

نشریه تحقیق و توسعه شرکت آریا سپهر کیهان

پیمهای سلامت ریغیروز

نشریه

پمپ های سانتریفیوژ

نشریه تخصصی

سال سوم / شماره نهم / بهار ۱۳۹۳ / ۹۴ صفحه

۲	مقاله
۳	یاتاقان های سیال
۳۴	تحلیل سرعت بحرانی در پمپ
۴۲	نیروهای هیدرولیکی وارد بر پمپ
۵۶	اخبار پمپ جهان
۵۷	مقدمه ای بر طراحی شفت
۷۵	تصحیح عملکرد پمپ
۸۵	متریال های مناسب در ساخت شفت پمپ بر اساس استاندارد ASTM

نشانی: تهران، میدان آرژانتین، خیابان الوند، کوچه برمک، پلاک ۴، طبقه دوم
تلفن: ۰۲۱-۸۸۸۱۳۴۶۱ فکس: ۰۲۱-۸۸۸۱۳۴۶۴
صاحب امتیاز: شرکت آریا سپهر کیهان
مدیر مسئول: آقای مهندس رسول پایدار نوبخت
سردبیر: آقای مهندس اردلان ملکی

سرمقاله

«پمپ های سانتریفیوژ» نشریه ای تخصصی است که همانطور که از نامش بر می آید، پیرامون مباحث مربوط به پمپ های سانتریفیوژ نگاشته می شود. علم توربو ماشین و در زیر مجموعه ی آن مباحث مربوط به پمپ ها، دنیایی بی انتها از اطلاعات و تجربی است که در طول این ۹ شماره که از نشریه انتشار یافته است تنها به گوشه ای از آن پرداخته شده است.

در این شماره چند مقاله پیرامون مراحل مختلف طراحی مکانیکی پمپ ارائه شده است که قسمت هایی از پازل طراحی پمپ می باشند. با قرار دادن قسمت های مختلف طراحی پمپ که در این شماره و شماره های قبل ارائه شده است، می توان پروسه ی طراحی پمپ را تکمیل دانست. علاوه بر این، مقالات دیگری نیز پیرامون مباحث دیگر پمپ ها ارائه شده است.

از خوانندگان گرامی تقاضا دارم در صورت وجود هرگونه انتقاد یا پیشنهاد از طریق پست الکترونیکی maleki@aryask.com با اینجانب در واحد تحقیق و توسعه در تماس باشند. در پایان لازم می دانم از حمایت های بی دریغ جناب آقای مهندس پایدار نوبخت، مدیر مسئول محترم این نشریه نهایت تشکر و قدردانی را داشته باشم.

و من الله توفیق

اردلان ملکی

مدیر واحد تحقیق و توسعه

📖 یاتاقان های سیال^۱

یاتاقان های سیال، یاتاقان هایی هستند که بار وارده را به تنهایی توسط لایه ی نازکی از مایع یا گاز تحمل می کنند. این یاتاقان های را می توان به دو دسته ی کلی تقسیم کرد:

۱. یاتاقان های دینامیک سیالاتی^۲ (هیدرودینامیکی^۳)

۲. یاتاقان های هیدرواستاتیکی^۴

در شکل ۱ نمونه ای از هر کدام از این یاتاقان ها ارائه شده است. یاتاقان سمت چپ هیدرودینامیکی و یاتاقان سمت راست هیدرواستاتیکی است. در یاتاقان های هیدرودینامیکی، فشار سیال در لبه ی بین دو صفحه ی آن با توجه به سرعت دورانی بالای ژورنال^۵ (قسمتی از شفت که در تماس با سیال قرار دارد) بالا می رود. ولی در یاتاقان های هیدرواستاتیکی بالا بردن فشار سیال که معمولاً روغن، آب یا هوا است توسط یک پمپ انجام می شود.



شکل ۱

¹ Fluid Bearings

² Fluid dynamic bearings

³ Hydrodynamic

⁴ Hydrostatic bearings

⁵ Journal

معمولا از یاتاقان های سیال در مواردی استفاده می شود که یاتاقان های ساچمه ای^۶ بنا بر دلایل زیر عمر کوتاهی دارند یا باعث نویزها و ارتعاشات زیادی می شوند:

۱. بار بالا
۲. سرعت بالا
۳. دقت بالا

همچنین در بعضی از کاربرد ها استفاده از یاتاقان های سیال در کاهش هزینه ها نیز موثر است.

همانطور که پیش تر بیان شد در یاتاقان های هیدرواستاتیکی برای بالا بردن فشار سیال نیاز به پمپ است که نیروی مورد نیاز آن افزون بر اصطکاک یاتاقان باعث اتلاف انرژی خواهند شد. برای رفع این مشکل با استفاده از آب بندهای بهتر، نشتی و در نتیجه اتلافات پمپ کمتر خواهد شد ولی اصطکاک افزایش خواهد یافت.

در یاتاقان های هیدرودینامیکی افزایش فشار سیال بر مبنای سرعت دورانی شفت است و اگر در حین عملکرد این سرعت پایین تر از میزانی باشد که بر اساس آن طراحی صورت گرفته است، اصطکاک خیلی زیاد می شود و عمر یاتاقان کاهش شدیدی خواهد داشت. معمولا در مواقع شروع به کار و پایان کار نیز این امکان فراوان است. به همین دلیل در مواقع شروع به کار یا پایان کار از یک یاتاقان ثانویه یا یک پمپ استفاده می شود. اگر از یاتاقان ثانویه استفاده شود، این یاتاقان عمر کمتر و اصطکاک بیشتری خواهد داشت ولی عمر سیستم افزایش خواهد یافت. توصیه می شود که در این حالت، شروع به کار و پایان کار مکرر نباشد.

روغن کاری هیدرودینامیکی

روغن کاری هیدرودینامیکی که با نام روغن کاری با فیلم سیال نیز شناخته می شود دارای سه عنصر اساسی است:

۱. روانساز : یک سیال ویسکوز
۲. رفتار هیدرودینامیکی سیال بین یاتاقان و ژورنال
۳. سطوح همگرایی که سیال بین آن دو حرکت می کند.

در هنگام روغن کاری هیدرودینامیکی دو سطح مورد نظر توسط فیلم چسبناک روانساز از هم جدا می شوند. بدین گونه ضخامت فیلم از زبری مرکب سطوح تجاوز می کند و ضریب اصطکاک از مواقعی که سیستم روغن کاری لایه مرزی می شود، کمتر می شود. روغن کاری هیدرودینامیکی از سایش جلوگیری می کند و مانع از تماس فلز به فلز می شود. ضخامت این فیلم ها در حد میکرومتر است و همگرایی سطوح باعث می شود که فشار سیال بر سطح آنها عمود بوده و باعث فاصله گرفتن آنها از هم شود.

از نظر نحوه تشکیل فیلم بین سطوح سه نوع یاتاقان سیال وجود دارد:

۱. خودکار^۷ : در این نوع از یاتاقان ها فیلم بر اثر حرکت نسبی دو صفحه به وجود می آید. مثل : یاتاقان های شیار مارپیچ^۸

^۶ Ball Bearings

^۷ Self acting

^۸ Spiral groove bearings

۲. فیلم فشاری^۹ : در این نوع از یاتاقان ها فیلم در اثر حرکت قائم نسبی به وجود می آید.
۳. تحت فشار از خارج^{۱۰} : در این نوع یاتاقان ها فیلم توسط عاملی خارجی تامین می شود.

از نظر هندسی دو نوع یاتاقان سیال وجود دارد:

۱. ژورنال بیرینگ ها که ضد اصطکاک هستند.
۲. یاتاقان های لغزشی که اصطکاکی هستند.

مشخصه های روغن کاری هیدرودینامیکی

مشخصه های روغن کاری هیدرودینامیکی را با تجزیه و تحلیل معادلات رینولدر حاکم بر آن می توان اینچنین بیان کرد:

۱. ضخامت فیلم روغن در نقطه ی حداقل ضخامت، با بالا رفتن بار کمتر می شود.
۲. در اثر افزایش بار به دلیل کاهش ضخامت فیلم، فشار سیال افزایش می یابد.
۳. با توجه به همگرایی سطوح، فشار در نقطه ی کمینه ی ضخامت بیشترین مقدار و در نقطه ی بیشینه ی ضخامت کمترین مقدار را دارد.
۴. با افزایش فشار، ویسکوزیته افزایش یافته و در نتیجه در مقابل برش مقاوم تر می شود.
۵. هر قدر سیال ویسکوزتر باشد، ضخامت فیلم در نقطه ی کمترین لقی یاتاقان بیشتر خواهد شد.
۶. اگر بار ثابت بماند، هر قدر سیال ویسکوزیته بیشتر باشد فشار بیشتر خواهد بود.
۷. اگر بار و ویسکوزیته سیال ثابت باشد، با افزایش سرعت دورانی ضخامت فیلم بیشتر خواهد شد.
۸. هر قدر سیال روانساز ویسکوزتر باشد، اصطکاک سیال بیشتر خواهد بود.

با توجه به عبارات فوق می توان سه قانون کلی زیر را نتیجه گرفت :

۱. با افزایش سرعت دورانی، حداقل ضخامت فیلم افزایش می یابد.
۲. با افزایش ویسکوزیته سیال، حداقل ضخامت فیلم افزایش می یابد.
۳. با افزایش بار، حداقل ضخامت فیلم کاهش می یابد.

سه قانون فوق را می توان با معرفی یک عدد بی بعد خلاصه کرد:

$$C = \frac{\mu \times N}{P}$$

C را شماره مشخصه یاتاقان می نامند. شماره مشخصه یاتاقان مشخص می کند که امکان استفاده از روغن کاری هیدرودینامیکی وجود دارد یا خیر.

⁹ Squeezed film

¹⁰ Externally pressurized

مقایسه ی مزایا و معایب یاتاقان های سیال با یاتاقان های سنتی

مزایای یاتاقان های سیال:

۱. در بار برابر، یاتاقان های سیال هیدرودینامیکی ارزان تر هستند.
۲. یاتاقان های سیال، ساختمان و ساختار ساده تری دارند.
۳. بیشتر یاتاقان های سیال نیازی به تعمیر یا نگهداری ندارند.
۴. یاتاقان های سیال عمر بیشتری دارند.
۵. یاتاقان های سیال هیدرواستاتیکی در سرعت های نزدیک به صفر هم اصطکاک کمی دارند و در مواقع شروع به کار و پایان کار آسیب نمی بینند.
۶. یاتاقان های سیال (مخصوصا نوع هیدرواستاتیکی آن) اصطکاک خیلی کمی دارند.
۷. در بارهای زیاد، لقی یاتاقان های سیال حفظ می شود.
۸. در سرعت های بالا بر خلاف یاتاقان های مکانیکی تغییر شکل نمی دهند.
۹. یاتاقان های سیال سر و صدای کمتری دارند.

معایب یاتاقان های سیال:

۱. توان مصرفی یاتاقان های سیال بیشتر است.
۲. با توجه به تغییر گسترده ی توان مصرفی، سختی و دمپینگ یاتاقان های سیال با دما طراحی آنها بسیار دشوار است و عملکرد آنها در گستره ی دمایی بزرگ توصیه نمی شود.
۳. یاتاقان های سیال از لحاظ مقاومت در مقابل شوک بسیار ضعیفند.
۴. مسئله ی نشی سیال در یاتاقان های سیال مشکل ساز است.
۵. استفاده از یاتاقان های سیال در مواردی که مسائل زیست محیطی حائز اهمیت است مجاز نیست.

یاتاقان های سیال در انواع مختلفی موجود است که در زیر برخی از پرکاربردترین ها لیست شده اند:

- **یاتاقان های فویلی^{۱۱}** : نوعی از یاتاقان های هیدرودینامیکی هستند که از یک گاز (معمولا هوا) به عنوان سیال کاری استفاده می کنند و نیازی به عامل خارجی جهت برآورده کردن فشار مورد نیاز ندارند. این نوع از یاتاقان های سیال، در توربین های پر سرعت کاربرد دارند. در شکل ۲ نمایی از یک یاتاقان فویلی ارائه شده است.

¹¹ Foil Bearings



شکل ۲

- **یاتاقان های ژورنال :** نوعی از یاتاقان های هیدرودینامیکی هستند که توسط سیال روغن کاری می شوند. قسمت فعال یاتاقان، روغن کم فشار را حمل می کند و آن را فشرده می سازد تا یاتاقان بدون هیچ تماسی حول شفت دوران کند. در شکل ۳ یک یاتاقان ژورنال نشان داده شده است.



شکل ۳

- **یاتاقان هوا^{۱۲} :** این یاتاقان های سیال همانطور که از نامشان بر می آید، از یک فیلم نازک هوا برای تحمل بار و جلوگیری از تماس استفاده می کنند. از مزایای این نوع یاتاقان های سیال عدم تماس، عدم وجود روانساز، اصطکاک و فرسودگی کم، توانایی کارکرد در سرعت های بالا و عدم پس زنی است. در شکل ۴ تصویری از این یاتاقان ارائه شده است.

¹² Air bearings



شکل ۴

- یاتاقان های پد واژگون^{۱۳} : این نوع یاتاقان ها که میشل - کینگزبوری^{۱۴} هم نامیده می شوند، دارای تعدادی پد یا کفشک هستند. هنگام کارکرد، بخش متحرک این یاتاقان ها روغن تازه را وارد می کنند لذا این یاتاقان ها در دسته ی هیدرودینامیکی قرار می گیرند. فشار سیال باعث واژگونی جزئی کفشک ها شده و انقباض محدودی بین کفشک و سایر اجزا ایجاد می کند.

در ادامه ی این مقاله به بررسی دقیق تر دو نوع یاتاقان های ژورنال و اتاقان های پد واژگون پرداخته می شود. پیش از آن اندکی پیرامون نحوه روغن کاری این نوع یاتاقان ها بحث می شود.

روغن کاری

در یاتاقان های سیال روغن کاری به دو منظور انجام می شود:

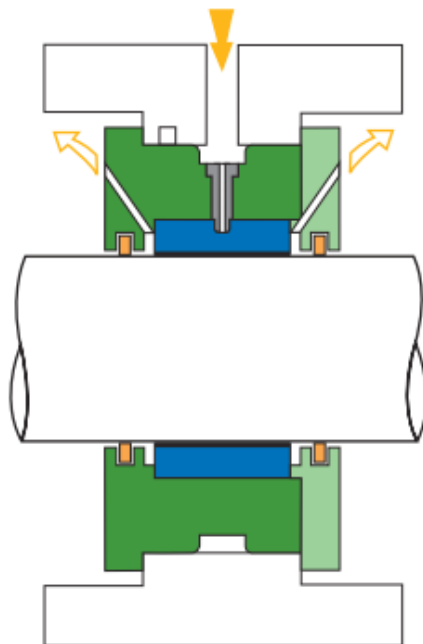
۱. روانسازی یاتاقان
۲. دفع گرمای ایجاد شده به دلیل عملکرد یاتاقان

به همین منظور دو استراتژی برای روغن کاری مورد نظر قرار گرفته شده است: مستغرق و غیر مستغرق.

در روش مستغرق کل حفره ی داخلی یاتاقان از روغن پر می شود و هر پد روغن مورد نیاز خود را از حمام روغن اطرافش دریافت می کند. در شکل ۵ شماتیک این نوع روغن کاری ارائه شده است.

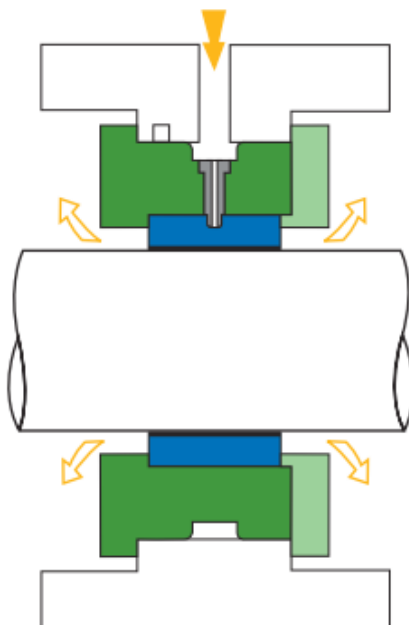
¹³ Tilting pad bearings

¹⁴ Michell-Kingsbury



شکل ۵

در روش غیر مستغرق روغن مستقیماً به لبه ی جلویی هر پد تزریق می شود. به همین منظور سوراخ های استراتژیکی جهت عبور روغن تعبیه می شود. در شکل ۶ شماتیک این نوع روغن کاری ارائه شده است.



شکل ۶

در زیر برخی از لغات و اصطلاحات متدوال روغن کاری شرح داده شده اند:

نقطه ی خطر^{۱۵}: مقدار از پیش تعیین شده ی یک پارامتر است که در آن یک زنگ خطر، عملیات تصحیح مورد نیاز را گوشزد می می کند.

زمان قطع^{۱۶}: بازه ی زمانی مورد نیاز برای ایزوله کردن بخشی از یک وسیله مانند کمپرسور از سیستمی که در آن کار می کند و از از زیر فشار خارج کردن آن.

پمپ تقویتی^{۱۷}: یک پمپ روغن که از تخلیه ی یک پمپ دیگر مکش انجام می دهد تا فشار روغن را بالا ببرد.

زمان کناره گیری^{۱۸}: زمان لازم برای قرار گرفتن یک وسیله در حالت بی کاری.

اجزا^{۱۹}: ادواتی مانند مخزن، پمپ، شیر، خنک کننده و فیلتر که قسمتی از سیستم روغن رسانی هستند.

کنسول^{۲۰}: سیستم تامین روغن که اجزا و کنترلرهای آن به عنوان یک بخش مستقل روی یک پایه کنار هم قرار گرفته اند.

شیر انتقال پیوسته^{۲۱}: یک شیر انتقال پیوسته می تواند بدون اینکه پیوستگی جریان مختل شود هر دو جریان ورودی و خروجی یکی از اجزا را به وسیله ی ثانویه ی تعبیه شده منتقل کند.

روغن کنترل^{۲۲}: روغنی که برای کنترل عملکرد اجزایی مانند رله، سروو و پیستون های قدرت لازم است.

زمان خنک سازی^{۲۳}: زمان مورد نیاز برای آنکه روغن در مدار خود بچرخد تا از خسارات ناشی از دمای بالا جلوگیری کند.

پمپ روغن اضطراری^{۲۴}: پمپ روغن جداگانه ای که در مواقع از کار افتادن پمپ اصلی و پمپ آماده به کار فشار و دبی لازم برای خاموشی مطمئن و بی خطر دستگاه فراهم می کند.

دستگاه^{۲۵}: وسیله ی اصلی که توسط روغن، روغن کاری می شود.

حداکثر دمای مجاز^{۲۶}: حداکثر دمای مجاز برای عملکرد پیوسته دستگاه تحت سیال مشخص با فشار مشخص که توسط سازنده تعیین می شود.

¹⁵ Alarm point

¹⁶ Block-in time

¹⁷ Booster pump

¹⁸ Coast-down time

¹⁹ Components

²⁰ Console

²¹ Continuous-flow transfer valve

²² Control oil

²³ Cool-off time

²⁴ Emergency oil pump

²⁵ Equipment

حداکثر فشار کارکرد مجاز^{۲۷} : حداکثر فشار مجاز برای کنسول یا اجزا حین کارکرد تحت سیال مشخص با حداکثر دمای مجاز که توسط سازنده تعیین می شود.

حداکثر فشار آب بند^{۲۸} : حداکثر فشار در آب بند در تمامی حالات خاموشی و کارکرد و حتی در مواقع شروع به کار و در حال خاموش کردن.

جریان معمولی^{۲۹} : مجموع مقدار روغنی که اجزای دستگاه مانند یاتاقان ها، آب بند ها، کپلینگ ها و کنترلرهای شرایط پایا نیاز دارند. شایان ذکر است که این مقدار شامل روغن دوره ی گذار یا روغنی که مستقیما به مخزن وارد می شود نیست.

نقطه ی کارکرد معمول^{۳۰} : نقطه ای که عملکرد معمول در بهترین بازده ممکن مد نظر است.

تابلو برق^{۳۱} : محفظه ای جهت نصب، نمایش و محافظت از گیج ها، کلید ها و سایر ادوات مربوطه.

نقطه ی خاموشی^{۳۲} : نقطه ای از پیش تعیین شده که در آن سیستم نیاز به خاموشی دارد.

پمپ آماده به کار^{۳۳} : پمپ روغنی که در حالت معمولی خاموش است یا در حالت بی باری کار می کند ولی این امکان برای آن در نظر گرفته شده است که سریعاً شروع به کار کند در سرعت مورد نظر کارکرد به صورت پیوسته کار کند.

یاتاقان های ژورنال

یاتاقان های ژورنال به دلیل سختی بالا و مشخصه های دمپینگ (میرایی) کوپل های متقاطع خود بیشترین پایداری روتور را نتیجه می دهند. این خصوصیت باعث می شود که در سرعت های بالا برای همه بارها از کم تا زیاد این نوع یاتاقان ها بسیار مناسب باشند. نمونه هایی از کاربردهایی که استفاده از این یاتاقان ها توصیه می شوند عبارتند از: توربین ها، توربو کمپرسورها، پمپ ها، ژنراتورها و گیربکس های دور بالا. در هر دو حالت روغن کاری مستغرق و غیر مستغرق، میزان باری که این یاتاقان ها تحمل می کنند وابسته به دمای روغن است.

جهت کاهش دمای روغن و افزایش بازده حین عملکرد شیوه های متنوعی وجود دارد که موارد زیر توصیه می شود:

- استفاده از سیستم های روغن کاری بهینه که میزان اتلاف توان ناشی از افزایش دما را کاهش دهد. مثلاً شیوه ی اسپری روغن.
- محور پد ها با آفست نسبت به هم طراحی شود تا افزایش دمای ایجاد شده در صفحه لغزان کاهش یابد.
- متریال پد ها به گونه ای انتخاب شود که توانایی کارکرد در دماهای بالا را داشته باشد.

²⁶ Maximum allowable temperature

²⁷ Maximum allowable working pressure

²⁸ Maximum sealing pressure

²⁹ Normal flow

³⁰ Normal operating point

³¹ Panel

³² Shut-down point

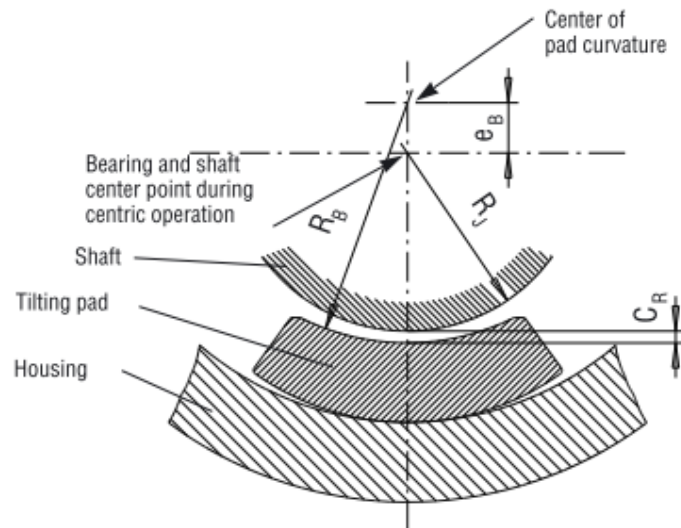
³³ Stand-by pump

علاوه بر این، انتخاب برخی گزینه ها در طراحی می تواند به کاهش دما و در نتیجه افزایش ماکزیمم بار مجاز کمک کند. انتخاب های حین طراحی عبارتند از:

- نوع محور شامل: گلوله و کاسه^{۳۴}، تماس خطی، تماس نقطه ای و تماس نقطه ای کره به کره هرتزین^{۳۵}
- انتخاب متریال
- نیروی برآ هیدرواستاتیکی جهت جلوگیری از سایش و فرسودگی حین عملکرد با دور پایین و بار زیاد.
- استفاده از هوسینگ کروی^{۳۶} برای تصحیح نا هم محوری تا ۰/۱۵ درجه
- عایق کاری الکتریکی
- غیر هم مرکز بودن و آفست دوایر داخلی
- دامنه ی کارکرد آب بند های محوری
- تمایش تغییرات دما

با توجه به استاندارد DIN31657 می توان پروفیل یاتاقان های ژورنال و همچنین مقدار پیش بار آن را تعیین کرد. گپ لازم جهت روانسازی را می توان با پارامتر $\frac{\Delta R_B}{C_R}$ شرح داد. برای درک بهتر هندسه ی مورد نظر به شکل ۷ مراجعه شود. هنگامی که عملکرد حین هم مرکز بودن شفت و ژورنال مدنظر باشد، رابطه ی زیر صادق است:

$$\frac{\Delta R_B}{C_R} = \frac{R_B - R_I}{C_R} = 1 + \frac{e_B}{C_R}$$



شکل ۷

³⁴ Ball & Socket

³⁵ Sphere-on-sphere hertzian point contact

³⁶ Spherical housing

به صورت کلی پارامتر پروفیل یاتاقان های ژورنال با پارامتر m معرفی می شود:

$$m = 1 - \frac{C_R}{C_R + e_B}$$

پارامتر m نشان دهنده ی مقدار پیش بار است. مقدار بهینه ی m بین $0/3$ تا $0/55$ است. مقادیر کمتر از $0/3$ منجر به ناپایداری می شوند.

یاتاقان های ژورنال به دو نوع بلند (با عرض زیاد) و کوتاه (با عرض کم) طبقه بندی می شوند. اگر نسبت عرض (b) به قطر (D) یاتاقان بیشتر از ۲ باشد، یاتاقان را بلند و اگر این نسبت کمتر یا مساوی واحد باشد آن را یاتاقان کوتاه می نامند.

برای تحلیل هر دو نوع یاتاقان تئوری های مختلفی با توجه به شرایط مرزی مختلف ارائه شده است:

یاتاقان بلند:

- (۱) با شرایط مرزی سامرفیلد
- (۲) با شرایط مرزی نصف سامرفیلد (اکویرک و دویوس)
- (۳) با شرایط مرزی رینولد

یاتاقان کوتاه:

روش دویوس و اکویرک^{۳۷}

هر تحلیل پارامترهای مختلفی از یاتاقان را (با توجه به شرایط مرزی که در ابتدا لحاظ کرده بودند) بدست می دهند. مثلاً:

- (۱) توزیع فشار
- (۲) محل ماکزیمم و مینیمم فشار و مقدار آن
- (۳) مولفه های عمودی نیرو و زاویه آن
- (۴) ضریب اصطکاک
- (۵) جریان روغن
- (۶) ...

در تمام این تحلیل ها از پارامترهای بی بعد برای نمایش بهتر و ساده تر استفاده می شود.

در زیر تنها به بیان بعضی از روابط بدست آمده از تئوریهای سامرفیلد و اکویرک برای یاتاقانهای بلند و کوتاه اکتفا می شود.

³⁷ Dobius & Ocvirk

یاتاقانهای بلند (Long Bearing):

با شرایط مرزی سامرفیلد:

(۱) ماکزیمم فشار:

$$\bar{p}_m = \frac{p_m - p_0}{\eta \omega} \left(\frac{c}{r} \right)^2 = \frac{3\varepsilon(4 - \varepsilon^2)\sqrt{4 - 5\varepsilon^2 + \varepsilon^4}}{2(1 - \varepsilon^2)^2(2 + \varepsilon^2)} \quad (1)$$

در رابطه بالا:

p_0 فشار ورودی روغن می باشد.

C: لقی شعاعی

r: شعاع یاتاقان

$$h_{\min} = c(1 - \varepsilon) \quad (2)$$

ε : ضریب خروج از مرکز می باشد و از رابطه روبرو بدست می آید:

(۲) محل ماکزیمم و مینیمم فشار:

$$\varphi_m = \cos^{-1} \left(\frac{-3\varepsilon}{2 + \varepsilon^2} \right) \quad (3)$$

(۳) بار یاتاقان:

$$\bar{W} = \frac{W}{\eta \omega b r} \left(\frac{c}{r} \right)^2 = \left[\frac{6\varepsilon}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)} \sqrt{\pi^2 - \varepsilon^2(\pi^2 - 4)} \right] \quad (4)$$

در رابطه بالا:

η : لزجت روغن

ω : سرعت زاویه ای

(۴) ضریب اصطکاک:

$$\mu\left(\frac{r}{c}\right) \approx \frac{2\pi^2}{(1-\varepsilon^2)^{\frac{1}{2}}} S \quad (5)$$

μ : ضریب اصطکاک و S عدد سامرفیلد می باشد.

برای بدست آوردن افزایش درجه حرارت آدیاباتیک روغن از روابط زیر استفاده می کنیم:

$$\mu = -\frac{F_{\text{FRICTION}}}{W} \quad (6) ; \quad E_{\text{loss}} = -F_{\text{friction}} .u \quad (7)$$

$$E_{\text{loss}} = Q \sigma \Delta t \quad (8) ; \quad Q = \frac{u . h_m}{2} \quad (9)$$

$$h_m = \frac{2c(1-\varepsilon^2)}{2+\varepsilon^2} \quad (10)$$

یاتاقانهای کوتاه (Short bearing):

روش دبیوس و اکویرک:

(۱) عدد بار:

$$L = \frac{1}{S} \frac{1}{\left(\frac{b}{d}\right)^2} = \frac{\pi\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2} [16\varepsilon^2 + \pi^2(1-\varepsilon^2)]^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

که S همان عدد سامرفیلد می باشد و برابر است با:

$$S = \frac{\eta N}{P} \left(\frac{r}{c}\right)^2 \quad (12)$$

در رابطه بالا N بر حسب دور بر ثانیه می باشد. و P بار بر واحد سطح یاتاقان می باشد.

(۲) بار یاتاقان:

$$\bar{W} = \frac{W}{\eta \omega r b} \left(\frac{c}{r} \right)^2 = \left(\frac{b}{d} \right)^2 \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^2} [16\varepsilon^2 + \pi^2 (1 - \varepsilon^2)]^{1/2} \quad (13)$$

یاتاقان های پد واژگون

یاتاقان های پد واژگون میزان بار بیشتری را در مقایسه با یاتاقان های صفحه ای تراست^{۳۸} و مخروطی^{۳۹} تحمل می کنند. با در نظر گرفتن مواردی در انتخاب متریال و روغنکاری می توان مقدار بار ماکزیمم را افزایش داد. برخی از این موارد عبارتند از:

- نیروی برآ هیدرواستاتیکی جهت جلوگیری از سایش و فرسودگی حین عملکرد با دور پایین و بار زیاد.
- طراحی یاتاقان به گونه ای که خود متعادل^{۴۰} باشد تا این اطمینان حاصل شود که بار روی هر پد بهینه است. با استفاده از این نوع طراحی نا هم محوری تا ۰/۱ درجه تصحیح می شود و کمترین بار ممکن بر روی هر پد و کمترین ضخامت فیلم روغن را مهیا می سازد. خلاصه ی عملکرد یاتاقان های خود متعادل این است که هر پد از آنها مقدار بار مساوی با دیگری را تحمل می کنند.
- نصب کشش سنج و سلول های بارسنج که مقدار بار وارده را حین عملکرد نشان دهند.
- استفاده از سیستم های روغن کاری بهینه که میزان اتلاف توان افزایش دما را کاهش دهد. مثلاً شیوه ی اسپری روغن.
- انتخاب صحیح نوع محور. مثلاً: گلوله و کاسه، تماس نقطه ای و خطی عقب^{۴۱}. انتخاب صحیح هر کدام باعث کاهش تنش بر روی محور و افزایش پایداری می شود.

نحوه ی انتخاب یاتاقان های سیال

انتخاب یاتاقان های سیال وابسته به پارامترهای هندسی و همچنین تحلیل نیرویی مورد نیاز است. در اکثر مواقع برای انتخاب یاتاقان مناسب از نرم افزار های ارائه شده توسط کمپانی سازنده استفاده می شود. در این مقاله تلاش شده است که با تبیین اصول انتخاب یاتاقان های پد واژگون (که قابل تعمیم به سایر انواع یاتاقان های سیال می باشد) به صورت دستی، مبانی برنامه ریزی شده در برنامه های اشاره شده را مورد بررسی قرار داد. با توجه به این نکته که خصوصیات هندسی و نیرویی یاتاقان ها با توجه به کمپانی سازنده ی آنها متفاوت است، در این مقاله از نمودارها و جداول مربوط به یاتاقان های اربون^{۴۲} (جان کرین^{۴۳}) استفاده شده است. در زیر الگوریتم انتخاب یاتاقان های پد واژگون ارائه شده است:

³⁸ Thrust plate

³⁹ Taperland bearing

⁴⁰ Self-equalizing

⁴¹ Line back

⁴² ORION™

⁴³ John Crane

گام اول) انتخاب اولیه

پیش از شرح گام اول توضیح کوتاهی پیرامون هندسه ی یاتاقان های پد واژگون ارائه می شود. این یاتاقان ها از نظر استاندارد هندسه به سه دسته تقسیم می شوند که هر کدام از این سه دسته با مقدار نسبت L/D نامگذاری شده اند. L طول یاتاقان و D قطر آن است. این سه دسته عبارتند از:

$$1. \quad \frac{L}{D} = 0.4$$

$$2. \quad \frac{L}{D} = 0.7$$

$$3. \quad \frac{L}{D} = 1.0$$

برای انتخاب یاتاقان مناسب باید سه پارامتر عملکرد یاتاقان از پیش تعیین شده باشند:

۱. بار وارد بر یاتاقان

۲. سرعت دورانی که یاتاقان در آن کار می کند.

۳. قطر شفتی که یاتاقان روی آن نصب می شود.

در گام اول با استفاده از دو پارامتر از پارامترهای فوق (پارامترهای ۱ و ۳) هندسه ی استاندارد مناسب برای یاتاقان انتخاب می شود. به همین منظور از جدول S1 استفاده می شود. در این جدول ابتدا قطر شفت را از ستون اول از سمت چپ پیدا می کنیم. سپس از قطر شفت انتخاب شده در یک خط مستقیم به سمت حرکت می کنیم تا نیازهای نیرویی یاتاقان ارضا شود.

مثال : فرض کنید یاتاقانی مد نظر است که بار وارده ی $14/7$ کیلو نیوتون را متحمل باشد. این یاتاقان روی شفتی به قطر 100 میلیمتر با سرعت دورانی 10800 دور بر دقیقه نصب خواهد شد. کدام سری هندسه استاندارد برای این یاتاقان مناسب است؟

برای انتخاب هندسه ی استاندارد مناسب قطر 100 میلیمتر را از ستون سمت چپ پیدا می کنیم. در امتداد خط مستقیم به سمت راست می رویم. در هندسه ی $\frac{L}{D} = 0.4$ مقدار Load on pad (بار بر پد) $8/8$ کیلو نیوتون است که از مقدار مورد نظر کمتر است. به هندسه ی $\frac{L}{D} = 0.7$ می رویم. مقدار بار بر پد را $15/4$ کیلو نیوتون می یابیم. این مقدار بیشتر از بار مورد نظر بوده و این هندسه مناسب است.

گام دوم) الزامات روغن کاری

در این مرحله نوع روغن کاری از بین دو گزینه ی مستغرق و غیر مستغرق انتخاب می شود. توصیه می شود که در مصارف عادی از روغن کاری مستغرق استفاده شود.

گام سوم) تعیین توان اتلافی

با استفاده از نمودارهای عملکرد و با توجه به هندسه $(\frac{L}{D})$ و نوع روغن کاری که به ترتیب در گام های اول و دوم تعیین شده اند، مقدار توان اتلافی تعیین شده و با توجه به این مقدار مناسب بودن یاتاقان تایید یا مردود می شود.

در شکل های S1 تا S3 نمودارهای عملکردی در حالت روغن کاری مستغرق و در شکل های S4 تا S6 نمودارهای عملکردی در حالت روغن کاری غیر مستغرق آورده شده است.

برای انتخاب یاتاقان، ابتدا با توجه به ابعاد هندسی یاتاقان و نوع روغن کاری آن نمودار مورد نظر را انتخاب می کنیم. سپس سرعت دورانی شفتی که یاتاقان روی آن نصب شده است را روی محور افقی پیدا می کنیم و خطی عمود بر آن رسم می کنیم. محل تقاطع خط عمود رسم شده با منحنی با تگ قطر شفت مورد نظر را نشانه گذاری می کنیم. از نقطه ی نشان گذاری شده خطی افقی رسم می کنیم. محل تقاطع این خط افقی با محور عمودی مقدار توان اتلافی را نشان می دهد.

مثال: برای همان یاتاقان مثال قبل مقدار توان اتلافی را مشخص کنید.

همانطور که پیش تر بیان شد، هندسه ی استاندارد یاتاقان $\frac{L}{D} = 0.7$ و نحوه ی روغن کاری مستغرق انتخاب شده است. پس باید به نمودار شکل S2 مراجعه شود. همانطور که در شکل نشان داده شده است، خطی عمود بر محور افقی از نقطه ی 10800rpm رسم می کنیم. محل تقاطع این خط با منحنی قطر شفت ۱۰۰ میلیمتر نشان داده شده است. با رسم خط افقی و تلاقی آن با محور عمودی مقدار توان اتلافی حدود ۱۲ کیلووات مشخص می شود.

مثال: برای یاتاقان مثال قبل این بار در دور کاری ۵۵۰۰ دور در دقیقه مقدار توان اتلافی را مشخص کنید.

همان روند قبلی را در این مثال هم تکرار می کنیم ولی این بار نقطه ی تلاقی خط عمودی و منحنی قطر شفت در ناحیه ی قرمز قرار دارد. در این ناحیه ضخامت فیلم از کمترین مقدار مجاز هم کمتر است و لذا عملکرد یاتاقان در این نقطه مجاز نیست. در این موارد راهکار بازگشت به گام اول است. این بار در گام اول هندسه ی استاندارد یاتاقان را بزرگتر انتخاب می کنیم: $\frac{L}{D} = 1.0$

در نتیجه به جای مراجعه به نمودار شکل S2، نمودار شکل S3 را مورد بررسی قرار می دهیم. روند قبلی بیان شده را انجام داده و نقطه ی تلاقی را می یابیم. این بار نقطه ی تلاقی در مکان مناسبی قرار دارد و با ادامه ی روند به مقدار ۴/۵ کیلووات اتلاف توان می رسیم.

جدول S1

بیشترین نیروی مجاز بر حسب کیلو نیوتون برای باتاقان های سری ORION									
قطر شفت ژورنال (mm)	$0.4 \frac{L}{D}$			$0.7 \frac{L}{D}$			$1.0 \frac{L}{D}$		
	بار روی هر پد	بار بین پد ها (مستغرق)	بار بین پد ها (غیر مستغرق)	بار روی هر پد	بار بین پد ها (مستغرق)	بار بین پد ها (غیر مستغرق)	بار روی هر پد	بار بین پد ها (مستغرق)	بار بین پد ها (غیر مستغرق)
40	1.41	1.79	2.24	2.46	3.14	3.93	3.52	4.48	5.60
45	1.78	2.67	2.83	3.12	3.97	4.96	4.45	5.67	7.08
50	2.20	2.80	3.50	3.85	4.90	6.13	5.50	7.00	8.75
55	2.66	3.39	4.23	4.66	5.93	7.41	6.65	8.47	10.59
60	3.17	4.03	5.04	5.54	7.06	8.83	7.92	10.08	12.60
70	4.31	5.49	6.86	7.75	9.60	12.00	10.78	13.72	17.15
80	5.62	7.17	8.96	9.86	12.54	15.68	14.08	17.92	22.40
90	7.13	9.07	11.34	12.47	15.88	19.85	17.82	22.70	28.38
100	8.80	11.20	14.00	15.40	19.60	24.50	22.00	28.00	35.00
110	10.65	13.55	16.94	18.60	23.70	29.63	26.60	33.90	42.38
125	13.75	17.50	21.88	24.10	30.60	38.25	34.40	43.80	54.75
140	17.25	22.00	27.50	30.20	38.40	48.00	43.10	54.90	68.63
160	22.50	28.70	35.88	39.40	50.20	62.75	56.60	71.70	89.63
180	28.50	36.30	45.38	49.90	63.50	79.38	71.30	90.70	113.38
200	35.20	44.80	56.00	61.60	78.40	98.00	88.00	112.00	140.00
220	42.59	54.20	67.76	74.53	94.86	118.58	106.48	135.52	149.40
250	55.00	70.00	87.50	96.30	122.50	153.13	137.50	175.00	218.75
280	69.00	87.80	109.75	120.70	153.70	192.13	172.50	220.00	275.00
300	79.20	100.70	125.88	138.60	176.40	220.50	198.00	252.00	315

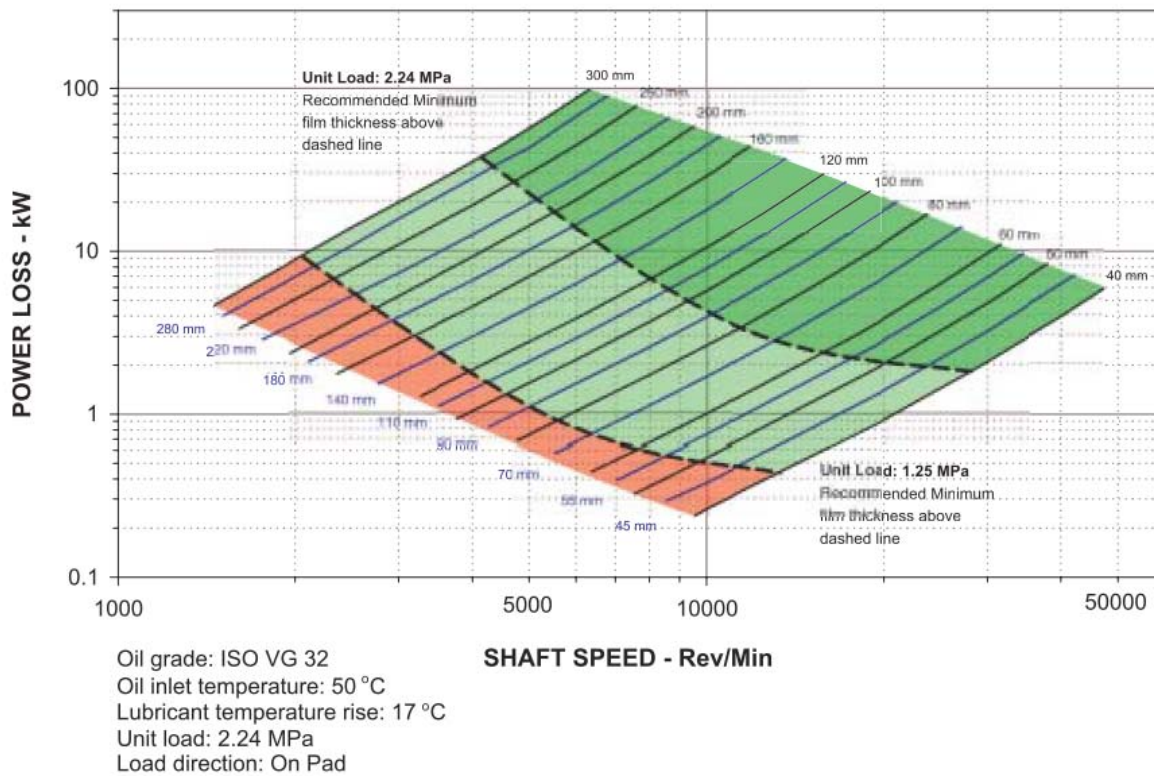
گام چهارم) تعیین مقدار روغن مورد نیاز

با استفاده از مقدار توان اتلافی به دست آمده در گام سوم می توان دبی روغن مورد نیاز را برای عملکرد مناسب باتاقان به دست آورد. به همین منظور رابطه ی زیر معرفی می گردد:

$$Q_{oil} = 2.11 P_L$$

که در آن Q_{oil} دبی روغن مورد نیاز در واحد لیتر بر دقیقه و P_L توان اتلافی در واحد کیلووات می باشد.

STANDARD FLOODED LUBE TILTING PAD JOURNAL BEARING NARROW PAD LENGTH - L/D = 0.4



شکل S1^{۴۴}

البته سایر اطلاعات مربوط به روغن به صورت زیر است:

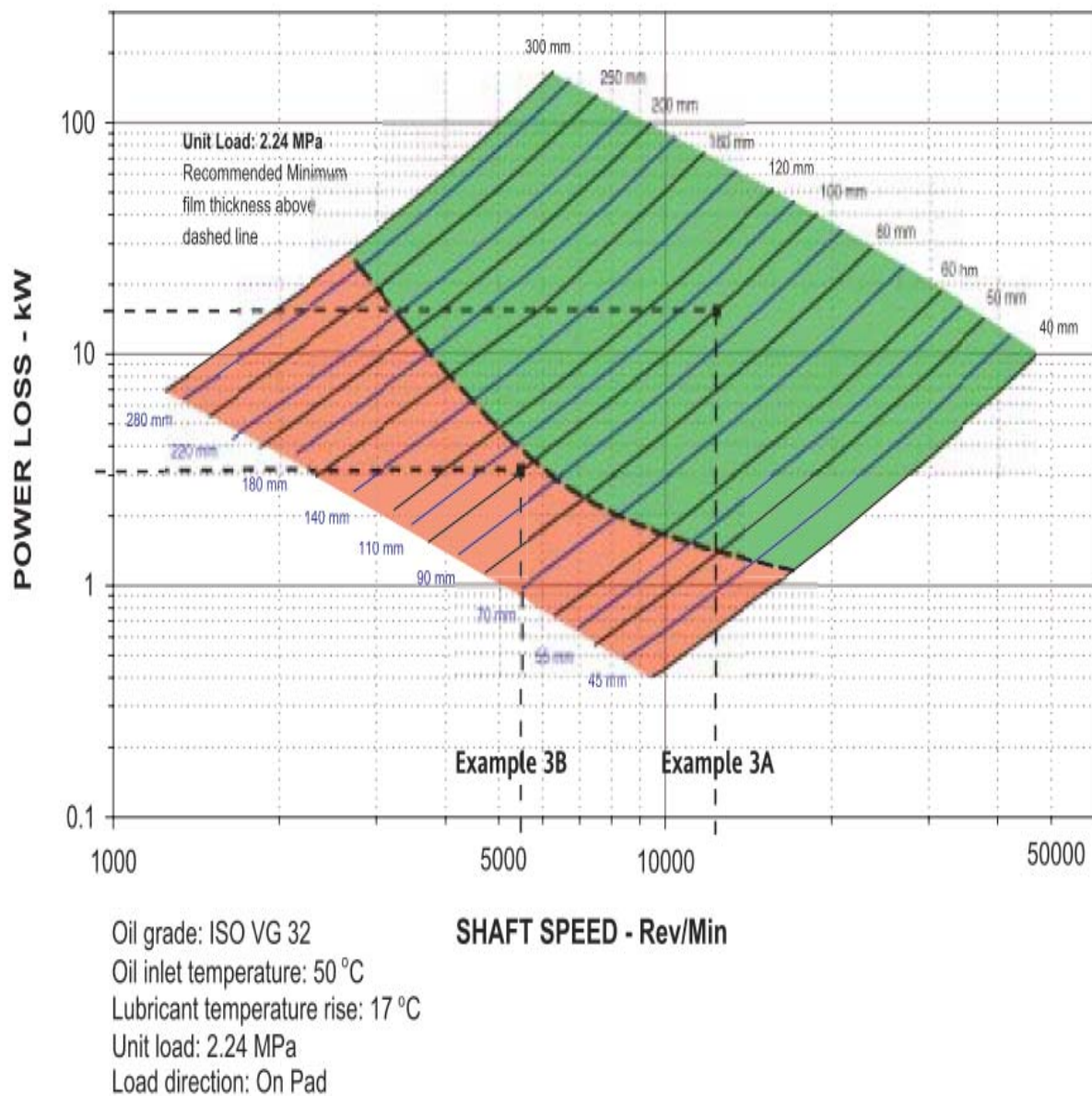
کلاس روغن : ISO VG 32

دمای روغن در ورودی : ۵۰ درجه سانتیگراد

افزایش دمای روغن : ۱۷ درجه سانتیگراد

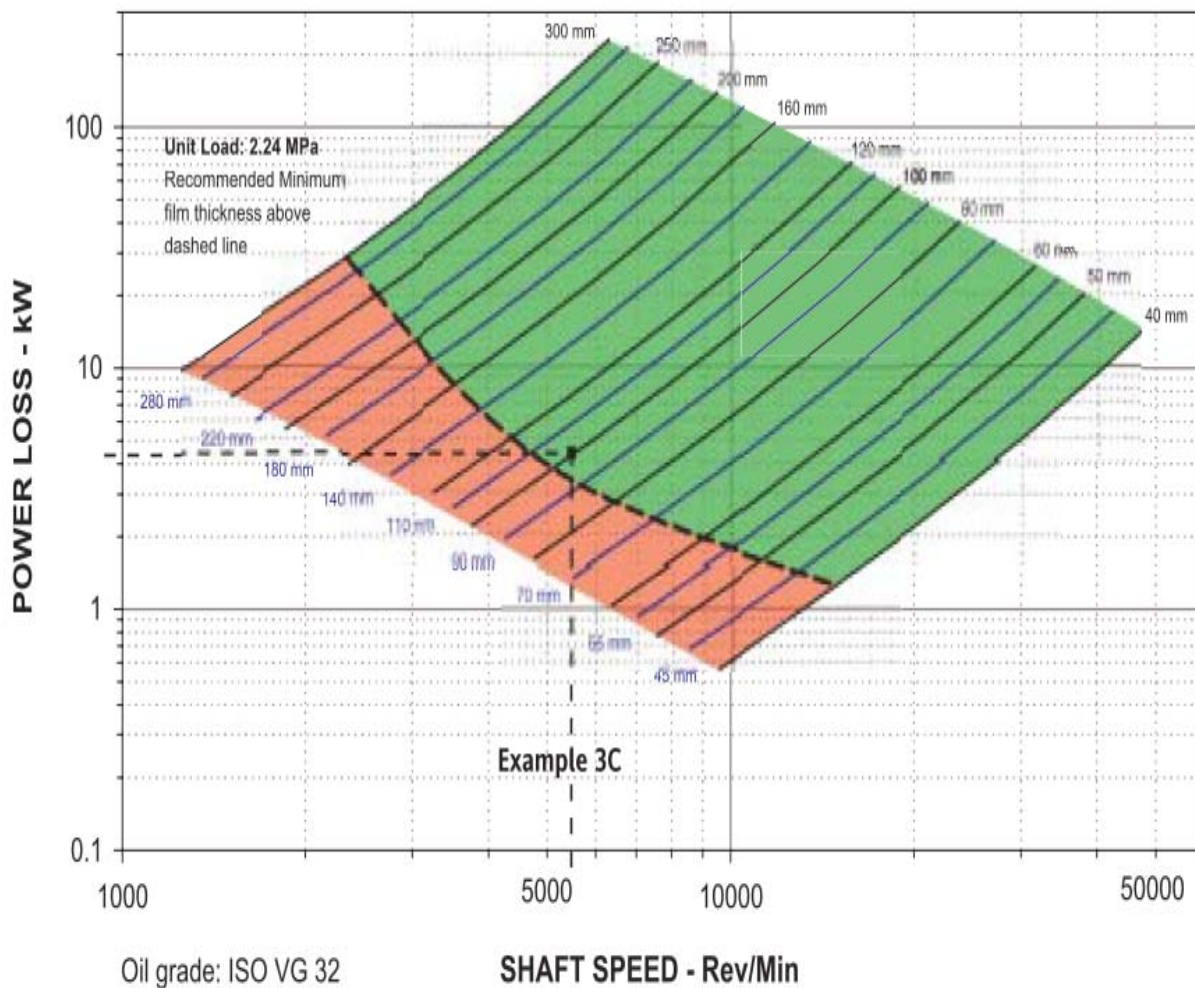
^{۴۴} شکل های S1 تا S6 از کاتالوگ یاتاقان های پد واژگون کمپانی جان کرین به دست آمده است.

STANDARD FLOODED LUBE TILTING PAD JOURNAL BEARING INTERMEDIATE PAD LENGTH - L/D = 0.7



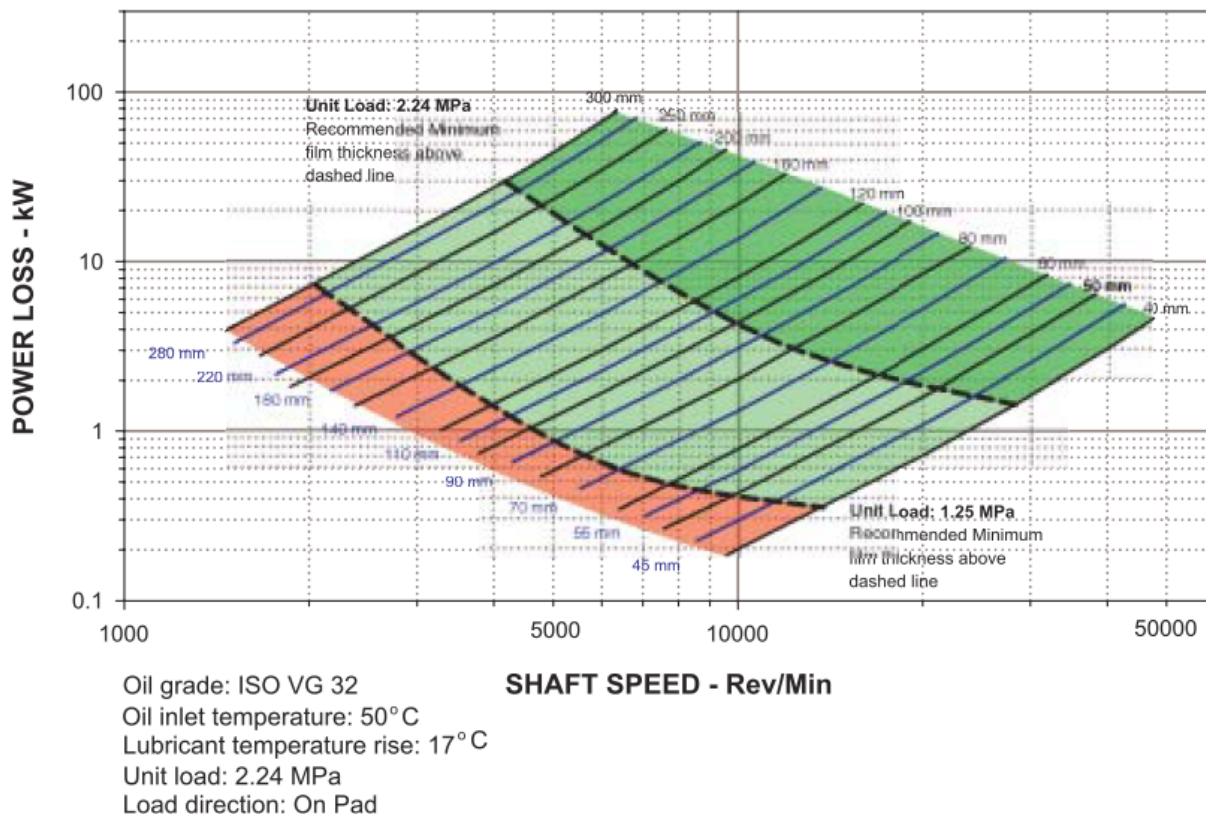
شکل S2

STANDARD FLOODED LUBE TILTING PAD JOURNAL BEARING WIDE PAD LENGTH - L/D = 1.0



شکل S3

ADVANTAGE™ TILTING PAD JOURNAL BEARING NARROW PAD LENGTH - L/D = 0.4



شکل S4

مثال : برای یاتاقان معرفی شد در مثال گام اول دبی روغن مورد نیاز را به دست آورید.

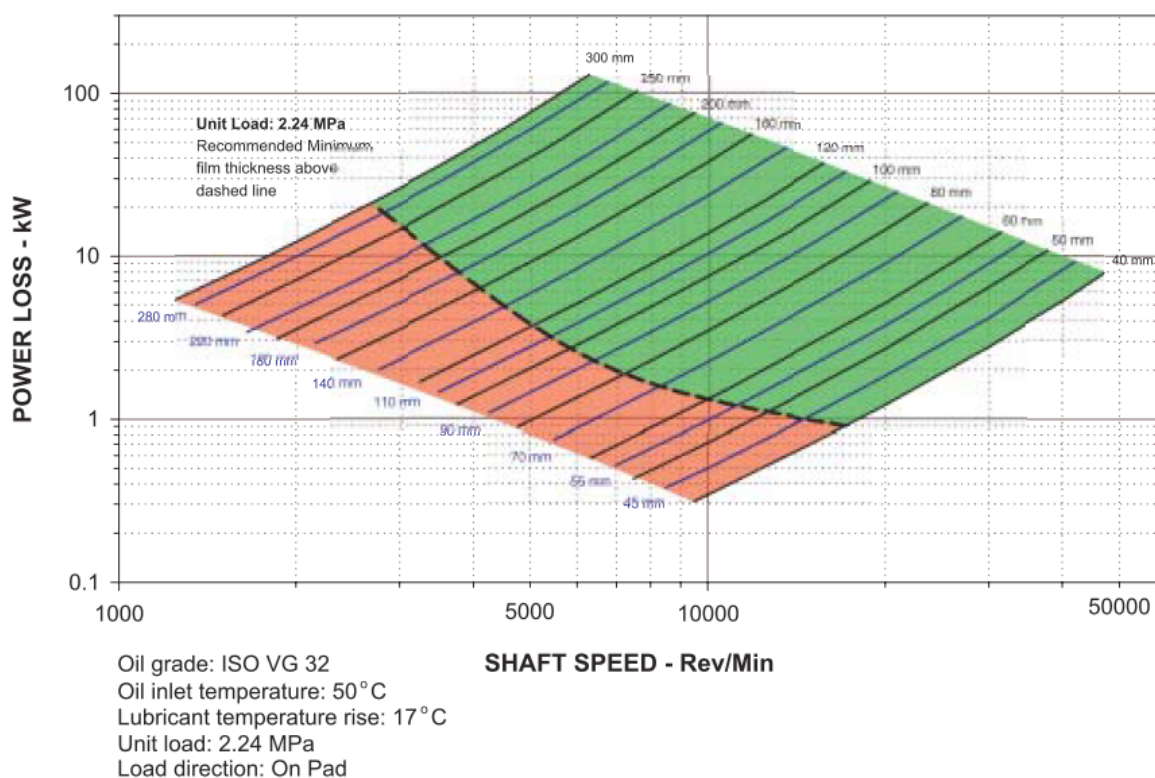
برای به دست آوردن دبی روغن مورد نیاز یاتاقان از توان اتلافی به دست آمده در گام سوم استفاده می کنیم. مقدار این توان ۱۲ کیلووات است. پس:

$$Q_{oil} = 2.11 \times 12 = 25.32 \frac{lit}{min}$$

گام پنجم) تعیین سایز شفت

برای به دست آوردن قطر دقیق شفت باید از جدول S2 استفاده کرد. استفاده از این جدول بسیار ساده است. تنها لازم است قطر نامی یاتاقان را از ستون اول از سمت چپ پیدا کرده و مشخصات سایز شفت و لقی آن را از ردیف جلوی آن یادداشت نمود.

ADVANTAGE™ TILTING PAD JOURNAL BEARING INTERMEDIATE PAD LENGTH - L/D = 0.7



شکل S5

مقادیر ارائه شده در جدول S2 بر اساس استاندارد DIN و همچنین الزامات کمپانی جان کرین برای سری ORION تدوین شده است. استفاده از این جدول کمک می کند که یاتاقان و شفت هایی استاندارد مورد استفاده قرار گیرد و فرآیند ماشینکاری آسانتر باشد.

مثال: برای یاتاقان بحث شده در مثال گام اول قطره های ماشین کاری و لقی یاتاقان را به دست آورید.

قطر نامی یاتاقان ۱۰۰ میلیمتر عنوان شده بود. پس با عدد ۱۰۰ وارد جدول S2 می شویم. نتیجه به صورت زیر است:

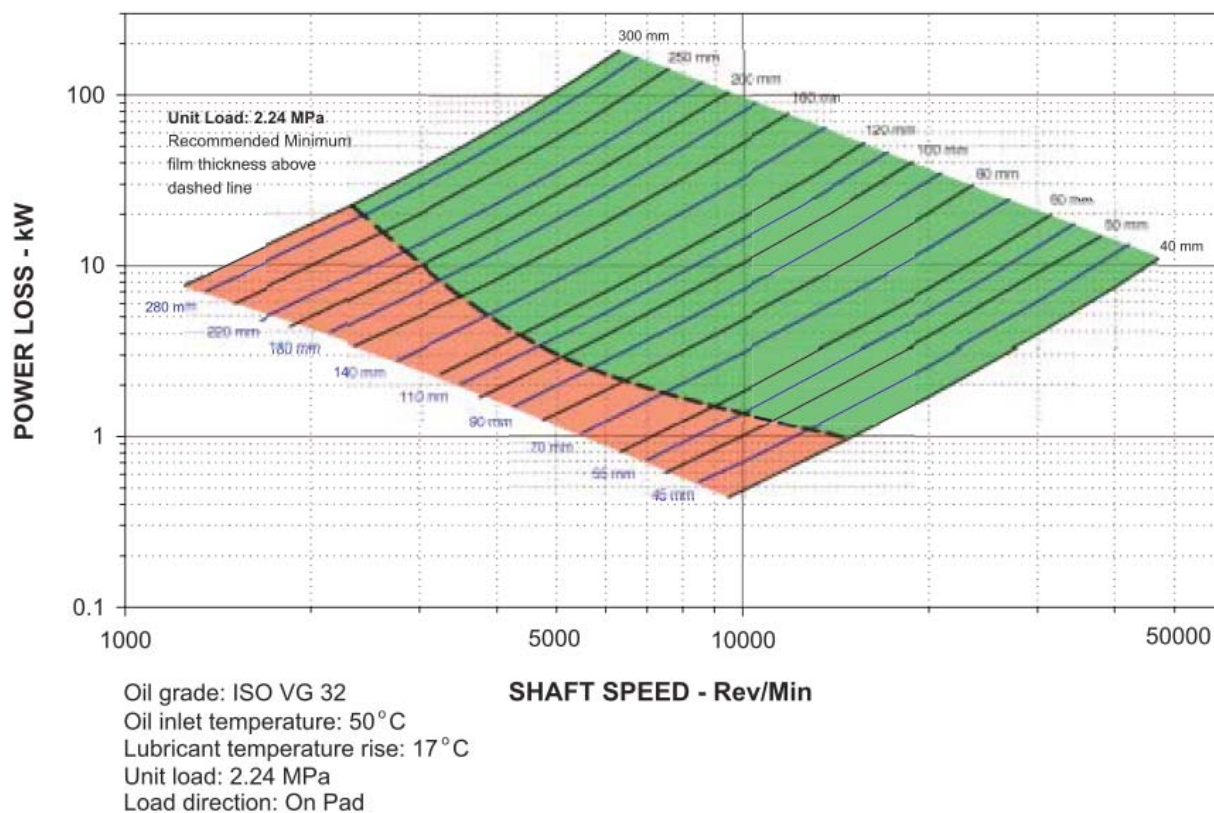
مینیمم قطر شفت = ۹۹/۸۴۰ میلیمتر

ماکزیمم قطر شفت = ۹۹/۸۶۲ میلیمتر

مینیمم لقی برای یاتاقان = ۰/۱۳۸ میلیمتر

ماکزیمم لقی برای یاتاقان = ۰/۲۱۱ میلیمتر

ADVANTAGE™ TILTING PAD JOURNAL BEARING WIDE PAD LENGTH - L/D = 1.0

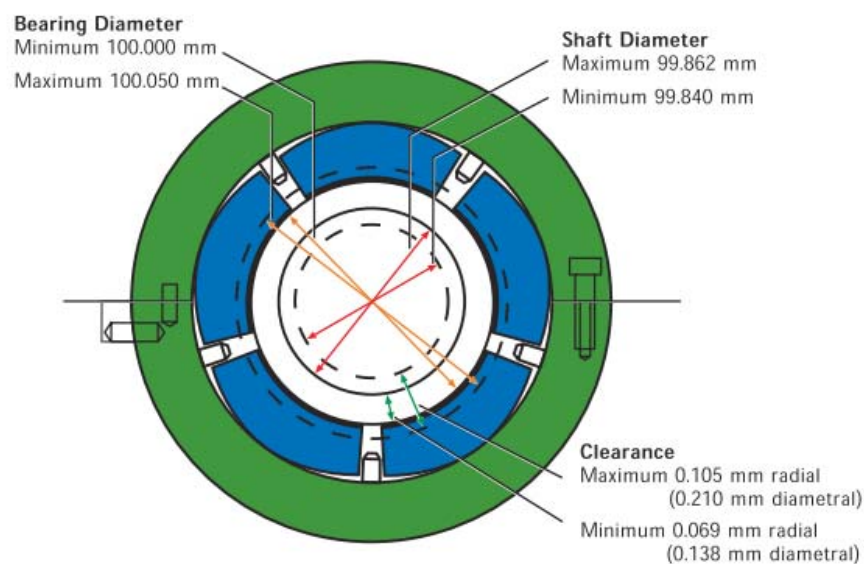


شکل S6

برای درک بهتر قطرهای ارائه شده در مثال فوق، مقادیر مشخص شده در شکل S7 نشان داده شده اند. با اتمام گام پنجم پروسه ی انتخاب یاتاقان سیال به پایان می رسد.

جدول S2

قطر نامی یاتاقان (mm)	حدود قطر شفت در تولید (mm)		حدود لقی یاتاقان در تولید (mm)	
	مینیمم	ماکزیمم	مینیمم	ماکزیمم
40	39.906	39.992	0.078	0.145
45	44.901	44.917	0.083	0.150
50	49.896	49.912	0.088	0.155
55	54.899	54.908	0.092	0.162
60	59.881	59.900	0.100	0.170
70	69.873	69.892	0.108	0.178
80	79.860	79.879	0.121	0.191
90	89.849	89.871	0.129	0.202
100	99.840	99.862	0.138	0.211
110	109.826	109.848	0.152	0.225
120	119.812	119.834	0.166	0.239
140	139.782	139.807	0.193	0.269
160	159.755	159.780	0.220	0.296
180	179.728	179.753	0.247	0.323
200	199.698	199.727	0.273	0.353
220	219.671	219.700	0.300	0.380
250	249.631	249.660	0.340	0.420
280	279.589	279.621	0.379	0.462
300	299.563	299.595	0.405	0.488



شکل S7

سایر متغیرها در یاتاقان های سیال

• ویسکوزیته ی روغن

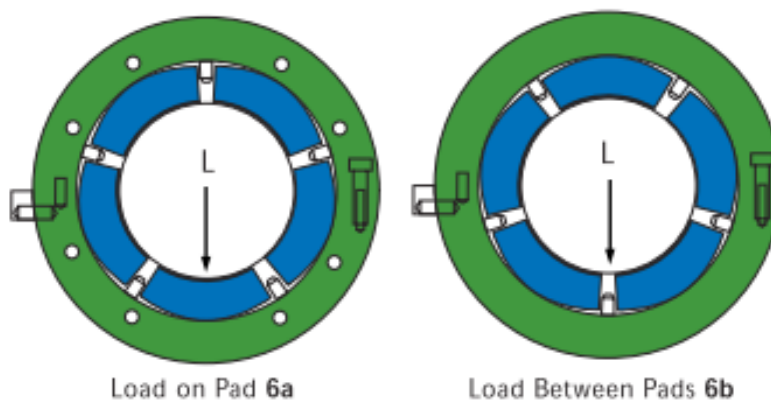
ویسکوزیته ی روغن مورد استفاده جهت روانسازی یاتاقان ظرفیت بار متحمل آن را تحت تاثیر قرار می دهد. هر قدر سیال ویسکوزتر باشد، فیلم روغن ایجاد شده بزرگ تر خواهد بود و در نتیجه جدایش بین ژورنال و پد ها بیشتر خواهد شد و ظرفیت یاتاقان بزرگتر می شود.

از طرفی ویسکوزیته ی بالای روغن سبب افزایش تنش برشی خواهد شد. افزایش تنش برشی نیز باعث اتلاف توان بیشتر و افزایش دمای بیشتر در هر پد خواهد شد.

برای روغن کاری یاتاقان های پد واژگون معمولا از روغن ISO VG 32 استفاده می شود. برای اکثر کاربردها دمای روغن در ورودی ۵۰ درجه ی سانتیگراد مناسب است. در واقع منحنی های عملکردی یاتاقان که در صفحات پیش ارائه شده است با توجه به استفاده از روغن ISO VG 32 رسم شده است. در نتیجه اگر خواسته ی کارفرما استفاده از روغنی غیر از مورد مذکور باشد باید محاسبات از نو صورت گیرد.

• جهت بار

همانطور که در جدول S1 آورده شده است، باری که در حالت استاندارد بر یاتاقان وارد می شود با نام «تیروی بر پد» معرفی شده است. از طرفی باری که فراتر از ظرفیت یاتاقان باشد را با «بار بین پد ها» مشخص کرده است. در واقع این عبارت نشان دهنده ی بار وارد بر اتصالات بین پد ها است که باعث می شود یاتاقان کمی بیشتر از ظرفیت خود بار تحمل کند. در شکل ۸ بند فوق با تصویر نشان داده شده است.



شکل ۸

• پیش بار

پیش بار واژه ای است که جهت تبیین رابطه ی بین قطر یاتاقان، قطر شفت و قطر پد از آن استفاده می شود. هنگامی که مقدار پیش بار مثبت باشد به این معناست که قطر پد بیشتر از قطر یاتاقان است. رابطه ای که برای محاسبه ی پیش بار ارائه می شود به صورت زیر است:

$$P.L = \frac{1-D_B-D_{sh}}{D_P-D_{sh}}$$

که در آن زیروند B نماینده ی یاتاقان، زیروند sh نماینده ی شفت و زیروند P نماینده ی پد است. مقدار استاندارد پیش بار ۰/۳۳ است. مقدار معمول پیش بار در بازه ی ۰ تا ۰/۷ است. تغییر مقدار پیش بار باعث تغییر در مقدار توان اتلافی، دمای هر پد و مشخصه های دینامیکی یاتاقان می شود.

نرم افزار های انتخاب یاتاقان

بیشتر کمپانی های سازنده ی یاتاقان های سیال برای سهولت سفارش دهندگان و همچنین پیشگیری از اشتباهات محاسباتی احتمالی نرم افزار های انتخاب آن را ارائه کرده اند که با گرفتن اطلاعات اولیه از کارفرما اطلاعات کامل یاتاقان مناسب را ارائه می کند.

کمپانی جان کرین شاید معروف ترین کمپانی تولید کننده ی یاتاقان های سیال در دنیا باشد. این کمپانی برای خریداران یاتاقان های خود یک نرم افزار پیشرفته و کامل را با نام Performance Direct ارائه کرده است که به صورت آنلاین اجرا می شود. در زیر توضیحات کاملی پیرامون نحوه استفاده از این نرم افزار ارائه شده است.

نحوه استفاده از نرم افزار Performance Direct

تذکره : برای استفاده از این نرم افزار و قابلیت های بالای آن باید در سایت کمپانی جان کرین ثبت نام شده باشید.

با استفاده از نرم افزار Performance Direct این امکان برای خریدار وجود دارد که با دادن اطلاعات اولیه، خصوصیات فیزیکی و عملکردی یاتاقان مناسب را دریافت کند. همچنین این امکان وجود دارد که یاتاقان های مختلف را با هم مقایسه کرد.

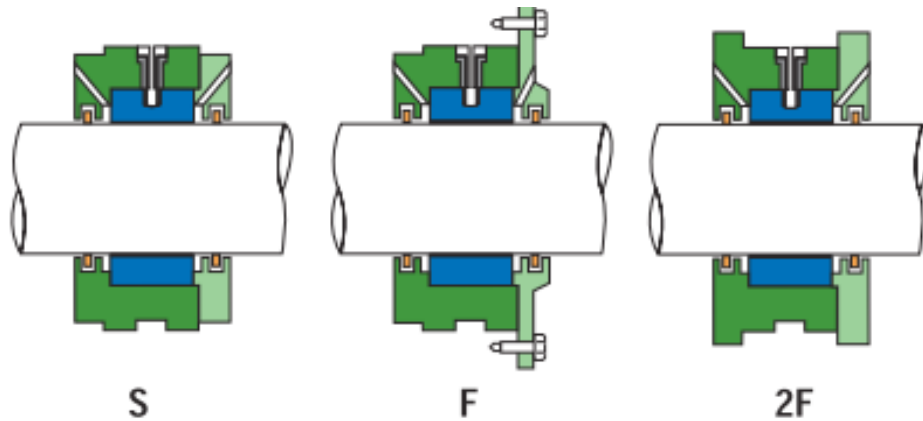
قبل از ورود به فضای نرم افزار سه مدل اصلی یاتاقان های ORION جان کرین پیش روی کاربر قرار می گیرند که کاربر با انتخاب هر کدام به زیر بخش مخصوص آن ها انتقال داده می شود:

- مدل S: یاتاقان های انشعابی نشیمن مستقیم^{۴۵}
- مدل F: یاتاقان های غیر انشعابی با یک فلنج^{۴۶}
- مدل 2F: یاتاقان های انشعابی با دو فلنج^{۴۷}

^{۴۵} Straight seat split bearing

^{۴۶} Single flange non-straight bearing

^{۴۷} Double flange split bearing



شکل ۹

در واقع تفاوت این مدل های در هوسینگ آنهاست. در شکل ۹ این تفاوت های نشان داده شده است.

بعد از انتخاب مدل یاتاقان مورد نیاز به فضای جدیدی در برنامه وارد می شوید. توضیح ضروری پیرامون پارامتر طول یاتاقان اینکه سه نوع طول پد در هر مدل تعبیه شده است. این سه مدل با استفاده از نسبت طول به قطر (L/D) تقریبی به صورت زیر دسته بندی می شوند:

۱. باریک^{۴۸} ($\frac{L}{D} = 0.4$)

۲. متوسط^{۴۹} ($\frac{L}{D} = 0.7$)

۳. عریض^{۵۰} ($\frac{L}{D} = 1.0$)

در منحنی های عملکردی خطوط نقطه چینی وجود دارند که به صورت «کمترین ضخامت فیلم در ۲/۲۴ مگاپاسکال» نامگذاری شده اند. این خطوط نشانگر کمترین سرعت در بیشترین بار واحد ۲/۲۴ مگاپاسکال هستند که یاتاقان به عملکرد خود ادامه می دهد. بار واحد از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$U.L = \frac{L}{l_p \times D_{sh}}$$

که در آن $U.L$ بار واحد، L بار وارده، l_p طول هر پد و D_{sh} قطر شفت است.

در هندسه ی $\frac{L}{D} = 0.4$ خط نقطه چین دیگری نیز در منحنی عملکردی وجود دارد که «کمترین ضخامت فیلم در ۱/۲۵ مگاپاسکال» نامگذاری شده است. این خط نیز نشانگر کمترین سرعت در بیشترین بار واحد ۱/۲۵ مگاپاسکال است.

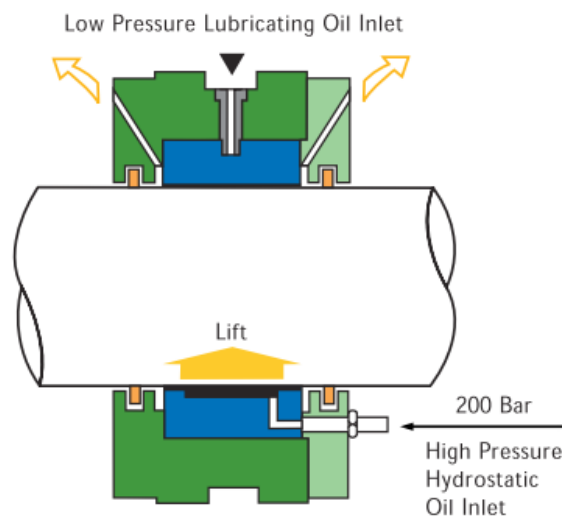
⁴⁸ narrow

⁴⁹ intermediate

⁵⁰ wide

در واقع اگر بار واحد کمتر از ۲/۲۴ مگا پاسکال (یا ۱/۲۵ مگاپاسکال) باشد، عملکرد یاتاقان زیر سرعت ارائه شده امکان پذیر است ولی لازم است که بررسی شود فیلم روغن مورد نیاز تشکیل می شود یا خیر. اما در هندسه ی $\frac{L}{D} = 0.4$ عملکرد زیر بار واحد ۱/۲۵ مگاپاسکال ممکن نیست. برای درک بهتر عبارات فوق به نمودارها مراجعه شود.

محدودیت دیگری که برای بار واحد وجود دارد مربوط به شروع به کار سیستم است. بار واحد در لحظه ی شروع به کار نباید از ۱/۲ مگاپاسکال بیشتر باشد. اگر طبق محاسبات بار واحد بیشتر از مقدار مذکور شد، فیلم روغن مورد نیاز تشکیل نمی شود. در این مواقع راهکار مناسب انتخاب یاتاقان با قطر بزرگتر با افزایش طول پد است. اگر به هر دلیل معذوریت در افزایش مساحت یاتاقان وجود داشته باشد، آنگاه باید از لیفت هیدرواستاتیکی استفاده کرد. معمولاً برای این منظور از پمپ استفاده می شود. در شکل ۱۰ لیفت هیدرواستاتیکی نشان داده شده است.



شکل ۱۰

به عنوان نمونه به نرم افزار Performance Direct سفارش تعیین یاتاقان مناسب برای کارکرد در دور ۱۴۵۰ دور در دقیقه، نصب روی شفتی با قطر تقریبی ۱۲۰ میلیمتر داده می شود. بار وارد بر یاتاقان ۱۸ کیلونیوتون است. نوع روغن مورد استفاده ISO VG 32 و دمای وود آن ۵۰ درجه سانتیگراد و افزایش دمای آن ۱۷ درجه در نظر گرفته می شود. پاسخ نرم افزار به درخواست مورد نظر در شکل ۱۱ نشان داده شده است.

راهنمای نامگذاری یاتاقان ها

در نام گذاری یاتاقان های پد واژگون کمپانی جان کرین، پارامترهای زیر با اختصارات معرفی می شوند:

- نوع هوسینگ
- طول یاتاقان
- قطر نامی شفت

Models of Orion Tilting Pad Journal Bearings

MODEL: MODEL: SI120MO Straight Seat - Intermediate

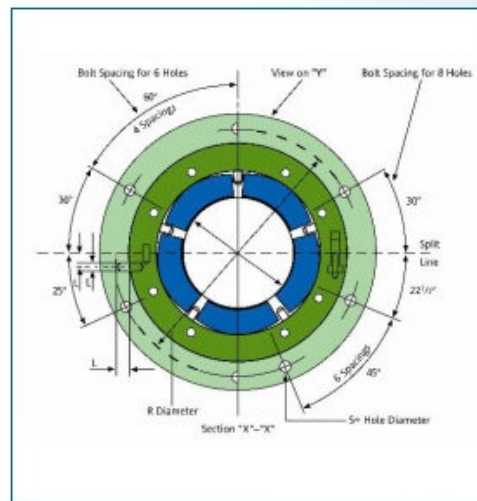
Processor Output:

Minimum Fluid-Film, micron	:	89.5858
Maximum Shoe Pressure, kPa	:	140
Max. Shoe Temp., degC	:	72
Film Shear Losses, kw	:	0.27
Churning Losses, kw	:	0
Total Losses, kw	:	0.27
Lubricant Flow Req'd, Liter/min	:	0.57

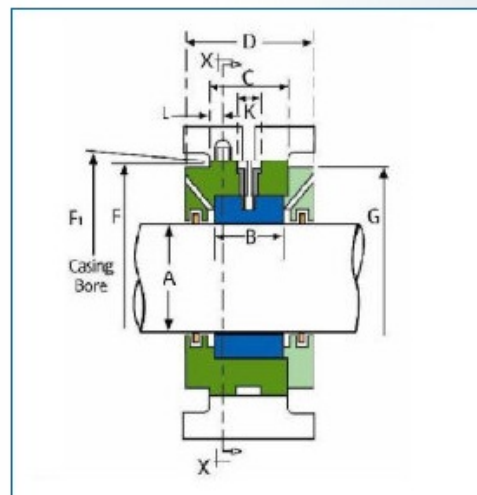
BEARING SPECIFICATION

Number of Pads	:	5.000
Shaft Diameter (A), mm	:	119.834 - 119.812
Pad Length (B), mm	:	84.000
Bearing Diametral Clearance (Cb), mm	:	TBD
Pad Diametral Clearance (Cp), mm	:	TBD
Preload	:	TBD
Fit Length (C), mm	:	90.000
Recommended Casing Dim. (C1), mm	:	89.953 - 89.988
Overall Bearing Width (D), mm	:	131.000
Fit Diameter (F), mm	:	215.000
Recommended Bore Diam. (F1), mm	:	215.000 - 215.029
Diameter (G), mm	:	188.000
Diameter (H), mm	:	230.000
Diameter (J), mm	:	255.000
Oil Inlet Groove (K), mm	:	29.000
Dimension (L), mm	:	10.000
Diameter of Mounting Bolts (R), mm	:	235.000
Mounting Bolt Hole Diameter (S), mm	:	9.000
Bearing Area, mm ²	:	10,100.000
Bearing Weight, kg	:	17.000

Front View



Side View



©2014 Orion Corporation
Questions? Please email info@johncrane.com
All rights reserved. Certain names, logos, designs, titles, words or phrases on this page may constitute trademarks, servicemarks, or trademarks of John Crane - Orion or other entities, which may be registered in certain jurisdictions.

شکل ۱۱

- متریک
- تنظیمات پد
- تنظیمات پاتاقان
- نوع روغن کاری

جدول ۱

نوع هوسینگ	طول یاتاقان	قطر نامی شفت	متریکی	تنظیمات پد	تنظیمات یاتاقان	نوع روغن کاری
S- Straight	N- Narrow	40 – 300 mm	M	O- Load on pad	T- Thrust face	A- Advantage high performance design
					2T- Double Thrust face	
TP- Tilting pad thrust						
F- One flange	I- Intermediate			B- Load between pad	2TP- Double Tilting pad thrust	S- Standard flooded lube design
					H- Hydrostatic lifting provision	
					TC- Thermocouple	
					RTD- Resistance Temperature Detector	
2F- Two flanges	W- Wide					

در جدول ۱ کلید اختصارات نامگذاری ارائه شده است.

مثال : یاتاقانی با اسم زیر چه خصوصیتی دارد.

SI55MOA

این یاتاقان از مدل S بوده و نسبت $\frac{L}{D} = 0.7$ است. قطر نامی شفت آن ۵۵ میلیمتر و بار روی پد است. برای یاتاقان تنظیم خاصی مد نظر نیست و از روش روغن کاری Advantage high performance design استفاده شده است.

منابع و مراجع

- John Crane engineered bearings catalogue
- Hydrodynamic tilting pad journal bearings catalogue, ORION Corporation
- Tilting shoe thrust bearings catalogue, Kingsbury, Inc
- Lubricatin of machine elements, B.J.Hamrock
- A technical discussion introducing air bearings and their many applications at Specialty Components Inc.

- A Review of Fluid Film Bearing, Ghosal & Arindam
- Petroleum, petrochemical and natural gas industry- lubrication, shaft sealing and control oil systems and auxiliaries- part 1 (General requirements)- ISO 10438-1
- Petroleum, petrochemical and natural gas industry- lubrication, shaft sealing and control oil systems and auxiliaries- part 2 (Special purpose oil systems)- ISO 10438-2

تحلیل سرعت بحرانی در پمپ

برای تحلیل رفتار ارتعاشی پمپ ها، باید به بررسی رفتار ارتعاشی شفت پرداخته شود. یک شفت تحت دو نوع ارتعاش قرار می گیرد:

۱. ارتعاش پیچشی

۲. ارتعاش خمشی

در حوزه ی ارتعاشات خمشی، پارامتر مهمی در طراحی وجود دارد که سرعت بحرانی نامیده می شود. سرعت بحرانی، سرعتی است که در آن فرکانس دوران برابر با فرکانس طبیعی خمشی می شود. همانطور که از اسم این پارامتر پیداست، کارکرد پمپ در این سرعت مجاز نیست و باعث رزونانس می شود لذا معمولاً محدوده ی کاری پمپ را طوری انتخاب می کنند که شامل سرعت بحرانی نشود.

اگر محدوده ی سرعت بحرانی کوچک باشد، محدوده ی عملکرد پمپ بعد از سرعت بحرانی انتخاب می شود و شفت را انعطاف پذیر می نامند. اگر محدوده سرعت بحرانی بزرگ باشد، محدوده عملکردی پمپ قبل از آن انتخاب می شود و شفت را صلب می نامند.

پیش از بررسی سرعت بحرانی در شفت ها توضیح کوتاهی پیرامون خیز شفت داده می شود. دو نوع خیز شفت وجود دارد:

۱. خیز استاتیکی

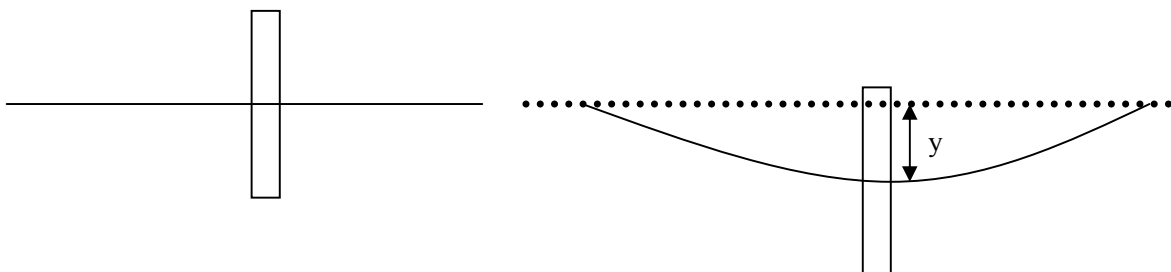
۲. خیز دینامیکی

خیز استاتیکی ناشی از وزن شفت و سایر ادواتی است که به آن متصل است. مثلاً در کاربرد پمپ ها، وزن روتور یکی از عوامل اصلی خیز استاتیکی در پمپ های افقی است. خیز دینامیکی ناشی از دوران نیروی گریز از مرکزی است که ناشی از عدم بالانس روتور است.

در زیر انواع مدل های ارتعاشاتی شفت و روتور بررسی می شود:

❖ شفت بی وزن + پروانه

در شکل ۱ هندسه ی این مدل نشان داده شده است.



شکل ۱

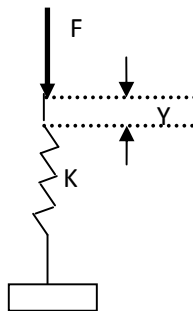
همانطور که در شکل فوق مشخص است، فرض شده که مرکز دوران بر مرکز جرم منطبق باشد. در این شرایط نیروی گریز از مرکز حاصل برابر است با:

$$F = M y \omega^2$$

حال اگر سیستم نشان داده شده در شکل ۱ را با سیستم فنر شکل ۲ مدل کنیم، خواهیم داشت:

$$F = ky$$

که در آن k ضریب سختی فنری است که مجموعه ی شفت بی وزن و پروانه با آن مدل شده است.



شکل ۲

با معادل قرار دادن دو رابطه ی فوق مقدار خیز سرعت دورانی از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

سئوالی که ممکن است مطرح شود این است که سرعت دورانی به دست آمده چرا سرعت بحرانی است؟ در پاسخ باید گفت که شرایطی که دو نیروی نام برده برابر می شوند شرایط تعادل خنثی است. یعنی هرگونه نیروی کوچک دیگری به سیستم وارد شود، سیستم از حالت پایداری خارج می شود و خیز شفت بسیار زیاد شده و می شکند. در واقع تنها در این حالت است که نیروهای گریز از مرکز با نیروی الاستیک شفت خنثی می شود.

رابطه ی عمومی برای تمامی حالات معادله ای به صورت زیر خواهد بود:

$$y = \frac{\omega^2}{\omega_c^2 - \omega^2}$$

با استفاده از معادله ی فوق به راحتی می توان نتایج زیر را برداشت کرد:

۱. اگر سرعت کاری بزرگتر از سرعت بحرانی باشد، خیز تیر منفی خواهد شد.
۲. اگر سرعت کاری کوچکتر از سرعت بحرانی باشد، خیز تیر مثبت خواهد بود.

۳. در حالت اول، با افزایش سرعت دورانی خیز تیر به مقدار صفر میل می کند. به عبارت دیگر تیر خود را در حالت توازن حفظ می کند.

۴. در حالت دوم، با افزایش سرعت دورانی، خیز تیر به بی نهایت میل می کند. به عبارت دیگر تیر به حالت شکست نزدیک می شود.

از طرفی می دانیم که خیز استاتیکی ناشی از وزن از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$W = k y_0$$

با استفاده از این رابطه مقدار k از خواص الاستیکی شفت به دست می آید:

$$k = \frac{W}{y_0}$$

با جاگذاری مقدار k در رابطه ی سرعت بحرانی داریم:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{\frac{W}{y_0}}{m}} = \sqrt{\frac{\frac{m g}{y_0}}{m}} = \sqrt{\frac{g}{y_0}}$$

لذا با داشتن خیز استاتیکی می توان سرعت بحرانی را تعیین کرد.

❖ شفت بی وزن + چند پروانه

برای مدل کردن این حالت نیز از همان اصول قبلی استفاده می شود. در کل، برای مدل کردن سیستم می توان از بارگذاری های مختلف روی تیرها استفاده کرد. به این وسیله سختی تیر به دست آمده و محاسبه ی سرعت بحرانی کاری ساده خواهد بود.

در جدول ۱ برای سهولت حالات معمول بارگذاری تیر آورده شده است. هر چه تعداد پروانه ها بیشتر باشد تعداد سرعت بحرانی بیشتر خواهد بود. دو پروانه دو سرعت بحرانی و K پروانه k سرعت بحرانی خواهد داشت.

❖ شفت واقعی (وزن قابل توجه)

تاکنون مطالبی که بیان شد با این فرض بود که شفت وزن قابل توجهی ندارد ولی در واقعیت وزن شفت نیز حائز اهمیت است. با وارد کردن وزن شفت به محاسبات، دیگر مجاز به استفاده از خیز استاتیکی نیستیم. دلیل این محدودیت این است که وزن شفت در یک نقطه وارد نمی شود بلکه به صورت بار گسترده روی شفت توزیع می شود.

برای رفع این محدودیت، ضریب تصحیحی توسط باومن ارائه شده است که رابطه ی سرعت بحرانی را به صورت زیر ارائه می کند:

$$\omega_c = \sqrt{C \frac{g}{y_0}}$$

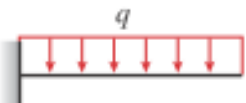
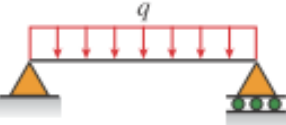
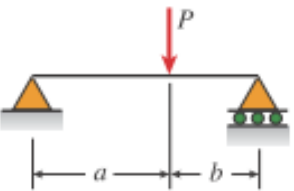
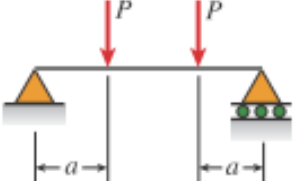
در رابطه ی فوق γ_0 بیشترین خیز استاتیکی شفت می باشد. مقدار C که ضریب تصحیح باومن است همواره در بازه ی ۱ تا ۱/۲۶۸۵ می باشد. در برخی موارد خاص مقدار این ضریب برابر است با:

برای بارگذاری متمرکز: $C=1$

برای شفت وزن دار: $C=1.2685$

برای پمپ های چند طبقه: $C=1.08$

جدول ۱

	$\omega_c = \sqrt{\frac{12.4 E I}{q L^3}}$
	$\omega_c = \sqrt{\frac{3 E I}{P L^3}}$
	$\omega_c = \sqrt{\frac{98 E I}{q L^3}}$
	$\omega_c = \sqrt{\frac{3 E I L}{P a^2 b^2}}$
	$\omega_{c1} = \sqrt{\frac{6 E I}{P a^2 (3L-4a)}}$ $\omega_{c2} = \sqrt{\frac{6 E I L}{P a^2 (L-2a)^2}}$

جدول ۱ برای محاسبه ی سرعت مخصوص در بارگذاری های گسترده مفید است.

❖ روش های کلی محاسبه ی سرعت بحرانی

۱. روش رایلی

روش رایلی در واقع روشی مبتنی بر پایداری انرژی است. در این روش ماکزیمم انرژی پتانسیل و ماکزیمم انرژی جنبشی سیستم ارتعاشی محاسبه شده و با برابر قرار دادن مقادیر آنها سرعت بحرانی به دست می آید. اگر اجزای مختلف در نقاط مختلف شفت، نیروهای P_1, P_2 و ... را وارد کنند و در نقاط متناظر خیز y_1, y_2 و ... به وجود آید، برای نیروهای جنبشی و پتانسیل ماکزیمم خواهیم داشت:

$$P.E_{max} = \frac{1}{2} P_1 y_1 + \frac{1}{2} P_2 y_2 + \dots$$

$$K.E_{max} = \frac{1}{2} m_1 y_1^2 \omega^2 + \frac{1}{2} m_2 y_2^2 \omega^2 + \dots$$

که در آن m جرم هر قطعه است و با توجه به این نکته که نیرو در اثر گرانش آن است می توان نوشت :

$$m_i = \frac{P_i}{g}$$

لذا:

$$K.E_{max} = \frac{1}{2} \frac{P_1}{g} y_1^2 \omega^2 + \frac{1}{2} \frac{P_2}{g} y_2^2 \omega^2 + \dots$$

با برابر قرار دادن دو معادله ی انرژی پتانسیل و جنبشی مقدار سرعت بحرانی به دست می آید:

$$K.E_{max} = P.E_{max}$$

$$\frac{1}{2} \sum P_i y_i = \frac{1}{2} \sum \frac{P_i}{g} y_i^2 \omega^2 \rightarrow \omega^2 = \frac{\sum P_i y_i}{\sum \frac{P_i}{g} y_i^2}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{g} \frac{\sum P_i y_i}{\sum P_i y_i^2}}$$

در بیشتر مصارف عملی، قطر شفت در نواحی مختلف تغییر می کند. در چنین مواردی، استفاده از این رابطه با جاگذاری جرم هر قسمت و خیز استاتیکی متناظر آن منجر به پاسخی می شود که کوچکتر از سرعت بحرانی واقعی است ولی تقریب خوبی از پاسخ اصلی است.

۲. روش دانکرلی

در روش دانکرلی معادله ی زیر ارائه شده است که به وسیله ی آن سرعت بحرانی محاسبه شود:

$$\frac{1}{\omega_c^2} = \frac{1}{\omega_s^2} + \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \dots + \frac{1}{\omega_n^2}$$

که در آن :

ω_c : سرعت بحرانی کل سیستم

ω_s : سرعت بحرانی شفت بدون اعمال هیچ باری

ω_1 : سرعت بحرانی بار شماره ۱ بر روی یک شفت بی وزن

ω_2 : سرعت بحرانی بار شماره ۲ بر روی یک شفت بی وزن

ω_n : سرعت بحرانی بار شماره n بر روی یک شفت بی وزن

حال اگر رابطه ی فوق را در رابطه ی $\omega_c = \sqrt{\frac{g}{y_0}}$ قرار دهیم، خواهیم داشت:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g}{\sum y_i}}$$

همانطور که در جدول ۱ قابل مشاهده است، اگر هر قسمت از شفت را یک شفت جداگانه در نظر بگیریم، خیز هر قسمت از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$y_i = \frac{W_i a_i^2 b_i^2}{3EI L}$$

که در آن W_i بار هر قسمت و b_i و a_i فواصل این بارها تا دو تکیه گاه است. I ممان اینرسی است که از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

که در آن d قطر معادلی است که از رابطه ی زیر نتیجه می شود:

$$d = \sqrt[4]{\frac{\sum d_i L_i}{L}}$$

صورت کسر فوق مجموع ضرب قطر در طول هر قسمت است و مخرج کسر طول کل شفت است.

با جاگذاری خیز هر قسمت شفت در معادله ی اصلی، رابطه ی نهایی به صورت زیر به دست می آید:

$$\omega_{c1} = \sqrt{\frac{3 E I L}{\sum W_i a_i^2 b_i^2}}$$

۳. رابطه ی تخمینی

سرعت بحرانی را می توان با رابطه ی تخمینی زیر تقریب زد:

$$\omega_{c1} = \sqrt{\frac{C E I g}{W L^3}}$$

برای استفاده از این رابطه باید پارامترهای آن را در واحدهای زیر ارائه کرد:

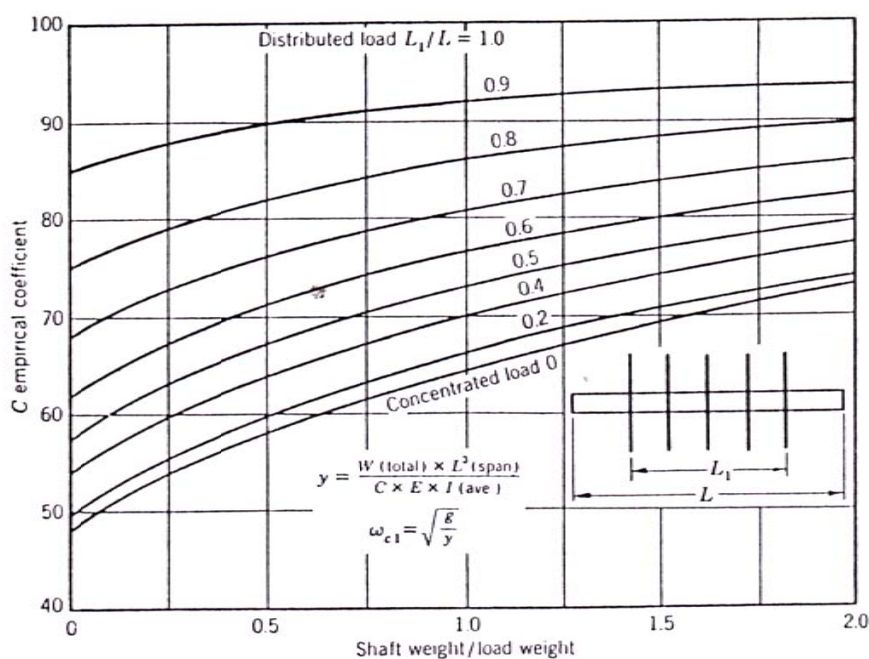
W وزن کل روتور در واحد lb

L فاصله ی دو تکیه گاه ساده در واحد in

E مدول الاستیسیته شفت در واحد lb/in^2

I ممان اینرسی در واحد in^4

برای به دست آوردن مقدار ضریب C به شکل ۳ مراجعه شود.



شکل ۳

همانطور که در ابتدای این مقاله بیان شد، ارتعاشات پیچشی نیز علاوه بر ارتعاشات خمشی حائز اهمیت است. در ارتعاشات پیچشی نیز سرعت بحرانی وجود دارد. در پمپ ها اگر ادوات روی شفت را به دو بخش چرخ و کوپلینگ - موتور تقسیم کنیم (مانند شکل ۴) سرعت بحرانی پیچشی از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$\omega_c = 60 \sqrt{\frac{I_p E_s (J_1 + J_2)}{J_1 J_2 L}}$$

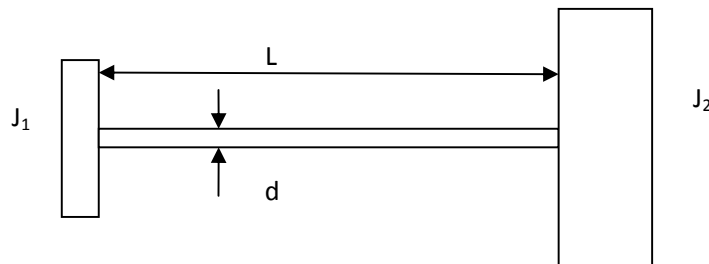
که در آن:

$$I_p = \frac{\pi}{32} d^4 \text{ (in}^4\text{)}$$

$$J_i = \frac{W_i}{g} \overline{R}_i^2$$

$\overline{R}_i$ شعاع ژیراسیون جرم i است. همچنین لازم به ذکر است که E_s مدول الاستیسته ی برشی شفت است. در مواردی که شفت در نواحی مختلف قطرهای مختلفی دارد، می توان از قطر معادل استفاده کرد. پس از استفاده از قطر معادل باید با استفاده از رابطه ی زیر طول را نیز به طول معادل تبدیل کرد:

$$L_{eq_i} = \left(\frac{d_e}{d_i}\right)^4 L_i$$



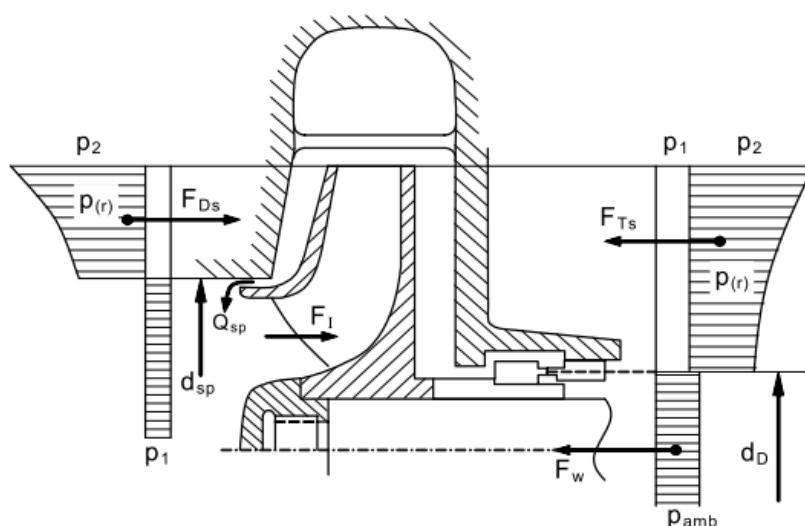
شکل ۴

نیروهای هیدرولیکی وارد بر پمپ

افزایش فشار در پره باعث پیدایش نیرو و ممان هایی می شود که به روتور اعمال می شود. برای انتخاب اندازه ی مناسب شفت و بیرینگ ها به شناخت صحیح این نیروها در جهت های محوری و شعاعی نیاز است. هر کدام از این دو نیرو خاستگاه متفاوتی دارند. نیروهای شعاعی ناشی از توزیع فشار حول محیط پره است. در حالی که نیروهای محوری به دلیل جریان عبوری از فاصله های کناری پره و در نتیجه ی آن توزیع فشاری است که روی شroud به وجود می آید.

۱. تراست محوری

برای انتخاب اندازه ی بیرینگ های محوری یا ادوات خنثی کننده ی نیروی تراست محوری پیش بینی شده، شناخت نیروی محوری وارد شده بر روتور الزامی است. نیروی برآیند شامل نیروهای نشان داده شده در شکل ۱ است.



شکل ۱

در این شکل نیروهای F_{FS} و F_{RS} نیروهای حاصل از توزیع فشار وارد بر شroud هستند. در واقع F_{RS} نیروی محوری وارد بر شroud عقب و F_{FS} نیروی محوری وارد بر شroud جلو است. مقدار این نیروها از روابط زیر محاسبه می شود:

$$F_{FS} = \pi r_2^2 \left\{ (1 - x_{sp}^2) \Delta p_{La} - \frac{\rho}{4} u_2^2 \bar{k}^2 (1 - x_{sp}^2)^2 \right\}$$

$$F_{RS} = \pi r_2^2 \left\{ (1 - x_D^2) \Delta p_{La} - \frac{\rho}{4} u_2^2 \bar{k}^2 (1 - x_D^2)^2 \right\}$$

در روابط فوق پارامترهایی به کار رفته است که هر کدام در جدول ۱ معرفی شده اند.

جدول ۱

رابطه	نام	نماد
-	شعاع خارجی	r_2
-	مولفه محیطی سرعت در خروجی پره	u_2
$p_2 - p_1$	افزایش فشار استاتیکی در پره	Δp_{La}
$\frac{c_u}{r\omega} = \frac{\beta}{\omega}$	گردش سیال در فاصله ی کناری پره	k
$\frac{d_{sp}}{d_2}$	-	x_{sp}
$\frac{d_D}{d_2}$	-	x_D
-	سرعت زاویه ای سیال بین پره و حلزونی	β

همانطور که پیداست، برای محاسبه ی نیروی تراست محوری تنها لازم است که اختلاف فشار استاتیکی در پره محاسبه شود. برای محاسبه ی آن روابط زیر ارائه شده است:

$$\Delta p_{La} = \eta_{h,La} \frac{\rho}{2} (u_2^2 - w_2^2 + c_1^2)$$

$$\Delta p_{La} = \rho g H_p = \rho g H R_G$$

$$\Delta p_{La} \approx \rho g H \left(1 - \frac{\Psi}{4\eta_h}\right) \frac{\eta_{h,La}}{\eta_h}$$

در رابطه ی اول محاسبه ی اختلاف فشار نیازمند مولفه های سرعت در خروجی پره است، در صورتی که در دو رابطه ی آخر چنین نیازی وجود ندارد. همچنین برای ساده سازی رابطه ی آخر معمولاً فرض می شود که $\frac{\eta_{h,La}}{\eta_h} = 1$ یعنی افزایش فشار در خروجی پره بسیار ناچیز است.

نیروهای محوری وارد بر شroud از انتگرال $F = 2\pi \int p r dr$ نتیجه می شود. توزیع فشار مورد نیاز در انتگرال از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$p = p_2 - \frac{\rho}{2} u_2^2 \bar{k}^2 \left(1 - \frac{r^2}{r_2^2}\right)$$

که در رابطه فوق $\bar{k}$ ضریب متوسط دوران سیال در فاصله ی کناری پره است و بر اساس تفاوت فشار خروجی پره و ورودی آب بند حلقوی در پمپ های چند طبقه اندازه گیری می شود.

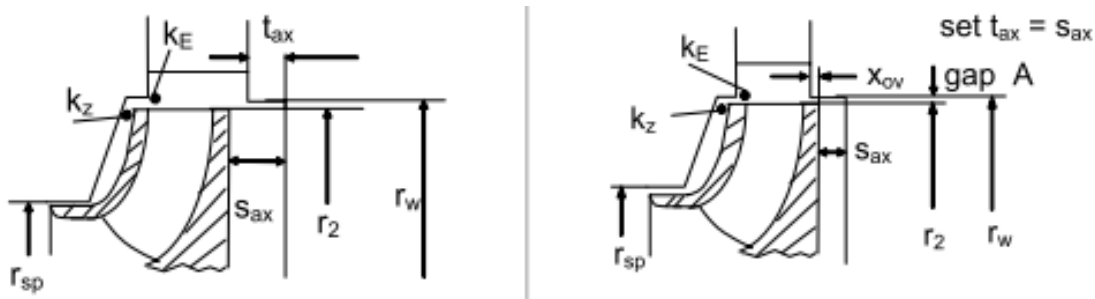
بازه ی انتگرال گیری از r_{sp} یا r_D تا r_2 است. در حالت کلی این انتگرال به صورت مجزا یک بار برای شroud جلویی و یک بار برای شroud عقب محاسبه می شود. به همین منظور دو راه وجود دارد:

A از مقدار متوسط ضریب متوسط دوران استفاده شود. به همین منظور از روابط زیر استفاده می شود:

$$k_0 = \frac{1}{1 + \left(\frac{r_w}{r_2}\right)^2 \sqrt{\left(\frac{r_w}{r_2} + 5 \frac{t_{ax}}{r_2}\right) \frac{c_{f,W}}{c_{f,R}}}}$$

$$\frac{k_{cp}}{k_0} = \exp \left\{ 300 \varphi_{sp} \left[\left(\frac{r_2}{r_{sp}} \right)^b - 1 \right] \right\}$$

در روابط فوق k_0 نشاندهنده ی مقدار دوران جریان در حالتی است که هیچ جریان از کناره ی پره وجود نداشته باشد. جریان کناره ی پره را با φ_{sp} نشان می دهند. یعنی هنگامی که $\varphi_{sp} = 0$ باشد از نماد k_0 استفاده می شود. t_{ax} نشاندهنده ی ضخامت قسمت استوانه ای محفظه است. c_f ها نیز ضرایب اصطکاک می باشند. برای درک بهتر پارامترهای هندسی روابط فوق شکل ۲ ارائه شده است.



شکل ۲

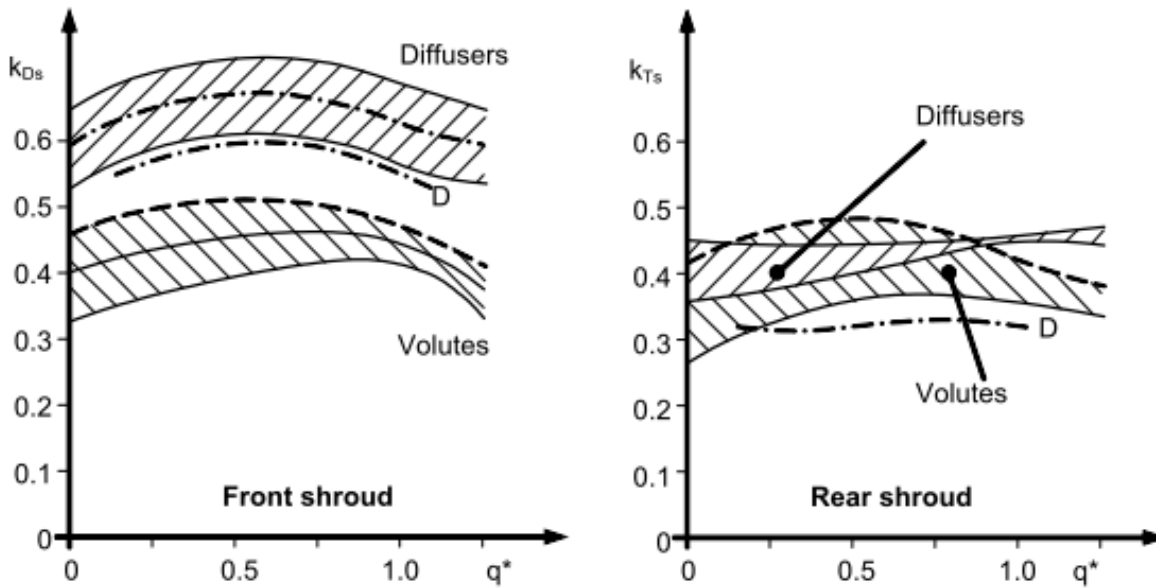
k_{cp} مقدار متوسط ضریب دوران است که تنها هنگامی قابل استنباط از روابط فوق است که $\frac{r_{sp}}{r_2} > 0.3$ & $k_E \approx 0.5$. برای تعیین ثابت b از دستورالعمل زیر استفاده می شود:

- اگر جریان سمت داخل باشد ($\varphi_{sp} > 0$) آنگاه $b=1$
- اگر جریان سمت خارج باشد ($\varphi_{sp} < 0$) آنگاه $b=0.65$

برای محاسبه ی مقدار متوسط ضریب دوران می توان از شکل ۳ نیز استفاده کرد. استفاده از این روش هنگامی مناسب است که نشی ناچیز است.

B. می توان از ضریب کاهش نیرو (C_A) استفاده کرد. این ضریب همانطور که از اسمش پیداست مقدار کاهش نیروی محوری در حالت واقعی نسبت به حالتی که فشار در دو طرف ثابت باشد ($k=0$) را مشخص می کند. این ضریب به نیروی معادل F_{Ref} اعمال می شود که با فرض توزیع فشار متناسب با $k=1$ به سطح πr_2^2 وارد می شود. با توجه به عبارات فوق :

$$C_A = \frac{\Delta F}{F_{Ref}} = \frac{4 \Delta F}{\pi \rho u_2^2 r_2^2} = \frac{8 \int_{r_2}^r \Delta p r dr}{\rho u_2^2 r_2^2} = 4 \int_1^x c_p x dx$$



شکل ۳

پس از به دست آوردن C_A از رابطه ی زیر نیروی وارد بر یک شroud محاسبه می شود:

$$F = \pi r_2^2 \left\{ (1 - x^2) \Delta p_{La} - \frac{\rho}{4} u_2^2 C_A \right\}$$

همچنین با به دست آوردن مقدار C_A می توان مقدار $\overline{k_A}$ را نیز از رابطه ی زیر محاسبه کرد:

$$\overline{k_A} = \frac{\sqrt{C_A}}{1 - x^2}$$

با توجه به نامعینی های موجود و همچنین حاشیه ای که برای بارهای محوری وارد بر باتاقان های محوری در نظر گرفته می شود، استفاده از روش A در بسیاری از موارد کافی است. اگر تاثیرات نشتی بسیار باشد و یا لقی آب بند حلقوی سایشی باشد باید از روش B استفاده کرد.

مقدار خالص تراست محوری وارده از تفاضل تراست محوری وارد بر شroud جلو و تراست محوری وارد بر شroud عقب حاصل می شود:

$$F_{HY} = F_{RS} - F_{FS}$$

در بعضی از موارد جهت ساده کردن روابط ضریب دوران در شroud جلو و عقب برابر فرض می شود. با این فرض رابطه ی ساده شده برای محاسبه ی تراست محوری به صورت زیر است:

$$F_{HY} = \frac{\pi}{4} (d_{sp}^2 - d_b^2) \left\{ \Delta p_{La} - \frac{\rho}{2} \overline{k^2} u_2^2 \left(1 - \frac{d_{sp}^2 + d_b^2}{2d_2^2} \right) \right\}$$

در رابطه ی فوق d_{sp} قطر آب بند حلقوی، d_D قطر آب بند شفت و d_2 قطر خارجی پره است.

بنا بر قانون بقای ممنتوم نیروی محوری وارد بر پره از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$F_1 = \rho Q (c_{1m} - c_{2m} \times \cos \varepsilon_2)$$

که در آن ε_2 زاویه ی بین خط جریان متوسط خروجی از پره و محور روتور است. برای پره های شعاعی مقدار این پارامتر ۹۰ درجه است.

از طرفی نیروی محوری نامتعادل وارد بر شفت در هر نوع پمپ به صورت متفاوتی محاسبه می شود. در پمپ های OH یک طبقه که در شکل ۱ نشان داده شده است مقدار این نیرو برابر است با:

$$F_w = \frac{\pi}{4} d_D^2 (p_{amb} - p_1)$$

در نتیجه نیروی برآیند محوری وارد بر روتور از جمع نیروهای مذکور به دست می آید:

$$F_{ax} = F_{HY} - F_1 + F_w + F_{coupl}$$

در پمپ های چند طبقه برآیند نیروهای محوری در هر طبقه به صورت جداگانه محاسبه شده و در انتها با یکدیگر جمع می شوند. توضیح دیگر پیرامون F_{coupl} اینکه اگر کوپلینگ مورد استفاده قابلیت انتقال نیروی محوری را داشته باشد این ترم وارد محاسبات می شود و در غیر این صورت از آن صرف نظر می شود. نیرو در جهت نازل مکش مثبت علامتگذاری می شود. اگر فشار مکش بیشتر از فشار محیط باشد، ترم F_w منفی می شود و منجر می شود که در پمپ های OH بار از روی یاتاقان ها برداشته شود.

نکته ای که در کنار تمامی مطالب فوق بسیار حائز اهمیت است، وجود نامعینی های بسیار در محاسبات نیروی محوری است. زیرا مقادیر زیر را نمی توان با اطمینان مشخص کرد:

۱. جریان دورانی ورودی (K_E) به فاصله ی کناری پره
۲. اتلافات پره و در نتیجه مقدار p_2
۳. ضرایب دوران K_{FS} و K_{RS} و مقدار نشتی
۴. تفاوت احتمالی بین مقادیر p_{2RS} و p_{2FS} در پمپ هایی با پره شعاعی و سرعت مخصوص بالا و پمپ های نیمه جریان محوری
۵. تیرانس های هندسی مانند لقی آب بند حلقوی، موقعیت روتور محوری و تیرانس های ناشی از ریخته گری پره

بین موارد فوق، مورد اول مهمترین نامعینی است زیرا توزیع سرعت در خروجی پره نامشخص بوده و تاثیر بازگردش در حالت بار جزئی بیشتر می شود. به دلیل همین نامعینی ها ضرایب اطمینانی برای نیروی محوری در نظر گرفته می شود تا بیرینگ ها جوابگوی نیرو باشند. با توجه به نامعینی های موجود و وجود این امکان که بعضی از پارامترهای مورد نیاز برای محاسبه ی نیروی محوری در دسترس نباشند روابطی جهت تخمین نیروی محوری ارائه شده است که به صورت طبقه بندی شده در جدول ۲ موجود است.

جدول ۲

نوع پمپ	رابطه تخمینی	توضیحات
پمپ های شعاعی و نیمه محوری	$F_{ax} = (0.7 \text{ to } 0.9) \rho g H_{tot} \frac{\pi}{4} (d_{sp}^2 - d_D^2)$	-
پمپ های دارای سوراخ توازن روی پره	$F_{ax} = (0.1 \text{ to } 0.2) F_{Hy} - F_1 + F_W + F_{coupl}$	-
پمپ های دو ورودی	$F_{ax} = f_{ax} \rho \frac{u_2^2}{2} (d_2^2 - d_{sp}^2)$	برای نیروهای پایا $0.01 \text{ to } 0.02$
		برای نیروهای ناپایا $0.02 \text{ to } 0.06$
پمپ های نیمه جریان محوری (بسته)	$F_{ax} = f_{ha} \rho g H \frac{\pi}{4} (d_{sp}^2 - d_D^2)$	$f_{ha} = \left(\frac{n_q}{n_{q,ref}} \right)^{0.17}$ ($n_{q,ref} = 220$)
پمپ های نیمه جریان محوری (باز)	$F_{ax} = f_{ha} \rho g H \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_D^2)$	$f_{ha} = \left(\frac{n_q}{n_{q,ref}} \right)^{0.28}$ برای ($n_{q,ref} = 220$) $n_q < 200$
پمپ های جریان محوری	$F_{ax} = (1 \text{ to } 1.1) \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_n^2) \rho g H$	-

۲. تراست شعاعی

مشخص کردن مقدار نیروی شعاعی وارد بر پره برای محاسبه بار بیرینگ ها، تنش های وارد بر شفت و تغییر شکل آن لازم است. اصولاً نیروهای شعاعی هنگامی به وجود می آیند که توزیع موئلفه ی محیطی فشار استاتیکی در خرجی پره (p_2) به صورت غیر یکنواخت باشد. نامتقارن بودن جریان در کلکتور در کنار عدم تقارن چرخشی جریان ورودی به پره باعث این پدیده می شود.

از آنجا که توزیع فشار در خروجی پره ناپایاست، مجموع آن روی محیط پره یک میانگین زمانی دارد که به آن تراست شعاعی استاتیکی می گویند. از طرفی به طیف موئلفه های نیروی ناپایای شعاعی تراست شعاعی دینامیکی می گویند. نیروهای شعاعی ناشی از توزیع وابسته به زمان فشار در خروجی پره تحت تاثیر عوامل فیزیکی متعددی قرار دارند:

نیروهای تحریک با موئلفه های استاتیکی و دینامیکی که از ارتعاشات روتور مستقل هستند:

- جریان غیریکتا در کلکتور که به عرض خروجی پره و به تصویر شرود وارد می شود مگر اینکه نیروهای مذکور بر محور روتور قائم باشند.
- جریان های غیریکتا در فاصله کناری پره که می تواند ناشی از توزیع غیریکنواخت فشار در کلکتور باشد. علاوه بر این عدم تقارن در نشستی دو طرف پره نیز از دیگر عوامل است که ناشی از لنگ زدن احتمالی آب بند حلقوی است.
- اگر پره در حالتی دوران کند که به علت تغییر شکل شفت، آب بند حلقوی دچار لنگی شده باشد (مثلاً هنگامی که در اثر وزن شفت شکم کرده است) توزیع فشار در آب بند غیریکنواخت می شود و در نتیجه یک نیروی استاتیکی در آب بند حلقوی ایجاد می شود.

نیروهای عکس‌العملی ناپایا که ناشی از ارتعاشات روتور است:

- برهم‌کنش هیدرولیکی پره
- نیروهای آب‌بند حلقوی

جداسازی این اثرات برای محاسبه ی نیروی شعاعی کار ساده ای نیست. زیرا هیچ کدام به صورت دقیق از یک تابع تئوری پیروی نمی‌کنند و برای محاسبه ی آنها نیاز به مدل سازی سه بعدی جریان در پره و کلکتور است که خود هزینه بر است. لذا استفاده از ضرایب تخمینی برای محاسبه ی تراست شعاعی متداول است که از اندازه گیری های تجربی و داده های آماری به دست می آید.

بیشتر ضرایب معرفی شده برای پره هایی با آب‌بند حلقوی می باشند و تمامی تاثیرات ذکر شده را شامل می شوند که دو نمونه از آنها در زیر آورده شده است:

$$k_R = \frac{F_R}{\rho g H d_2 b_{2tot}}$$

$$k_{Ru} = \frac{2 F_R}{\rho u_2^2 d_2 b_{2tot}}$$

در واقع تفاوت بین این دو ضریب در اعمال ضریب فشار است. یعنی:

$$k_{Ru} = \Psi \times k_R$$

در روابط فوق F_R نیروی تراست شعاعی و b_{2tot} ضخامت پره در خروجی با در نظر گرفتن ضخامت دیواره های عقبی و جلویی شروع است.

همچنین k_R را می توان از رابطه ی زیر نیز به دست آورد:

$$k_R = \frac{\Delta p_{La}}{\rho g H}$$

که در آن Δp_{La} تفاوت فشار متوسطی است که روی صفحه ی تصویر شده ی $d_2 \times b_{2tot}$ اعمال می شود.

در تمامی مواردی که از ضریب k_R استفاده شده است، منظور ضریب تراست شعاعی استاتیکی پایا است مگر اینکه زیروند dyn به نشانه ی ضریب تراست شعاعی دینامیکی یا زیروند tot به نشانه ی ضریب تراست مجموع وجود داشته باشد. از آزمایشات تجربی اینگونه بر می آید که ضریب تراست شعاعی مستقل از سرعت روتور یا رینولدز جریان است. همچنین برای پمپ های مشابه از نظر هندسی، اندازه ی پره تاثیری بر مقدار ضریب تراست شعاعی ندارد. در واقع برای پمپی مشخص، مقدار این ضریب وابسته به مقدار دبی مخصوص (q^*) است.

روش های متنوعی جهت محاسبه ی مقدار تراست شعاعی معرفی شده است که در زیر به برخی از آنها مختصراً پرداخته شده است:

❖ انتگرال گیری از توزیع فشار

نیروی شعاعی را می توان با انتگرال گیری از توزیع فشار روی محیط در خروجی پره به وسیله ی فشار سنج در محفظه ی پمپ به دست آورد. استفاده از فشارسنج روی دیواره ی محفظه ی پمپ بسیار ساده است و نیاز به وسیله ی دیگری نیست. دقت این روش به تعداد فشار سنج های نصب شده روی دیواره وابسته است.

❖ اندازه گیری نیروهای بیرینگ

در بیشتر مواقع، نیروهای بیرینگ توسط کشش سنج ها یا نیروسنج ها اندازه گیری می شوند. کشش سنج ها به دسته های بیرینگ^{۵۱} ها متصل می شوند. دسته ها باید آنقدر ارتجاع پذیر باشند که به کشش سنج های متصل به خود کشش الاستیک کافی را اعمال کنند تا نیروی شعاعی با دقت بالا اندازه گیری شود. اینگونه دسته هایی فرکانس های ویژه اجزای تست را کاهش می دهند، در نتیجه سرعت تست باید به گونه ای انتخاب شود که به دلیل رزونانس نتایج خلاف واقع گزارش نشود. این امر با نصب یک ناتوازی مکانیکی معلوم به جای پره قابل اجرا است. به گونه ای که در دامنه ای که نیرو با مربع سرعت متناسب است رزونانس اتفاق نیفتاده و نتیجه ی تست قابل قبول است.

با اندازه گیری نیروی وارد بر بیرینگ برآیند نیروهای وارد بر روتور مشخص می شود. اینکه تراست شعاعی از نیروهای ایجاد شده توسط آب بند قابل تمایز باشد ممکن نیست و در نتیجه تراست محوری با استفاده از مشخصه های آب بند حلقوی، لقی و سطح آب بند مشخص می شود.

❖ اندازه گیری خمشی شفت

اگر به وسیله ی ادوات سنجش، مقدار خمشی شفت اندازه گیری شود با استفاده از آن و با در نظر گرفتن خمشی آن در اثر وزن روتور می توان مقدار تراست شعاعی را به دست آورد. برای در نظر گرفتن خمشی استاتیکی باید تست کالیبره شود و به همین منظور می توان از ناتوازی مکانیکی با محاسبه ی وزن مرده استفاده کرد. در این روش نیز کالیبره کردن سیستم به صورت دینامیکی جهت جلوگیری از وقوع رزونانس ضروری است. این روش چندان دقیق نیست.

❖ اندازه گیری تنش های وارد بر شفت

برآیند تمامی نیروها و ممنتوم های ناشی از پره و آب بند را می توان با نصب یک کشش سنج در نزدیکی پره ی آویخته بر روی شفت اندازه گیری کرد. این روش بسیار سخت و پرهزینه است و به همین دلیل از آن تنها در مواردی استفاده می شود که تمرکز بررسی ها بر روی نیروهای ناپایا باشد. کالیبره کردن این تست به وسیله ی ناتوازی مکانیکی انجام می پذیرد. همچنین به دلیل اجتناب از رزونانس، باید تمامی مشخصه های دینامیکی اجزای تست بررسی شود.

❖ اندازه گیری نیروهای به وسیله ی بیرینگ های مغناطیسی

از بیرینگ های فعال مغناطیسی جهت اندازه گیری نیروهای وارد بر روتور می توان استفاده کرد. این روش بدین گونه است که دو میدان مغناطیسی ایجاد شده توسط آهنربای الکتریکی روی روتور متمرکز می شود. جریان الکتریکی در آهن ربا به گونه ای تنظیم

⁵¹ Bearing brackets

می شود که روتور در موقعیت مرکزی خود قرار گیرد. مقدار نیروی بیرینگ ها از اندازه گیری شدت جریان و همچنین مقدار هوای میان آهن ربا و روتور به دست می آید. مزیت این روش این است که پمپ تحت تست را می توان به گونه ای ساخت که سختی لازم برای اجتناب از رزونانس را دارا باشد.

برای درک بهتر ماهیت تراست شعاعی، به بررسی مکانیزم فیزیکی پدید آورنده ی این نیرو در یک پمپ تک حلزونی پرداخته می شود:

در پمپ های تک حلزونی توزیع فشار و شرایط جریان در سه حالت امکان پذیر است:

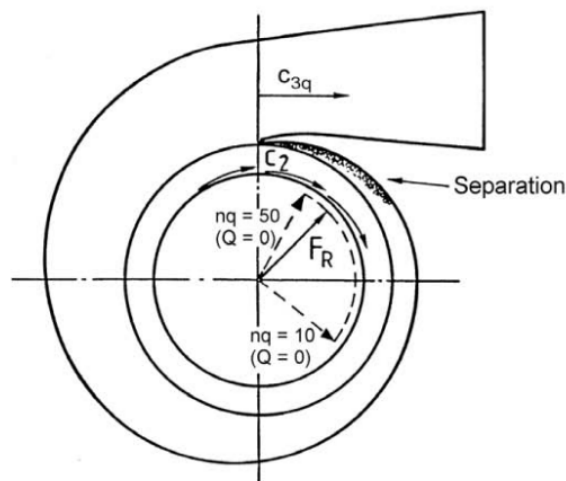
۱. در نزدیکی نقطه ی بهترین عملکرد (BEP) زاویه ی جریان در خروجی پره تقریباً با زاویه ی α_2 (زاویه ی کاتواتر) برابر است. از این رو کاهش شتاب جریان با دقت زیادی از قانون بقای ممثوم تبعیت می کند و توزیع فشار یکنواخت است مگر در نزدیکی کاتواتر که به دلیل اغتشاشات محلی این رژیم به هم می خورد. هنگامی که پمپ در نقطه BEP خود کار می کند، فشار استاتیکی در محیط پره نوسانات کمی دارد و این باعث می شود که برآیند نیروهای شعاعی در این حالت بسیار کوچک باشد (در واقع اگر کاتواتر را بسیار نازک در نظر بگیریم برآیند نیروها صفر می شود).
۲. در بار جزئی ($q^* \ll 1$) در تمامی نقاط محیطی مساحت جریان بسیار بزرگ است. جریان خروجی از پره با سرعت مطلق C_2 دچار کاهش سرعتی می شود تا سرعت جریان را به سرعت میانگین حلزونی C_{sp} برساند. سرعت میانگین حلزونی برابر است با:

$$C_{sp} = \frac{Q}{A}$$

که در آن A نشاندهنده ی مساحت حلزونی در محل مورد نظر است.

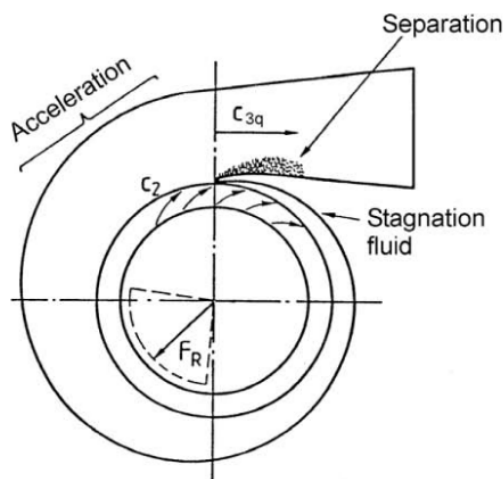
با فشار استاتیکی از فشار مینیموم در پایین دست جریان کاتواتر تا فشار ماکزیمم در نواحی نزدیک گلویی افزایش می یابد تا سرعت جریان از C_2 به C_p برسد. در دبی های بسیار کم (دبی های نزدیک $Q=0$) تفاوت میان دو سرعت مذکور بسیار است و خروج جریان از پره و ورود به حلزونی مانند ورود یک جت به محفظه بزرگ است. از طرفی به دلیل چرخش پره با وجود دبی کم (حتی دبی صفر) سیال نمی تواند بی حرکت بماند و در نتیجه جریان در محفظه می چرخد. کاتواتر مانع این چرخش می شود و جدایش جریان سبب افزایش مینیموم فشار می شود.

هنگامی که پمپ در حالت بار جزئی کار می کند، نوسانات بسیار شدید فشار در محیط پره به وجود می آید. این نوسانات شدید منجر به نیروی شعاعی بزرگی می شود که در حالت دبی $Q=0$ بیشترین مقدار خود را دارد. به دلیل جدایش جریان، مقدار فشار بلافاصله در پایین دست کاتواتر کمتر از این مقدار برای داخل حلزونی است. در نتیجه جهت نیروی شعاعی به سوی این مکان این فشار مینیموم هدایت می شود. برای درک بهتر عبارات فوق به شکل ۴ توجه شود.



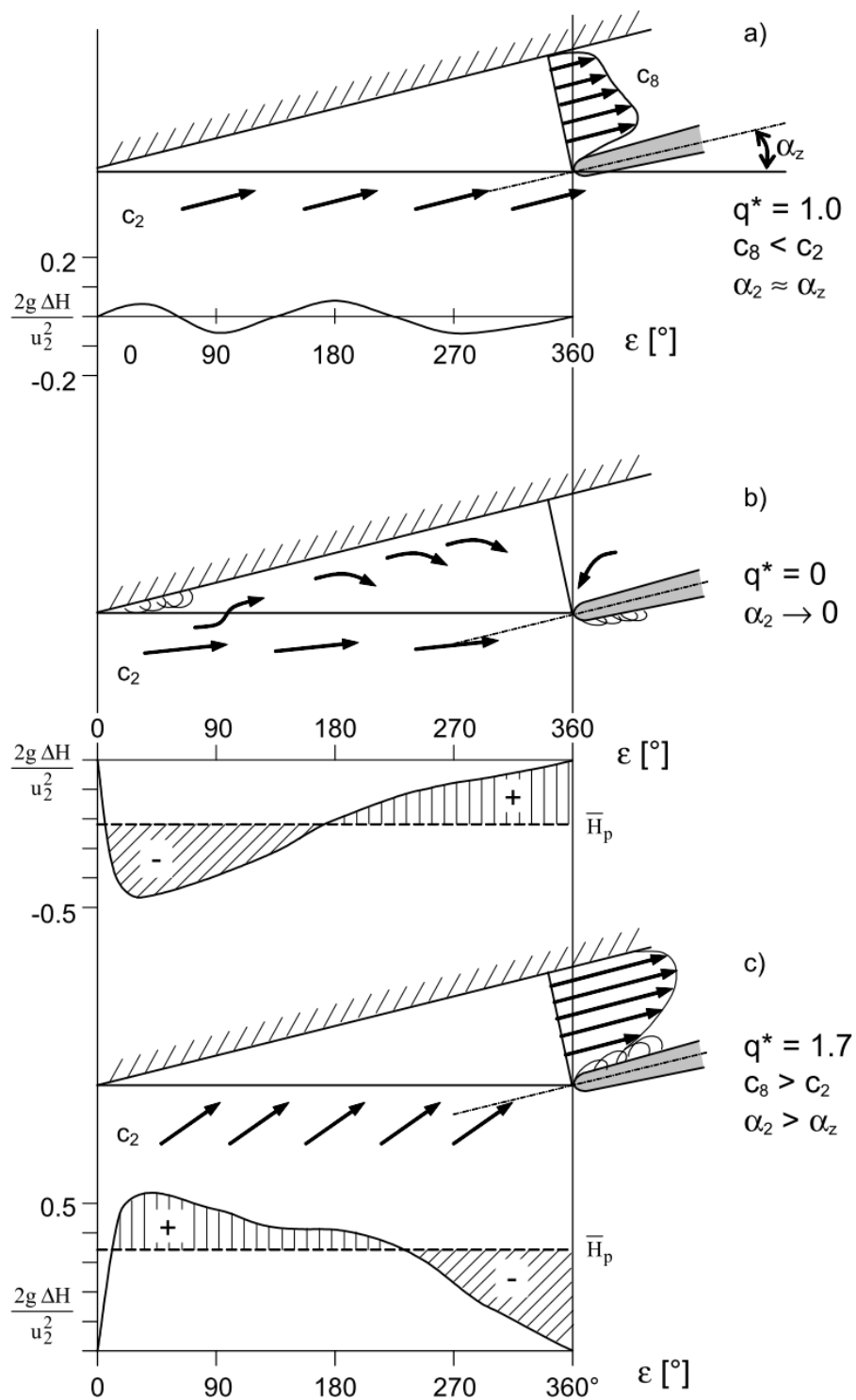
شکل ۴

۳. در دبی های بالا ($q^* \gg 1$) سطح مقطع حلزنی کوچک است و در نتیجه جریان در پایین دست پره جران می گیرد. به دلیل بزرگی زاویه ی حمله جریان به کاتوتر، در نازل تخلیه جدایش جریان اتفاق می افتد. پایین دست کاتوتر نقطه ی سکونی به وجود می آید که فشار ماکزیمم در این محل وجود دارد. بردار نیروی شعاعی برآیند به سمت مخالف این نقطه هدایت می شود. به شکل ۵ توجه شود.



شکل ۵

نمودارهای مربوط به سه حالت بحث شده در فوق در شکل ۶ آورده شده است.



شکل ۶

برای محاسبه ی تراست شعاعی با توجه به نوع پمپ روابطی معرفی شده است. جدول ۳ و شکل‌های ۷ و ۸ برای استفاده از این روابط مفیدند.

جدول ۳

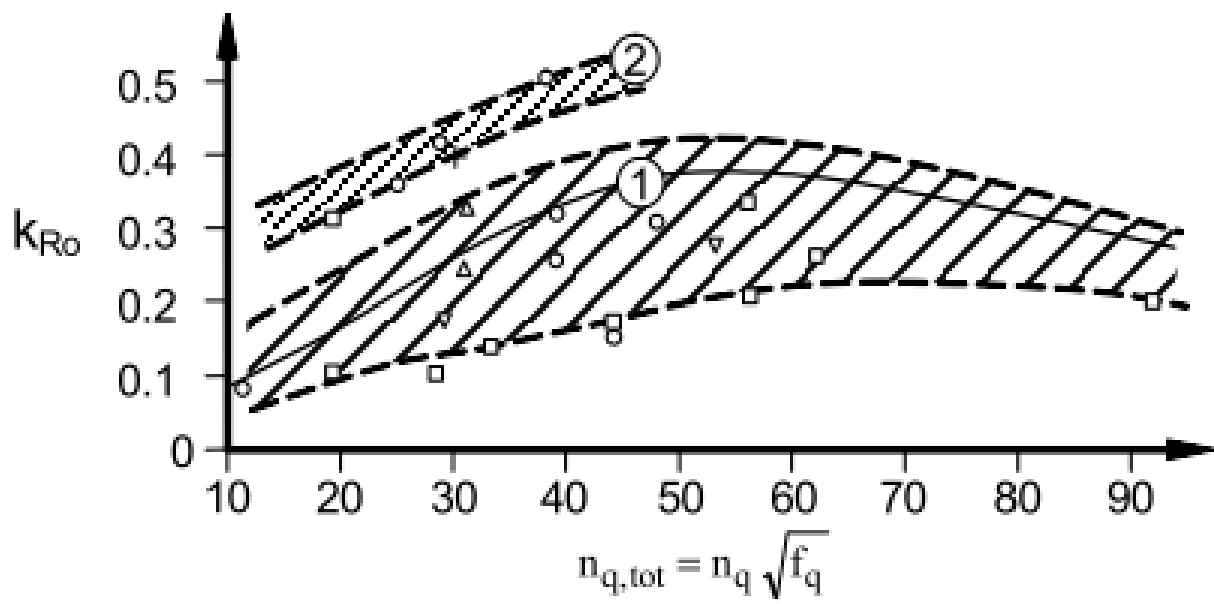
نیروی شعاعی			
نیروهای شعاعی پایا			
تک حلزونی	$q^* = 0$	K_{R0} از شکل ۷ به دست می آید	
	$0 < q^* < 1$	$K_R = (K_{R0} - K_{R,opt})(1 - q^{*2}) + K_{R,opt}$	
	$q^* = 1$	$K_{R,opt} = 0.03 \text{ to } 0.08$	
	$q^* > 1$	$K_R = 0.09 q^{*2}$	
دو حلزونی	$K_{R,Dsp} = F_{Dsp} K_{R0}$	$F_{Dsp} = (1.75 - 0.0083 \varepsilon_{sp}^0)$ از شکل ۸ به دست می آید	
حلزونی دوقلویی	$K_{R,zsp} = (0.3 \text{ to } 0.5) K_{R,Dsp}$		
محفظه حلقوی	$K_R = K_{R0}(1 + q^* + a q^{*2})$	$K_{R0} = 0.03 \text{ to } 0.1$	a وابسته به هندسه پمپ است
دیفیوزر	$q^* = 0; K_{R0} = 0.02 \text{ to } 0.09$		$q^* = 1; K_{R,opt} = 0.01 \text{ to } 0.06$
نیروهای شعاعی ناپایا		$q^* < 0.5$	$q^* = 1$
تمامی انواع حلزونی ها و محفظه حلقوی		$K_{R,dyn} = 0.07 \text{ to } 0.012$	$K_{R,dyn} = 0.01 \text{ to } 0.05$
دیفیوزر		$K_{R,dyn} = 0.04 \text{ to } 0.016$	$K_{R,dyn} = 0.01 \text{ to } 0.09$
پمپ های جریان محوری			
$F_R = K_{R,D} \rho g H d_2^2$		نیروی پایا و $q^* < 1.2$: $K_{R,D} = 0.02$	نیروی ناپایا : $K_{R,D} = 0.01$

توضیحات ضروری پیرامون شکل ۷:

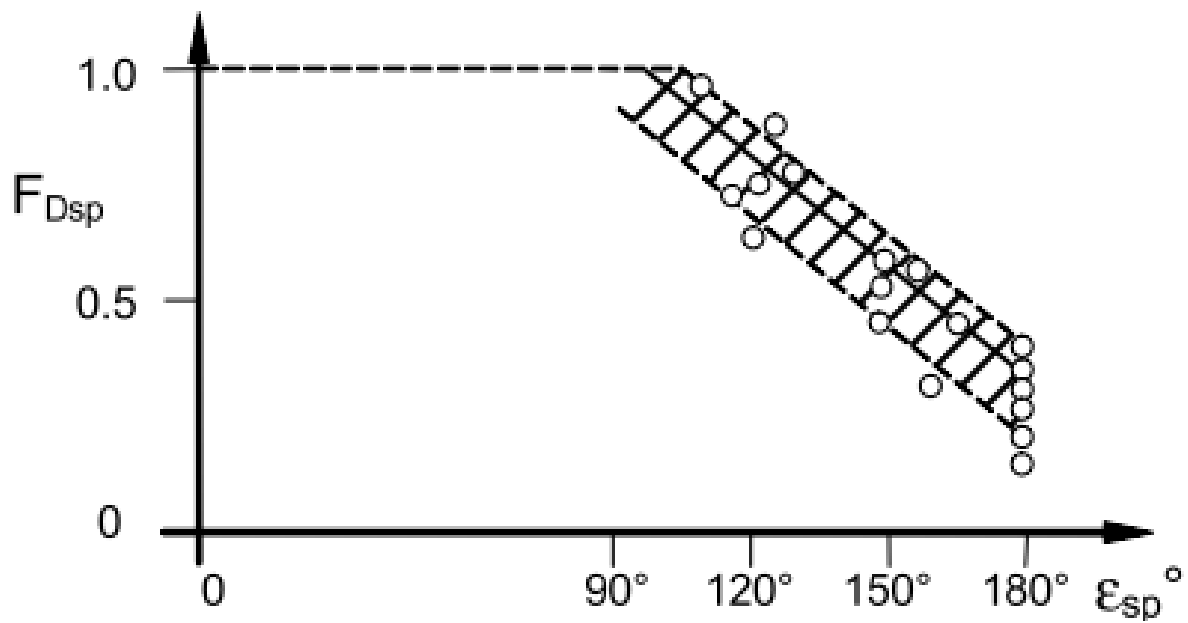
- منحنی ۱ مربوط به لقی آب بند با توجه به معادله ی زیر است:

$$\frac{\Delta d}{d_{sp}} = 0.004 \left(\frac{100}{d_{sp}} \right)^{0.53} \quad (d \text{ (mm)})$$

- منحنی ۲ مربوط به لقی آب بند دابل است.
- برای پره های تک ورودی $f_q = 1$ و برای پره های دو ورودی $f_q = 2$ می باشد.



شکل ۷



شکل ۸

منابع و مراجع

- Centrifugal pumps, Johhan F.Gulich, Springer, Leipzig, 2007.

📖 اخبار پمپ جهان

کمپانی KNF پمپ دیافراگمی جدید NFB 100 خود را معرفی کرد. این پمپ که در شکل زیر مشاهده می شود با یک موتور دارای ۲ هد متفاوت است که مزیت بسیار بزرگی است. در حالت اتصال موازی، تغییر عملکرد پمپ بین دو هد جایگزین بسیار روان و غیر قابل تشخیص است که باعث می شود نیازی به نصب ادوات جدید برای کاهش نوسانات وجود نداشته باشد.



با استفاده از این پمپ در حالت عملکرد با یک هد، دو سیال متفاوت را می توان هم زمان پمپاژ کرد که باعث کاهش هزینه در تهیه ی پمپ ثانویه می شود. لذا این پمپ در دو حالت زیر بسیار به صرفه است:

۱. پمپاژ یک سیال با دو هد متفاوت
۲. پمپاژ دو سیال با هد یکسان

مزیت های کلی این پمپ عبارت است از:

۱. در دبی های بالا بدون ارتعاش کار می کند.
۲. قابلیت پمپاژ دو سیال را به صورت جداگانه دارد.
۳. طراحی آن بسیار تخت و کم جاگیر است.
۴. از لحاظ شیمیایی مقاوم است.
۵. از لحاظ اقتصادی به صرفه است.
۶. در حالت خشک به صورت خودکار عملکرد ایمنی دارد.
۷. عمر زیادی دارد و بی نیاز از تعمیر است.

📖 مقدمه ای بر طراحی شفت

شفت^{۵۲} یا محور، میله ای با قطرهای مختلف در نواحی مختلف است که با حرکت دورانی خود، حرکت و انرژی را از یک تولید کننده به یک مصرف کننده منتقل می کند. این مصرف کننده معمولاً یکی از موارد زیر است:

۱. یک شفت دیگر (معمولاً به وسیله ی کوپلینگ)
۲. چرخنده
۳. چرخ زنجیر
۴. پولی تسمه

معمولاً روی شفت علاوه بر موارد فوق ادوات دیگری نیز نصب می شوند. از مهمترین آنها می توان به یاتاقان اشاره کرد. به تغییر قطرهایی که در شفت به وجود می آید پله گفته می شود. در واقع در یک شفت طیف قطری از قطر مینیوم تا قطر ماکزیمم وجود دارد که به نواحی مرزی تغییر این قطرها پله می گویند. در شکل ۱ یک شفت با پله های زیاد نشان داده شده است.



شکل ۱

برای طراحی یک شفت نیاز به دانش تحلیل تنش و شکست وجود دارد. برای تحلیل تنش و شکست تئوری های زیادی ارائه شده است که هر کدام شکست را ناشی از یک عامل معرفی کرده اند. در این مقاله تلاش شده است که مختصری از طراحی شفت با تئوری های معمول بیان شود و در انتها روی بهترین آنها تمرکز شود.

⁵² Shaft

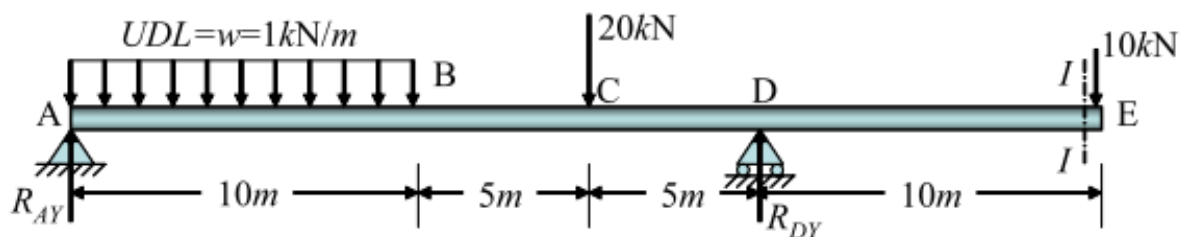
در همه ی روش ها مهمترین بخش طراحی شفت محاسبه ی قطر مینیموم است. قطر مینیموم کمترین اندازه ی قطری است که یک شفت تحت عملکرد مشخص می تواند داشته باشد، بدون اینکه بشکند. معمولا برای تعیین قطر مینیموم جهت رعایت حاشیه ی امنیت بحرانی ترین نقطه و وضعیت عملکرد شفت را در نظر می گیرند.

همانطور که بیان شد هدف در طراحی شفت تعیین قطر در نقطه ای دلخواه است. به همین منظور مستقل از نوع آنالیز تنش و شکست مورد استفاده قرار گرفته، دو گام اولیه ی زیر باید طی شود:

گام اول) یک شفت حین عملکرد خود تحت دو نوع ممان قرار می گیرد: ممان پیچشی و ممان خمشی. بردار نرمال ممان پیچشی در راستای محور شفت و بردار نرمال ممان خمشی عمود بر محور شفت است. برای تعیین قطر مناسب شفت در نقطه ی دلخواه O باید مقدار ممان پیچشی و ممان خمشی در این نقطه مشخص باشد. به همین منظور رسم دیاگرام های ممان ضروری به نظر می رسد. پس از رسم دو دیاگرام مذکور مقدار گشتاورهای پیچشی و خمشی در هر نقطه ی دلخواهی از شفت مشخص است.

برای رسم دیاگرام های ممان باید شفت را با یک تیر مدل کرد. مدل دقیق این تیر با توجه به محل قرار گرفتن یاتاقان ها مشخص می شود که در واقع نقش تکیه گاه های ساده را در یک تیر بازی می کنند. جهت یادآوری نحوه ی رسم دیاگرام های ممان توضیح اجمالی تحت یک مثال پیرامون این مبحث داده شده است.

مثال : دیاگرام ممان تیر نشان داده شده در شکل ۱ را رسم کنید.



شکل ۱

برای رسم دیاگرام ممان تیر فوق باید ابتدا مقدار نیروهای تکیه گاهی را مشخص کنیم. تحلیل استاتیکی تیر ما را در این امر یاری می کند.

ابتدا تعادل را در راستای عمودی بررسی می کنیم:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{DY} - 20 - 10 - (1 \times 10) = 0$$

$$R_{AY} + R_{DY} = 40 \text{ KN} \quad (*)$$

حال ممان را در نقطه ی A بررسی می کنیم. به همین منظور باید بار گسترده را به یک بار متمرکز در مرکز اعمال آن تبدیل کرد. یعنی:

$$F_w = w \times l = 1 \times 10 = 10 \text{ KN}$$

$$x = \frac{l}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ m}$$

ممان در نقطه ی A برابر است با:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow M_w + M_C - M_{R_D} + M_E = 0$$

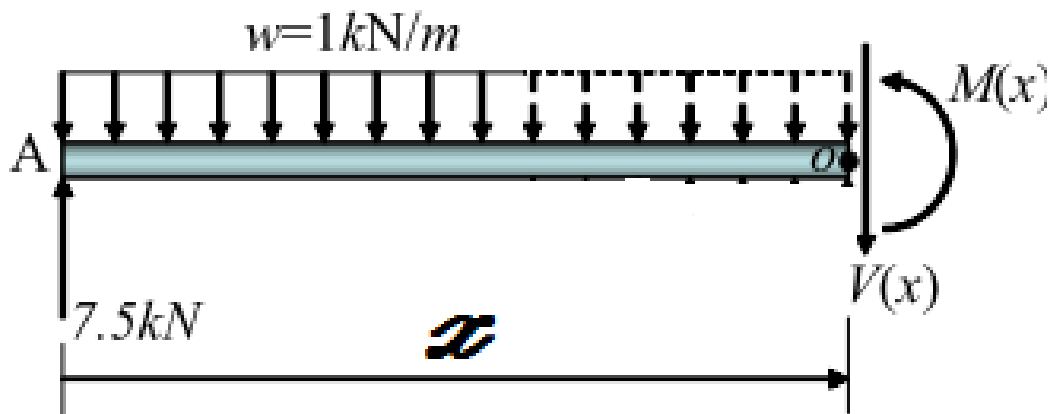
$$(10 \times 5) + (20 \times 15) - (R_D \times 20) + (10 \times 30) = 0$$

$$R_D = \frac{50+300+300}{20} = 32.5 \text{ KN}$$

حال با استفاده از رابطه ی (*) می توان نیروی تکیه گاهی در نقطه ی A را نیز به دست آورد:

$$R_A + 32.5 = 40 \rightarrow R_A = 7.5 \text{ KN}$$

با مشخص شدن مقادیر نیروهای تکیه گاهی، برای رسم دیاگرام ممان باید روی فواصل بین نیرویی تیر برش زد. اولین برش در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲

با اینکه برای طراحی شفت معمولاً نیازی به محاسبه ی نیروی برشی نیست ولی برای تکمیل این مبحث نیروی برشی نیز محاسبه می شود:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 7.5 - (1 \times x) - V(x) = 0$$

$$V(x) = 7.5 - x$$

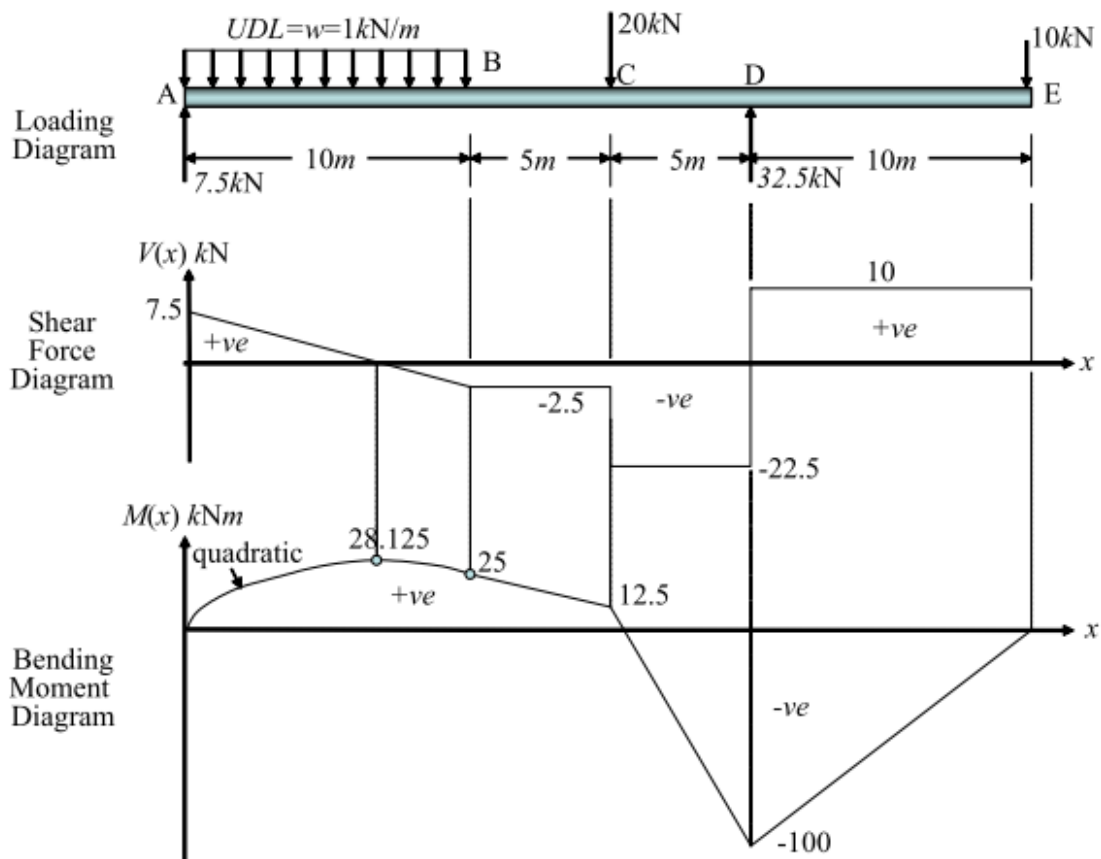
ممان نیز برابر است با:

$$\sum M(x) = 0 \rightarrow M(x) + \left(1 \times x \times \frac{x}{2}\right) - (7.5 \times x) = 0$$

$$M(x) = -0.5x^2 + 7.5x$$

در سایر نقاط تیر نیز از همین روش استفاده می شود و در انتها دیاگرام ممان به صورت شکل ۳ به دست می آید.

گام دوم) در این گام با توجه به دیاگرام ممان های به دست آمده در گام اول، تنش های نرمال و برشی وارد بر هر نقطه از شفت به دست می آید. به همین منظور المانی روی پوسته ی خارجی شفت انتخاب می شود و با استفاده از روابط زیر تنش های وارد بر آن المان محاسبه می شود:



شکل ۳

تنش نرمال:

$$\sigma(x) = \frac{M(x) c(x)}{I}$$

در رابطه ی فوق $M(x)$ گشتاور خمشی در نقطه ی x ، $c(x)$ فاصله ی شعاعی المان انتخاب شده از مرکز شفت در نقطه ی x و I ممان اینرسی شفت است. با توجه به این نکته که شفت هندسه ای دایروی دارد ممان اینرسی آن از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$I = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d}{2} \right)^4 = \frac{\pi}{64} d^4$$

از طرفی با توجه به این نکته که طراحی شفت بر اساس بحرانی ترین نقطه صورت می گیرد، فاصله ی شعاعی و در واقع المان انتخاب شده را روی پوسته ی شفت در نظر می گیریم. لذا :

$$c(x) = \frac{d}{2}$$

در نتیجه رابطه ی نهایی برای محاسبه ی تنش نرمال به صورت زیر خواهد بود:

$$\sigma(x) = \frac{32 M(x)}{\pi d^3}$$

تنش برشی :

$$\tau = \frac{T(x) c(x)}{J}$$

در رابطه ی فوق $T(x)$ گشتاور پیچشی در نقطه ی x ، $c(x)$ فاصله ی شعاعی المان انتخاب شده از مرکز شفت در نقطه ی x و J ممان اینرسی قطبی شفت است. با توجه به این نکته که شفت هندسه ای دایروی دارد ممان اینرسی قطبی آن از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$J = \frac{\pi}{2} \left(\frac{d}{2} \right)^4 = \frac{\pi}{32} d^4$$

در نتیجه رابطه ی نهایی برای محاسبه ی تنش برشی به صورت زیر خواهد بود:

$$\tau(x) = \frac{16 T(x)}{\pi d^3}$$

تئوری های تحلیل شکست و طراحی شفت

تئوری های تحلیل شکست متنوعی معرفی شده اند که در زیر به بررسی مهمترین آنها و کاربرد آن ها در طراحی شفت پرداخته می شود.

معيار ترسكا^{۵۳}

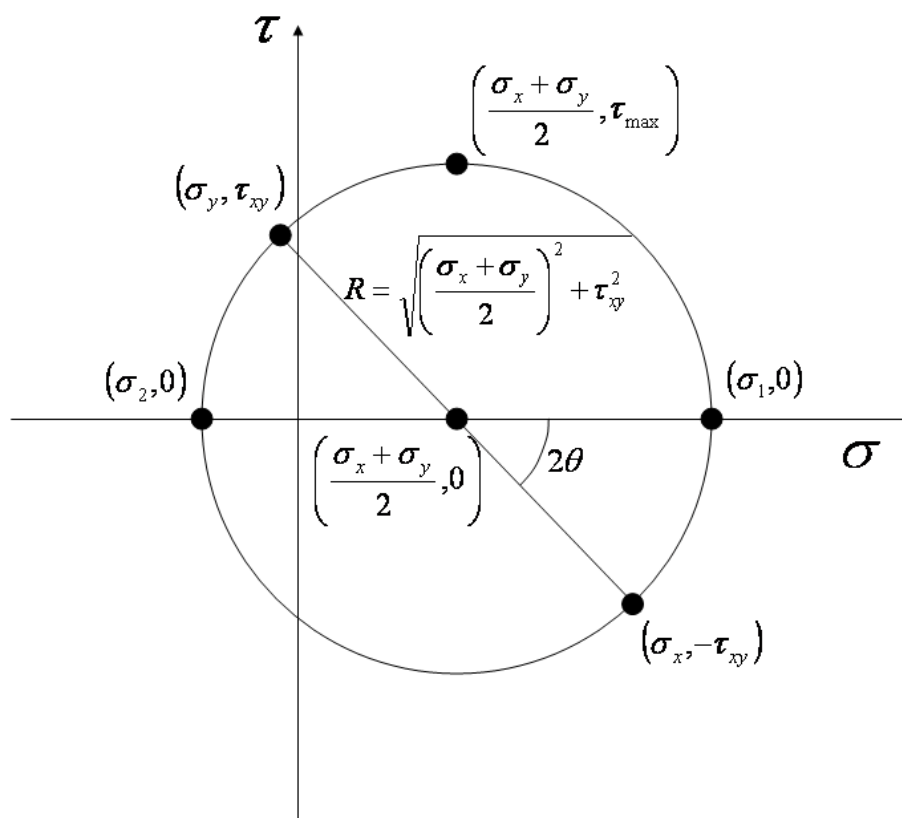
در این معیار عامل اصلی شکست شفت تنش برشی عنوان شده است. به همین دلیل گام بعدی در طراحی شفت از این روش به دست آوردن بیشترین مقدار تنش برشی است. برای به دست آوردن تنش برشی ماکزیمم از دایره ی مور^{۵۴} استفاده می شود. دایره ی مور، دایره ای است که در دستگاه مختصات تنشی رسم می شود. در این دستگاه مختصات محور افقی تنش نرمال و محور عمودی تنش برشی است. توضیحات کامل دایره ی مور از حوصله ی این مقاله خارج است ولی نمونه ای از این دایره در شکل ۴ مشاهده می شود.

⁵³ Teresca

⁵⁴ Mohr

همانطور که در شکل ۴ مشاهده می شود، مرکز دایره ی میانگین دو تنش نرمال است و شعاع آن ماکزیمم تنش برشی است. لذا برای محاسبه ی تنش برشی ماکزیمم مورد نیاز در معیار ترسکا باید شعاع دایره ی مور به دست آید.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$



شکل ۴

برای المان انتخاب شده در شفت، تنش های وارده به شرح زیر است:

$$\sigma_x = \frac{32 M(x)}{\pi d^3}$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 T(x)}{\pi d^3}$$

با استفاده از تنش های فوق و رابطه ی تنش برشی ترسکا مقدار تنش برشی ماکزیمم اینگونه به دست می آید:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\left(\frac{32 M(x)}{\pi d^3} + 0\right)}{2}\right)^2 + \left(\frac{16 T(x)}{\pi d^3}\right)^2} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M(x)^2 + T(x)^2}$$

لذا:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16\sqrt{M(x)^2 + T(x)^2}}{\pi \tau_{max}}}$$

از طرفی تنش برشی ماکزیمم با ضریب اطمینان به تنش برشی تسلیم مرتبط است:

$$n_d = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} \rightarrow \tau_{max} = \frac{S_{sy}}{n_d}$$

با قرار دادن تنش برشی ماکزیمم در رابطه ی قطر ترسکا:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16n_d\sqrt{M(x)^2 + T(x)^2}}{\pi S_{sy}}}$$

ضعف معیار ترسکا در این نکته نهفته است که شفت طراحی شده برای حالت استاتیکی در نظر گرفته شده است. به همین دلیل هنگامی که شفت دوران می کند و انرژی را انتقال می دهد استفاده از این شیوه چندان قابل قبول نیست.

معیار ون میسس^{۵۵}

معیار ون میسس نیز مانند معیار ترسکا شفت را در حالت استاتیکی بررسی می کند و در نتیجه مشکلات آن معیار را نیز خواهد داشت. تفاوت این معیار با معیار ترسکا در عامل شکست معرفی شده است. در معیار ترسکا عامل شکست تنش برشی ماکزیمم معرفی شده بود ولی در معیار ون میسس عامل شکست تنش موثر^{۵۶} است. تنش موثر از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$\sigma_{eff}^{von} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2}$$

که در آن σ_1 و σ_2 از دایره ی مور و از روابط زیر به دست می آید:

$$\sigma_1 = C + R$$

$$\sigma_2 = C - R$$

که در آن C مرکز دایره و R شعاع آن است. با جاگذاری مقادیر تنش ها در رابطه ی تنش موثر رابطه ای ساده تر به دست می آید:

$$\sigma_{eff}^{von} = \sqrt{(C + R)^2 + (C - R)^2 - (C + R)(C - R)}$$

$$\sigma_{eff}^{von} = \sqrt{C^2 + 3R^2}$$

همانطور که در بخش معیار ترسکا شرح داده شده بود، المان انتخابی برای طراحی شفت روی پوسته ی آن قرار دارد. لذا مرکز و شعاع دایره ی مور برای المان مذکور به شرح زیر خواهد بود:

^{۵۵} Von-mises

^{۵۶} Effective stress

$$C = \frac{\sigma_x + 0}{2} = \frac{16 M(x)}{\pi d^3}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + 0}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M(x)^2 + T(x)^2}$$

پس:

$$\sigma_{eff}^{von} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{4M(x)^2 + 3T(x)^2}$$

از طرفی برای طراحی شفت ضریب اطمینانی در نظر گرفته می شود:

$$n_d = \frac{S_y}{\sigma_{eff}^{von}} \rightarrow \sigma_{eff}^{von} = \frac{S_y}{n_d}$$

با جایگذاری مقادیر فوق در رابطه ی به دست آمده، مقدار قطر از معیار ون میس به دست می آید:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32n_d}{\pi S_y} \sqrt{M(x)^2 + \frac{3}{4}T(x)^2}}$$

ترکیب معیار ترسکا و سودربرگ^{۵۷}

همانطور که پیش تر در معرفی دو معیار ترسکا و ون میس بیان شد، مشکل بزرگ این معیارها استاتیکی بودن آنهاست. در واقع طراحی شفت با معیارهای فوق واقعیت عملکردی یک شفت را به صورت کامل تحت پوشش قرار نمی دهد. برای درک بهتر این موضوع به شکل ۵ توجه شود که در آنها سه نوع از اعمال تنش های واقعی معمول به شفت در حال دوران نشان داده شده است.

در این اعمال تنش ها مقدار ثابتی که در معیارهای استاتیکی فرض شده بود وجود ندارد. علاوه بر تغییر در ظاهر نمودارهای تنش، نکته ی مهم تری در این تفاوت وجود دارد. اعمال تنش های اینچنین منجر به خستگی^{۵۸} می شود. خستگی یکی از متداول ترین عوامل شکست شفت ها در صنعت است که در طراحی بر اساس معیارهای استاتیکی در نظر گرفته نشده بود.

طراحی دینامیکی شفت دو گام اولیه برای تبدیل دیاگرام گشتاور- زمان داده شده به اطلاعات قابل استفاده نیاز دارد:

گام اول) محاسبه ی گشتاور های تناوبی و میانگین

گشتاورهای تناوبی با زیروند a و گشتاورهای میانگین با زیروند m نشان داده می شوند. روابط مربوط به آنها به صورت زیر است:

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2}$$

⁵⁷ Soderberg

⁵⁸ Fatigue

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2}$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2}$$

گام دوم) محاسبه ی تنش های نرمال و برشی تناوبی و میانگین

نحوه ی علامت گذاری تنش های تناوبی و نرمال مانند گشتاورهای متناظر آنهاست:

$$\sigma_m = \frac{M_m c}{I} = \frac{32 M_m}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{M_a c}{I} = \frac{32 M_a}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{T_m c}{J} = \frac{16 T_m}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = \frac{T_a c}{J} = \frac{16 T_a}{\pi d^3}$$

بر اساس معیار سودربرگ رابطه ی بین تنش تسلیم و تنش های وارده بر شفت به صورت زیر است:

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n_d}$$

$$\frac{\tau_m}{S_{sy}} + \frac{\tau_a}{S_{se}} = \frac{1}{n_d}$$

با فرض اینکه زوج مرتب تنشی (σ', τ') منجر به شکست شود، با استفاده از معیار ترسکا تنش برشی حداکثر برابر خواهد بود با:

$$\tau'_{Tresca} = \sqrt{\left(\frac{\sigma' + 0}{2}\right)^2 + \tau'^2} = \frac{S_{sy}}{n_d}$$

با جایگذاری مقادیر تنش های تناوبی و میانگین رابطه ای برای قطر به دست می آید:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 n_d}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_m}{S_y} + \frac{M_a}{S'_e}\right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{T_a}{S'_e}\right)^2}}$$

برای بهبود رابطه ی فوق دو تغییر زیر به آن اعمال می شود:

۱. اضافه کردن چند ترم به رابطه ی اولیه که شامل اثرات تمرکز تنش باشد:

$$T_a \xrightarrow{\text{تبدیل}} K_{fs} T_a$$

$$M_a \xrightarrow{\text{تبدیل}} K_f M_a$$

۲. اعمال تغییراتی در مقدار تنش حد دوام برای حالت های مختلف. (این قسمت در بخش S_e شرح داده خواهد شد).

$$S'_e \xrightarrow{\text{تبدیل}} S_e$$

لذا رابطه ی نهایی برای تعیین قطر شفت به صورت زیر خواهد بود:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32n_d}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_m}{S_y} + \frac{K_f M_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{K_{fs} T_a}{S_e}\right)^2}}$$

تعیین ضرایب تمرکز تنش

هنگامی که در یک قطعه ناپیوستگی یا غیر یکپارچگی مانند سوراخ یا شیار یا شکاف رخ دهد، افزایش ناگهانی در مقدار تنش در آن نقطه اتفاق می افتد که اصطلاحاً به آن تمرکز تنش می گویند. برای تبیین مقدار افزایش در تنش های متمرکز شده دو ضریب تمرکز تنش تعریف می شود:

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0}$$

$$K_{ts} = \frac{\tau_{max}}{\tau_0}$$

تعیین مقادیر تنش نامی σ_0 و τ_0 بسیار دشوار است. به همین دلیل در اکثر مواقع از نمودارهای رسم شده برای این منظور استفاده می شود. در شکل های ۶ تا ۱۴ نمودار های تمامی تمرکز تنش های ممکن در یک شفت ارائه شده است. شایان ذکر است که ضرایب تمرکز تنش به دست آمده استاتیکی است.

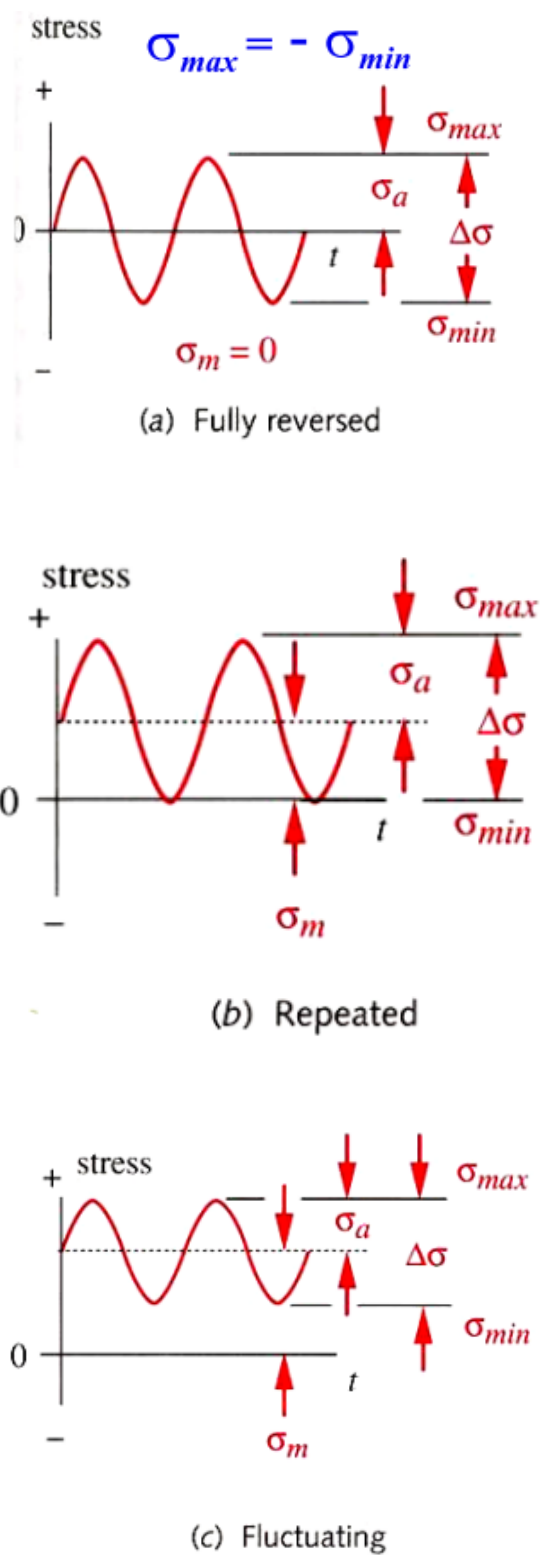
تمرکز تنش ناشی از خستگی با ضرایب K_f و K_{fs} نشان داده می شود. برای به دست آوردن این ضرایب نیاز به معلوم بودن ضرایب تمرکز تنش استاتیکی است. ضرایب تمرکز تنش خستگی به صورت زیر تعریف می شوند:

$$K_f(K_{fs}) = \frac{\text{حداکثر تنش در قطعه شکاف دار}}{\text{حداکثر تنش در قطعه بی شکاف}}$$

در واقع ضریب تمرکز تنش خستگی میزان حساسیت قطعه به وجود شکاف را نشان می دهد. برای تبیین بهتر این مفهوم ضریب به نام میزان حساسیت به شکاف معرفی شده است که اینچنین تعریف می شود:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

$$q_{shear} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1}$$



شکل ۵

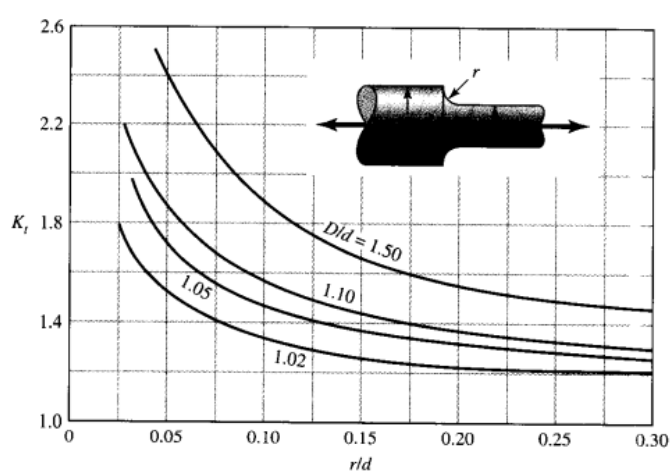
برای فولاد ریخته گری توصیه می شود که از مقدار $q=0.2$ استفاده شود. کلا برای فولادها می توان از رابطه ی زیر استفاده کرد:

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}}$$

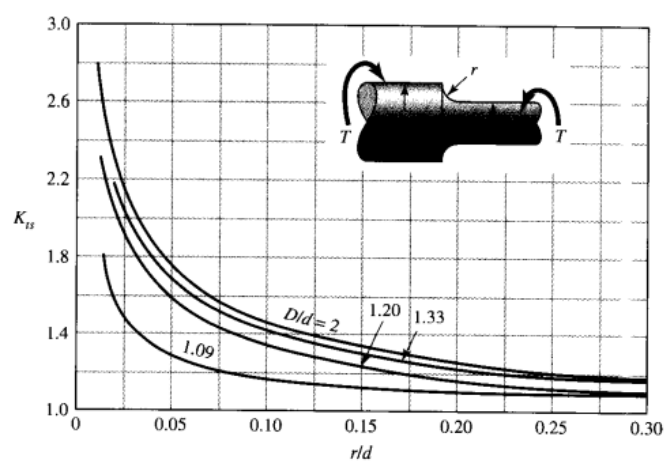
که در آن $\sqrt{a}$ ثابت عددی نام دارد و با رابطه ی درجه سوم زیر تقریب زده می شود:

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3$$

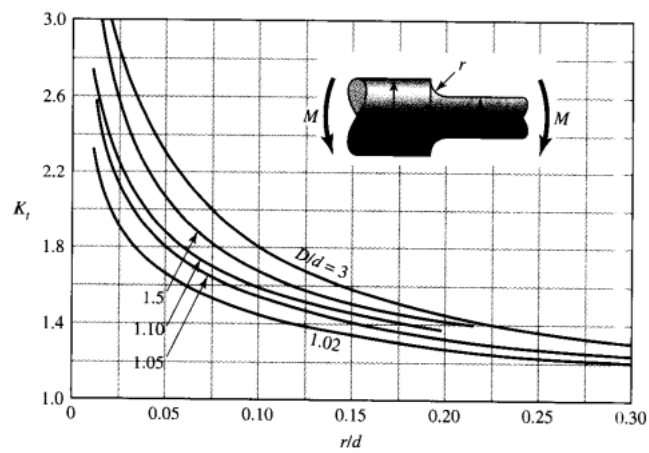
که در آن S_{ut} تنش نهایی فولاد مذکور در واحد kpsi است.



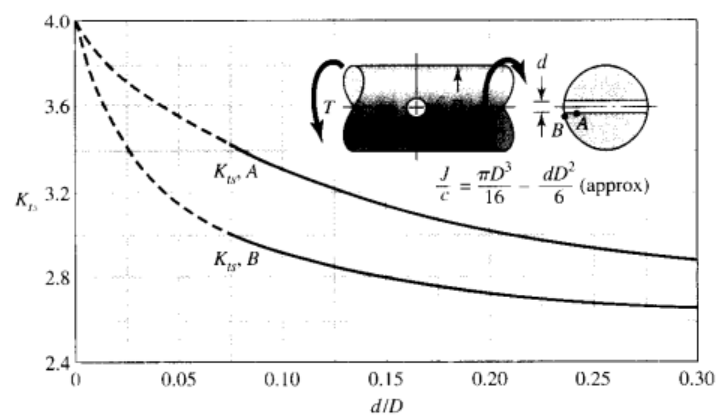
شکل ۶



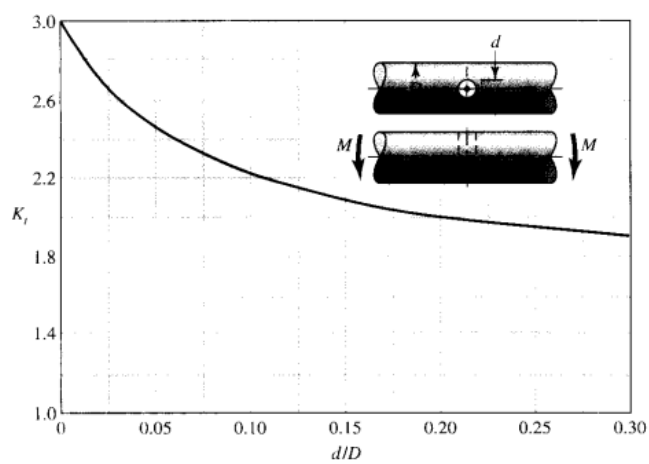
شکل ۷



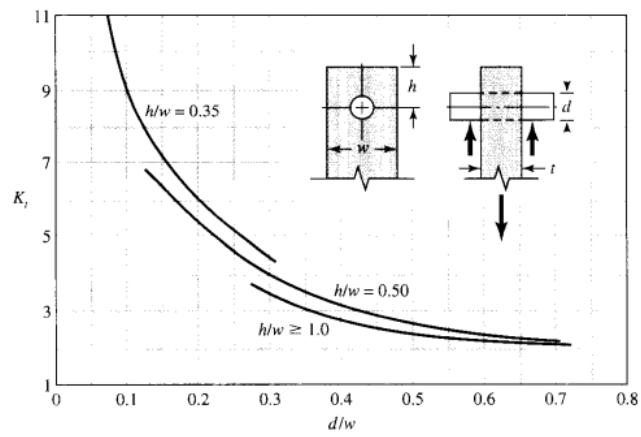
شکل ۸



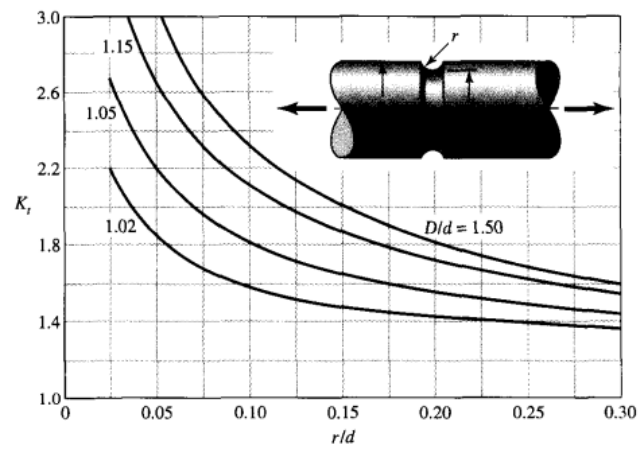
شکل ۹



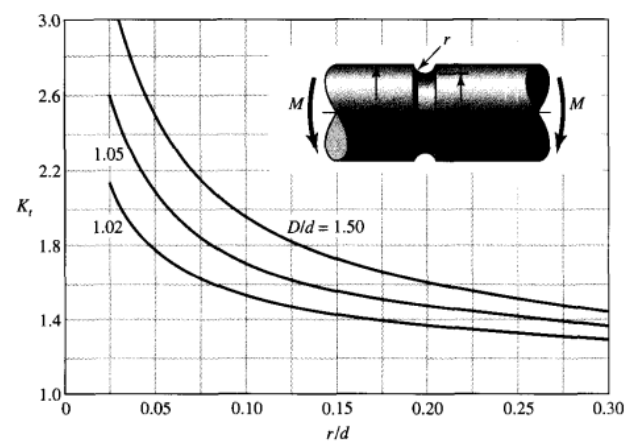
شکل ۱۰



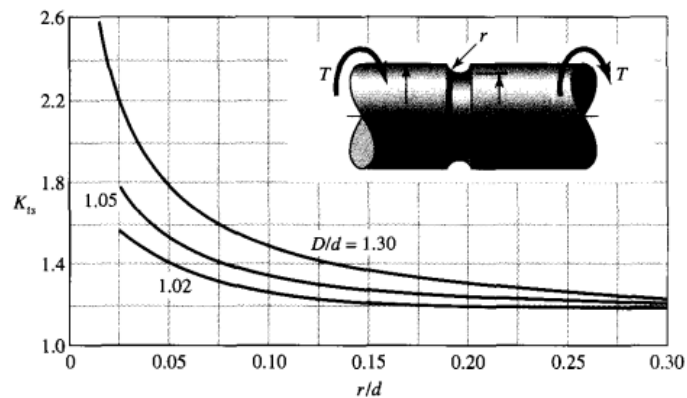
شکل ۱۱



شکل ۱۲



شکل ۱۳



شکل ۱۴

تنش حد دوام تصحیح شده

تنش حد دوام در آزمایشگاه و با انجام تست خستگی مشخص می شود. مقدار به دست آمده از تست را با S_e نشان می دهند. در عمل مقدار تنش حد دوام به دست آمده با مقدار به دست آمده در تست یکسان نیست. از دلایل این اختلاف می توان به موارد زیر اشاره کرد:

- جنس مواد اولیه (متریال): ترکیب، اصول شکست، تغییر پذیری و ...
- فرآیند ساخت: روش، عملیات حرارتی، خوردگی و سایش، شرایط سطح، تمرکز تنش و ...
- محیط: خوردگی، دما، حالت تنش، مدت زمان استراحت و ...
- طراحی: سایز، فرم، عمر، حالت تنش، تمرکز تنش، سرعت، سائیدگی و ...

به همین دلیل با در نظر گرفتن موارد فوق باید تغییراتی در تنش حد دوام به دست آمده در تست اعمال شود. تنش حد دوام تصحیح شده با اعمال ضرایب گوناگون به صورت زیر به دست می آید:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

که در آن:

k_a : ضریب تصحیح پرداخت سطح

k_b : ضریب تصحیح اندازه

k_c : ضریب تصحیح مقدار بار

k_d : ضریب تصحیح دما

k_e : ضریب اطمینان پذیری

K_f : ضریب تصحیح متفرقه

در زیر به معرفی هر کدام از ضرایب تصحیح پرداخته شده است.

K_a

ضریب تصحیح پرداخت سطح به دلیل تفاوت در کیفیت پولیش سطح و همچنین وابستگی به تنش استحکام کششی متریال مورد استفاده به تنش حد دوام اعمال می شود. رابطه ی این ضریب به صورت زیر است:

$$K_a = a S_{ut}^b$$

که در آن a و b مقادیر ثابتی اند که به نحوه ی پولیش سطح دارند و مقادیر آن در جدول ۱ آورده شده است.

مثلا برای شفتی که سطح آن ماشین کاری شده باشد و جنس آن ck45 باشد ضریب تصحیح پرداخت سطح برابر است با:

جدول ۱

کیفیت سطح	ضریب a		نمای b
	$S_{ut} (kpsi)$	$S_{ut} (MPa)$	
سمباده زده	1.34	1.58	-0.085
ماشینکاری	2.70	4.51	-0.265
نورد گرم	14.4	57.7	-0.718
آهنگری	39.9	272	-0.995

$$k_a = 4.51 \times 600^{-0.265} = 0.828$$

K_b

مقدار ضریب تصحیح اندازه با آزمایش روی تعداد زیادی نمونه های غیرمشابه اندازه گیری شد. این ضریب وابسته به قطر قطعه و نوع بارگذاری صورت گرفته روی آن است. برای بارگذاری خمشی یا پیچشی، با توجه به قطر شفت مقدار ضریب اندازه در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۲

بازه ی قطر	K_b
$0.11 \leq d \leq 2 \text{ in}$	$0.879 d^{-0.107}$
$2 < d \leq 10 \text{ in}$	$0.91 d^{-0.157}$
$2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$	$1.24 d^{-0.107}$
$51 < d \leq 254 \text{ mm}$	$1.51 d^{-0.157}$

برای بارگذاری محوری نیز $k_b = 1$ در نظر گرفته می شود.

K_c

مقدار ضریب بار وابسته به تنش استحکام کششی قطعه است ولی در این ضریب تنها نوع بارگذاری در نظر گرفته شده است و تاثیر استحکام کششی در سایر ضرایب اعمال شده است. جدول ۳ مقدار این ضریب را با توجه به نوع بارگذاری مشخص می کند.

جدول ۳

نوع بارگذاری	K_c
خمشی	1
محوری	0.85
پیچشی	0.59

K_d

هنگامی که دمای کارکرد از دمای اتاق پایین تر باشد، امکان وقوع شکست ناشی از تردی بسیار بالاست. اگر دمای کارکرد بالاتر از دمای اتاق باشد، امکان تسلیم بالا می رود زیرا تنش تسلیم با افزایش دما کاهش می یابد. در جدول ۴ مقدار این ضریب در دماهای مختلف داده شده است.

جدول ۴

دما (سانتیگراد)	k_d
20	1.000
50	1.010
100	1.020
150	1.025
200	1.020
250	1.000
300	0.975
350	0.943
400	0.900
450	0.843
500	0.768
550	0.672
600	0.549

برای دما در مقیاس فارنهایت رابطه ای ارائه شده است که در بازه ی دمایی $70 \leq T \leq 1000$ قابل استفاده است:

$$k_d = 0.975 + 0.432 (10^{-3})T - 0.115(10^{-5})T^2 + 0.104 (10^{-8})T^3 - 0.595 (10^{-12})T^4$$

K_e

بحث اطمینان پذیری بحثی آمار و احتمالاتی است که از حوصله ی این مقاله خارج است. برای تعیین تقریبی این ضریب نیاز به تسلط به مباحث آمار و احتمالاتی نیست و تنها کافی است که با توجه به میزان اهمیت قطعه، مقدار تقریبی مورد اطمینان بودن طراحی را برآورد کرده و از جدول ۵ استفاده شود.

برای کسب اطلاعات بیشتر و تعیین دقیق ضریب اطمینان پذیری مطالعه ی مبحث تابع توزیع تراکمی توزیع گوسین^{۵۹} در آمار و احتمالات توصیه می شود.

 K_f

ضریب تصحیح متفرقه برای عواملی که روی تنش حد دوام تاثیر گذارند و در ضرایب دیگر وارد نشده اند تعریف شده است. در واقع، این ضریب تنها تعریف شده است تا به یاد طراح بیاورد که عوامل دیگری نیز وجود دارند که در طراحی لحاظ نشده است و گرنه تعیین مقدار دقیق این ضریب تقریباً نشدنی است.

جدول ۵

اطمینان (%)	ضریب اطمینان پذیری
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

در بسیاری از طراحی ها مقدار ضریب تصحیح متفرقه را برابر با ۱ فرض می کنند. این بدان معناست که اثرات سایر عوامل ناچیز است.

منابع و مراجع

- *Mechanical engineering design, Joseph.E Shigly, 8th edition, McGraw-Hill*
- *Mechanics of materials, Beer, Johnson & DeWolf, 3rd edition, Tata McGraw-Hill*

⁵⁹ Cumulative distribution function of Gaussian Distribution

📖 تصحیح عملکرد پمپ

در بسیاری از کاربردها، مشخصه های پمپ باید بر روی نقاط عملکردی مورد نظر تنظیم شود. برای این منظور تعدادی گزینه و انتخاب وجود دارد تا عملکرد پمپ به عملکرد دلخواه تغییر داده شود. در بسیاری از مواقع هدف کاهش هد یا کاهش توان است و در بسیاری از مواقع دیگر هدف افزایش هد یا افزایش توان است. به همین منظور راهکارهای مختلفی وجود دارد که می تواند ارزان ساده یا گران و سخت باشد. حال سؤال این است که چه راهکاری برای چه هدفی امکان پذیر و کدام مناسب است؟

در این مقاله تلاش شده که با در نظر گرفتن حالات مختلف تغییر در عملکرد، راه های ممکن معرفی شوند و سپس با تجزیه و تحلیل یکی از این روش ها (تراشکاری پره) به شناخت بهتر نسبت به تغییرات ایجاد شده در عملکرد پرداخته شود.

• هدف : افزایش هد و ثابت نگه داشتن دبی

برای این هدف ۶ راهکار معرفی می گردد:

۱. زیرسوهان زنی^{۶۰} پره در خروجی و از سمت مکش
۲. جوشکاری پره ها و زیرسوهان زنی پره در خروجی و از سمت مکش همزمان
۳. کاهش اتلافات هیدرولیکی
۴. طراحی پره جدید با قطر خارجی، پهنای خروجی، تعداد پره و یا زاویه ی خروجی بزرگتر
۵. اضافه کردن طبقه (در صورت چند طبقه بودن پمپ)
۶. جلوگیری از چرخش^{۶۱} سیال در ورودی پره

هرکدام از ۶ راهکار فوق که به کار گرفته شود، باید موارد زیر را دوباره بررسی کرد:

۱. منحنی هد-دبی تخت تر می شود و امکان ناپایداری بیشتر می شود.
۲. تنش های روی شفت و محفظه دوباره بررسی شود.

• هدف : کاهش هد و توان و ثابت نگه داشتن دبی

برای این هدف ۵ راهکار معرفی می گردد:

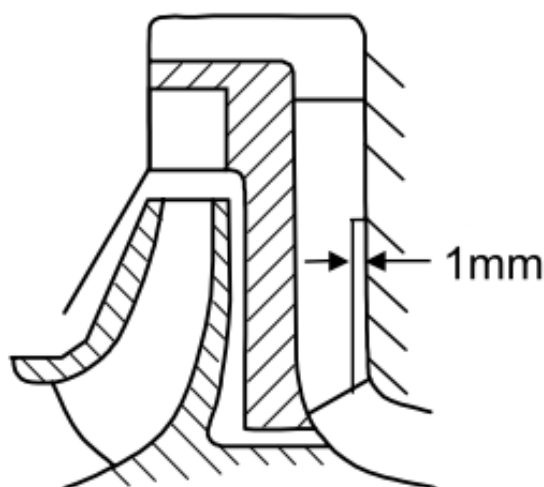
۱. کم کردن قطر خارجی پره (تراشیدن^{۶۲})
۲. کاهش تعداد طبقه (در صورت چند طبقه بودن پمپ)

⁶⁰ Under-filing

⁶¹ Counter rotate

⁶² Trimming

۳. در پمپ های چند طبقه : افزایش پیش چرخش در ورودی پره به دو روش:
۱. کوتاه کردن پره های بازگشت^{۶۳}
 ۲. اضافه کردن یک فاصله ی کوچک بین پره های بازگشت و عناصر محفظه ی طبقه (مانند شکل ۱)
۴. طراحی پره ی جدید با قطر خارجی، زاویه ی خروج و تعداد پره کمتر
۵. اضافه کردن یک دریچه^{۶۴} روی نازل تخلیه که باعث می شود بازده شدیداً کاهش یابد ولی توان ثابت بماند
- پس از اعمال تغییرات فوق، شیب منحنی هد-دبی بیشتر می شود.



شکل ۱

• هدف : افزایش هد و انتقال نقطه ی BEP به دبی بالاتر

برای این هدف ۲ راهکار معرفی می گردد:

۱. بزرگتر کردن مساحت گلویی دیفیوزر یا حلزونی که باعث می شود تا ۱۵٪ افزایش در تغییرات دبی بهینه به وجود آید.
۲. علاوه بر بزرگتر کردن مساحت گلویی دیفیوزر یا حلزونی، یک پره جدید طراحی شود که قطر، تعداد پره، ضخامت خروجی و زاویه ی خروجی بزرگتری داشته باشد. (اگر سرعت مخصوص بزرگ باشد می توان ضخامت در ورودی و زاویه ورودی را نیز بزرگتر کرد).

با اعمال تغییرات زیر، تبعات زیر اتفاق می افتد:

۱. منحنی هد-دبی تخت تر می شود و به احتمال فراوان ناپایداری پدید می آید.

⁶³ Return vane

⁶⁴ Throttle

۲. مقدار $NPSH_A$ باید دوباره بررسی شود.
۳. ریسک کاویتاسیون در سطح طرف فشار بالا می رود.
۴. تمام موارد فوق در سرعت مخصوص پایین تر، تشدید می شوند.

• هدف : کاهش هد و انتقال نقطه ی BEP به دبی پایین تر

برای این هدف ۲ راهکار معرفی می گردد:

۱. کوچکتر کردن مساحت گلویی دیفیوزر یا حلزونی که باعث می شود تا ۲۵٪ کاهش در تغییرات دبی بهینه به وجود آید.
۲. علاوه بر کوچکتر کردن مساحت گلویی دیفیوزر یا حلزونی، یک پره جدید طراحی شود که قطر، تعداد پره، ضخامت خروجی و زاویه ی خروجی بکوچکتری داشته باشد.

استفاده از راهکارهای فوق تبعات زیر را در پی دارد:

۱. شیب منحنی هد- دبی بیشتر می شود.
۲. برای سرعت مخصوص های $n_q < 25$ ریسک کاویتاسیون در دیفیوزر یا حلزونی زیاد است.
۳. در سرعت مخصوص های پایین تر اثرات بالا تشدید می شود.

تراشکاری پره ها

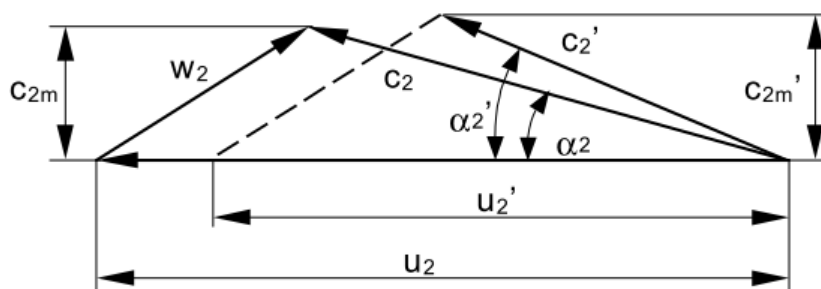
بنا بر دلایل اقتصادی یک ساینر پمپ برای پوشش دامنه ی مشخصی از عملکرد مورد انتظار مورد استفاده قرار می گیرد. یکی از راه های رسیدن به این هدف کاهش قطر خارجی پره ی پمپ مورد نظر است. تراشیدن پره منجر به کاهش هد پمپ تا مقدار مورد نیاز، فارغ از هزینه های زیاد غیر لازم برای طراحی پمپ جدید، می شود.

به دست آوردن مشخصه های پمپ پس از تراشیدن پره ی آن با استفاده از قوانین تشابه امکان پذیر نیست، زیرا پره ی تراشیده شده هندسه ای متفاوت از پره ی اولیه دارد. پهنای پره در خروجی معمولاً تغییر چندانی نمی کند و شاید کمی افزایش یابد، در حالی که زاویه ی خروج تغییر کرده و پره کوتاه تر می شود. تراش پره ها باعث می شود که بار بیشتری روی پره وارد شود و به دلیل افت ضریب لغزش γ انحراف جریان کمتری مورد انتظار است. در شکل ۱ عبارات فوق با استفاده از مثلث سرعت در خروجی نشان داده شده است.

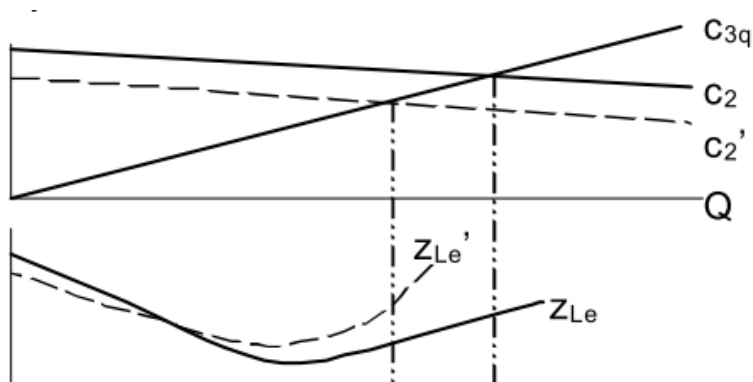
در دبی جریان یکسان، C_{2m} متناسب با کاهش قطر خارجی پره افزایش می یابد و با کاهش قطر هد نیز کاهش یابد. معادلات زیر نشان دهنده ی گزاره های بیان شده است:

$$H = \frac{\eta_h u_2^2}{g} \left[\gamma - \frac{Q_{La}}{A_2 u_2 \tan \beta_{2B}} \left(\tau_2 + \frac{A_2 d_{1m}^* \tan \beta_{2B}}{A_1 \tan \alpha_1} \right) \right]$$

$$u_2 = \frac{\pi d_2 n}{60}$$



شکل ۱



شکل ۲

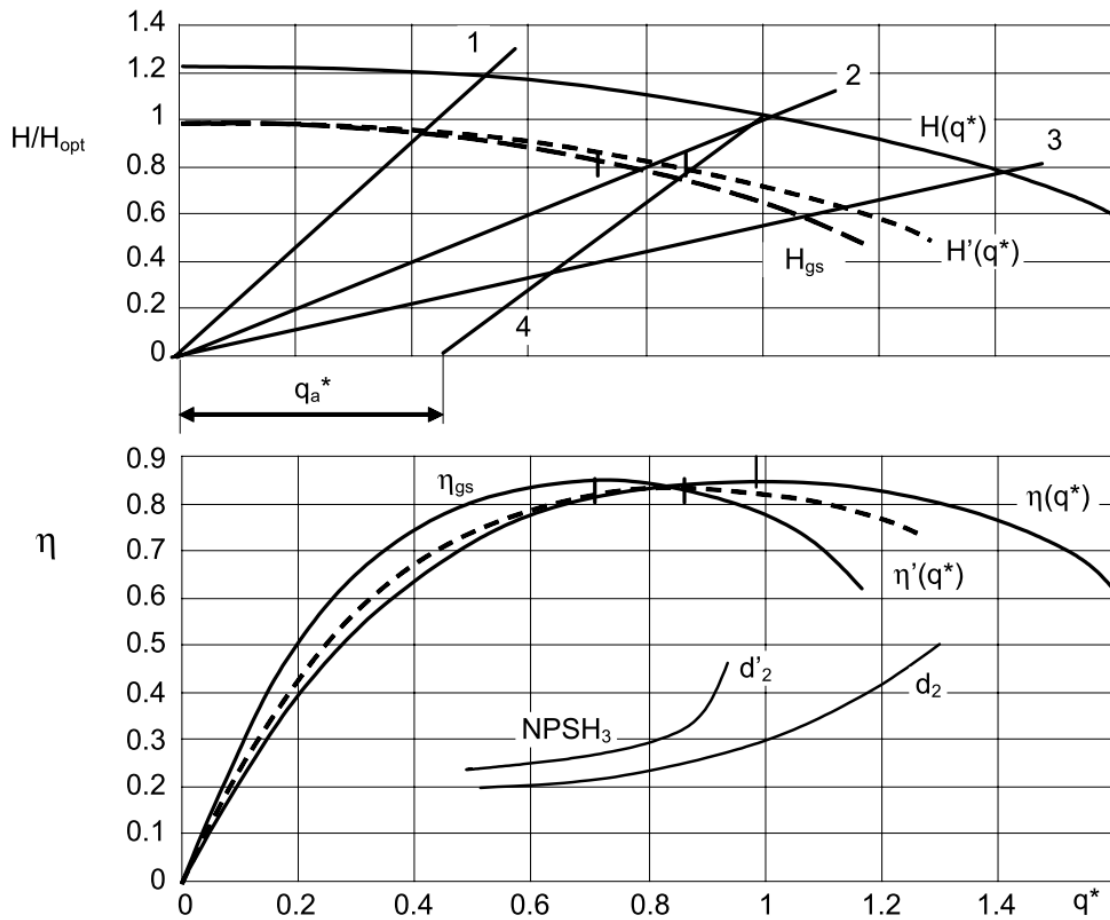
$$C_{2m} = \frac{Q_{La}}{\pi a_2 b_2}$$

در دستگاه مختصات مرجع، زاویه ی تخلیه از α_2 به α_2' افزایش می یابد. نسبت $\frac{C_{3q}}{C_2}$ به دلیل عدم تغییر در کلکتور، در دبی ثابت افزایش می یابد. به شکل ۲ مراجعه شود.

نقطه ی BEP به دبی پایین تری منتقل می شود و مشخصه های حلزونی بی تغییر می مانند. شایان ذکر است که انتقال BEP به دبی پایین تر نسبت به حالتی که هندسه ی پره متشابه با هندسه ی پره ی اولیه باشد (یعنی هنگامی که تراش صورت نگیرد و پره ی جدیدی طراحی شود) کوچکتر است. به عبار دیگر کاهش دبی مقدار زیادی نخواهد داشت.

برای درک بهتر تاثیر تراشکاری پره ها به ارائه ی مثالی پرداخته می شود. پمپی با پره ی ورودی دوبر در سرعت مخصوص $n_q = 25$ در دو حالت پره ی کامل و ۱۰٪ تراش پره مقایسه می شود. شکل ۳ تاثیر تراش پره را روی این پمپ نشان می دهد. همچنین مشخص های پمپی با پره ی ۱۰٪ کوچکتر با هندسه ی مشابه با پره ی اولیه نیز جهت مقایسه ارائه شده است.

میزان انحراف پره ی تراشکاری شده از قوانین تشابه بستگی به هندسه ی پره ی اولیه و توزیع فشار روی آن دارد. هر قدر پره کوتاهتر باشد (هر قدر سرعت مخصوص بیشتر باشد)، کاهش هد بیشتر برای درصد تراشکاری ثابت مورد انتظار است. با توجه به

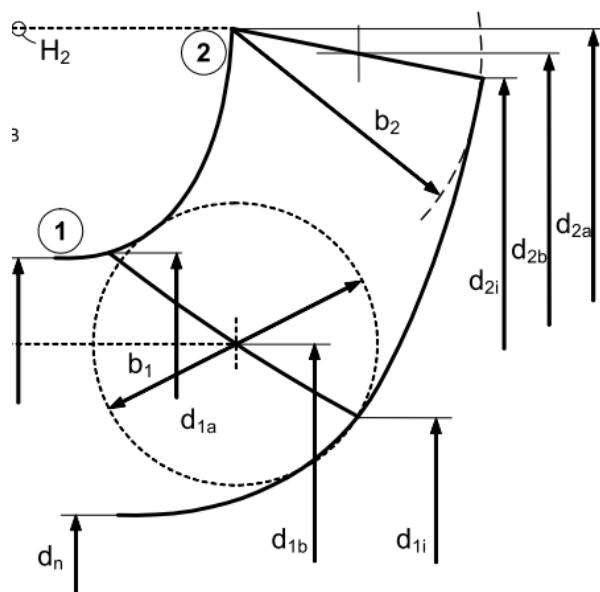


شکل ۳

بندهای فوق، بدیهی است که با استفاده از روابط تئوری نمی توان مشخصه های پمپ با پره های تراشکاری را به دست آورد. به همین دلیل باید از روابط تجربی استفاده کرد. این روابط تجربی مانند هندسه ی هر پمپ منحصر به فرد هستند. خطوط ۱، ۲ و ۳ که در شکل ۳ رسم شده اند خطوط تصادفی ای هستند که از مبدا تا منحنی $H=f(Q)$ مربوط به پره کامل تلاقی داده شده اند. برای هر زوج مرتب (Q, H) به دست آمده از تلاقی، مقدار زوج مرتب (Q', H') مربوط به پره ی تراش داده شده یادداشت می شود. اگر پارامترهای پمپ دار را مربوط به پره تراشکاری شده نسبت دهیم، روابط زیر نتیجه می شود:

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{d'_2}{d_2}\right)^m$$

$$\frac{H'}{H} = \left(\frac{d'_2}{d_2}\right)^m = \frac{Q'}{Q}$$



شکل ۴

نمای m بسته به هندسه ی پره بین ۲ تا ۳ است. اگر تراش پره بیش از ۵٪ قطر پره باشد نمای m نزدیک به ۲ و اگر پره در خروجی زیر سوهان زنی شده باشد نمای m نزدیک ۳ است. نقطه بهترین عملکرد (BEP) برای تمامی پره های تراشکاری شده روی خط ۴ واقع است. مقدار q_a^* از رابطه ی زیر تعیین می شود:

$$q_a^* = 0.005 \text{ to } 0.01 n_q$$

البته بنا بر اشاره ی برخی منابع فرض $m=2$ نیز چندان نادرست نیست. در منبعی دیگر روابط زیر جهت تصحیح عملکرد پمپ پیشنهاد شده است:

$$\frac{Q'}{Q} = K$$

$$\frac{H'}{H} = K^2$$

که در آن مقدار K با استفاده از قطرهای قبل و بعد از تراشکاری و با توجه به شکل ۴ به دست می آید:

$$K = \sqrt{\frac{d_{2b}'^2 - d_{1b}^2}{d_{2b}^2 - d_{1b}^2}}$$

بعد از تراشکاری پره بازده کاهشی مطابق رابطه ی زیر خواهد داشت:

$$\Delta\eta = \varepsilon \left(1 - \frac{d_2'}{d_2}\right)$$

مقدار ضریب ε به صورت زیر تعیین می شود:

- برای پمپ های با حلزونی: $0.15 \leq \varepsilon \leq 0.25$
- برای پمپ های با دیفیوزر: $0.4 \leq \varepsilon \leq 0.5$

همچنین بعد از تراشکاری مقدار توان پمپ نیز به صورت زیر تغییر می کند:

$$\Delta P = \frac{P'}{\eta_0} \varepsilon (1 - d_2^*)$$

که در آن d_2^* با رابطه ی $d_2^* = \frac{d_2'}{d_2}$ مشخص می شود.

با افزایش توان هزینه ی انرژی نیز افزایش می یابد. برای محاسبه ی مقدار افزایش انرژی می توان از رابطه ی زیر استفاده کرد:

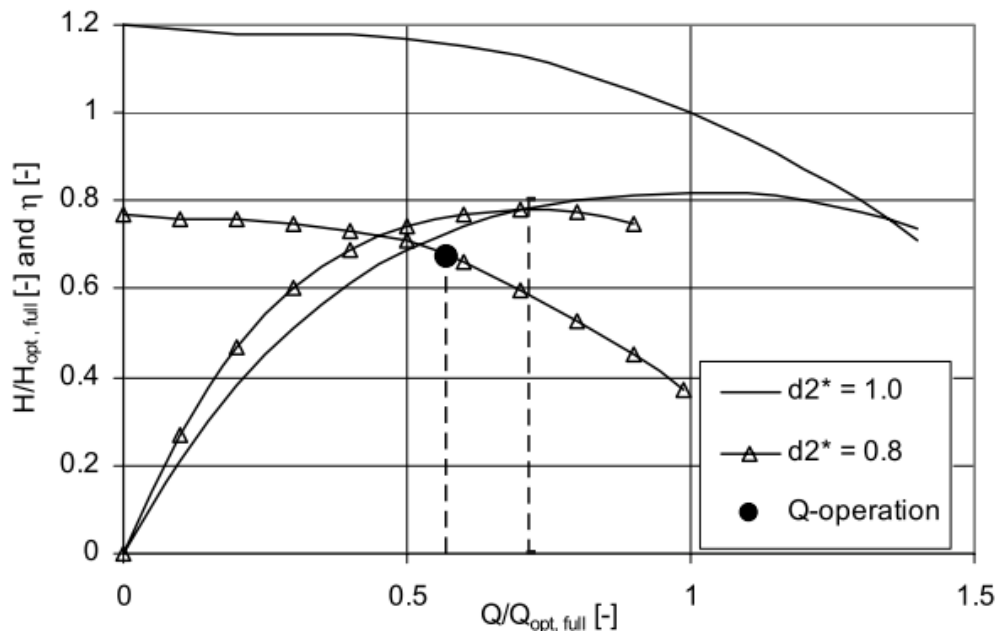
$$\Delta K_E = z_{pp} k_{KW} \frac{P'}{\eta_0} \varepsilon (1 - d_2^*)$$

که در آن k_{KW} هزینه ی انرژی به ازای هر کیلووات بوده و z_{pp} تعداد پمپ های موازی با پره ی تراشکاری شده است. ΔK_E نیز تغییرات هزینه می باشد. اگر افزایش هزینه ی به دست آمده از روش فوق بیشتر از هزینه ی لازم برای طراحی و ساخت پره ی جدید باشد، استفاده از تراشکاری مناسب نیست. اگر حد افزایش هزینه ی انرژی مشخص شده باشد و با ΔK_E^* نشان داده شود، می توان حداکثر میزان تراشکاری مجاز پره را با رابطه ی زیر به دست آورد:

$$d_2^* = 1 - \frac{\eta_0 \Delta K_E^*}{z_{pp} k_{KW} P' \varepsilon}$$

علاوه بر ملاحظات اقتصادی و مسئله ی انرژی، رفتار عملکردی پمپ بعد از تراش پره نیز باید مورد بررسی قرار گیرد. اگر پره بیش از حد کوتاه شود، ممکن است اوضاع از حالت قبل هم وخیم تر شود. برای درک بهتر این مسئله به شکل ۵ مراجعه شود. در این شکل منحنی مشخصه ی پمپی با پره در حالت نرمال ($d_2^* = 1$) و با پره ی تراشکاری شده به میزان ۲۰٪ ($d_2^* = 0.8$) رسم شده است. پمپ مورد نظر در سرعت مخصوص $n_q = 25$ کار می کند. نقطه ای که با علامت نقطه ی سیاه نشان داده شده است نقطه ی عملکردی (یا نقطه ی گارانتی) است.

از آنجا که دبی ورودی به پره با کاهش قطر آن تغییری نمی کند، ورودی پره در حدود ۵۷٪ نقطه ی بهترین عملکرد پره ی کامل قرار دارد. چنین پمپی همواره در ورودی بازگردش خواهد داشت. این اتفاق برای پمپ های کوچک با توان کم قابل اغماض است ولی در پمپ های بزرگ توان بالا باعث نویز و ارتعاشات زیادی خواهد شد. زیرا با کوتاه شدن پره ها بار روی هر پره هم زیاد خواهد شد.



شکل ۵

برای اجتناب از کوتاه کردن بیش از حد پره ها توصیه می شود که کاهش قطر پره (در پمپ های با حلزونی) به صورت زیر محدود شود:

- برای سرعت مخصوص $n_q < 40$

$$\frac{d'_2}{d_2} \geq 0.8 \text{ to } 0.85$$

- برای سرعت مخصوص $40 < n_q < 100$

$$\frac{d'_2}{d_2} \geq (0.8 \text{ to } 0.85) + 0.0025(n_q - 40)$$

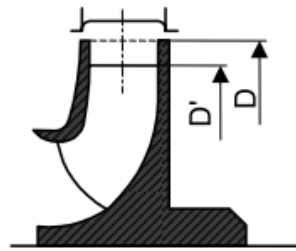
محدودیت های فوق برای پمپ هایی با سایز متوسط است و در نتیجه برای پمپ های کوچک که در آنها نویز چندان موضوع مهمی نیست می توان از قطر های کوچکتر نیز استفاده کرد. در کل استفاده از مقدار $\frac{d'_2}{d_2} 0.85$ معمولا مشکلی به وجود نمی آورد.

برخی ملاحظات تراشکاری پره ها

❖ در پمپ های دیفیوژری، اگر پره ها بیش از حد کوتاه شوند امکان ناپایداری مشخصه ها بسیار زیاد است. برای این پمپ ها محدوده ی کوتاهی پره به صورت تجربی مشخص می شود ولی در کل توصیه می شود که پره بیشتر از ۵٪ تراش نخورد. اگر بنا به هر دلیلی تراش بیشتری ضروری است باید دیفیوژری با قطر ورودی کوچکتر طراحی شود. با توجه به

هزینه ی کمتر طراحی دیفیوزر جدید نسبت به حلزونی جدید، در مواردی که توان کمتر از توان دلخواه است استفاده از دیفیوزر به صرفه تر است.

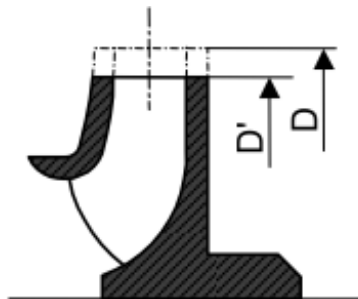
❖ در پمپ های دیفیوزری در هنگام تراشکاری پره، شروود دست نخورده باقی خواهد ماند و نباید تراش زده شود. دلیل این امر اجتناب از ناپایداری هایی که در سطور بالا توضیح داده شد و همچنین تغییرات تراست محوری در بار جزئی و حداقل نگه داشتن تبادل ممنتوم بین جریان اصلی و جریاد در گپ کناری پره است. شکل ۶ تراشکاری پمپ دیفیوزری را نشان می دهد.



شکل ۶

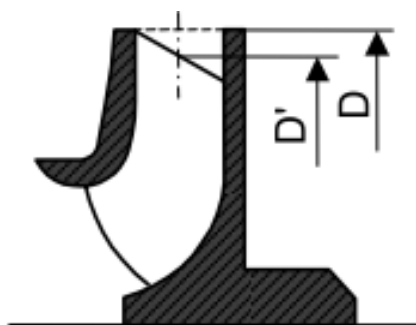
❖ در پمپ های دیفیوزری به دلیل تراش نخوردن شروود، کاهش بازده بیشتر از حالت مشابه در پمپ های با حلزونی است.

❖ در پمپ های با حلزونی، شروود به هما اندازه که پره تراش خورده است، تراش می خورد. شکل ۷ تراش خوردن پمپ های با حلزونی را نشان می دهد.



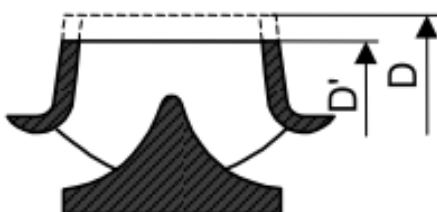
شکل ۷

❖ معمولاً اگر تراش به صورت مورب زده شود در مقایسه با تراش موازی، فشار shut-off بیشتر خواهد شد. زاویه ی مناسب برای تراش مورب ۵ تا ۱۵ درجه است. شکل ۸ نمایی از این تراش را نشان می دهد. در کل تراش مورب برای سرعت مخصوص های $n_q > 40$ سفارش می شود تا خطوط جریان خیلی کوتاه نباشند.



شکل ۸

❖ پمپ‌هایی با پره‌های دو ورودی و با سرعت مخصوص پایین معمولاً به گونه‌ای تراش زده می‌شوند که لبه‌های عقبی پره همچنان با محور روتور موتزی بماند. در شکل ۹ این موضوع نشان داده شده است.



شکل ۹

❖ با توجه به اینکه کاهش هد با تراش پره بر اساس پارامترهای متنوعی صورت می‌گیرد که غیرقابل تعیین دقیق هستند، ترجیح داده می‌شود که تراش پره در چند مرحله انجام شود تا از هد مورد نظر دور نشود.

❖ تراش زدن شدید پره (بیش از ۱۰٪ قطر آن) باعث اختلال در پارامترهای مکش می‌شود. به دلیل تغییر در توزیع فشار روی پره و افزایش بار روی آن $NPSH_3$ افزایش خواهد یافت. در پمپ‌های چند طبقه یا پره‌ی طبقه‌ی مکش را تراش نمی‌زنند یا کمتر از سایر پره‌ها تراش می‌خورد.

منابع و مراجع

- KSB-Kreiselpumpen-Lexikon. 3. Aufl, KSB AG, Frankenthal, 1989
- Raabe J: Hydro Power. VDI, Düsseldorf, 1985
- Centrifugal pumps, Johhan F.Gulich, Springer, Leipzig, 2007.

📖 متریال های مناسب در ساخت شفت پمپ بر اساس استاندارد ASTM

متریال های پیشنهادی:

ASTM A576

این استاندارد معرف فولاد کربنی و با شکل دهی شده گرم شده با کیفیت مخصوص است که در ساخت انواع شفت کاربرد دارد. برای اطلاعات بیشتر در زمینه انتخاب شفت به استاندارد A400 رجوع شود. همچنین سایز انواع شفت در استاندارد A29 آورده شده است.

❖ کاربرد در پمپ

گرید ۱۰۴۵ این متریال در ساخت شفت های فولاد کربنی مورد استفاده قرار می گیرد.

❖ ترکیب شیمیایی

ترکیب شیمیایی گرید ۱۰۴۵ در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱

گوگرد	فسفر	منگنز	کربن	گرید
0.05 (max)	0.04 (max)	0.6 – 0.9	0.43 – 0.5	۱۰۴۵

* می توان حداقل ۰/۲ درصد مس نیز به ترکیب شیمیایی فوق افزود.

❖ خواص مکانیکی

برای اطلاع از خواص مکانیکی شفتی که با متریال A576 ساخته می شود، باید به استاندارد A400 که معرف خصوصیات کامل شفت هاست رجوع شود.

❖ تست نمونه

در متن استاندارد اشاره ای به نحوه ی تست نمونه نشده است.

❖ تعمیر و ترمیم

در متن استاندارد اشاره ای به نحوه ی تعمیر و ترمیم قطعه نشده است.

ASTM A29

این مترال مربوط به شمش های فولاد کربنی یا آلیاژی ای می شود که تحت کار گرم^{۶۵} و اتمام سرد^{۶۶} قرار گرفته شده اند. این مترال در گرید های بسیار زیادی موجود می باشد که در زیر به بررسی خواص گرید ۴۱۴۰ پرداخته شده است.

❖ کاربرد در اجزای پمپ

از گرید ۴۱۴۰ مترال A29 در ساختن شفت پمپ استفاده می شود.

❖ ترکیب شیمیایی

گرید های مختلف این مترال دارای ترکیبات مختلفی از عناصر مانند کربن، منگنز، فسفر، گوگرد و... هستند که ترکیبات گرید ۴۱۴۰ در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۲

مولیبدن (%)	کروم (%)	سیلیکون (%)	گوگرد (%)	فسفر (%)	منگنز (%)	کربن (%)	گرید
0.15-0.25	0.8-1.1	0.15-0.35	0.04 max	0.035 max	0.75-1	0.38-0.43	4140

❖ خواص مکانیکی

خواص مکانیکی مترال A29 گرید ۴۱۴۰ در جدول ۳ آورده شده است.

جدول ۳

ازدیاد طول (%)	سختی (HB)	استحکام کششی (MPa)	استحکام تسلیم (MPa)	گرید
۲۵/۷	۱۹۷	۶۵۵	۴۱۷	۴۱۴۰

❖ تست نمونه

برای آزمایش و آنالیز ترکیبات محصول باید به وسیله ی یکی از ۴ روش زیر نمونه هایی از آن گرفته شود:

۱. در این روش که قابل استفاده برای محصولات با مساحت سطح مقطع کمتر از ۰/۷۵ اینچ مربع (معادل با ۵۰۰ میلیمتر مربع) است، تراشه ها به وسیله ی ماشین کاری یا فرزکاری تمام سطح مقطع قطعه، گرفته می شود. مته کاری برای گرفتن تراشه برای این دسته اصلا مناسب نیست.

⁶⁵ hot-wrought

⁶⁶ cold finished

- ii. در این روش که قابل استفاده برای محصولاتی که در آنها عرض سطح مقطع بسیار بیشتر از ضخامت آن است (مثل شمش های تخت سبک) است، تراشه ها به وسیله ی مته زنی از نقطه ی میانی بین وسط سطح مقطع و لبه و یا به وسیله ی ماشین کاری یا فرزکاری از تمام سطح مقطع گرفته می شود.
- iii. در این روش که قابل استفاده برای هندسه ی دایروی بزرگ و مربع های ناقص است، تراشه ها به وسیله ی مته زنی از نقطه ی میانی بین وسط سطح مقطع و لبه و یا به وسیله ی ماشین کاری یا فرزکاری از تمام سطح مقطع گرفته می شود. البته راه عملی تر به این گونه است که قطعه از سطح جانبی مته زده می شود تا دقیقاً به نقطه ی وسط بین نقطه ی میانی سطح مقطع و لبه ی خارجی برسد و سپس تراشه برداشته می شود.
- iv. در این روش که قابل استفاده برای محصولاتی که می خواهند تحت کشش قرار بگیرند است، از نمونه ی تست کشش به جای نمونه استفاده می شود. در این حالت تراشه از نمونه ی تست کشش به وسیله ی مته زنی از سرتاسر نمونه صورت می گیرد.
- در نمونه برداری باید به نکات زیر توجه کرد:

۱- هرگاه نمونه ها توسط مته زنی برداشته شوند باید شرایط زیر ارضا شود:

قطر مته (in)	مساحت سطح مقطع (in^2)
0.5	≤ 16
1	> 16

۲- حداقل تعداد نمونه هایی که از یک قطعه برداشته می شود به شرح زیر است:

حداقل تعداد نمونه	وزن قطعه
۴	$\leq 15 \text{ tons}$
۶	$> 15 \text{ tons}$

ASTM A276

این استاندارد به معرفی شمش ها و قالب هایی از جنس فولاد های ضد زنگ می پردازد. شمش هایی که از جنس فولاد ضد زنگ بوده ولی دوباره آهنگری شده باشند جزو این استاندارد محسوب نمی شود.

❖ کاربرد در پمپ

سه گرید از این متریال در صنعت پمپ سازی کاربرد دارند. دو گرید با نام های 420 و 316L شناخته شده و دیگری به نام UNS خود یعنی S31803 معروف است. هر سه گرید در ساختن شفت پمپ مورد استفاده قرار می گیرند با این تفاوت که 420 برای ساخت شفت ۱۲٪ کروم، 316L برای ساختن شفت های آستنیتی ضدزنگ و S31803 برای ساختن شفت ها، پیچ، استاد و مهره های ضد زنگ دابلکس مورد استفاده قرار می گیرد.

❖ ترکیب شیمیایی

ترکیب شیمیایی سه گرید از این متریال در جدول ۴ آورده شده است.

❖ خواص مکانیکی

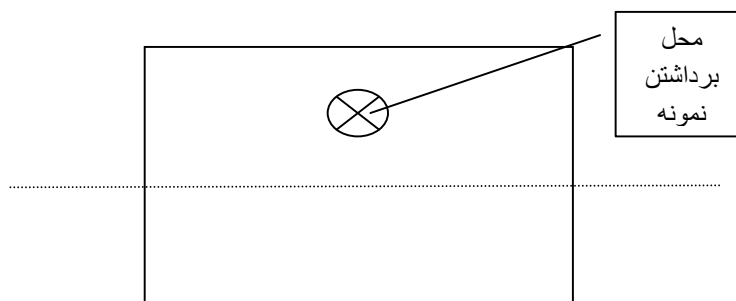
خواص مکانیکی سه گرید مزبور در جدول ۵ آورده شده است. شایان ذکر است، خانه هایی که با علامت - نشان داده شده اند فاقد اطلاعات در متن استاندارد بوده اند.

جدول ۴

عنصر	420	316L	S31803
کربن (%)	0.15 (min)	0.03 (max)	0.03 (max)
منگنز (%)	1 (max)	2 (max)	2 (max)
فسفر (%)	0.04 (max)	0.045 (max)	0.03 (max)
گوگرد (%)	0.03 (max)	0.03 (max)	0.02 (max)
سیلیکون (%)	1 (max)	1 (max)	1 (max)
کروم (%)	12 - 14	16 - 18	21 - 23
نیکل (%)	-	10 - 14	4.5 - 6.5
مولیبدن (%)	-	2 - 3	2.5 - 3.5
نیتروژن (%)	-	-	0.08 - 0.2

❖ تست نمونه

برای آنالیز ترکیب شیمیایی قطعه از استاندارد A751 استفاده می شود. همچنین در صورت نیاز (اختیاری) تست سختی نیز روی قطعه انجام می شود. به همین منظور باید از قطعه نمونه ای برداشته شود. نمونه از نقطه ی میانی وسط سطح مقطع و سطح خارجی مطابق شکل ۱ برداشته می شود.



شکل ۱

جدول ۵

گرید	Finish	شرایط	قطر (in)	استحکام کششی (ksi)	استحکام تسلیم (ksi)	ازدیاد طول در ۲ اینچ (%)	سختی برینل
420	hot finished	A	هر قطری	--	--	--	241
	cold finished		هر قطری	--	--	--	255
316L	hot finished	A	هر قطری	70	25	40	--
	cold finished		کمتر از $\frac{1}{2}$ اینچ	90	45	30	--
			بیشتر از $\frac{1}{2}$ اینچ	70	25	30	--
	cold finished	B	کمتر از $\frac{3}{4}$ اینچ	125	100	12	--
			بین $\frac{3}{4}$ و 1 اینچ	115	80	15	--
			بین 1 و $1\frac{1}{4}$ اینچ	105	65	20	--
			بین $1\frac{1}{4}$ و $1\frac{1}{2}$ اینچ	100	50	24	--
			بین $1\frac{1}{2}$ و $1\frac{3}{4}$ اینچ	95	45	28	--
			تا 2 اینچ	95	75	25	--
	cold finished	S	از 2 تا $2\frac{1}{2}$ اینچ	90	65	30	--
			از $2\frac{1}{2}$ تا 3 اینچ	80	55	30	--

انتخاب شفت بر اساس استاندارد ASTM

این استاندارد پیرامون انتخاب شفت های فولادی با توجه به سطح مقطع و خواص مکانیکی مورد انتظار از آنهاست. شفت ها به سه کلاس تقسیم می شوند:

۱- کلاس P (P-1 to P-7) : این دسته از شفت ها مناسب برای کاربردهای سنگین است. به همین دلیل شفت های این کلاس خصوصیات زیر را دارند :

- I. استحکام کششی بالا (بیشتر از ۵۲۱ مگا پاسکال)
- II. قابلیت چکش خواری بالا
- III. سختی بالا

شماره ی گریدهای مناسب برای ساخت شفت هایی با خصوصیت ذکر شده در جداول E۱ و E۲ (به ترتیب برای حالات خنک کاری ملایم و خنک کاری سریع) ارائه شده است.

۲- کلاس Q (Q-1 to Q-7) : این دسته از شفت ها مناسب برای کاربردهای متوسط است. به همین دلیل شفت های این کلاس خصوصیات زیر را دارند :

- I. استحکام کششی متوسط (۵۱۷ تا ۱۲۷۶ مگا پاسکال)
- II. قابلیت چکش خواری خوب

شماره ی گریدهای مناسب برای ساخت شفت هایی با خصوصیت ذکر شده در جداول E۳ و E۴ (به ترتیب برای حالات خنک کاری ملایم و خنک کاری سریع) ارائه شده است.

۳- کلاس R (R-1 to R-7) : این دسته از شفت ها مناسب برای کاربردهای سبک است. به همین دلیل شفت های این کلاس خصوصیات زیر را دارند :

- I. استحکام کششی پایین (۲۰۷ تا ۸۲۷ مگا پاسکال)
- II. قابلیت چکش خواری نسبتا خوب

شماره ی گریدهای مناسب برای ساخت شفت هایی با خصوصیت ذکر شده در جداول E۵ و E۶ (به ترتیب برای حالات نورد گرم و نورد سرد) ارائه شده است.

جدول E۱

سختی مطلوب		استحکام کششی معادل psi	استحکام تسلیم psi	سختی بعد از کوئنچ (مینیموم)		کلاس						
						P-1	P-2	P-3	P-4	P-5	P-6	P-7
						قطر شفت (اینچ)						
						≤ 0.5	0.5-1	1-1.5	1.5-2	2-2.5	2.5-3	3-3.5
						ضخامت سطح مقطع قطعه Flat (اینچ)						
HB	HRC			HB	HRC	≤ 0.3	0.3-0.6	0.6-1	1-1.3	1.3-1.6	1.6-2	2-2.3
229-293	20-33	110000-145000	90000-125000	388	42	1330	-	-	-	-	-	-
						4130						
						5132						
						8630						
						50B30						
293-341	33-38	145000-170000	125000-150000	409	44	1335	3140	4137	-	4142	9840	4337
						3135	4135					
						4042	4640					
						5135	8640					
						94B30	8740					
341-388	38-42	170000-190000	150000-170000	455	48	1340	4137	4140	-	4145	4147	4340
						3140	6145	TS4140		9840	4337	-
						4047	8642	94B40		-	86B45	-
						4135	8645	-		-	-	-
						5140	8742	-		-	-	-
						8637	-	-		-	-	-
						TS14B50	-	-		-	-	-
						50B40	-	-		-	-	-
						1345	5147	4142	8660	4147	4150	E4340
						4063	5155	4145	9840	4161	4161	9850
388-429	42-45	190000-205000	170000-185000	496	51	4068	5160	4337	-	4340	TS4150	-
						4140	6150	8650	-	86B45	-	-
						4640	9262	8655	-	-	-	-
						5145	94B40	50B60	-	-	-	-
						5150	-	51B60	-	-	-	-
						8640	-	81B45	-	-	-	-
						8642	-	-	-	-	-	-
						8645	-	-	-	-	-	-
						8740	-	-	-	-	-	-
						8742	-	-	-	-	-	-
						9260	-	-	-	-	-	-
						9261	-	-	-	-	-	-
						TS4140	-	-	-	-	-	-
						50B46	-	-	-	-	-	-
						50B44	-	-	-	-	-	-
						50B50	-	-	-	-	-	-

جدول E۲

سختی مطلوب		استحکام کششی معادل psi	استحکام تسلیم psi	سختی بعد از کوئنچ (مینیموم)		کلاس						
						P-1	P-2	P-3	P-4	P-5	P-6	P-7
						قطر شفت (اینچ)						
						≤ 0.5	0.5-1	1-1.5	1.5-2	2-2.5	2.5-3	3-3.5
						ضخامت سطح مقطع قطعه Flat (اینچ)						
HB	HRC			HB	HRC	≤ 0.3	0.3-0.6	0.6-1	1-1.3	1.3-1.6	1.6-2	2-2.3
229-293	20-33	110000-145000	90000-125000	388	42	8625	4130	94B30	-	-	-	-
						8627	5130	-	-	-	-	-
						-	8630	-	-	-	-	-
						-	50B30	-	-	-	-	-
						4032	1330	1335	-	1340	3140	4137
293-341	33-38	145000-170000	125000-150000	409	44	4037	5132	5135	-	3135	4135	4337
						4130	94B30	5140	-	4640	-	9840
						5130	-	50B40	-	8637	-	-
						8630	-	-	-	8640	-	-
						TS14B35	-	-	-	8740	-	-
						50B30	-	-	-	-	-	-
						-	-	-	-	-	-	-

جدول E۳

سختی مطلوب		استحکام کششی معادل psi	استحکام تسلیم معادل psi	سختی بعد از کوئنچ (مینیموم)		کلاس						
						Q-1	Q-2	Q-3	Q-4	Q-5	Q-6	Q-7
						قطر شفت (اینچ)						
						≤ 0.5	0.5-1	1-1.5	1.5-2	2-2.5	2.5-3	3-3.5
						ضخامت سطح مقطع قطعه Flat (اینچ)						
HB	HRC			HB	HRC	≤ 0.3	0.3-0.6	0.6-1	1-1.3	1.3-1.6	1.6-2	2-2.3
187-293	20-33	95000-145000	75000-125000	388	42	1330	8637	3140	4140	-	4142	-
						4130	-	8740	TS4140	-	-	-
						5132	-	-	94B40	-	-	-
						8630	-	-	-	-	-	-
						50B30	-	-	-	-	-	-
						1335	3140	4137	81B45	4142	4145	4147
293-341	23-38	145000-170000	125000-150000	409	44	4042	4135	4140	-	-	-	4337
						5135	4640	8642	-	-	-	9840
						50B30	8640	8645	-	-	-	86B45
						94B30	8740	8742	-	-	-	-
						-	-	TS4140	-	-	-	-
						1340	1345	4142	51B60	4145	4147	4150
341-388	38-42	170000-190000	150000-170000	455	48	3140	4137	5147	-	8655	4337	4340
						3135	4140	5155	-	9840	86B45	TS4150
						4047	5150	6150	-	-	-	-
						4135	8642	94B40	-	-	-	-
						5140	8645	-	-	-	-	-
						8637	8742	-	-	-	-	-
388-429	42-45	190000-205000	170000-185000	496	51	TS14B50	TS4140	-	-	-	-	-
						50B40	50B50	-	-	-	-	-
						1345	4142	4145	9840	4147	4150	E4340
						4047	5147	4337	-	4340	TS4150	9850
						4063	5155	5160	-	8660	-	-
						4068	6150	8650	-	86B45	-	-
						4140	9261	8655	-	-	-	-
						4640	94B40	9262	-	-	-	-
						5145	-	50B60	-	-	-	-
						5150	-	51B60	-	-	-	-
						8640	-	81B45	-	-	-	-
						8642	-	-	-	-	-	-
						8645	-	-	-	-	-	-
						8740	-	-	-	-	-	-
						8742	-	-	-	-	-	-
						9260	-	-	-	-	-	-
						TS4140	-	-	-	-	-	-
						50B46	-	-	-	-	-	-
						50B44	-	-	-	-	-	-
						50B50	-	-	-	-	-	-

جدول E۴

سختی مطلوب		استحکام کششی معادل psi	استحکام تسلیم معادل psi	سختی بعد از کوئنچ (مینیموم)		کلاس						
						Q-1	Q-2	Q-3	Q-4	Q-5	Q-6	Q-7
						قطر شفت (اینچ)						
						≤ 0.5	0.5-1	1-1.5	1.5-2	2-2.5	2.5-3	3-3.5
						ضخامت سطح مقطع قطعه Flat (اینچ)						
HB	HRC			HB	HRC	≤ 0.3	0.3-0.6	0.6-1	1-1.3	1.3-1.6	1.6-2	2-2.3
187-293	20-33	95000-145000	75000-125000	388	42	سر 1000	4037	5135	-	5140	4640	3140
						از 1024 تا	4130	94830	-	8637	-	8740
						1040	5130	-	-	50840	-	-
						8625	5132	-	-	-	-	-
						8627	8630	-	-	-	-	-
						-	50830	-	-	-	-	-
293-341	23-38	145000-170000	125000-150000	409	44	از 1036 تا	1330	1335	-	1340	4135	4137
						1045	5046	-	-	3135	8640	4140
						4032	5135	-	-	3140	8740	8642
						8630	94830	-	-	8637	-	8645
						-	-	-	-	-	-	8742
						-	-	-	-	-	-	TS4140
341-388	38-42	170000-190000	150000-170000	455	48	1335	3135	1340	-	1345	4140	4142
						4037	4042	3140	-	4137	8645	4337
						4130	4047	4135	-	4640	8742	5147
						5046	-	5140	-	5145	TS4140	6150
						5130	-	8637	-	5150	-	8650
						5132	-	50840	-	8640	-	9840
						5135	-	-	-	8642	-	81845
						8635	-	-	-	8740	-	94840
						TS14835	-	-	-	50844	-	-
						50830	-	-	-	50850	-	-
						94830	-	-	-	-	-	-
						-	-	-	-	-	-	-

جدول E۵

حداقل استحکام کششی مورد نیاز (psi)	کلاس			
	R-1	R-2	R-3/R-4	R-5/R-6
	قطر شفت (اینچ)			
	≤ 0.5	0.5-1	1-2	2-3
	ضخامت سطح مقطع قطعه Flat (اینچ)			
30000-35000	≤ 0.3	0.3-0.6	0.6-1.3	1.3-2
	HR1016 HR1020	HR1016 HR1020	HR1018	HR1018
	HR1018	HR1018 HR1022	HR1019	HR1022
	HR1019	HR1019	HR1021	HR1030
35000-40000	HR1022	HR1030	HR1030	HR1035
	HR1030	HR1035	HR1035	-
	HR1035	HR1040	CD1010	CD1010 HR1045
40000-45000	-	-	HR1040	CD1015
	-	-	-	HR1040
	CD1010	CD1010	CD1015	CD1020 HR1137
	HR1040	CD1015	HR1045	CD1115
45000-50000	HR1045	HR1045	HR1137	HR1050
	CD1015	CD1020 HR1137	CD1018 CD1115	CD1018 HR1141
	HR1040	CD1115 HR1141	CD1020 HR1050	CD1019 HR1141
	HR1045	HR1050	HR 1141	CD1025
	-	-	CD1025 HR 1144	-
50000-55000	CD1018 CD1015	CD1018 HR1141	CD1019 CD1120	CD1022 CD1120
	CD1025	CD1019	CD1022	CD1117
	CD1019 HR1141	CD1025	CD1117	CD1118
	CD1020 HR1144	-	-	-

جدول E۶

حداقل استحکام کششی مورد نیاز (psi)	کلاس			
	R-1	R-2	R-3/R-4	R-5/R-6
	قطر شفت (اینچ)			
	≤ 0.5	0.5-1	1-2	2-3
	ضخامت سطح مقطع قطعه Flat (اینچ)			
	≤ 0.3	0.3-0.6	0.6-1.3	1.3-2
60000-65000	CD1022	CD1022	CD1030	CD1030
	CD1117	CD1117	CD1118	-
	CD1020	CD1118	-	-
	-	CD1020	-	-
	CD1030	CD1030	CD1035	CD1035
65000-70000	CDT1040	CD1035	CDT1137	CD1050
	CD1118	CDT1045	CDT1040	CDT1141
	-	-	CDT1050	CDT1045
	CD1035	CDT1137	CD1040	CD1045
	CDT1045	CDT1040	CDT1141	CDT1040
70000-75000	-	CDT1050	CDT1045	CDT1137
	-	-	-	CDT1144
	-	-	-	CDT1050
	CDT1137	CD1040	CD1045	CD1137
	CDT1040	CDT1141	CDT1040	CDT1045
75000-80000	CDT1050	CDT1045	CDT1137	CDT1040
	-	-	CDT1144	CDT1141
	-	-	CDT1050	CD1050
	CD1040	CD1045	CD1137	CD1141
	CDT1141	CDT1040	CDT1045	CDT1137
80000-85000	CDT1045	CDT1137	CDT1040	CDT1045
	-	CDT1144	CDT1141	CDT1040
	-	CDT1050	CD1050	CDT1144
	-	-	-	CDT1050
	CD1045	CD1137	CD1141	CD1144
85000-90000	CDT1040	CDT1045	CDT1137	CDT1141
	CDT1137	CDT1040	CDT1045	CDT1137
	CDT1144	CDT1141	CDT1040	CDT1045
	CDT1050	CD1050	CDT1144	CDT1050
	-	-	CDT1050	-
90000-95000	CD1137	CD1141	CD1144	CDT1144
	CDT1045	CDT1137	CDT1141	CDT1141
	CDT1040	CDT1045	CDT1137	CDT1137
	CDT1141	CDT1040	CDT1045	CDT1050
	CD1050	CDT1144	CDT1050	-
95000-100000	-	CDT1050	-	-
	CD1141	CD1144	CDT1144	CDT1144
	CDT1137	CDT1141	CDT1141	CDT1141
	CDT1045	CDT1137	CDT1137	-
	CDT1040	CDT1045	CDT1050	-
100000-105000	CDT1144	CDT1050	-	-
	CDT1050	-	-	-
	CD1144	CDT1144	CDT1144	CDT1144
	CDT1141	CDT1141	CDT1141	-
	CDT1137	CDT1137	-	-
105000-110000	CDT1045	CDT1050	-	-
	CDT1050	-	-	-
	CDT1144	CDT1144	CDT1144	-
	CDT1141	CDT1141	-	-
	CDT1137	-	-	-
110000-115000	CDT1050	-	-	-
	CDT1144	CDT1144	-	-
115000-120000	CDT1141	-	-	-
	CDT1144	-	-	-

شرکت آریا گستر

آدرس دفتر مرکزی: تهران، میدان آرژانتین، خیابان الوند، کوچه برمک، پلاک ۴، طبقه ۲
تلفن: ۳-۸۸۸۱۳۴۶۱-۸۸۷۸۱۰۵۷-۸۸۷۸۱۶۷۹
تلفکس: ۸۸۸۱۳۴۶۴

