



WHITE PAPERS

ASK-RD-ENG-022

R&D Department

ARYA SEPEHR KAYHAN (ASK) | SHAHID SALIMI INDUSTRIAL CITY, TABRIZ, IRAN

شرکت آریا سپهر کیهان با نام اختصاری ASK، طراح و تولیدکننده پمپ های گریز از مرکز و روتاری و ارائه دهنده راهکارهای بهینه سازی سیستم های فرایندی و پمپاژ می باشد.

توجه!

مقالات تخصصی با عنوان White Papers جهت افزایش دانش عمومی پمپ ها در بخش تحقیق و توسعه این شرکت نگارش شده است. استفاده از این مقالات رایگان می باشد و لازم است جهت استفاده از محتویات آن به موارد ذیل توجه فرمایید:

- 1- انتشار مجدد مطالب مقالات (به شکل اولیه و بدون تغییر در ساختار محتوایی و ظاهری) با ذکر منبع، بلامانع است.
- 2- استفاده تجاری از محتویات مقالات در نشریات مجاز نمی باشد.

یاتاقان های سیال^{۲۱}

²¹ Fluid Bearings

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^{۲۲} (هیدرودینامیکی^{۲۳})
۲. یاتاقان های هیدرواستاتیکی^{۲۴}

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^{۲۵} (قسمتی از شفت که در تماس با سیال قرار دارد) بالا می رود. ولی در یاتاقان های هیدرواستاتیکی بالا بردن فشار سیال که معمولا روغن، آب یا هوا است توسط یک پمپ انجام می شود.



شکل ۱

معمولا از یاتاقان های سیال در مواردی استفاده می شود که یاتاقان های ساچمه ای^{۲۶} بنا بر دلایل زیر عمر کوتاهی دارند یا باعث نویزها و ارتعاشات زیادی می شوند:

۱. بار بالا
۲. سرعت بالا
۳. دقت بالا

²² Fluid dynamic bearings

²³ Hydrodynamic

²⁴ Hydrostatic bearings

²⁵ Journal

²⁶ Ball Bearings

همچنین در بعضی از کاربردها 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. معمولاً 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^{۲۷} : در این نوع از یاتاقان ها فیلم بر اثر حرکت نسبی دو صفحه به وجود می آید. مثل : یاتاقان های شیار

مارپیچ^{۲۸}

۲. فیلم فشاری^{۲۹} : در این نوع از یاتاقان ها فیلم در اثر حرکت قائم نسبی به وجود می آید.

۳. تحت فشار از خارج^{۳۰} : 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.

²⁷ Self acting

²⁸ Spiral groove bearings

²⁹ Squeezed film

³⁰ Externally pressurized

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.

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 (مخصوصاً 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 نشتی 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^{۳۱}** : 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.



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.

³¹ Foil Bearings



شکل ۳

- یاتاقان هوا^{۳۲}: 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.



شکل ۴

- یاتاقان های پد واژگون^{۳۳}: این نوع یاتاقان ها که میشل - کینگزبوری^{۳۴} 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.

³² Air bearings

³³ Tilting pad bearings

³⁴ Michell-Kingsbury

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

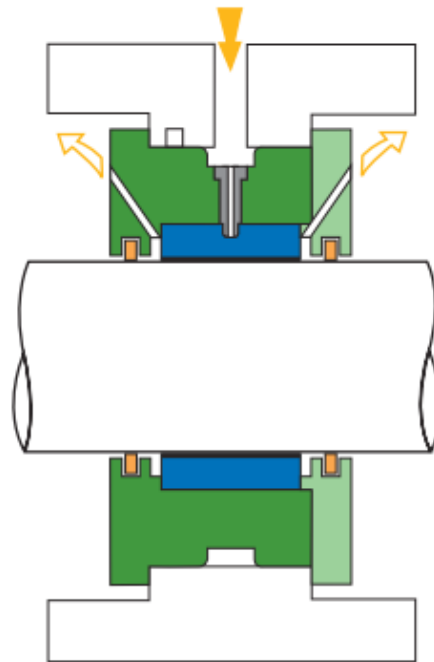
در یاتاقان های سیال روغن کاری به دو منظور انجام می شود:

۱. روانسازی یاتاقان

۲. دفع گرمای ایجاد شده به دلیل عملکرد یاتاقان

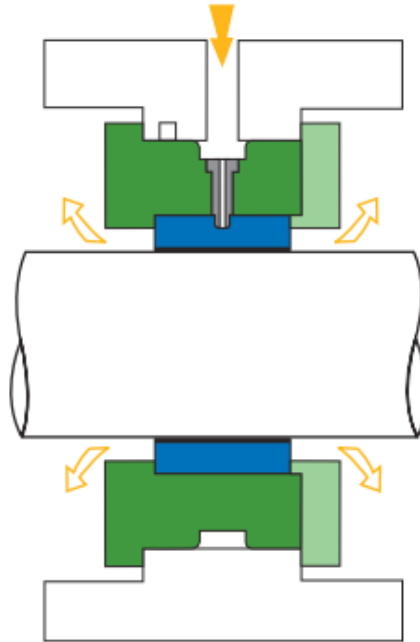
به همین منظور دو استراتژی برای روغن کاری مورد نظر قرار گرفته شده است: مستغرق و غیر مستغرق.

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.



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 متداول روغن کاری شرح داده شده اند:

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.

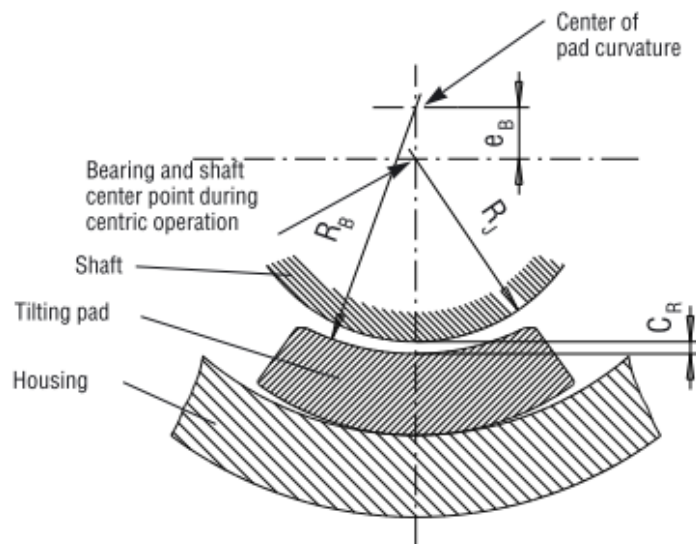
جهت کاهش دمای روغن و افزایش بازده حین عملکرد شیوه های متنوعی وجود دارد که موارد زیر توصیه می شود:

- 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.
- 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^{۳۵}، تماس خطی، تماس نقطه ای و تماس نقطه ای کره به کره هرگزین^{۳۶}
- انتخاب متریال
- نیروی برآ هیدرواستاتیکی جهت جلوگیری از سایش و فرسودگی حین عملکرد با دور پایین و بار زیاد.
- استفاده از هوسینگ کروی^{۳۷} 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:

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



شکل ۷

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

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

³⁵ Ball & Socket

³⁶ Sphere-on-sphere hertzian point contact

³⁷ Spherical housing

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 دوبیوس)

(۳) با شرایط مرزی رینولد

یاتاقان کوتاه:

روش دوبیوس و اکویرک^{۳۸}

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) و ...

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.

یاتاقانهای بلند (Long Bearing):

با شرایط مرزی سامرفیلد:

³⁸ Dobius & Ocvirk

(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:

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

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 آدیباتیک روغن از روابط زیر استفاده می کنیم:

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

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

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

یاتاقانهای کوتاه (Short bearing):

روش دبیوس و اکویرک:

(۱) عدد بار:

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

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:

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

یاتاقان های پد واژگون

یاتاقان های پد واژگون میزان بار بیشتری را در مقایسه با یاتاقان های صفحه ای تراست^{۳۹} و مخروطی^{۴۰} تحمل می کنند. با در نظر گرفتن مواردی در انتخاب متریکال 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^{۴۱} 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^{۴۲}. 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 افزارهای 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 اریون^{۴۳} (جان کرین^{۴۴}) استفاده شده است. در زیر الگوریتم انتخاب یاتاقان های پد واژگون ارائه شده است:

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:

³⁹ Thrust plate

⁴⁰ Taperland bearing

⁴¹ Self-equalizing

⁴² Line back

⁴³ ORION™

⁴⁴ John Crane

$$\frac{L}{D} = 0.4 \quad ۱.$$

$$\frac{L}{D} = 0.7 \quad ۲.$$

$$\frac{L}{D} = 1.0 \quad ۳.$$

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 ۱۴/۷ کیلو نیوتون را متحمل باشد. این یاتاقان روی شفتی به قطر ۱۰۰ میلیمتر با سرعت دورانی ۱۰۸۰۰ دور بر دقیقه نصب خواهد شد. کدام سری هندسه استاندارد برای این یاتاقان مناسب است؟

برای انتخاب هندسه ی استاندارد مناسب قطر ۱۰۰ 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) ۸/۸ 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 ۱۵/۴ کیلونیوتون 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.

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 یاتاقان به دست آورد. به همین منظور رابطه ی زیر معرفی می گردد:

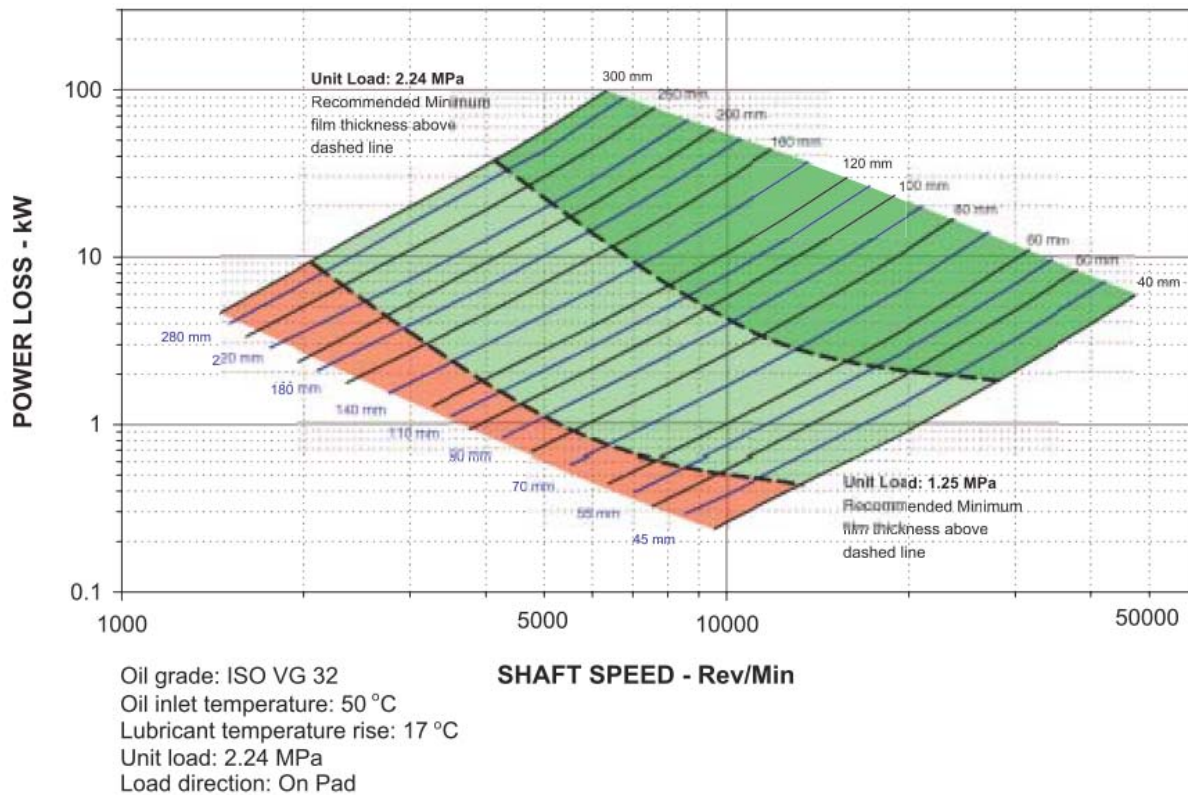
$$Q_{oil} = 2.11 P_L$$

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

جدول S1

بیشترین نیروی مجاز بر حسب کیلو نیوتون برای یاتاقان 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 پدها (مستغرق)	بار بین پدها (غیر مستغرق)	بار روی هر پد	بار بین پدها (مستغرق)	بار بین پدها (غیر مستغرق)	بار روی هر پد	بار بین پدها (مستغرق)	بار بین پدها (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

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



شکل S1^{۴۵}

البته سایر اطلاعات مربوط به روغن به صورت زیر است:

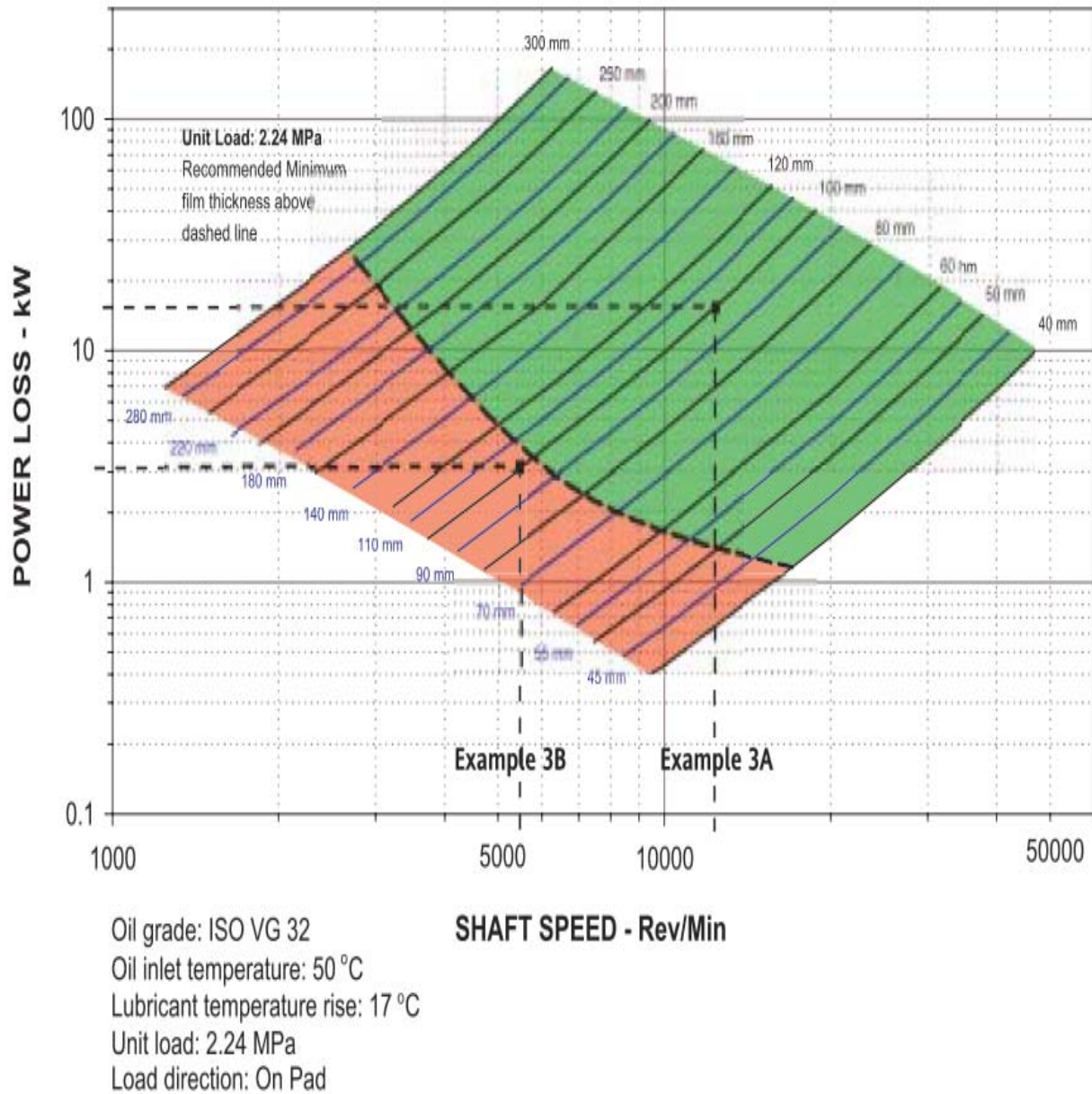
کلاس روغن : ISO VG 32

دمای روغن در ورودی : ۵۰ درجه سانتیگراد

افزایش دمای روغن : ۱۷ درجه سانتیگراد

^{۴۵} شکل های S1 تا S6 از کاتالوگ یاتاقان های پد واژگون کمپانی جان کرین به دست آمده است.

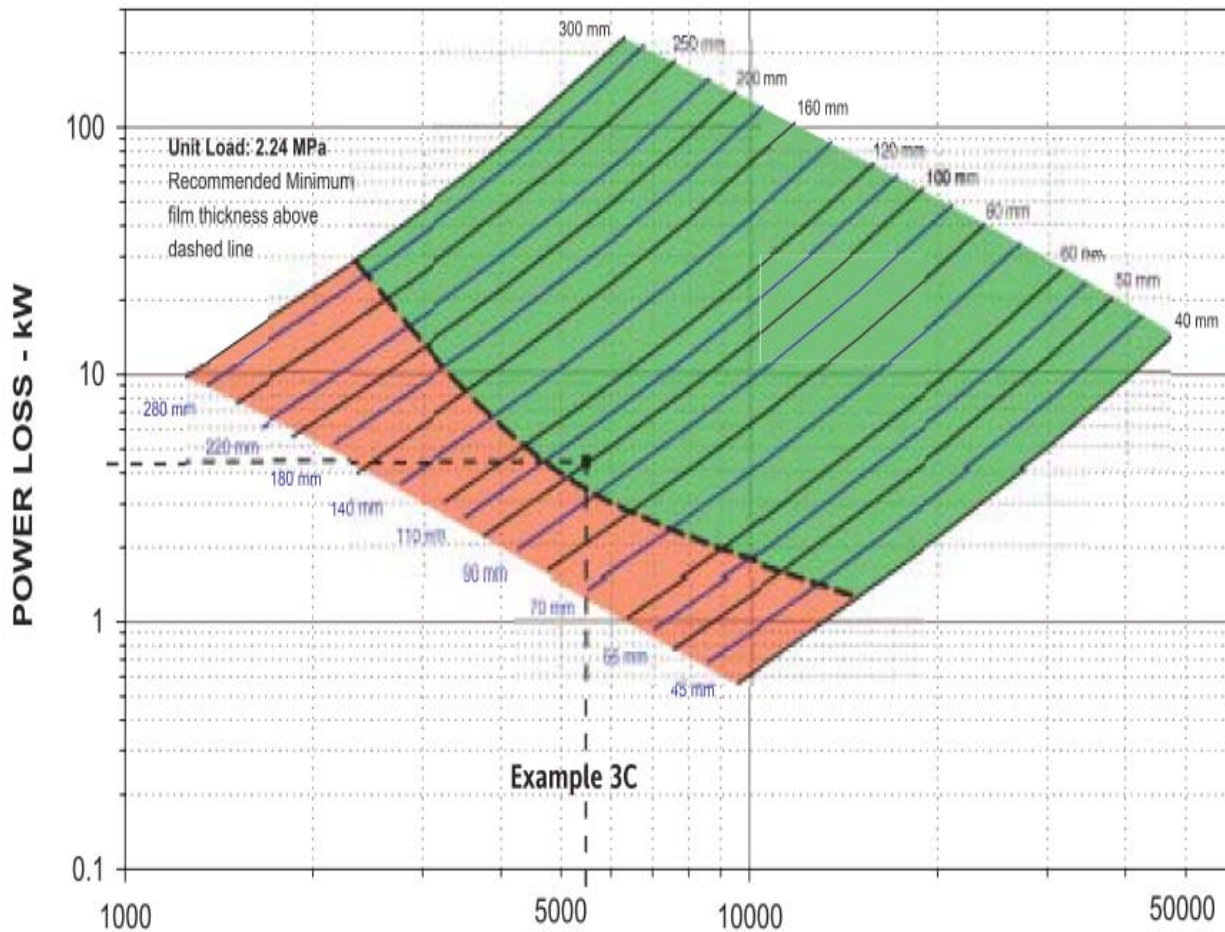
STANDARD FLOODED LUBE TILTING PAD JOURNAL BEARING INTERMEDIATE PAD LENGTH - L/D = 0.7



شکل S2

STANDARD FLOODED LUBE TILTING PAD JOURNAL BEARING

WIDE PAD LENGTH - L/D = 1.0



Oil grade: ISO VG 32

Oil inlet temperature: 50 °C

Lubricant temperature rise: 17 °C

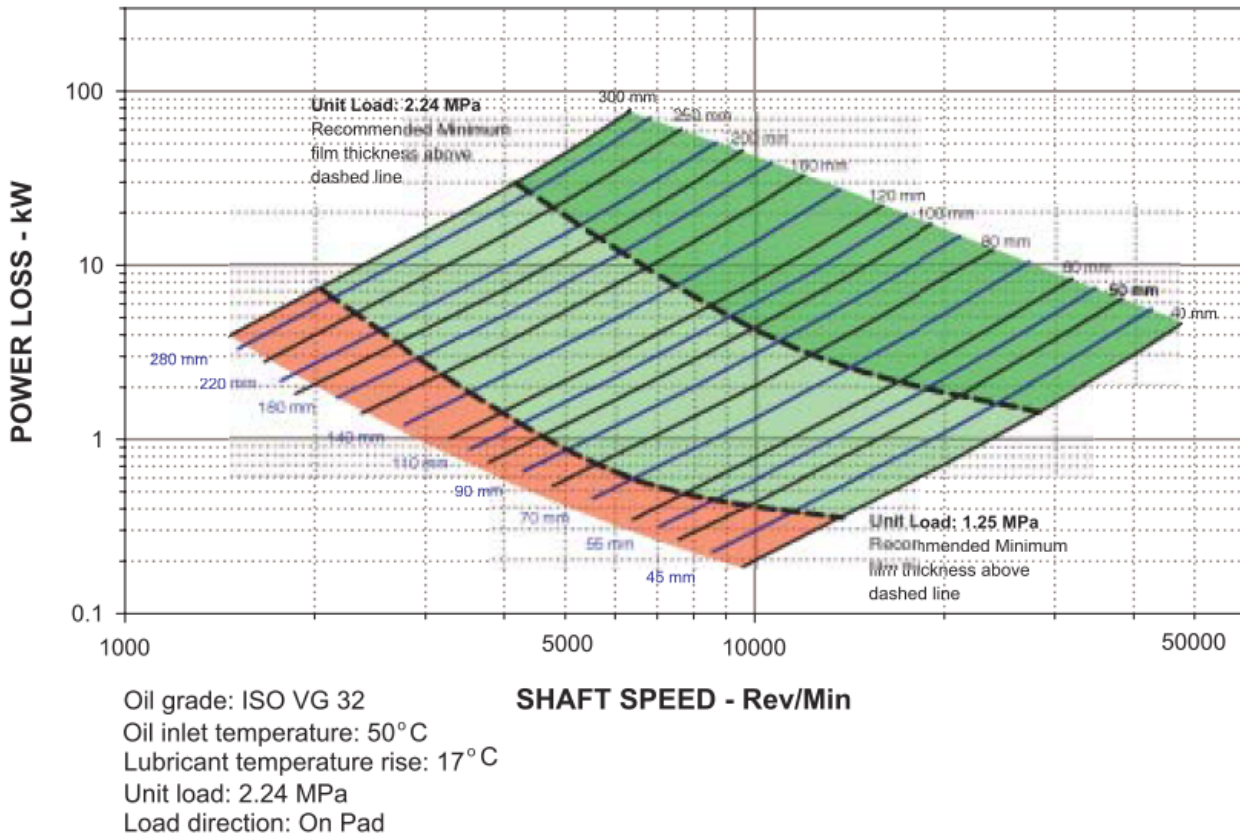
Unit load: 2.24 MPa

Load direction: On Pad

SHAFT SPEED - Rev/Min

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.

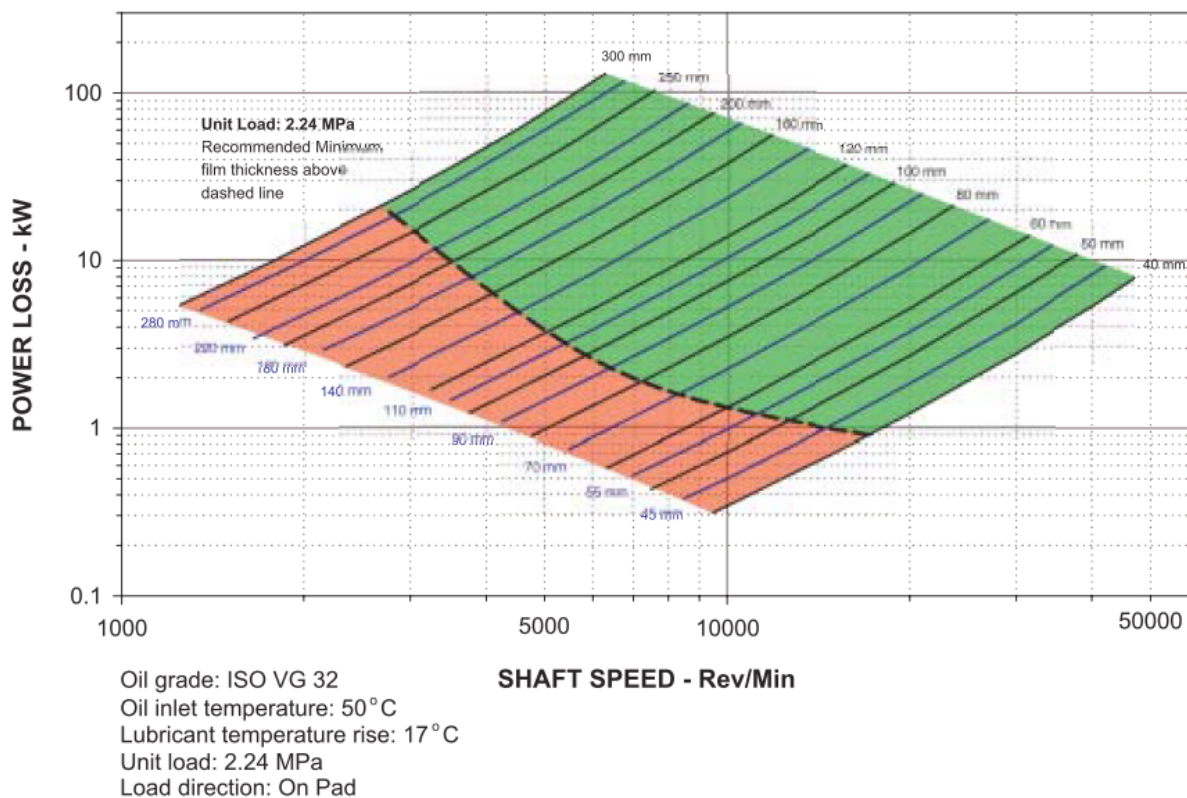
برای به دست آوردن دبی روغن مورد نیاز یاتاقان از توان اتلافی به دست آمده در گام سوم استفاده می کنیم. مقدار این توان ۱۲ کیلووات است. پس:

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

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:

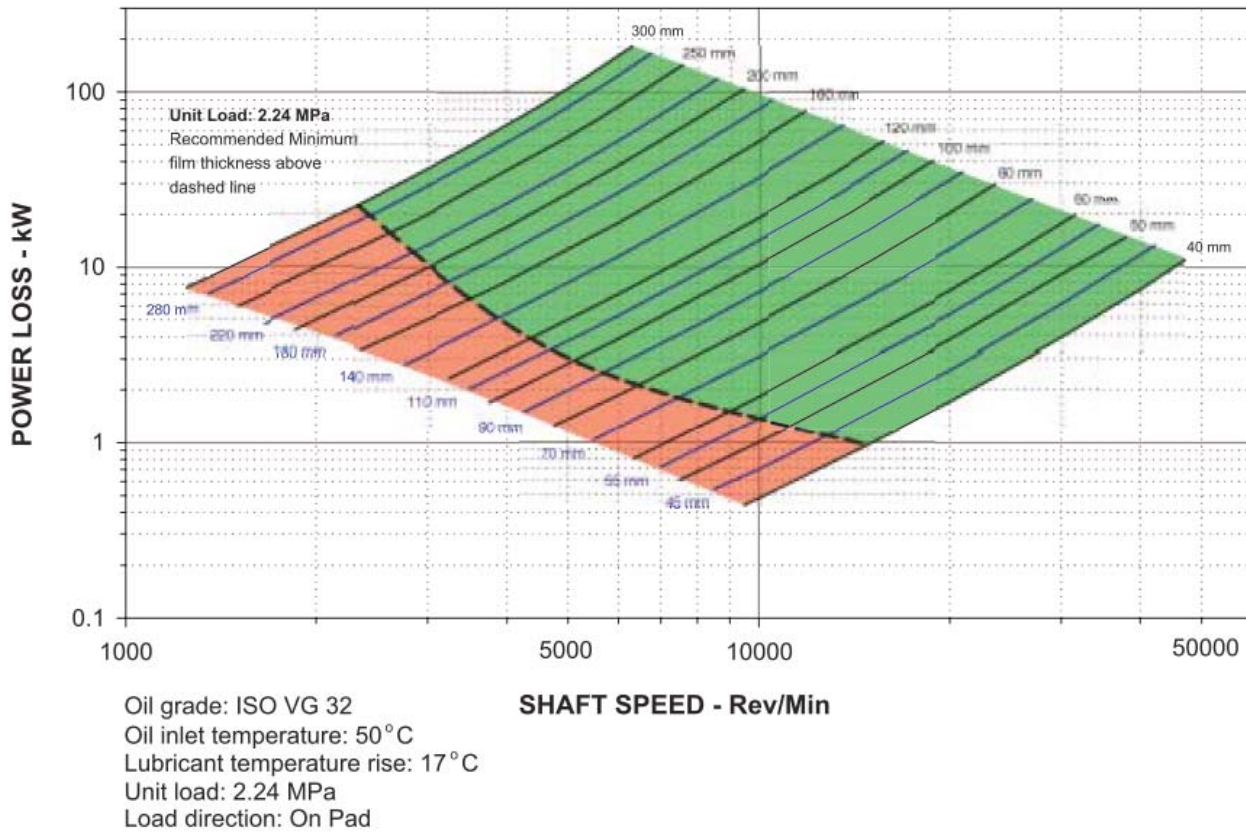
$$\text{مینیمم قطر شفت} = 99/840 \text{ میلیمتر}$$

$$\text{ماکزیمم قطر شفت} = 99/862 \text{ میلیمتر}$$

$$\text{مینیمم لقی برای یاتاقان} = 0/138 \text{ میلیمتر}$$

$$\text{ماکزیمم لقی برای یاتاقان} = 0/211 \text{ میلیمتر}$$

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

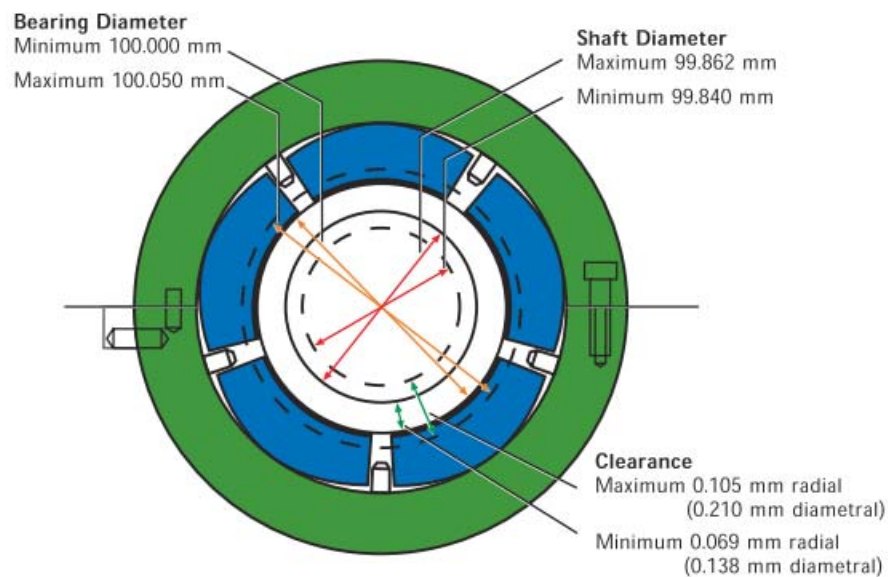


شکل S6

برای درک بهتر قطرهای ارائه شده در مثال فوق، مقادیر مشخص شده در شکل S7 نشان داده شده اند. با اتمام گام پنجم پروژه 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

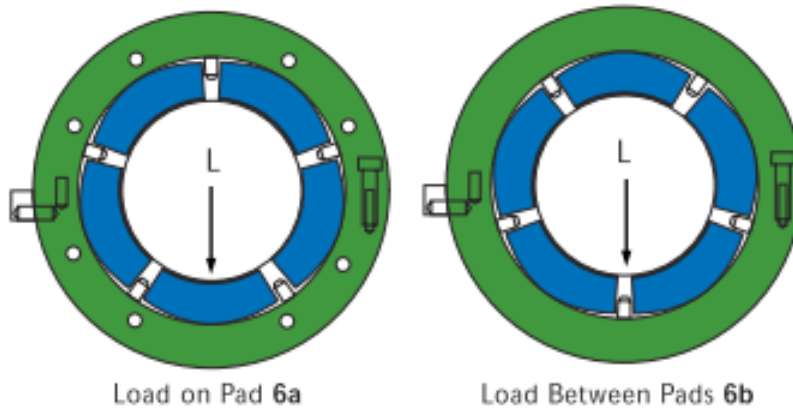
ویسکوزیته ی روغن مورد استفاده جهت روانسازی یاتاقان ظرفیت بار متحمل آن را تحت تاثیر قرار می دهد. هر قدر سیال ویسکوزتر باشد، فیلم روغن ایجاد شده بزرگ تر خواهد بود و در نتیجه جدایش بین ژورنال و پد ها بیشتر خواهد شد و ظرفیت یاتاقان بزرگتر می شود.

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 «نیروی 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

تذکر : 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.

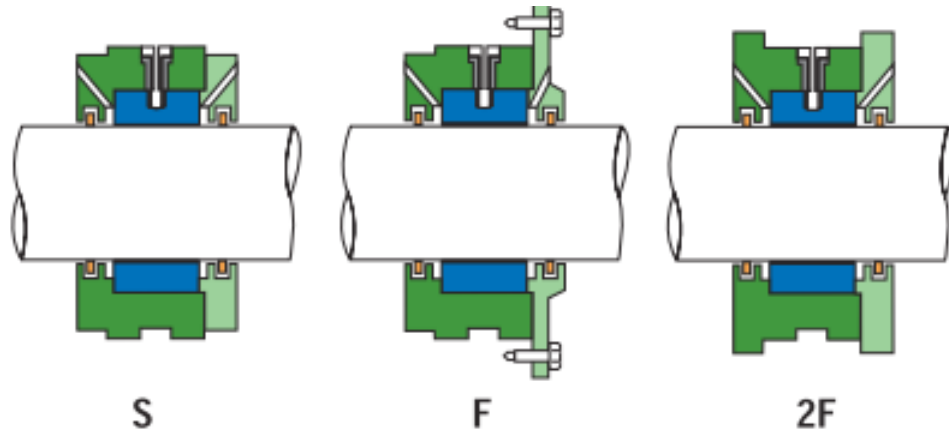
قبل از ورود به فضای نرم افزار سه مدل اصلی یاتاقان های ORION جان کرین پیش روی کاربر قرار می گیرند که کاربر با انتخاب هر کدام به زیر بخش مخصوص آن ها انتقال داده می شود:

- مدل S : یاتاقان های انشعابی نشیمن مستقیم^{۴۶}
- مدل F : یاتاقان های غیر انشعابی با یک فلنج^{۴۷}
- مدل 2F : یاتاقان های انشعابی با دو فلنج^{۴۸}

⁴⁶ Straight seat split bearing

⁴⁷ Single flange non-straight bearing

⁴⁸ 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:

$$1. \text{ باریک}^{49} \left(\frac{L}{D} = 0.4\right)$$

$$2. \text{ متوسط}^{50} \left(\frac{L}{D} = 0.7\right)$$

$$3. \text{ عریض}^{51} \left(\frac{L}{D} = 1.0\right)$$

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.

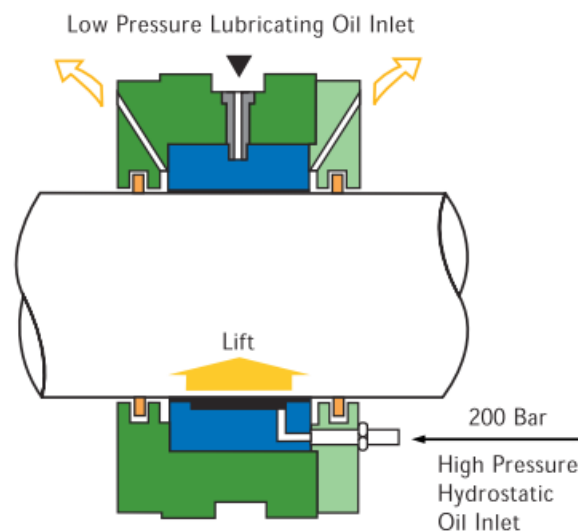
⁴⁹ narrow

⁵⁰ intermediate

⁵¹ 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

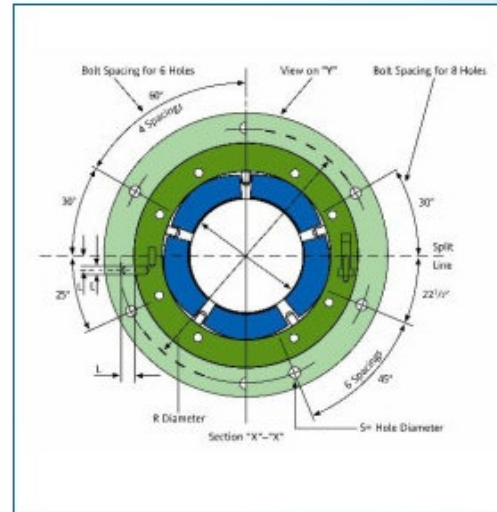
Processor Output:

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

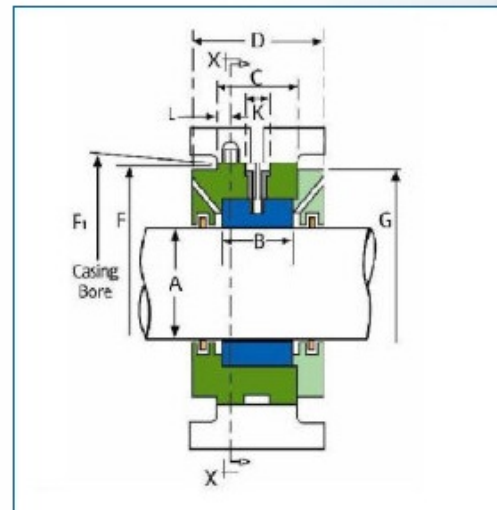
BEARING SPECIFICATION

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@iohncrane.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 یاتاقان
- نوع روغن کاری

جدول ۱

نوع هوسینگ	طول یاتاقان	قطر نامی شفت	متریک	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
F- One flange	I- Intermediate				2T- Double Thrust face	
					TP- Tilting pad thrust	
2F- Two flanges	W- Wide			B- Load between pad	2TP- Double Tilting pad thrust	S- Standard flooded lube design
					H- Hydrostatic lifting provision	
					TC- Thermocouple	
		RTD- Resistance Temperature Detector				

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