



WHITE PAPERS

ASK-RD-ENG-006

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.

نیروهای موجود در یک پمپ سانتریفیوژ



The Forces in a Centrifugal pump

- مقدمه

پمپ‌های سانتریفیوژ می‌توانند محدوده وسیعی از جریان با دبی‌ها و هدهای متفاوت را ایجاد کنند. فشار داخلی تولید شده در پمپ منجر به تولید نیروهای محوری و شعاعی بر روی روتور پمپ می‌شود. در این قسمت، ما به ارائه توضیحاتی در مورد کمیت و کیفیت این نیروها و تاثیرات آن‌ها بر طراحی پمپ می‌پردازیم.

۱. تراست محوری^۱

نیروهای محوری تولیدکننده تراست در پمپ‌های سانتریفیوژ، از فشار داخلی موثر در ناحیه اثر پروانه حاصل می‌شود. این نیرو به سادگی یک محصول، از فشار خالص مکش و تخلیه و ناحیه تحت اثر پروانه به دست می‌آید. به هر صورت، ابهامات بسیاری وجود دارد که با چنین فرضیات ساده‌ای قابل توجیه نمی‌باشند. متغیرهای دیگری که می‌توانند بر تخمین میزان بار محوری تاثیر داشته باشند به شرح زیر می‌باشند:

- محل قرارگیری پروانه نسبت به دیواره حلزونی
- تقارن پروانه
- زبری سطوح دیواره‌ها
- فواصل رینگ‌های سایشی
- ابعاد سوراخ‌های تعادلی^۲

بسیاری از این متغیرها نامعین هستند و از این رو نیروهای محوری در بهترین شرایط تخمین محاسبه می‌شوند. روش تقریبی محاسبه تراست محوری در ادامه شرح داده می‌شود. فرضیات زیر مورد نظر می‌باشند:

- پروفیل پروانه متقارن
- منطبق بودن خط مرکز پروانه با خط مرکز حلزونی به صورت منطقی (در ۰٫۸ میلی‌متر)
- برابری فشار در جلو و پشت پروانه و ثابت بودن آن از قطر خارجی پروانه به قطر رینگ سایشی

¹ Axial Thrust

² Balancing holes

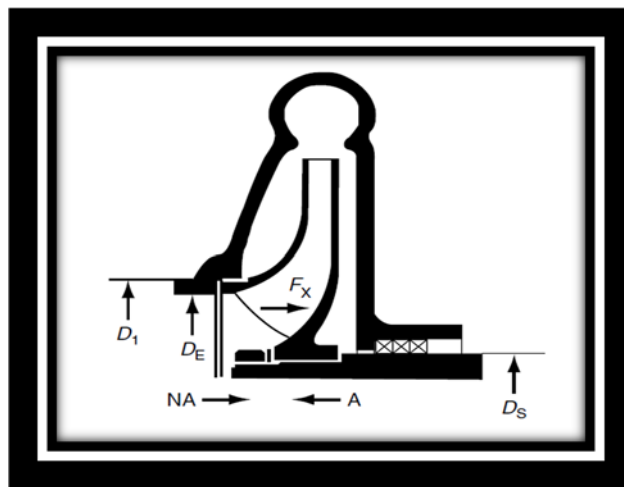
- کاهش فشار که به طور طبیعی سهموی است، نادیده گرفته شده و طبق فرض فشار موثر بر شروود^۳ پروانه ۳/۴ فشار تخلیه می‌باشد

۱.۱. تراست محوری در پمپ‌های یک طبقه با پروانه آویخته^۴

محاسبات تراست محوری در این پمپ‌های ساده، با توجه به متغیرهای بسیار زیاد در طراحی پروانه و اجزای در تماس با آن، دارای پیچیدگی‌هایی می‌باشد. محاسبه تراست محوری در ساختارهای متفاوتی از این پمپ در ادامه این بخش شرح داده می‌شود:

۱.۱.۱. پروانه بسته با رینگ سایشی در جلو

یک پروانه کاملاً متقارن را در نظر بگیرید. نیروهای محوری در منطقه بالای قطر D_1 متوازن می‌باشد. فرض می‌شود که فشار در نقطه دیگر یکسان باشد. به شکل زیر توجه کنید:



شکل ۱- پروانه بسته تنها با رینگ سایشی در جلو

تراست محوری خالص با توجه به اختلاف فشار موثر بر فاصله بین رینگ سایشی جلو و قطر شفت برابر است با:

$$NA \text{ thrust} = A_s \cdot P_s + F_x \quad (1)$$

³ Shroud

⁴ Overhung impeller

$$A \text{ thrust} = \frac{3}{4} \cdot P_D \cdot (A_1 - A_s) \quad (2)$$

تراست محوری خالص تفاوت بین این دو می‌باشد.

در رابطه (۱)، F_x نیروی محوری با توجه به تغییرات مومنتوم می‌باشد که با توجه به رابطه زیر مورد محاسبه قرار می‌گیرد:

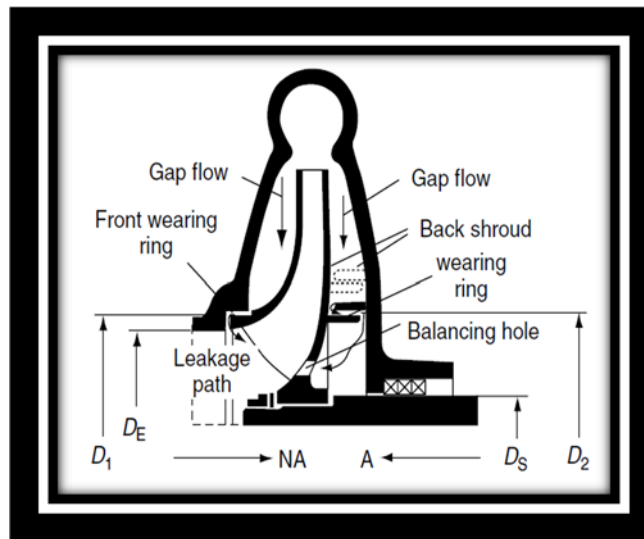
$$\frac{\text{Density} \cdot Q^2 (\text{flow rate})}{A_E} \quad (3)$$

که در آن، Q متر مکعب بر ثانیه، A_E بر حسب مترمربع و دانسیته بر حسب کیلوگرم بر متر مکعب می‌باشد و F_x بر حسب نیوتن می‌باشد. مساحت‌های A_1 و A_s با استفاده از فرمول‌های استاندارد و با توجه به قطرهای مربوطه به دست می‌آیند.

$$\text{Area} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \quad (4)$$

۱،۱،۲ پروانه بسته با رینگ سایشی در هر دو طرف با سوراخ‌های تعادلی

یک پروانه بسته با رینگ‌های سایشی در دو طرف را در نظر بگیرید. با توجه به شکل زیر که نشان‌دهنده این نوع پروانه است خواهیم داشت:



شکل ۲- پروانه بسته با رینگ سایشی در دو طرف با سوراخ‌های تعادلی

که در آن D_1 و D_2 قطرهای رینگ‌های سایشی در جلو و پشت شروود پروانه، D_E قطر چشم پروانه و D_S قطر شفت پمپ می‌باشد. در این ساختار، سوراخ‌های تعادلی در شروود پشتی پروانه سوراخ‌کاری شده که نقش بسیار مهمی را در کاهش نیروی محوری بر

عهده دارند. البته، بعضی از مطالعات نشان می‌دهند که فشار در این منطقه، ۲ تا ۱۰ درصد اختلاف فشار وابسته به قطر سوراخ‌های تعادلی است. روابط زیر برای محاسبه میزان تراست محوری مورد استفاده قرار می‌گیرند. کل مساحت سوراخ‌های تعادلی، ۸ برابر مساحت بین رینگ‌های سایشی در نظر گرفته می‌شود.

زمانی که قطر رینگ‌های سایشی، D_1 و D_2 برابر باشند، خواهیم داشت:

$$Axial Thrust = A_s \cdot P_s - (0.03 \cdot P_D \cdot (A_1 - A_s)) + F_x \quad (5)$$

که در آن F_x تراست با توجه به تغییرات مومنتوم می‌باشد.

زمانی که قطر رینگ‌های سایشی، D_1 و D_2 برابر نباشند، خواهیم داشت:

$$NA Thrust = A_s \cdot P_s - (0.03 \cdot P_D \cdot (A_1 - A_s)) + F_x \quad (6)$$

$$A Thrust = \frac{3}{4} \cdot P_D \cdot (A_1 - A_2)$$

(۷)

تراست محوری خالص تفاوت بین این دو می‌باشد.

۱،۱،۳ پروانه بسته با تیغه‌های پشتی^۵

برای ساختار این نوع پروانه خواهیم داشت:

$$NA Thrust = A_s \cdot P_s + (0.00253 \cdot (A_R - A_s) \cdot (U_R^2 - U_S^2) \cdot \rho) + F_x \quad (8)$$

$$A Thrust = \frac{3}{4} \cdot P_D \cdot (A_1 - A_s)$$

(۹)

تراست محوری خالص تفاوت بین این دو می‌باشد.

که در آن U_S و U_R سرعت‌های جانبی می‌باشند که توسط روابط زیر به دست می‌آیند:

⁵ Back Vanes

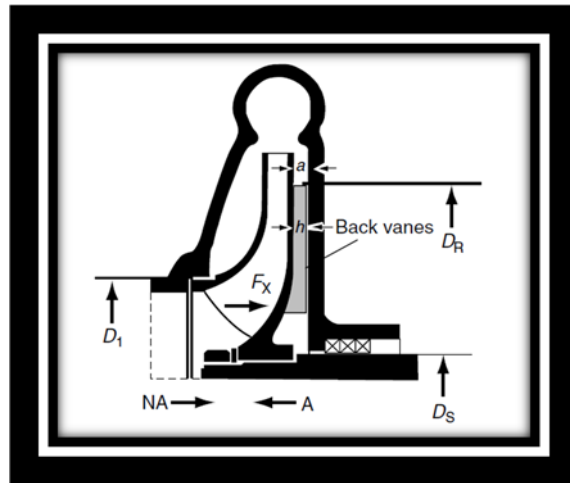
$$U_R = \pi \cdot D_R \cdot N / 60 \quad (10)$$

$$U_S = \pi \cdot D_S \cdot N / 60 \quad (11)$$

که خواهیم داشت:

$$\text{All Areas} - A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (12)$$

در بسیاری از موارد، نصب رینگ سایشی در پشت شروود پروانه مورد نظر و دلخواه طراحی نمی‌باشد. در این موارد، تیغه‌های پشتی در پشت شروود پروانه این وظیفه را بر عهده دارند. طبق شکل زیر فاصله بین تیغه‌های پشتی و پوسته $(a - h)$ بسیار مهم می‌باشد و معمولاً بین ۰,۴ میلی‌متر تا ۱ میلی‌متر نگه داشته می‌شود.



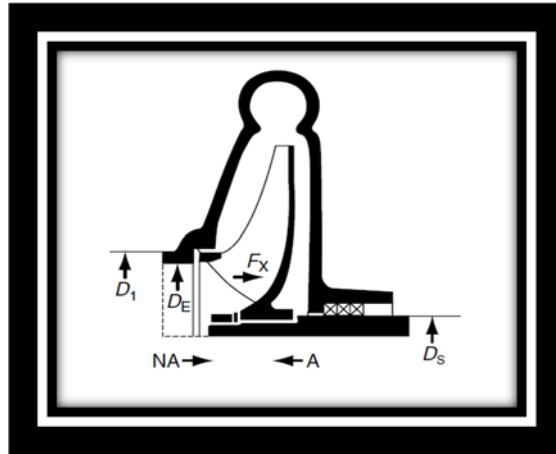
شکل ۳- پروانه بسته با تیغه‌های پشتی و بدون رینگ سایشی پشتی

وقتی تیغه‌های پشتی با پروانه می‌چرخند، به تنهایی سیال را از قطر داخلی به قطر خارجی، همانند پروانه، پرتاب می‌کنند. این به کاهش فشار در پشت پروانه و نیروهای محوری کمک می‌کند.

اگرچه این روش، با توجه به وابستگی آن به فاصله $(a - h)$ ، قابل اطمینان نمی‌باشد. اگر این فاصله افزایش یابد، فشار موثر بر شروود پشتی نیز افزایش می‌یابد و این سبب تراست محوری بیشتری می‌گردد. این طراحی کارایی کمتری را نسبت به مدل بسته با رینگ‌های سایشی پشتی دارد. تخمین زده می‌شود که تیغه‌های عقبی، می‌توانند سبب کاهش کارایی پمپ تا ۳ درصد شوند.

۱.۱.۴ پروانه باز با رینگ سایشی در جلو

یک پروانه کاملا متقارن را در نظر بگیرید، نیروهای محوری در منطقه بالاتر از قطر D_1 متعادل است. فشار در نقطه مقابل آن نیز یکسان فرض می‌شود. تراست محوری خالص، با توجه به اختلاف فشار موثر بر سطح بین رینگ سایشی جلو و قطر شفت می‌باشد. پس با توجه به شکل زیر خواهیم داشت:



شکل ۴- پروانه نیمه‌باز با رینگ سایشی در جلو

$$NA Thrust = A_s \cdot P_s + \left((A_3 - A_E) \cdot \left(\frac{P_D}{2} \right) \right) + F_x \quad (13)$$

$$A Thrust = \frac{3}{4} \cdot P_D \cdot (A_3 - A_s) \quad (14)$$

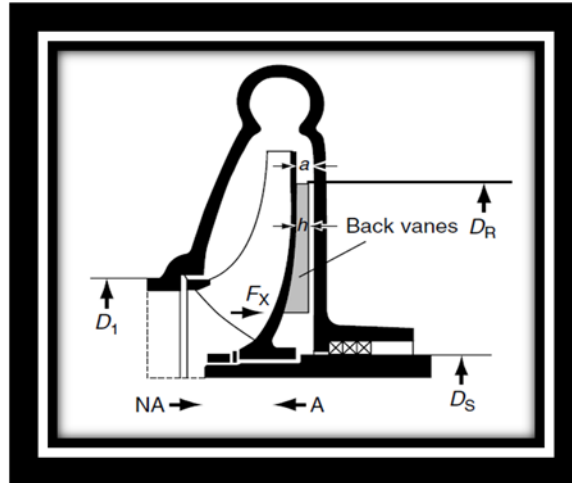
تراست محوری خالص تفاوت بین این دو می‌باشد.

پروانه نیمه‌باز، ممکن است همراه با تیغه‌های عقبی یا بدون آن‌ها، بر حسب سطح تراست محوری تولید شده در پمپ طراحی شود. با توجه به نبود شرود جلویی، فاصله بین تیغه‌های پروانه و پوسته پمپ بسیار مهم می‌باشد. با وجود تیغه‌های عقبی، فاصله پشتی نیز پر اهمیت می‌گردد. این امر، مشکلات مونتاژ را بیشتر می‌کند.

$$NA Thrust = A_s \cdot P_s + (0.00253 \cdot (A_R - A_s) \cdot (U_R^2 - U_S^2) \cdot \rho) + \left((A_3 - A_E) \cdot \left(\frac{P_D}{2} \right) \right) + F_x \quad (15)$$

$$A Thrust = \frac{3}{4} \cdot P_D \cdot (A_3 - A_s) \quad (16)$$

تراست محوری خالص، تفاوت بین این دو می باشد که A_3 مساحت پروانه می باشد.



شکل ۵- پروانه نیمه باز با تیغه های پشتی

۱.۲. پروانه مکش دو بل^۶

پمپ های مکش دو بل به وسیله پروانه های مکش دو بل تجهیز می شوند. به صورت تئوری، میزان کمی تراست را با توجه به تقارن طراحی، ایجاد می کنند. در هر صورت ساختار این گونه پمپ ها نمی تواند هرگز در تقارن کامل باشد، بنابراین همواره مقداری نیروی تراست محوری تولید می شود که نیازمند جذب توسط یک یاتاقان تراست ساده می باشد.

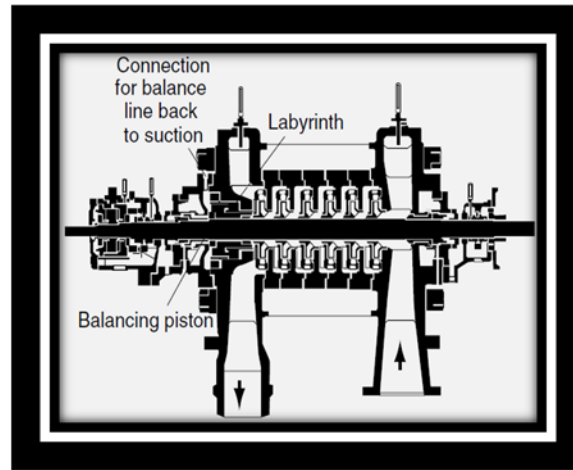
تقارن طراحی، این الزام را پدید می آورد که راستای بیرون پروانه و داخل محفظه، هم محور نگه داشته شوند. در صورت رعایت نشدن این موضوع، تراست قابل توجهی تولید می شود. این تراست با جابه جایی محوری متناسب می باشد.

۱.۲.۱. پمپ های چند طبقه - پروانه های فشرده

در طراحی این پمپ ها، تمامی پروانه ها در یک راستا و جهت به هم فشرده می شوند. در نتیجه، نیروی محوری که روتور را در جهت مکش پمپ می راند، می تواند بسیار بالا باشد. در این طراحی ها، محفظه یا پیستون تعادلی برای سیستم در نظر گرفته می شود. این

⁶ Double suction impeller

قطعه یک دیسک دایروی شکل چرخشی است که در جهت عکس دیسک ثابت و با فاصله بسیار نزدیک به آن می‌چرخد. فشار سیال در گذر از مسیر مارپیچ کاهش می‌یابد. این خروجی به قسمت مکش پمپ متصل است.



شکل ۶- تراست محوری تعادلی در یک طراحی چند طبقه با پروانه فشرده

اختلاف فشار در طول محفظه تعادلی همان فشار خالص تخلیه و مکش است. نیروی تولید شده با توجه به محفظه تعادلی در جهت مخالف با حرکت روتور می‌باشد. از این طریق، تراست محوری کاهش می‌یابد. این ترکیب همچنین به کاهش فشار موثر بر محفظه آب‌بند^۷ کمک می‌کند. به هر حال، یک کاهش در کارایی با توجه به گردش دوباره سیال در خط تعادل به وجود می‌آید.

۱،۲،۲. پمپ‌های چند طبقه - پروانه‌های پشت به پشت^۸

در ترکیب دیگری از پمپ‌های چند طبقه، پروانه‌ها به صورت پشت به پشت قرار می‌گیرند. این موضوع، تعادل محوری را برای طبقه‌های زوج یا فرد، ساده می‌کند. در این طراحی، دو محل بر روی روتور قرار دارد که هد پمپ را به نصف می‌شکنند. اولی در بوش مرکزی بین مرکز پروانه‌های پشت به پشت و دیگری در بوش گلویی در محفظه آب‌بند فشار بالا قرار دارد. قطر پوسته در این مکان‌ها، برای ایجاد تعادل محوری برای هر تعدادی از طبقات، قابل اندازه‌گیری می‌باشد. ترجیحا لازم است که مقدار بسیار اندکی تراست محوری، برای بارگذاری بسیار سبک بر روی یاتاقان‌ها داشته باشیم تا روتور از حالت شناوری خارج شده و در یک جا ثابت بماند.

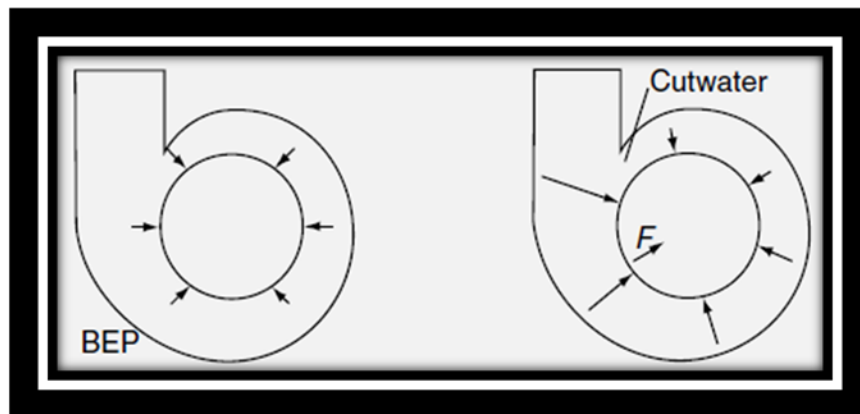
⁷ Stuffing box

⁸ Back-to-Back

افزایش در فواصل رینگ‌های سایشی و بوش‌ها، بر روی تراست محوری تاثیری ندارد. پیشنهاد می‌شود که تمامی رینگ‌های پروانه با یکدیگر هم قطر باشند و در پمپ‌های با طبقات زوج، قطر پوسته مرکزی با قطر پوسته هر محفظه آب‌بند یکی باشد. برای ایجاد تعادل در یک پمپ با طبقات فرد، ساده‌ترین راه تنها تغییر قطر پوسته مرکزی است.

۲. بارهای شعاعی^۹

در پمپ‌های مکش از انتها با پروانه آویخته، بار شعاعی هیدرولیکی با توجه به سرعت غیریکنواخت سیال در محفظه پمپ ایجاد می‌شود. این سرعت نابرابر سیال، سبب توزیع فشار غیریکنواخت در اثر فشار موثر بر پیرامون پروانه پمپ می‌شود. طراحی حلزونی، بیشترین تاثیر را بر روی بارهای محوری دارد. حلزونی طراحی می‌شود که سیال را از پروانه به لوله تخلیه ببرد. طراحی حلزونی بر مبنای جریان در نقطه بهترین کارائی^{۱۰} می‌باشد. در این نرخ جریان، توزیع سرعت و فشار سیال در محفظه پمپ یکنواخت است و یک تراست شعاعی ناچیز بر روی پروانه وجود دارد. بار شعاعی کمینه در نقطه بهترین کارائی با توجه به زبانه^{۱۱} محفظه می‌باشد. این زبانه سبب توزیع فشار نامتقارن بر پیرامون پروانه می‌شود که همین موضوع سبب بار خالص شعاعی بر روی پروانه می‌گردد. این نیروی شعاعی در جهت زبانه می‌باشد. در جریان‌های بیشتر و کمتر از نقطه بهترین کارائی، شدت نیروی شعاعی افزایش می‌یابد. جهت نیروی شعاعی مطابق با شکل زیر تغییر می‌کند:



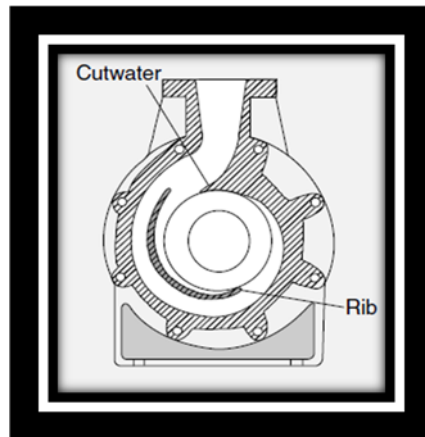
شکل ۷- نیروهای شعاعی در یک پمپ با محفظه تک، در نقطه بهترین کارائی و بیشتر از آن

⁹ Radial loads

¹⁰ BEP

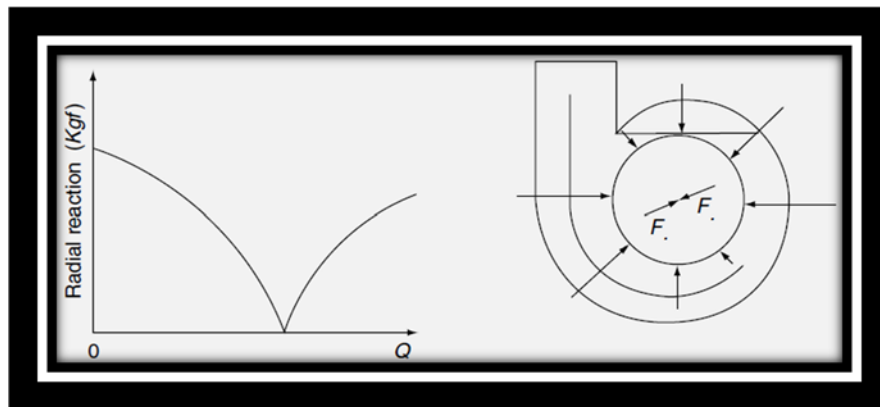
¹¹ Cutwater

محفظه‌های دویل در پمپ‌های بزرگتر دیده می‌شوند. یک تیغه^{۱۲} اضافی نیز در این پمپ‌ها نصب می‌شود و این ساختار ۲ زبانه را به وجود می‌آورد. در ادامه این قسمت این شکل را مشاهده می‌کنید. تقارن محفظه به دور پروانه با توجه به تیغه اضافه، سبب توزیع مساوی فشار و نیروی موثر بر پروانه می‌شود و از این رو بارهای شعاعی در این ساختار تا مقدار زیادی کاهش می‌یابند.



شکل ۸- پمپ با محفظه دویل

نیروی شعاعی در محدوده عملکردی پمپ با چنین ساختاری، در شکل زیر نشان داده شده‌اند:



شکل ۹- نیروی شعاعی در یک پمپ با محفظه دویل

در پمپ‌های با محفظه متحدالمرکز، توزیع فشار و سرعت یکنواخت تنها در جریان صفر اتفاق می‌افتد. این یکنواختی به صورت پیش‌رونده با افزایش نرخ جریان کاهش می‌یابد. در نقطه بهترین کارایی، غیریکنواختی بسیار بیشتر از حالت بدون جریان است. این نکته دقیقاً مقابل آنچه می‌باشد که در حلزونی‌های متداول اتفاق می‌افتد.

¹² Rib

در یک پمپ دیفیوزر پره‌ای^{۱۳}، توزیع سرعت پیرامون پروانه بسیار یکنواخت‌تر می‌باشد و بنابراین بارهای شعاعی کمتری بر روی پروانه وجود دارند. برای یک پمپ مکش از انتها با محفظه تک، نیروهای شعاعی در حالت شات-اف^{۱۴} (حالتی که پمپ در حال کار کردن می‌باشد ولی دریچه تخلیه آن بسته می‌باشد)، از طریق روابط زیر قابل محاسبه می‌باشد:

$$R_{SO} = K_{SO} \cdot \left(\frac{H_{SO} \cdot \rho}{2.31} \right) \cdot D_2 \cdot B_2 \quad (17)$$

در نقاط دیگر عملیاتی، فرمول زیر می‌تواند میزان نیروی شعاعی وارد بر پروانه را به طور تقریبی محاسبه کند:

$$R = \left(\frac{K}{K_{SO}} \right) \cdot \left(\frac{H}{H_{SO}} \right) \cdot R_{SO} \quad (18)$$

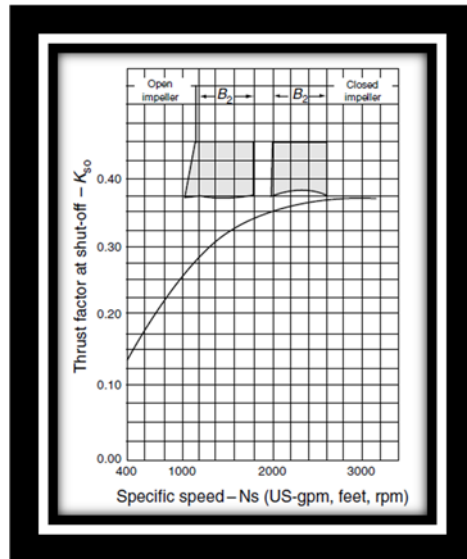
که در آن:

$$K = K_{SO} \cdot \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^x \right) \quad (19)$$

و R_{SO} تراست شعاعی در حالت شات-اف بر حسب پوند، R تراست شعاعی در شرایط عملکردی بر حسب پوند، K_{SO} فاکتور تراست در شرایط شات-اف، K فاکتور تراست در شرایط عملکردی، H_{SO} هد کل در حالت قطع بر حسب فوت، H هد کل در شرایط عملکردی بر حسب فوت، ρ گرانج مخصوص سیال، D_2 قطر پروانه بر حسب اینچ، B_2 عرض پروانه در قسمت تخلیه شامل شروود آن بر حسب اینچ، Q ظرفیت جریان در شرایط عملکردی بر حسب گالن در دقیقه و Q_{BEP} ظرفیت جریان در شرایط شات-اف بر حسب گالن در دقیقه است. x توان متغییری بین ۰,۷ تا ۳,۳ است که به وسیله تست به دست می‌آید. مطمئن‌تر است که یک رابطه خطی بین ۰,۷ در سرعت مخصوص ۵۰۰ و ۳,۳ در سرعت مخصوص ۳۵۰۰ فرض شود.

¹³ Vaned diffuser pump

¹⁴ Shut-off



شکل ۱۰- فاکتور تراست در حالت قطع

در حالتی ساده‌تر، روابط بالا با رابطه زیر تقریب زده می‌شوند. پس خواهیم داشت:

$$R = K \cdot H \cdot D_2 \cdot \frac{B_2}{2.31} \quad (20)$$

که در آن:

$$K = 0.36 * \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right)^2\right) \quad (21)$$

و R تراست شعاعی بر حسب پوند، D_2 قطر پروانه بر حسب اینچ، B_2 عرض پروانه در قسمت تخلیه شامل شروود آن بر حسب اینچ، H هد کل در شرایط عملکردی بر حسب فوت، Q ظرفیت جریان در شرایط عملکردی بر حسب گالن در دقیقه و Q_{BEP} ظرفیت جریان در شرایط شات-اف بر حسب گالن در دقیقه است. با تبدیل‌های زیر می‌توانیم رابطه بالا را به صورت SI درآوریم:

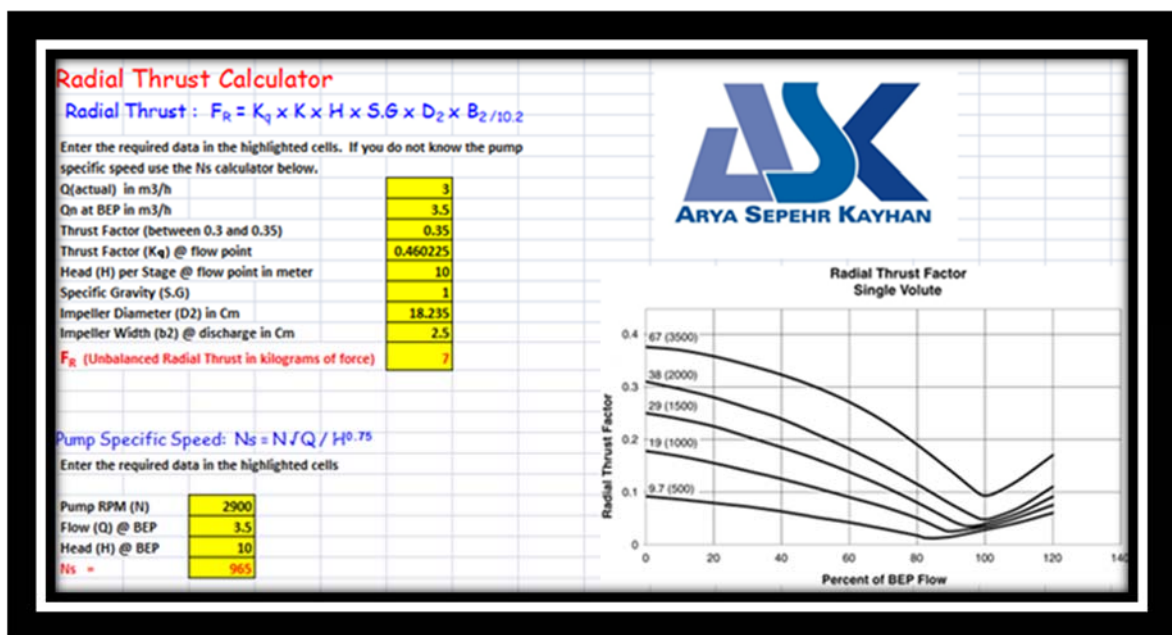
$$R = K \cdot H \cdot D_2 \cdot \frac{B_2}{10.2} \quad (21)$$

که در آن:

$$K = 0.36 * \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right)^2\right) \quad (21)$$

و R تراست شعاعی بر حسب کیلوگرم نیرو، D_2 قطر پروانه بر حسب سانتی‌متر، B_2 عرض پروانه در قسمت تخلیه شامل پوشش آن بر حسب سانتی‌متر، H هد کل در شرایط عملکردی بر حسب متر، Q ظرفیت جریان در شرایط عملکردی بر حسب متر مکعب در ساعت و Q_{BEP} ظرفیت جریان در شرایط شات-اف بر حسب متر مکعب در ساعت است.

به علاوه بارهای شعاعی هیدرولیکی تولید شده اصلی با توجه به ساختار پمپ و شرایط عملکردی آن، فاکتورهای دیگری نیز وجود دارند که بار شعاعی بر روی پروانه ایجاد می‌کنند. بار شعاعی نوسانی، از کاهش فاصله بین پره‌های پروانه و زبانه محفظه ایجاد می‌شود. ارتعاش ایجاد شده دارای فرکانسی است که این فرکانس محصول تعداد تیغه‌های پروانه و سرعت پمپ می‌باشد. به این فرکانس، فرکانس گذر پره می‌گویند. نامیزانی مکانیکی روتور پمپ نیز یک نیروی شعاعی بر روی شفت پمپ ایجاد می‌کند. جریان غیریکنواخت در گذر از پروانه نیز می‌تواند سبب ایجاد نامیزانی پروانه گردد. در قسمت زیر نمایی از الگوریتم نوشته شده برای محاسبه میزان نیروی شعاعی را مشاهده می‌کنید. این محاسبات برای پمپ سانتریفیوژ OH2-25-200L انجام شده است.



شکل ۱۱- الگوریتم محاسباتی نوشته شده برای محاسبه نیروی هیدرولیکی شعاعی

مراجع

[1]: Paresh Girdhar, Practical Centrifugal Pumps Design, Operation and Maintenance, Elsevier, 2005