# پمپ

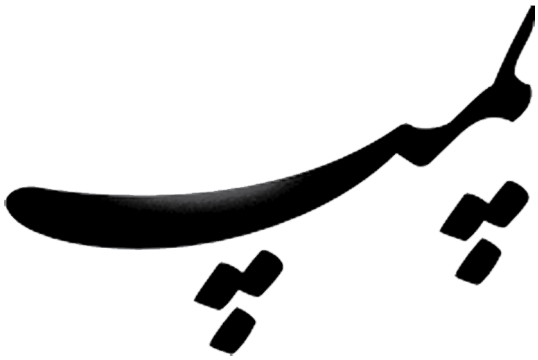
نشریه فنی آموزشی
شرکت صنایع پمپیران
سال ۲۷ - شماره ۴۱ - پاییز و زمستان ۱۳۹۰

PUMPIRAN

پمپیران

www.pumpiran.com
info@pumpiran.com

بسم الله الرحمن الرحیم


پمپ

نشریه فنی آموزشی شرکت صنایع پمپیران

سال ۲۷ ▪ شماره ۴۱ ▪ پاییز و زمستان ۱۳۹۰

▪ **صاحب امتیاز:** شرکت صنایع پمپیران (سهامی خاص)

▪ **مدیر مسئول:** دکتر میر بیوک احقاقی

▪ **سردبیر:** مهندس سید بهزاد مبین

▪ **هیئت تحریریه:** گروه مهندسین شرکت صنایع پمپیران

▪ **مدیر اجرایی:** مهندس جمال الدین بزاز زاده

▪ **مسئول اشتراک و توزیع:** صمد فائز

**نشانی:**

تبریز، جنب قراملک، شرکت صنایع پمپیران ـ ص.پ ۱۳۵-۵۱۸۴۵

تلفن: ۹-۲۸۹۰۶۴۴ فاکس: ۲۸۹۸۴۴۶

تهران: خیابان ولی عصر، نبش میرداماد، برج دوم اسکان

تلفن: ۱۴-۸۸۶۵۴۸۱۰ -۰۲۱ / فاکس: ۰۲۱-۸۸۷۹۸۹۴۲

پست الکترونیکی نشریه: E-mail: pump@magiran.co

وب سایت: www.magiran.com/pump

طرح و اجرا

موسسه تبلیغاتی نیما ۰۴۱۱ - ۵۵ ۷۰ ۱۶۰

مجری تخصصی پروژه های مطبوعاتی- تبلیغاتی ۰۹۱۴ ۱۱۴ ۶۰ ۶۶ ۰۹۱۴ ۷۶۹ ۶۰ ۶۶

**خوانندگان گرامی:**

- نشریه پمپ از عموم پژوهشگران، صاحب نظران و استادان، مقاله، ترجمه وگزارش می پذیرد.
- نقل و اقتباس مطالب و استفاده از نشریه پمپ با ذکر کامل منبع آزاد است.
- نشریه پمپ در رد، قبول، حذف، ویرایش واصلاح مطالب آزاد است.
- نشریه پمپ به همکاری و همیاری شما ارج نهاده و از مقاله های مفید شما استقبال خواهد نمود.
- لطفا با ارسال نکته نظرات و پیشنهادات سازنده و همچنین همکاری خود در تهیه مقالات فنی و علمی، ما را درارائه هرچه بهتر مطالب و بالا بردن کیفیت نشریه یاری نمایید.

**با تشکر**

**سردبیر**

**شرایط درج مقالات:**

۱ـ محتوای مقاله باید فنی، صنعتی و علمی بوده و به طریقی با طراحی، تولید و یا کاربرد پمپ مربوط باشد.

۲ـ نام و نام خانوادگی و درجه تحصیلی، شغل و آدرس کامل، مولف یا مترجم در صفحه اول قید شود. همچنین شماره تلفنی که بتوان در موقع لزوم تماس حاصل کرد.

۳ـ عنوان مقاله با در نظر گرفتن فواصل کلمات از دو سطر تجاوز ننماید.

٤ـ مطالب ارسالی باید تایپ شود در غیر این صورت، با خط خوش در یک طرف کاغذ نوشته و ارسال شود.

۵ـ تصویرها، شکل ها و نمودارهای پیوست مقالات بر روی یک طرف کاغذ باشد.

٦ـ توضیحات و زیر نویس ها به صورت مسلسل شماره گذاری و در پایان مقاله ذکر شوند.

۷ـ مراجع و ماخذ اصلی در تالیف و تدوین مطلب ارسالی باید دقیقا مشخص و در پایان مقاله معرفی گردند.

۸ـ مقالات ترجمه شده منظم به فتوکپی متون اصلی باشند.

۹ـ مقالات ارسالی باید قبلا در هیچ یک از نشریات داخلی چاپ نشده باشند.

۱۰ـ مقالات ارسالی برگشت داده نخواهد شد.

ضمنا چون صحت مطالب و مقاله بر عهده نویسنده آن است لذا هر گونه تغییر و ویرایش در متن مقاله جهت تایید نهایی نویسنده قبل از چاپ ارسال خواهد شد.

## فهرست:


**راهنمای عملی برای تولید فولادهای ضد زنگ دوپلکس**

**مهندس یونس بوداق** **۴**

**هزینه های چرخه عمر پمپ**

**«راهنمای آنالیز LCC برای سیستم های پمپاژ»**

**مهندس رامین گهرنیا** **۱۳**

**مطالعه پارامتری پروانه یک پمپ گریز از مرکز**

**با زاویه خروجی متفاوت**

**دکتر امین علم قلیلو** **۳۰**

**پمپ‌های سری به منظور تأمین تقاضا**

مهندس علیرضا یزدچی **۵۰**

**اورینگ چیست؟**

مهندس جباری مقدم **۶۰**

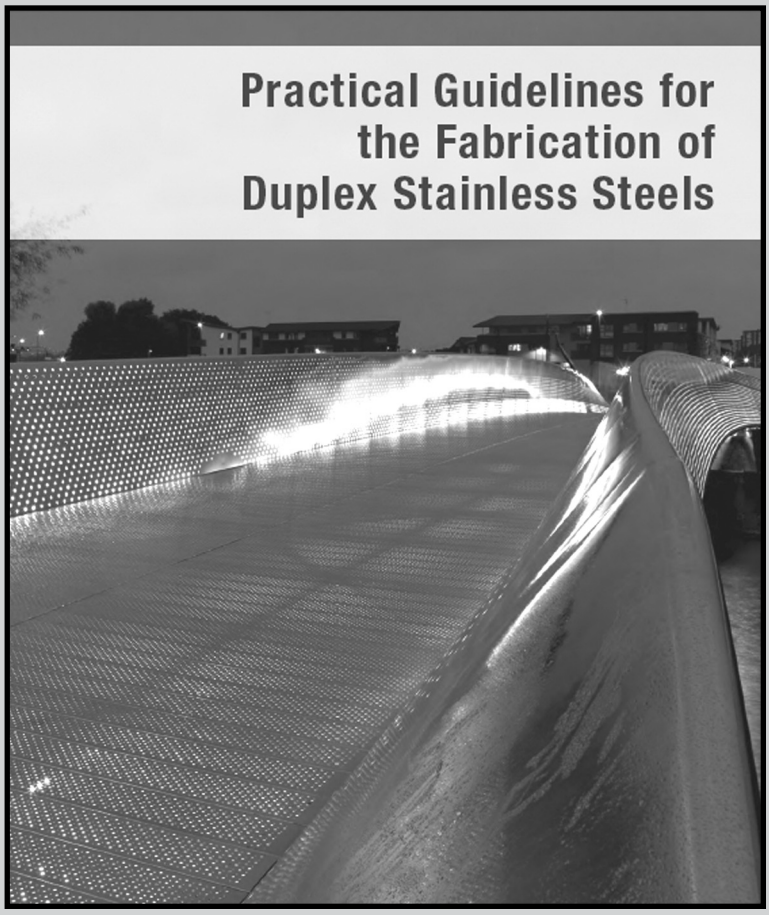
## راهنمای عملی برای تولید

# فولادهای ضد زنگ دوپلکس

(قسمت اول)

**مهندس یونس بوداق**

کارشناس مهندسی مواد



**مقدمه:**

فولادهای ضد زنگ دوپلکس خانواده ای از فولادها هستند که در کنار خواص مقاومت خوردگی خوب و استحکام بالا دارای فرآیند تولید نسبتاً آسانی هستند. خواص فیزیکی این فولادها مابین گروه فولادهای ضد زنگ آستنیتی و گروه فولادهای فریتی بوده ولی تمایل بیشتر خواص به سمت فولادهای فریتی و کربنی می‌باشد.

میزان مقاومت خوردگی در برابر خوردگی حفره ای کلریدی[1] و خوردگی شیاری[2] فولادهای ضد زنگ دوپلکس تابعی است از مقدار کروم، مولیبدن و تنگستن و نیتروژن موجود در آن ها. این فولادها از لحاظ خواص عمومی شبیه به گروه ۳۱۶ یا مرغوب تر از آن فولادهای مناسب آب دریا مانند فولادهای حاوی ٦ درصد مولیبدن می باشند. همه‌ی فولادهای ضد زنگ دوپلکس دارای مقاومت بالاتری در برابر خوردگی تنشی ناشی از کلرایدها در مقایسه با سری ۳۰۰ فولادهای آستنیتی می باشند. همه‌ی این فولادها دارای افزایش استحکام قابل توجه نسبت به فولادهای ضد زنگ آستنیتی بوده و علاوه بر آن دارای چقرمگی[3] و ضربه پذیری[4] بالاتری نیز می باشند.

شباهت های زیادی در فرآیند تولید فولادهای ضد زنگ آستنیتی و دوپلکس وجود دارد ولی تفاوت های مهمی نیز وجود دارد. حضور مقادیر بیشتر عناصر آلیاژی و استحکام زیاد این فولادها نیازمند تغییرات در فرآیند تولید است.

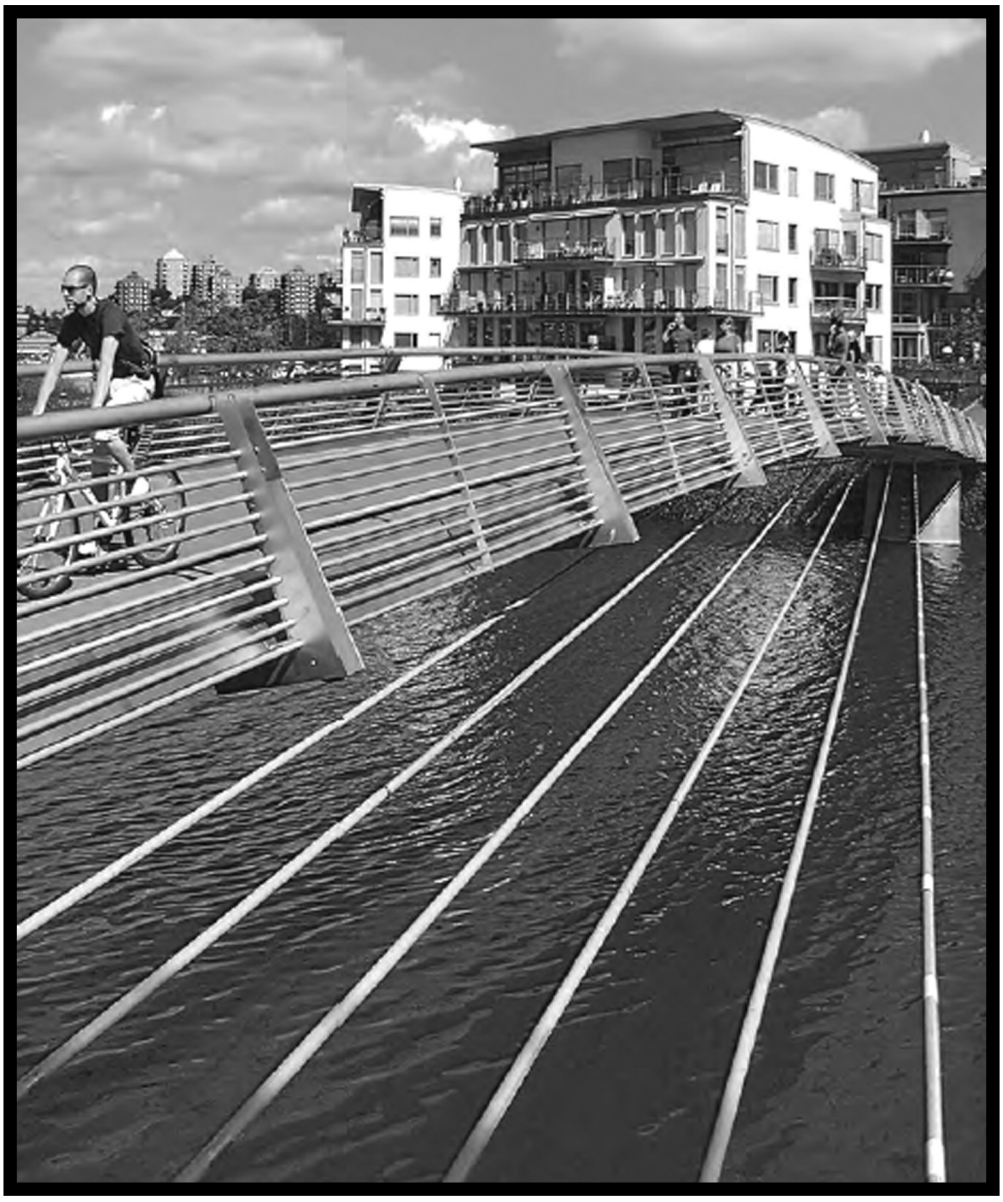
این مقاله به عنوان یک منبع اطلاعاتی عملی برای تولید موفق فولادهای ضد زنگ دوپلکس بوده و با این پیش فرض که خوانندگان آشنایی اولیه با مراحل تولید فولادهای ضد زنگ دوپلکس دارند تهیه گردیده است و بیان گر مقایسه‌ای بین خواص و روش های تولید فولادهای ضدزنگ دوپلکس و فولادهای ضدزنگ آستنیتی سری ۳۰۰ و فولادهای ساده کربنی می‌باشد.

تولید فولادهای دوپلکس فرآیندی متفاوت می‌باشد ولی هیچ گاه سخت و غیر ممکن نیست.

## ۲- تاریخچه فولادهای ضد زنگ دوپلکس

فولادهای ضد زنگ دوپلکس با ساختار میکروسکوپی دوگانه فریتی و آستنیتی با نسبت مساوی از حدود ۸۰ سال پیش موجود می باشند. گروه های اولیه ی آن ها آلیاژی از کروم، نیکل و مولیبدن بودند. اولین فولاد دوپلکس کار شده[5] در سال ۱۹۳۰ در سوئد تولید شد و در صنایع خمیر کاغذ به کار رفت. این فولاد جهت کاهش عیب خوردگی بین دانه ای[6] فولادهای آستنیتی پر کربن آن زمان، تولید گردید. اولین فولاد دوپلکس ریخته در سال ۱۹۳۰ در فنلاند تولید گردید و امتیاز انحصاری تحت عنوان اورانوس **50** [7] در سال ۱۹۳٦ در فرانسه برای آن ثبت گردید. رده **329** AISI بعد از جنگ دوم جهانی مشهور شد و به طور فزاینده برای ساخت لوله های انتقال

1.choloride Pitting/ 2.Crevice/ 3.toughness/ 4.ductility/ 5.wrought/ 6.intergranual/ 7.Uranus**50**



**شکل ۱- پل ساخته شده از فولاد ضد زنگ دوپلکس در استکهلم سوئد**

اسید نیتریک مورد استفاده قرار گرفت. یکی از اولین گروه های فولاد دوپلکس که به ویژه برای بهبود ترک های ناشی از خوردگی تنشی کلریدی(scc)[۸] مورد استفاده قرار گرفت **3RE60** بود. در سال های بعدی فولادهای دوپلکس ریخته و کار شده برای کاربردهای وسیعی مانند شیرها، مبدل های حرارتی و پمپ ها مورد استفاده قرار گرفت.

اولین گروه های فولاد دوپلکس کارایی و مشخصات خوبی ارائه نمودند ولی دارای محدودیتهایی نیز در حالت بعد از جوشکاری بودند. در منطقه ی متأثر از حرارت (HAZ)[۹] در فرآیند جوشکاری به دلیل فریت بیش از اندازه چقرمگی پایین و مقاومت خوردگی پایینی به وجود می آمد. این نقص باعث محدود شدن کاربرد فولادهای دوپلکس اولیه به موارد غیر جوش کاری و خاص شد. در سال ۱۹٦۸ ابداع فرآیند تصفیه فولادهای ضد زنگ با روش کربن زدایی آرگون

۸.stress corrosion cracking/ ۹.heat affected zone

اکسیژن (AOD)[10]، دورنمای وسیعی از فولادهای دوپلکس ایجاد کرد. از جمله پیشرفت های انجام شده توسط روش AOD افزودن نیتروژن به عنوان عنصر آلیاژی می‌باشد. نیتروژن دار کردن فولادهای دوپلکس باعث می شود منطقه HAZ دارای چقرمگی و مقاومت خوردگی همانند فلز پایه بوده و علاوه از افزایش پایداری آستنیت، نیتروژن باعث کاهش تشکیل فازهای بین فلزی می گردد.
دومین نسل فولادهای ضد زنگ دوپلکس با مقدار نیتروژن آن ها معرفی شدند که این پیشرفت اواخر دهه ی ۱۹۷۰ اتفاق افتاد و مصادف بود با توسعه ی میادین نفتی و گازی دریایی در دریای شمال. افزایش تقاضا برای فولادهای ضد زنگ با مقاومت عالی در برابر خوردگی کلرایدی توأم با خواص ساختمانی خوب و استحکام بالا از ویژگیهای آن دوره می باشد.

فولاد ۲۲۰۵ کاراترین فولاد نسل دوم بود و به طور گسترده در خطوط لوله جمع آوری گاز در میدان های دریایی مورد استفاده قرار گرفت. استحکام زیاد این فولادها، کاهش ضخامت دیواره های سازه ها را ممکن می ساخت ودر مجموع باعث کاهش وزن کلی سازه ها می گردید و باعث انگیزه بیشتر جهت مصرف این نوع فولادها بود.
قابلیت های ضد خوردگی فولادهای دوپلکس نیز مانند فولادهای آستنیتی بستگی به مقدار عناصر آلیاژی موجود دارد.

**شکل ۲- برج اشباع و تقطیر پالایشگاهی در سوئد از جنس فولاد ۲۲۰۵**

10.argon oxggen Decarburization

**فولادهای دوپلکس جدید را می توان در پنج گروه طبقه بندی نمود:**

**۱- دوپلکس ضعیف:** مانند ۲۳۰٤، بدون افزودن مولیبدن

**۲- دوپلکس استاندارد:** مانند ۲۲۰۵، پرکاربردترین دوپلکس با حدود ۸۰ درصد کاربرد

**۳- دوپلکس 25Cr:** مانند آلیاژ ۲۵۵ با PREN کمتر از ٤۰

**٤- سوپر دوپلکس:** باPREN در محدوده ٤۵-٤۰ با ۲٦-۲۵ درصد کروم و افزودن Mo و N در مقایسه با فولاد **25Cr** مانند آلیاژ ۲۵۰۷

**۵- هایپر دوپلکس:** به عنوان پر آلیاژترین فولاد دوپلکس با PREN* بالای ٤۵

*PREN=Pitting Resistance Equivalent Number

=٪ Cr + **3.3** (٪Mo + **0.5** ٪ W) + **16** ٪ N

## ۳- ترکیب شیمیایی و نقش عناصر آلیاژی در فولادهای دوپلکس

### ۳-۱- ترکیب شیمیایی فولادهای دوپلکس

در حالت کلی با ترکیب فازی ۷۰ - ۳۰ درصد فریت و بقیه آستنیت خواص مورد انتظار فولادهای دوپلکس قابل حصول می باشد. اما تمایل بیشتر در این فولادها به نسبت مساوی فریت و آستنیت است، تأثیرات عناصر آلیاژی اصلی کروم، مولیبدن و نیتروژن کاملاً پیچیده است و برای دست یابی به ساختار پایدار که مناسب فرایندهای تولید باشد باید توجه و دقت کافی داشت تا مقادیر صحیح هر یک از عناصر آلیاژی رعایت شود.

علاوه از تعادل فازهای ایجاد شده، در فولادهای دوپلکس وابستگی مهم بین ترکیب شیمیایی و خواص وجود دارد و آن احتمال تشکیل فازهای مضر بین فلزی در دماهای بالا می باشد. فازهای سیگما و سی[11] در فولادهای پر کروم و پر مولیبدن تشکیل شده و ترجیحاً در فاز فریت رسوب می کنند. اضافه نمودن نیتروژن به طور قابل ملاحظه ای تشکیل این فازها را به تاخیر می اندازد و بنابراین وجود مقدار کافی نیتروژن در حالت محلول جامد بسیار مهم و بحرانی است. با پیشرفت تکنولوژی فولادهای دوپلکس و افزایش تجربه، کاهش محدوده درصد عناصر آلیاژی اهمیت فراوانی یافته است. محدوده ی ترکیب شیمیایی برای ۲۲۰۵ (UNS S**31803**) خیلی وسیع بود. تجربه نشان داد که برای مقاومت خوردگی بهینه و جلوگیری از تشکیل فازهای بین فلزی باید مقادیر کروم، مولیبدن و نیتروژن حداکثر در نصف محدوده ی بالایی اشاره شده برای **31803** S نگه داشته شوند. بنابراین ۲۲۰۵ اصلاح شده ای با محدوده ی عناصر محدودتر از طرف UNS معرفی گردید با عنوان **32205** S (جدول ۱) و در این مقاله منظور از ۲۲۰۵ همان ۳۲۲۰۵ s است مگر اینکه به گونه ای دیگر تصریح شود.

11. Sigma and Chi

جدول ۱ : ترکیب شیمیایی (درصد وزنی*) فولادهای ضد زنگ دوپلکس کار شده و ریخته (سری های آستنیتی نیز جهت مقایسه آمده است)

| Grade | UNS No. | EN No. | C | Cr | Ni | Mo | N | Mn | Cu | W |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Wrought duplex stainless steels | | | | | | | | | | |
| First-generation duplex grades | | | | | | | | | | |
| 329 | S32900 | 1.4460 | 0.08 | 23.0–28.0 | 2.5–5.0 | 1.0–2.0 | – | 1.00 | – | – |
| ** | S31500 | 1.4424 | 0.03 | 18.0–19.0 | 4.3–5.2 | 2.5–3.0 | 0.05–0.1 | | – | – |
| | S32404 | | 0.04 | 20.5–22.5 | 5.5–8.5 | 2.0–3.0 | 0.20 | 2.00 | 1.0–2.0 | – |
| Second-generation duplex grades | | | | | | | | | | |
| Lean | | | | | | | | | | |
| | S32001 | 1.4482 | 0.03 | 19.5–21.5 | 1.0–3.0 | 0.6 | 0.05–0.17 | 4.0–6.0 | 1.0 | – |
| | S32101 | 1.4162 | 0.04 | 21.0–22.0 | 1.35–1.7 | 0.1–0.8 | 0.20–0.25 | 4.0–6.0 | 0.1-0.8 | – |
| | S32202 | 1.4062 | 0.03 | 21.5–24.0 | 1.0–2.8 | 0.45 | 0.18–0.26 | 2.00 | – | – |
| | S82011 | | 0.03 | 20.5–23.5 | 1.0–2.0 | 0.1–1.0 | 0.15–0.27 | 2.0–3.0 | 0.5 | – |
| 2304 | S32304 | 1.4362 | 0.03 | 21.5–24.5 | 3.0–5.5 | 0.05–0.6 | 0.05–0.20 | 2.50 | 0.05–0.60 | – |
| | | 1.4655 | 0.03 | 22.0–24.0 | 3.5–5.5 | 0.1–0.6 | 0.05–0.20 | 2.00 | 1.0–3.0 | – |
| Standard | | | | | | | | | | |
| | S32003 | | 0.03 | 19.5–22.5 | 3.0–4.0 | 1.5–2.0 | 0.14–0.20 | 2.00 | – | – |
| 2205 | S31803 | 1.4462 | 0.03 | 21.0–23.0 | 4.5–6.5 | 2.5–3.5 | 0.08–0.20 | 2.00 | – | – |
| 2205 | S32205 | 1.4462 | 0.03 | 22.0–23.0 | 4.5–6.5 | 3.0–3.5 | 0.14–0.20 | 2.00 | – | – |
| 25 Cr | | | | | | | | | | |
| | S31200 | | 0.03 | 24.0–26.0 | 5.5–6.5 | 1.2–2.0 | 0.14–0.20 | 2.00 | – | – |
| | S31260 | | 0.03 | 24.0–26.0 | 5.5–7.5 | 2.5–3.5 | 0.10–0.30 | 1.00 | 0.2–0.8 | 0.1–0.5 |
| | S32506 | | 0.03 | 24.0–26.0 | 5.5–7.2 | 3.0–3.5 | 0.08–0.20 | 1.00 | – | 0.05–0.30 |
| | S32520 | 1.4507 | 0.03 | 24.0–26.0 | 5.5–8.0 | 3.0–4.0 | 0.20–0.35 | 1.50 | 0.5–2.0 | – |
| 255 | S32550 | 1.4507 | 0.04 | 24.0–27.0 | 4.5–6.5 | 2.9–3.9 | 0.10–0.25 | 1.50 | 1.5–2.5 | – |
| Super duplex | | | | | | | | | | |
| 2507 | S32750 | 1.4410 | 0.03 | 24.0–26.0 | 6.0–8.0 | 3.0–5.0 | 0.24–0.32 | 1.20 | 0.5 | – |
| | S32760 | 1.4501 | 0.03 | 24.0–26.0 | 6.0–8.0 | 3.0–4.0 | 0.20–0.30 | 1.00 | 0.5–1.0 | 0.5–1.0 |
| | S32808 | | 0.03 | 27.0–27.9 | 7.0–8.2 | 0.8–1.2 | 0.30–0.40 | 1.10 | – | 2.1–2.5 |
| | S32906 | | 0.03 | 28.0–30.0 | 5.8–7.5 | 1.5–2.6 | 0.30–0.40 | 0.80–1.5 | 0.8 | – |
| | S32950 | | 0.03 | 26.0–29.0 | 3.5–5.2 | 1.0–2.5 | 0.15–0.35 | 2.00 | – | – |
| | S39274 | | 0.03 | 24.0–26.0 | 6.8–8.0 | 2.5–3.5 | 0.24–0.32 | 1.0 | 0.2–0.8 | 1.5–2.5 |
| | S39277 | | 0.025 | 24.0–26.0 | 6.5–8.0 | 3.0–4.0 | 0.23–0.33 | 0.80 | 1.2–2.0 | 0.8–1.2 |
| | | 1.4477 | 0.03 | 28.0–30.0 | 5.8–7.5 | 1.5–2.6 | 0.30–0.40 | 0.80–1.50 | ≤0.8 | – |
| Hyper duplex | | | | | | | | | | |
| | S32707 | | 0.03 | 26.0–29.0 | 5.5–9.5 | 4.0–5.0 | 0.30–0.50 | 1.50 | 1.0 | – |
| | S33207 | | 0.03 | 29.0–33.0 | 6.0–9.0 | 3.0–5.0 | 0.40–0.60 | 1.50 | 1.0 | – |

| Grade | UNS No. | EN No. | C | Cr | Ni | Mo | N | Mn | Cu | W |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Wrought austenitic stainless steels** | | | | | | | | | | |
| 304L | S30403 | 1.4307 | 0.03 | 17.5–19.5 | 8.0–12.0 | – | 0.10 | 2.00 | – | – |
| 316L | S31603 | 1.4404 | 0.03 | 16.0–18.0 | 10.0–14.0 | 2.0–3.0 | 0.10 | 2.00 | – | – |
| 317L | S31703 | 1.4438 | 0.03 | 18.0–20.0 | 11.0–15.0 | 3.0–4.0 | 0.10 | 2.00 | – | – |
| 317LMN | S31726 | 1.4439 | 0.03 | 17.0–20.0 | 13.5–17.5 | 4.0–5.0 | 0.10–0.20 | 2.00 | – | – |
| 904L | N08904 | 1.4539 | 0.02 | 19.0–23.0 | 23.0–28.0 | 4.0–5.0 | 0.10 | 2.00 | 1.0–2.0 | – |
| **Cast duplex stainless steels** | | | | | | | | | | |
| CD4MCu Grade 1A | J93370 | | 0.04 | 24.5–26.5 | 4.75–6.0 | 1.75–2.25 | – | 1.00 | 2.75–3.25 | – |
| CD4MCuN Grade 1B | J93372 | | 0.04 | 24.5–26.5 | 4.7–6.0 | 1.7–2.3 | 0.10–0.25 | 1.00 | 2.7-3.3 | – |
| CD3MCuN Grade 1C | J93373 | | 0.03 | 24.0–26.7 | 5.6–6.7 | 2.9–3.8 | 0.22–0.33 | 1.20 | 1.4–1.9 | – |
| CE8MN Grade 2A | J93345 | | 0.08 | 22.5–25.5 | 8.0–11.0 | 3.0–4.5 | 0.10–0.30 | 1.00 | – | – |
| CD6MN Grade 3A | J93371 | | 0.06 | 24.0–27.0 | 4.0–6.0 | 1.75–2.5 | 0.15–0.25 | 1.00 | – | – |
| CD3MN Cast 2205 Grade 4A | J92205 | | 0.03 | 21.0–23.5 | 4.5–6.5 | 2.5–3.5 | 0.10–0.30 | 1.50 | – | – |
| CE3MN Cast 2507 Grade 5A | J93404 | 1.4463 | 0.03 | 24.0–26.0 | 6.0–8.0 | 4.0–5.0 | 0.10–0.30 | 1.50 | – | – |
| CD3MWCuN Grade 6A | J93380 | | 0.03 | 24.0–26.0 | 6.5–8.5 | 3.0–4.0 | 0.20–0.30 | 1.00 | 0.5–1.0 | 0.5–1.0 |
| **Cast austenitic stainless steels** | | | | | | | | | | |
| CF3 (cast 304L) | J92500 | 1.4306 | 0.03 | 17.0–21.0 | 8.0–12.0 | – | – | 1.50 | – | – |
| CF3M (cast 316L) | J92800 | 1.4404 | 0.03 | 17.0–21.0 | 9.0–13.0 | 2.0–3.0 | – | 1.50 | – | – |

* مقادیر حداکثر را نشان می دهد مگر اینکه محدوده مشخص شده باشد.

** این رده بدون افزایش کنترل شده نیتروژن تولید شده است و جزء گروه های اولیه فولاد دوپلکس می باشد.

**۲-۳- نقش هر یک از عناصر آلیاژی در فولادهای دوپلکس:**

در ادامه نگاهی مختصر به تأثیر عناصر آلیاژی مهم بر روی خواص مکانیکی، فیزیکی و خوردگی فولادهای دوپلکس داریم.

**کروم:**

برای تشکیل فیلم محافظ اکسید کروم پایدار و جلوگیری از خوردگی متوسط اتمسفری حداقل نیاز به ۱۰/۵ درصد کروم وجود دارد و این مقاومت خوردگی در فولادها با افزایش کروم بهتر

می شود. کروم عنصر پایدار کننده فریت است این به این معنی است که افزایش مقدار کروم ساختار مکعب مرکزدار (bcc)[12] را افزایش می دهد. در مقادیر بالای کروم، نیکل بیشتری نیاز است تا ساختار آستنیتی یا دوپلکس (فریتی – آستنیتی) تشکیل شود. همچنین کروم باعث افزایش فازهای بین فلزی می شود. معمولاً در فولادهای آستنیتی حداقل ۱۶درصد و در فولادهای دوپلکس ۲۰درصد کروم وجود دارد. همچنین کروم باعث افزایش مقاومت اکسیداسیون در دماهای بالا می شود و در اثر آن تشکیل و از بین رفتن پوسته های اکسیدی کم شده و جلوی تغییر رنگ در دماهای بالا را در فرایندهای عملیات حرارتی و جوشکاری می گیرد. از بین بردن رنگ های ایجاد شده در اثر حرارت و یا اسید شویی فولادهای دوپلکس در مقایسه با فولادهای آستنیتی بسیار دشوار است.

### مولیبدن:

مولیبدن به عنوان مکمل کروم در ایجاد حفاظت از خوردگی حفره ای عمل می نماید. هر گاه مقدار کروم فولاد ضد زنگ حداقل ۱۸ درصد باشد، افزایش مولیبدن باعث سه برابر شدن مقاومت خوردگی حفره ای و شیاری در محیط های کلریدی می شود. مولیبدن فریت زا بوده و هم چنین باعث افزایش قابلیت ایجاد فازهای مضر بین فلزی در فولادهای ضد زنگ می شود و بنابران مقدار آن اغلب در فولادهای آستنیتی کمتر از ۷/۵ درصد و در فولادهای دوپلکس به حداکثر ٤ درصد محدود می شود.

### نیتروژن:

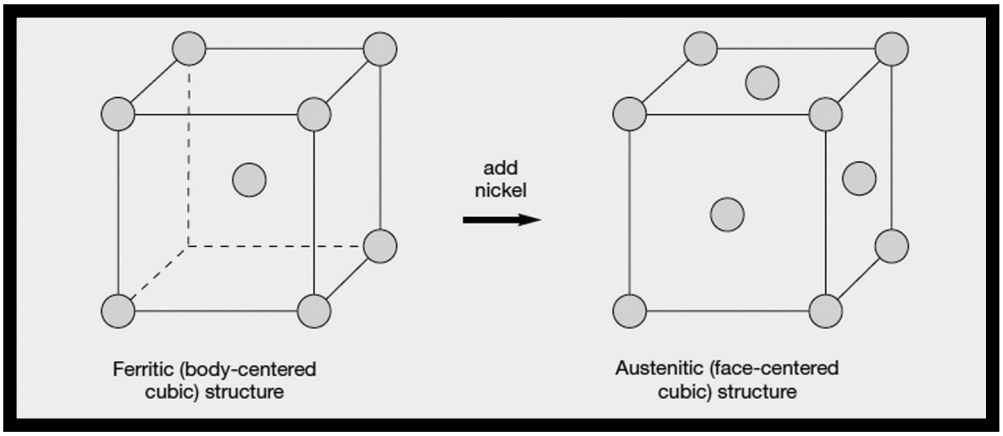
نیتروژن باعث افزایش مقاومت خوردگی شیاری و حفره ای فولادهای دوپلکس می شود. همچنین نیتروژن باعث افزایش مؤثر استحکام می گردد و در حقیقت به عنوان یک عنصر استحکام زا از طریق ایجاد محلول جامد عمل می نماید. بهبود ضربه پذیری فولادهای ضد زنگ دوپلکس نیتروژن دار به دلیل محتوای آستنیت بیشتر و کاهش درصد فازهای بین فلزی است. نیتروژن نمی تواند جلوی رسوب فازهای بین فلزی را بگیرد ولی تشکیل این فازها را به حد کافی و به مقداری که برای فرایند تولید این فولادها نیاز است، به تأخیر می اندازد. این عنصر به فولادهای ضد زنگ دوپلکس حاوی کروم و مولیبدن بالا اضافه می گردد تا از تمایل آن ها برای تشکیل فازهای سیگما بکاهد. نیتروژن یک عنصر آستنیت زای قوی است و می تواند مقداری از نیکل را جایگزین نماید. نیتروژن انرژی عیوب انباشتی[13] شبکه کریستالی را کاهش داده و سرعت و میزان کار سختی آستنیت را افزایش می دهد و هم چنین از طریق تشکیل محلول جامد باعث افزایش استحکام می شود. اساساً در فولادهای دوپلکس نیتروژن باید اضافه شود و برای تعدیل درصد نسبی زمینه (فریت – آستنیت) مقدار نیکل تنظیم می گردد تا عناصر فریت زای کروم و مولیبدن با عناصر آستنیت ساز نیکل و نیتروژن درموازنه قرار گیرند.

### نیکل:

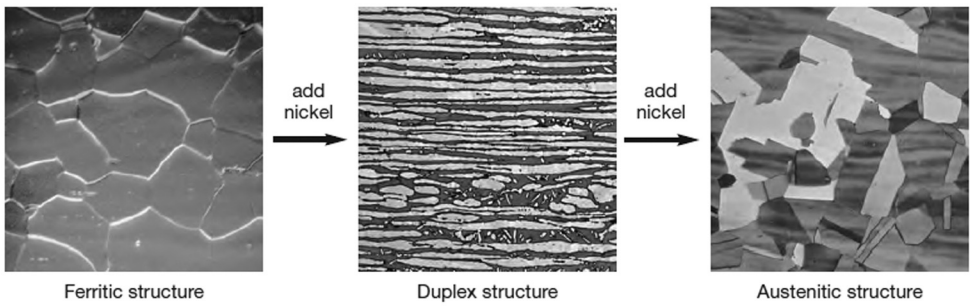
نیکل یک پایدار کننده آستنیت می باشد که باعث تغییر شبکه کریستالی فولاد ضد زنگ از مکعب

12.body – centered cubic/ 13.stacking fault energy

مرکز دار (bcc) (فریتی) به مکعب با سطوح مرکز دار (fcc)[14] (آستنیتی) می گردد. فولادهای ضد زنگ فریتی بدون نیکل هستند یا به مقدار جزیی نیکل دارند. فولادهای دوپلکس دارای مقدار کم تا متوسط نیکل هستند. (در حدود ۷– ۱,۵ درصد) و سری ۳۰۰ فولادهای آستنیتی حاوی حداقل ٦ درصد نیکل هستند (شکل ۳ و ٤) افزایش نیکل تا حدودی باعث تأخیر در تشکیل فازهای مضر بین فلزی در فولادهای ضد زنگ می گردد ولی تأثیر آن از نیتروژن در فولادهای دوپلکس کمتر است. شبکه fcc باعث ایجاد خواص ضربه پذیری عالی فولادهای ضد زنگ آستنیتی می شود. حضور نصف این ساختار در فولادهای ضد زنگ دوپلکس باعث افزایش قابل ملاحظه ضربه پذیری (تافنس) نسبت به فولادهای ضد زنگ فریتی می شود.




**شکل ۳:**
با افزایش نیکل، ساختار کریستالی از bcc (با نیکل کم یا بدون نیکل) به fcc (حداقل ۶ درصد نیکل – فولادهای سری ۳۰۰) تبدیل می شود. فولادهای ضدزنگ دوپلکس با محتوای متوسط نیکل دارای ساختار کریستالی مقداری فریتی و مقداری آستنیتی می باشد که در حالت ایده آل نسبت بین آن ها مساوی است.




**شکل ۴:**
با افزایش مقدار نیکل ریز ساختار فولاد ضد زنگ از فریتی (سمت چپ) به دوپلکس (وسط) و آستنیتی (سمت راست) تغییر می یابد. تصاویر به وسیله میکروسکوپ نوری از نمونه های پولیش و اچ[15] شده تهیه شده است. در فولاد دوپلکس مناطق فریتی با رنگ تیره نشان داده شده اند.

منبع
انجمن بین المللی مولیبدن
International Molybdenum Association IMOA

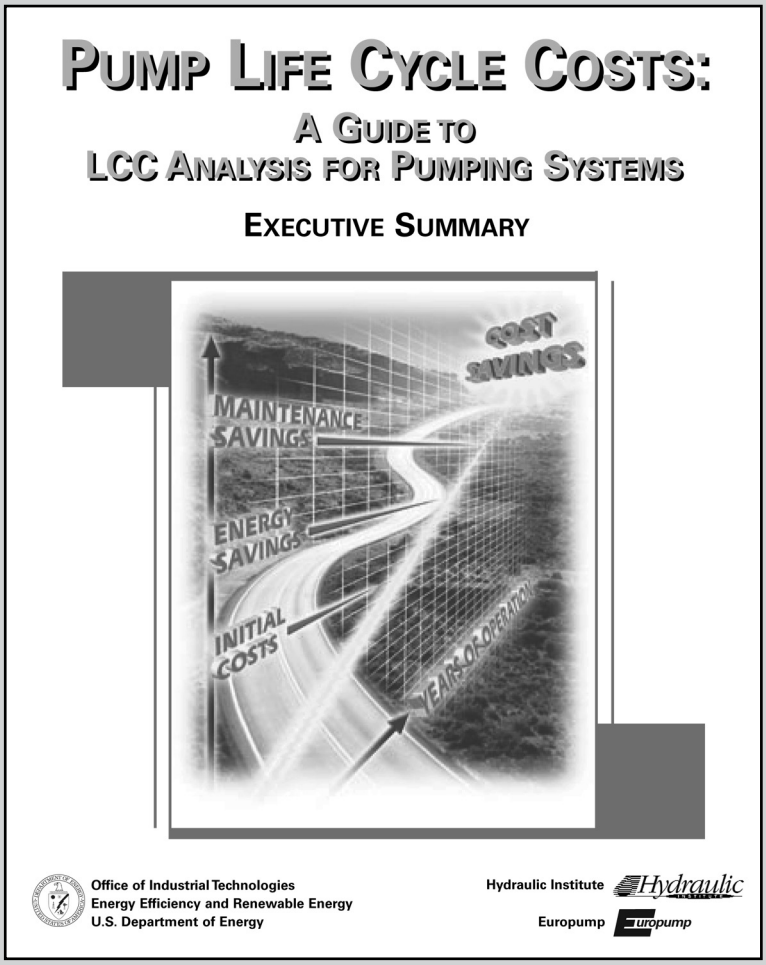
14. face – centered cubic
15. Polish and etch

# هزینه های چرخه عمر پمپ

«راهنمای آنالیز LCC برای سیستم های پمپاژ»

**مهندس رامین گهرنیا**

کارشناس فنی امور مهندسی



**مقدمه:**

بی شک میزان دانایی در تخصص ها و توانایی در حرفه‌ها در به وجود آوردن یک اقتصاد سالم از شروط اساسی به شمار می رود، و این وقتی میسر است که آموزش به عنوان عامل اصلی در دستیابی به توسعه در ابعاد مختلف آن به خصوص صنعتی و اقتصادی مدنظر قرار گیرد چرا که هر یک از ابعاد توسعه با محوریت انسان و از انسان شروع می شود و ادامه می یابد:

خوشبختانه کشور ما به لحاظ نیروی انسانی مستعد، منابع طبیعی سرشار غنی و امکانات سخت افزاری در بخش‌های صنعتی و تولیدی در موقعیت خوبی قرار دارد، حال با استفاده از فناوری‌های پیشرفته و دانش و مهارت‌های ملی و جهانی به روز(online) ، سازماندهی و سیستم‌های نرم افزاری کارآمد و توجه به بخش آموزش می‌توان به نتایج بهتری دست یافت.

## ▪ هزینه ی چرخه‌ی عمر (LCC)[1] چیست؟

هزینه‌ی چرخه‌ی عمر (LCC) تجهیزات یا دستگاه، شامل کلیه هزینه‌های صرف شده در چرخه‌ی عمر آن تجهیزات یا دستگاه می‌باشد که عبارتند از:

۱- هزینه‌های اولیه

۲- هزینه‌های مربوط به انرژی

۳- هزینه‌های نصب و راه اندازی

٤- هزینه‌های تعمیر و نگهداری

۵- هزینه‌های زمان (توقف ناگهانی)

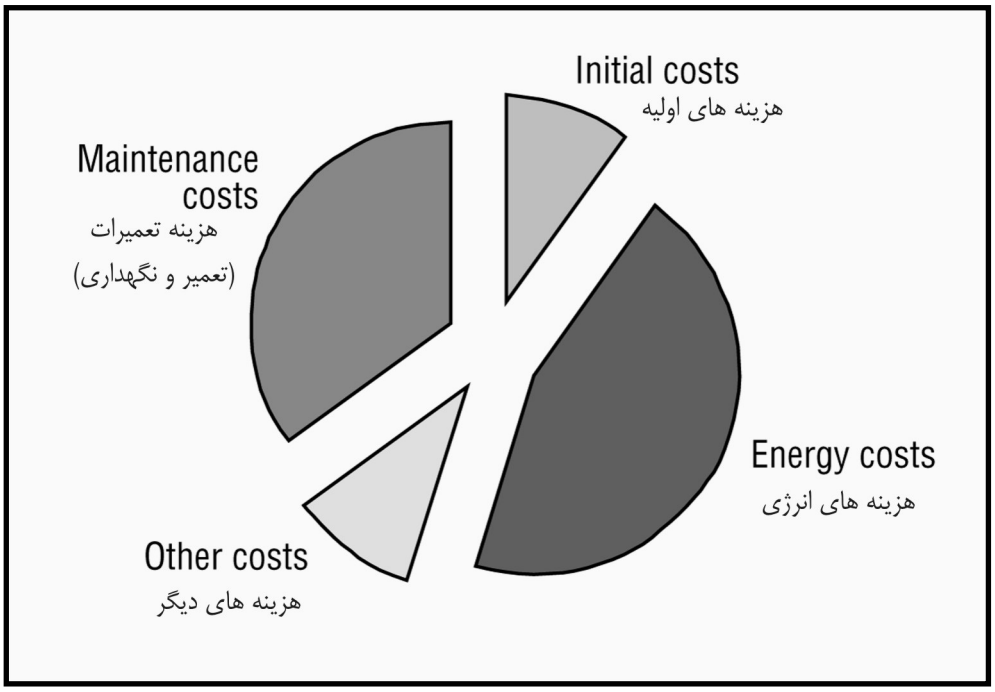
٦- هزینه‌های مربوط به محیط زیست (دفع فاضلاب، دفع مواد آلاینده و ...).

آنالیز هزینه های چرخه ی عمر تجهیزات یا دستگاه (LCC) شامل پیروی از روشی برای شناسایی و ارزیابی کیفی همه‌ی اجزای ترکیبی معادله ی LCC می‌باشد. LCC زمانی که به عنوان ابزار مقایسه‌ای بین طراحی‌های ممکن و یا جایگزین‌های قابل پیاده کردن مورد استفاده قرار می‌گیرد بیش ترین راه حل موثر قیمت را با توجه به محدودیت داده‌های در دسترس نشان خواهد داد.

آنالیزLCC، چه برای امکانات جدید و چه برای نوسازی نیاز به ارزیابی سیستم‌های جایگزین دارد. برای اکثر این امکانات طول عمر انرژی و یا هزینه‌های تعمیر و نگهداری بر هزینه‌های چرخه‌ی عمر غلبه خواهد کرد. بنابراین این امر ضروری است که به طور دقیق هزینه ی رایج انرژی قابل انتظار را تخمین بزنیم.

این دیدگاه مقدمه‌ای را برای برآورد هزینه های چرخه ی عمر آماده می‌کند. تقسیمات کامل بر روی هزینه‌ی چرخه ی عمر گسترش می یابد، و راهنمایی‌های تکنیکی بر روی طراحی سیستم‌های پمپاژ جدید به خوبی سبب بهبود سیستم‌های موجود می شود. راهنما همچنین شامل

1. LCC (life cycle costs)




**شکل ۱ – تقسیمات LCC برای سیستمهای پمپاژ**

یک جدول ساده، مثال‌های محاسباتی LCC و تجهیزات نرم افزاری برای بررسی در محاسبات LCC را شامل می شود.

سیستم‌های پمپاژ اغلب طول عمری در حدود ۱۵ تا ۲۰ سال دارند. بعضی از واحدهای قیمتی در ابتدا آورده می شوند و بعضی دیگر در زمان‌های مختلف در طول عمرهای مختلفی که ارزشیابی شده اند آورده می شوند بنابراین این امر ضروری است تا ارزش واقعی و تخفیفی LCC را محاسبه نمود به طوری که نتایج مختلفی به دست آید.

فرآیند LCC روشی برای پیش بینی راه حل تأثیری قیمت است که این مسئله نمی‌تواند نتیجه مشخص را ضمانت کند. این آنالیز وسیله ای برای تشخیص است، جائیکه داده های طراحی سیستم تجدید نظر می شوند، طراحی باید به صورت جزء به جزء مقایسه شود. برای ایجاد یک مقایسه ی عادلانه طراح یا مدیر کارخانه باید از اندازه گیری های مورد استفاده، آگاه باشد.

## – بهبود سیستم اجرایی پمپاژ، یک فرصت مسلم

سیستم پمپاژ حدود ۲۰٪ تقاضای انرژی برق جهان را به خود اختصاص داده و از ۲۵ تا ۵۰٪ کاربرد انرژی، در کارخانه های اجرایی صنعتی حوزه بندی می شود، سیستم پمپاژ به عنوان یک سیستم گسترش یافته در زمینه های مختلف از جمله خانگی، تبلیغی و کشاورزی، صنایع غذایی، شیمیایی و صنعتی ایفای نقش دارد، اگر چه پمپها مشخصا به عنوان یکی از اجزای ترکیبی خریداری می شوند و برای اجرای قسمتی از پروژه به حساب می آیند.

انرژی و مواد به وسیله ی سیستم وابسته به طراحی پمپ استفاده می شوند و این عوامل مستقل

هستند. یک مورد دیگر این است که این عوامل باید به دقت به هم مرتبط شوند و برای انرژی پایین، هزینه های نگهداری، طول عمر تجهیزات و فواید دیگر اختصاص یابد. قیمت اولیه ی خرید قسمت کوچکی از هزینه ی چرخه ی عمر برای کاربرد بالای پمپ است.
برخی از مطالعات نشان می دهد که ۳۰ الی ۵۰٪ انرژی مصرفی توسط سیستم های پمپاژ می تواند از طریق تغییرات سیستم کنترلی و تجهیزات ذخیره شود.

**▪ راهکارهای بهینه سازی راندمان:**

ـ حذف مصارف غیر ضروری
ـ انتخاب سیستم پمپاژ متناسب با نیاز
ـ کاهش دور پمپ، تراش متناسب پروانه یا نصب تجهیزات کنترل دور متناسب
ـ بررسی ترکیب های مختلف برای تجهیزات پمپاژ
ـ بهبود روشهای تعمیر و نگهداری
ـ بهبود وضعیت سیستم لوله کشی

## ▪ اهمیت و لزوم دقت سازمان‌ها در مورد هزینه‌ی چرخه ی عمر (LCC)

بسیاری از سازمان‌ها فقط به خرید اولیه و هزینه‌ی نصب و راه‌اندازی سیستم توجه دارند. این یک علاقه‌ی بنیادی است که طراح یا مدیر کارخانه، راه حل های مختلف LCC را قبل از نصب تجهیزات جدید و مهم ارزیابی کند. این ارزیابی بسیاری از جاذبه های جایگزین مالی را ارزش

**حدود ۲۰ درصد تقاضای انرژی الکتریکی در جهان مربوط به سیستمهای پمپاژ می باشد.**
**۲۰ الی ۲۵ درصد مصرف انرژی برای راه اندازی کارخانجات صنعتی به کار برده می شود.**

بندی خواهد کرد. همان طور که بازارهای ملی و جهانی رقابت بیش تر را ادامه می دهند، اجزای تجهیزات کارخانه ای توجه مخصوصی را به عنوان ذخیره ی هزینه مصرف کم انرژی جلب می کنند.

برخی از مطالعات نشان می دهد که ۳۰ الی ۵۰ درصد انرژی مصرفی توسط سیستم های پمپاژ می تواند از طریق تغییرات سیستم کنترل و تجهیزات ذخیره شود.

آنالیز هزینه ی چرخه ی عمر یک ابزار مدیریتی است که می تواند به شرکت ها کمک کند که کمترین اتلاف و بیشترین تأثیر انرژی را برای بسیاری از انواع سیستم ها شامل سیستم های پمپاژ ایجاد کنند.

به طور مثال هزینه‌های اولیه ی تجهیزات پمپ اغلب بخش بسیار کوچکی از هزینه ی کل می‌باشد. آنالیز LCC یک راه اختصاصی برای مقایسه ی تکنیک های متفاوت جایگزینی در طراحی سیستم پمپاژ و هم ترازی مالی می‌باشد.

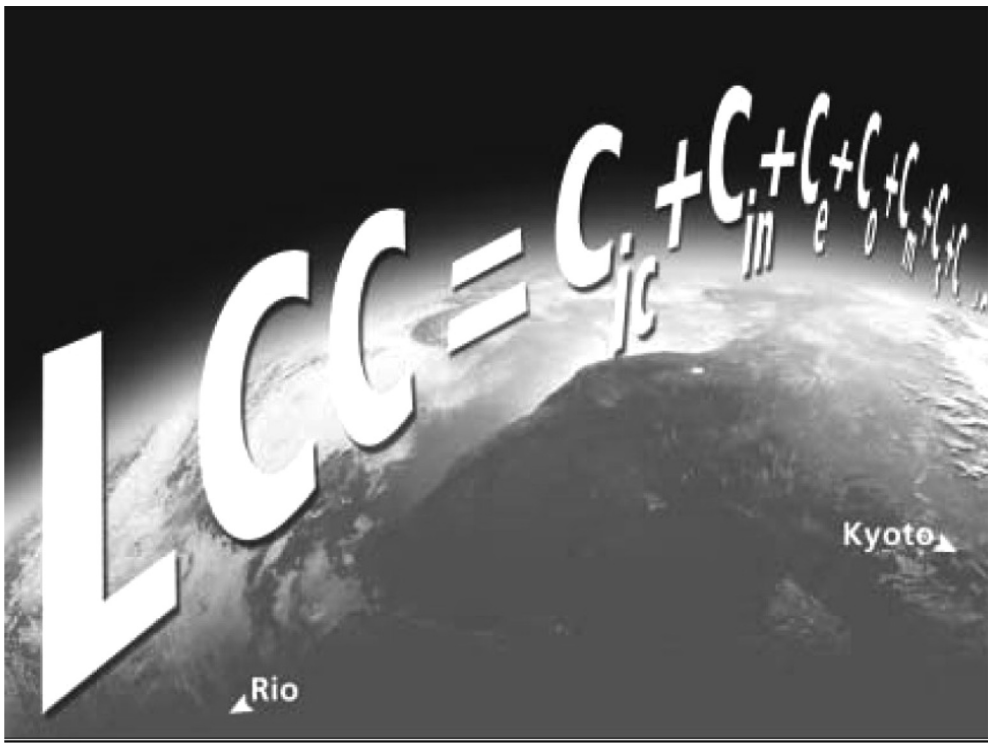
LCC مخارج کلی خرید، نصب و راه اندازی، تعمیر و نگهداری در طول عمر تجهیزات یا دستگاه را نشان می دهد البته شامل هزینه‌های زمانی و محیط زیستی هم می شود.

## آنالیز معادله ی LCC سیستم پمپاژ در زیر نشان داده شده است:

$$LCC = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_{env} + C_d \quad (1)$$

LCC = هزینه ی چرخه ی عمر

$C_{ic}$ = هزینه‌های اولیه ( پمپاژ، سیستم، سرویس های امدادی )



$C_{in}$ = هزینه‌های نصب (شامل آموزش و کمیسیون)

$C_e$ = هزینه‌های انرژی (هزینه ی پیش بینی شده برای اجرای سیستم شامل سرویس امدادی، راه انداز  پمپاژ و کنترل کننده ها)

$C_o$ = هزینه‌های راه اندازی و نظارت

$C_m$ = هزینه‌های تعمیر و نگهداری (تعمیرات دوره ای و برنامه ریزی شده)

$C_s$ = هزینه‌های زمانی (توقف ناگهانی)

$C_{env}$ = هزینه‌های مربوط به محیط زیست (دفع فاضلاب، دفع مواد آلاینده و ...)

$C_{ic}$ = هزینه‌های اولیه در سیستم پمپاژ

مدیر یا گروه، طرح کلی سیستم پمپاژ را مورد بررسی قرار می دهند.

انتخاب های دیگری هم وجود دارند که ممکن است در طول طراحی‌هایی که بر هزینه‌های سرمایه ی اولیه تأثیر می گذارند، ساخته شوند. یکی از انتخاب های مهم، کیفیت لوازم انتخاب شده است. ممکن است مواد انتخاب شده رتبه های متفاوتی داشته باشند این انتخاب و انتخاب های دیگر موجب می شوند هزینه‌های اولیه بالا رود اما هزینه‌های LCC کاهش می یابد.

**$C_{ic}$ = هزینه‌های اولیه:**

**هزینه‌های اولیه معمولاً شامل موارد زیر خواهد بود:**

– طراحی مهندسی ( انتخاب نوع پمپ، سیستم پمپاژ مورد نیاز، نقشه کشی)

– فرآیند مزایده (تهیه اسناد توسط خریدار)

– تست و بازرسی پمپ

– تأمین قطعات یدکی

– آموزش بهره برداری – تجهیزات جانبی

**$C_{in}$ = هزینه‌های نصب:**

نصب می تواند توسط پرسنل کاربر و تجهیزات یدکی مناسب انجام گیرد این تصمیم به چندین عوامل بستگی دارد که شامل مهارت ها، تجهیزات و لوازم مورد نیاز هستند تا نصب را کامل کنند.

هزینه‌های نصب شامل موسسات (طراحی، آماده سازی، ساختن و تقویت کردن)، ارتباطات فرآیند لوله ای (سیستم لوله کشی)، ارتباطات سیستم های برق و تجهیزات، ارتباطات سیستم های یدکی و قرار دادن ابزارهایی در موسسات می‌باشد.

همچنین نصب کامل شامل انتقال اجرایی تجهیزات، نگهداری نیازمندی ها توسط آموزش پرسنل مسئول برای اجرای سیستم است. نیازهای عملیاتی توجه تنگاتنگی به تجهیزات تولیدی برای اجرای اولیه دارد، این لیست باید برای ابزارهای مورد استفاده هدف قرار داده شود.

**$C_e$ = هزینه‌های انرژی:**

اصلی ترین هزینه در بین سایر هزینه‌های موجود برای پمپ‌های با کارکرد مداوم هزینه ی انرژی می‌باشد.

هزینه‌های مربوط به انرژی و تعمیر و نگهداری پمپ در چرخه ی عمر سیستم می تواند حدود ۲۰ برابر یا بیشتر از هزینه ی تأمین پمپ باشد.
هزینه‌های مصرف انرژی تنها وابسته به راندمان بهینه پمپ و اتلاف فشار در شیرهای کنترل نمی‌باشد بلکه به مدت زمان و فاصله کارکرد پمپ از نقطه ی طراحی (BEP) و همچنین هزینه ی مصرف برق در حین کارکرد پمپ نیز بستگی دارد.
اجازه دهید نگاهی به زنجیره عواملی که بر انرژی کلی در سیستم پمپاژ تأثیر می گذارد داشته باشیم. هر جزئی از سیستم پمپاژ می تواند سبب کاهش راندمان در سیستم گردد هدف بایستی به ماکزیمم رساندن راندمان کل سیستم پمپاژ باشد که بستگی به راندمان هر یک از اجزاء تبدیل کننده انرژی یا انتقال دهنده ی انرژی در سیستم پمپاژ دارد.

**▪ لازم به ذکر است که پمپ تنها یکی از اجزاء سیستم پمپاژ می‌باشد سایر عوامل عبارتند از:**

ـ تغذیه متناسب الکتریکی (ولتاژ بالا ، ضرایب توان بزرگتر، مقاومت کم سیم پیچی)
ـ ترانسفورماتور (مبدل)
ـ قطع و وصل موتور
ـ تنظیم کننده دور موتور (VFD ها می توانند ضریب توان موتور را بهبود بخشند)
ـ موتور (موتوری که برای راندمان های مختلف جوابگو باشد)
ـ کوپلینگ
ـ سیستم تأسیسات (شامل شیرها، لوله کشی و اتصالات که همگی تلفات اصطکاکی را افزایش می دهد)
ـ شرایط انتقال سیال (دبی مورد نیاز با توجه به هد لازم)
مصرف انرژی اغلب بیشترین واحدهای قیمتی را در بر می گیرد و ممکن است بر LCC چیره شوند مخصوصاً اگر پمپ ها بیشتر از ۲۰۰۰ ساعت در هر سال عمل کنند. مصرف انرژی توسط جمع آوری داده روی طرح سیستم خروجی محاسبه می شوند اگر خروجی یکنواخت و ثابت باشد محاسبه ساده است و اگر خروجی در هر لحظه متغییر باشد یک فرآیند زمانی نیاز است که وجود داشته باشد.

فرمول محاسبه ورودی به شرح زیر است:

$$P = \frac{Q \times H \times s.g.}{366 \times \eta_p \times \eta_m} \quad [kW] \quad (metric) \qquad (۲)$$

$$P = \frac{Q \times H \times s.g.}{3960 \times \eta_p \times \eta_m} \quad [hp] \quad (U.S.\ units) \qquad (۳)$$

$\eta_m$ = کارایی موتور $\eta_p$= کارایی پمپاژ H = ارتفاع Q = دبی P = توان و قدرت
S.g = جاذبه ی خاص زمین.

**Co= هزینه‌های راه اندازی:**

هزینه راه اندازی سیستم پمپاژ همان هزینه پرسنلی جهت راه اندازی سیستم پمپاژ می‌باشد، جهت افزایش طول عمر کاری یک پمپ، بایستی سرویس مؤثر و منظمی داشته باشید.

هزینه‌های راه اندازی شامل هزینه‌های راه اندازی اولیه و هزینه‌های نظارت و ارزیابی روزانه سیستم پمپاژ(فشار، دبی، ارتعاش، دما و صدا) می‌باشد.

**Cm= هزینه‌های تعمیر و نگهداری:**

هزینه‌های تعمیر و نگهداری از موارد بسیار مهم در هزینه کل LCC می‌باشد و نظیر هزینه ی مصرف انرژی و هزینه ی تعویض قطعات تأثیر به سزایی دارد.

این هزینه شامل هزینه ی طراحی و انتخاب پمپ و سیستم پمپاژ، هزینه نصب و هزینه ی سرویس دهی منظم و مؤثر می‌باشد. این هزینه همچنین بستگی به تعداد دفعات سرویس سیستم پمپاژ و قیمت مواد لازم برای قطعات دارد. طراحی می تواند هزینه ها را توسط نوع جنس قطعات تحت تأثیر قرار دهد. برای هر قطعه ای بایستی امکان دسترسی آسان برای تعویض آن وجود داشته باشد.

این هزینه با اولویت دادن به قابلیت اطمینان در هنگام خرید، و برنامه ریزی برای تعمیرات اساسی در هنگام تعمیرات سالیانه می تواند به حداقل مقدار خود برسد.

بعد از نصب و راه اندازی بایستی به میزان آبدهی، ارتعاش، صداهای غیر متعارف پمپ در پریودهای زمانی مختلف توجه نمود و با مشاهده چنین مواردی با نصاب پمپ و یا نزدیک ترین نمایندگی مجاز فروش محصولات شرکت تماس بگیرید.

به طور کلی و خلاصه در تعمیر و نگهداری بایستی به نکات ذیل توجه نمود:

ـ همواره از پر بودن مخزن روغن اطمینان حاصل نمایید.

ـ هنگامی که پمپ به مدت طولانی خاموش است حداقل در هر ماه یکبار پمپ را روشن نموده و به مدت یک ساعت کار نماید.

ـ قبل از استارت پمپ را روانکاری نمایید.

ـ بازدید دوره ای نصاب جهت کنترل و تنظیم پمپ.

**$C_s$= هزینه‌های زمانی (توقف ناگهانی)**

هزینه توقف ناگهانی سیستم پمپاژ یکی از پارامترهای مهم در هزینه ی LCC کل می‌باشد و نظیر هزینه ی مصرف انرژی و هزینه ی تعویض قطعات مؤثر می‌باشد.

هزینه ی توقف ناگهانی می تواند به عنوان هزینه ی اصلی در بیشتر فرآیندها در سیستم پمپاژ مطرح گردد. پمپ‌های در حالت آماده به کار[1] خواه در چرخه کار کنند خواه در غیر چرخه، هزینه تعمیر و نگهداری مشابهی با حالتی که پمپ در حالت عادی کار می‌کند خواهد داشت.

1. stand – by

هزینه‌های مربوط به توقف ناگهانی سیستم پمپاژ شامل هزینه‌های ناشی از محصول معیوب، هزینه تلفات مواد خام، هزینه عدم تحویل به موقع سفارشات، هزینه‌های مربوط به عدم اعتماد مشتری، هزینه ی ناشی از خطای خریدار می‌باشد.
از روش های کاهش هزینه‌های مربوط به توقف ناگهانی سیستم پمپاژ می توان به صرف هزینه ی اضافی جهت تجهیزات مجهز و قابل اعتماد، متناسب با سیستم پمپاژ و افزایش کیفیت نصب و تعمیرات اشاره کرد.

**$C_{env}$ = هزینه‌های مربوط به محیط زیست:**
این هزینه ها ناشی از انتشار یا نشت سیال عامل مورد پمپاژ (سیال مضر) به محیط اطراف می‌باشد. هزینه‌های آلودگی محیط زیست در طی چرخه ی عمر سیستم پمپاژ بسته به خواص سیالات عامل پمپاژ شده تغییر می‌کند. با روش های صحیح مانند نحوه ی آب بندی شفت پمپ و نحوه آب بندی تجهیزات سیستم پمپاژ با توجه به اینکه هزینه سرمایه گذاری افزایش می یابد ولی میتوان هزینه‌های مربوط به محیط زیست را کاهش داد. آلودگی می تواند ناشی از آلایندگی سیال مورد پمپاژ، آلایندگی سیال خنک کننده و آلایندگی ناشی از روان کارها و روغن ها باشد.

## ▪ برآورد هزینه‌های چرخه ی عمر

هزینه ها برای واحدهای مختلف در چرخه های عمر به صورت کلی تخمین زده می شوند تا مجوزی برای تراکم طراحی ها باشند. این بهترین کار انجام شده توسط واحدهای پویا و کاراست که هر آیتم و درخواستی را نسبت به ارزش ها ماهیت می بخشند.
**هم چنین فاکتورهای مالی در افزایش LCC وجود دارند که شامل موارد زیر است:**
ـ قیمت انرژی در حال حاضر
ـ افزایش هزینه ی انرژی سالانه قابل انتظار در طول عمر سیستم های پمپاژ
ـ نسبت تخفیف
ـ نسبت بهره
ـ طول عمر تجهیزات مورد انتظار ( طول مدت محاسبات)
در مجموع کاربر باید تصمیم بگیرد که هزینه ها مشمول مواردی چون نگهداری، زمان، هزینه‌های محیط زیستی، اتلاف و دیگر هزینه‌های مهم باشد.

## ▪ LCC و طراحی سیستم های پمپاژ

طراحی سیستم پمپاژی صحیح و کامل یکی از مهمترین عناصر، در حداقل سازی LCC است، همه‌ی سیستم های پمپاژ، دربرگیرنده ی پمپ، راه انداز، لوله کشی و کنترل های اجرایی است و دیگر موارد به صورت انفرادی انجام می شوند، این طراحی باعث عمل متقابلی بین پمپ و دیگر اجزای سیستم و محاسبات اجرایی در نقطه ی کار می گردد، مشخصات سیستم های لوله کشی باید در نشان دادن اجزای پمپاژ محاسبه شوند. این برآوردها به همان اندازه که ساده هستند

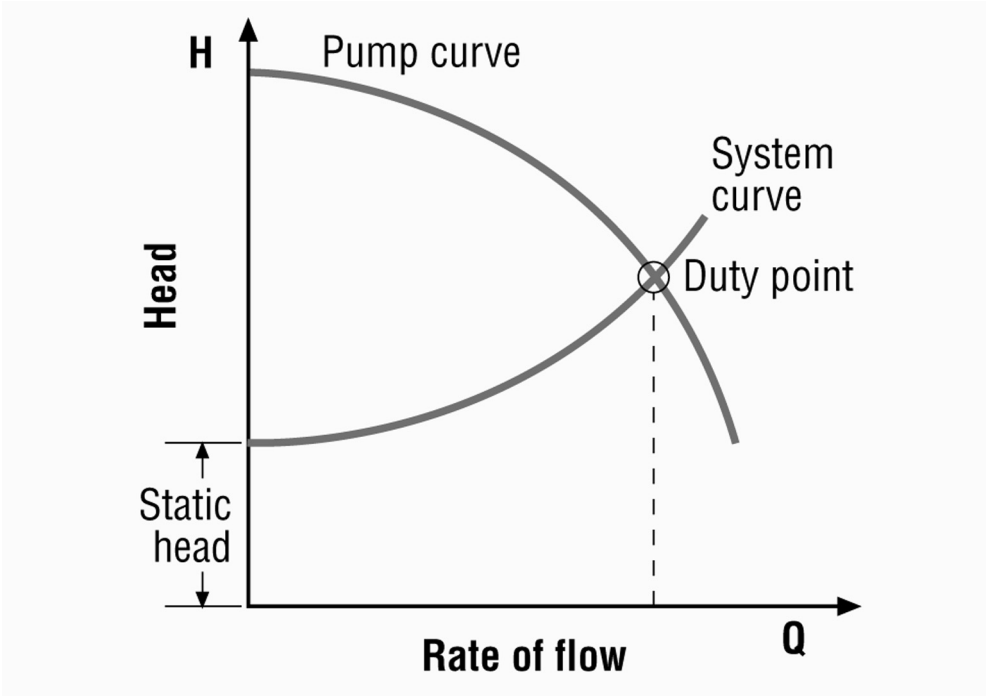
در عین حال مهم، هم شاخه و پیچیده هستند. همچنین هزینه‌های اجرایی و هزینه‌های تولید هزینه ی کلی نصب را در طول عمر می سازند، شماری از این نصب و هزینه‌های اجرایی مستقیماً وابسته به متراژهای لوله کشی و اتصالات در سیستم لوله کشی می باشند.
مقدار قابل ملاحظه ای از این فشار در سیستم به صورت ورودی انجام می پذیرد. در سیستم هایی با چندین پمپ، عملیات پمپاژ بین پمپ ها تقسیم می شوند و در ارتباطات با سیستم های لوله کشی نیازهای جریانی را تحویل می دهند.
ضخامت و اندازه لوله‌های انتخاب شده بر اساس معیارهای ذیل استوار است:
ـ هزینه ی کل نصب (پمپ ها و سیستم )
ـ لزوم کمترین سرعت جریان یافته برای عملکردها
ـ لزوم ضخامت حداقل برای عملکردها
ـ حداکثر سرعت جریان یافته تا حداقل ساییدگی در لوله ها
ـ قطرهای استاندارد لوله.
بعضی از هزینه‌ها با افزایش اندازه خطوط لوله کشی افزایش می‌یابد و بعضی هزینه ها کاهش می یابد به همین دلیل انتخاب اندازه مناسب لوله‌ها می تواند بر روی هزینه‌های طول عمر سیستم تأثیر داشته باشد.
ـ هنگامی که یک پمپ در یک سیستم پمپاژ نصب می شود، عملکرد آن ها را می توان به صورت شماتیکی با قراردادن منحنی‌های پمپ و سیستم روی هم نشان داد همان طور که مشاهده می شود همیشه نقطه کار، محل تلاقی دو منحنی می‌باشد.

اگر منحنی واقعی سیستم با منحنی محاسبه شده تفاوت داشته باشد، پمپ در شدت جریان و هدهای متفاوت از حالت انتظار کار خواهد کرد.

## ▪ شیوه هایی برای آنالیز سیستم های پمپاژ موجود

نکته‌های ذیل خطوط راهنمایی کلی و اساسی برای بهبود سیستم پمپاژ موجود می باشند.
ـ هم ترازی کامل فهرست اسناد و آیتم های مربوط در سیستم پمپاژ
ـ نشان دادن نسبت های جریانی مورد نیاز برای هر عملکرد ماشین یا دستگاه در سیستم.
ـ هماهنگی سیستم برای ارتباط نسبت های جریانی مورد لزوم
ـ به حداقل رسانی سیستم برای رتبه بندی جریان هماهنگی
ـ تأثیر گذاری تغییرات لوله کشی برای به حداقل رسانی لوله های اولیه در هماهنگی سیستم.
ـ ماهیت بخشی پمپ ها با هزینه ی نگهداری بالا.

یکی از دو روش برای آنالیز سیستم های پمپاژ موجود مورد استفاده قرار می گیرد. یکی در برگیرنده ی مشاهدات اجرایی سیستم لوله کشی است و دومی اجرای جزئیات محاسباتی در تکنیک های آنالیزی است.
روش اول بر روی مشاهدات سیستم لوله کشی اجرایی وابسته است (فشارها، فشارهای متغییر




**نقطه کار پمپ محل تلاقی منحنی مشخصه پمپ و منحنی سیستم است.**

و رتبه بندی های جریانی)
روش دوم با ایجاد مدل ریاضی سیستم لوله کشی سروکار دارد و سپس فشارها را محاسبه کرده و رتبه بندی های جریانی را در مدل هایی، تدوین می کند.
مشاهده ی سیستم اجرایی اجازه می دهد که یکی از دیدگاه های چگونگی دقت سیستم در کارکرد میسر گردد اما نیازمندی های اجرایی سیستم محدود به آزمایش هایی است که مدیر کارخانه اجازه می دهد.
با گسترش سیستم لوله کشی، شخص می تواند به آسانی از جایگزین های سیستم آگاه شود اما این مدل ابتدا باید ارزش بندی شود که می تواند به طور دقیق ارائه هایی را برای سیستم لوله کشی اجرایی انجام دهد.
بر خلاف روش استفاده شده، هدف دسترسی به تصویری واضح از چگونگی قسمت های مختلف سیستم است.

**▪ موارد ذیل فهرستی از روش های کاهش هزینه چرخه ی عمر برای سیستم های پمپاژ می‌باشد:**

ـ بهینه سازی هزینه کل با در نظر گرفتن هزینه‌های راه اندازی و هزینه‌های تأمین (خرید و حمل)
ـ در نظر گرفتن مدت زمان کارکرد هر پمپ به صورت انفرادی در نقطه کاری خودش(BEP)
ـ انتخاب تجهیزات بر اساس نیازهای سیستم برای حداکثر کردن سود (کاهش هزینه ها)
ـ انتخاب نوع پمپ مناسب با توجه به نوع کارکرد پمپ
ـ عدم انتخاب پمپ بزرگ تر

ـ انتخاب موتور، متناسب با نوع کاربرد پمپ
ـ انتخاب پمپ با راندمان بالا
ـ انتخاب مناسب تجهیزات انتقال توان بر اساس نوع کاربرد پمپ
ـ ارزیابی راندمان سیستم پمپاژ
ـ بازرسی و نگهداری از پمپ و سیستم های پمپاژ برای کاهش هزینه (افزایش سود)
ـ بررسی انرژی تلف شده در شیرهای کنترل سیستم پمپاژ
ـ استفاده از تجهیزات جانبی مناسب
ـ بهبود تعمیر و نگهداری پیشگیری کننده
ـ توجه به لقی های داخل پمپ (لقی پروانه و رینگ سایشی)
ـ روش های صحیح سیم پیچی در داخل موتور
ـ بررسی امکان بهبود سیستم پمپاژ
ـ استفاده از دفترچه ی راهنما در پمپ ها به عنوان یک منبع برای بیان نظرات و تذکرات.

**مثال: سیستم پمپاژ با مشکل شیر ورودی (شیر کنترل)**

در این مثال آنالیز هزینه ی چرخه عمر برای سیستم لوله کشی، به شیر کنترل مربوط می شود. سیستم یک پمپ منحصر به فرد است که فرآیندهای سیال در برگیرنده ی برخی جامدات از مخزن های ذخیره را انتقال می دهد. مبادله ی گرمایی سیال را تحریک می کند، و شیر کنترل فشار سریع به مخزن را در $80m^3/h$ تنظیم می کند.

مهندس طراح مشکلاتی با شیر کنترل سیال FCV را که ناشی از ساییدگی به سبب ایجاد کاویتاسیون در پمپ می باشد را تجربه می کند.نقص فوق در شیر کنترل هر ۱۰ الی ۱۲ ماه هزینه ای در حدود **4000** یورو بابت هر تعمیر بر جای می گذارد. تغییر در شیر کنترل برای جلوگیری از ایجاد کاویتاسیون جایگزین مناسبی بر مشکل به نظر می اید، قبل از تغییر شیر کنترل مهندس پروژه می خواهد تا به انتخاب ها و اجراهای دیگر هزینه چرخه عمر در راه حلهای جایگزین نگاهی بیندازد.

## ▪ سیستم چگونه راه اندازی می شود؟

قدم اول تعیین چگونگی حرکت سیستم و پاسخ به اینکه چرا در شیر کنترل نقصان ایجاد می شود، پس باید راهی برای حل این مشکل اندیشید.

شیر کنترل حرکت سیستم را بین ٪۲۰-۱۵ اجرا می کند که برای عدم ایجاد کاویتاسیون کافی نمی باشد، بعد از بررسی محاسبات طرح اصلی، مشخص می شود که پمپ بزرگتر از دبی مورد لزوم انتخاب شده $110m^3/h$ به جای $80m^3/h$ این نتیجه در فشارهای بیشتر در طول کنترل راه های ورودی پایین می آید.

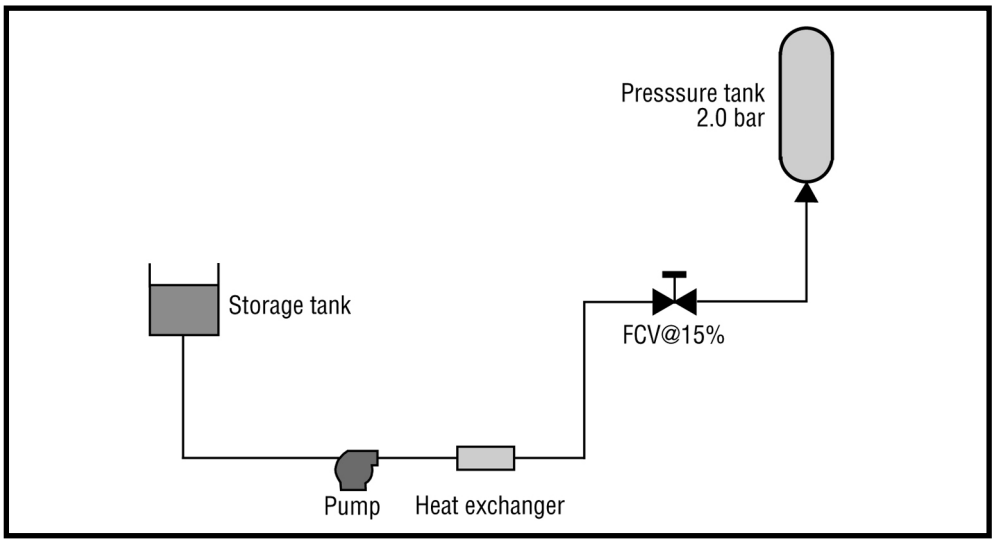
به عنوان نتیجه ی فشار متفاوت بالا در رتبه بندی اجرایی و این حقیقت که راه ورودی، صدمه ها را در فواصل منظم نشان می دهد این تعیین می کند که شیر کنترل برای این فرآیند

مناسب نیست.

**چهار انتخاب پیشنهاد می شود:**

A. نصب یک شیر کنترل جدید که می تواند برای اصلاح اختلاف فشار بالا به کار رود.

B. با تراش قطر خارجی پروانه وقتی که پمپ نمی تواند از نظر نیروی به کار گرفته شده ارتفاع مناسبی را ارائه کند و این کار منجر به کاهش فشار در طول جریان شیر می گردد.




سیستم پمپاژ با نقصان شیر کنترل

C. راه انداز VFD می تواند نصب بشود و شیر کنترل می تواند جدا گردد، VFD می تواند سرعت پمپ را تغییر دهد و به فرآیند جریانی مطلوب و مورد نظر دست یابد.

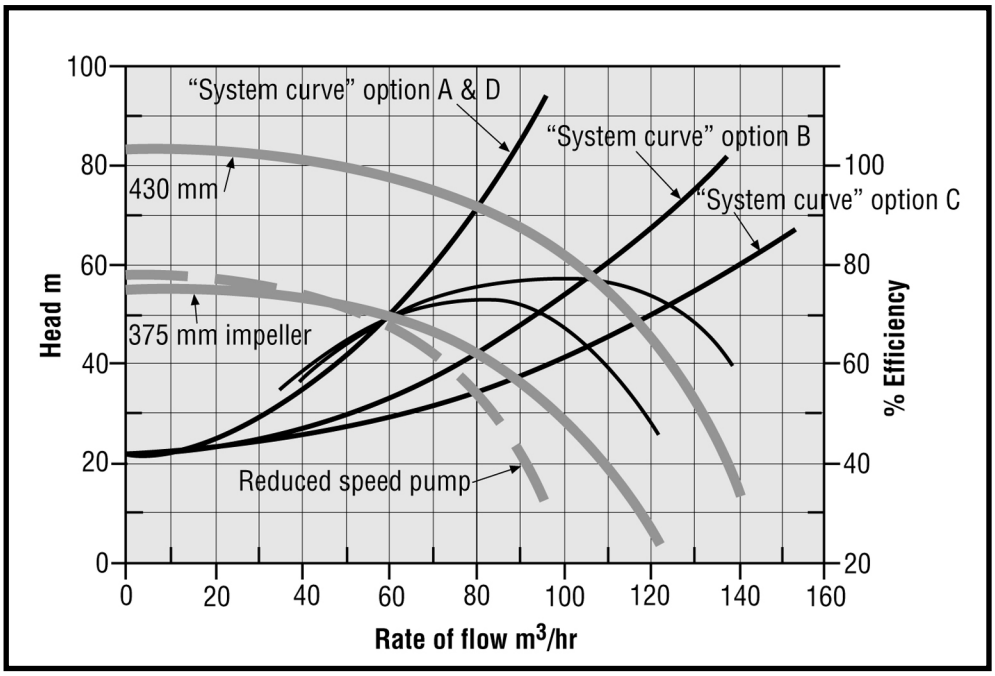
D. سیستم می تواند به اندازه ی خودش توسط تعمیرهای سالانه ی مورد نظر تغییر یابد.

ـ قیمت یک شیر کنترل جدید با سایز مناسب احتمالا **2000** یورو می باشد.

ـ هزینه ی تغییر اجرایی پمپ توسط کاهش ضخامت ها در حدود **2250** یورو است، فرآیند در **80m³/h** برای **6000h/year** اجرا می شود، هزینه انرژی **0.08** یورو در هر کیلو وات است و کارایی موتور ۹۰٪ است. مقایسه ی هزینه انتخاب های تغییر سیستم پمپاژ در جدول ۱ نشان داده شده است.

با تراش دادن پروانه تا ۳۷۵ میلی متر حداکثر دبی پمپ (انتخاب B) تا ٤۲ متر در هد **80m³/h** کاهش می یابد. این افت در کاهش فشار در طول شیر کنترل به کمتر از ۱۰ متر می رسد که بهتر از نقطه طراحی شیر اصلی است. نتیجه ی هزینه ی انرژی سالانه با پروانه تراش داده شده **6720** یورو است، برای تراش دادن پروانه هزینه در حدود **2250** یورو می باشد که شامل هزینه ماشین کاری، پیاده کردن و مونتاژ مجدد پمپ می باشد.

یک درایو AFD ۳۰ کیلو وات (انتخاب C) در حدود **20000** یورو است و در مجموع برای




چگونگی عملکرد سیستم اصلی و تغییر پروانه در پمپ و منحنی سیستم

نصب آن **1500** یورو نیاز است، VFD در حدود **500** یورو است تا هر ساله نگهداری شود. به نظر می رسد که این پروژه ها در حدود طول عمر ۸ ساله نیازی به تعمیر نداشته باشد.
در صورت عدم تغییر در سیستم (انتخاب D)، هزینه سالیانه ای در حدود **4000** یورو برای تعمیر و نگهداری و کنترل کاویتاسیون توسط شیر کنترل صرف می گردد.

## ▪ فرضیات و هزینه های LCC

ـ هزینه رایج انرژی در حدود **0.08** یورو است.
ـ فرآیند برای **6000h/year** اجرا می شود.
ـ شرکت یک هزینه ی سالانه برای نگهداری پمپها در حدود **500** یورو و هزینه تعمیرات دوباره در سال در حدود **2500** یورو در نظر دارد.
ـ هیچ هزینه اتلاف و محیط زیستی در این پروژه تعریف نشده است.
ـ این پروژه طول عمر ۸ ساله دارد.
ـ نسبت بهره برای پروژه جدید در حدود ۸٪ و نسبت تورم ٤٪ قابل انتظار می باشد.

**▪ تحقیقات انجام شده:**

با همکاری موسسات Euroupump و Hydraulic Institute در سال ۱۹۹۷ تحقیقاتی در مورد شرکتهای پمپ سازی زیر صورت گرفته است.
IDP- LEWA- SARLIN- ABS Pump- Grundfos- KSB- Mono Pumps
Brookhansem (در زمینه موتورهای الکتریکی) Sterling Fluid System – Wilo
در این تحقیقات مصرف انرژی در پمپها یک پنجم تولید جریان برق در جهان در نظر گرفته شده است.

| Cost | Change Control Valve (A) | Trim Impeller (B) | VFD (C) | Repair Control Valve (D) |
|---|---|---|---|---|
| Pump Cost Data | | | | |
| Impeller diameter | 430 mm | 375 mm | 430 mm | 430 mm |
| Pump head | 71.7 m (235 ft) | 42.0 m (138 ft) | 34.5 m (113 ft) | 71.7 m (235 ft) |
| Pump efficiency | 75.1% | 72.1% | 77% | 75.1% |
| Rate of flow | 80 $m^3/h$ (350 USgpm) | 80 $m^3/h$ (350 USgpm) | 80 $m^3/h$ (350 USgpm) | 80 $m^3/h$ (350 USgpm) |
| Power consumed | 23.1 kW | 14.0 kW | 11.6 kW | 23.1 kW |
| Energy Cost/Year | 11 088 EURO or USD | 6 720 EURO or USD | 5.568 EURO or USD | 11 088 EURO or USD |
| New Valve | 5 000 EURO or USD | 0 | 0 | 0 |
| Modify Impeller | 0 | 2 250 EURO or USD | 0 | 0 |
| VFD | 0 | 0 | 20 000 EURO or USD | 0 |
| Installation of VFD | 0 | 0 | 1 500 EURO or USD | |
| Valve Repair/Year | 0 | 0 | 0 | 4 000 EURO or USD |

جدول ۱- مقایسه انتخاب های A تا D در سیستم با نقصان شیر کنترل

| | Option A Change control valve | Option B Trim impeller | Option C VFD and remove control valve | Option D Repair control valve |
|---|---|---|---|---|
| **Input** | | | | |
| Initial investment cost: | 5000 | 2250 | 21 500 | 0 |
| Energy price (present) per kWh: | 0.080 | 0.080 | 0.080 | 0.080 |
| Weighted average power of equipment in kW: | 23.1 | 14.0 | 11.6 | 23.1 |
| Average operating hours/year: | 6 000 | 6 000 | 6 000 | 6 000 |
| Energy cost/year (calculated) + Energy price x Weighted average power x Average operating hours/year: | 11 088 | 6 720 | 5 568 | 11 088 |
| Maintenance cost (routine maintenance/year: | 500 | 500 | 1 000 | 500 |
| Repair every 2nd year: | 2 500 | 2 500 | 2 500 | 2 500 |
| Other yearly costs: | 0 | 0 | 0 | 4 000 |
| Down time cost/year: | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Environmental cost: | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Decommissioning/disposal (Salvage) cost: | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Life time in years: | 8 | 8 | 8 | 8 |
| Interest rate (%): | 8.0% | 8.0% | 8.0% | 8.0% |
| Inflation rate (%): | 4.0% | 4.0% | 4.0% | 4.0% |
| **Output** | | | | |
| Present LCC value: | 91 827 | 59 481 | 74 313 | 113 930 |

جدول ۲- مقایسه LCC و مشکل سیستم شیر کنترل

■ **برای اطلاعات بیشتر:**

ـ امروزه برای تبدیل انرژی الکتریکی به مکانیکی در صنعت به صورت وسیعی از الکتروموتورهای القایی سه فاز استفاده می گردد. در برخی موارد سرعت الکتروموتورها باید کنترل شود و در برخی دیگر کافی است که موتور به آرامی حرکت کرده و به دور نامی خود برسد. در مواردی که باید سرعت موتور کنترل شود با ساخت درایوهای DC و AC این نیاز را مرتفع کرده و این نوع محصولات با نامهای DC DRIVE و AC DRIVE نامیده می شوند. همچنین برای مواردی که نیاز است یک موتور سه فاز AC به آرامی حرکت نموده تا به دور نامی خود برسد از

**با توجه به کاربرد وسیع موتورهای الکتریکی و استفاده این موتورها از جریان برق، آنها می توانند سهم خیلی بزرگی در صرفه جویی مصرف انرژی داشته باشند.**

راه انداز نرم موتور سه فاز (SOFT STARTER) استفاده می گردد. این راه اندازها با اعمال تدریجی ولتاژ به موتور، جریان راه اندازی موتور را که معمولا تا چندین برابر جریان نامی موتور است، کاهش داده و موتور را به صورت نرم راه اندازی می نمایند به طوری که در هنگام راه اندازی موتور، هیچگونه فشاری بر موتور و شبکه برق کارخانه وارد نمی شود، پس از راه اندازی موتور نیز وظیفه حفاظت از موتور بر عهده راه انداز می باشد.

ـ امروزه محرکه سرعت متغیر (VSD)[1] علاوه بر اینکه می تواند یک روش کاهش هزینه های چرخه عمر دستگاه یا ماشین باشد، در سیستم های پمپاژ تکنولوژی کاملی هستند که در صورت کاربرد صحیح می توانند برای مصرف کننده سودهای بزرگی را در زمینه صرفه جویی هزینه ایجاد نمایند. به هر حال واضح است که با ادامه استفاده از روشهای کنترل سنتی، فرصت کاهش هزینه های چرخه عمر از دست می رود، هدف اساسی ایجاد صرفه جویی های بیشتر از طریق استفاده کاراتر و موثرتر از پمپ ها می باشد، شماری از مطالعات مواردی از صرفه جویی های هزینه، بهبود قابلیت اطمینان سیستم پمپ و بهره وری فرآیندها را نشان می دهند که از به کار بردن محرکه های سرعت متغیر حاصل می شود، این مزایا شامل امکانات وسیع تنظیم، کنترل چند مرحله ای، ذخیره انرژی و سهولت بازسازی می باشد.

ـ اگر فقط ۳۵٪ از پمپ های مورد استفاده در صنعت آلمان مجهز به سیستم کنترل دور گردند کاهش مصرف انرژی حدود ۲۰۰۰MW در ساعت خواهد بود که این مقدار معادل دو برابر ظرفیت تولید یک نیروگاه ۱۰۰۰MW یا چهار برابر ظرفیت تولید یک نیروگاه ۵۰۰MW می باشد که نتیجه این صرفه جویی افزایش میزان بهره وری می باشد.

ـ در عمل کارآیی روش کنترل دور برای بهینه کردن عملکرد و صرفه جویی انرژی در سیستم های پمپاژ که سهم افت مسیر نسبت به ارتفاع هندسی در مجموع هد پمپ زیاد باشد اثبات شده است، با اینکه این امر در اغلب چاه های عمیق صادق نیست ولی در مورد چاه ها پدیده نوسان سطح دینامیک چاه وجود دارد. کنترل دور روش مناسبی برای تطابق عملکرد الکتروپمپ با این تغییرات است که در مقطعی از سال اتفاق می افتد و لذا انتظار نمی رود که طی مدت طولانی از پمپ با دور کاهش یافته بهره برداری شود.

ـ محدودیت استفاده از مبدل دور در الکتروموتورهای شناور: با توجه به ساختار مکانیکی الکتروموتورهای شناور وجود یاتاقانهای کفگرد در این الکتروموتورها استفاده از دستگاههای مبدل دور در تغییر دور این الکتروموتورها را محدود می سازد. در هنگام کنترل دور این نوع الکتروپمپ ها باید دستگاه طوری تنظیم گردد که الکتروموتور در حداقل زمان ممکن (حدودا ۱ ثانیه) از صفر تا ۱۸۰۰ دور (در الکتروموتورهای دو قطب) برسد که معادل فرکانسی آن از صفر تا ۳۰ هرتز می باشد. در این حالت یاتاقانهای الکتروموتور قادر خواهد بود تا در حداقل زمان وظیفه روانکاری را انجام دهند و از سایش یاتاقانهای کفگرد حدالامکان جلوگیری به عمل خواهد آمد.

مراجع:


1. www.europump.org
2. www.oit.doe.gov
3.www.pumps.org


1. VARIABLE SPEED DRIVES (VSD)

# مطالعه پارامتری پروانه یک پمپ گریز از مرکز با زاویه خروجی متفاوت

**دکتر امین علم قلیلو**

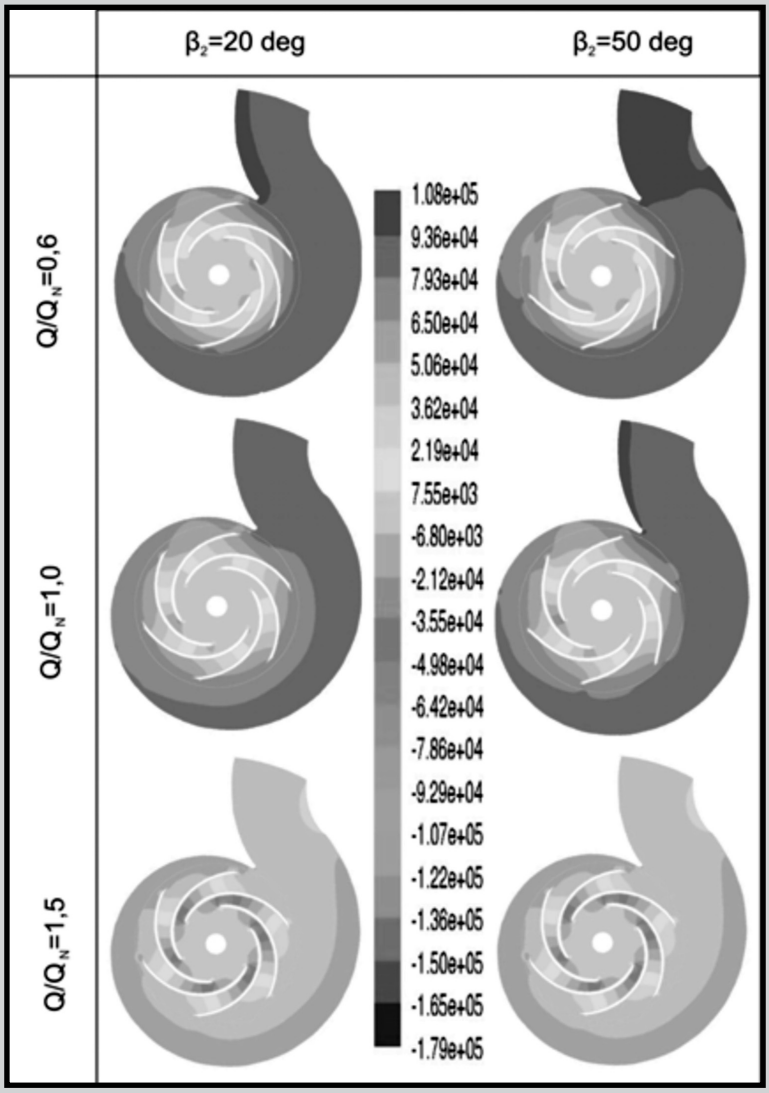
مشاور فنی شرکت صنایع پمپیران

**با همکاری:**

**علی اردشیری اهرنجانی**

**یاسر شاهسوارانی امینی**

کارآموزان شرکت صنایع پمپیران و دانشجویان کارشناسی مهندسی مکانیک- طراحی جامدات، دانشگاه آزاد اسلامی واحد خوی

**چکیده:**
امروزه طراحی پمپ با توسعه دینامیک سیالات محاسباتی آسان شده است و با بکارگیری آن، جریان های داخلی پیچیده در پروانه های پمپ آب می توانند به خوبی پیش بینی شوند. پارامترهای مختلفی بر بازده و مصرف انرژی پمپ تاثیر می گذارند. قطر خروجی پروانه، زاویه پره و تعداد پره بیش از همه اهمیت دارند. مقاله حاضر، شبیه سازی جریان را در داخل پروانه یک پمپ آزمایشگاهی به روش پارامتری توضیح می دهد.
دراین مطالعه، بازده پروانه هایی با قطرهای خروجی مشابه که دارای زوایای خروجی پره مختلف هستند به طور کامل ارزیابی شده است. معادلات تجربی همراه با تقریب یک بعدی برای طراحی هر پروانه اقتباس شده است. نتیجه منحنی های بازده در تمام محاسبات میدان جریان داخلی پیش بینی شده و موفق به ارتباط بین پارامترهای موضعی و کلی شده است. حل عددی گسسته سازی شده سه بعدی و معادلات ناویر استوکس (Navier–Stokes) غیر تراکم پذیر بر روی یک شبکه بندی بی سازمان و به وسیله نرم افزار FLUENT که یک کد تجاری حجم محدود CFD می باشد انجام شده است. برای هر پروانه، الگوی جریان و توزیع فشار در مجرای پره محاسبه شده و نهایتاً، منحنی های ارتفاع رانش مقایسه و بحث شده است.

**واژه های کلیدی: پمپ گریز از مرکز، پروانه، CFD، شبیه سازی عددی**

**مقدمه:**
پیچیدگی جریان در توربوماشین نخستین نیاز سازمان های توسعه یافته سه بعدی از قبیل آشفتگی، جریان های ثانوی، ناپایداری و غیره می باشد. پایه طراحی یک پمپ گریز از مرکز اساسا بر روی ارتباط تجربی ترکیب با مدل آزمایشی و تجربه های مهندسی پایه ریزی شده است. امروزه، تقاضاهای طراحی نیازمند یک درک دقیق از شرایط جریان داخلی در طول طراحی خام اولیه و طراحی تکمیلی می باشد. دینامیک سیالات محاسباتی CFD به طور مطلوب به پیش بینی نحوه توزیع جریان در تمامی پمپ ها و توسعه طراحی آنها کمک کرده است.
به دلیل پیچیدگی محیطی و با توجه به نامتقارن بودن محفظه حلزونی و گلویی به ویژه در نقاط عملیاتی طراحی خام اولیه و طراحی تکمیلی، در خروجی پروانه جریان داخلی پیچیده ظاهر می شود. علاوه بر این، عکس العمل روتورحلزونی باعث پیدایش تاثیرات دینامیکی می شود که در بازده کلی پمپ تاثیرات بسزایی دارد. شرایط غیر یکنواخت خصوصا در میدان فشار منجر به توسعه نیروهای شعاعی نامتعادل می شود. کلیه این ویژگی ها برای طراحی پمپ حائز اهمیت است. پیش بینی های بازده در ترکیب با بررسی های جریان داخلی پیچیده در کل پروانه زمینه های تحقیقاتی را در این مورد توسعه داده است.
به منظور کمک به طراحی توربوماشین های گریز از مرکز با بازده بالا، هدف محققان مختلف آشکارسازی مکانیزم جریان در داخل پروانه های گریز از مرکز با محفظه حلزونی است.

مقاله حاضر در رابطه با تاثیر زاویه خروجی پره پروانه بر روی بازده پمپ گریز از مرکز آزمایشگاهی است. منحنی مشخصه های بازده طراحی های اولیه و تکمیلی به صورت داده های موضعی و کلی جریان و نتایج نحوه انتشار فشار جنبی غیر یکنواخت، به صورت عددی برای سه شرود[1] پروانه های چرخشی با زاویه خروجی متفاوت پره پیش بینی شده است. تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی با نرم افزار FLUENT انجام شده است که به صورت گسترده از آن به منظور شبیه سازی نتایج توربوماشین ها استفاده می شود.

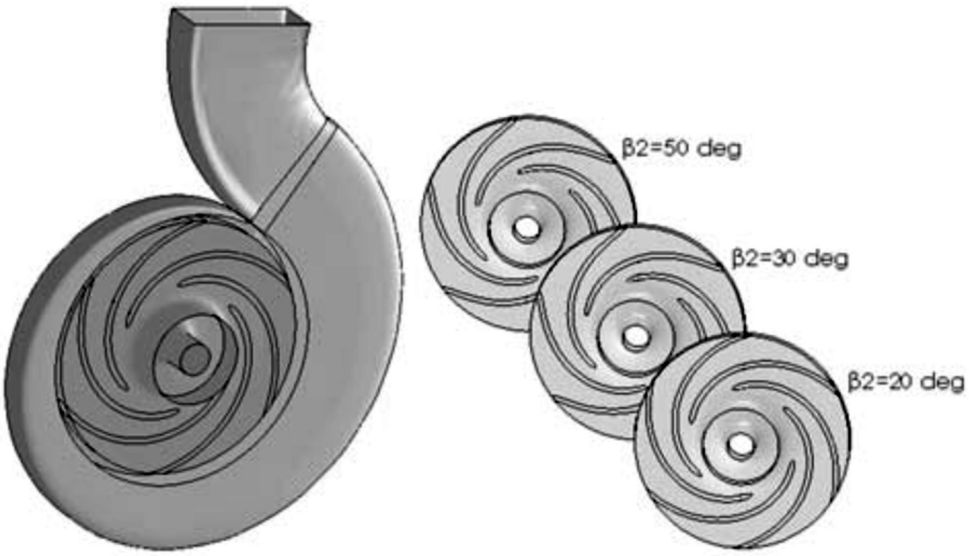
**پمپ مورد مطالعه:**

نحوه بررسی تاثیر جنبه های مختلف طراحی پمپ گریز از مرکز در بازده آن برای نرخ های مختلف جریان، نیازمند آزمایشات و پیش بینی های عددی می باشد. اخیراً، یک پمپ در آزمایشگاه مکانیک سیالات دانشگاه Patras طراحی و آماده تست شده است. محفظه حلزونی این پمپ به صورتی خاص ساخته شده که می تواند به راحتی پروانه های دایروی با قطرهای خارجی یکسان اما با پارامترهای طراحی متفاوت همچون تعداد پره ، خط هندسی مبنای پره و زوایای ورودی و خروجی متفاوت پره را با خود مطابقت دهد.

مقطع محفظه حلزونی این پمپ گریز از مرکز آزمایشگاهی مستطیلی می باشد که دیفیوزر آن نیز در طول محفظه حلزونی پمپ گسترده می باشد. هر سه شرود پروانه ها با عرض یکسان $b = 20\ mm$ با ٦ پره بدون پیچ خوردگی، با توجه به روش Pfleiderer طراحی شده است. طول پره در پروانه ها برابر می باشد و تمامی پروانه ها در مقاطع مکش و رانش قطرهای برابر دارند و همچنین زاویه لبه حمله برابر $\beta_2 = 14^\circ$ ولی زاویه در لبه پشتی پره ها متفاوت بوده و $\beta_2$ برابر ۲۰، ۳۰ و ۵۰ درجه می باشد. قطر های پروانه ها در مقاطع مکش و رانش به ترتیب $D_1 = 150mm$ و $D_2 = 280mm$ می باشد.

مدل CAD پمپ آزمایشگاهی با سه پروانه و بدون شرود جلویی به منظور مشاهده پروفیل پره ها در شکل ۱ نشان داده شده است. در سرعت دورانی **925** rpm(n)، عملکرد معمولی سه پروانه (با نرخ جریان Q) $0.0125\frac{m^3}{s}$ است، و مطابق با تئوری یک بعدی، هد کل پمپ

1. Shroud




**شکل ۱ : تصویر سه بعدی پمپ آزمایشگاهی با سه پروانه شعاعی**

(H) ۱۰ متر است که نتایج میزان ۱۸,٤ برای سرعت مخصوص ( $n_q = n.Q^{1/2} / H^{3/4}$ ) تخمین زده شده است. در نقطه عملکرد معمولی، راندمان هیدرولیکی ( $\eta_H$ ) پمپ به بیشترین میزان خود یعنی ۰/۸۳ می رسد.

**معادلات حاکم:**

جریان تراکم ناپذیر در داخل پروانه در حال چرخش در چارچوب مرجع متحرک با سرعت دورانی ثابت برابر با سرعت دورانی پروانه، حل شده است. جریان در میان قطعات ساکن پمپ در چارچوب مرجع ساکن حل شده است. معادلات حاکم برای پروانه از فرمول های زیر حاصل می شود:

$$\nabla \rho u_r = 0 \ldots \quad (۱)$$

$$u_r + 2\rho\Omega \times u_r + \rho\Omega \times \Omega \times r = -\nabla p + u_{eff}\nabla^2 u_r \ldots \quad (۲)$$

که $\rho$ چگالی جریان، P فشار استاتیکی، $u_r$ بردار سرعت جریان در سیستم چرخش، $\Omega$ سرعت دورانی و $\mu_{eff}$ لزجت موثر دینامیکی می باشد. $\mu_{eff}$ یک ترکیب خطی از لزجت آرام و آشفته از مدل $k-\varepsilon$ توربولانت می باشد. از معادله (۲) تاثیرات نیروهای کوریولیس و

گریز از مرکز با توجه به چارچوب مرجع گردان حاصل می شود. برای قطعات ثابت پمپ گریز از مرکز، معادلات حاکم در چارچوب ثابت بررسی و حل شده اند. معادله پیوستگی یکسان بوده، اما معادله مومنتوم به فرم زیر کاهش می یابد:

$$\nabla \rho u = -\nabla p u + {}_{\text{eff}} \nabla^2 u \ \ldots \quad (۳)$$

که $u$، بردار سرعت سیال در چارچوب ثابت می باشد.
آشفتگی جریان با مدل استاندارد $k-\varepsilon$ که رایج ترین مدل محاسباتی می باشد ، ترکیب و به سادگی حل شده است. هر چند این در محدوده وسیعی از جریان های صنعتی تست شده، نتایج ثابتی را نشان می دهد. معادلات دیفرانسیل انتقال برای انرژی جنبشی آشفته و نرخ اضمحلال آشفتگی به صورت زیر هستند:

$$\nabla \rho u k = \nabla \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + G_k - \rho \varepsilon \ \ldots \quad (٤)$$

$$\nabla \rho u \varepsilon = \nabla \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{K} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{K} \ldots \quad (٥)$$

$$\mu_t = \rho C_m \frac{K^2}{\varepsilon} \ldots \quad (٦)$$

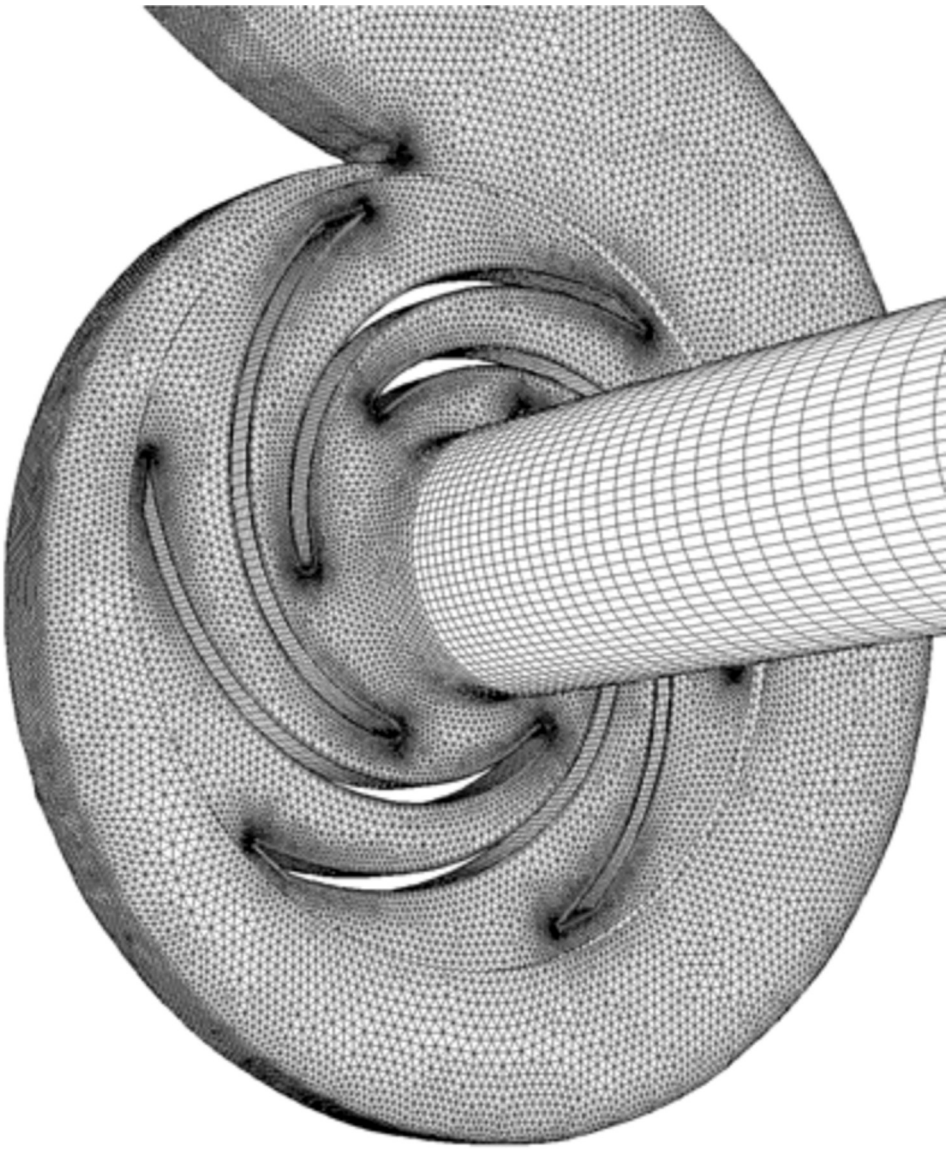
که $u$ بردار موضعی سرعت، $k$ انرژی جنبشی آشفتگی، $\varepsilon$ نرخ اضمحلال، $\mu$ لزجت خطی، $\mu_t$ لزجت آشفتگی، $G_k$ انرژی جنبشی مکانیکی با توجه به گرادیان های سرعت، $\sigma_k$ و $\sigma_\varepsilon$ اعداد پرانتل آشفتگی و $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ، $C_{2\varepsilon} = 1.92$ برای مدل ثابت می باشند.

### هندسه و شبکه بندی:

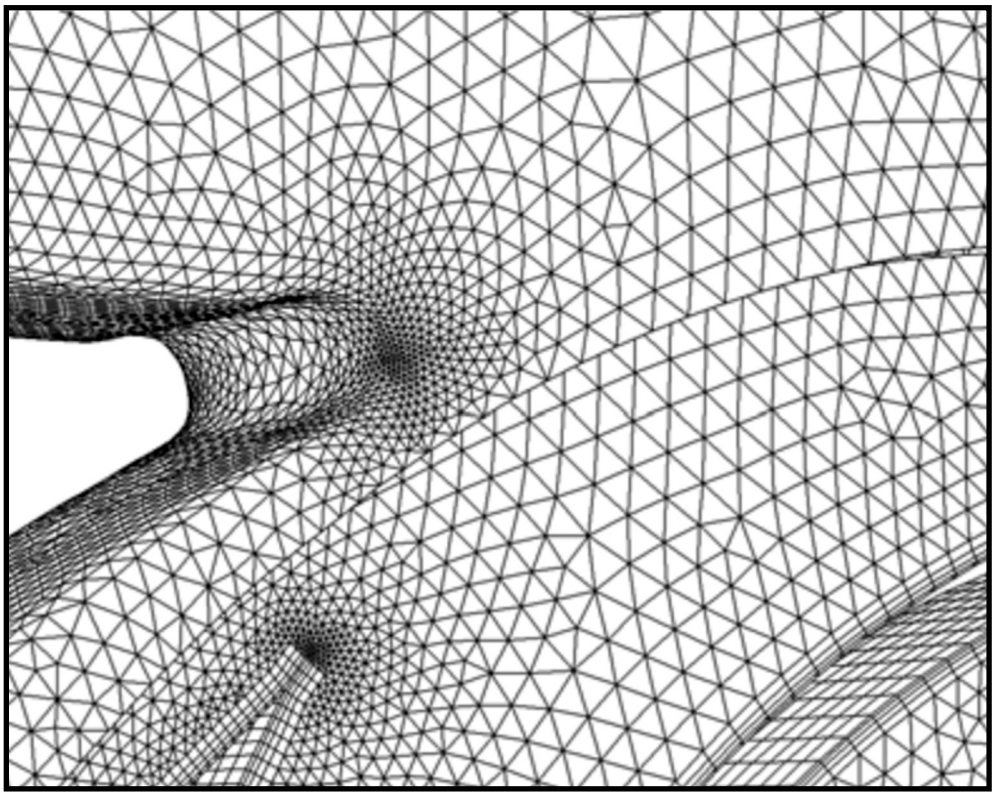
رفتار عددی پمپ شعاعی گسسته سازی فضایی دامنه جریان را می رساند. در شبیه سازی عددی حاضر تمامی شیارهای بین شرود پروانه و محفظه پمپ ناچیز در نظر گرفته شده است. کل دامنه شامل سه زیر دامنه یا ناحیه است ، ناحیه اول و سوم ساکن بوده و در ناحیه دوم پره بهم پیوسته، در حال حرکت با سرعت دورانی $n=925$ rpm به کار رفته است.
اولین ناحیه قسمت مکش یا ورودی پمپ که دارای قطر $100$ mm بوده را نشان می دهد و ناحیه سوم زمانیکه جریان کاملاً توسعه یافته است با شرایط مرزی ممکن، تخلیه یا خروجی را نشان می دهد. ناحیه دوم یا میانی شامل دهانه و پروانه پمپ است. این سه زیر دامنه به وسیله وجه های اضافی داخلی به اشکال مختلف چهار گوش جدا شده است. در این روش، چگالی

و کیفیت سلول ها در نواحی میدان جریان موضعی می تواند بطور مطلوب کنترل و به کار برده شوند که این امر به گرادیان های سرعت و فشار بستگی دارد.

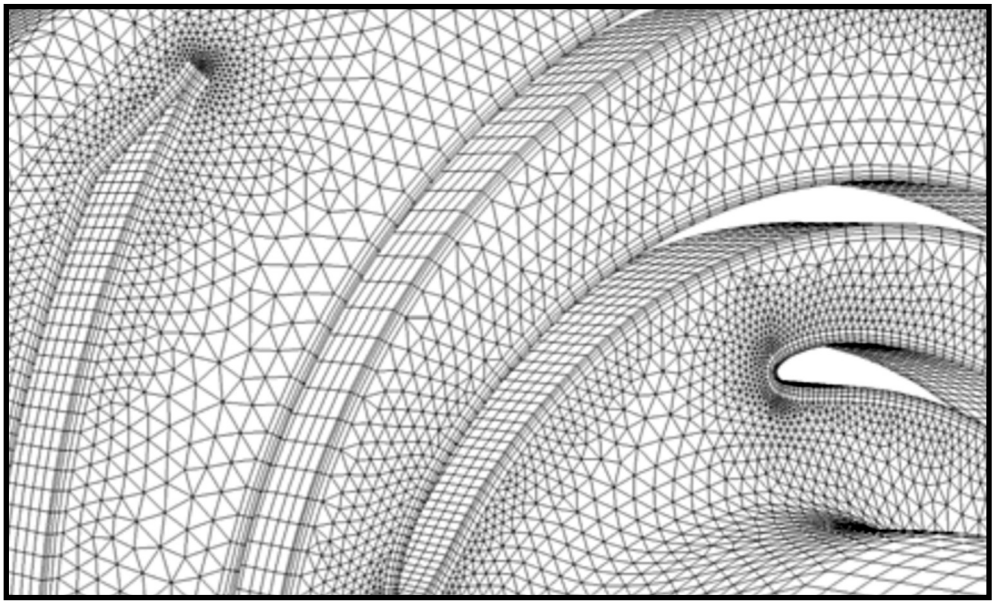
هندسه و دامنه شبکه بندی محاسباتی پمپ به وسیله پیش پردازشگر نرم افزارFLUENT، GAMBIT تولید شده است. شبکه های بی سازمان بمنظور تعریف نواحی ورودی و خروجی تولید شده است. مطابق شکل ۲ یک شبکه بندی بی سازمان با سلول های چهار ضلعی برای نواحی پروانه و حلزونی استفاده شده است. شبکه بندی در نزدیکی ناحیه انتهایی گلویی حلزونی و نیز در نواحی نزدیک به لبه حمله و پشت پره ها اصلاح شده است (شکل ۳).



**شکل ۲: طرح شبکه بندی بی سازمان پمپ**



شکل ۳: جزئیات شبکه بندی بی سازمان در ناحیه گلویی



شکل ٤: سازمان ترکیب شده سلول های شش وجهی حول پره ها با
سازمان شبکه بندی در لبه انتهایی پره

در اطراف پره ها همان طوری که در شکل ٤ مشاهده می شود سازمان سلول های چهار ضلعی تولید شده است. اندازه سلول ها در سرتاسر نواحی دیواره برابر نیست. تعداد کافی از سلول ها در داخل لایه مرزی برای تقریب مقادیر صحیح توابع دیواره استاندارد برای تحلیل تاثیر لزجت در داخل لایه مرزی وجود دارند. سپس مقادیر صحیح برای بازده پمپ آماده شده و تحلیل دقیق پدیده اصلی مورد بحث قرار گرفته است.

**شبیه سازی عددی:**

همه محاسبات با نرم افزار FLUENT انجام شده است. برای حل معادلات ناویر استوکس غیر تراکم پذیر سه بعدی پایدار شامل ترم نیروهای گریز از مرکز از روش حجم محدود در پروانه استفاده شده است. آشفتگی با انتخاب مدل $k-\varepsilon$ استاندارد مدل شده است. این مدل شامل پارامترهایی در رابطه با شدت جریان و قطر هیدرولیکی در شرایط عملی با عدم شرایط جریان ورودی آشفته در کاربردهای صنعتی، با مقادیر به ترتیب 5٪ و D/2 می باشد.

■ کوپل فشار و سرعت با استفاده از الگوریتم SIMPLE انجام شده است. روش گسسته سازی بالا دست[1] مرتبه دو برای ترم های جابجایی[2] و روش اختلاف مرکزی[3] برای ترمهای اضمحلال[4] استفاده شده است.

به منظور شبیه سازی تاثیر مدار پمپاژ، شرایط مرزی به کار برده شده شامل تعمیم دامنه محاسباتی با اضافه کردن یک طول مناسب در ورودی و خروجی لوله های پمپ گریز از مرکز می باشد.

در ناحیه ورودی سرعت محوری در سرتاسر جریان پمپ ثابت می باشد. سرعت مماسی مطلق در ورودی صفر است، که به چرخش چارچوب با سرعت نسبی $-r\Omega$ و سرعت دورانی صفر اشاره دارد. در خروجی لوله تخلیه ، یک جریان آشفته کاملاً توسعه یافته فرض شده که عملا گرادیان سرعت صفر تنظیم شده است. شرایط دیواره های ساکن، مرجع چارچوب نسبی و عدم لغزش برای این مدل به کار رفته است. اگرچه اندازه شبکه بندی برای بررسی متغیرهای لایه مرزی موضعی کافی نیست اما برای این منظور در محاسبات توابع دیواره از قانون لگاریتم ها استفاده شده است.

چون مشکل شامل هر دو ناحیه در حال حرکت و ساکن است، مدل چارچوب مرجع چندگانه انتخاب شده است. این یک حالت شبه تعادلی تقریبی در سلول منحصر به فرد در سرعت های دورانی مختلف نواحی می باشد. همچنین تعریف چرخش چارچوب مرجع نیز می تواند از طریق شرایط مرزی منجر به نیروهای پیچیده وسیع در جریان، در محاسبات شود که شاید پایداری کمتری به صورت سرعت دورانی بدهد و از این رو بزرگی این نیرو ها افزایش پیدا می کند. با کنترل این تأثیر نامطلوب، هراجرا با سرعت دورانی پایین شروع شده و سپس دوران به آرامی افزایش می یابد تا به تراز مطلوبی برسد.

1. Upwind / 2. Convection / 3. Central difference / 4. Diffusion

**نتایج عددی:**

زاویه خروجی سه پروانه مختلف با شیب منحنی بازده هد بر حسب دبی (H–Q) هر پروانه مرتبط است و با افزایش زاویه خروجی پره، شکل منحنی هموارتر و مسطح تر می شود. این واقعیت انتظار می رود و این پدیده با تئوری سازگار است.

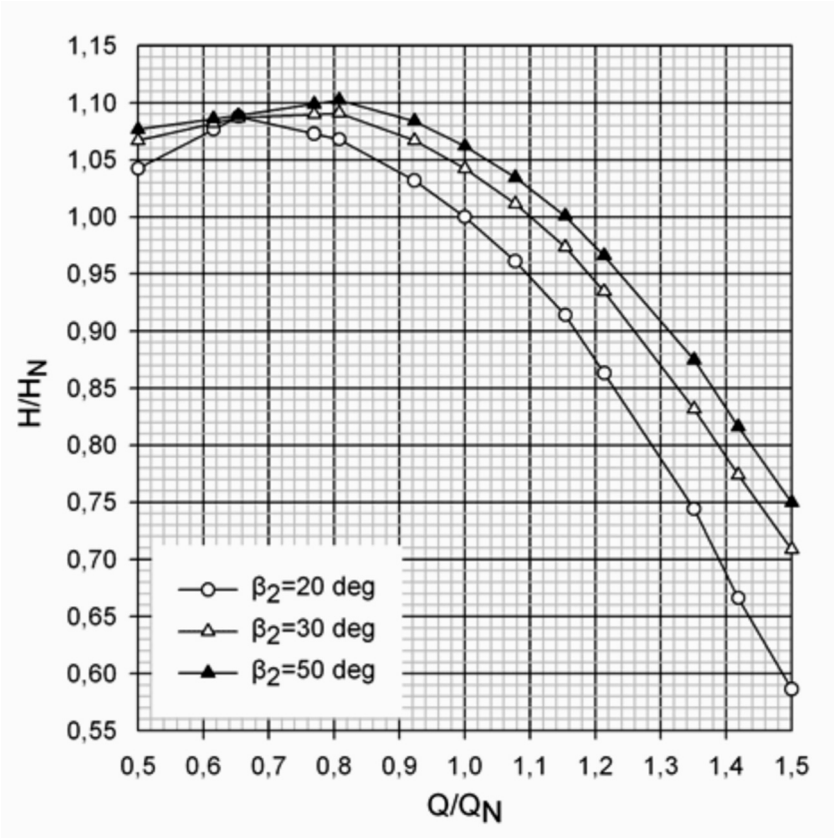
$$H = \mu\eta_H \frac{u_2^2}{2}\left(1 - \frac{c_{m3}}{u_2}\cot\beta_2\right) \dots \quad (۷)$$

که $\mu$ ضریب لغزش، $\eta_H$ راندمان هیدرولیکی، $u_2$ سرعت محیطی در قسمت خروجی پروانه، $C_{m3}$ سرعت اوج در خروجی مجرای پروانه و $\beta_2$ زاویه خروجی پره است.

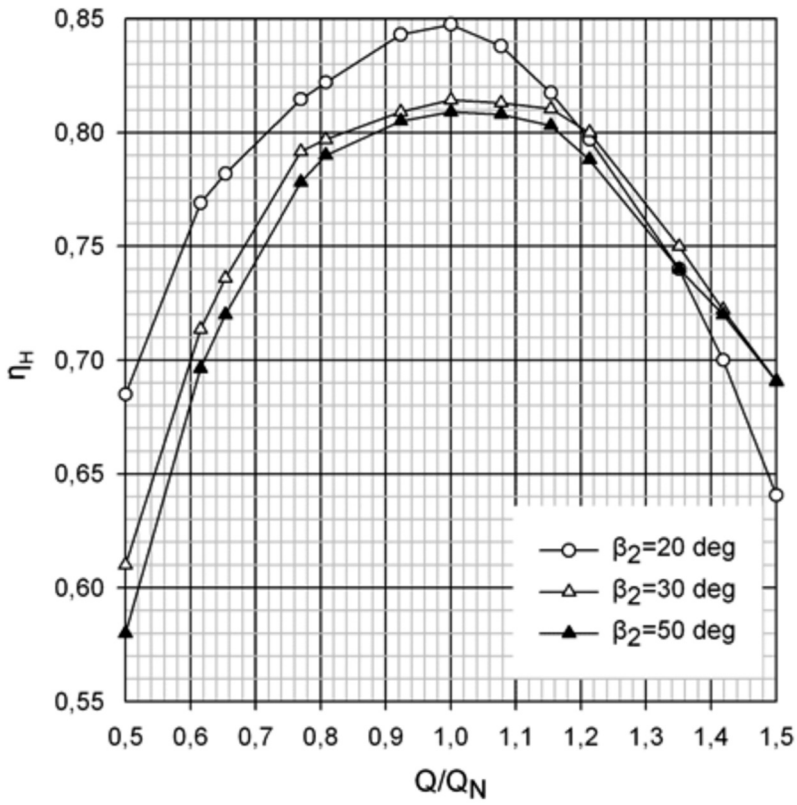
معادله (۷) تأثیر دو پارامتر طراحی $C_{m3}/u_2$ و $\beta_2$ را روی هد کل اثبات می کند. اگر $C_{m3}/u_2$ کاهش یابد آنگاه هد کل افزایش می یابد. قطعاً تأثیر زاویه پره پیچیده است. اگر زاویه $\beta_2$ افزایش یابد، آنگاه هد کل نیز افزایش می یابد. هر چند، تأثیر افزایش زاویه $\beta_2$ تا حدی از بین رفته است اما از آنجایی که فرمول های ضریب لغزش نشان دادند، نتایج زاویه بزرگتر $\beta_2$ باعث کاهش میزان ضریب لغزش می شود.

تأثیرات ضریب لغزش مختلف شکل منحنی هد بر حسب دبی H–Q و برای زوایای پره بزرگتر از ۲۵ درجه قابل توجه است. سپس بدنبال ایجاد یک مطابقت میان نتایج پیش بینی عددی منحنی های هد بر حسب دبی H–Q برای پروانه های مورد آزمایش در شکل ۵–الف نشان داده شده است، هستیم. زمانیکه محور عرضی نرخ جریان بی بعد است محور طولی هد کل بی بعد پمپ می باشد.

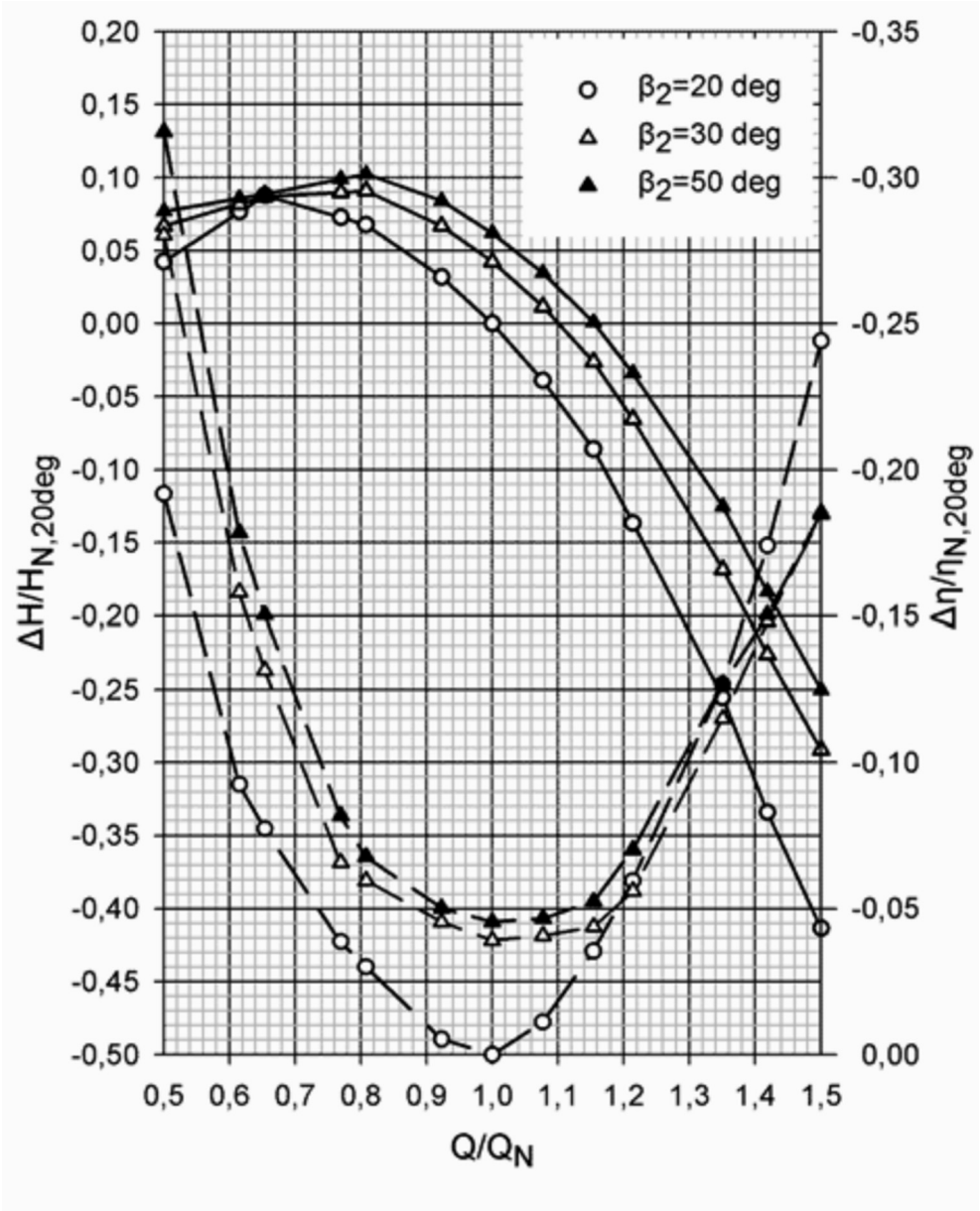
$Q_N = 58.5\ m^3/h$ و $H_N = 8.93\ m$ به ترتیب نرخ حجم اسمی و هد کل اسمی پیش بینی شده برای پروانه $\beta_2 = 20°$ می باشند. برای نقطه ای که بازده هیدرولیکی پمپ به حداکثر مقدار خود برسد، نرخ جریان اسمی تعریف شده است. بازده هیدرولیکی مختلف در برابر نرخ جریان بی بعد برای مطالعه عددی پروانه ها، همان طوری که در شکل ۵–ب نشان داده شده است، می باشد. در نرخ جریان اسمی، مقدار بازده هیدرولیکی برای سه پروانه در محدوده




شکل ۵ الف: منحنی های هد پیش بینی شده برای پروانه های پمپ آزمایش شده




شکل ۵ ب: منحنی های راندمان هیدرولیکی پیش بینی شده برای پروانه های پمپ آزمایش شده



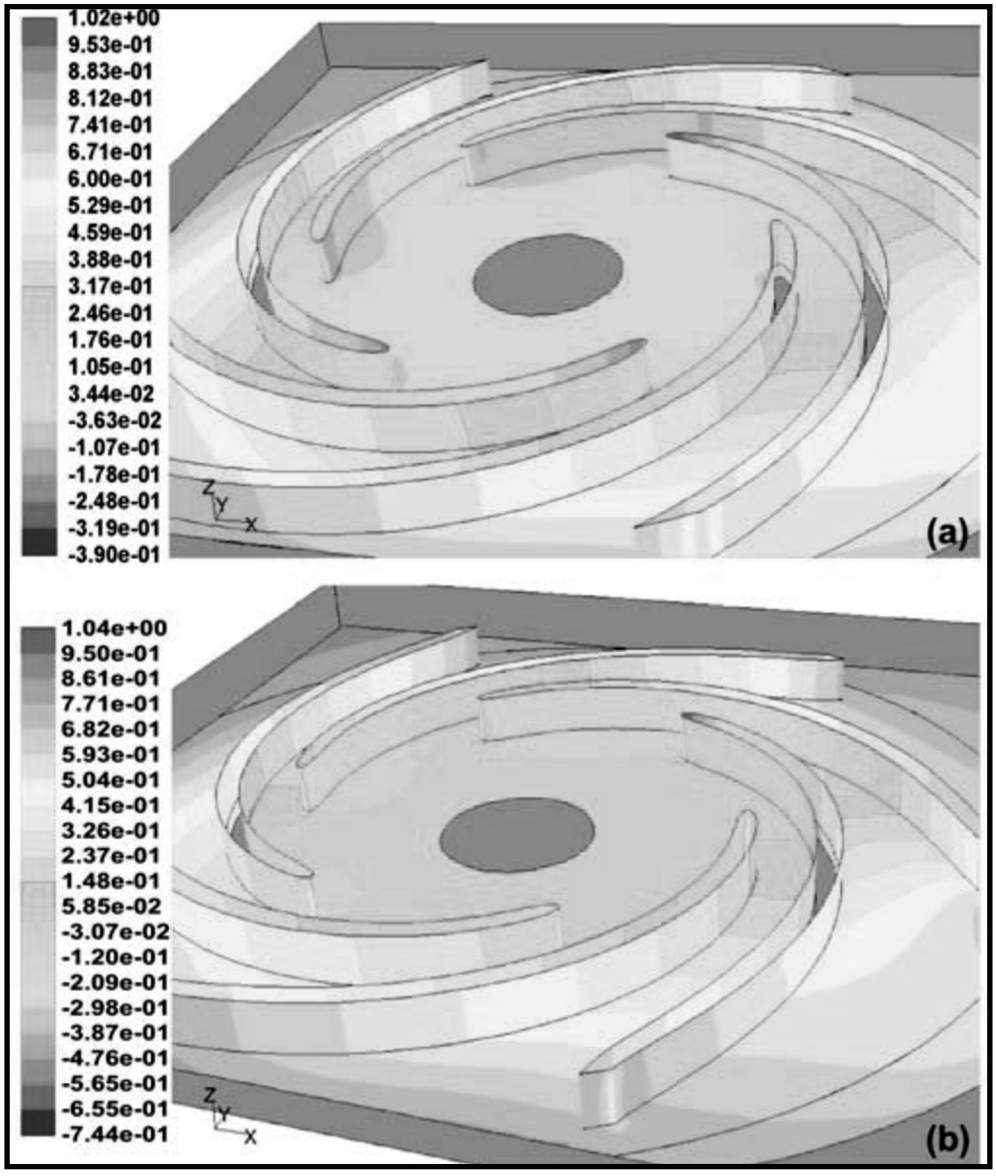

**شکل ۶: تغییرات درصدی منحنی های هد (خط پر) و راندمان هیدرولیکی (خط چین) با زوایای مختلف برای پروانه های پمپ آزمایش شده**

۰٫۸۱تا ۰٫۸٤٥ و با دقت قابل قبولی در نرخ جریان می باشد. کاهش ۵۰ درصدی نرخ حجمی از نتایج بدست آمده برای ۲۰ درصد، ۲۵ درصد و ۲۸ درصد افت $\eta_H$ نسبی به مقادیر اسمی آنها برای پروانه هایی با به ترتیب $\beta$ برابر ۲۰ ، ۳۰ و ۵۰ درجه بدست آمده است. افزایش ۵۰ درصدی نرخ حجمی از نقطه اسمی به ترتیب ۲۵ درصد، ۱۵ درصد و ۱۵ درصد، افت $\eta_H$ نسبی را برای سه پروانه دنبال می کند.

منحنی راندمان هیدرولیکی برای $Q<Q_N$ کاهش سریع تر برای پروانه هایی با $\beta_2$ برابر ۳۰، ۵۰ از ۲۰ درجه را نشان می دهد و عکس همین رخداد ها برای $Q_N<Q$ زمانی که شیب منحنی

راندمان هیدرولیکی پروانه دارای $\beta_2$ برابر ۲۰ درجه تند تر است. مقایسه بازده هیدرولیکی سه پروانه در $Q=Q_N$ نشان می دهد که افزایش زاویه خروجی بیش از ۱۰ درجه تا ۳۰ درجه موجب کاهش ۳ درصدی راندمان می شود.

جابجایی منحنی های بازده بر اساس تنوع زاویه خروجی پره شاید با روابط درصدهای مختلف با مرجع مقادیر متشابه $H/H_N$ و $\eta_H$ در محدوده اسمی پروانه برای $\beta_2 = 20$ بیان شده که در شکل ٦ مشاهده می شود. بنابراین در محدوده اسمی، افزایش ۱۰ درجه زاویه $\beta_2$ سبب افزایش ٤,۲ درصدی هد و کاهش ۳,۹ درصدی راندمان می شود. اگر $\beta_2$، از ۲۰ درجه به ۵۰ درجه افزایش یابد آنگاه ٦,۲ درصد هد افزایش می یابد و ٤,۵ درصد بازده هیدرولیکی کاهش می یابد. در کنار منحنی های بازده پیش بینی شده پروانه های مورد مطالعه، ارزیابی مشخصات موضعی میدان جریان داخلی نیز انجام یافته است. میدان های فشار استاتیکی برای صفحه نزدیک محفظه

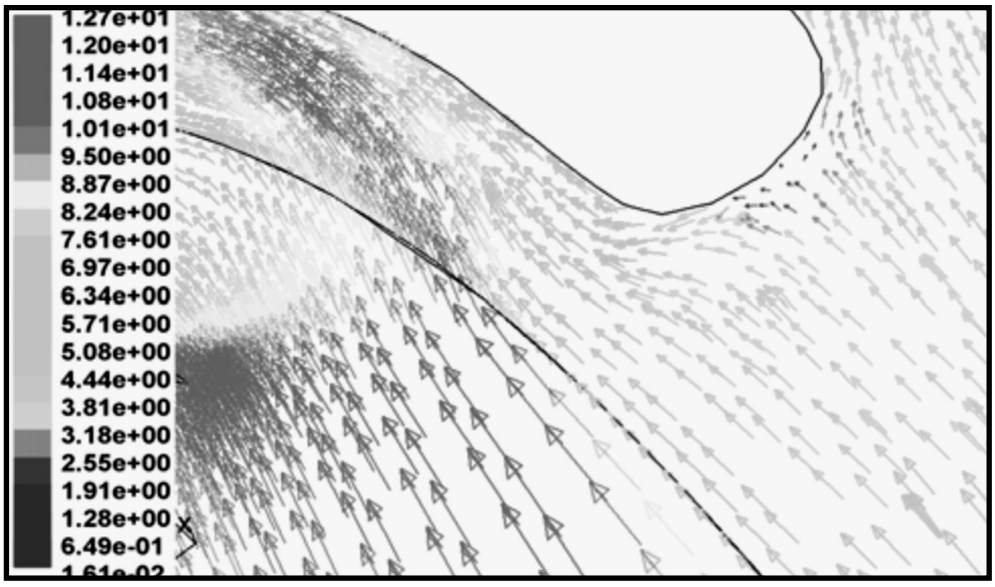



شکل ۷: کانتورهای فشار استاتیکی نسبی (اتمسفر) برای دبی طراحی در پروانه های با زاویه خروجی a) ۲۰ درجه و b) ۵۰ درجه

پشتی برای پروانه مورد مطالعه در شکل ۷ نشان داده شده است. در یک موقعیت شعاعی ثابت، مسلم است که افت فشار استاتیکی از سمت فشار به سمت مکش پره پروانه رخ می دهد. این افت فشار نیز در خروجی پره کاهش یافته و علاوه بر این الگوهای فشار استاتیکی در صفحات بین هاب[1] و شرود[2] مشابه نیستند.

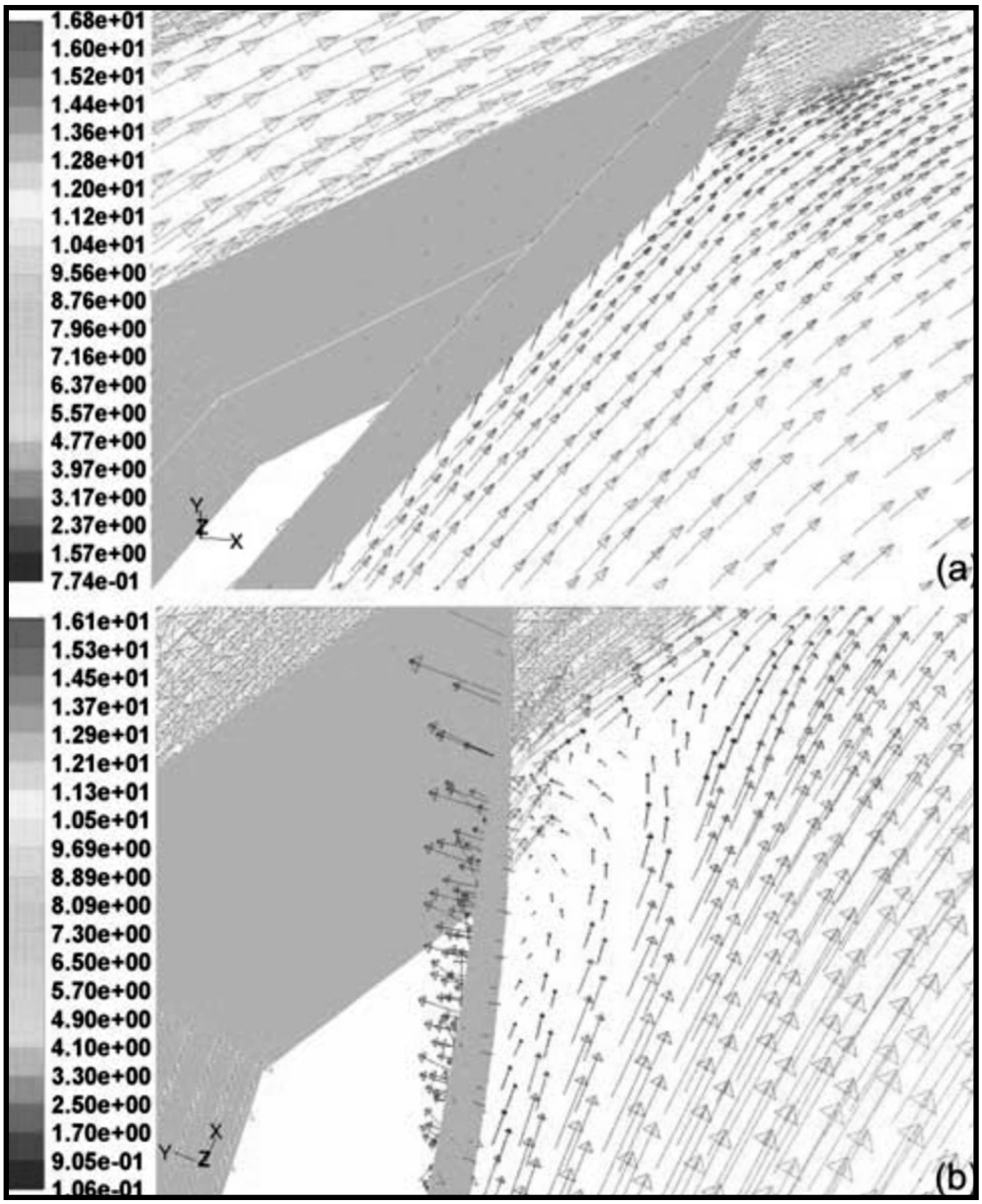
تنوع در میزان کانتورهای فشار سطوح عرضی پره ها نیز قابل توجه است. تنوع فشار مشاهده شده مستلزم اتلافات اضافی در پمپ نیست و در واقع این مطلب ایجاب می کند که هر پره می تواند فقط یک میزان مشخصی از انرژی را انتقال دهد و این مقدار مطمئناً پایین تر از حداقل از میزان تعیین شده بوسیله معادله اویلری می باشد. از لحاظ کیفی، طرح ها برای سه پروانه مورد آزمایش مشابه یکدیگر هستند. همان طوری که انتظار می رفت، تنوع بر روی مقادیر فشار استاتیکی تمرکز دارد که با افزایش میزان زاویه خروجی پره بیشتر می شود.

حداقل میزان فشار استاتیکی در پروانه ها، در لبه حمله پره ها ایجاد می شود. همچنین فشار استاتیکی پره ها در سمت مکش برای لبه پشتی پره که انتهای رژیم جریان در قسمت انتهایی محفظه حلزونی است، اتفاق می افتد. برای پره، حداقل فشار در لبه حمله پره در سمت رانش و




**شکل ۸: سرعت های مطلق (متر بر ثانیه) در ناحیه گلویی برای پروانه با زاویه خروجی ۲۰ درجه**

1. Hub
2. Shroud




**شکل ۹: سرعت های نسبی (متر بر ثانیه) در لبه حمله پره با زوایای خروجی a) ۲۰ درجه و b) ۵۰ درجه**

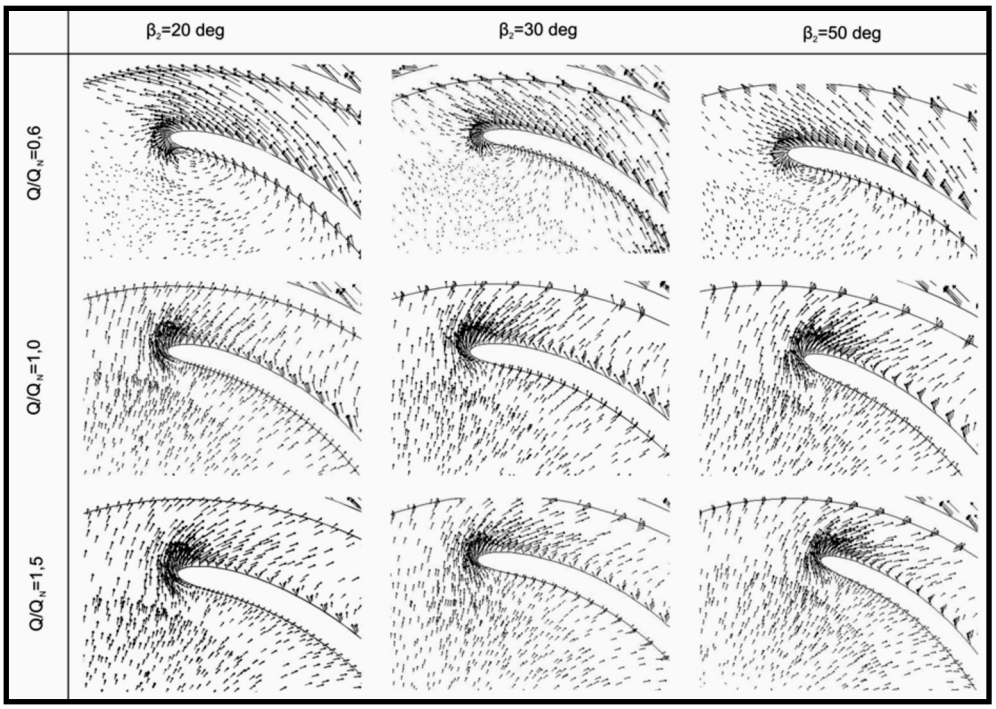
با توجه به فعالیت داخلی آن و گلویی ایجاد می شود.

دلیل دیگر برای ظهور فشار موضعی پایین در سمت فشار پره به هندسه و روش طراحی آن بستگی دارد که موجب توسعه این چنین کانتورهای فشاری می شود. از این رو حداقل فشار در آن نواحی مشاهده می شود. موقعیت مشابه برای نرخ جریان های بزرگتر یا کوچکتر از میزان اسمی برای زوایای خروجی متفاوت پره وجود دارد. در شکل ۸ جریان نزدیک گلویی برای عملیات طراحی نشان داده شده است. الگوی موقعیت نقطه ایستایی را که وسط لبه گلویی

قرار گرفته است، بررسی می کند که این نتایج با اطلاعات منتشر شده مطابقت می کند. علاوه بر این زاویه خروجی پره در الگوهای سرعت نسبی تغییر می کند. بطوریکه با افزایش $\beta_2$ ، یک ناحیه بازگردشی[1] در لبه پشتی پره همان طوری که در شکل ۹ نشان داده شده است، ایجاد می شود.

متغیر های مهم در میدان سرعت مطلق در مجرای پره برای عملکرد پروانه در طراحی اولیه نشان داده شده است.

شکل ۱۰ بردارهای سرعت مطلق در لبه حمله یک پره برای سه پروانه مطالعه شده را نشان می دهد که هر یک دارای عملکردی معین در ظرفیت اسمی یا در نزدیکی محدوده آزمایش شده دارند.

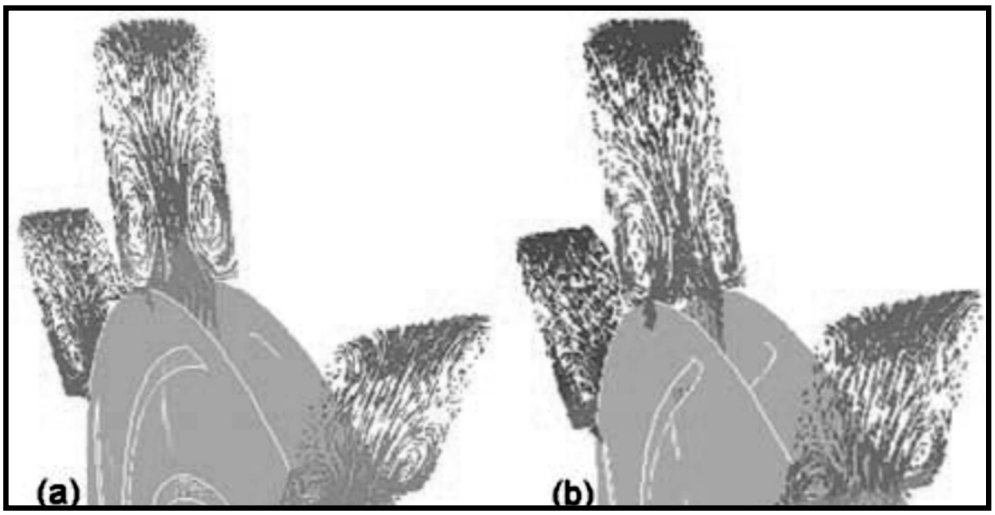



**شکل ۱۰: تصاویر الگوهای سرعت مطلق در ناحیه لبه حمله در عملیات طراحی اولیه و تکمیلی برای سه پروانه مورد مطالعه**

وقتی که حجم نرخ جریان اسمی یا بیشتر از آن است، جریان سیال به آرامی در میان مجرای پروانه جریان پیدا می کند. جهت جریان در ترکیب با انحناهای پره گردابه های ضعیفی در سمت فشار پره را نمایش می دهد. همچنین لبه حمله پایینی دلایلی را برای ظهور فشار در ناحیه پایین نشان می دهد.بالعکس، زمانیکه عملکرد پروانه در نرخ های حجمی جریان کمتر از نرخ اسمی

1. Recirculation Zone

باشد، یک منطقه بازگردشی در لبه حمله هر پره ایجاد می شود. الگوهای سرعت مطلق که در شکل ۱۰ نشان داده شده اند توزیع یکنواخت سرعت را در عرض پروانه اشاره نمی کنند. غیریکنواختی عمدتا در لبه حمله به وجود می آید و در خروجی پروانه نیز کاهش می یابد. توزیع سرعت غیریکنواخت در ورودی مجرای پره وابسته به شکل های مختلف دیواره های هاب و شرود و همچنین برای ناتوانی سیال به منظور تنظیم مسیر حرکت در هندسه ورودی تحمیل شده

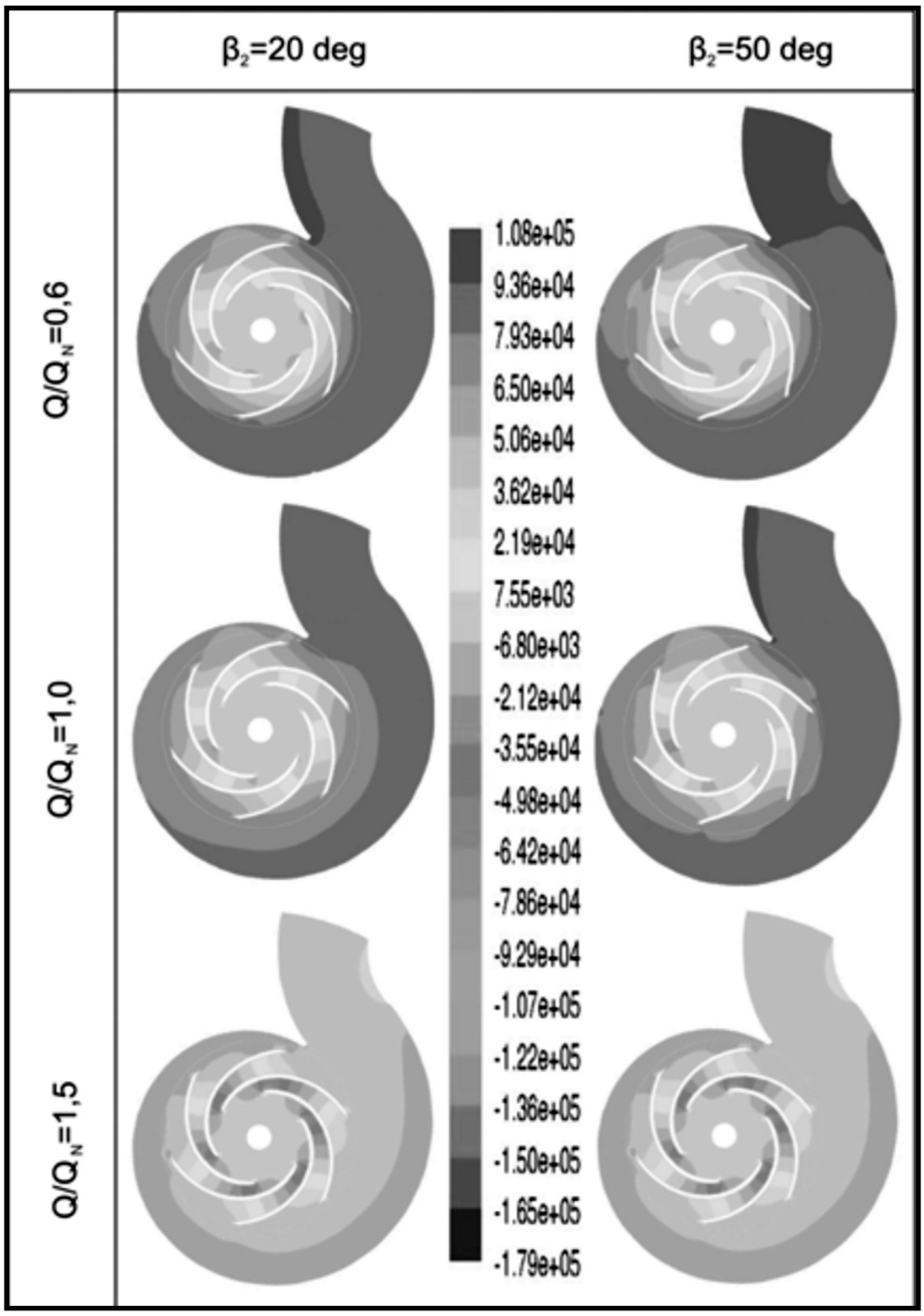



**شکل ۱۱: الگوهای جریان ثانویه در جریان اسمی در سه صفحه در طول مجرای حلزونی برای پروانه های با زاویه خروجی الف) ۲۰ درجه و ب) ۵۰ درجه**

تحلیل و بررسی شده است.

المان های سیال در داخل مسیر چرخش انحنادار سرعت های کوچکتری از المان های سیال خارج از مسیر چرخشی انحنادار دارند.این غیر یکنواختی ها در توزیع سرعت زمانی که $Q<Q_N$ باشد باعث ایجاد شدن ناحیه بازگردشی ورودی مذبور می شود.

کارهای تحقیقاتی انجام شده وجود جریان ثانویه در طول مجرای حلزونی برای تمامی پروانه ها و نرخ های حجمی جریان را نشان می دهد. شکل ۱۱ تصاویر جریان در محفظه حلزونی پمپی را که در نرخ جریان اسمی و برابر قرار داده شده و با دو پروانه مورد مطالعه کار میکند را نشان می دهد.در زمان تخلیه ، یک سری گردابه های کوچک تغییراتی جزئی را در اندازه و وضعیت




شکل ۱۲: کانتورهای فشار استاتیکی نسبی (اتمسفر) درونی پمپ آزمایشگاهی

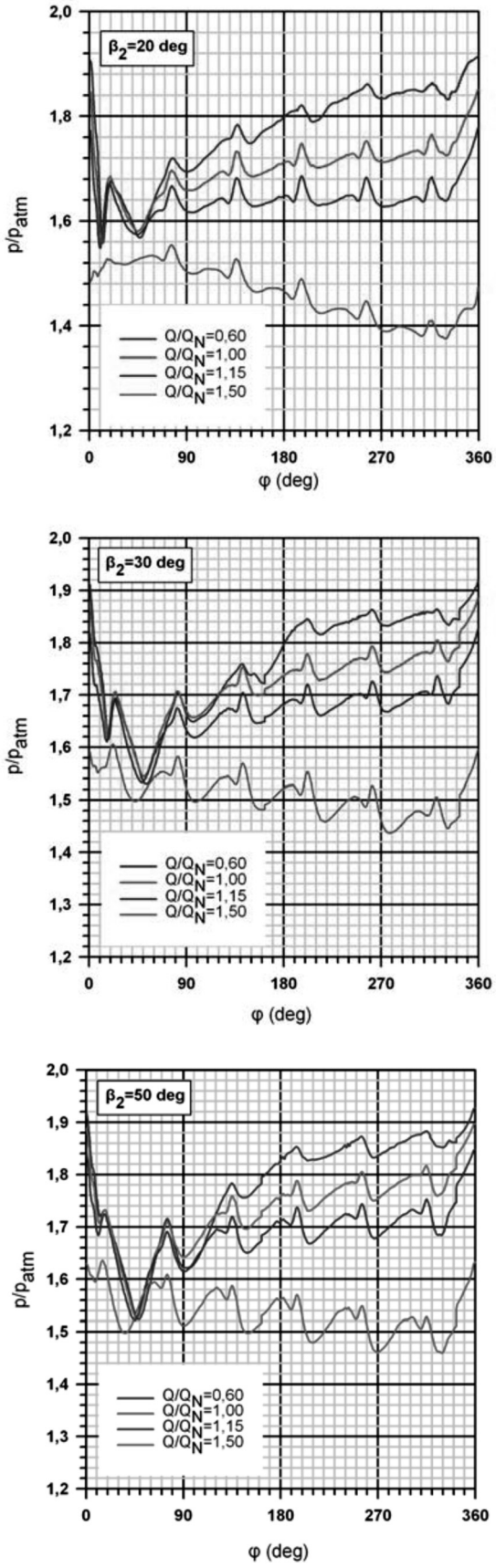
داخلی سیال، به وجود می آورد.

تنوع فشار استاتیکی درون پمپ، برای سه نرخ جریان و دو زاویه خروجی متفاوت پره در شکل ۱۲ نشان داده شده است. نیروهای فشاری به عنوان مکانیزم رانش اصلی برای ایجاد مشخصه های جریان هم در پروانه و هم در گلویی محفظه به نظر می رسد. شکل ۱۳ توزیع فشار محاسبه شده حول سه پروانه آزمایشی با چهار نرخ جریان حجمی مختلف را نشان می دهد. هر دو شکل کانتور های غیر یکنواختی فشار را در خروجی پروانه هایی که مشخصات کلی پروانه ها و بازده آنها سازگار هستند را تایید می کنند.

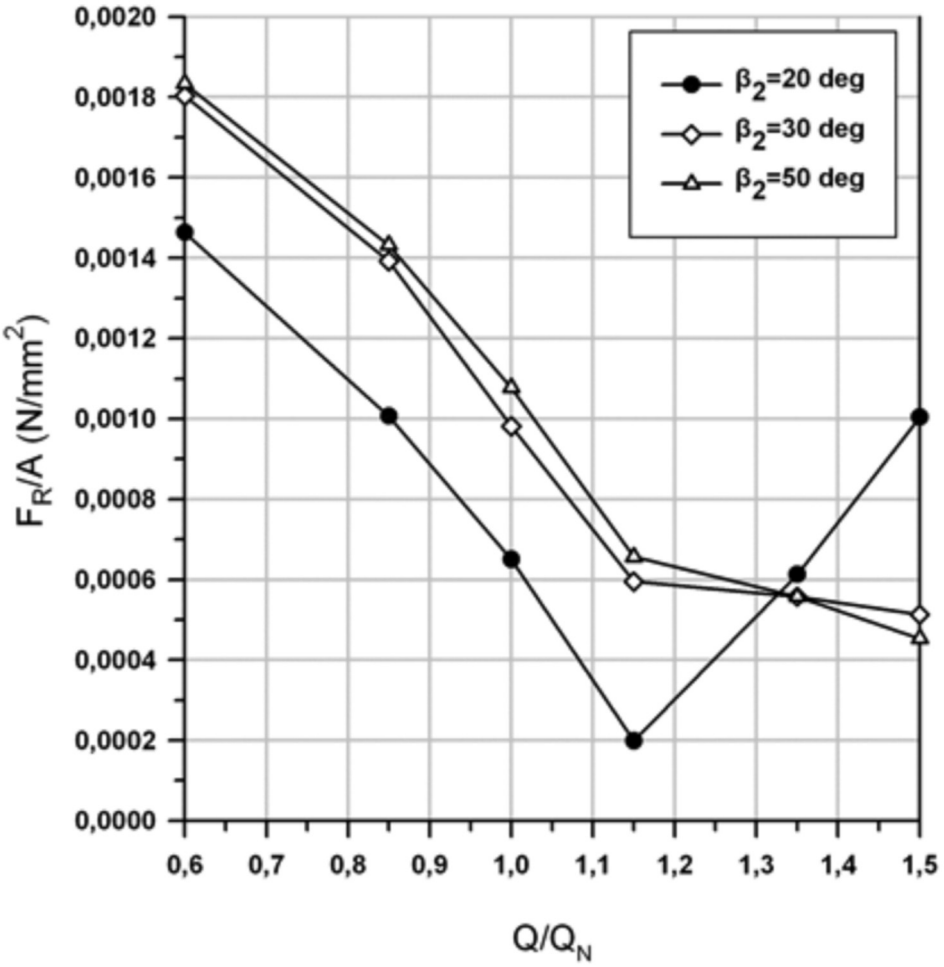
برای نرخ های جریان اسمی ، فشار مستقیما به حداقل میزان خود، در جلوی گلویی و نقطه شروع حول پروانه می رسد. بیشترین مقدار آن تنها در کنار گلویی بدست می آید. توزیع فشار به آرامی کانتور های بسیار یکنواختی در نرخ حجمی جریان اسمی را به ما ارائه می دهد. در نرخ های جریان بالاتر، گرادیان فشار از حداکثر مقدار خود در جلوی گلویی به کمترین میزان خود یعنی درپشت گلویی کاهش می یابد. در این تحلیل تاثیر گلویی در میدان فشار داخل پمپ نیز بررسی شده است.

میدان فشار استاتیکی غیر یکنواخت حول پروانه در یک نیروی شعاعی که از جمع توزیع فشار ها محاسبه شده حاصل می شود. برای این مطالعه و بررسی بر روی پروانه ها با مقادیر نرخ جریان اسمی و دورتر از آن، نیروهای شعاعی محاسبه شده با ناحیه شرود پروانه تقسیم بندی می شوند که در شکل ١٤ نشان داده شده است .

برای $\beta_2$ برابر ۲۰ درجه پروانه با گلویی حلزونی استاندارد، یک دیاگرام V شکل نیروی محوری حاصل می شود. برای نرخ های حجمی جریان نزدیک نقطه اسمی، بیشترین توزیع یکنواخت که نیروهای شعاعی کمتری را ایجاد می کنند، وجود




شکل ۱۳: توزیع فشار در پیرامون پروانه های مورد مطالعه در چهار نرخ جریان مختلف




شکل ۱٤: مقایسه نیروهای شعاعی محاسبه شده در پروانه های آزمایش شده در عملیات طراحی اولیه و تکمیلی

دارد. حداقل نیروهای شعاعی برای این مورد در نزدیکی نقطه ی بهترین بازدهی قابل قبول، محاسبه می شود. گرایش جریان های یکسان برای دو پروانه دیگر با زاویه خروجی $\beta_2$ برابر ۳۰ درجه و ۵۰ درجه مشاهده می شود. نقطه قابل توجه، انتقال حداقل نیروی شعاعی به بالاترین نرخ های جریان می باشد. انتقال از نقطه اسمی به وسیله محققان در مقالات گزارش شده است و این گزارشات نیز به وسیله آزمایشات حاصل شده اند. در واقع این حقیقت را که امکان وجود این توزیع فشار در حجم های بالای جریان (شکل ۱۳) با یکنواختی بیشتر در زاویه خروجی پره همراه است را افزایش می دهد.

هرچند ساده سازی محاسباتی هندسه پمپ در مقایسه با یک نمونه واقعی و شرایط دائمی، باید مورد بررسی قرار گیرد.

هنگامیکه $Q \approx 1.5\ Q_N$ می باشد، فشار اطراف پروانه های با زاویه خروجی $\beta_2$ برابر ۳۰ درجه و ۵۰ درجه متفاوت هستند. در زاویه پره بیش از ۳۰ درجه و نرخ های جریان بالاتر از ۱,۵، نیروی شعاعی افزایش می یابد که در مشخصه های نمودار $V$ شکل نشان داده شده است.

**نتیجه گیری:**

۱- یک پمپ آزمایشگاهی که می تواند پروانه های شعاعی با قطر یکسان را با خود وفق دهد طراحی شده است. ابتدا سه پروانه با زاویه خروجی ۲۰، ۳۰ و ۵۰ درجه طراحی شده اند که با کمک دینامیک سیالات محاسباتی، الگوهای جریان در کل پمپ و نیز راندمان آن برای نرخ های جریان در طراحی اولیه و طراحی تکمیلی پیش بینی شده است. بنا بر فرض تئوری جریان یک بعدی، این پمپ برای بهبود مشخصات اسمی دبی برابر $45m^3/h$ و هد برابر **10m** و سرعت دورانی **925rpm** طراحی شده است. دینامیک سیالات محاسباتی CFD مقدار هد را در نرخ جریان اسمی تقریبا **9m** پیش بینی کرده است.

۲- یک جابجایی عددی نسبت به نرخ جریان اسمی برای مقادیر بزرگتر و یک اختلاف صد در صد میان هد تئوری و هد عددی پیش بینی شده، وجود دارد. یک دلیل این جابجایی این است که روش طراحی Pfleiclerer از سازمان های جریان سه بعدی و فرمول های تجربی بکاربرده شده برای محاسبه اتلافات هیدرولیکی تبعیت نمی کند.

۳- افزایش نرخ جریان اسمی سبب کاهش در هد کل پمپ می شود. بنابراین اختلاف میان مقادیر تئوری و عددی می تواند بیان شود.

٤- شبیه سازی عددی به منظور پیش بینی معقول راندمان کل و مشخصات پمپ آزمایشگاهی صورت گرفته است.

۵- تأثیر زاویه خروجی پره بر راندمان به وسیله شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی متفاوت است. چنانچه زاویه خروجی پره افزایش یابد، منحنی راندمان در تمام محدوده نرخ های جریان هموارتر و مستقیم تر می شود.

٦- زمانیکه پمپ درظرفیت اسمی بوده و زاویه خروجی پره از ۲۰ به ۵۰ درجه افزایش می یابد، هد بیش از ٦ درصد بهبود پیدا می کند.

۷- افزایش هد، کاهش ٤ الی ۵ درصدی در راندمان هیدرولیکی پمپ ایجاد می شود. علاوه بر این در نرخ های جریان بالا، افزایش زاویه خروجی باعث توسعه مطلوبی در راندمان هیدرولیکی می شود.

۸- زمانیکه پمپ در حالت طراحی خام اولیه عمل می کند، درصد منحنی هد افزایش می یابد. باتوجه به افزایش زاویه خروجی، هد برای نرخ های جریان بالا، بیشتر بوده و برای نرخ های $Q/Q_N$ <۰/٦۵ کوچکتر می شود. در نرخ های جریان بالا، افزایش زاویه خروجی پره، راندمان هیدرولیکی و عملکرد پمپ را افزایش و بهبود می دهد.

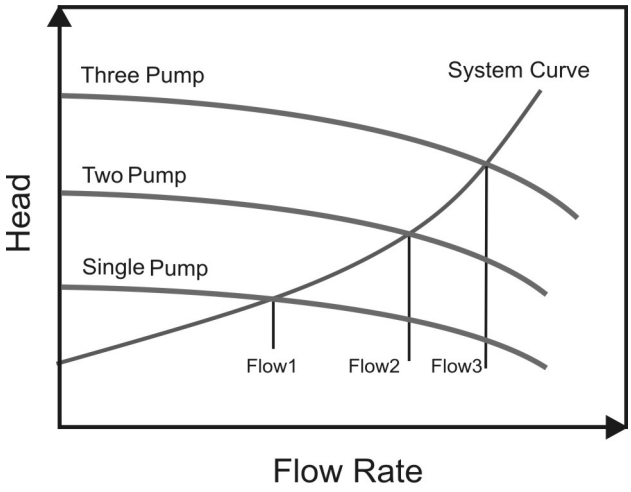
مرجع:

E.C. Bacharoudis, A.E. Filios, M.D. Mentzos and D.P. Margaris, **2008**, Parametric Study of a Centrifugal Pump Impeller by Varying the Outlet Blade Angle, The Open Mechanical Engineering Journal, Vol. **2**, pp. **75-83**.

مهندس علیرضا یزدچی
کارشناس تکنولوژی

# پمپ‌های سری
## به منظور تأمین تقاضا

(قسمت دوم)




**شکل ٤,٩: منحنی های معمول پمپ هایی که به صورت سری بسته شده اند به همراه منحنی سیستم**

### ۴,۲,۲,۴. پمپ‌هایی که به صورت سری بسته شده اند، برای تأمین تقاضا تغییر می یابند.

پمپ‌های روتودینامیک اغلب به منظور تأمین تقاضا به صورت سری نصب می شوند. این چیدمان بیشتر در مورد سیستم های با افت ارتفاع اصطکاکی بالا و ارتفاع استاتیکی پایین مناسب تر است. شکل ٤,٩، نقاط کاری یک، دو و سه پمپ در حال کار را نشان می دهد. این مسئله باید تأیید گردد که تمام نقاط کاری در ناحیه ی کاری ترجیحی موجود در اطراف بهترین راندمان پمپ، باقی می مانند.

پمپ دوم و سوم موجود در مجموعه، به طور مستمر دارای افزایش فشار مکش و فشار کاری هستند، و به منظور چنین وضعیت کاری، باید به طور سنجیده انتخاب گردند. همچنین برای تغییر پمپ راهنما ، در آرایش سیستم لوله کشی مشکل می‌باشد.

### ۴,۲,۲,۵. کنترل روشن و خاموش کردن

در این روش، جریان با روشن و خاموش کردن پمپ تغییر می یابد. داشتن مخزن ذخیره در سیستم ضروری است. به عنوان مثال: چاه فوران کننده، مخزن بالا برده شده یا مخازن تحت فشار، یک مخزن می تواند برای سیستمی که با پمپ متناوب کار می‌کند، جریان یکنواختی را تولید کند.

زمانیکه پمپ در نقطه ی کاری انتخاب شده (به احتمال قوی در نقطه کاری بهینه) کار می کند و زمانی که خاموش است، هیچ مصرف انرژی ای ندارد. اگر جریان متناوب باشد عمل استارت/استاپ با توجه به توانایی مخزن که مورد قبول می‌باشد، شیوه ای مؤثر برای کاهش مصرف انرژی به حساب می آید. هم چنین ممکن است این روش، به منظور بهره گیری از تعرفه ی انرژی ای که از نقطه پیک دورتر شود، مورد استفاده قرار گیرد، یعنی مرتب سازی ساعات راه اندازی در طی دوره های زمانی با تعرفه ی کم.

به منظور کم کردن مصرف انرژی در کنترل استارت/ استاپ، بهتر است به اندازه ی کمترین میزان جریانی که فرآیند اجازه می‌دهد، عمل پمپاژ انجام گیرد. این مسئله، افت اصطکاک در لوله، کم می‌کند و همچنین می توان پمپ‌های کوچک را هم نصب کرد. به عنوان مثال، در سیستمی که در آن اصطکاک وجود دارد، انجام عملیات پمپاژ برای دومین بار، به اندازه ی نصف میزان جریان، می تواند مصرف انرژی را به یک چهارم کاهش دهد.

عملیات استارت/ استاپ باعث اعمال بار اضافی بر اجزای انتقال قدرت و افزایش گرمای موتور می شود. تکرار دوره ای استارت/استاپ بای در محدوده‌ی توانایی پمپ و موتور انجام گیرد و توسط اینرسی بار، قدرت و سرعت پمپ و کیفیت توان ذخیره شده، محدود گردد.

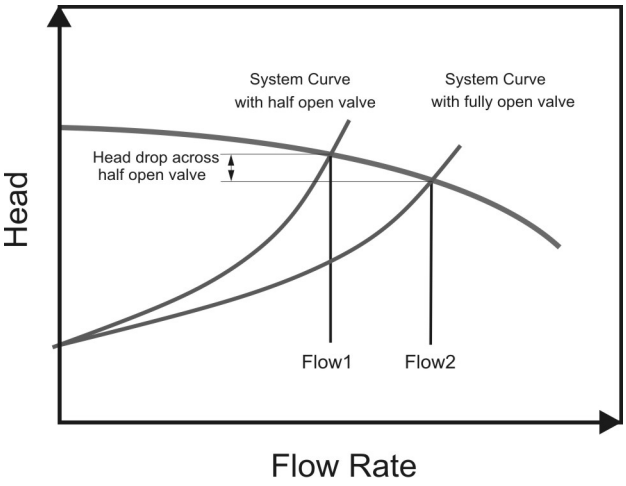
### ۴,۲,۲,۶. شیر کنترل جریان

با این روش کنترل، پمپ به طور مداوم کار می‌کند و شیر موجود در خط تخلیه ی پمپ برای تنظیم کردن جریان به مقدار مورد نیاز، باز یا بسته می شود.

برای دانستن اینکه میزان جریان چگونه کنترل می شود، شکل ٤,١٠ را مشاهده کنید. اگر شیر به طور کامل باز شود، پمپ با جریان (١) کار می‌کند. زمانی که شیر در وضعیت نیمه باز باشد، افت اصطکاکی اضافی را به سیستم وارد می‌کند. منحنی سیستم جدید، منحنی پمپ با جریان دوم را که در نقطه ی کاری جدید است، قطع می‌کند. تفاوت ارتفاع بین دو منحنی در جریان دوم، افت فشار در سرتاسر شیر است.

شیر کنترلی که حتی ١٠ درصد آن در زمان بیشترین جریان

بسته باشد، روشی معمول است. در نتیجه، انرژی با غلبه بر مقاومت شیر در تمام حالات جریان، به هدر می رود.




**شکل ٤,١٠: کنترل جریان پمپ از طریق تغییر مقاومت سیستمی که از شیر استفاده می کند.**

در میزان جریان کمتر، توان جذب شده ی پمپ، کاهش جزئی می یابد (شکل ٤,٢ را مشاهده کنید) اما جریانی که با کاهش ارتفاع در سرتاسر شیر، افزایش یافته باشد، یک نوع انرژی هدر رفته است. همچنین باید دقت کرد، تا زمانی که پمپ در دامنه ی کاری اش قادر به کار باشد، می تواند تغییرات را با نقطه ی کاری اش منطبق سازد. در غیر این صورت مجبور به راه اندازی در بالاترین قسمت منحنی که راندمان پایین دارد و قابلیت آن پایین است، می شود.

هزینه ی تعمیر شیر کنترل، مخصوصاً در مایعات دارای ذرات ساینده و خورنده، می تواند بالا باشد. در نتیجه هزینه ی طول عمر این روش کنترل، که به طور وسیع مورد استفاده قرار گرفته، می تواند به طرز شگفت آوری بالا باشد.

### ۴,۲,۲,۷ کنترل لوله های فرعی

در این روش، پمپ به طور مداوم در هنگام حداکثر تقاضای کار، با یک خط فرعی مستحکم متصل به خروجی، کار می‌کند. زمانی که جریان کمتری مورد نیاز است، مایع اضافه از طریق لوله های فرعی به منبع ذخیره برمی گردد. شکل جایگزین، ممکن است حاوی یک مخزن برای تأمین تقاضای متغییر باشد، که این مخزن توسط پمپی با کارکرد دایمی که با بالاترین میزان جریان کار می‌کند، پر نگهداشته می شود، اغلب مواقع، مخزن سرریز می شود و جریان به سمت مکش پمپ برمی گردد. انرژی کارآمد این کار، کمتر از شیر کنترل می‌باشد، چون با کاهش تقاضا، هیچ کاهشی در مصرف توان به وجود نمی آید. خط لوله ی کوچک فرعی که بعضاً برای جلوگیری از کارکرد پمپ یا شیر فلکه بسته نصب می شود وسیله ای برای کنترل جریان نیست، بلکه برای ایمنی عملیات پمپ مورد نیاز می باشند.

### ۴,۳. پمپ‌های جابجایی مثبت

پمپ‌های جابجایی مثبت را می توان در دو گروه اصلی چرخشی و رفت و برگشتی، طبقه بندی کرد.

پمپ‌های چرخشی معمولاً تا فشار ۲۵ بار کار می کنند. این پمپ ها با کار روتورهای چرخشی، پیچ ها، قطعات، دنده ها، ذرات رسوبی و غیره که داخل محفظه محکمی قرار دارند، مایع را از قسمت مکش به قسمت رانش انتقال می دهند. پمپ‌های چرخشی برای انجام عملیات، معمولاً نیازی به شیر یک طرفه یا شیر کنترل ندارند.

پمپ‌های رفت و برگشتی معمولاً تافشار ۵۰۰ بار کار می کنند. این پمپ ها، با تغییر دادن حجم داخلی، مایع را تخلیه می کنند. پمپ‌های رفت و برگشتی معمولاً به شیرهای یک طرفه یا شیرهای کنترل در سمت مکش یا رانش نیاز دارند، که مکمل ساختار پمپ هستند.

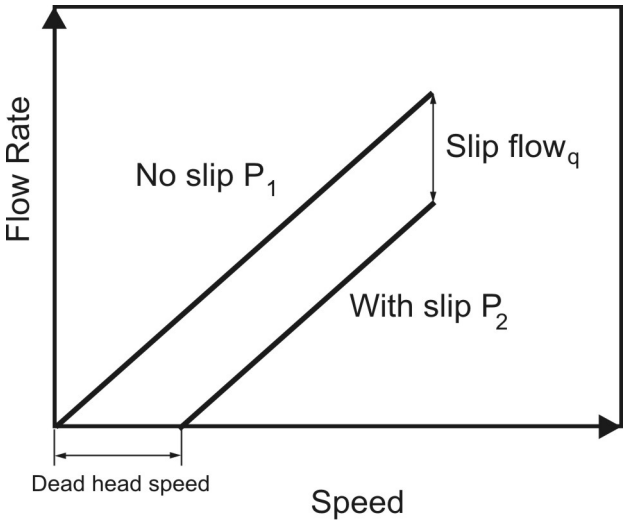
به طور کلی مقدار جریان پمپ‌های جابجایی مثبت، مستقیماً بستگی به سرعت دارد. یعنی مقدار جریان با تنظیم جریان توسط تغییر سرعت ایجاد می گردد.

## ۴,۳,۱. پمپ‌های جابجایی مثبت چرخشی

### ۴,۳,۱,۱. مقدار جریان، فشار و سرعت

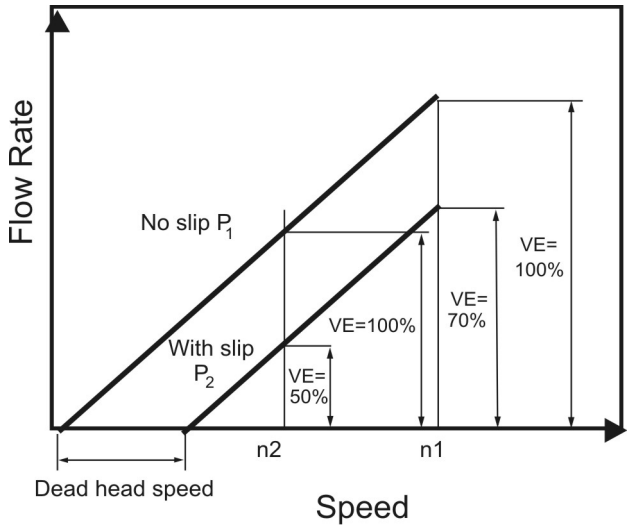
رابطه ی بین مقدار جریان، فشار و سرعت بسته به نوع پمپ و لزجت سیال مورد پمپاژ تغییر می یابد. در پمپ‌هایی که به سمت میزان جریان با افزایش فشار، تمایل می یابند،

این اختلاف میزان جریان به عنوان « جریان لغزشی» نامیده می شود. شکل ٤,١١ را مشاهده کنید. در پمپ‌های جابجایی مثبت چرخشی دارای کمترین جریان لغزشی، اگر سیستم به اشتباه انتخاب شده باشد یا شیر تخلیه بسته یا حتی نیمه بسته باشد، می تواند فشار بسیار بالا، حتی خطرناکی ایجاد کند. این مسئله به این دلیل اتفاق می افتد که ویژگی این نوع پمپ، جریان ثابت است که باعث می شود فشار افزایش یابد و به جریان موجود در باریک ترین مانع، نیرو وارد کند. اگر بتوان با بالابردن فشار از$P_1$ به $P_2$ ، جریان رانش را با اطمینان به سمت صفر کاهش داد، در این صورت این جریان به عنوان «حرارت مرده» نامیده می شود.




شکل ٤,١١: جریان لغزشی

در مثال خاصی که در شکل ٤,١٢ نشان داده شده است، با توجه به تأثیر تغییرات سرعت بر راندمان حجمی، می توان نشان داد که با کاهش سرعت از $n_1$ به $n_2$ ، در حالی که فشار $P_2$ به صورت ثابت نگه داشته شده است، راندمان حجمی از ٧٠٪ به ٥٠٪ کاهش می یابد.




شکل ٤,١٢: راندمان حجمی

راندمان حجمی، نسبت حجم تحویلی به حجم جابه جا شده است. زمانی که لغزشی وجود نداشته باشد، راندمان حجمی ١٠٠ درصد می‌باشد و میزان جریان برعکس روابط سرعت، همراستا با خط بدون لغزش جریان است.

بر خلاف پمپ‌های روتودینامیک ، میزان جریان پمپ‌های جابجایی مثبت را نمی توان با تغییر مقاومت سیستم (مثلاً با بستن شیر)، کنترل کرد. این روش هم بی نتیجه است و هم خطرناک چون این پمپ ها، در چنین شرایطی، پتانسیل تولید فشار بسیار بالا را دارند.

### ۴,۳,۱,۲. عملیات مکش

در روش مشابهی که در بخش ٤,٢,١,٣. توضیح داده شد، پمپ جابجایی مثبت، به مایع ورودی نیاز دارد تا محدوده‌ی فشار، در قسمت بالای فشار بخار مایع، از حفره زایی در کانال‌های مکش یا محفظه پمپاژ جلوگیری می نماید. در پمپ‌های جابجایی مثبت چرخشی، فشار مورد نیاز در ورودی به عنوان NPSHR (ارتفاع مکش مثبت خالص مورد نیاز) نامیده می شود. ویژگی‌های NPSHR از طریق شکل هندسی و ساختار طرح، با توانایی ناچیز برای تغییر، بدون اصلاح زیاد، تأمین می گردد.

وقتی که پمپ شروع به کار می‌کند، حفره‌های موجود بر روی پمپ جابجایی مثبت، بازو بسته می شوند و مایع باید

با سرعت بالایی در مکش پمپ، جریان یابد تا حفره‌ها را به طور کامل پر کند. اگر حفره‌ها با مایع پر نشوند، در این صورت فضای خالی و حفره زایی ایجاد خواهد شد و باعث افت جریان و عملکرد فشار خواهد شد. اگر سرعت افزایش یابد، فرآیند پر شدن، مشکل سازتر خواهد شد و با محدود کردن سرعت بالا به وسیله ی مایعات لزج، نتیجه شدیدتر خواهد شد.

### ۴,۳,۱,۳. سرعت و گشتاور

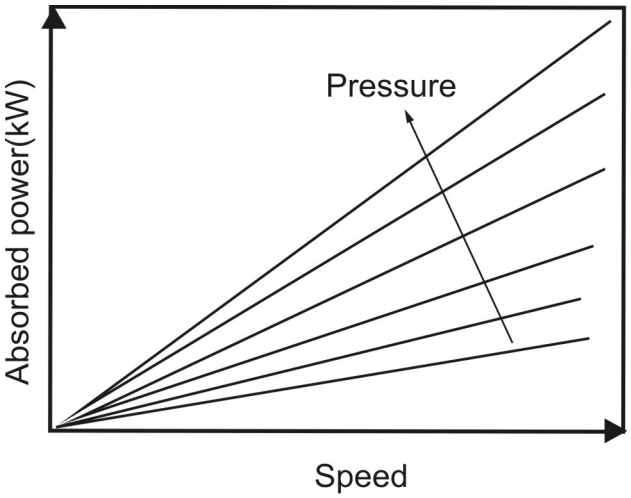
پمپ‌های جابجایی مثبت چرخشی، در مقایسه با پمپ‌های روتودینامیک، ویژگی گشتاور ثابتی دارند ولی این گشتاور مورد نیاز، در پمپ‌های روتودینامیک متناسب با توان دوم سرعت می‌باشد.

اگر چه گشتاور مورد نیاز برای راه اندازی پمپ جابجایی مثبت، مستقیماً متناسب با اختلاف فشار و کاملاً مستقل از سرعت می‌باشد، اما گشتاور مورد نیاز برای راه اندازی پمپ در سرتاسر دامنه ی سرعت، بسته به اصول اجرایی پمپ، مواد ساختاری، لقی قطعات راه اندازی و میزان لزجت مایع، ممکن است تغییر یابد.

برخی گونه های پمپ جابجایی مثبت چرخشی، گشتاور راه اندازی بالایی دارند. این مسئله در اثر اصطکاک راه اندازی، یعنی جایی که مایع پمپ شده، برای روغن کاری اجزای مکانیکی در حال کار، لازم است، ناشی می شود. یا زمانی اتفاق می افتد که پمپ از اجزای پمپاژ ارتجاعی که پسماند را نشان می دهد، استفاده کند. گشتاور راه اندازی می تواند به طرز چشم گیری بیشتر از گشتاور راه اندازی معمول باشد و می تواند یک فاکتور مهم در آزمایش راه اندازی باشد. (به قسمت ۸,۳,۱ رجوع شود). برای دریافت اطلاعات بیشتر، علاوه بر مطالب گفته شده، باید با تولید کنندگان پمپ مشورت داشت.

### ۴,۳,۱,۴ سرعت و توان جذب شده

منحنی های توان جذب شده ی معمول، به طور خطی با منحنی های فشار و سرعت متفاوت است. نمونه های آن در شکل ٤,۱۳ نشان داده شده است. در شکل لزجت ثابت فرض شده است. افزایش لزجت باعث افزایش توان جذب شده خواهد شد. مجدداً در این مورد نیز باید با تولید کنندگان پمپ مشورت داشت.




شکل ٤,۱۳: منحنی های توان معمول

## ۴,۳,۲. پمپ‌های جابجایی مثبت رفت و برگشتی

### ۴,۳,۲,۱. اصول

پمپ‌های رفت و برگشتی عموماً می توانند به دو دسته ی پیستون، پیستون شناور یا دیافراگمی طبقه بندی شوند که می توانند حجم معینی از مایع را بین شیر و ورودی و شیر خروجی جابجا کنند.

حرکت چرخشی محرک، مانند موتور الکتریکی، توسط میل لنگ، میل بادامک به حرکت رفت و برگشتی تبدیل می شود.

پمپ می تواند مجموعه ای از اجزای پمپاژ را داشته باشد، به عنوان مثال: بین یک تا هفت پیستون شناور.

ساده ترین شکل، یک پیستون واحدی است که با عنوان تک سیلندر یا پمپ یک طرفه شناخته شده است.

در پمپ‌های جابجایی مثبت رفت و برگشتی، وسایل ورودی، به وسیله ی فشار ورودی مثبت ( NPIP) بهتر از NPSH توضیح داده می شود.

### ۴,۳,۲,۱,۱. پمپ یک طرفه

در پمپ‌های یک طرفه در مقایسه با پمپ‌های روتودینامیک، اجزای بیشتری وجود دارد. مانند: محفظه ی لنگ و محفظه، میل لنگ به همراه یاتاقان ها و سیل ها، میل اتصال دهنده، میله ی متصل به پیستون، پیستون شناور، سیل ها و سر سیلندر پمپ با شیرهای ورودی و تخلیه ی مونتاژ شده است.

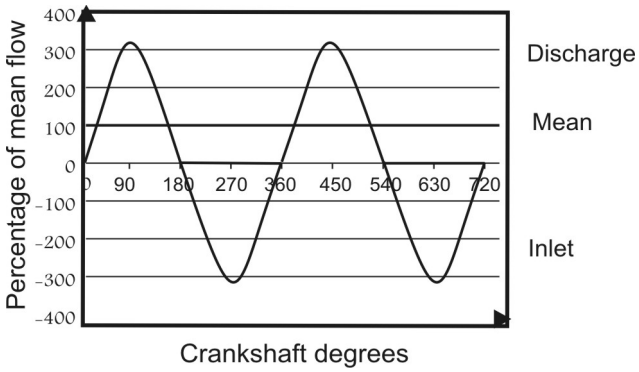
شکل ٤,١٤: جابجایی پیستون شناور را به وسیله چرخش میل لنگ نشان می دهد.

جریان از صفر درجه، نقطه ی مرگ پایین تا ۱۸۰ درجه نقطه ی مرگ بالا وجود دارد. ناحیه ی زیر منحنی حجم کلی جابجا شده را نشان می دهد. هم چنین محور Y چگونگی تغییرات میزان جریان به وسیله ی چرخش میل لنگ را نمایان می سازد. بین ۱۸۰ درجه و ۳٦۰ درجه، پر شدن سیلندر انجام می گیرد، اما جریان تخلیه وجود ندارد. خروجی مجموعه ای از منحنی های سینوسی می‌باشد.

در آغاز منحنی، به دلیل وجود لقی بین میله ی اتصال دهنده و میل لنگ، وقفه ی کوتاهی وجود خواهد داشت. همچنین با افزایش فشار در سیلندر و با غلبه بر اینرسی شیر، وقفه ای در باز شدن شیر تخلیه نیز وجود خواهد داشت. به دلیل وجود لقی مکانیکی، تأثیر مشابه را در انتهای منحنی خواهیم داشت، هم چنین اختلاف فشار در سراسر شیر ورودی ایجاد خواهد شد و بر اینرسی شیر غلبه خواهد شد.

میزان جریان Q، عملکردی از زمان Q(t) می‌باشد و از صفر درصد به ۳۱۵ درصد از جریان میانگین، در یک چهارم گردش افزایش می یابد. در یک چهارم گردش بعدی، عمل پمپاژ ادامه می یابد، اما میزان جریان از ۳۱۵ درصد میانگین به صفر درصد می رسد.

در نیمه ی دوم گردش، هیچ عمل پمپاژی صورت نمی گیرد و طی این زمان، سیلندر دوباره پر می شود. فشار نیز معمولاً با زمان تغییر می یابد، زیرا میزان جریان بسیار نامنظم می‌باشد. حتی اگر پمپ با فشار ثابت کار کند، گشتاور مورد نیاز محرک، نوسانات بالایی تا ۳۱۵ درصد از میانگین را دارد و در راستای همان پروفیلی است که میزان جریان در شکل ٤,١٤ در همان راستا می‌باشد.

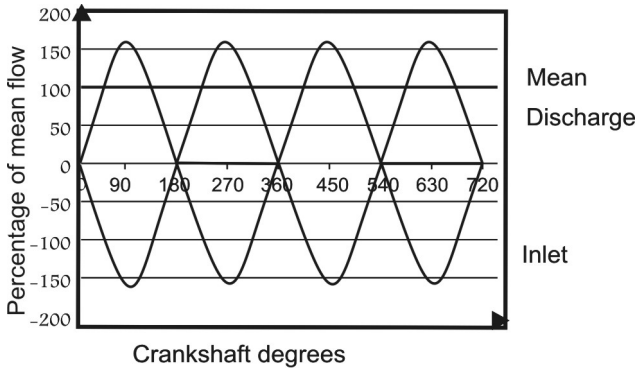



شکل ٤,١٤: ویژگی خروجی پمپ تک سیلندر

### ۴,۳,۲,۱,۲. پمپ دو طرفه

با اضافه نمودن مجموعه ای از قطعات دیگر مانند: میله ی اتصال دهنده، میله ی متصل به پیستون، پیستون شناور و سیل، شیرهای ورودی و خروجی مونتاژ شده، باعث ایجاد پمپ دو سیلندری یا دو طرفه می شود. پیستون شناور دوم، با ۱۸۰ درجه فاصله از پیستون اولی قرار می گیرد. این مسئله باعث ایجاد پیشرفت در این نوع پمپ، نسبت به پمپ یک طرفه می شود، اما هنوز تغییرات وسیعی در میزان جریان و گشتاور باقی می ماند، شکل ٤,١٥ مشاهده شود.

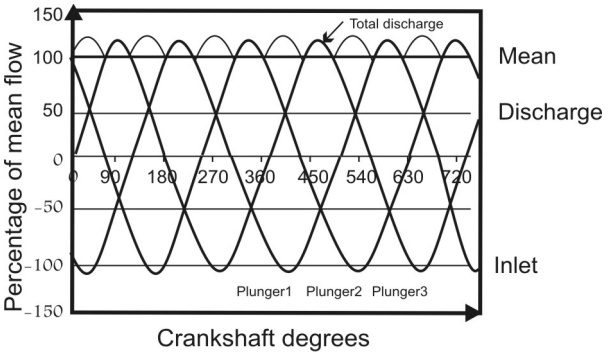
نوسانات از صفر درصد حرکت می‌کند اما تنها به ۱۵۷ درصد از میانگین می رسد. فرکانس هرتز ٦٠/ ( دقیقه/دور) × ۲ می‌باشد.




شکل ٤,١٥: ویژگی خروجی پمپ دو سیلندر

### ۴,۳,۲,۱,۳. پمپ سه طرفه

افزودن سومین مجموعه ی قطعات، تفاوت چشم گیری ایجاد می‌کند زیرا برای ⅔ کورس، دو پیستون شناور که هم زمان تخلیه می شوند، و برای ⅓ باقیمانده، یک پیستون نزدیک بالاترین میزان خروجی قراردارد. هر سه خروجی به همدیگر اضافه می شوند تا شکل موجی یکنواخت ایجاد کنند. در شکل ٤,١٦ نشان داده شده است. اگر چه این مسئله یک تئوری است، اما یک سیستم پمپی که خوب طراحی شده باشد، می تواند این شکل موجی را با یکنواختی کمتری نشان دهد.




شکل ٤,١٦: ویژگی جریان پمپ سه سیلندر

## ۴,۳,۲,۲. انواع پمپ‌های رفت و برگشتی

### ۴,۳,۲,۲,۱. پمپ پیستونی رفت و برگشتی با ظرفیت بالا

پمپ پیستونی رفت و برگشتی با ظرفیت بالا با پمپ پیستونی در این مورد متفاوت می‌باشد که در پمپ پیستونی رفت و برگشتی با ظرفیت بالا، پیستون شناور با آببند ثابت به سمت عقب حرکت می‌کند، اما در پمپ پیستونی، پیستون آب بند را با خود حرکت می دهد. در پمپ‌های پیستونی رفت و برگشتی مدرن و خوب طراحی شده، نشتی جزئی از سیل ها و شیرها عبور می‌کند که راندمان حجمی بسیار بالایی را ایجاد می‌کند و هم چنین راندمان کلی (حجمی × مکانیکی) در پمپ‌های سه طرفه از ۹۰ درصد تجاوز می‌کند.

### ۴,۳,۲,۲,۲. پمپ پیستونی

پمپ‌های پیستونی، همان راندمان مشابه پمپ‌های پیستونی رفت و برگشتی با ظرفیت بالا را دارند، اما تا فشار ۱۰۰ بار محدود می باشند. این مسایل به دلیل مشکلات مربوط به نگهداری سیل متحرک می‌باشد.

### ۴,۳,۲,۲,۳. پمپ دیافراگمی

در قسمتی که دیافراگم توسط فشار هیدرولیکی تولید شده بوسیله ی پیستون بدون سیل، جابجا می شود. دیافراگم به طور یکنواخت بارگذاری و نگهداری می شود. این مسئله باعث افزایش عمر دیافراگم می شود. مقدار نشتی که از پیستون هیدرولیکی عبور می‌کند، باعث کاهش راندمان می شود. دقیقاً به همان روش مشابهی که باعث کاهش جریان لغزشی در پمپ‌های چرخشی می گردد.

هنگامی که دیافراگم از لحاظ مکانیکی فعالیت می‌کند، جابجایی دیافراگم کارآیی کمی دارد.

### ۴,۳,۲,۳. تأثیر تغییرات سرعت بر پمپ‌های پیستونی و پمپ‌های پیستونی رفت و برگشتی با ظرفیت بالا

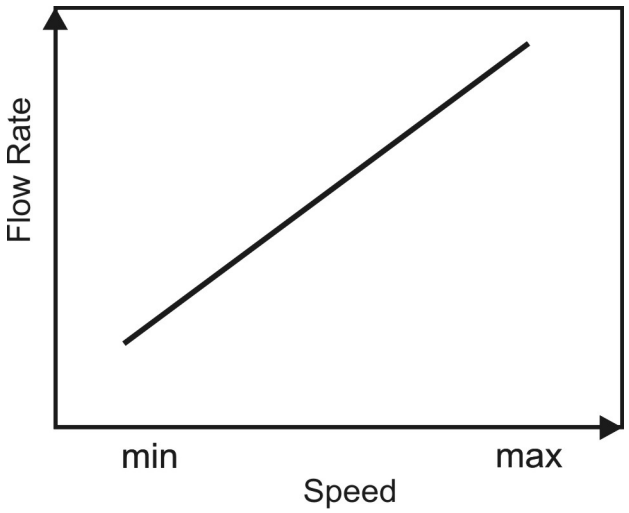
این پمپ ها در هر کورس، حجم معینی از مایع را جابجا می کنند و تولید کننده ی جریان می باشند که با دو برابر کردن سرعت، جریان نیز دو برابر می شود. تأثیر ثانوی محدود کردن جریان، عملکرد فشار می‌باشد که در مسیر آب پمپ اتفاق می افتد. پمپ باید بر این جریان مثبت در برابر مانع، نیرو وارد کند.

پمپ بالاترین میزان جریان را دارد (دقیقه/دور)، که ممکن است توسط یکی از این عوامل، محدود گردد: اندازه ی شیرها، سرعت محدود برای عمر یاتاقانها یا بار اینرسی موجود بر دیگر قطعات.پمپ این میزان جریان را برای پیشگیری از فشار برگشتی ارسال خواهد کرد. بالاترین میزان فشار، توسط قدرت قطعات تعیین می گردد.

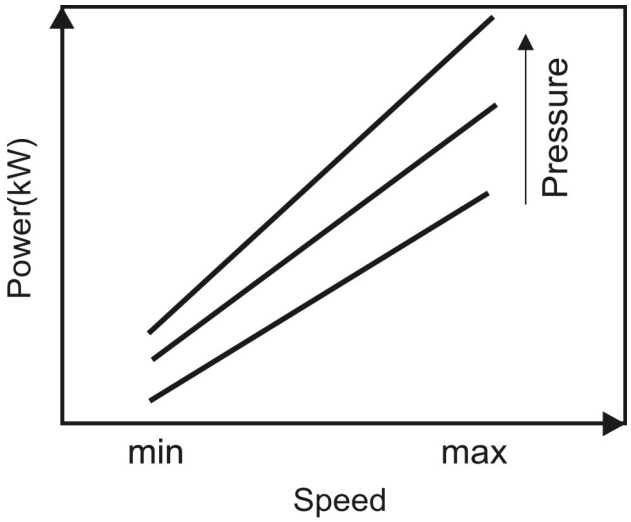
معمولاً یک طرح، شامل قطعات متناسب با جریان و فشار، در بالاترین نقطه ی کاری می‌باشد. این مسئله در یک پمپ پیستونی با نشتی آزاد، با بالاترین میزان راندمان مطابقت دارد. در مایعاتی که عملاً تحت فشار نیستند، راندمان بدون توجه

به فشار باقی می ماند. اما در مایعات تحت فشار، راندمان با افزایش فشار، کاهش می یابد.

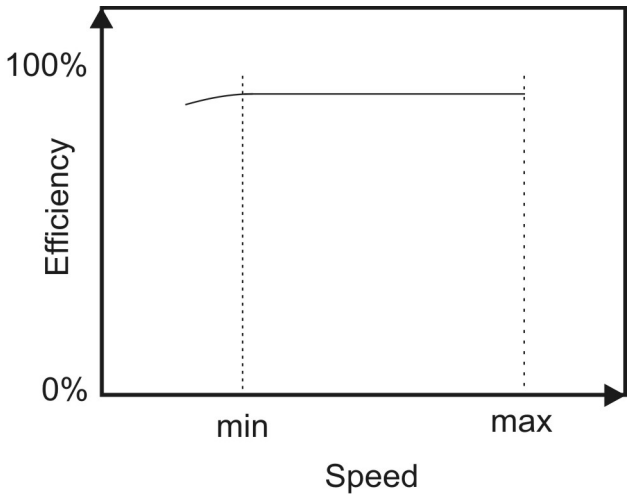
در طرح های قدیمی که از جریان لغزشی برای روان کاری آب بندها استفاده می شد. بالاترین میزان راندمان می تواند در پایین ترین فشار رخ دهد. زمانی که پمپ به آرامی با فشار کم کار می‌کند، افت انرژی مکانیکی می تواند نسبت بالایی از کل انرژی جذب شده باشد. زمانی که سرعت کاهش می یابد، کاهش راندمان پمپ، بسیار کم می شود. تا جایی که پس از کاهش سریع راندمان، پمپ به سرعت ماکزیمم می رسد. نمودار عملکرد معمولی پمپ‌های پیستونی رفت و برگشتی با ظرفیت بالا، بدون اعمال فشار در شکل های ٤,١٧ و ٤,١٨ نشان داده شده است.




شکل ٤,١٧: میزان جریان در مقابل سرعت در یک پمپ پیستونی رفت و برگشتی




شکل ٤,١٨: توان در مقابل سرعت در یک پمپ پیستونی رفت و برگشتی با ظرفیت بالا




شکل ٤,١٩: راندمان معمول برای یک پمپ پیستونی رفت و برگشتی با ظرفیت بالا را نشان می دهد

### ۴,۳,۲,۴. تأثیر تغییرات سرعت بر پمپ‌های دیافراگمی

منحنی عملکرد پمپ های دیافراگمی شبیه پمپ های جابجایی مثبت چرخشی می‌باشد. به دلیل جریان لغزشی هیدرولیکی یا تغییر شکل دیافراگم مکانیکی، میزان جریان نیز عملکردی از فشار می‌باشد که به نسبت (دقیقه/دور) کم می شود. بنابراین راندمان با افزایش فشار، کاهش می یابد.

### ۴,۳,۳. کاربرد سرعت متغییر در پمپ‌های جابجایی مثبت

مسدود کردن خروجی در پمپ‌های جابجایی مثبت، میزان جریان پمپ را کاهش نمی دهد، بلکه تنها باعث افزایش فشار می شود، که روش خطرناکی است.

جهت کنترل میزان جریان، سرعت پمپ باید تغییر کند یا برخی جریان ها باید انتقال یابند. به منظور ایجاد یک تغییر دایمی غیر قابل تکرار، یک محرک منظم تغییر یافته می تواند مورد استفاده قرار گیرد، (به عنوان مثال پولی در اندازه های متفاوت). برای کاربرد بیشتر، باید بر میزان جریان، تغییرات جزیی انجام گیرد. در طول این مدت، فشار ثابت نگه داشته می شود و به وسیله ی شیر تنظیم کننده ی فشار، نتیجه بهتر حاصل خواهد شد.

چنین شیری، برای حفظ فشار ثابت سیستم، مقداری مایع را به محل اولیه می ریزد. این مسئله می تواند، مقداری از سایش را در هر وسیله ی محدود کننده، جبران کند. استفاده از چنین شیری برای سر ریز حجم زیادی از مایع، بسیار کم بازده خواهد بود و باعث افت آشکار انرژی هایی مانند گرما و صدا خواهد شد.

در عملی که میزان جریان نیاز به تغییر بر پایه ی منظمی دارد، انتخاب محرکی که سرعت متغییر دارد، ترجیح داده می شود. این بازده ترین روش کنترل جریان است و هیچ میزانی از انرژی ورودی محور را هدر نمی دهد. موتور در سرعت های پایین، کم بازده تر خواهد شد، منحنی گشتاورنامی/ ۱۰۰ درصد گشتاور در شکل ٦,٤. (نشریه شماره ٤ ص ٤١)

در پمپ روتودینامیک، به منظور صرفه جویی بسیار در انرژی و حرکت دادن نقطه ی کاری به سمت میزان جریان کمتر، تنها لازم است سرعت را تا میزان ۲:۱ تغییر داد. این مسئله، در نتیجه ی قانون تشابه موجود در بخش ٤,۲,۱,۱. می‌باشد که در آن ارتفاع با توان دوم سرعت و توان با توان سوم سرعت کاهش می یابد. به بخش ٤,۲,۲,۲. رجوع شود.

در پمپ جابجایی مثبت، میزان جریان متناسب با سرعت می‌باشد، اما فشار می تواند کاملاً مستقل از سرعت باشد. زمانی که پمپ با اندازه ی مشخصی تولید می شود، کاهش جریان، فشار را با رابطه ی به توان دو رسیده کاهش می دهد، مقدار جریان ۵۰ درصد منجر به فشار ۲۵ درصد می شود. زمانی که پمپ در فشار ثابت مورد استفاده قرار می گیرد، به عنوان مثال با وارد شدن به لوله ی اصلی فشار، فشار ثابت می ماند. در نتیجه زمانی که سرعت کاهش یابد، صرفه جویی انرژی و توان، به طور خطی کاهش می یابد. این مسئله می تواند لازمه ای برای راه اندازی پمپ‌های جابجایی مثبت در سرتاسر دامنه ی وسیع سرعت تا میزان ۱۰:۱ باشد.

این دامنه ی وسیع سرعت و ویژگی‌های پمپ جابجایی مثبت بر پمپ و محرک اثر می گذارد.

ـ در سرعت های پایین، ممکن است روغن کاری در محفظه لنگ، کافی نباشد.

ـ سرعت راه اندازی بالا یا پایین، با توجه به روش یا نوع روغن کاری و خنک کاری، نیازمند بررسی خاصی است.

ـ ممکن است موتور در سرعت های پایین به اندازه ی کافی خنک نشود، در این صورت با در نظر گرفتن پروانه ی خنک کننده ای که به طور جداگانه کار کند، لازم می‌باشد.

ـ میزان جریان ممکن است تا حدی ضعیف باشد که شیر به مقدار کم باز شود و نتواند نیروهای مختلف را تحمل کند و شیر دچار لرزش شود.

ـ انرژی اینرسی محرک منظم کمتر از مقداری می شود که بتواند گشتاور موج را هموار سازد و موتور شروع به حرکت کردن می‌کند. استفاده از موتور در حال کار با سرعت بالا، با کاهش نسبی محرک منظم بزرگ تر یا پولی جبران کننده، می تواند راه حل های اختیاری باشد.

ـ در مرحله ی طراحی سیستم، ویژگی گشتاور دایم و تأثیرات گشتاور سرعت پایین، باید مدنظر قرار گیرد.

ـ زمانی که مایع پمپاژ شده حاوی مواد جامد با میزان ته نشینی بالا باشد، ممکن است باعث تجمع بیش از حد مواد جامد در پمپ و در نتیجه با عث سایش شود. کاهش سرعت در چنین مایعاتی، در درجه ی اول اهمیت قرار دارد به طوری که سرعت پمپ و سیستم پمپاژ برای جلوگیری از انباشتگی مواد جامد، باید بالا نگه داشته شود.

ـ ایجاد تغییر در مشخصات مایعات مانند دما و سرعت می تواند منجر به حفره زایی گردد.

ـ لزجت تأثیری بر عملکرد پمپ نخواهد داشت، البته تا زمانی که این لزجت تا حدی زیاد باشد که مانع ورود سریع مایع به سیلندر شود. اگر سیلندر پر شود، پمپ، ظرفیت را بدون مصرف توان اضافی تخلیه خواهد کرد. توان تنها وابسته به میزان جریان و فشار است.

ـ تراکم پذیری مایع و انبساط محفظه ی پمپاژ، بازده حجمی را در فشار بالا کاهش می دهد.

ـ سیستم لوله کشی باید طوری طراحی شود تا از تشدید فرکانس تحریک پذیری پمپ در دامنه ی سرعت انتخاب شده جلوگیری کند.

ـ گشتاور مورد نیاز برای راه اندازی در انتخاب محرک تأثیر خواهد گذاشت.

در اکثر سیستم های پمپ، سرعت حداقل و حداکثری که پمپ در آن ها به طرز مطلوبی کار کند، وجود دارد. باید راهنمایی های تولید کنندگان پمپ را در این زمینه و در زمینه بهترین کارکرد مبدل دور، جویا شد.

## ۴,۳,۲. روش های دیگر برای کنترل جریان در پمپ‌های جابجایی مثبت

### ۴,۳,۴,۱. پمپ‌های موازی

پمپ‌های جابجایی مثبت به طور کلی می توانند بدون مشکل به طور موازی کار کنند. این مسئله توانایی افزایش میزان جریان نسبت به میزان فشار را در یک پمپ نشان می دهد. موضوعات اصلی عبارتند از: طراحی صحیح لوله ورودی و خروجی برای اینکه از مشکلات NPSH /NPIP، فشار بیش از حد در لوله ی تخلیه و برگشت جریان در پمپ خاموش جلوگیری شود. همچنین شیر معمولی به منظور نگهداری ایمن باید مد نظر قرار بگیرد.

### ۴,۳,۴,۲. پمپ‌های سری

پمپ‌های چرخشی که به صورت سری بسته شده اند، توانایی افزایش میزان فشار نسبت به میزان جریان را در یک پمپ می دهد، هر چند استفاده از پمپ‌های جابجایی مثبت در این حالت توصیه نشده است، به جز مواقعی منطق کنترل سرعت بسیار پیشرفته، مورد استفاده قرار گرفته باشد. اتصال دو پمپ بسیار مهم و ایمن می‌باشد، در صورت بروز اشتباه در هر یک از پمپ ها، معمولاً وسایل حفاظتی فشار بالای متعدد، مورد نیاز است. هم چنین برای اطمینان از اینکه پمپ دوم تحت بار نرفته است، وسیله ای مورد نیاز می‌باشد که NPIP و NPSH را کم کند و باعث بروز مشکلات حفره زایی گردد.

ایمنی پمپ دوم باید با تأمین فشار سیستم به جای تأمین فشار کاری متفاوت، مد نظر قرار بگیرد. استفاده از یک محرک برای دو پمپ، بر اکثر موضوعات استارت/سرعت، نوسان/تنظیم و جبران کردن نوسانات در ذخیره الکتریکی یا بار موتور غلبه می‌کند.

### ۴,۳,۴,۳. شیر کنترل جریان

این روش، تکنیک قابل قبول برای کنترل جریان پمپ جابجایی مثبت نمی‌باشد. تا زمانی که پمپ ها پتانسیل تولید فشار بسیار بالا را دارند، مسدود کردن محل تخلیه خطرناک می‌باشد.

### ۴,۳۳,۴,۴. کنترل کنار گذر

هر چند روش مؤثر برای کنترل میزان جریان در نوسانات جزیی جریان می‌باشد، اما برای وظایف اصلی مانند به هدر دادن انرژی و سایش شیر کنترل کنار گذر که باعث افزایش هزینه‌های راه اندازی می شود، حتی ممکن است هزینه‌های اولیه ی کمی هم داشته باشد.

جباری مقدم

کارشناس کنترل و تضمین کیفیت

# اورینگ چیست؟

**توصیف اورینگ**

قطعه ی خمیری و انعطاف پذیر که غالباً از مواد الا ستومری ساخته شده است همچنین اورینگ از مواد PTFE و یا سایر پلاستیک ها نیز ساخته می شود.

اورینگ ها می توانند به شکل تو پر یا تو خالی تولید شوند. در انتقال قدرت نیز در محدوده‌ی کارهای سبک می‌توانند به شکل تسمه استفاده گردند.

**اصول اولیه:**

یک اورینگ وسیله ای برای بستن و ممانعت از نشست ناخواسته ی مایعات می‌باشد و برای جلوگیری از هدر رفتن آن مایع استفاده می گردد.

سیستم آب بندی شامل یک اورینگ که در یک محل ویژه ای قرار می گیرد و معمولاً به شکل گرد می‌باشد و همچنین از مواد الاستومری (انعطاف پذیر) ساخته می شود.

**موارد مصرف:**

اورینگ ها به دو شکل عمومی ایستا (غیر متحرک) و دینامیک (متحرک) استفاده می شوند. کاربردهای استاتیک از محدوده‌ی خلأ تا فشار **6000**PSI در فلنج ها و آب بندی محل های اورینگ استفاده می شود.

اورینگ با مقطع گرد می تواند برای کاربردهای استاتیک و دینامیک قابل استفاده باشد.

مقاطع چهار و شش گوش نیز در قطعه هایی که از لقی زیادی برخورداری باشند استفاده می شود. از میان ۲۰ نوع اورینگ آب بندی نوع با مقطع گرد از مصرف عمومی و فراگیری برخوردار است.

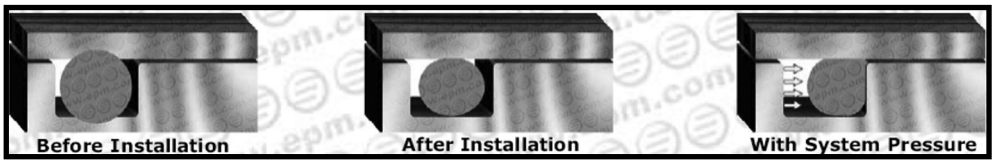
**اورینگ در عمل**

همه‌ی آب بندی ها به منظور حذف نشستی مایعات صورت می گیرد. جزییات روش آب بندی به نحوه ی اتصال دو قطعه که توسط جوشکاری، لحیم کاری، زرد کاری، سنگ زنی یا لپینگ انجام می گیرد بستگی داشته و هم چنین قطعات می توانند هر دو نرم یا یکی سخت و دیگری نرم باشند.

آب بندی توسط اورینگ نیز یکی دیگر از روش های آب بندی می‌باشد. آب بندی بالاستیک ها برای مایعات غیر قابل فشرده شدن با تنش سطحی بالا انجام می گیرد.

در هر حال این فشار مکانیکی است که می تواند از طرف قطعه بیرونی یا فشار هیدرولیکی مایع وارد شود و این فشار باعث آب بندی کامل یا بستن جریان مایع با غلظت بالا خواهد شد.

در مایعات با غلظت پایین احتمال نشست بیشتر خواهد بود: لاستیک با جذب فشار، باعث جمع شدن تلرانس های قطعات به یکدیگر شده و سبب حفظ حالت آب بندی می گردد.




**نحوه ی رسیدن به بهترین عملکرد یک اورینگ**

استفاده موفقیت آمیز از یک o رینگ به عوامل متعددی بستگی دارد.

**صافی سطح:**

تمامی سطوح فلزی که اورینگ روی آن قرار می گیرد. باید دارای صافی سطح حداکثر **16**RMS باشند.

هر چند که شیارها می توانند دارای صافی تا حداکثر **32**RMS باشند.

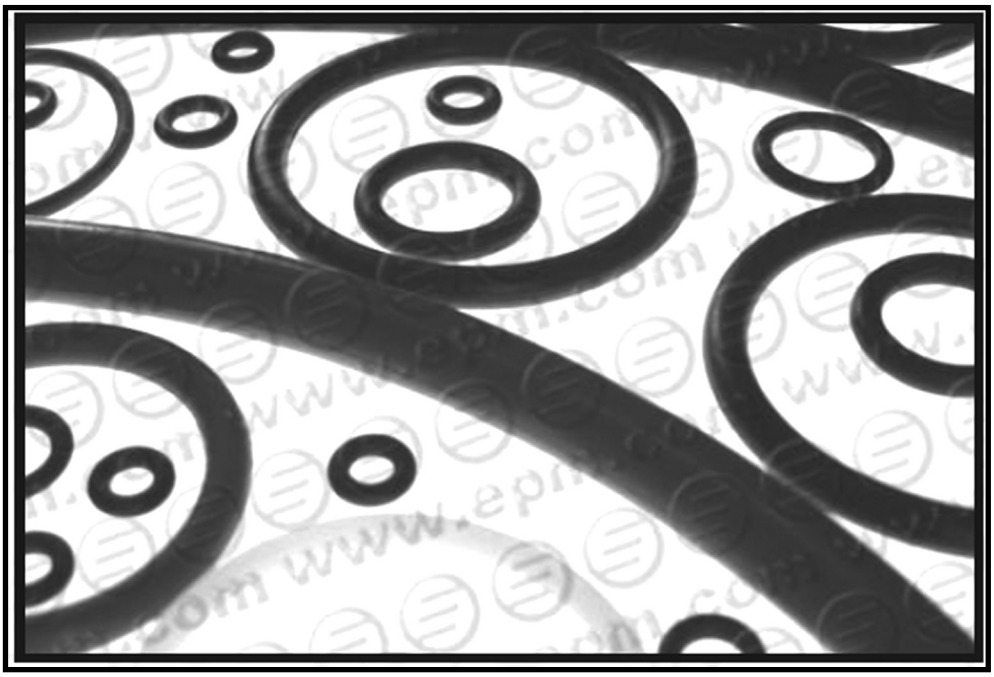
**فلزات:**

تمامی سطوح که اورینگ در آن حرکت خواهد کرد. بایستی دارای سطحی سخت مانند فولاد. (یا پوشش کرم و نیکل داده شده به سطح باشند)

در فلزاتی نرم مانند آلومینیوم یا برنج و برنز باید اقدامات ویژه ای انجام گیرد.

**لقی اضافی برای اورینگ در فلزات:**

لقی قطری باید در حداکثر مقدار باشد باید توجه ویژه ای به شیار اورینگ در محاسبات صورت گیرد زیرا احتمال افزایش قطر سیلندر در اثر انبساط (بادکردگی) وجود دارد.



**هم مرکز بودن:**
هم مرکزیت بسیار مهم و اساسی می‌باشد تا نیروهای جانبی به یاتاقان وارد نشود.

**تمیزی:**
تمامی اجزا باید عاری از هر گونه کثافت، براده، و مواد خارجی باشد.

**فشار( نیروهای اولیه):**
برای آب بندی خوب، فشار قطری می بایستی در حداقل مقدار نگه داشته شود. هنگامی که فشارها در حد پایین هستند و اصطکاک در حد بحرانی قرار دارد، میزان فشار باید کاهش یابد.

**روانکاری:**
هنگامی که اورینگ در یک سیستم پنوماتیک استفاده می شود می بایستی اورینگ مورد روانکاری قرار گیرد. در صورتیکه این کار انجام نشود اورینگ در معرض سایش و پیچش قرار خواهد گرفت.

**طراحی شیار اورینگ**
طراحی صحیح شیار، اساسی ترین فاکتور در عملکرد درست اورینگ می‌باشد شیارهای چهارگوش طرح نرمال و مناسبی می باشند که در شرایط ویژه به طرح های با اشکال دیگر می توان متوسل شد.

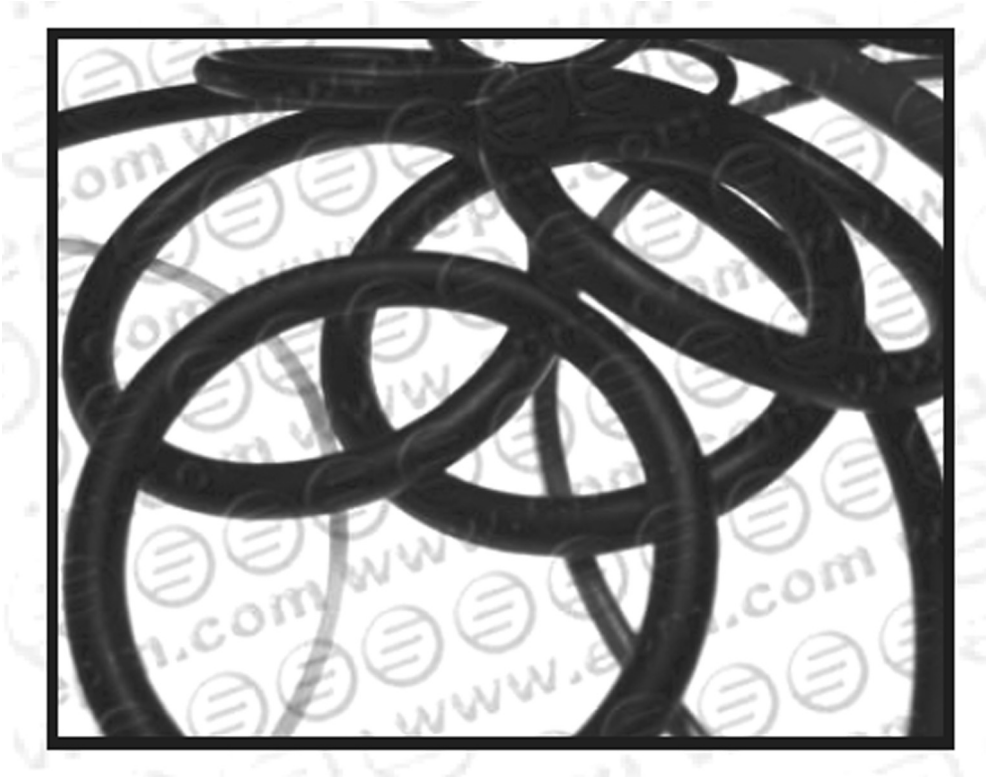
**خصوصیات اورینگ:**
**برجسته ترین این خصوصیات به شرح زیر می‌باشد:**
A – برای فشارهای تا **5000**PSI (حد بالای فشار تست) اورینگ به راحتی در حالت استاتیک جوابگو بوده و می تواند جلوی نشست را به طور کامل بگیرد فشار وارده می تواند ثابت یا متغییر باشد.

A– اورینگ در پیستون و سیلندرهایی که حرکت رفت و برگشتی دارند نیز تا فشار **5000**PSI را به راحتی و موفقیت قادر به آب بندی می‌باشد.
B– اورینگ فشارهای اعمال شده از هر دو طرف سیستم آب بندی را تحمل می‌کند. ولی در شرایطی که نیروهای متعدد وجود دارند و یا شرایط بحرانی وجود دارد بهتر است آب بندی یک طرفه طراحی شود. در صورت نیاز می توان از طرح آب بندی به صورت پشت سر هم استفاده نمود. در این صورت اولین اورینگ بیشترین فشار را تحمل خواهد کرد.
C – اورینگ ها می بایستی به صورت شعاعی مابین انتهای شیار آب بندی و دیواره ی سیلندر فشرده گردند تا بهترین حالت برای آب بندی ایجاد گردد. و این فشردگی اورینگ زمانی که پیستون حرکت کوچکی کرده باشد باعث پیش رفتن اورینگ در شیار آب بندی می شود. در

شرایط عادی این فشردگی برای عملکرد صحیح اورینگ نیاز نمی‌باشد.

E- در حالتی که اورینگ در حالت ایستا یا متحرک استفاده می شود هنگامی که اورینگ تحت فشار بسیار بالایی قرار می گیرد اولین عیب ایجاد شده فرو رفتگی مواد اورینگ در شیار مابین سیلندر و پیستون می‌باشد عامل اصلی فرورفتن اورینگ ناشی از فشار بالا و یا سختی مواد و استحکام پائین اورینگ و شیار نامناسب بین سیلندر و پیستون می‌باشد.

F- در آب بندی متحرک با اورینگ احتمال سایش زیاد می‌باشد بنابراین سطوح در تماس با اورینگ باید دارای صافی بالایی باشند تا از سایش جلوگیری شود در سطوح ناهموار احتمال بریدن اورینگ خصوصاً زمانیکه فشار هیدرولیکی نیز بالاست خیلی زیاد می‌باشد.



**محدودیت های اورینگ**

اگر چه با اورینگ ها به آب بندی خوبی در سیستم های هیدرولیکی می توانیم برسیم اما این تصور برای تمام سیستم های آب بندی صحیح و قابل قبول نمی‌باشد به عنوان مثال در دماهای بالا و سرعت های بالا که سایش را نیز به همراه دارد، لقی ها و شیارهای بزرگ امکان آب بندی با اورینگ وجود ندارد.

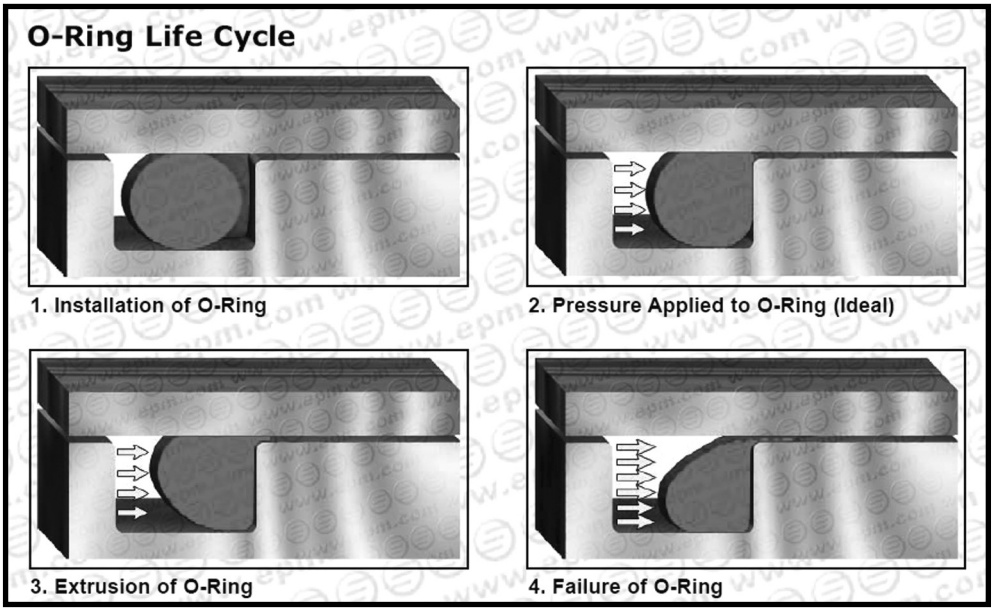
یک اورینگ در اکثر مواقع می تواند آب بندی ایده آل را به وجود آورد مگر در موارد زیر:

A: مواقعی که سرعت گردش بیش از ۱۵۰۰ فوت در دقیقه باشد.

B: شرایط محیطی که مواد لاستیکی نتوانند آنرا تحمل نمایند.

C: ساختمان فیزیکی ناقص

دوره ی عمر یک اورینگ




## مشکلات عمده ی آب بندی در سیستم های متحرک:

**اصطکاک:**

اصطکاک نیروی سایش یا مقاومتی است که در اثر حرکت بین دو سطح که با یکدیگر در تماس باشند ایجاد می شود مثال: سطح در تماس لاستیک و فلز

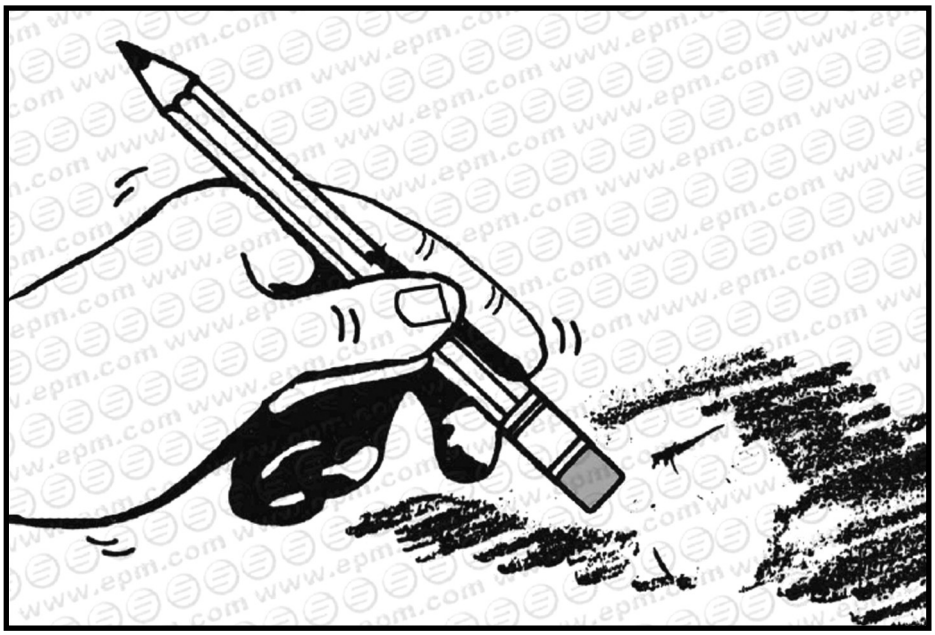
| اقدام برای کاهش اصطکاک | متغییر |
|---|---|
| فشار را کاهش دهید | فشار سیال روی سیستم |
| نرمی و صافی سطحی حداکثر ۲ الی ۴ میکرون (۱۰ میکرو اینچ) RMS باشد. | سطح فلز |
| مواد نرم تر را جهت فشرده شدن اورینگ انتخاب کنید. مواد سخت تر برای آب بندی لبه ای انتخاب نمایید | سختی لاستیک |
| پهنای خط تماس در اورینگ های لبه ای را کاهش دهید. در موارد کم فشار می توان پهنای خط تماس را افزایش داد | سطح تماس مابین اورینگ و فلز |
| مواد سیال با روانکاری بالا را انتخاب کنید | روان کاری |
| از مواد با ضریب اصطکاک پایین استفاده کنید<br>از مواد روانکار خشک استفاده کنید | عدد ضریب اصطکاک مواد اورینگ |

| اقدام برای کاهش اصطکاک | متغییر |
| --- | --- |
| زوایای تیز را حذف کنید | ناهمواری های سطح |
| مواد با دیسکوزیته بالاتر، نیروی تماسی کمتر، تقویب با مواد فیبری راوانکار را امتحان کنید | حبس مایع مابین فلز و **اورینگ** |
| عملیات هونینگ خطی را برای جهت دهی محوری انجام دهید | جهت و سوی ناهمواری های سطحی |
| سرعت را افزایش دهید این کار باعث افزایش نشت خواهد شد | سرعت حرکت سطحی |
| فشار روی آب بندی را کاهش دهید از آوردن فشار به انتهای آب بندی خودداری کنید | نیروی فشاری آب بندی |
| شکل آب بندی را با حداقل شیب انتخاب کنید تا حالت گوه ای شدن در آن اتفاق نیافتند | جهت حرکت |
| لقی را کاهش دهید از اورینگ های ضد فشرده شدن استفاده کنید | فشرده شدن اورینگ |

## مشکلات اساسی آب بندی ها

### سایش

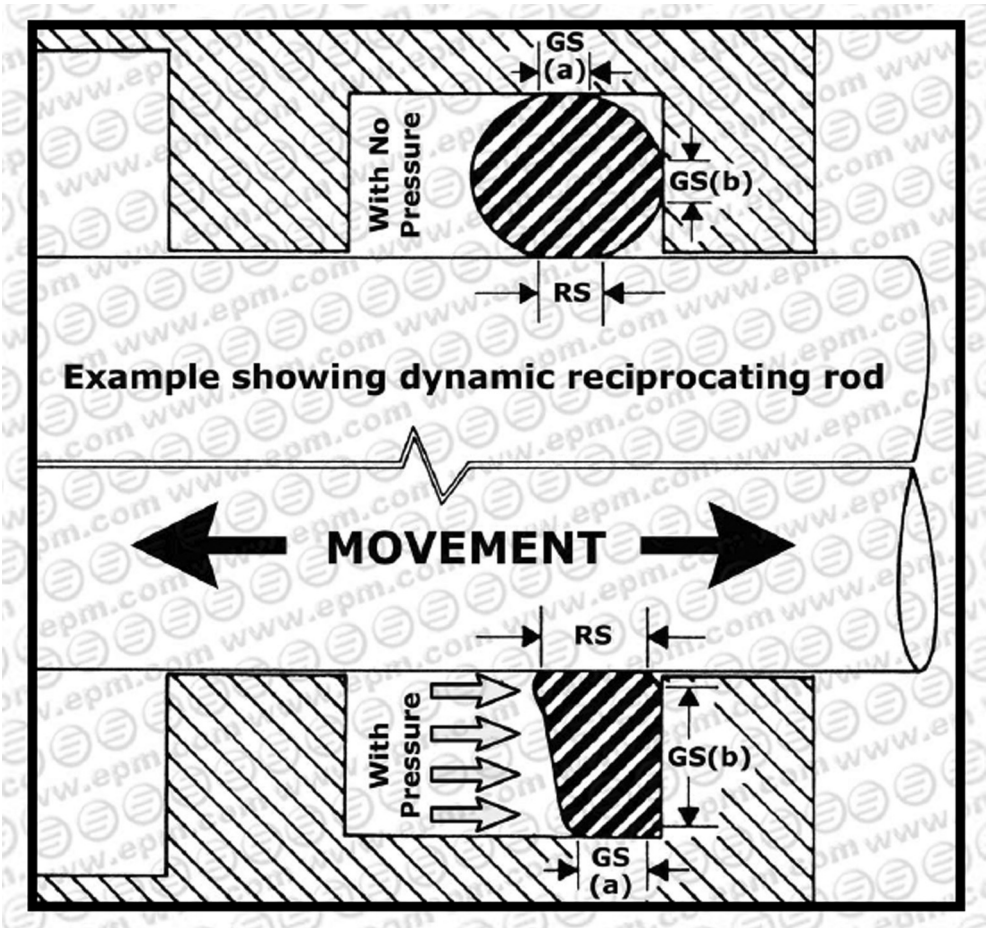
سایش و کاهش سطح مقطع اورینگ که توسط اصطکاک و مالش و به تدریج اتفاق می افتد.
مانند مداد پاک کن سایش به تدریج اتفاق افتاده و نهایتاً منجر به پارگی آن می شود و تا آن هنگام ممکن است که متوجه آن نشویم.



**مشکلات اساسی اورینگ ها در حالت حرکت:**

**قابلیت آب بندی:**

قابلیت آب بندی همان توانایی اورینگ در انجام وظیفه و توقف نشت مایع به بیرون می‌باشد.



**مشکلات اساسی آب بندی o رینگ ها:**

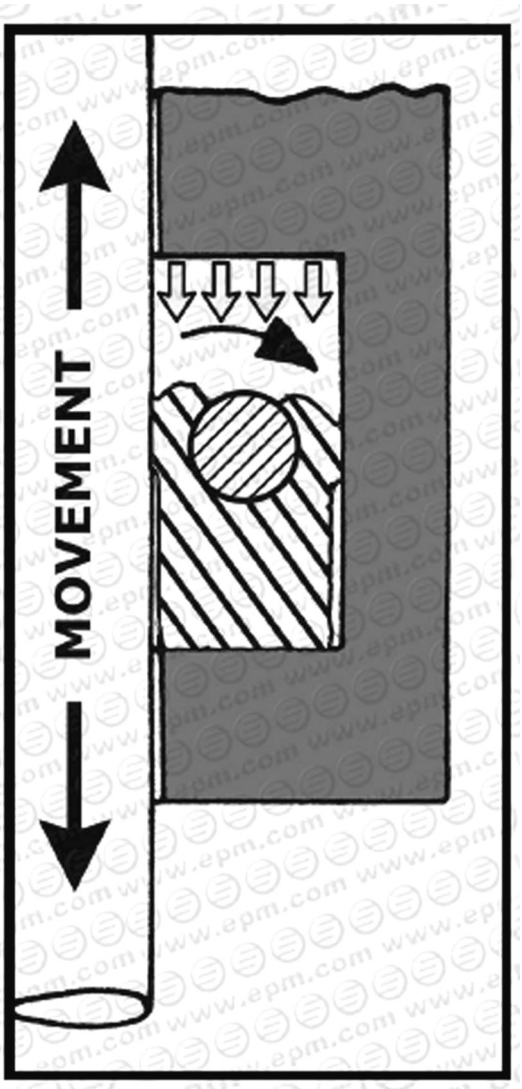
پایداری:

به توانایی اورینگ در مقابل له شدن، پیچیده شدن و جابجایی در شیار، پایداری اورینگ می گویند.

**مشکلات اساسی اورینگ متحرک:**

**اکستروژن:**

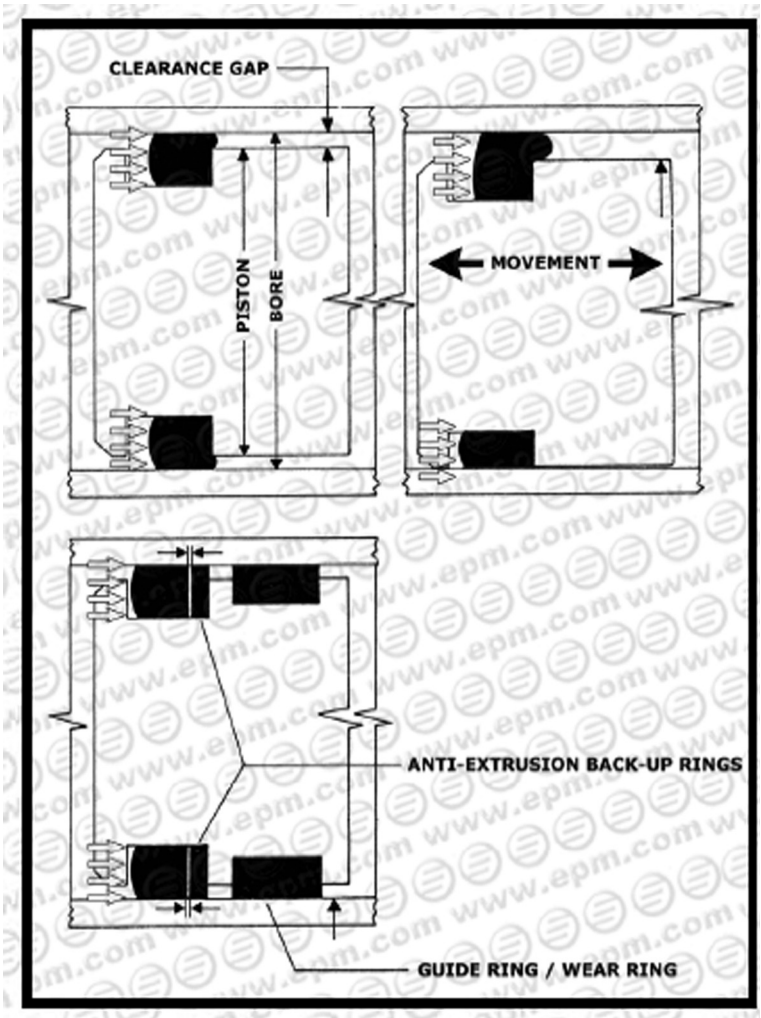
جریان یافتن بدنه ی اصلی اورینگ ها به فاصله ی شیار که در اثر فشارهای وارده اتفاق می افتد.

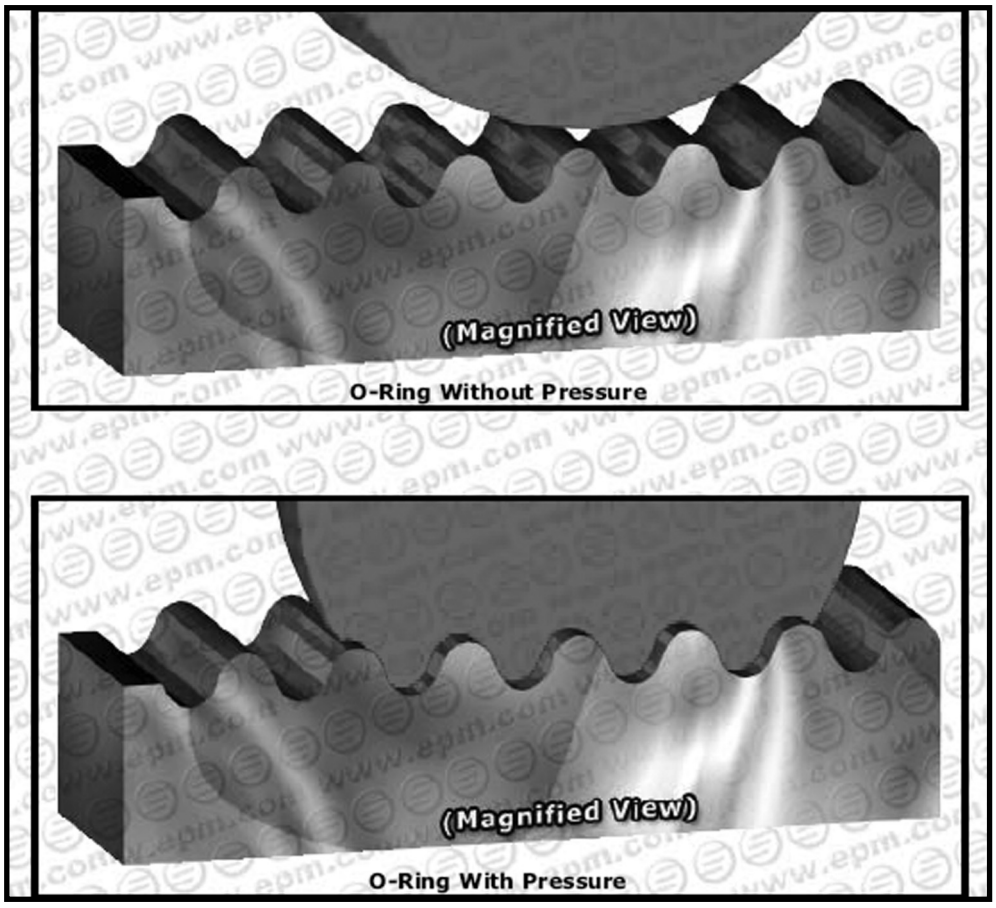



**مشکلات اساسی آب بندی**

**قابلیت تطبیق:**

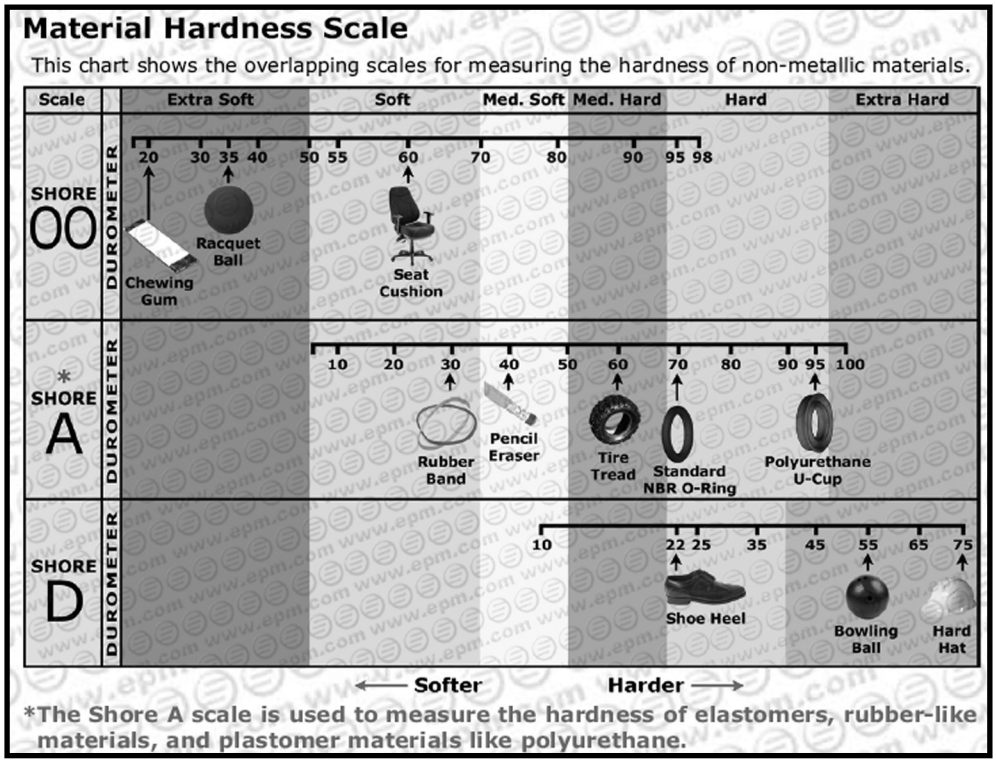
به قابلیت و توانایی پرکردن ناهمواری های موجود در روی سطح فلز را توسط مواد اورینگ گویند.

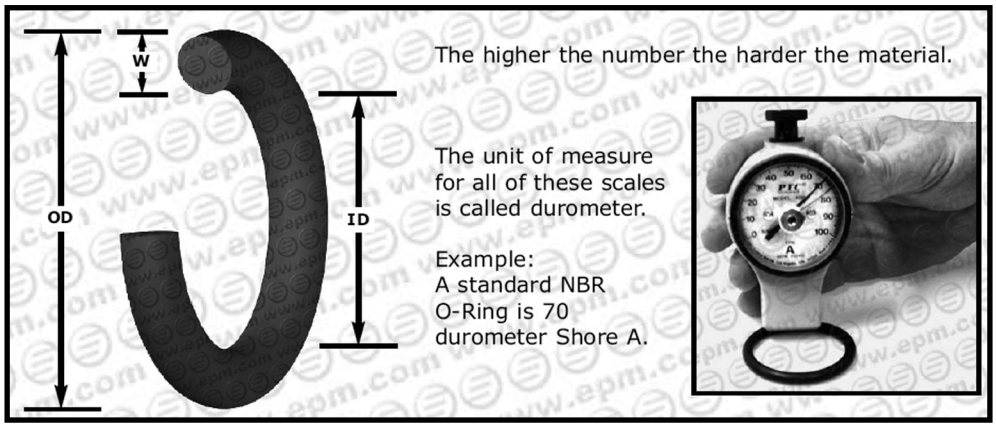





## مقیاس سختی مواد اورینگ

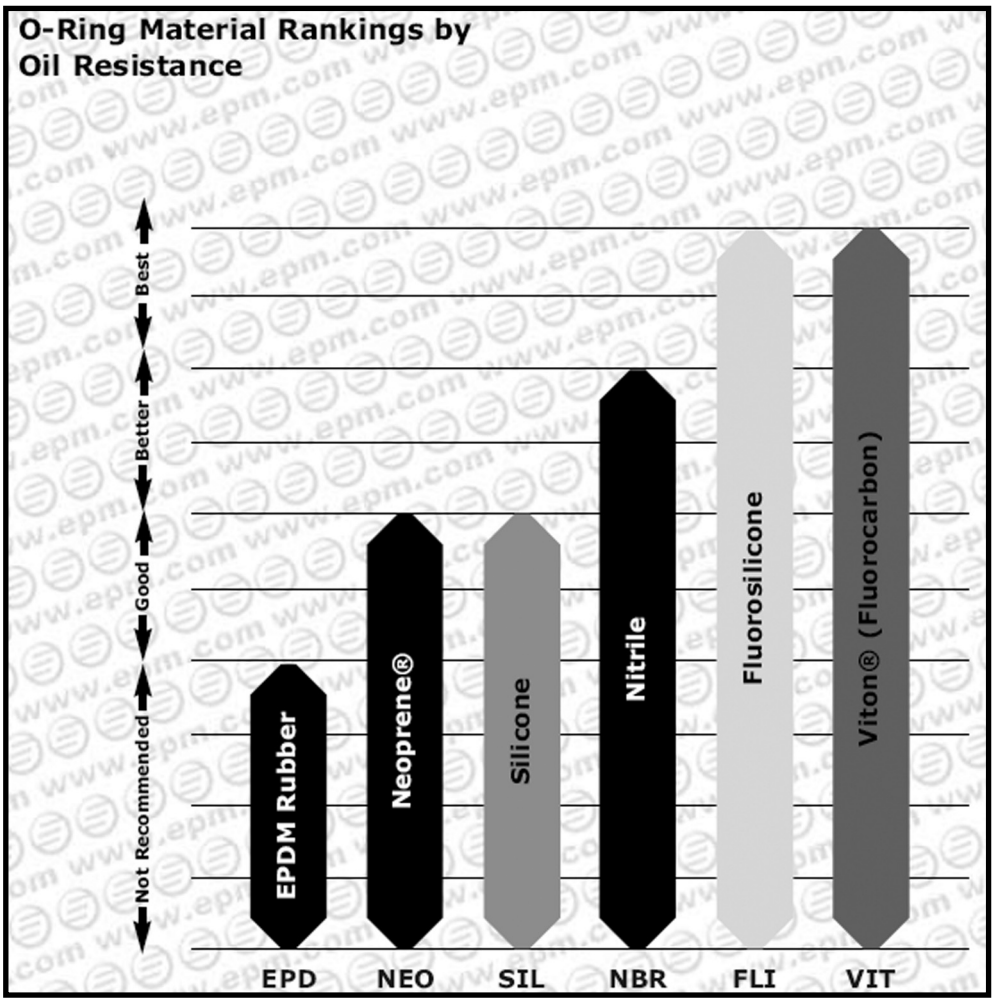
جدول زیر مقیاس اندازه گیری سختی در مواد غیر فلزی را نشان می دهد.



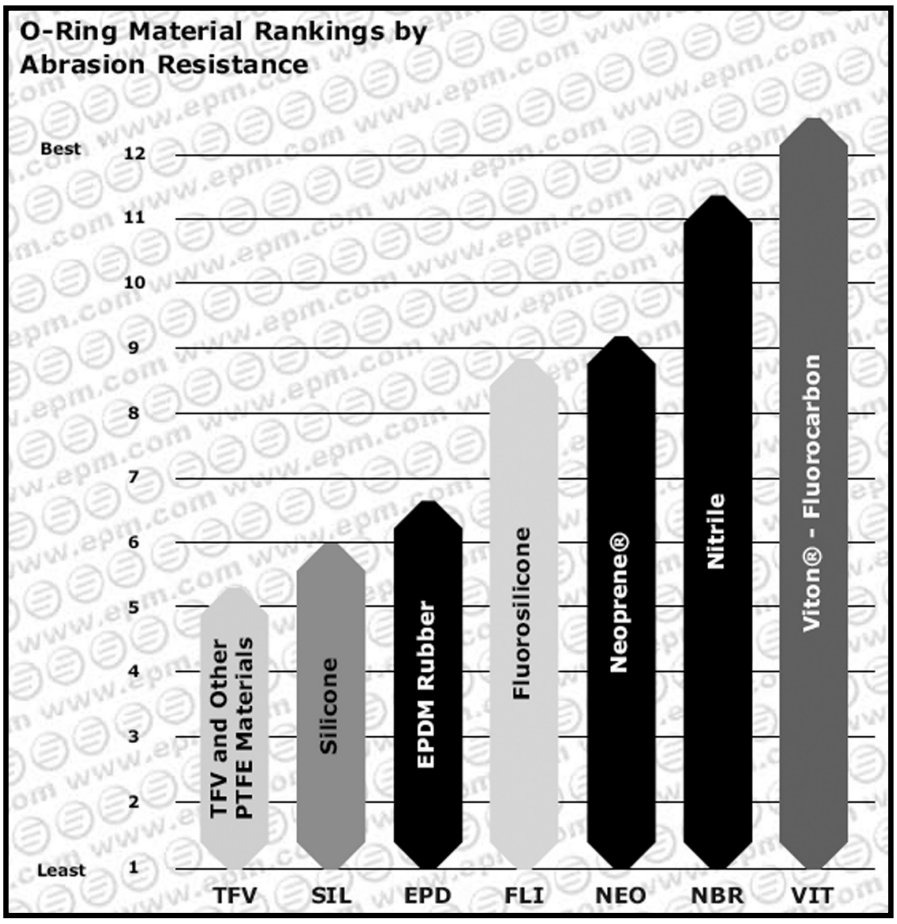



سختی سنج به روش Shore A جهت اندازه گیری سختی در مواد الاستومری، مواد مشابه لاستیک، مواد پلاستیکی مانند پلی یورتان استفاده می شود.

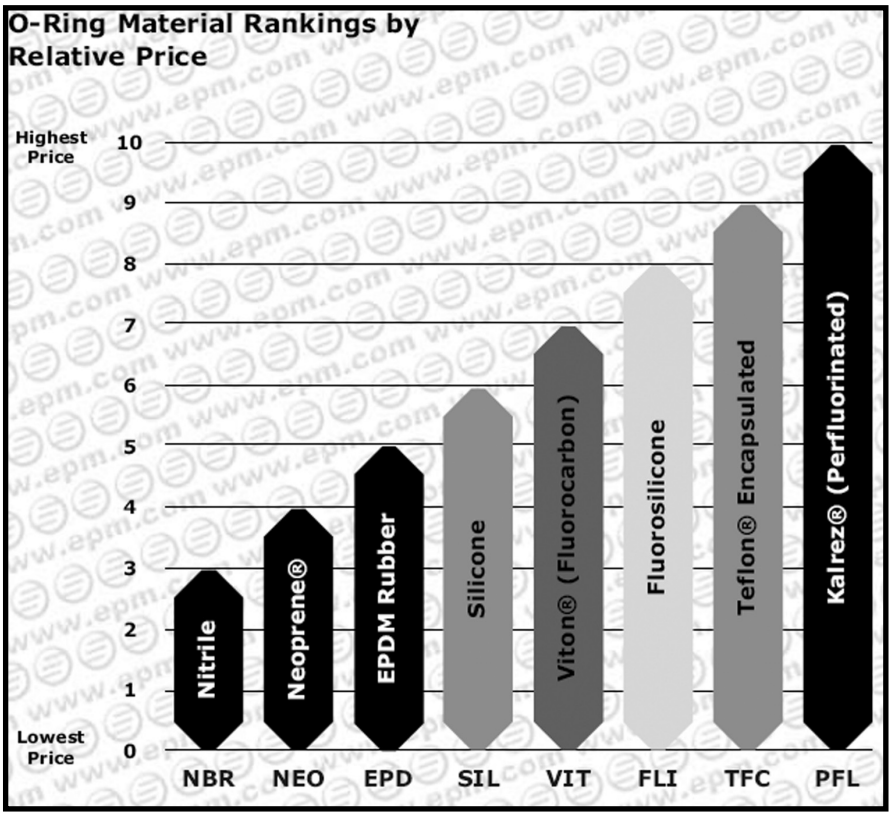
مثال:NBR استاندارد برای اورینگ توسط دور ۱ متر اندازه گیری شده و نشانگر Shove A **70** نشان می دهد.



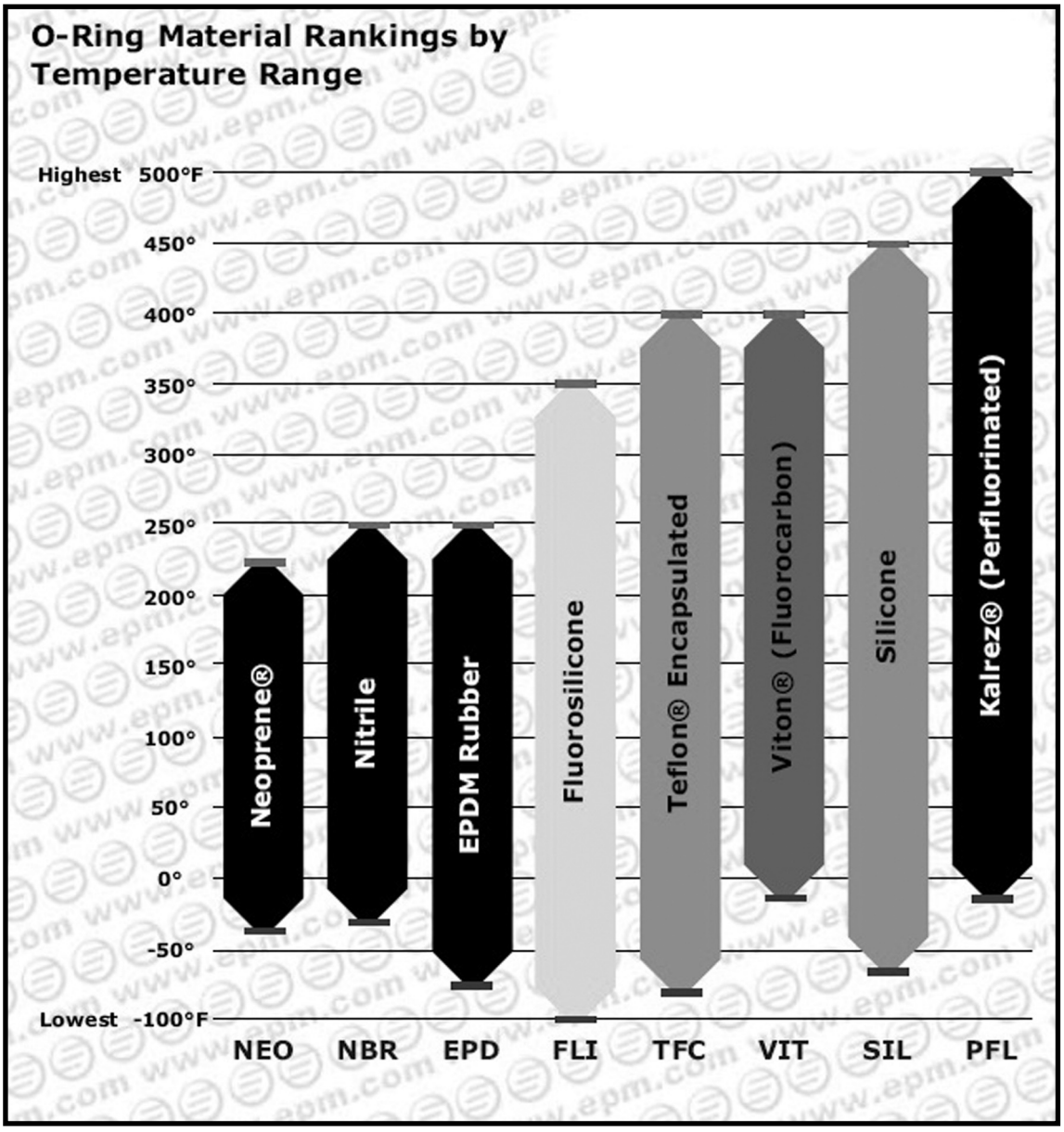

رتبه بندی مواد اورینگ نسبت به مقاومت در برابر روغن




رتبه بندی مواد O رینگ نسبت به مقاومت سایشی




رتبه بندی مواد O رینگ نسبت به قیمت




رتبه بندی مواد اورینگ در مقابل حرارت

مرجع
The seal Man’s o-Ring Hand book

پمپ

نشریه فنی آموزشی شرکت صنایع پمپیران

شرکت صنایع پمپیران
«سهامی خاص»

# فرم تقاضای خرید کتاب

اینجانب ..... جهت دریافت کتابهای مشروحه ذیل طی فیش نقدی/ حواله بانکی شماره ..... مبلغ ..... ریال را به حساب جام ۶۹۰۵۹۲۶/۰۵ بانک ملت شعبه تبریز (کد ۱۳۴۲/۵) در وجه شرکت پمپیران واریز نموده ام و ضمن ارسال اصل فیش تقاضای دریافت ..... نسخه کتاب پمپهای گریز از مرکز و پمپاژ و ..... نسخه کتاب «ضربت قوچی آب» را دارم.

خواهشمندم این کتابها را به نشانی: استان .....

شهر .....

کد پستی ..... ارسال فرمائید.

- پمپهای گریز از مرکز: ۱۲۰۰۰ ریال
- ضربت قوچی آب: ۱۲۰۰۰ ریال
- هزینه پست سفارشی: ۴۰۰۰ ریال  جمع قیمت: ..... ریال

تاریخ  امضاء

**آدرس نشریه: تبریز، قراملک، صندوق پستی ۱۳۵- ۵۱۸۴۵، کد پستی ۵۱۹۳۶۱۳۱۱۱**

**شرکت صنایع پمپیران، امور مهندسی، واحد نشریه پمپ، فاکس مهندسی: ۲۸۸۸۳۵۳**

# فرم اشتراک نشریه پمپ

**شماره اشتراک**

.....

**توجه:**

ـ بهاء هر جلد نشریه پمپ ۱۲۰۰۰ ریال می باشد.

ـ آیا مایل به اشتراک هستید؟

☐ بلی ☐ خیر

ـ هزینه اشتراک (برای ٤ شماره بعدی) ٤٨٠٠٠ ریال می باشد.

ـ جهت تمدید ارسال نشریه حتما شماره اشتراک خود را (که قبلا از طرف نشریه اعلام شده) ذکر نمائید.

- **مشخصات مشترک:**

☐ فردی ☐ سازمان/ اداره ☐ جدید ☐ تمدیدی

سازمان/ اداره ..... بخش/ قسمت .....

نام ..... نام خانوادگی ..... شغل .....

- **نشانی دقیق پستی:**

استان ..... شهر .....

کد پستی ..... صندوق پستی .....

تلفن ..... نمابر .....

اینجانب ..... جهت دریافت نشریه پمپ طی فیش نقدی/ حواله بانکی شماره ..... مبلغ ..... ریال را به حساب جام ۶۹۰۵۹۲۶/۰۵ بانک ملت شعبه تبریز (کد ۱۳۴۲/۵) در وجه شرکت پمپیران واریز نمودم و ضمن ارسال اصل فیش مایل به دریافت

☐ شماره های قبلی (لطفا مشخص نمایید).....

☐ یک جلد ویژه نامه

☐ ٤ شماره بعدی، جمعا به تعداد ..... جلد می باشم.

تاریخ  امضاء

- **آدرس نشریه:**

**تبریز، قراملک، صندوق پستی ۱۳۵- ۵۱۸۴۵، کد پستی ۵۱۹۳۶۱۳۱۱۱**

**شرکت صنایع پمپیران، امور مهندسی، واحد نشریه پمپ، فاکس مهندسی: ۲۸۸۸۳۵۳**

یادداشت

یادداشت