد شود. این کار از طریق پنجره Model wizard انجام میشود. ابتدا ابعاد مدل باید مشخص گردد که این قسمت به صورت پیش فرض در نرم افزار، سه بعدی در نظر گرفته شده است. سپس با کلیک کردن دکمه Next، می توان فیزیک (یا فیزیک های مورد نیاز در مدل سازی را انتخاب کرد (شکل ۳۶). در

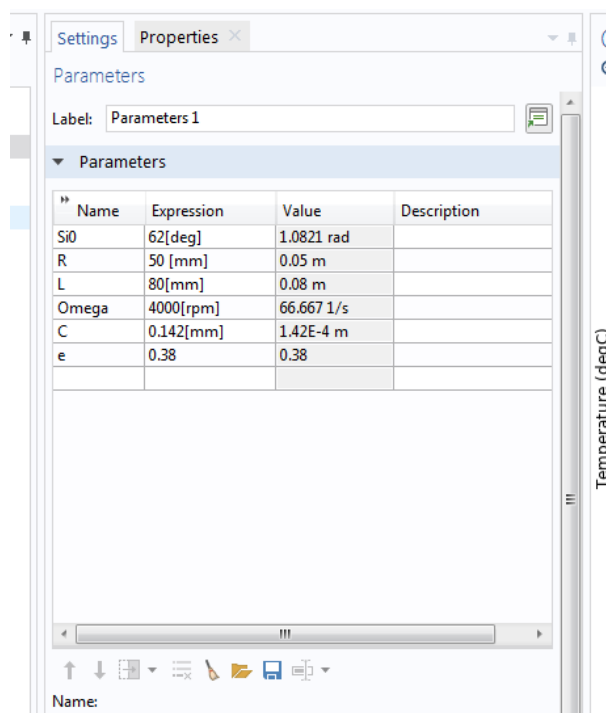
نهایت باید نوع تحلیل معادلات حاکم بر مدل انتخاب شود. برای مثال وابستگی یا عدم وابستگی معادلات به زمان سپس دکمه Finish باید زده شود.



شکل ۳۶- انتخاب فیزیک مدل در نرم افزار کامسول

در قسمت Model Builder کل مدل از اول تا آخر ساخته می شود. این قسمت چهار بخش اصلی یک پروژه را تشکیل می دهد. این بخش ها عبارتند از Study، Model، Global Definitions و Results که خود، شامل قسمت های دیگری می شوند که در ادامه به آنها پرداخته خواهد شد.

در قسمت Global Definitions می توان مشخصات جزئی مدل مانند ابعاد هندسی، خواص و ... را به صورت پارامتر، متغیر و یا به صورت تابع در نرم افزار تعریف کرد که در ادامه کار برای وارد کردن مشخصات احتیاجی به نوشتن اعداد نباشد و تنها کافی است پارامتر و یا متغیر مربوط به آن تایپ شود. برای این کار می توان به کلیک راست روی Global Definitions گزینه Parameters و یا Variables را اضافه و سپس مقادیر مربوطه به صورتی که در شکل ۳۷ نشان داده شده است در آن وارد شود.



شکل ۳۷-تنظیم پارامترهای مختلف مدل در نرم افزار کامسول

قسمت Model، اصلی ترین قسمت مدل سازی می باشد که شامل تعاریف (Definitions)، هندسه (Geometry)، مواد (Materials) و فیزیک های بکار رفته در مدل می باشد. در قسمت Study نیز تنظیمات روش حل معادلات توسط نرم افزار و در قسمت نتایج (Results)، نتایج حاصل از مدل سازی قابل مشاهده است.

بعد از مشخص کردن کلیات مدل در نرم افزار، باید هندسه مدل رسم شود یا اگر قبلا رسم شده باشد کافی است فایل آن را در قسمت هندسه نرم افزار باز شود. برای رسم هندسه می توان ابعاد هندسی مدل را به صورت پارامتر در قسمت پارامترها (Parameters) وارد کرد.

مرحله بعد از رسم هندسه، وارد کردن تمامی مشخصات و اطلاعات مدل در فیزیک های بکار گرفته شده است. اطلاعاتی چون مقادیر اولیه و ورودی، شرایط مرزی، مشخصات و خواص مواد و ... که مهمترین قسمت یک کار مدل سازی را تشکیل می دهند. آخرین مرحله در قسمت Model، تولید شبکه ی مدل است که در ادامه بیشتر در این زمینه توضیح داده خواهد شد. همچنین در مورد تنظیمات حل مسئله و نتایج نیز در بخش های بعد بیشتر بحث خواهد شد.

معادلات حاکمه در این مدل شامل معادلات ناویراستوکس با فرض جریان آرام می باشد. با فرض تولید گرما در سیال ناشی از ویسکوزیته محاسبات مربوط به تحلیل دما و اتلاف حرارت بررسی می شود.

۵/۳/۲-ویژگی های شاخص مدل

در این شبیه سازی از دو فیزیک جریان سیال آرام و انتقال حرارت در سیال استفاده شده است. فیزیک جریان آرام قادر است با حل معادله ناویراستوکس سرعت و فشار جریان آرام سیال بین دو صفحه را محاسبه کند. همچنین در فیزیک انتقال حرارت در سیال نیز دمای فیلم روغن با استفاده از معادله انرژی و با در نظر گرفتن ترم های جابه جایی (وابسته به سرعت سیال) و تولید حرارت در اثر استهلاک بین لایه های سیال محاسبه میشود. در قسمت Post processing این شبیه سازی نیز علاوه بر پلات های رنگی پروفیل های سرعت، دما و فشار، نوع دیگری از استخراج نتایج نیز وجود دارد که با استفاده از آن در مسیری که تغییرات داده ها احتیاج داریم یک خط یا منحنی رسم می کنیم و داده ها روی این منحنی به صورت نمودار رسم می شود. تغییرات فشار فیلم روغن و دما بر حسب ضریب لقی رسم خواهد شد.

۵/۳/۳-انتخاب نوع فیزیک و ابعاد مسئله

ابتدا برای نرم افزار، ابعاد مدل را دو بعدی تعریف می کنیم و دکمه Next را کلیک می کنیم. سپس فیزیک - برای محاسبه میدان سرعت و فشار و دمای فیلم در حالت پایا (Stationary) انتخاب و اضافه می شود.

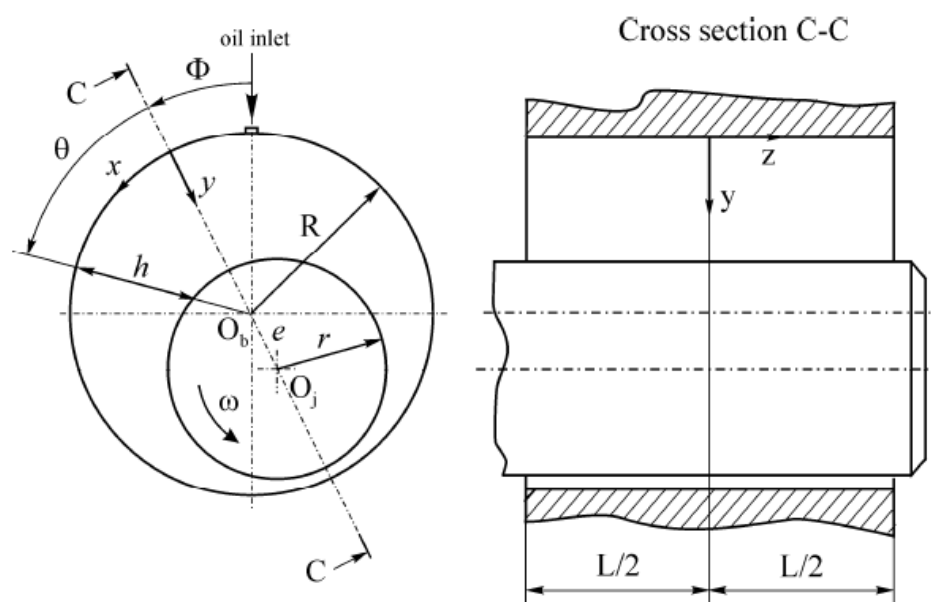
۵/۳/۴-تعیین کردن پارامترها و متغیرهای مورد نیاز در مسئله

با کلیک راست روی Global Definition گزینه پارامترها (Parameters) اضافه می شود تا پارامترهای مورد نیاز مانند شعاع، ضریب لقی و سرعت دورانی در آن وارد شود.

۵/۳/۵-تشکیل هندسه

قبل از ایجاد هندسه لازم است در تنظیمات نرم افزار کامسول تغییراتی انجام شود. این تغییر به این دلیل انجام می شود که ضخامت لایه روغن معمولاً نسبت به طول و قطر یاتاقان بسیار کم است. به طوری که معمولاً میزان لقی در یاتاقان ها در حدود یک هزارم قطر یاتاقان می باشد. از این رو نیاز به رزولوشن بالا در هندسه می باشیم.

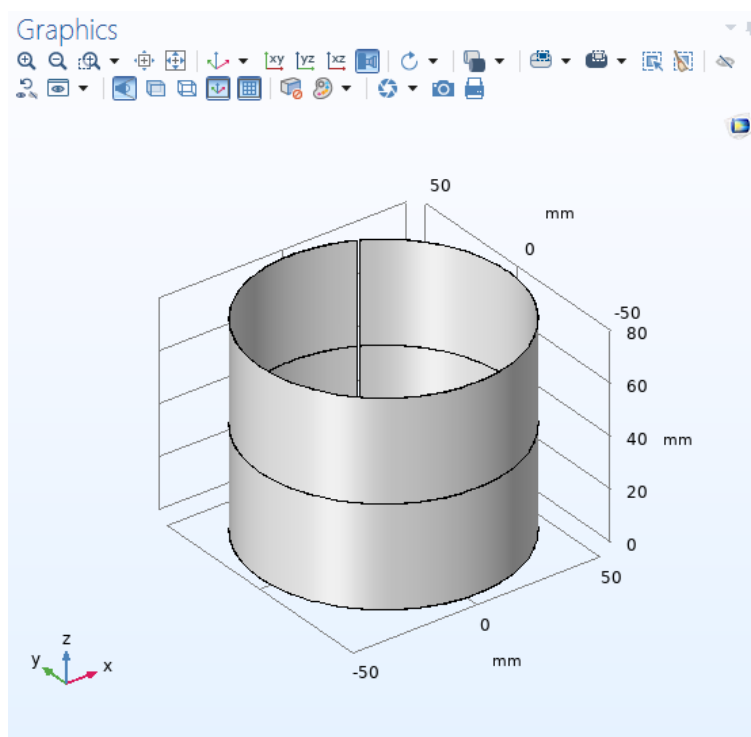
همانطور که در شکل ۴۰ نشان داده شده است، هندسه مدل از دو کمان غیر هم مرکز که مبین شفت و محفظه نگه دارنده می باشد، تشکیل شده است.



شکل ۳۸. هندسه یاتاقان ساده مدور

۵/۳/۶- معرفی مدل

در مدل پیشنهاد شده در این مقاله فرض می شود که روغن تراکم ناپذیر است و ویسکوزیته آن با دما و فشار تغییر نمی کند. همچنین هیچ تبادل حرارتی بین فیلم روغن و سازه یاتاقان وجود ندارد. شرایط کاری یاتاقان هم پایا در نظر گرفته شده است. جریان روغن نیز آرام فرض شده است. هیچ نوع لغزشی بین سیال و سطح فلزی شفت و یاتاقان وجود ندارد. با این فرضیات یک مدل سه بعدی از یاتاقان مطابق شکل ۳۹ در نظر گرفته شده است.



شکل ۳۹. مدل نرم فزار کامسول از یاتاقان ساده مدور

۵/۳/۷-نتایج

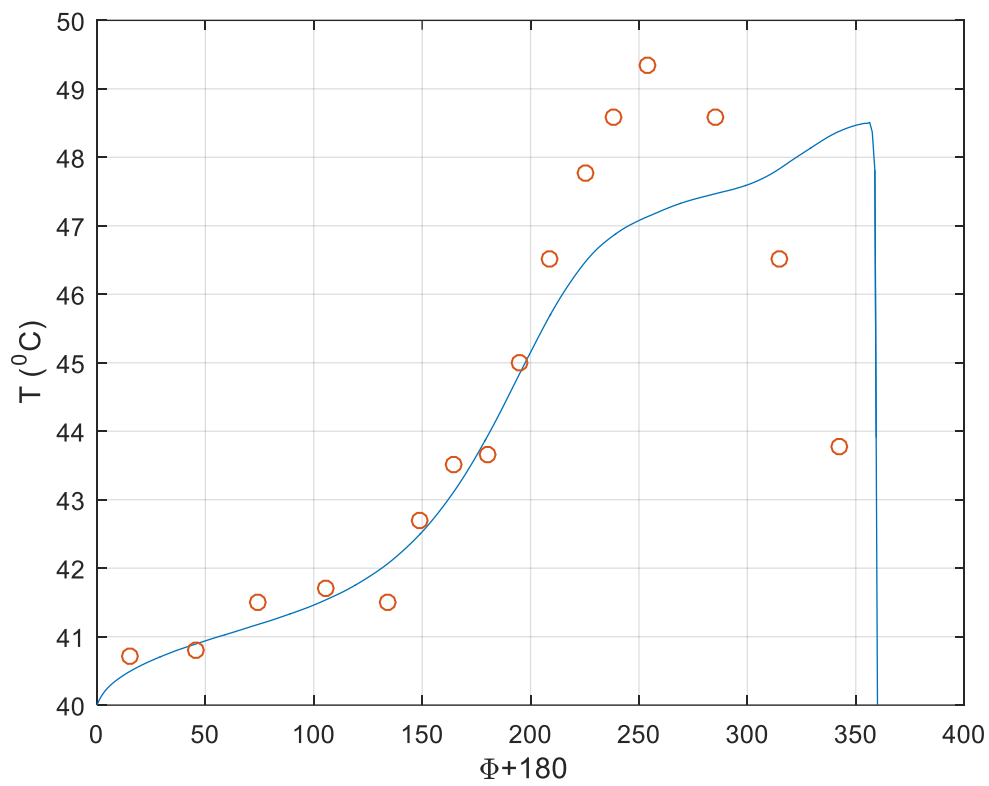
پارامترهای زیر برای شبیه سازی ها در نظر گرفته شده اند:

جدول ۶. پارامترهای مورد استفاده در شبیه سازی یاتاقان مدور در کامسول

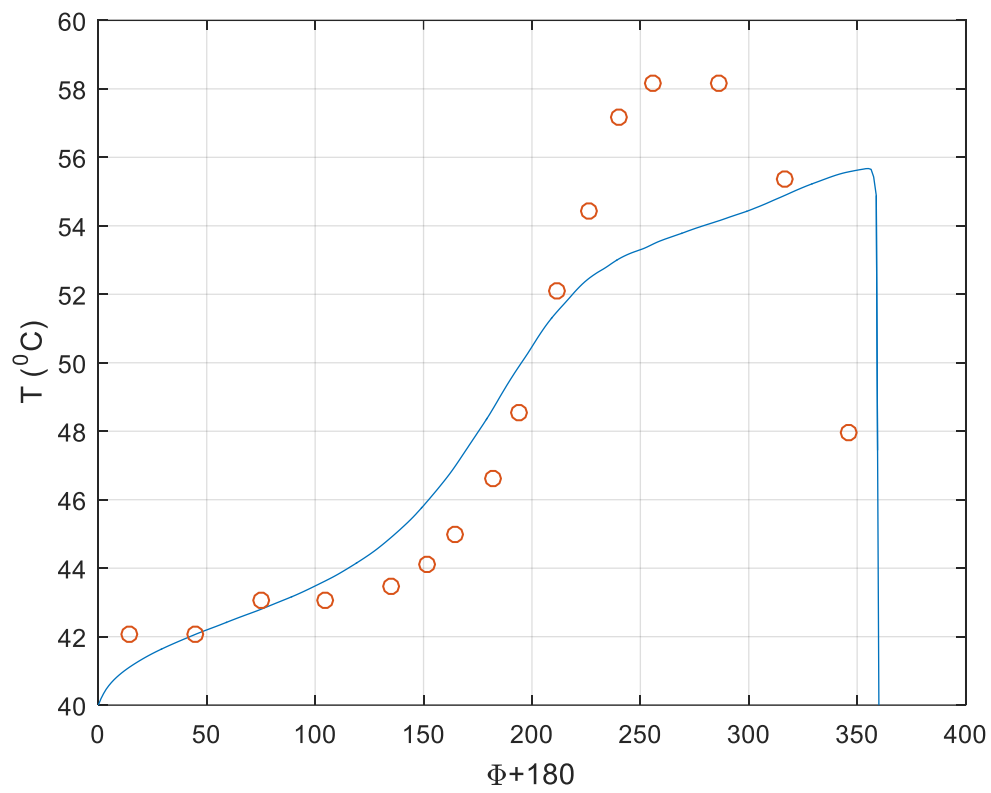
۸۷. قطر یاتاقان	۸۸. D	۸۹. 50mm
۹۰. طول یاتاقان	۹۱. L	۹۲. 80mm
۹۳. نسبت خروج از مرکز	۹۴. e	۹۵. 0.61
۹۶. لقی	۹۷. c	۹۸. 72 μm
۹۹. ویسکوزیته روغن	۱۰۰. μ	۱۰۱. 0.0277 Ns/m ²
۱۰۲. چگالی روغن	۱۰۳. ρ	۱۰۴. 860 kg/m ³
۱۰۵. ضریب انتقال حرارت روغن	۱۰۶. K	۱۰۷. 0.13 W/m ² °C
۱۰۸. گرمای ویژه روغن	۱۰۹. C_p	۱۱۰. 2000 J/Kg °C

۱۱۱. ضریب انتقال همرفت روغن	۱۱۲. h	۱۱۳. $100 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
۱۱۴. سرعت دورانی	۱۱۵. Ω	۱۱۶. 2000 rpm
۱۱۷. دمای ورودی روغن	۱۱۸. T_{in}	۱۱۹. $30 \text{ } ^\circ\text{C}$

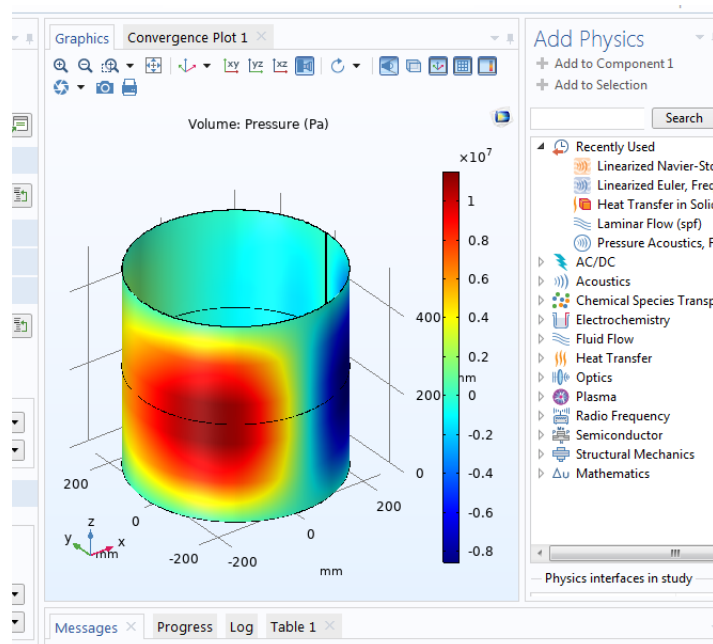
در تمام شبیه سازی ها فرض می شود کاویتاسیون اتفاق نمی افتد. برای دو حالت ($F=4000 \text{ N}$, $n=2000 \text{ rpm}$) و ($F=6000 \text{ N}$, $n=4000 \text{ rpm}$) نتایج محاسبه شده اند. در حالت اول میزان خروج از مرکز برابر 0.44 و زاویه Φ برابر 58 درجه و سرعت برابر 2000 دور بر دقیقه انتخاب می شود. در حالت دوم میزان خروج از مرکز برابر 0.38 و زاویه Φ برابر 62.39 درجه و سرعت برابر 4000 دور بر دقیقه انتخاب شده است. با جاگذاری این اطلاعات به صورت ورودی در مدل المان محدود توزیع دما و فشار در یاتاقان بدست می آید. در اولین نقطه کاری سرعت برابر 2000 دور بر دقیقه است و بر اساس مدل تحلیلی نیروی وارد شده بر آن برابر 4000 نیوتن است. نتیجه مدل المان محدود به صورت منحنی پیوسته در شکل 40 نشان داده شده است. در این شکل مقادیر تجربی با نقاط دایره ای شکل نشان داده شده اند. به طور مشابه برای دورکاری 4000 دور بر دقیقه، شکل 41 توزیع دمای تجربی و عددی را نشان می دهد. برای بار کمتر تطابق بهتری بین نتایج تجربی و عددی دیده می شود. تفاوت بیشتری برای زوایای نزدیک 250 درجه دیده می شود. دلیل این اختلاف نیاز به بررسی بیشتری در کارهای آتی خواهد داشت.



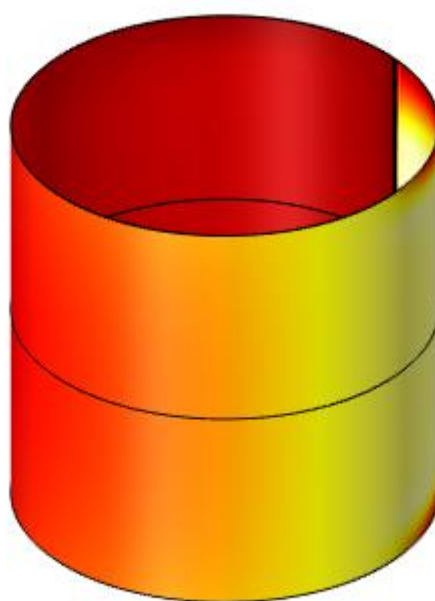
شکل ۴۰. توزیع دما در یاتاقان برای بار ۴ کیلو نیوتن



شکل ۴۱. توزیع دما در یاتاقان برای بار ۶ کیلو نیوتن



شکل ۴۲. توزیع فشار در یک باتاقان ساده



شکل ۴۳. توزیع دما در یک باتاقان ساده

۶- مشخصات فنی یاتاقان شماره ۲ توربین GE F9

این یاتاقان در قسمت فورسفت توربین نصب می‌شود. به این ترتیب که قبل از این یاتاقان کوپلینگ توربین به کمپرسور قرار می‌گیرد. نوع این یاتاقان لیمویی است. همان طور که در شکل ۴۴ نشان داده شده است این یاتاقان از دو نیمه تشکلی شده است. در میانه نیمه بالا یک شیار فشار ثابت قرار داده شده است. مشخصات این یاتاقان به شرح جدول ۷ می‌باشد. همانطور که در این جدول مشخص شده است میزان لقی مینیمم بین ۰.۷۶ تا ۰.۶۶ میلیمتر و لقی ماکسیمم بین ۱.۴۵ تا ۱.۳۵ میلیمتر می‌باشد. این بازه توسط سازنده به دلیل تلورانس‌های ماشین‌کاری (حدود ۵ صدم میلیمتر) برای ژورنال و یاتاقان قرار داده شده است. اما با ماشینکاری دقیق می‌توان مقدار آن را تنظیم کرد.



شکل ۴۴. یاتاقان شماره ۲ توربین GE F9

جدول ۷. بازه طراحی یاتاقان شماره ۲ توربین GE F9

Journal O.D.	Bearing Liner			Total Clearance	
	Length	Vertical	Horizontal	Vertical	Horizontal
467.59	389.51	468.28	468.99	0.76	1.45
467.54	388.49	468.22	468.93	0.66	1.35

بر اساس نقشه‌های طراحی مرکز محور ژورنال در شکل ۴۵ نشان داده شده است. از آنجایی که محور دوران منطبق بر مرکز دایره خارجی یاتاقان است بنابراین بر اساس طراحی سازنده محور ژورنال به اندازه ۰.۳۳ میلیمتر به سمت راست و به اندازه ۰.۱۳ میلیمتر به سمت نسبت به مرکز دایره داخلی یاتاقان منحرف است.

استاندار روغن مورد استفاده در توربین‌های F9 روغن هیدرولیک ISO VG 32 می‌باشد. این نوع روغن در دمای ۴۰ درجه ویسکوزیته سینماتیک برابر ۳۲ سانتی‌استروک دارند که این مقدار در دمای ۱۰۰ درجه به ۵ سانتی‌استروک می‌رسد. چگالی روغن تقریباً برابر ۸۶۰ کیلو بر مترمکعب می‌باشد. از طرف دیگر تغییرات ویسکوزیته روغن با دما به صورت نمایی کاهش یافته است. شکل ۴۶ تغییرات ویسکوزیته دینامیک (که برابر حاصل ضرب ویسکوزیته سینماتیک در چگالی است) را نشان می‌دهد. پارامترها در نرم افزار کامسول مطابق شکل ۴۷ تعریف می‌شوند.

جهت کاهش زمان محاسبه به دلیل تقارن تقریبی یاتاقان یک نیمه یاتاقان مطابق شکل ۴۸ مدل سازی شده است و از شرط مرزی تقارن برای در نظر گرفتن نیمه دیگر استفاده شده است. جهت مش بندی از مش بندی به صورت Map استفاده شده است. در راستای ضخامت تعداد لایه‌ها ۵ عدد در نظر گرفته شده است.

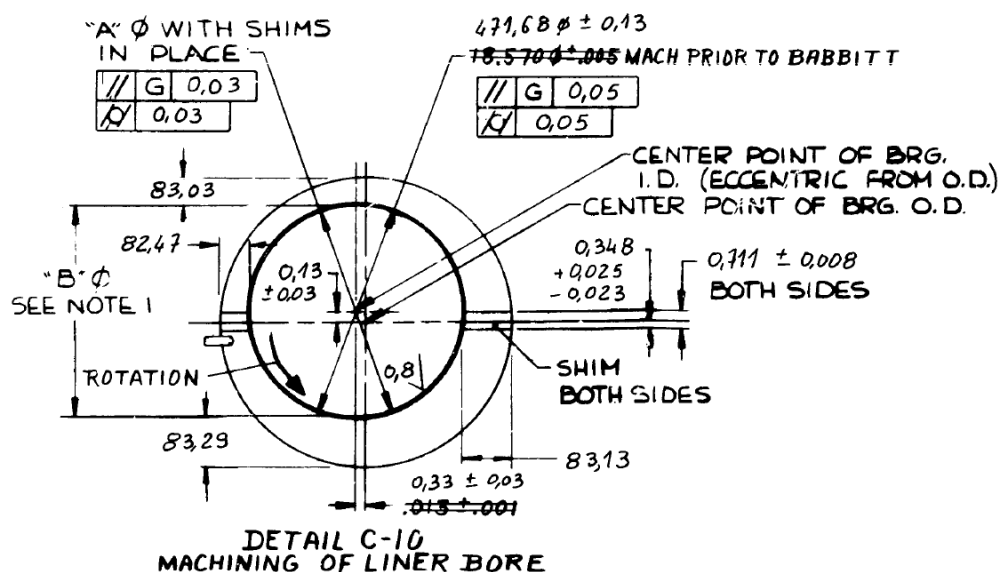
افت انرژی در یاتاقان با دو نوع افت را بررسی کرد. اول افت ناشی از عبور روغن از یاتاقان و دوم افت ناشی از استهلاک انرژی در لایه‌های روغن در اثر ویسکوزیته. جهت یافتن افت اول می‌توان از رابطه برنولی استفاده کرد. به این شکل که از $\frac{\rho v^3}{2}$ در تمام سطوح که روغن از آن‌ها خارج می‌شود انتگرال گیری کرد. برای پیدا کردن افت دوم می‌توان از رابطه $\frac{\rho C v \Delta T}{2}$ استفاده کرد که در آن C ظرفیت حرارت ویژه روغن می‌باشد.

مطابق شکل ۴۷ یک آنالیز پارامتریک در داخل نرم افزار کامسول انجام می‌شود. در این آنالیز پارامتریک تغییرات میزان لقی از ۱.۴۵ تا ۱.۳۵ میلیمتر مورد بررسی قرار می‌گیرد.

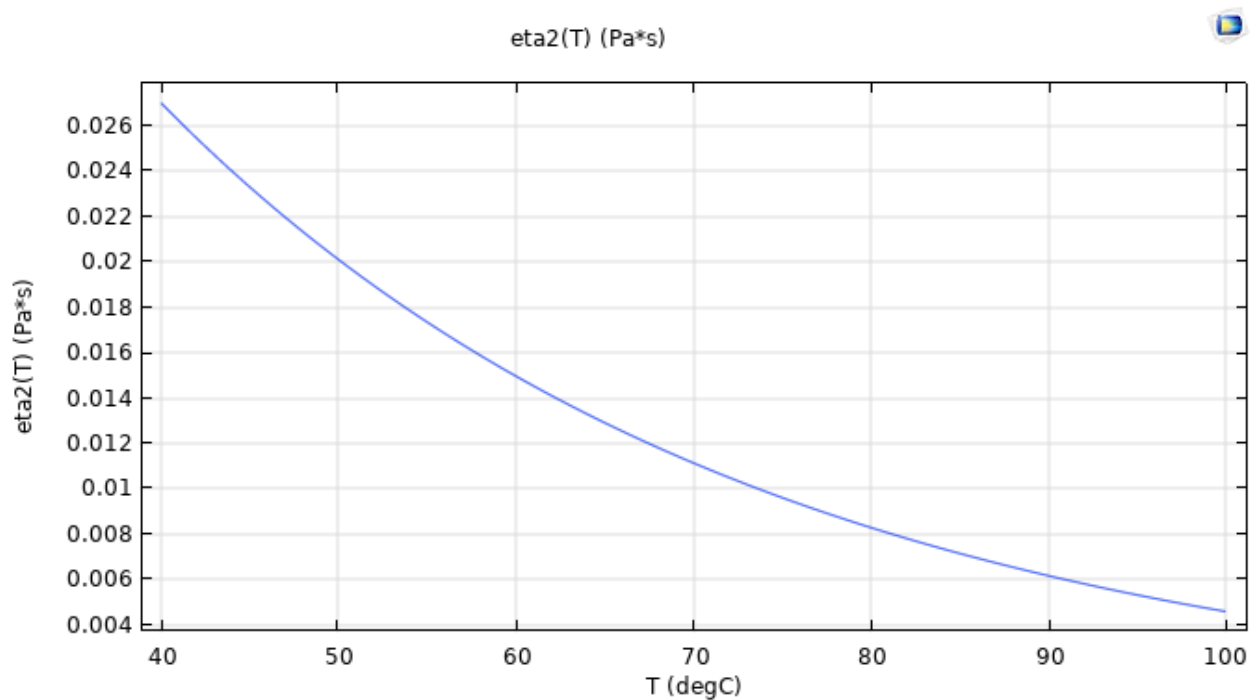
کانتور دما و فشار در شکل ۵۱ و شکل ۵۲ نشان داده شده‌اند. نمودار فشار در خط میانی کفه پایینی یاتاقان در شکل ۵۳ نشان داده شده است. شکل ۵۴ نمودار نیروهای افقی و عمودی وارد بر یاتاقان را نشان می‌دهد. همان‌طور که دیده می‌شود نیروی افقی در برابر نیروی عمودی ناچیز است که نتیجه مورد انتظاری است و به نحوی تایید کننده محاسبات می‌باشد. بر اساس این نمودارها میزان تحمل بار

یاتاقان شماره ۲ بالای ۳۹ تن می باشد که با توجه به وزن ۶۰ تنی روتور توربین کمپرسور می توان نتیجه گرفت که این یاتاقان درصد بیشتری از بار روتور را نسبت به دو یاتاقان دیگر تحمل می کند.

اتلاف توان در یاتاقان ناشی از عبور جریان روغن و اینرسی روغن در شکل ۵۵ نشان داده شده است. همان طور که دیده می شود با کاهش میزان لقی میزان افت مقدار اندکی کاهش می یابد. این کاهش به دلیل کاهش عبور جریان روغن اتفاق می افتد. میزان افت ناشی از عبور روغن از این یاتاقان چیزی در حدود ۲۷ کیلووات می باشد. اما بر اساس آنچه که در شکل ۵۶ نشان داده شده است با کاهش لقی دمای حداکثر روغن افزایش می یابد. این موضوع اثر لقی بر افت ناشی از استهلاک در لایه های ویسکوز روغن را نشان می دهد. شکل ۵۷ میزان توان اتلافی در اثر ویسکوزیته را نشان می دهد. میزان این افت چیزی در حدود ۲۵۰ کیلووات است. تاثیر لقی بر این افت قابل توجه است.



شکل ۴۵. نقشه فنی یاتاقان شماره ۲ توربین GE F9



شکل ۴۶. نمودار تغییرات ویسکوزیته دینامیک روغن ISO VG 32

Settings

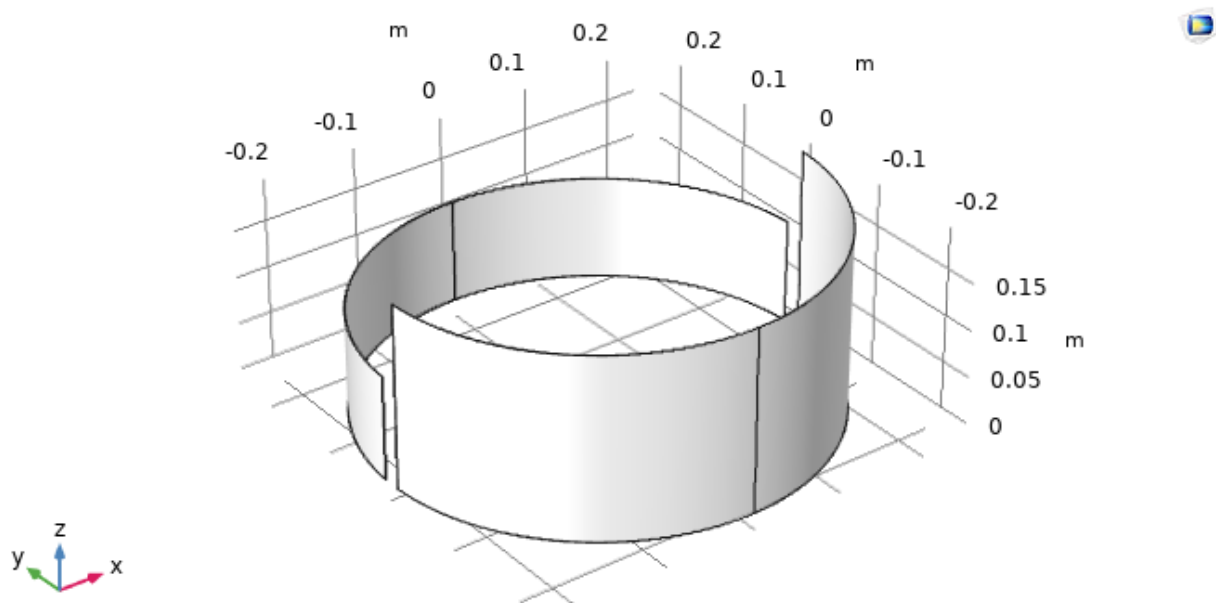
Parameters

Label:

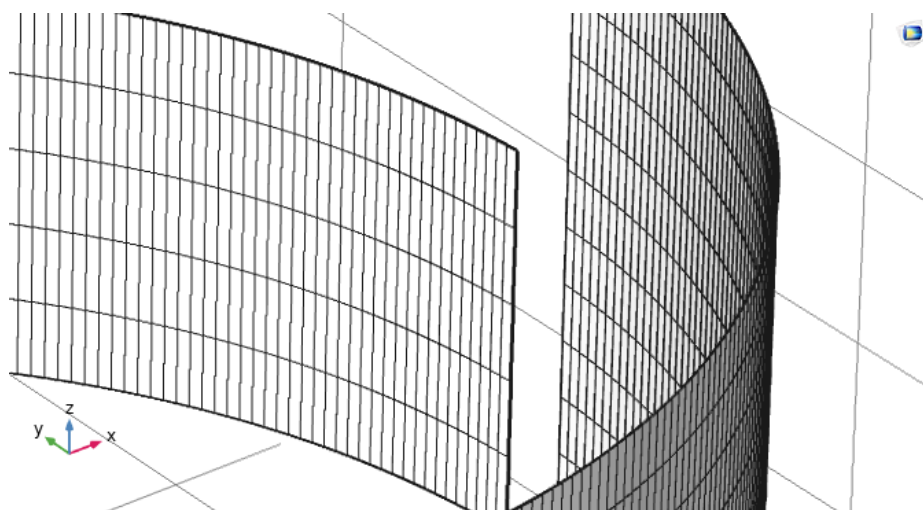
Parameters

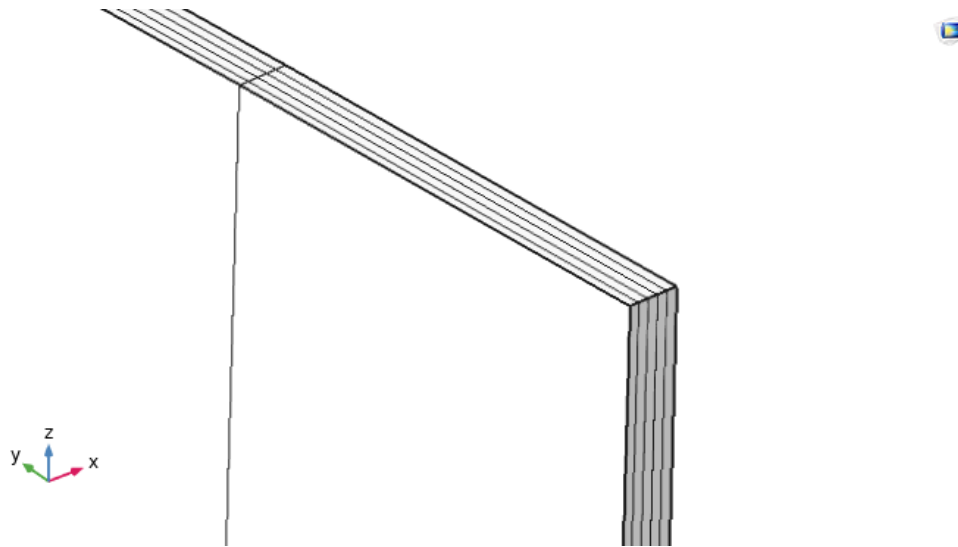
Name	Expression	Value	Description
Dj	467.59 [mm]	0.46759 m	
Db	Dj+Cb	0.46904 m	
offset	0.711 [mm]	7.11E-4 m	
Cb	1.45[mm]	0.00145 m	
dx	0.33 [mm]	3.3E-4 m	
dy	0.13 [mm]	1.3E-4 m	
L1	194.75 [mm]	0.19475 m	
L2	109.75 [mm]	0.10975 m	
omega	3000 [rpm]	50 1/s	

شکل ۴۷. تعریف پارامترها در نرم افزار کامسول

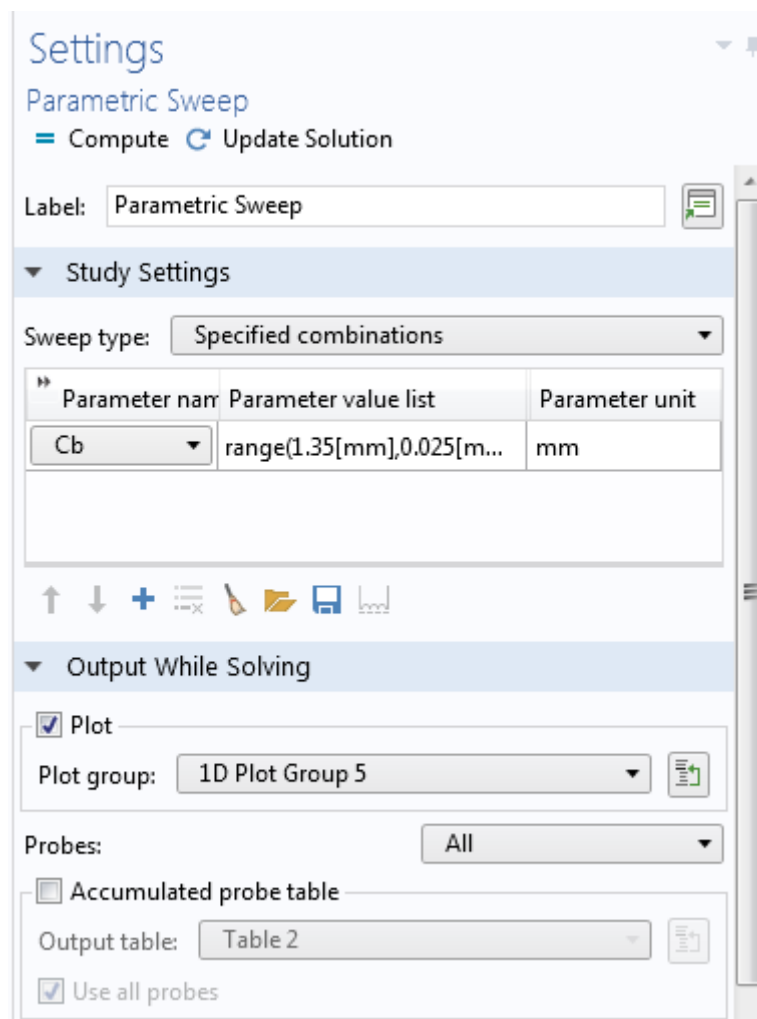


شکل ۴۸. مدل ایجاد شده در نرم افزار کامسول

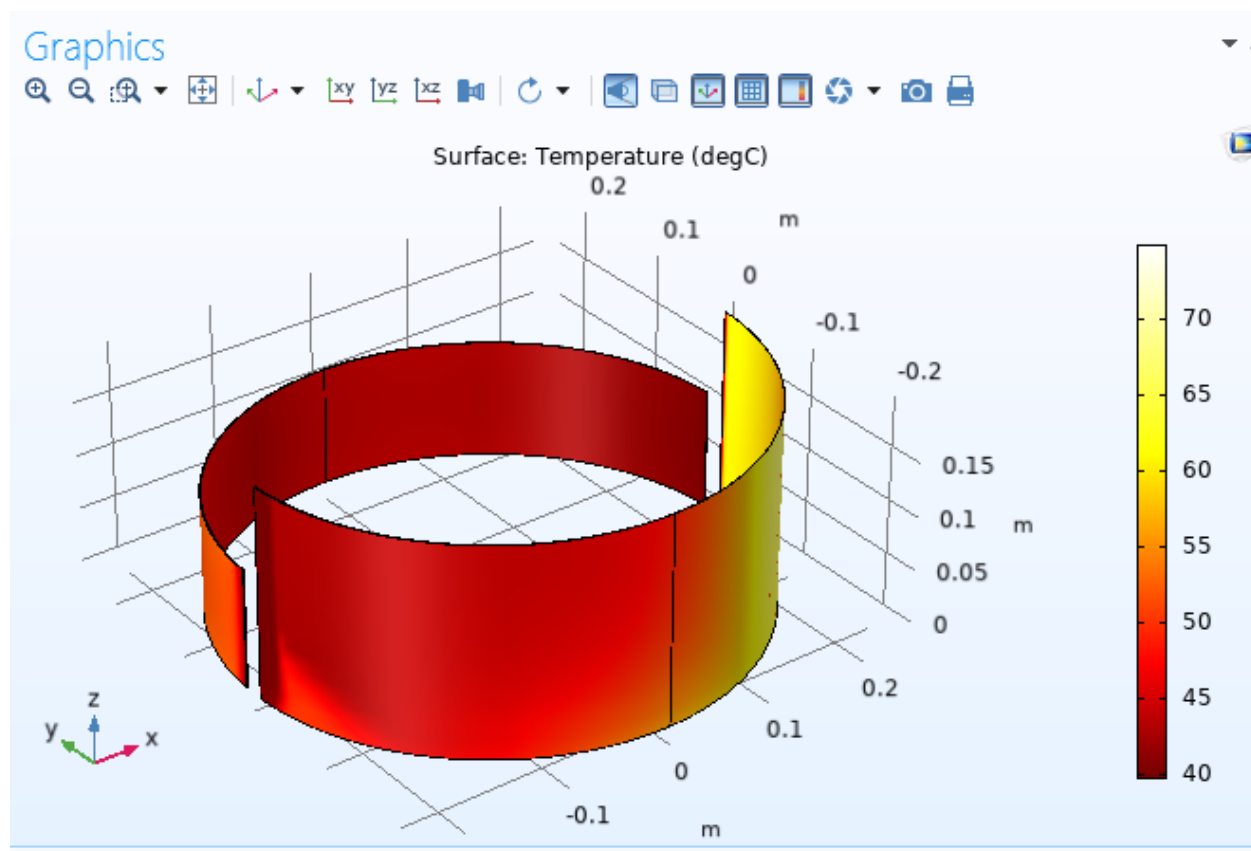




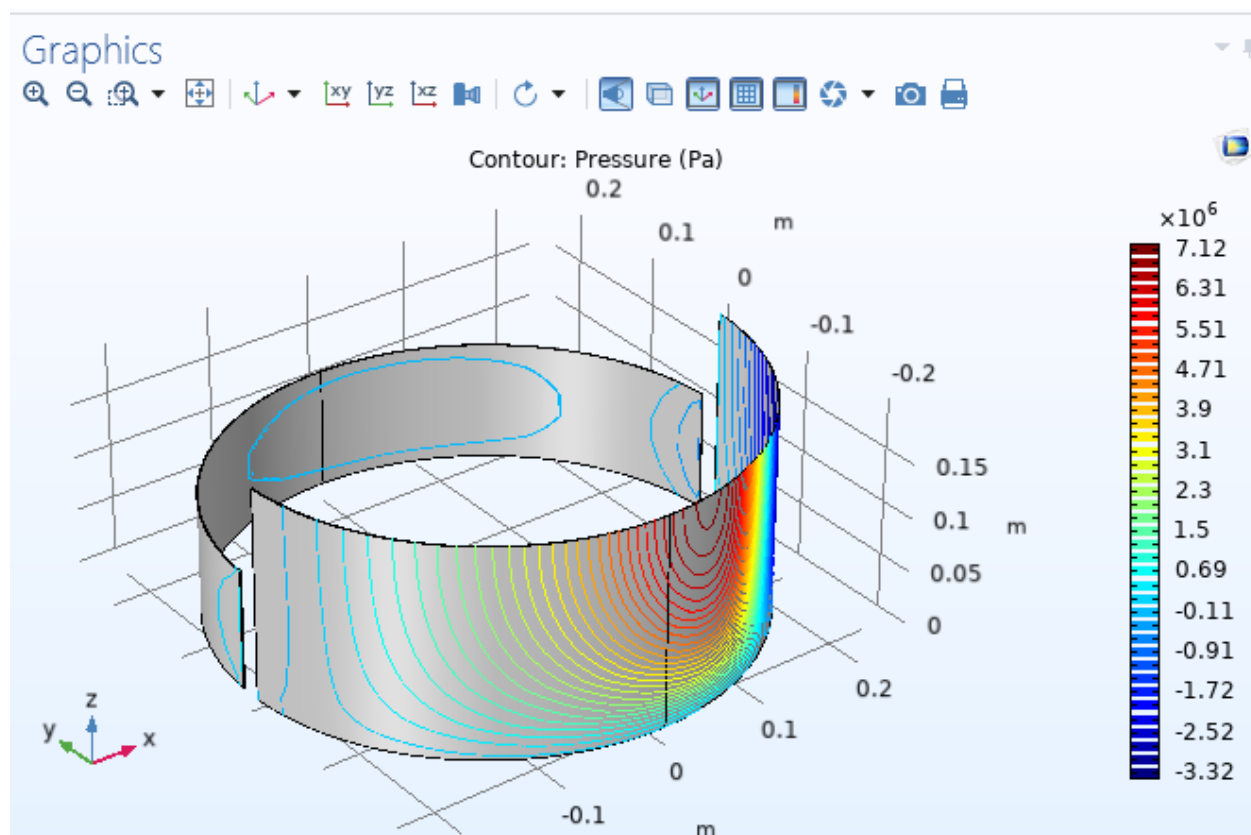
شکل ۴۹. مش بندی لایه روغن



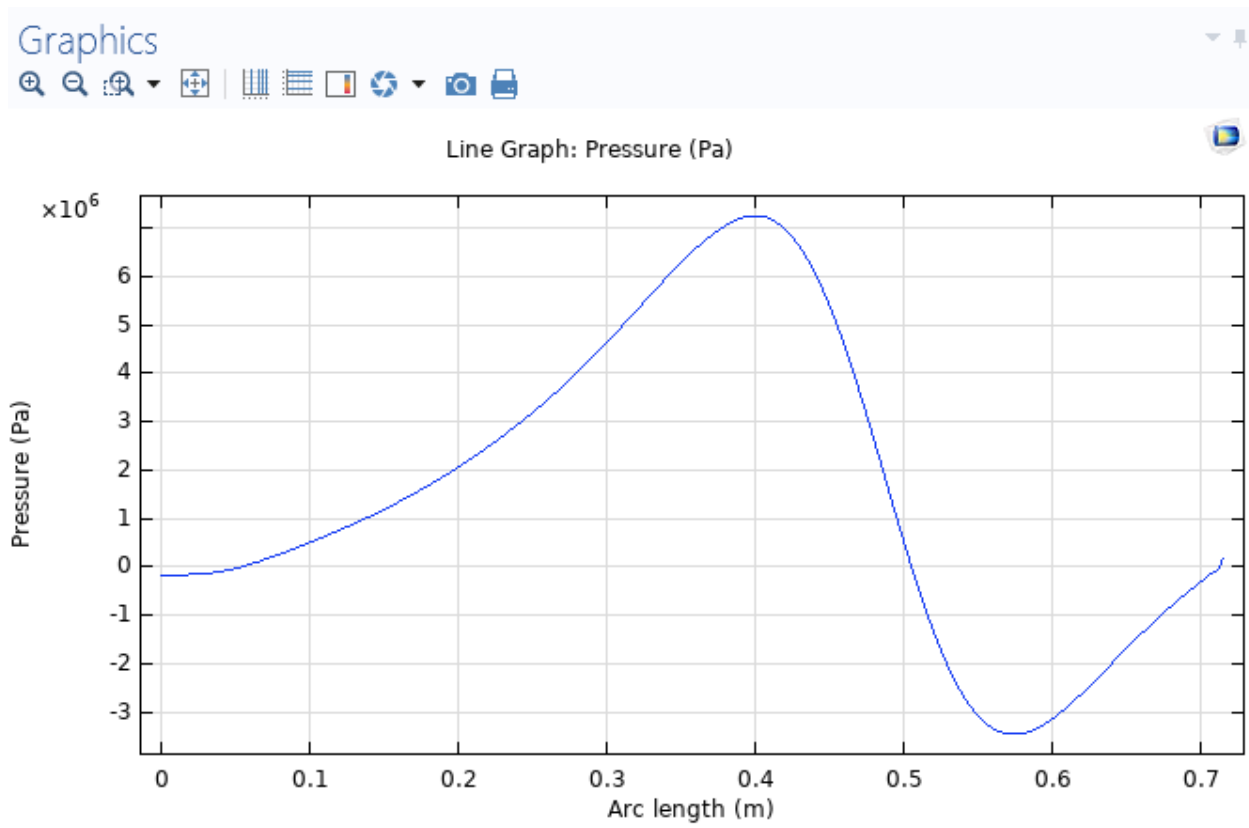
شکل ۵۰. تعریف تحلیل پارامتری با جابجایی



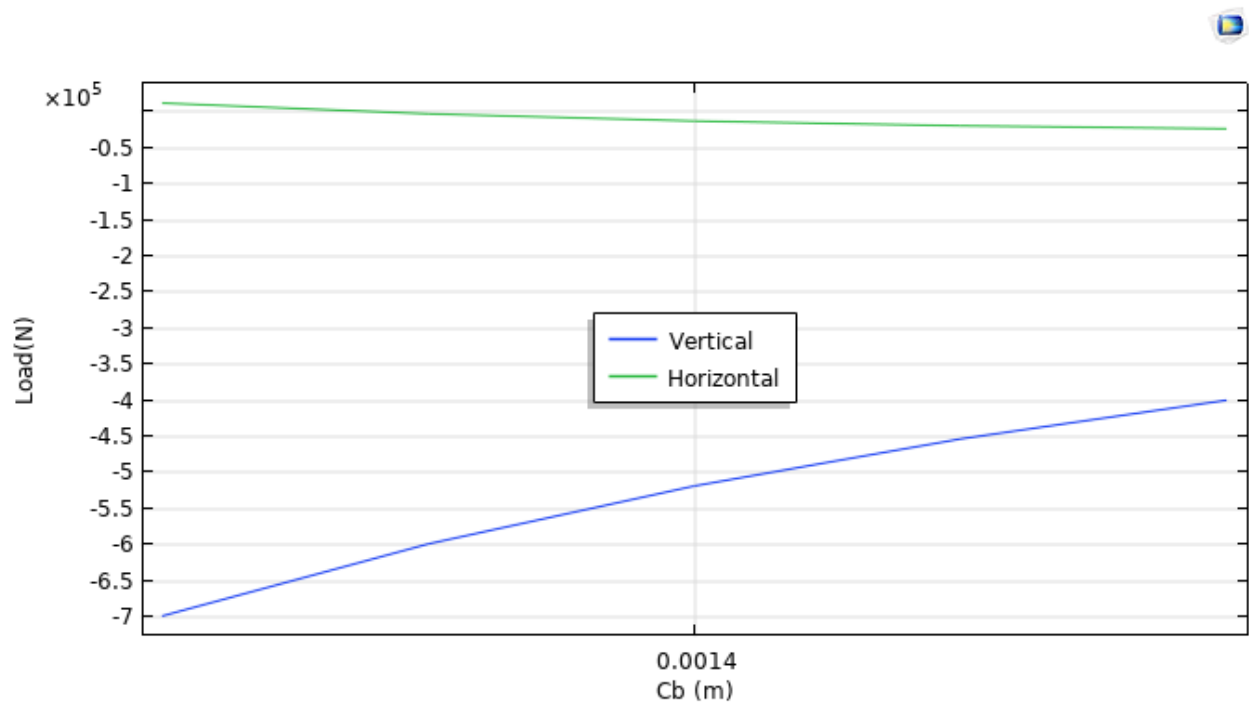
شکل ۵۱. کانتور دما در یاتاقان شماره ۲



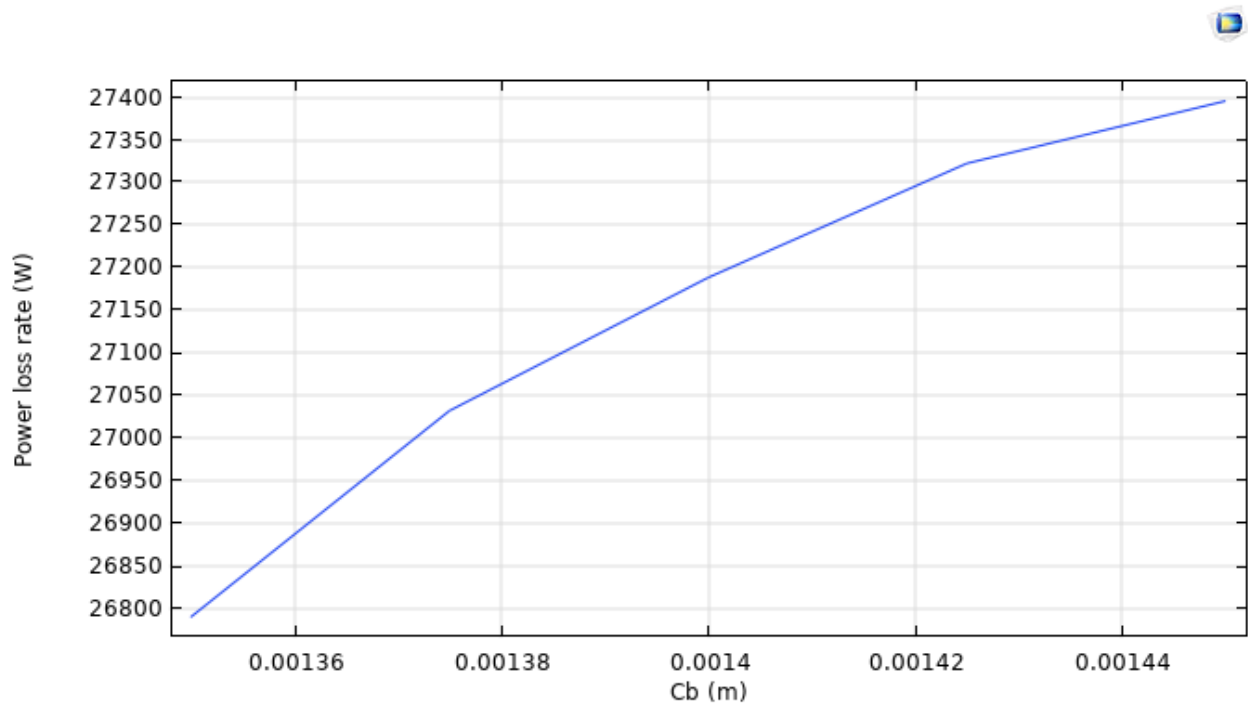
شکل ۵۲. کانتور فشار در یاتاقان



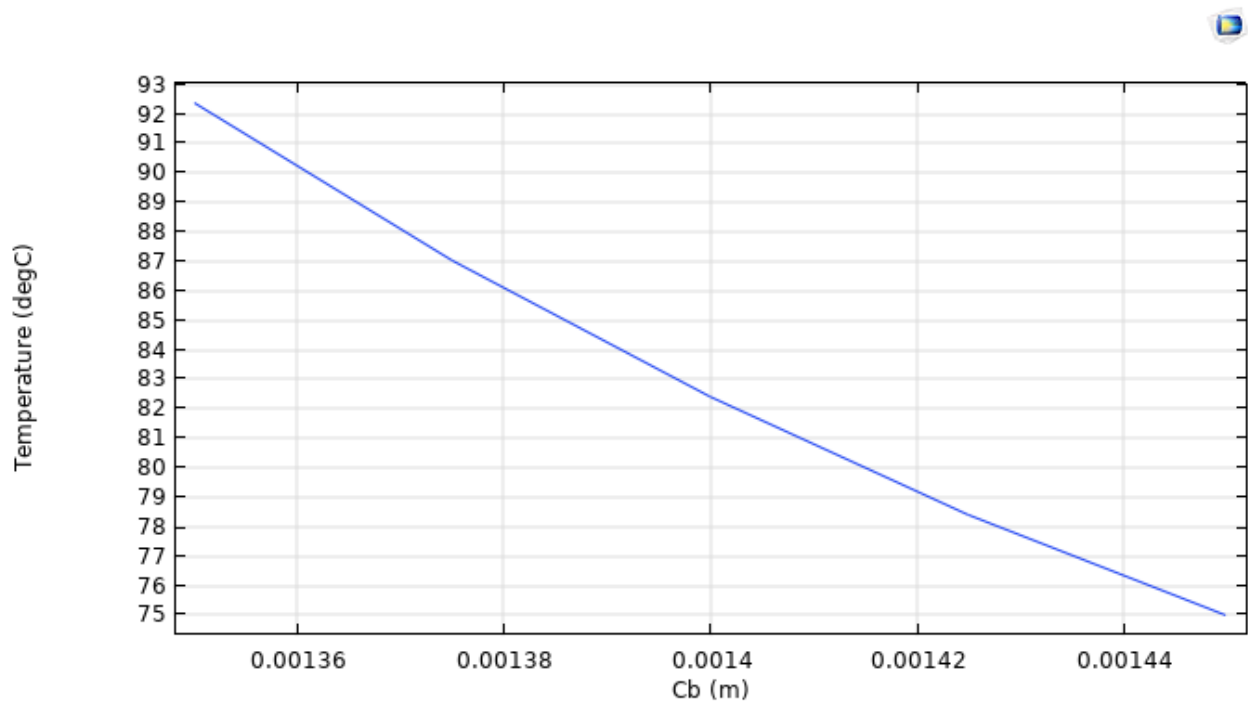
شکل ۵۳. نمودار فشار در خط میانه کفه پایینی یاتاقان



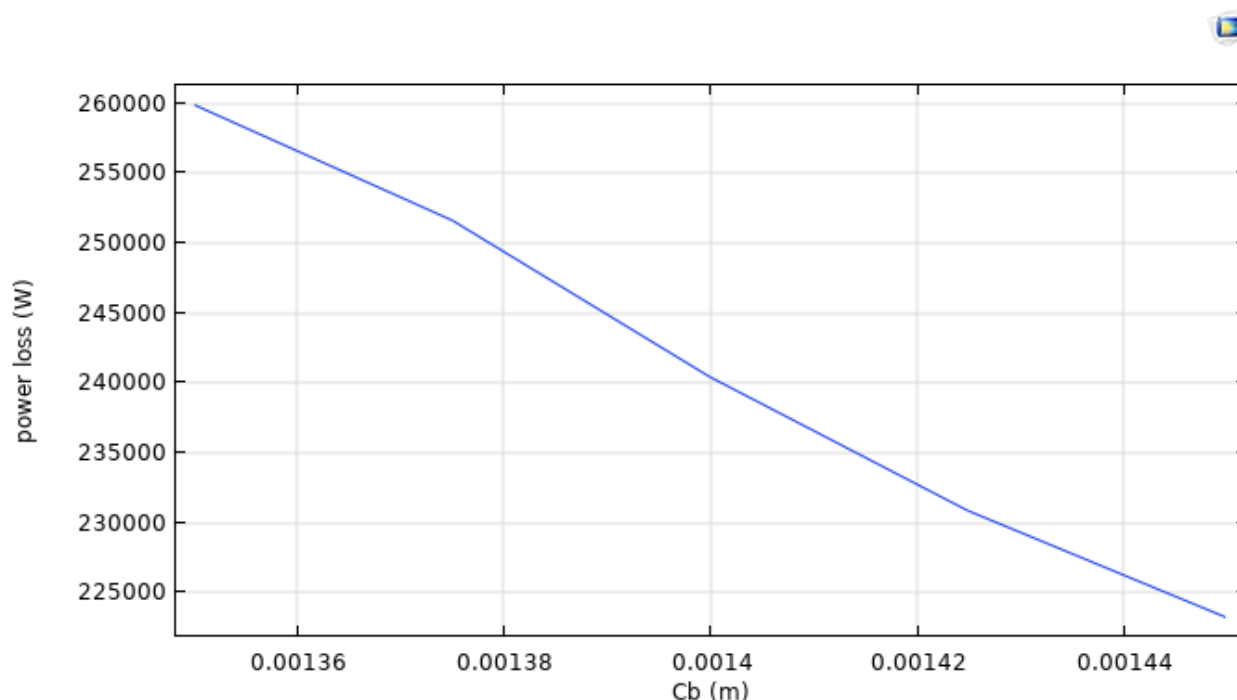
شکل ۵۴. بار وارد بر یاتاقان بر حسب لقی



شکل ۵۵. اتلاف توان در یاتاقان ناشی از عبور و اینرسی سیال



شکل ۵۶. دمای یاتاقان شماره ۲



شکل ۵۷. اتلاف توان در یاتاقان ناشی از استهلاک در لایه های ویسکوز

۷- نتیجه گیری و جمع بندی

داده‌های تجربی ارائه شده در این گزارش ثابت می‌کند که تغییرات اتلاف توان قابل توجه را به ندرت می‌توان با تنظیم پارامترهای خارجی که بر عملکرد یاتاقان کف گرد تاثیر می‌گذارند به دست آورد. خلاصه زیر تاثیر نسبی هر عامل مورد ارزیابی در این مطالعه را نشان می‌دهد:

۱. مقدار جریان تامین روغن : میزان تغییرات اتلاف تا ۱۵۰ درصد افزایش می‌یابد.
۲. توزیع جریان: بدون تغییر اتلاف قابل اندازه گیری
۳. گران روی روغن: روغن سبک تر اتلاف را به میزان ۲۵ درصد کاهش می‌دهد.
۴. بازی طولی : بدون تغییر اتلاف قابل اندازه گیری
۵. نوع تخلیه : تغییرات اتلاف ۶۰ درصد بیشتر برای تخلیه های شعاعی
۶. اندازه درگاه تخلیه : با افزایش اندازه تخلیه اتلاف ها ۵۰ درصد کم می‌شوند.

۷. روزنه شعاعی طوقه : اتلاف‌ها به میزان ۲۵ درصد با افزایش روزنه کاهش می‌یابند.

نتایج متعددی را میتوان از اطلاعات ارایه شده در بالا بدست آورد. اول اینکه، این نوع از یاتاقان لغزنده روغن‌کاری شده، یک اجرا کننده چندسویه است، که قادر به انجام عملیات بر روی طیف وسیعی از شرایط مختلف با حداقل خطر است. دوم، تنظیم پارامترهای مختلف خارجی به مقادیر غیر منطقی به دلیل ناتوانی در حفظ ضخامت یک لایه مناسب منجر به لغزش یا خرابی یاتاقان خواهد شد. این تقصیر یاتاقان نیست، بلکه وظیفه کاربر یاتاقان یا طراح پوسته است. سوم، مدارک کامل‌تر از شرایط عملیاتی واقعی، مقایسه داده‌های منتشر شده و ارزیابی طرح‌های مختلف را تسهیل می‌کند. چهارم، ادعاهای عملکرد برتر برای طراحی‌های جدید را می‌توان نادیده گرفت زمانی که یاتاقان‌های رقابتی با یک پایه مساوی مقایسه می‌شوند.

موضوعات مربوط به ایمنی و طول عمر یاتاقان در زمانی که مناطق پرخطر عملیاتی مانند اندازه‌های درگاه تخلیه بزرگ یا روزنه‌های طوقه ذکر شدند، به طور غیر مستقیم اشاره شدند. اندازه این گزارش اجازه بحث کامل در مورد دماهای بحرانی پد آلیاژ بابت را نمی‌دهد اگر چه این داده‌ها در دسترس هستند.

این نوع مطالعه تجربی به ویژه برای بهبود صحت پیش‌بینی‌های اتلاف توان نظری برای طیف وسیعی از طرح‌های یاتاقان مفید می‌باشد. از آنجا که اتلاف توان کلی یاتاقان متشکل از چندین المان است (برش یاتاقان باردار و جانبی، اتلاف‌های حلقه آبندی، اتلاف‌های لغزش بین پدها و لبه طوقه، اتلاف‌های پمپ کردن در درگاه تخلیه، اثرات آشفستگی و غیره)، تعیین کمیت سهم هر یک از اجزا بسیار دشوار است. با این حال یک مقدار اتلاف توان محاسبه شده یاتاقان باید شامل تمام این عوامل باشد اگر قرار باشد با اطمینان مورد استفاده قرار گیرد. بنابراین، اطلاعات دقیق در مورد تاثیر تغییرات پارامتری می‌تواند تنها به مطالعه بیشتر کمک کند و کاهش احتمالی اتلاف‌های پارازیتی منحصر بفرد، به طور غیر مستقیم اهمیت مساله را مشخص کرده، و درمان‌های عملی را پیشنهاد می‌کند.

امید است که اطلاعات ارایه شده در بالا برای کسانی که تلاش می‌کنند ماشین‌آلات دوار کارآمدتر را بدون از دست دادن قابلیت اطمینان طراحی کنند، مفید باشد. شاید این حوزه‌های پیشنهادی برای بهبود طراحی به حفظ انرژی با اجتناب از ضایعات غیر ضروری کمک کنند.

در این گزارش تئوری و نظریه تحلیل فیلم روغن و روش محاسبه افت توان در یاتاقان‌ها مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت. دو نرم افزار فلوئنت و کامسول بررسی شدند. در نرم افزار فلوئنت جهت تحلیل از روش المان‌های مرزی استفاده می‌شود. مدل ابتدا در نرم افزار گمبیت تعریف میشود و در محیط فلوئنت تحلیل می‌شود. نتایج بدست آمده برای یک یاتاقان مدور منطبق بر نتایج تحلیلی بوده است. در این نرم افزار امکان تحلیل تغییرات دمایی فیلم روغن و اثر استهلاک انرژی در لایه‌های ویسکوز وجود دارد.

اما نرم افزار کامسول از روش المان محدود جهت تحلیل استفاده می‌کند. در محیط نرم افزار کامسول می‌توان محیط فیزیکی مختلفی را تعریف کرد و امکان تحلیل پارامتریک مسئله وجود دارد. یک یاتاقان مدور در این نرم افزار مورد تحلیل قرار گرفت و میزان تغییرات دما و کانتور دما و فشار در آن محاسبه شد و با نتایج تجربی مقالات مقایسه گردید.

جهت بررسی اثر لقی بر میزان انرژی اتلافی یاتاقان شماره ۲ توربین فریم ۹ مدلی از این یاتاقان در نرم افزار کامسول ساخته شد. تحلیل به صورت پارامتریک در محدوده مجاز تغییرات لقی صورت گرفت. اتلاف توان ناشی از حرکت روغن و سرعت گیری آن در عبور از یاتاقان و همچنین انرژی اتلاف شده در اثر ویسکوزیته روغن بررسی شدند. مشخص کردید که با کاهش لقی روغن اتلاف توان ناشی از حرکت روغن کاهش می‌یابد. دلیل این موضوع هم احتمالاً به علت کاهش جریان عبوری از یاتاقان می‌باشد. از سوی دیگر توان افت توان ناشی از ویسکوزیته افزایش می‌یابد و حرارت تولید شده در داخل یاتاقان افزایش می‌یابد. به همین جهت توصیه می‌شود در یاتاقان‌ها جهت کاهش آسیب یاتاقان و اتلاف توان میزان لقی در حد بالا قرار داده شود.

مراجع

- [1] E. Booser, A. Missana, and F. Ryan, "Performance of large steam turbine journal bearings," *ASLE TRANSACTIONS*, vol. 13, no. 4, pp. 262-268, 1970.
- [2] M. Bielec and A. Leopard, "TILTING PAD THRUST BEARINGS-FACTORS AFFECTING PERFORMANCE AND IMPROVEMENTS WITH DIRECTED LUBRICATION," in *INDUSTRIAL LUBRICATION AND TRIBOLOGY*, 1970, vol. 22, no. 8, pp. 209-&: MCB UNIV PRESS LTD 60/62 TOLLER LANE, BRADFORD BD8 9BY, W YORKSHIRE, ENGLAND.
- [3] A. Mikula, "The leading-edge-groove tilting-pad thrust bearing: recent developments," 1985.
- [4] A. Mikula and R. Gregory, "A comparison of tilting pad thrust bearing lubricant supply methods," 1983.

-
- [5] A. Leopard, "Thrust Bearings for Power Gas Turbines," in *ASME 1971 International Gas Turbine Conference and Products Show*, 1971: American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
 - [6] F. Martin, "TILTING PAD THRUST BEARINGS-RAPID DESIGN AIDS," in *INDUSTRIAL LUBRICATION AND TRIBOLOGY*, 1970, vol. 22, no. 8, pp. 209-&: MCB UNIV PRESS LTD 60/62 TOLLER LANE, BRADFORD BD8 9BY, W YORKSHIRE, ENGLAND.
 - [7] O. Pinkus and D. Wilcock, "Low-power-loss bearings for electric utilities. Volume 2. Conceptual design and optimization of high-stability journal bearings. Final report," Mechanical Technology, Inc., Latham, NY (USA)1985.
 - [8] O. Pinkus and D. Wilcock, "Low-power-loss bearings for electric utilities. Volume 3. Performance tables and design guidelines for thrust and journal bearings. Final report," Mechanical Technology, Inc., Latham, NY (USA)1985.
 - [9] J. Capitao, "Performance characteristics of tilting pad thrust bearings at high operating speeds," 1976.
 - [10] A. Missana, E. Booser, and F. Ryan, "Performance of Tapered Land Thrust Bearings for Large Steam Turbines," *ASLE TRANSACTIONS*, vol. 14, no. 4, pp. 301-306, 1971.
 - [11] A. Mikula, "Further test results of the leading-edge-groove (LEG) tilting pad thrust bearing," 1988.
 - [12] N. New, "Experimental comparison of flooded, directed, and inlet orifice type of lubrication for a tilting pad thrust bearing," 1974.
 - [13] G. Hirs, "A systematic study of turbulent film flow," 1974.
 - [14] J. Vohr, "An experimental study of Taylor vortices and turbulence in flow between eccentric rotating cylinders," 1968.
 - [15] H. Heshmat and O. Pinkus, "Mixing inlet temperatures in hydrodynamic bearings," 1986.
 - [16] C.-W. Ng and C. Pan, "A linearized turbulent lubrication theory," 1965.

 - [17] Nikolic, Nebojsa, et al. "An Analytical Method for the Determination of Temperature Distribution in Short Journal Bearing Oil Film." *Symmetry* 12.4 (2020): 539.
 - [18] Singla, Amit, et al. "Thermo-hydrodynamic analysis on temperature profile of circular journal bearing using computational fluid dynamics." 2014 Recent Advances in Engineering and Computational Sciences (RAECS). IEEE, 2014.
 - [19] ISO 7902-1:2020 "Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions — Circular cylindrical bearings — Part 1: Calculation procedure"
 - [20] ISO 7902-1:2020 "Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions — Circular cylindrical bearings — Part 1: Calculation procedure"
 - [21] COMSOL Multiphysics Reference Manual