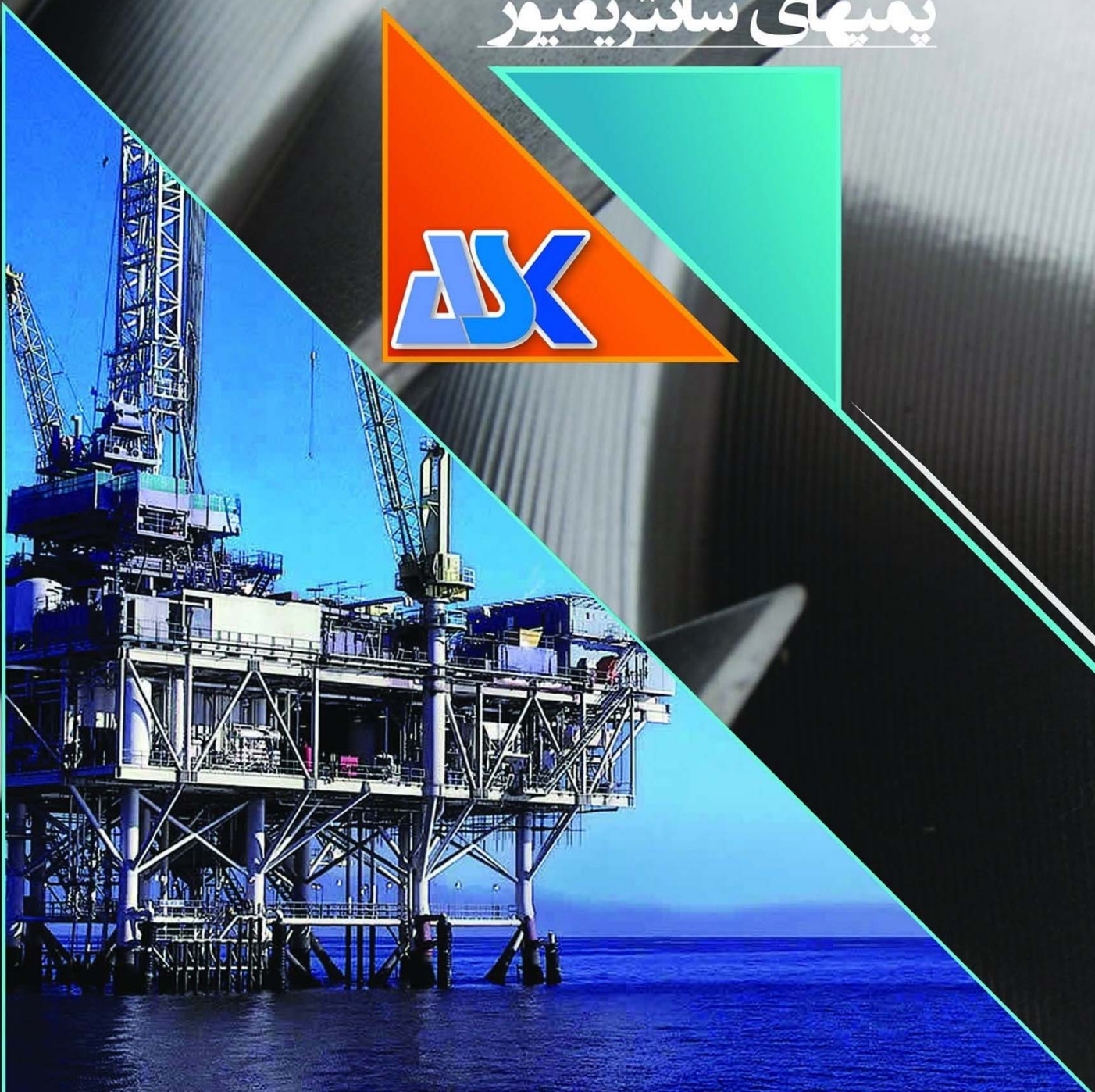


نشریه تحقیق و توسعه شرکت آریا سپهر کیهان

شماره ۸ • سال ۳ • زمستان ۹۳ • ۱۰۱ صفحه



پمپهای سانتریفیوژ



نشریه

پمپ های سانتریفیوژ

نشریه تخصصی

سال سوم / شماره هشتم / زمستان ۱۳۹۲ / ۱۰۱ صفحه

۲	مقاله
۳	هزینه ی تمام عمر پمپ (LCC)
۱۹	نکاتی پیرامون طراحی حلزونی
۳۷	نحوه صحیح جوشکاری و تست فولاد ریخته گری بر اساس استاندارد ASTM-A488
۵۹	مقدمه ای بر سیستم های اندازه گیری
۷۴	عملکرد پمپ سانتریفیوژ طی پمپاژ سیال لزج
۸۳	برخی مفاهیم بنیادی مکانیک
۸۹	مقدمه ای بر طراحی دیفیوزر

نشانی: تهران، میدان آرژانتین، خیابان الوند، کوچه برمک، پلاک ۴، طبقه دوم

تلفن: ۰۲۱-۸۸۸۱۳۴۶۱ / فکس: ۰۲۱-۸۸۸۱۳۴۶۴

صاحب امتیاز: شرکت آریا سپهر کیهان

مدیر مسئول: آقای مهندس رسول پایدار نوبخت

سردبیر: آقای مهندس اردلان ملکی

سرمقاله

بهاری دیگر آمده است

آری

اما بر آن زمستان ها که گذشت

نامی نیست ... نامی نیست

نشریه ی شماره ی ۸ پمپ های سانتریفیوژ که منتخبی از مقالات نگارش شده در زمستان ۹۲ است در آخرین روزهای سال منتشر شد. به بهانه ی پایان زمستان و فرا رسیدن بهار در ابتدا چند مصرعی از استاد احمد شاملو تقدیم گشت.

مانند شمارات پیشین، در این شماره نیز مقالات مرتبط با صنعت پمپ سازی ارائه شده است که در این بین بعضی از مقالات فوق تخصصی و برخی دیگر عمومی تر است. در این شماره تلاش شده است که برای هر مخاطبی مقاله ای نگارش یابد.

برای مخاطبین تخصصی تر از میان مقالات این شماره، دو مقاله با عناوین « نکاتی پیرامون طراحی حلزونی » و « مقدمه ای بر طراحی دیفیوزر » ارائه شده است که در واقع مکملی بر مقاله ای با عنوان « الگوریتم های طراحی پره »، منتشر شده در شماره ی ۷ همین نشریه، می باشد. با انتشار این دو مقاله فرآیند طراحی هیدرولیکی پمپ های سانتریفیوژ به میزان قابل قبولی شرح داده شده است.

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

و من الله توفیق

اردلان ملکی

مدیر واحد تحقیق و توسعه

📖 هزینه ی تمام عمر پمپ (LCC)

۱- مقدمه

۱-۱- بررسی هزینه ی تمام عمر پمپ های صنعتی

مصرف کنندگان و تولید کنندگان پمپ های صنعتی همواره اصرار به کاهش هزینه های تمام عمر (LCC^۱) پمپ های صنعتی داشته و دارند. اگر سازمانی دارای بخش تدارکات حرفه ای و با دانشی باشد، هیچگاه به دنبال خرید پمپی با هزینه ی اولیه ی خرید و نصب پایینی نخواهد بود. بلکه در پی محاسبه ی هزینه ی تمام عمر (LCC) آن پمپ که حدوداً ۵ برابر هزینه ی اولیه ی خرید و نصب و راه اندازی آن است، خواهد بود.

هدف اصلی بررسی صورت گرفته در این مقاله مینیموم کردن هزینه ی تمام عمر (LCC) و ایجاد مصالحه بین اجزای آن خواهد بود. به عبارت دیگر، این مقاله به سوال زیر پاسخ خواهد گفت:

« صرفه جویی در هزینه ی اولیه ی خرید یک پمپ صنعتی با ارزش تر است یا صرفه جویی در هزینه های بعد از خرید آن (مثلاً هزینه ی نگهداری، تامین انرژی، بیکاری و ...)؟! »

۱-۲- هزینه ی تمام عمر (LCC)

هزینه ی تمام عمر (LCC) به مجموعه هزینه هایی اطلاق می شود که از لحظه ی تدارک پمپ مورد نظر تا برجیدن و اتمام ماموریت آن به مالک تحمیل می شود. این پارامتر همچنین ابزار مفیدی برای مدیر واحد صنعتی است تا تشخیص دهد پمپ مورد نظر را تعمیر کند یا پمپ جدیدی جایگزین آن کند.

اگر فرض شود عمر مفید یک پمپ صنعتی ۲۰ سال است، جدول ۱ هزینه های محقق شده در این ۲۰ سال را مورد تجزیه و تحلیل قرار می دهد. از میان ۸ بخش هزینه های طول عمر، تنها دو بخش تعمیر و نگهداری و انرژی منجر به حدود نیمی از هزینه ها می شوند. این بخش ها را می توان بنا بر کنترل خریدار بر هزینه ها در سه بخش قرار داد:

۱. کنترل کم شامل هزینه های محیطی و اتمام ماموریت
۲. کنترل متوسط شامل هزینه های اولیه، عملکردی و نصب و راه اندازی
۳. کنترل زیاد شامل هزینه های بیکاری، تعمیر و نگهداری و انرژی

اغلب خریداران پمپ هزینه های اولیه ی خرید را فاکتور اصلی می دانند در صورتی که این هزینه تنها ۱۰ درصد از تمامی هزینه هایی است که پمپ مورد نظر برای آنها در پی دارد. به نظر می رسد بهترین راه یافتن یک نقطه ی مصالحه بین هزینه های اولیه ی

¹ Life Cycle Cost

خرید و سایر هزینه هاست. به این ترتیب می توان با صرف کمی هزینه ی بیشتر هنگام خرید، هزینه های ناخواسته و غیر قابل پیش بینی را در طول عمر پمپ را کاهش داد.

شایان ذکر است که مدیریت بعضی از هزینه ها مانند هزینه های محیطی، اتمام ماموریت یا نصب و راه اندازی از عهده ی خریدار خارج است و به همین دلیل بیشترین کنترل هزینه روی بخش های نگهداری، انرژی و بیکاری (که بیشترین پتانسیل صرفه جویی در هزینه ها را دارند) انجام خواهد شد.

۲- مدل WIMEC برای محاسبه ی LCC پمپ های سانتریفیوژ

مدل WIMEC توسط کمپانی Waters برای محاسبه ی LCC پمپ های مختلف سانتریفیوژ تولید شده توسط کمپانی های مختلف ارائه شده است. همانطور که پیشتر بیان شد، LCC یک پمپ سانتریفیوژ از اجزای زیادی تشکیل شده است که این مدل همگی آنها را در بر نمی گیرد. دلیل عدم در نظر گرفتن مواردی همچون نصب، زمان بیکاری و اتمام ماموریت در این مدل، تشابه مقدار آنها در پمپ های با کاربرد مشابه تولید شده توسط کمپانی های مختلف است. به همین دلیل این مقادیر کمکی به درک تفاوت پمپ های مختلف نمی کند.

بنابراین موارد تاثیر گذار در این مدل عبارتند از:

۱. هزینه های اولیه (هزینه ی خرید پمپ)
۲. هزینه ی انرژی
۳. هزینه های نگهداری (برنامه ریزی شده و بی برنامه)

این مدل همچنین مقدار کربن را بر حسب الکتریسیته ی مصرفی و کربن درج شده توسط سازنده محاسبه می کند. هزینه های کربن به صورت جدا از هزینه های LCC محاسبه و ارائه می شود.

این مدل در یک فایل با پسوند xls (فایل اکسل) نوشته شده است که فضای آن مشابه شکل ۳ است. جلوی بعضی از خانه ها حرف P و جلوی بعضی حرف S نوشته شده است. P یعنی توسط خریدار پر شود و S یعنی فروشنده اطلاعات را تکمیل نماید.

در قسمت asset life عمر مورد انتظار خریدار بر حسب سال درج می شود.

در قسمت operation خریدار اطلاعات پمپ درخواستی خود را درج می کند. این اطلاعات شامل دبی، هد و میزان کارکرد می شود. در همین قسمت فروشنده بازده پمپ و بازده الکتروموتور را وارد می کند. با وارد کردن این اطلاعات، سایر بخش ها از جمله توان، ساعت کارکرد و ... به صورت خودکار محاسبه می شود.

در قسمت pump unit details تولید کننده ی پمپ (فروشنده) باید اطلاعات پمپ پیشنهادی خود را وارد کند. این اطلاعات به خریدار کمک می کند که نزدیکی مشخصات پمپ به عملکرد دلخواه خود را بسنجد. اگر پمپ در بازه ی ۸۰٪ تا ۱۰۵٪ بهترین نقطه ی عملکرد خود، مشخصات مورد نیاز خریدار را داشته باشد، ردیف دبی مورد نیاز خریدار در قسمت operation سبز خواهد شد. در غیر این صورت، ردیف دبی به رنگ قرمز در خواهد آمد.

جدول ۱

LCC	محیط	استهلاک ناشی از افت های ناشی از بارهای ناشی از عملکرد خشن (بیش از حد مجاز)	7%	
		از هم باز کردن اجزا	4%	
	اتمام ماموریت	اتمام ماموریت	9%	
	هزینه های عملکرد	کارگر نفر- ساعت	9%	
	زمان بیکاری ^۲	توقف تولید	32%	
	انرژی	مصرف سالانه ی انرژی ضرب در قیمت انرژی ضرب در طول عمر پمپ	20%	
		انرژی مصرف شده توسط ادوات جانبی پمپ مانند کنترلر های سیستم		
	تعمیر و نگهداری	شارژ سالانه ی نگهداری ضرب در طول عمر پمپ	9%	
		قطعات یدکی		
		ابزارها		
		کارگر نفر- ساعت		
	نصب و راه اندازی	کارگر	10%	
		برقکاری و سیم کشی		
		آموزش		
	هزینه های اولیه	خرید	هزینه های تولید	
		مهندسی	مواد اولیه (81%)	
		تست	کارگر (17%)	
		بازرسی	انرژی و حمل و نقل (2%)	

در قسمت LCC assement خریدار تخفیف مورد نظر خود را درج می کند و تولید کننده جمع لیست قیمت اولیه ی کلیه ی خدمات را ارائه می کند. در بخش دیگر این قسمت باید اطلاعات مربوط به هزینه های انرژی توسط خریدار درج شود. برای خریدار در ایران، قیمت الکتریسیته ی صنعتی به صورت میانگین ۴۵۵ ریال بر کیووات ساعت است که معادل ۰/۰۱ پوند بر کیلووات ساعت

² Downtime

می باشد. با درج این اطلاعات، میزان و هزینه ی انرژی در طول عمر پمپ به صورت خودکار محاسبه می شود. شایان ذکر است که مقادیر به دست آمده با این فرض محاسبه شده اند که با گذشت زمان بازده پمپ ثابت می ماند.

اما در واقع با گذشت زمان بازده پمپ کاهش می یابد. به همین دلیل در قسمت drop-off in efficiency فروشنده باید درصدی را به عنوان مقدار کاهش بازده به ازای هر ۱۰۰۰ ساعت کارکرد وارد کند. با وارد کردن این مقدار، محاسبات مربوط به مقدار واقعی میزان و هزینه ی انرژی و مقدار کاهش بازده در طول عمر پمپ محاسبه می شود.

در بسیاری از مواقع، تولید کننده (فروشنده) پمپ میزان ساعتی را تعیین می کند که پس از آن جهت بهبود بازده، پمپ از مدار خارج و دی مونتاژ و تعمیر می شود. در این صورت، فروشنده باید در ردیف pump unit overhaul interval میزان ساعات دوره ی تعمیر را وارد کند. با وارد کردن این مقدار، مقادیر نهایی مربوط به انرژی و هزینه های آن به صورت خودکار محاسبه می شود.

فروشنده در قسمت Labor cost دستمزد یک ساعت کار نیروی تعمیرکار خود را در واحد پوند درج می کند. در سه بخش متوالی هزینه های تعمیر لیست می شود. در بخش اول هزینه های مربوط به تعمیرات برنامه ریزی شده ی بعد از ساعت کارکرد به خصوص، در بخش دوم هزینه های مربوط به تعمیرات برنامه ریزی شده ی هر چند ماه یک بار و در بخش سوم هزینه های مربوط به تعمیرات بدون برنامه لیست شده است. هر کدام از این بخش ها از ستون هایی تشکیل شده اند که فروشنده باید نام تعمیر، دوره ی تکرار (فاصله ی تعمیرات)، مدت زمانی که تعمیر طول می کشد، تعداد نیروی کاری و هزینه ی متریکال مورد استفاده را در آنها درج کند. بعد از درج این اطلاعات هزینه ی هر تعمیر به صورت جداگانه و در انتها کل هزینه ی تعمیرات محاسبه می شود.

در آخرین قسمت سئوالی مطرح شده است که تولید کننده باید به آن با آری یا نه پاسخ دهد. اگر الکتروموتور مورد استفاده در زیر دسته ی EFF1 بود باید Y به نشانه ی آری قرار گیرد. و در غیر این صورت N به نشانه ی خیر.

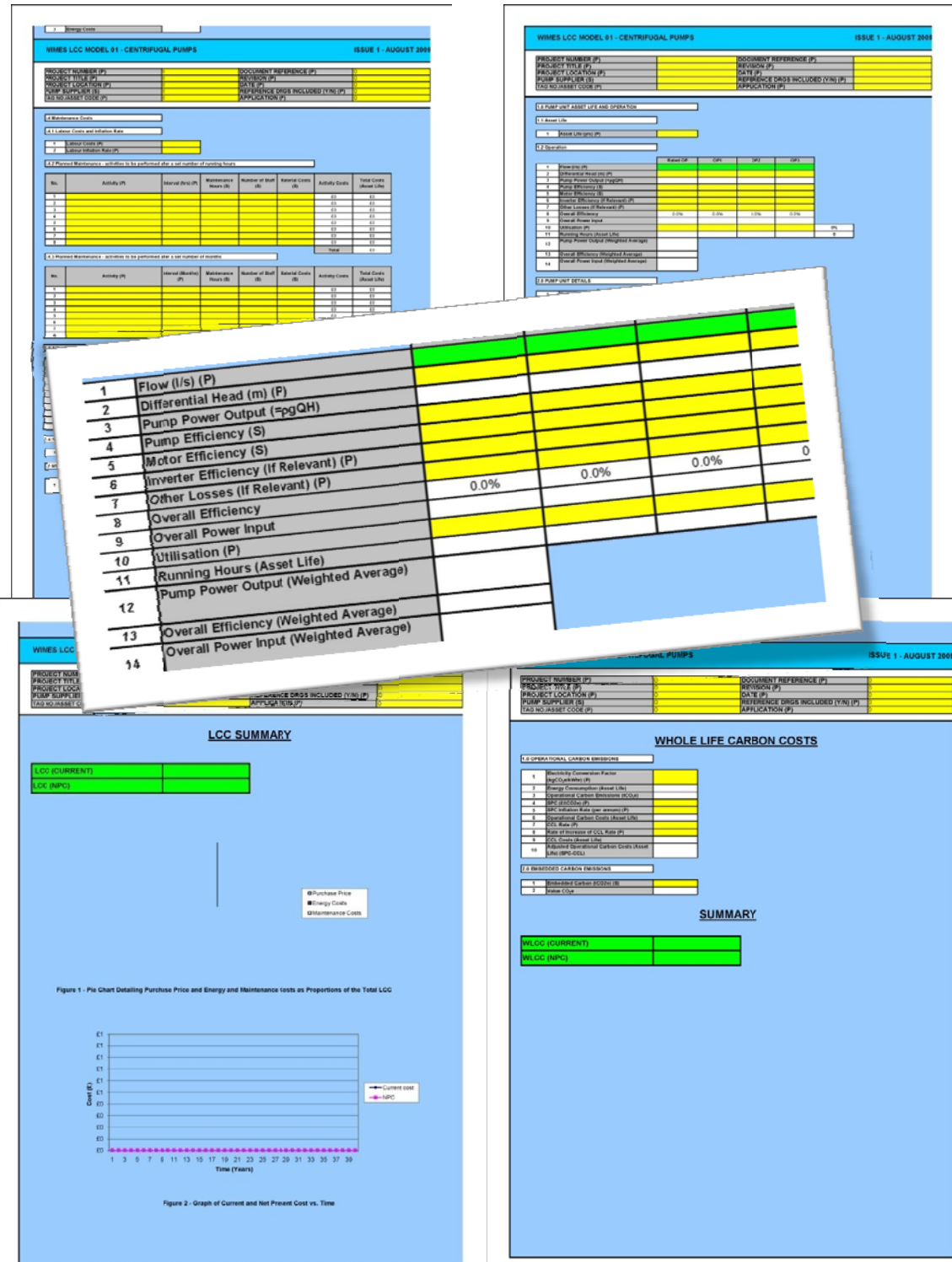
پس طی مراحل فوق، دو نمودار و دو عدد توسط مدل به عنوان پاسخ نهایی ارائه می شود. دو عدد ارائه شده به شرح زیر است:

۱. LCC (Current) : بیانگر کل هزینه ها در حال حاضر می باشد.

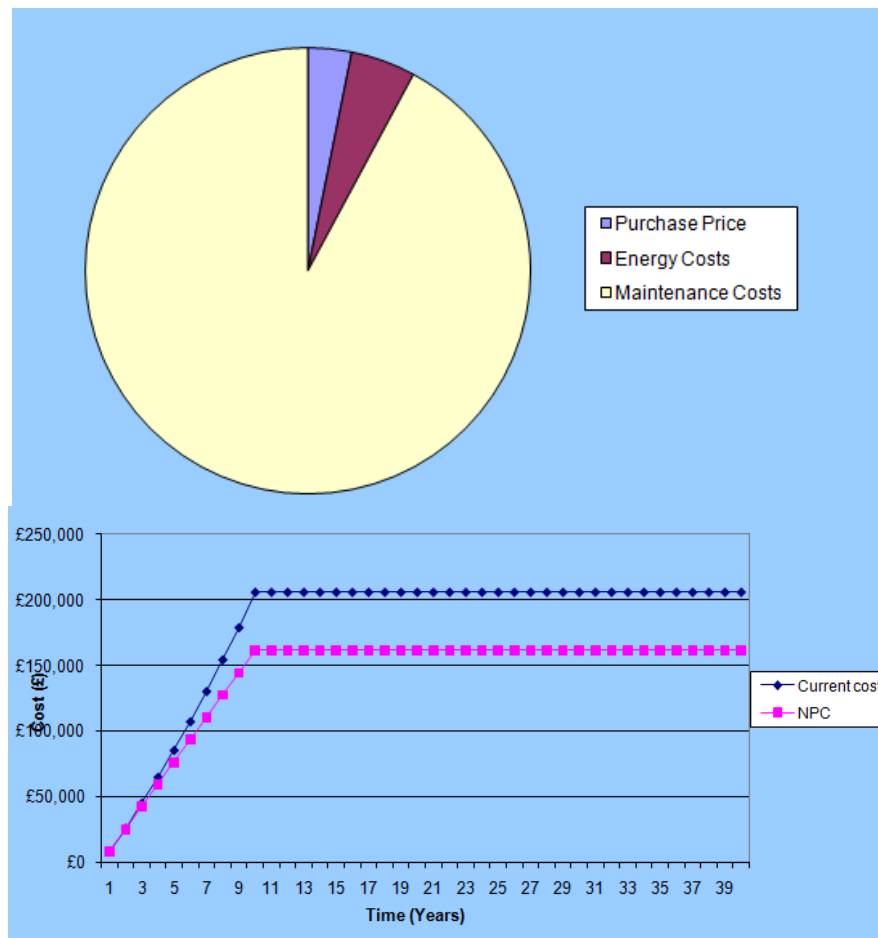
۲. LCC (NPC) : بیانگر کل هزینه ها بعد از اعمال تخفیف می باشد.

نمودار دایره ای ارائه شده، سهم هر بخش را در هزینه های کل نشان می دهد. با توجه به این نمودار میزان سهم کم قیمت پمپ بیش از پیش جلوه می کند.

نمودار سال-هزینه ی ارائه شده نیز تفاوت هزینه ها در سال های متمادی را نشان می دهد. نمونه هایی از این نمودارها در شکل ۴ ارائه شده است.



شکل ۳



شکل ۴

۳- روش های کاهش هزینه های نگهداری

معمولا خریداران استراتژی نگهداری از پمپ را با توجه به نوع پمپ تعیین نمی کنند، بلکه روشی را انتخاب کرده و در همه ی شرایط و برای همه ی انواع پمپ از آن استفاده می کنند. به ترتیب سختگیرانه بودن، برای نگهداری پمپ ۴ استراتژی وجود دارد:

۱. استراتژی واکنشی^۳
۲. استراتژی پیشگیری^۴
۳. استراتژی پیشگویانه^۵
۴. استراتژی پیش گستر^۶

^۳ Reactive

^۴ Preventive

^۵ Predictive

^۶ Proactive

استراتژی واکنشی : طی این استراتژی، با توجه به مشکلاتی که در عملکرد و نگهداری پمپ به وجود می آید، تیمی برای تعمیر در نظر گرفته می شود.

استراتژی پیشگیرانه : طی این استراتژی، توسط پرسنل تست ها، بازرسی ها، تعویض قطعات و تنظیمات جهت جلوگیری از اتفاق افتادن خطا در عملکرد پمپ انجام می شود.

استراتژی پیشگویانه : طی این استراتژی، شرایط قطعات و ابزارهای در حال کار از پیش مشخص می شود تا زمان نیاز به تعمیر و نگهداری آن قابل پیش بینی باشد. مهمترین پارامتر این استراتژی تخصیص زمان مناسب اصلاح سیستم جهت پرهیز از هر اتفاق غیر مترقبه در آن است.

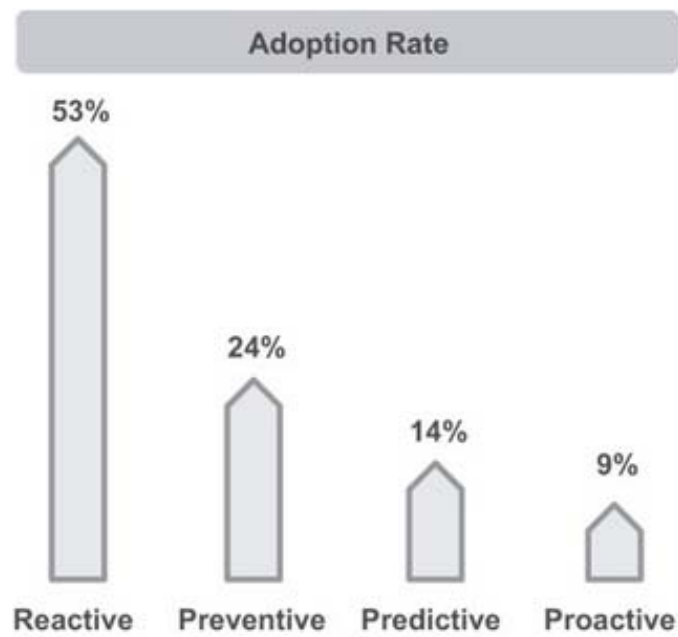
استراتژی پیش گستر : اعمال این استراتژی به معنای اعمال همزمان دو استراتژی پیشگیرانه و پیشگویانه است و طی آن زمان های مشخصی برای توقف تولید جهت تعمیر، بازرسی و تست تخصیص داده می شود.

شکل ۵ نمودار گزارش شده توسط کارشناسان صنعتی پیرامون میزان پذیرش هرکدام از این استراتژی ها می باشد.

واضح است که هیچکدام از استراتژی ها بهترین استراتژی نیست. مثلاً استفاده از استراتژی واکنشی برای کاهش هزینه های نگهداری همیشه بد نیست و استفاده از استراتژی های پیشگویانه و پیش گستر برای پمپ های غیر بحرانی مقرون به صرفه نیست.

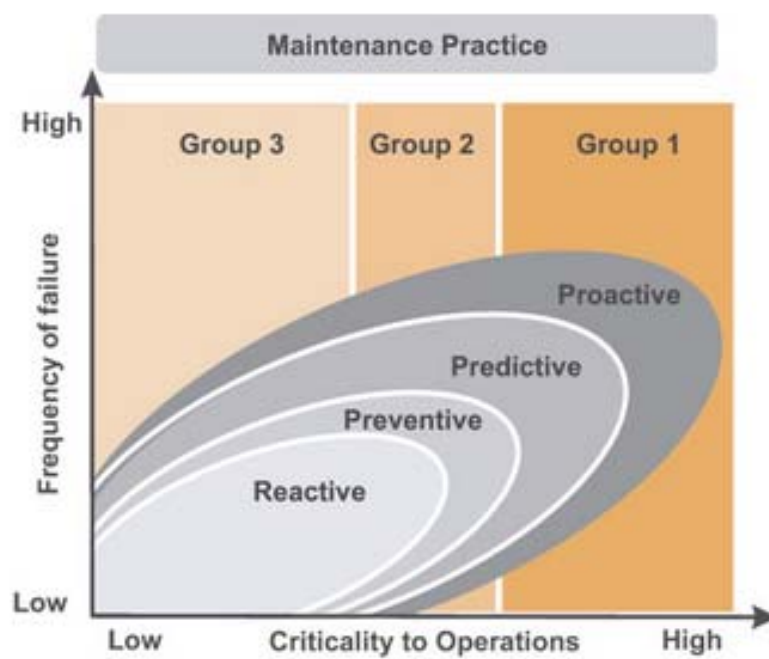
پمپ های صنعتی را بسته به تاثیر روی بهره وری واحد صنعتی می توان به سه دسته تقسیم کرد:

۱. پمپ های کم حجم، بحرانی و پر ارزش.
۲. پمپ هایی با حجم، بحران و ارزش متوسط.
۳. پمپ های پر حجم، غیر بحرانی و کم ارزش.



شکل ۵

با توجه به شکل ۶ محدوده‌ی استفاده از استراتژی‌های ۴گانه مشخص شده است. با استفاده از هر استراتژی در موقعیت و نوع پمپ مناسب هزینه‌های نگهداری پمپ به صورت چشمگیری کاهش می‌یابد.



شکل ۶

۳-۱- کاهش هزینه ی انرژی

همانطور که از جدول ۱ پیداست، انرژی بیشترین سهم از هزینه های LCC را داراست. خریداران اغلب به دنبال پمپی با بازده انرژی بالا می باشند تا این هزینه ها را کاهش دهند. اما علاوه بر بازده انرژی فاکتورهای دیگری نیز در مصرف انرژی تاثیر گذار است:

- نصب پمپ های بزرگ منجر به دبی حجمی بالاتر، افزایش مصرف انرژی و کاهش عمر مفید پمپ می شود.
- استفاده از لوله کشی پر پیچ و خم انرژی بیشتری از پمپ می گیرد.
- انرژی پمپاژ یک پمپ معین، بستگی به نوع مایع پمپ شده دارد. اگر ویسکوزیته ی مایع یا مقدار آن افزایش یابد، انرژی پمپاژ بیشتری مصرف می شود.
- خوردگی در دیواره های پمپ، انرژی مصرفی را افزایش می دهد.
- هنگامی که عملکرد پمپ کنترل و رصد نشود و به خوبی از آن نگهداری نشود، مصرف انرژی بالا می رود.
- هنگامی که پمپ خیلی دور از نقطه ی بهترین عملکرد (BEP) کار کند، مصرف انرژی به صورت چشمگیری افزایش می یابد.

برای بهبود مصرف انرژی باید موارد زیر را رعایت کرد:

- پمپ باید به صورت هوشمندانه با توجه به دبی و مشخصه های مهم سیال انتخاب شود.
- از پمپ های بسیار بزرگ یا بسیار کوچک استفاده نشود. بنا بر نیاز از دو یا چند پمپ به صورت موازی استفاده شود. با توجه به نیازهای سیستم، با جایگزینی آرایش موازی می توان تا ۲۰ درصد در مصرف انرژی صرفه جویی کرد.
- بهتر است از VFD^۷ استفاده شود.

۳-۲- کاهش هزینه ی بیکاری

برای کاهش زمان بیکاری ماشین آلات، تمامی قطعات یدکی باید در محل نگهداری شود. معمولاً خریداران قطعات بحرانی را شناخته و تعداد زیادی از آنها را از پیش خریداری می کنند. در نتیجه، به تناوب علاقه به انبار کردن افزایش یافته و خریدار متحمل هزینه های انبار کردن بیشتری می شود. برای تولید کننده ی ادوات اورجینال پمپ، ۴۰ درصد سود کل در فروش یدکی هاست.

برای داشتن وضعیت برد-برد برای خریدار و تولید کننده بهترین راه حل ایجاد انبار امانات^۸ است. انبار امانات انباری است که در محل واحد صنعتی خریدار ایجاد می شود و در آن قطعات یدکی انبار می شود. در حالی که این قطعات متعلق به تولید کننده است. خریدار تنها هنگامی که یک قطعه را از انبار امانات خارج می کند باید هزینه بپردازد. به این ترتیب خریدار هر موقع که بخواهد قطعه ی یدکی خواهد داشت ولی هزینه اش را دیرتر پرداخت می کند.

^۷ Variable Frequency Drive

^۸ consignment stock

۳-۳- طراحی سیستم پمپاژ

طراحی سیستم پمپاژ مناسب، مهمترین بخش کاهش هزینه های LCC است. همه ی سیستم های پمپاژ از زیر سیستم های زیر تشکیل شده اند:

۱. یک پمپ
۲. یک محرک
۳. تاسیسات لوله کشی
۴. کنترلر های عملکرد

هر کدام از این زیر سیستم ها را می توان به صورت منفرد مورد بررسی قرار داد. یک طراحی مناسب باید بر هم کنش بین پمپ و سایر زیر سیستم ها و همچنین محاسبات نقطه (نقاط) عملکرد را در نظر بگیرد. مشخصه های سیستم لوله کشی باید منطبق بر عملکرد دلخواه پمپ طراحی شود.

مجموع هزینه های تهیه و هزینه های راه اندازی پمپ، کل هزینه ی نصب در طول عمر آن را مشخص می کند. مقدار هزینه های نصب و راه اندازی به صورت مستقیم به قطر لوله کشی و اجزای آن وابسته است. مقدار قابل توجهی از اتلافات فشار در شیرهای کنترلی به وجود می آید.

قطر لوله کشی با توجه به پارامتر های زیر تعیین می شود:

۱. شرایط اقتصادی کل تاسیسات (پمپ و سیستم)
۲. کمترین سرعت جریان مورد نیاز با توجه به کاربرد (جهت پرهیز از رسوب)
۳. کمترین قطر داخلی مورد نیاز با توجه به کاربرد (جهت انتقال ذرات جامد)
۴. کمترین سرعت جریان مورد نیاز جهت کمینه کردن خطر فرسایش لوله ها و اتصالات
۵. قطر استاندارد لوله ی واحد صنعتی

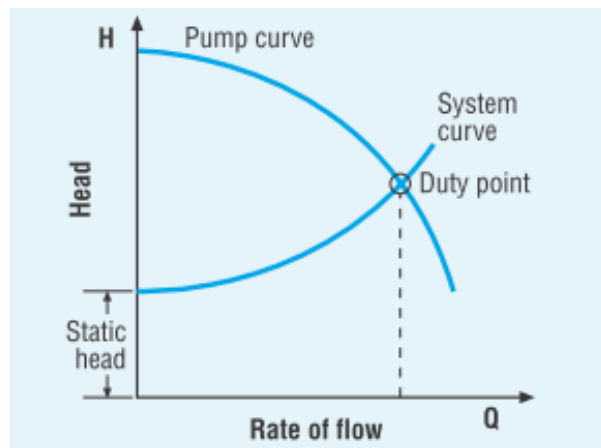
کم کردن قطر لوله ها تاثیرات زیر را در پی دارد:

۱. هزینه ی تهیه و نصب اجزای لوله کشی کاهش می یابد.
۲. هزینه های عملکرد پمپ در نتیجه ی افزایش اتلافات جریان و نیازهای متعاقب برای پمپ هایی با هد بالا و موتور های بزرگ تر، افزایش می یابد. در نتیجه هزینه ی الکتریسیته نیز افزایش می یابد.
۳. هزینه های عملکرد در نتیجه ی افزایش مصرف انرژی افزایش می یابد.

همانطور که مشخص است با کاهش قطر لوله کشی برخی از هزینه ها کاهش و برخی دیگر افزایش می یابند. در نتیجه یک قطر بهینه که با آن هزینه ی کل کمترین مقدار ممکن باشد قابل انتخاب است.

نقطه ی عملکرد پمپ از تلاقی منحنی پمپ و منحنی سیستم مطابق شکل ۷ به دست می آید. شایان ذکر است که ممکن است با توجه به کاربرد پمپ، نقاط عملکرد متعددی وجود داشته باشد که در این حالت بیشترین دبی و هد نقطه ی عملکرد را مشخص می کند.

در جدول ۲ چک لیست پیشنهادی برای بررسی موارد ممکن کاهش هزینه ها ارائه شده است.



شکل ۷

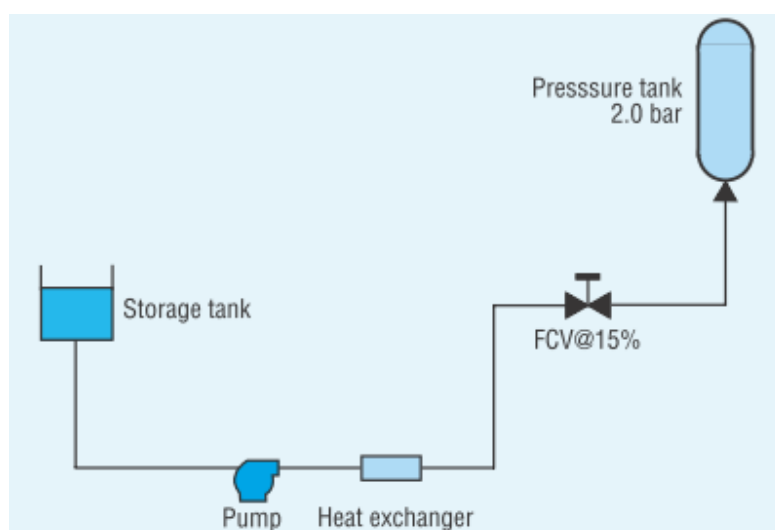
۴- حل یک نمونه : سیستم پمپاژ با مشکلاتی در شیر کنترل

در این بخش برای تبیین مطالب بیان شده یک مثال از مشکلی در سیستم پمپاژ بیان می شود.

در سیستم مورد نظر، که در شکل ۸ نشان داده شده است، آنالیزهای مربوط به LCC برای یک سیستم پمپاژ با شیر کنترل انجام می گیرد. سیستم مورد نظر، از یک پمپ تشکیل شده است که سیال کاری (که شامل ذرات جامدی است) را از تانکر مخزن به تانکر تحت فشار پمپاژ می کند. یک مبدل حرارتی به سیال گرما می دهد و یک شیر کنترل مقدار دبی پمپاژ شده به تانکر تحت فشار را روی ۸۰ متر مکعب در ساعت تنظیم می کند.

جدول ۲

☐	تمامی هزینه های مربوطه جهت برآورد هزینه ی طول عمر پمپ محاسبه شود
☐	با توجه به LCC در نظر گرفته شده پمپ و سیستم های آن تهیه شود
☐	با توجه به هزینه های تهیه و راه اندازی پمپ بیان شده، کل هزینه ها بهینه شود
☐	مقدار عملکرد هر پمپ به صورت جداگانه در نقطه ی عملکردش در نظر گرفته شود
☐	تجهیزات منطبق بر نیازهای سیستم انتخاب شود
☐	نوع پمپ متناسب با وظیفه ی آن انتخاب شود
☐	پمپ بزرگتر از حد مورد نیاز انتخاب نشود
☐	محرك با توجه به کاربرد انتخاب شود
☐	از موتور های راندمان بالا استفاده شود
☐	ادوات انتقال قدرت با توجه به ویفه ی پمپ انتخاب شود
☐	کارائی سیستم ارزیابی شود
☐	پمپ و سیستم های آن توسط کنترلر در حالت بیشترین سود نگهداری شوند
☐	میزان انرژی اتلافی توسط شیرهای کنترلی در نظر گرفته شود
☐	سرویس های جانبی با مهارت انجام شود
☐	از روش نگهداری پیشگیرانه استفاده شود
☐	لقی های داخلی پمپ مورد توجه باشد
☐	به راهنمایی های موجود در دفترچه راهنمای هر موتور، پیرامون بازپیش موتور ها توجه شود
☐	سیستم کنونی پمپ آنالیز شود تا فرصت های بهینه سازی پیش رو مشخص شود
☐	از راهنمایی های بیان شده در دفترچه راهنمای هر پمپ به عنوان منبع ایده استفاده شود



شکل ۸

مهندس فرضی این مسئله در سایت با مشکلاتی پیرامون عملکرد شیر کنترل سیال مواجه است. به گونه ای که این شیر در اثر خوردگی ناشی از کاویتاسیون از عملکرد مطلوب خود خارج می شود. این شیر هر ۱۰ تا ۱۲ ماه خراب شده و هزینه ی تعمیر آن ۴۰۰۰ یورو می باشد. گزینه ای که مورد توجه قرار گرفته است، تعویض شیر با شیر دیگری است که مقاومت آن در مقابل خوردگی بیشتر باشد. مهندس پروژه ی فرضی این مسئله دیدگاه دیگری دارد. او می خواهد سیستم دقیقاً بررسی شود تا راه حل های جایگزین معرفی شود.

سیستم چگونه عمل می کند؟

اولین گام این است که بدانیم سیستم چگونه عمل می کند و در واقع چه اتفاقی می افتد که در پی آن شیر از عملکرد مطلوبش خارج می شود. پس از این مرحله می توان به فکر راه حل بود.

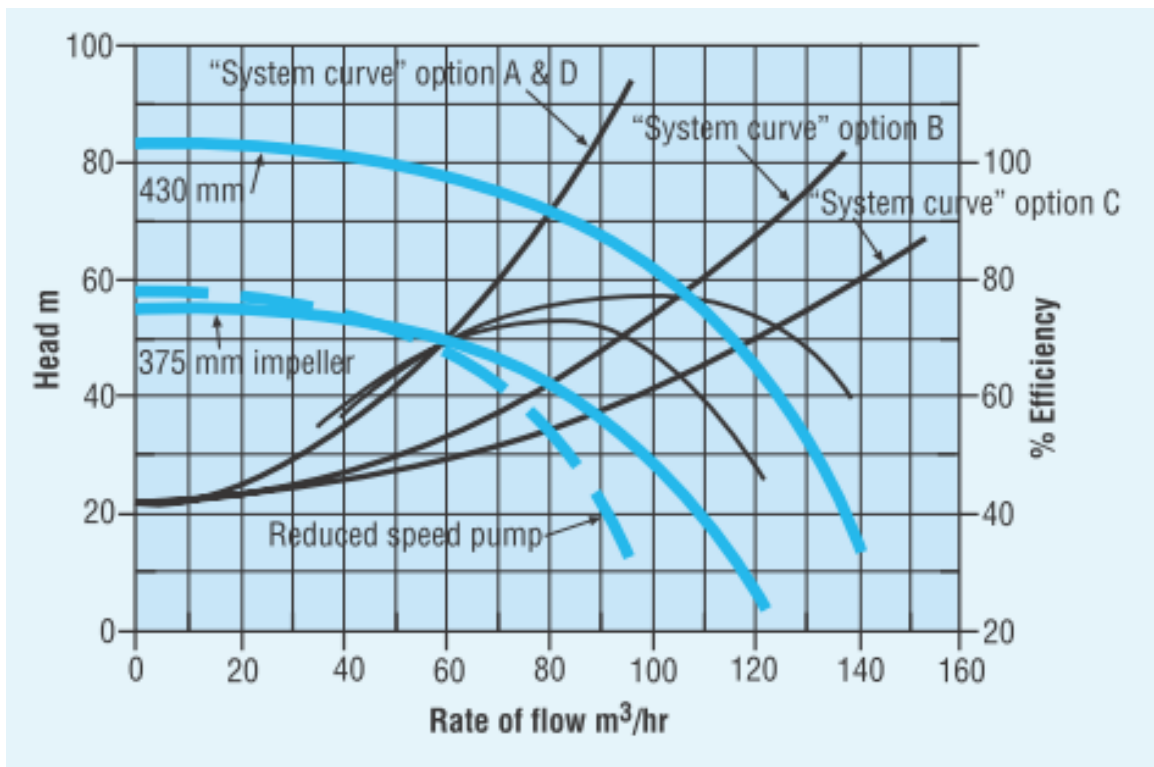
در این سیستم شیر در حالت بین ۱۵ الی ۲۰ درصد باز عمل می کند و تحت نویزهای ناشی از کاویتاسیون قرار می گیرد. این نویزها نشانه ی این است که شیر به درستی سایز نشده است. پس از بررسی دوباره ی محاسبات طراحی، مهندس فرضی به این نتیجه می رسد که پمپ بیش از اندازه بزرگ است. یعنی به جای دبی ۸۰ متر مکعب در ساعت، دبی ۱۱۰ متر مکعب در ساعت را می زند و در نتیجه در مقایسه با حالت طراحی شده، افت فشار بیشتری به شیر کنترل وارد می شود.

در اثر اختلاف فشار بسیار بزرگ در دبی عملکرد پمپ و این حقیقت که شیر در فواصل مشخص به دلیل کاویتاسیون خوب کار نمی کند، این نتیجه حاصل می شود که این شیر برای سیستم مناسب نیست. حال ۴ گزینه پیش روی مهندس فرضی این مسئله است:

- A. از یک شیر کنترل دیگر که برای عملکرد در افت فشار مذکور مناسب باشد استفاده شود.
- B. پره ی پمپ تراشکاری شود تا هد کمتری تولید کند و در نتیجه فشار کمتری به شیر موجود وارد شود.
- C. یک محرک فرکانس متغیر^۹ (VFD) به جای شیر کنترل جریان نصب شود. VFD می تواند دور پمپ را تغییر دهد و در نتیجه دبی مطلوب را تولید کند.
- D. سیستم را می توان همینگونه پذیرفت. یعنی هزینه ای برای تعمیر هر چندماهه ی آن در نظر گرفت.

قیمت یک شیر کنترل نو که با شرایط فشاری سازگار باشد ۵۰۰۰ یورو است. هزینه ی ایجاد تغییرات روی پمپ برای رسیدن به هد و دبی مطلوب ۲۲۵۰ یورو است. از طرفی فرآیند با دبی ۸۰ متر مکعب در ساعت، ۶۰۰۰ ساعت در سال ادامه می یابد. هزینه ی انرژی ۰/۰۸ یورو به ازای هر کیلووات ساعت بوده و بازده موتور ۹۰٪ است. در شکل ۹ منحنی های عملکرد هر کدام از ۴ حالت فوق نشان داده شده است.

^۹ Variable Frequency Drive



شکل ۹

حال با توجه به اطلاعات داده شده، هزینه ی هر کدام از گزینه ها را محاسبه می کنیم. جدول ۳ نتایج این محاسبات را ارائه می کند. شایان ذکر است که با تراش پره از ۴۳۰ به ۳۷۵ میلیمتر افت فشار در شیر کنترلی حدود ۱۰ متر کاهش می یابد. که آن را به طراحی اولیه نزدیک می کند.

فرضیات زیر در محاسبه ی LCC صورت گرفته است:

- نرخ انرژی ۰/۰۸ یورو به ازای هر کیلووات ساعت است.
- پمپ برای ۶۰۰۰ ساعت کار در سال طراحی شده است.
- کارخانه هزینه ی تعمیر و نگهداری سالانه ۵۰۰ یورو را برای پمپ ها در نظر گرفته است که در هر سال ۲۵۰۰ یورو به آن اضافه می شود.
- در این پروژه هیچگونه هزینه ی انهدام سیستم یا دفع به محیط در نظر گرفته نشده است.
- این پروژه ۸ سال ادامه دارد.
- نرخ بهره ۸ درصد و نرخ تورم ۴٪ فرض شده است.

جدول ۳

گزینه	A	B	C	D
عملکرد	تغییر شیر کنترل	تراش پره	VFD	تعمیر شیر کنترل
قطر پره (mm)	۴۳۰	۳۷۵	۴۳۰	۴۳۰
هد پمپ (m)	۷۱/۷	۴۲	۳۴/۵	۷۱/۷
بازده پمپ (%)	۷۵/۱	۷۲/۱	۷۷	۷۵/۱
دبی (m ³ /h)	۸۰	۸۰	۸۰	۸۰
توان مصرفی (KW)	۲۳/۱	۱۴	۱۱/۶	۲۳/۱
هزینه ی انرژی در سال (یورو)	۱۱۰۸۸	۶۷۲۰	۵۵۶۸	۱۱۰۸۸
هزینه ی شیر جدید (یورو)	۵۰۰۰	-	-	-
هزینه ی تغییرات پره (یورو)	-	۲۲۵۰	-	-
هزینه ی خرید VFD (یورو)	-	-	۲۰۰۰۰	-
هزینه ی نصب VFD (یورو)	-	-	۱۵۰۰	-
هزینه ی نگهداری VFD در سال (یورو)	-	-	۵۰۰	-
هزینه ی تعمیر شیر در سال (یورو)	-	-	-	۴۰۰۰
جمع هزینه ها (یورو)	۱۶۰۸۸	۸۹۷۰	۲۷۵۶۸	۱۵۰۸۸

جدول ۴ نتایج نهایی محاسبه ی LCC است.

جدول ۴

گزینه	A	B	C	D
عملکرد	تغییر شیر کنترل	تراش پره	VFD	تعمیر شیر کنترل
هزینه اولیه (یورو)	۵۰۰۰	۲۲۵۰	۲۱۵۰۰	-
قیمت انرژی به ازای هر کیلووات ساعت (یورو)	۰/۰۸	۰/۰۸	۰/۰۸	۰/۰۸
توان مصرفی (KW)	۲۳/۱	۱۴	۱۱/۶	۲۳/۱
ساعت عملکرد در سال	۶۰۰۰	۶۰۰۰	۶۰۰۰	۶۰۰۰
هزینه ی انرژی در سال (یورو)	۱۱۰۸۸	۶۷۲۰	۵۵۶۸	۱۱۰۸۸
هزینه ی نگهداری در سال (یورو)	۵۰۰	۵۰۰	۱۰۰۰	۵۰۰
هزینه ی تعمیر از سال دوم هر ساله (یورو)	۲۵۰۰	۲۵۰۰	۲۵۰۰	۲۵۰۰
هزینه های دیگر سالیانه (یورو)	-	-	-	۴۰۰۰
هزینه ی بیکاری در سال (یورو)	-	-	-	-
هزینه ی محیطی در سال (یورو)	-	-	-	-
هزینه ی انهدام (یورو)	-	-	-	-
عمر (سال)	۸	۸	۸	۸
نرخ بهره (%)	۸	۸	۸	۸
نرخ تورم (%)	۴	۴	۴	۴
جمع هزینه های LCC (یورو)	۹۱۸۲۷	۵۹۴۸۱	۷۴۳۱۳	۱۱۳۹۳۰

منابع و مراجع

- 1- Anusuya Ramadoss, "Life-Cycle Cost Analysis of Industrial Pumps", Pumps & systems magazine, 2013
- 2- R. Marlow, "WIMES LCC model 01- Centrifugal pump units", Pump centre, 2009.
- 3- "Pump LCC cost: A guide to LCC analysis for pumping systems", collaboration between the Hydraulic Institute, Europump, and the US Department of Energy's Office of Industrial Technologies (OIT), 2001

📖 نکاتی پیرامون طراحی حلزونی

مقدمه

هدف از این مقاله ارائه ی الگوریتمی است که به وسیله ی آن حلزونی مناسب برای پره ی یک پمپ با عملکرد مشخص در نقطه ی بهینه، طراحی شود. برخلاف الگوریتم های معرفی شده ی طراحی پره که در شماره ی قبل ارائه شد، الگوریتم های طراحی حلزونی بسیار متفاوت از هم اند. به عبارت دیگر روش واحدی جهت طراحی حلزونی ها وجود ندارد.

دلیل اصلی این موضوع در فلسفه ی وجود حلزونی در پمپ نهفته است. سیال به درون پمپ مکیده می شود و توسط پره به آن انرژی جنبشی داده می شود. وظیفه ی اصلی حلزونی، تبدیل این انرژی جنبشی به فشار می باشد. پوسته ی پمپ هیچ قطعه ای جهت تولید هد کلی ندارد؛ بنابراین تنها در کاهش افت ها تاثیرگذار است. لذا تفاوت های موجود بین روش های طراحی حلزونی تاثیر چندانی بر هد کلی ندارد.

به منظور درک بهتر مراحل طراحی حلزونی، روند آن با حل یک مثال شرح داده شده است. مثال حل شده طراحی حلزونی برای پره ای است که در نقطه ی بهترین عملکرد، نفت خام سبک را با دبی $Q = 100 \frac{m^3}{hr}$ و هد $H=30m$ در دور موتور $n=1450$ rpm پمپاژ کند. شایان ذکر است که چگالی نفت خام سبک $840 \frac{kg}{m^3}$ است. در شماره ی قبلی این نشریه پره ی مورد نظر با روش های مختلف طراحی شد. بنابراین از اطلاعات حاصل از یکی از این طراحی ها که در جدول ۱ آورده شده است استفاده می شود. اطلاعات مندرج در جدول ۱ حاصل طراحی پره با استفاده از نرم افزار CFTurbo و به روش مرحله به مرحله می باشد.

جدول ۱

پارامتر	مقدار
قطر داخلی روتور (mm)	103
قطر خارجی روتور (mm)	312
نسبت قطر ها	3.08
زاویه ی ورودی پره	30
زاویه ی خروجی پره	23
تعداد پره	6
گام پره در ورودی (mm)	52.88
گام پره در خروجی (mm)	163.36
پهنای پره در خروجی (mm)	20
بازده هیدرولیکی	86.6%
بازده حجمی	87%
بازده کل	75%

طراحی حلزونی مبتنی بر متن کتاب لبانوف

کتاب «پمپ های سانتریفیوژ: طراحی و کاربرد» در سال ۱۹۸۵ توسط ول لبانوف و رابرت راس به نگارش در آمد. مطالب و روش های بیان شده در این کتاب بسیار شبیه به روش های بیان شده در کتاب «پمپ های سانتریفیوژ و جریان محوری» نوشته ی استپانوف است که در سال ۱۹۵۷ منتشر شده است. کتاب مذکور یکی از کتب بنیادین طراحی پمپ است که لبانوف با نگاهی نو و با افزودن مطالب تالیفی خود به آن «پمپ های سانتریفیوژ: طراحی و کاربرد» را منتشر کرد. در نتیجه شیوه ی ارائه شده در این بخش را روش استپانوف نیز می توان نام نهاد.

تعیین پارامترهای حلزونی

گام اول) مساحت حلزونی (گلویی)

شکل ۱ نمودارهای مختلفی را، از سازندگان مختلف پمپ های سانتریفیوژ، جهت تعیین مقدار ضریب k_3 ارائه می کند. در شکل ۲ میانگین این نمودارها ارائه شده است. با تعیین ضریب k_3 از نمودار شکل ۲ و با استفاده از رابطه ی زیر می توان مساحت حلزونی را محاسبه کرد:

$$A_v = \frac{0.04 \times Q}{k_3 \times H^{0.5}}$$

در رابطه ی فوق دبی بر حسب گالن در دقیقه و هد بر حسب فوت می باشد. مساحت به دست آمده بر حسب اینچ مربع است. روابط زیر جهت تبدیل واحدهای رابطه ی فوق مفید است:

$$1 \text{ m}^3 = 264 \text{ gal} , 1 \text{ hr} = 60 \text{ min} \rightarrow 1 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{60 \text{ min}} \times \frac{264 \text{ gal}}{1 \text{ m}^3} = 6.07 \text{ GPM}$$

$$1 \text{ m} = 3.28 \text{ ft}$$

$$1 \text{ in}^2 = 6.34 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

همچنین برای تبدیل سرعت مخصوص از رابطه ی زیر استفاده می شود:

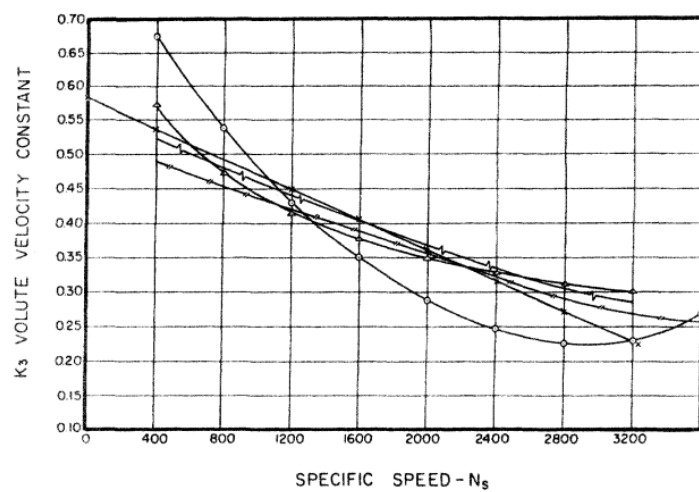
$$N_s = 51.6 n_q$$

برای حلزونی مذکور:

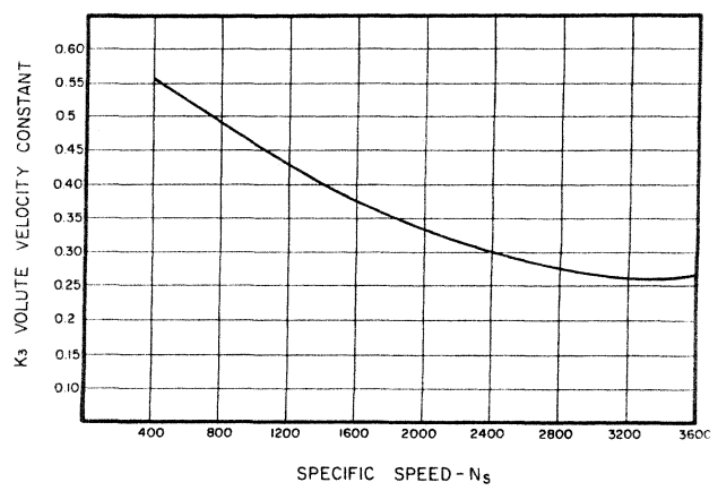
$$Q = 100 \times 6.07 = 607 \text{ GPM}$$

$$H = 30 \times 3.28 = 98.4 \text{ ft}$$

$$N_s = 51.6 \times 18.85 = 972.66 \rightarrow k_s \approx 0.46$$



شکل ۱



شکل ۲

با قرار دادن مقادیر فوق در رابطه ی مساحت حلزونی:

$$A_v = \frac{0.04 \times Q}{k_3 \times H^{0.5}} = \frac{0.04 \times 607}{0.46 \times 98.4^{0.5}} = 5.32 \text{ in}^2$$

در واحد SI:

$$A_v = 6.34 \times 10^{-4} \times 5.32 = 3.37 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

مقدار به دست آمده، مقدار نهایی مساحت حلزونی برای پمپ های تک حلزونی است. اگر پمپ مورد نظر از آرایش حلزونی دوپل استفاده کند، مقدار به دست آمده تقسیم بر دو خواهد شد.

گام اول) پهنای حلزونی

برای تعیین پهنای حلزونی، تطابق مقدار با قطر خارجی پره (d_2) و پهنای خروجی آن (b_2) حائز اهمیت است. همچنین این مقدار باید به گونه ای باشد که فاصله ی بین محفظه (casing) و شرود پره با وجود خطاهای معمول ریخته گری، کافی باشد. جدول ۲ مقدار پهنای حلزونی را ارائه می کند.

جدول ۲

سرعت مخصوص (n_q)	سرعت مخصوص (N_s)	پهنای حلزونی (b_3)
<19.4	< 1000	$2b_2$
19.4-58.1	1000-3000	$1.75b_2$
>58.1	> 3000	$1.6b_2$

پره ی حلزونی مذکور مقدار سرعت مخصوص در واحد SI ۱۸/۸۵ بوده و در نتیجه مشمول اطلاعات ردیف اول جدول ۲ می شود :

$$b_3 = 2b_2 = 2 \times 20 = 40 \text{ mm}$$

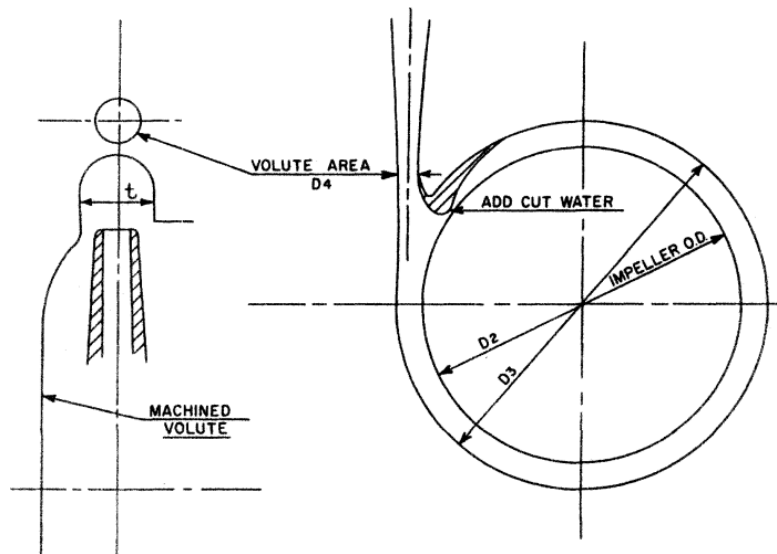
گام سوم) قطر کاتواتر

جهت جلوگیری از نویز، نوسانات و ارتعاشات، مخصوصا در فرکانس گذر پره، یک فاصله ی حداقلی بین لبه ی پره و لبه ی حلزونی در نظر گرفته می شود که به آن کاتواتر (cutwater) می گویند. جدول ۳ اطلاعات مفیدی پیرامون تعیین قطر کاتواتر ارائه می کند.

جدول ۳

قطر کاتواتر (d_3)	سرعت مخصوص (n_q)	سرعت مخصوص (N_s)
$1.05d_2$	11.6-19.4	600-1000
$1.06d_2$	19.4-29.1	1000-1500
$1.07d_2$	29.1-48.4	1500-2500
$1.09d_2$	48.4-77.5	2500-4000

سه پارامتر تعیین شده در فوق در شکل ۳ نشان داده شده اند.

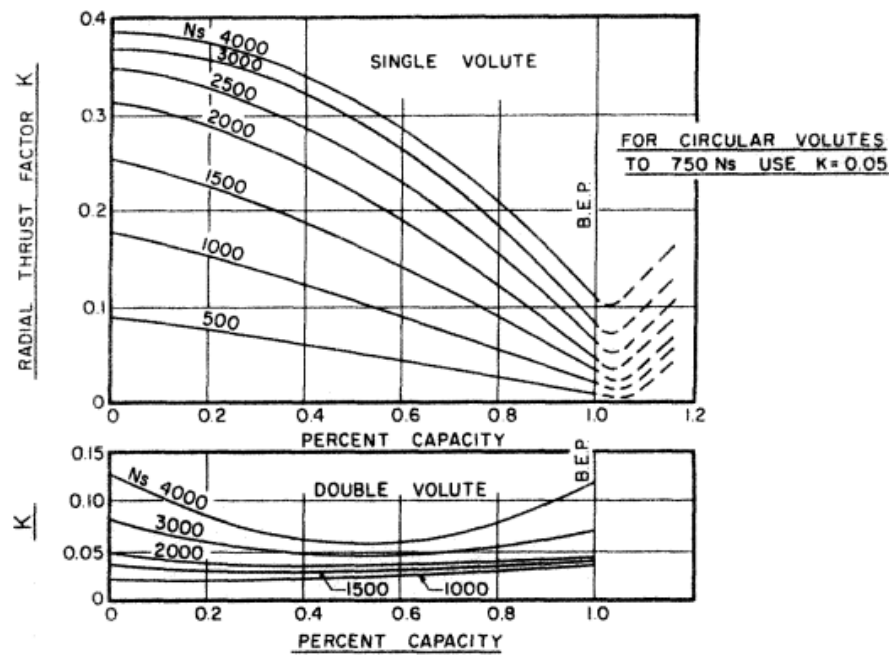


شکل ۳

علاوه بر تعیین سه پارامتر فوق، توصیه می شود در طراحی پارامترهای دیگر از نکات زیر استفاده شود:

۱. حلزونی برای حالت سرعت ثابت طراحی شود.
۲. انرژی جنبشی تنها در محفظه ی دیفیوزر مانند بعد از حلزونی به فشار تبدیل شود. زاویه ی واگرایی این محفظه ۷ تا ۱۳ درجه انتخاب شود.
۳. سطح مقطع حلزونی به تدریج از کاتوتر تا نازل حلزونی افزایش می یابد.
۴. توزیع فشار حول حلزونی تنها در نقطه ی BEP در تعادل است و در دو طرف این نقطه این تعادل به هم خورده و نیروی فشاری بر آن اعمال می شود که منجر به نیروی شعاعی روی پره می شود. نیروی شعاعی روی پره باعث خمش شفت و در موارد بحرانی باعث شکست آن خواهد شد. مقدار نیروی شعاعی مذکور برابر است با : $P = \frac{KHd_2b_2SG}{2.31}$ در شکل ۴ مقادیر تجربی ضریب K ارائه شده است.
۵. ترجیحا زاویه ی دیواره ی حلزونی در تمام طول آن ثابت بماند.
۶. فضای حلزونی در دو طرف شروء متقارن باشد.
۷. برای سرعت مخصوص های کمتر از ۶۰۰ از پروفیل دایروی استفاده شود.

در رابطه با درک بهتر نکته ی شماره ی یک ارائه ی توضیحات زیر ضروری به نظر می رسد.



شکل ۴

روش های محاسبات حلزونی

دبی جریان گذرنده از یک سطح مقطع حلزونی با مساحت A و با موقعیت φ (همانطور که در شکل ۵ نشان داده شده است) برابر است با:

$$Q_{\varphi} = \int c_u dA = \int_{r_4}^{r_a(\varphi)} c_u b(r) dr$$

از طرفی :

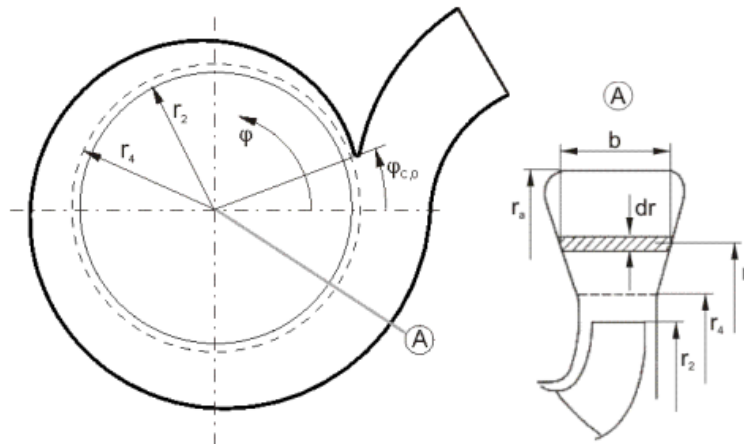
$$Q_{\varphi} = Q_i \times \left(\frac{\varphi}{2\pi}\right)$$

با جایگذاری φ در رابطه ی فوق رابطه ی نهایی به دست می آید:

$$\varphi = \frac{2\pi}{Q_i} \int_{r_4}^{r_a(\varphi)} c_u b(r) dr$$

$$Q_i = \frac{Q}{\eta_v} \text{ در رابطه ی فوق}$$

برای حل انتگرال فوق دو روش محاسباتی وجود دارد که در زیر شرح داده شده است:



شکل ۵

۱. روش فلیدر^{۱۰} (روش ممان ممنتوم ثابت)

این روش بر اساس این فرض می باشد که جریان در حلزونی قانون ممان ثابت ممنتوم را رعایت می کند. یعنی:

$$M_m = c_u r = \text{const}$$

از رابطه ی فوق می توان اینگونه استنباط کرد که با افزایش فاصله از محور پروانه، سرعت جانبی کاهش می یابد و در نتیجه در یک سطح مقطع از حلزونی این سرعت ثابت نیست. با برقراری این قانون اتلافات به حداقل می رسد و از وجود اصطکاک در سیال صرف نظر می توان صرف نظر کرد.

با استفاده از رابطه ی به دست آمده می توان مقدار انتگرال رابطه ی φ را اینگونه به دست آورد:

$$\varphi = \frac{2\pi}{Q_i} \int_{r_4}^{r_a(\varphi)} c_u b(r) dr = \frac{2\pi \times c_{u4} r_4}{Q_i} \int_{r_4}^{r_a(\varphi)} \frac{b(r)}{r} dr$$

با انتخاب سطح مقطعی مانند چهارگوش، دایروی و دوزنقه ای این انتگرال به صورت صریح قابل حل است. در حالت کلی یکی از روش های متداول حل این انتگرال حل جدولی آن است. به این صورت که با تبدیل انتگرال به سیگما و با ایجاد جدولی ۲ ستونه شامل شعاع و پهنا، محاسبات حلزونی به پاسخ نهایی می رسد.

۲. روش استپانوف (روش سرعت ثابت)

استفاده از روش فلیدر مشکلات زیر را با خود به همراه می آورد:

- I ناهمخوانی سرعت به دست آمده از این روش با سرعت واقعی در حلزونی
- II عدم قطعیت محاسبه ی افت های اصطکاکی
- III مقدار Q_{opt} باید به وسیله ی مقدار نهایی سطح مقطع حلزونی تعیین شود.

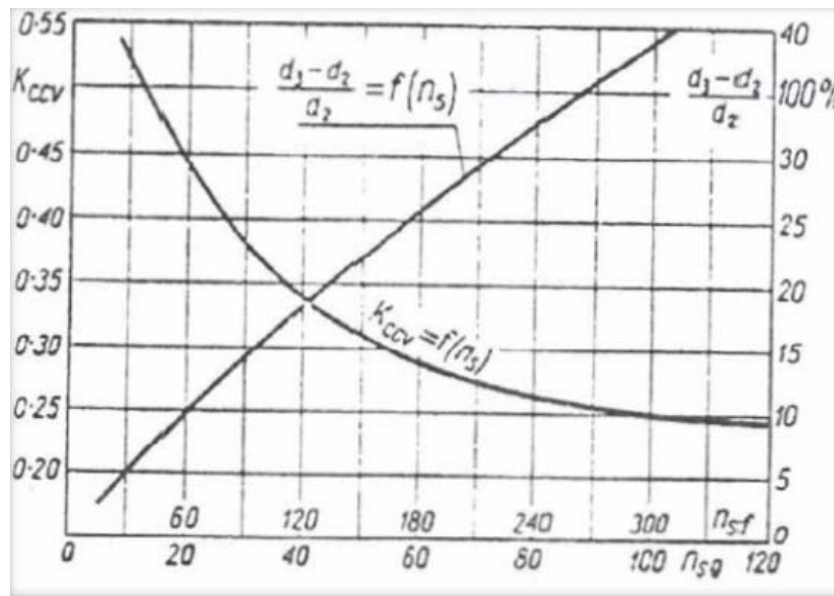
¹⁰ Pfleiderer

به همین دلیل استپانوف روشی را معرفی می کند که طی آن با افزایش ϕ سطح مقطع افزایش یافته و سرعت ثابت می ماند. استفاده از این روش حجم محاسبات را به طرز قابل ملاحظه ای کاهش می دهد. سرعت ثابت میانگین در حلزونی از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$c_u = K_{cv} \sqrt{2gH}$$

که در آن K_{cv} ضریبی تجربی است و از نمودار شکل ۶ به دست می آید. با استفاده از رابطه ی فوق می توان انتگرال مذکور را حل کرد:

$$\phi = \frac{2\pi}{Q_i} \int_{r_4}^{r_a(\phi)} c_u b(r) dr = \frac{2\pi \times K_{cv} \sqrt{2gH}}{Q_i} \int_{r_4}^{r_a(\phi)} b(r) dr$$



شکل ۶

استفاده از طراحی استاندارد سطح مقطع جهانی حلزونی

جهت مشخص بودن کانتورهای حلزونی، می توان سطح مقطع حلزونی پمپ های مختلف را بر حسب یک مدل مرجع جهانی طراحی کرد. شایان ذکر است که استفاده از این طرح های جهانی بهترین عملکرد هیدرولیکی را در پی دارد؛ اگرچه ممکن است با سلیقه ی طراح جور در نیاید یا برخی ملاحظات طراحی مکانیکی را نقض کند. به جز پهنای پره و فاصله ی بین پره و کاتواتر سایر پارامترهای هر حلزونی ای بسیار مشابه هم است.

استفاده از این طرح ها، با تضمین عملکرد هیدرولیکی مناسب بخش آزمون و خطای طراحی حلزونی را حذف می کند. به همین منظور در شکل های ۷ و ۸ طرح جهانی این حلزونی ها با خروجی ۱۰ اینچ مربع نشان داده شده اند. همانطور که در شکل ۸ نشان داده شده است، اگر مساحت خروجی حلزونی پمپ مورد نظر مقداری غیر از ۱۰ اینچ مربع بود، از گام های زیر اندازه های جدید به دست می آید:

گام اول) تعیین ضریب مساحت

از مساحت به دست آمده از رابطه ی $A_v = \frac{0.04 \times Q}{k_3 \times H^{0.5}}$ جهت تعیین ضریب مساحت استفاده می شود:

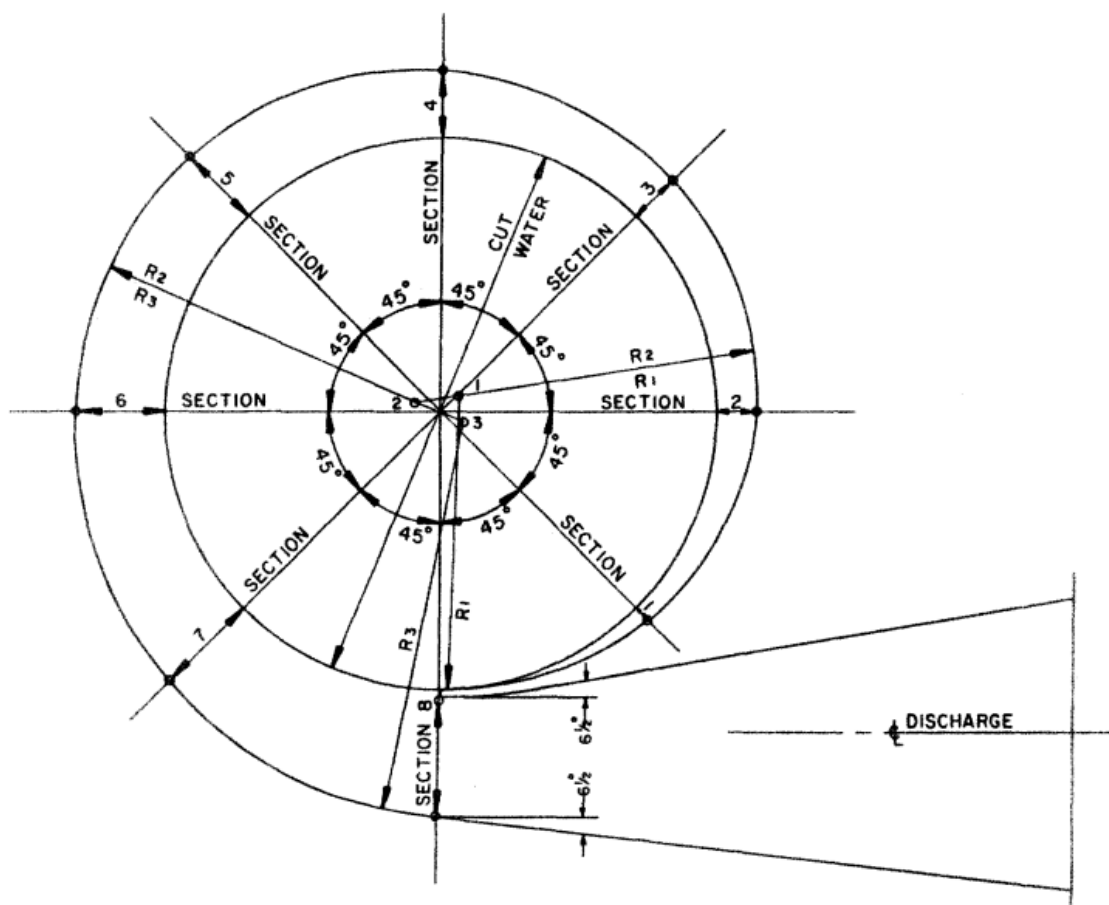
$$F = \sqrt{\frac{A_v}{10}}$$

برای حلزونی مذکور:

$$F = \sqrt{\frac{A_v}{10}} = \sqrt{\frac{5.32}{10}} = 0.73$$

گام دوم) تعیین مساحت های جدید هر بخش

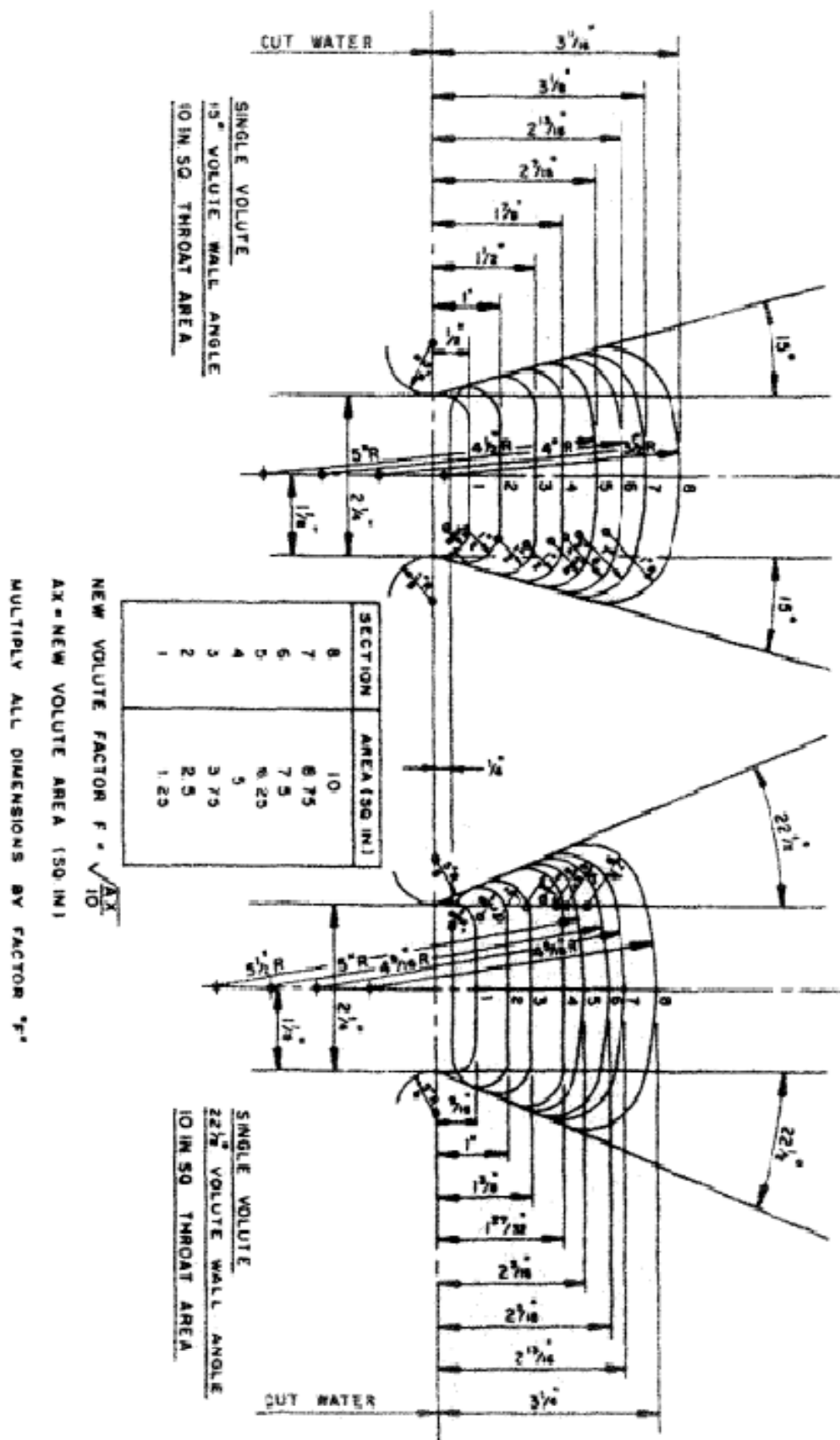
با ضرب ضریب به دست آمده از گام اول در مساحت های طراحی جهانی، مساحت های جدید به دست می آید.



شکل ۷

برای حلزونی مذکور:

بخش	مساحت طرح جهانی (in^2)	مساحت طرح جدید جهانی (in^2)	مساحت طرح جدید جهانی ($10^3 \times m^2$)
۸	۱۰	۷/۳۰	۴/۶۳
۷	۸/۷۵	۶/۳۹	۴/۰۵
۶	۷/۵	۵/۴۸	۳/۴۷
۵	۶/۲۵	۴/۵۶	۲/۸۹
۴	۵	۳/۶۵	۲/۳۱
۳	۳/۷۵	۲/۷۴	۱/۷۴
۲	۲/۵	۱/۸۳	۱/۱۶
۱	۱/۲۵	۰/۹۱	۰/۵۸



طراحی حلزونی مبتنی بر متن کتاب گولیچ

کتاب پمپ های سانتریفیوژ نوشته ی یوهان فردریش گولیچ در سال ۲۰۰۷ توسط انتشارات اشپرینگر چاپ شد. همانطور که انتظار می رود با توجه به سال انتشار این کتاب، به جزئیات هیدرولیکی بیشتری نسبت به کتب پیشین توجه شده است و طراحی بر اساس آن بار علمی بیشتری دارد. بر اساس روش توصیه شده ی این کتاب نرم افزار طراحی CFTurbo برنامه نویسی شده است که نقش مهمی در طراحی پره در دنیای پمپ ایفا می کند.

برای طراحی حلزونی به روش گولیچ، باید پارامترهای اساسی آن را به ترتیب زیر مشخص کرد:

❖ زاویه ی پوشش حلزونی (ε_1)

زاویه ی پوشش حلزونی اغلب در آرایش های دوبل، دوقلوئی و چندگانه حائز اهمیت هستند. همانطور که واضح است، زاویه ی پوشش حلزونی برای آرایش تک همواره ۳۶۰ درجه می باشد.

❖ دبی حلزونی (Q_{Le})

بدیهی است که میزان دبی نشستی ورودی پره، هیچگاه به حلزونی نمی رسد. لذا دبی ورودی به حلزونی با دبی ورودی به پره متفاوت است. این نشستی ها شامل نشستی های بین هر طبقه (برای پمپ های چند طبقه) و نشستی ناشی از بالانس نیروی تراست می باشد. پس:

$$Q_{Le} = Q_{opt} + Q_{Le} + Q_{s3}$$

برای حلزونی مذکور با توجه به اطلاعات پره ی طراحی شده در شماره ی قبل:

$$Q_{Le} = Q_{opt} + Q_{Le} + Q_{s3} = 100 + 7.5 + 0 = 107.5 \frac{m^3}{hr}$$

❖ سرعت جانبی سیال در ورودی حلزونی (C_{4u})

سرعت خروجی پره (C_{2u}) با توجه به روابط بیان شده در مقاله ی طراحی پره به دست می آید. اگر در خروجی پره دیفیوزری طراحی شود، سرعت ورودی دیفیوزر، بنا بر رابطه ی بقای ممنتوم از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$C_{3u} = \frac{r_2}{r_3} C_{2u}$$

که در آن زیروند ۳ نماینده ی ورودی دیفیوزر است. سرعت در خروجی دیفیوزر، سرعت در ورودی حلزونی است.

$$C_{4u} = C_{2u} = 14.7 \frac{m}{s} \text{ باشد: می باشد}$$

❖ قطر کاتواتر (d_z)

همانطور که پیشتر بیان شد، بین پره و حلزونی باید یک ناحیه با حداقل فاصله قرار داد تا از نوسانات و ارتعاشات ناخواسته جلوگیری کند. قطر کاتواتر که در وقع همان فاصله ی آن از محور پره می باشد از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$\frac{d_z}{d_2} \geq 1.03 + 0.1 \frac{n_q}{40} + 0.07 \frac{\rho H}{\rho_{REF} H_{REF}}$$

که در آن ρ_{REF} و H_{REF} مقادیر مرجع بوده و به ترتیب برابرند با ۱۰۰۰ متر و ۱۰۰۰ کیلوگرم بر متر مکعب.

برای حلزونی مذکور:

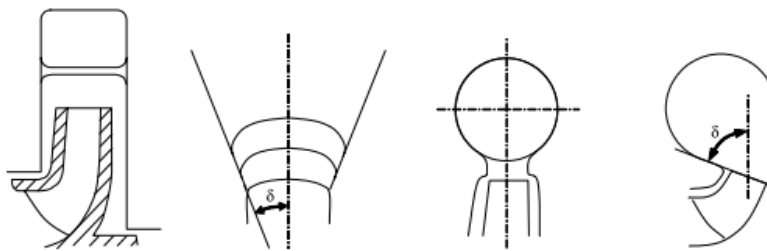
$$\frac{d_z}{d_2} \geq 1.03 + 0.1 \frac{n_q}{40} + 0.07 \frac{\rho H}{\rho_{REF} H_{REF}} = 1.03 + 0.1 \frac{18.85}{40} + 0.07 \frac{840 \times 30}{10^6} = 1.102$$

پس:

$$d_z = 1.11 d_2 = 1.11 \times 312 \approx 346 \text{ mm}$$

❖ هندسه ی سطح مقطع حلزونی

هندسه ی سطح مقطع حلزونی باید با توجه به نوع پمپ، تنش های حلزونی و تغییر شکل های مجاز انتخاب شود. در شکل ۹ تعدادی از این هندسه ها نشان داده شده اند. از سمت چپ به ترتیب، حلزونی چهارگوش، حلزونی دوزنقه ای، حلزونی دایروی و حلزونی نامتقارن نام دارند.



شکل ۹

یکی از مهمترین عوامل در انتخاب هندسه ی سطح مقطع حلزونی، الگویی است که تولید کننده ی پمپ پیش از این، از آن تبعیت می کرد. استفاده از هندسه ی چهارگوش و دوزنقه ای مزیت ساخت و نصب آسانتر را نسبت به هندسه ی دایروی دارا هستند. در کل استفاده از هندسه های مسطح به جای هندسه های دایروی باعث کاهش افت های هیدرولیکی می شود. از همین رو انتخاب چنین هندسه هایی با نسبت عرض به ارتفاع ۲ بسیار بهینه است.

حلزونی های مورد استفاده و ساخته شده در کارخانه ی آریا سپهر کیهان هندسه ی دایروی دارند. لذا در ادامه با انتخاب این هندسه به طراحی حلزونی پرداخته می شود.

❖ پهنای ورودی (b_3)

پهنای ورودی حلزونی با توجه به مقدار پهنای خروجی پره، فواصل ضروری اطراف پره و الزامات حلزونی تعیین می شود. همچنین تغییرات از حلزونی به نازل خروجی باید تا حد امکان ملایم باشد. در نتیجه برای حلزونی های تک مقدار پهنای ورودی باید آنقدر بزرگ باشد که تقریباً برابر با مقدار ارتفاع شود.

مقدار نسبت $\frac{b_3}{b_2}$ بستگی به مقدار سرعت مخصوص دارد و می تواند در محدوده ی گسترده ای بدون آنکه تاثیر قابل ملاحظه ای بر روی بازده داشته باشد انتخاب شود. رعایت موارد زیر برای انتخاب این مقدار در یک پره ی باز مناسب است:

۱. در سرعت مخصوص های پایین برای جلوگیری از ارتعاشات زیاد باید $2 \leq \frac{b_3}{b_2} \leq 4$ باشد.
۲. در سرعت مخصوص های بالا برای جلوگیری توربولانس و جریان ثانویه باید $1.05 \leq \frac{b_3}{b_2} \leq 1.2$ باشد.

با توجه به سرعت مخصوص پایین حلزونی مذکور:

$$b_3 = 2.5 b_2 = 50 \text{ mm}$$

❖ پروفیل کاتواتر

پروفیل کاتواتر باید بیضوی باشد تا آن را به تغییر خط جریان از تغییر شرایط کارکرد غیرحساس کند. این پروفیل باید کوتاه و نازک باشد تا در مقابل تنش ها مقاوم باشد و ریسک ایجاد ترک در آن کاهش یابد. ضخامت لبه ی جلویی کاتواتر (e_3) را می توان با یک دایره تعریف کرد که قطر آن تقریباً $0.02 d_2$ است. کاتواتر زاویه ای با مولفه ی جانبی سرعت می سازد که α_3 نام دارد. این زاویه باید به گونه ای انتخاب شود که منطبق بر خط جریان باشد.

برای حلزونی مذکور قطر دایره ی لبه ی کاتواتر $e_3 = 0.02 \times 312 \approx 6.25 \text{ mm}$ می باشد.

❖ مساحت گلوپی حلزونی (A_{3q})

روش گولچ برای محاسبات حلزونی، همان روش فلیدر (روش ممان ممنتوم ثابت) است. همانطور که پیشتر در بخش طراحی لبانوف (استپانوف) بیان شد، طراحی های متنوع حلزونی تاثیر چندانی بر بازده ندارد. حلزونی با زاویه پوشش ε_{sp} باید برای دبی $Q_{Le} \times \frac{\varepsilon_{sp}}{2\pi}$ طراحی شود. شعاع هر قسمت از حلزونی توسط رابطه ی زیر تعیین می شود:

$$\int_{r_z}^{r_a} \frac{b}{r} dr = \frac{\varepsilon_{sp} \times Q_{Le}}{2\pi \times c_{2u} \times r_2}$$

برای حلزونی مذکور:

$$\int_{r_z}^{r_a} \frac{b}{r} dr = \frac{\varepsilon_{sp} \times Q_{Le}}{2\pi \times c_{2u} \times r_2} = \int_{0.173}^{r_a} \frac{b}{r} dr = \frac{107.5 \times \frac{1}{3600}}{14.7 \times 0.156} = 0.013$$

ضخامت لبه ی جلویی کاتواتر نیز روی شتاب گرفتن سیال موثر است ولی این تاثیر روی عملکرد پمپ در دبی مطلوب بسیار ناچیز است. در صورت تاثیر دادن این ضخامت در محاسبات، حد پایین انتگرال فوق به $r_z' = r_z + \frac{e_3}{2}$ تغییر می کند. ارتفاع گلوپی از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$a_3 = r_a - r_z'$$

حل تحلیلی به دست آمده از انتگرال فوق، برای سطح مقطع دایروی، سه رابطه ی زیر را می دهد:

$$X_{sp} = \frac{Q_{Le}}{\pi \times c_{2u} \times r_2} \frac{\varepsilon_{sp}}{2\pi}$$

$$d_{3q} = X_{sp} + \sqrt{2d'_z X_{sp}}$$

$$A_{3q} = \frac{\pi d_{3q}^2}{4}$$

که در آن d_{3q} قطر معادل و A_{3q} مساحت گلویی می باشد.

برای حلزونی مذکور:

$$X_{sp} = \frac{Q_{Le}}{\pi \times c_{2u} \times r_2} \frac{\varepsilon_{sp}}{2\pi} = \frac{\frac{107.5}{3600}}{\pi \times 14.7 \times 0.156} = 0.002$$

$$d_{3q} = X_{sp} + \sqrt{2d'_z X_{sp}} = 0.002 + \sqrt{2 \times (0.322 + \frac{0.00625}{2}) \times 0.002} = 0.038$$

$$A_{3q} = \frac{\pi d_{3q}^2}{4} = \frac{\pi \times 0.038^2}{4} = 0.0022 \text{ m}^2$$

تعیین هندسه ی دقیق حلزونی

۱. تعیین هندسه ی دقیق حلزونی مبنی بر قانون ممنوم ثابت

همانطور که پیشتر بیان شد، رابطه ی زیر از قانون ممنوم ثابت قابل استنباط است:

$$\int_{r_z}^{r_a} \frac{b}{r} dr = \frac{\varepsilon \times Q_{Le}}{2\pi \times c_{2u} \times r_2} \rightarrow \varepsilon = \frac{2\pi \times c_{2u} \times r_2}{Q_{Le}} \int_{r_z}^{r_a} \frac{b}{r} dr = \frac{2\pi \times c_{2u} \times r_2}{Q_{Le}} \sum_{r_z}^{r_a} \frac{b}{r} \Delta r$$

با استفاده از رابطه ی فوق روش گام به گام زیر برای تعیین هندسه ی دقیق حلزونی به کار می رود:

I. مقادیر δ , r'_z , b_3 برای تعیین دو سطح مقطع دورانی داخلی و خارجی مشخص شود. (δ زاویه ی انحراف حلزونی از خط

قائم بر محور روتور است).

II. محدوده ی خارجی سطح مقطع های مختلف مثل خطوط AF1 تا AF3 در شکل ۱۰ رسم شود. اینکه کدام سطح مقطع با چه ارتفاعی مناسب است با توجه به سطح مقطع گلویی حلزونی معادل با سطح مقطع دایروی قابل تخمین است.

III. سطوح مقطع به المان های کوچک به عرض b و ضخامت Δr تقسیم شود. موقعیت هر المان با شعاع آن یعنی r تعیین می شود.

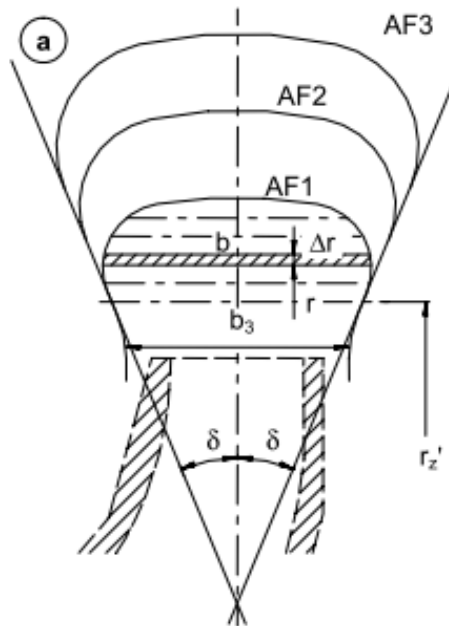
IV. تمامی مقادیر b , r و Δr به دست آمده، در یک جدول ردیف می شوند.

V. مقدار $\sum \frac{b}{r} \Delta r$ برای هر المان محاسبه می شود.

VI. جمع به دست آمده در رابطه ی $\varepsilon = \frac{2\pi \times c_{2u} \times r_2}{Q_{Le}} \sum_{r_z}^{r_a} \frac{b}{r} \Delta r$ قرار داده می شود. زاویه ی به دست آمده مبین زاویه ی آن سطح مقطع به خصوص می باشد.

VII. مقدار r_a متناظر نیز همزمان با مرحله ی قبل به دست می آید.

گام های فوق معمولاً به وسیله ی یک برنامه ی کامپیوتری طی می شود.



شکل ۱۰

۱. تعیین هندسه ی دقیق حلزونی مبنی بر قانون سرعت ثابت

در این روش نیز مساحت گلویی مانند قبل محاسبه می شود. حال با استفاده از این مساحت می توان سرعت در گلویی را محاسبه کرد:

$$c_{3u} = \frac{Q_{Le}}{A_{3q}}$$

از طرفی مساحت گلویی برابر است با:

$$A_{3q} = \int_{r_z}^{r_a} b \, dr$$

سطوح مقطع در هر زاویه ای با استفاده از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$A(\varepsilon) = A_{3q} \frac{\varepsilon}{2\pi}$$

حال سوالی که پیش می آید این است که از کدام روش برای طراحی حلزونی استفاده شود؟ پاسخ را می توان در دو بند خلاصه کرد:

- ❖ برای $n_q < 25$ بهتر است از قوانین سرعت ثابت استفاده شود.
- ❖ برای $n_q > 25$ بهتر است از قوانین ممنتوم ثابت استفاده شود.

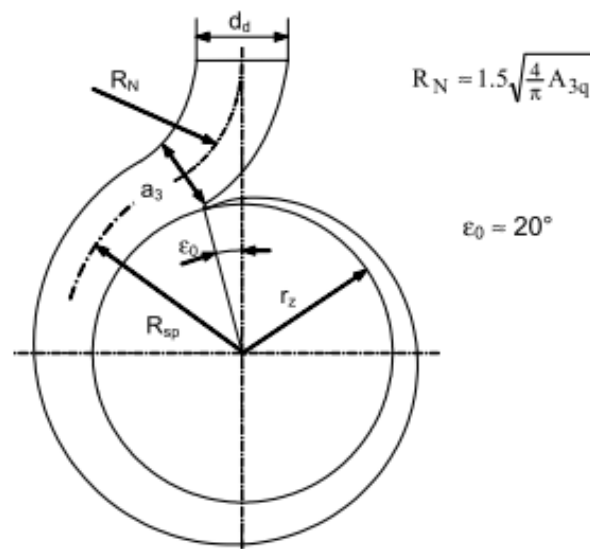
شایان ذکر است که در بازه ی سرعت مخصوص ۲۵ تا ۳۵ می توان از هر دو روش استفاده کرد.

نکاتی پیرامون طراحی نازل خروجی

- دقیقا بعد از حلزونی یک دیفیوزر (نازل) قرار می گیرد.
- در سرعت مخصوص های بالا ($n_q \geq 80$)، سیال در پایین دست گلویی نباید شتاب منفی داشته باشد. زیرا در غیر این صورت نازل بسیار بزرگ و غیر اقتصادی خواهد بود.
- در سرعت مخصوص های پایین شتاب منفی در پایین دست گلویی مطلوب است. نازل باید به گونه ای طراحی شود که شیبی ملایم داشته باشد و اتلافات هیدرولیکی آن کم باشد.
- طول دیفیوزر با توجه به تنش ها و ممنتوم های موجود محدود می شود.
- نازل های شعاعی و مماسی دو نوع از نازل های متداولند.
- اگر نازل مماسی باشد باید از زاویه ی ۶۰ درجه و اگر شعاعی باشد باید از زاویه ی ۲۰ درجه ی حلزونی شروع شود.
- شعاع میانگین، برای نازل های شعاعی برابر است با:

$$R_N = 1.5 \sqrt{\frac{4 A_{3q}}{\pi}}$$

در شکل ۱۱ نمونه ای از نازل های شعاعی نشان داده شده است.



شکل ۱۱

منابع و مراجع

- Centrifugal pumps, Johhan F.Gulich, Springer, Leipzig, 2007.
- Centrifugal pumps: Design and application, Lobanoff Van.S & Ross.R , Gulf, 1987.
- Centrifugal and axial flow pumps, Stepanoff.A.J , Wiley and sons Inc, 1957.

📖 نحوه صحیح جوشکاری و تست فولاد ریخته گری بر اساس استاندارد ASTM-A488

این استاندارد به نحوه ی صحیح جوشکاری فولاد ریخته گری شده به روش قوس الکتریکی می پردازد. با رعایت این استاندارد خود به خود استاندارد ASME Section IX نیز ارضا می شود.

هر تولید کننده باید مطابق با شکل D۱ میزان مطلوب بودن فرآیند جوشکاری، مطابق با شکل D۲ میزان مطلوب بودن عملکرد جوشکار را ثبت کند.

موقعیت جوشکاری

موقعیت جوشکاری بسته به افقی یا عمودی بودن صفحات اصلی به چهار دسته زیر تقسیم می شود :

۱- افقی

۲- عمودی

۳- تخت^{۱۱}

۴- بالای سر^{۱۲}

در شکل D۳ و جدول D۱ اطلاعات هندسی هر کدام از این چهار دسته ارائه شده است.

موقعیت تخت : این موقعیت شامل مواردی می شود که صفحه به صورت افقی قرار گرفته و فلز جوشکاری از بالا روی آن قرار می گیرد. حالت دیگری از این موقعیت لوله هایی است که محور آنها به صورت افقی قرار گرفته است و به دور محور خود می چرخد و فلز جوشکاری از بالا روی آن قرار می گیرد.

موقعیت افقی : این موقعیت شامل مواردی است که صفحه به صورت عمودی قرار گرفته است و خط جوش در حالت افقی روی آن قرار دارد. حالت دیگر این موقعیت لوله ای است که محور آن عمودی است و خط جوش به صورت افقی روی آن قرار می گیرد.

موقعیت عمودی : این موقعیت شامل حالتی می شود که صفحه و خط جوش هر دو به صورت عمودی قرار گیرند.

موقعیت بالای سر : این موقعیت شامل حالتی است که صفحه به صورت افقی قرار گیرد و فلز جوشکاری از زیر به صفحه وارد شود.

موقعیت ثابت افقی : این موقعیت شامل حالتی می شود که لوله ای با محور افقی قرار بگیرد و خط جوش به صورت عمودی روی آن قرار می گیرد. در این حالت لوله حرکت نمی کند و ثابت است.

¹¹ flat

¹² overhead

جدول D۱

موقعیت	شماره شکل	انحراف محور (درجه)	گردش صفحه (درجه)
پهن	A	۰ تا ۱۵	۱۵۰ تا ۲۱۰
افقی	B	۰ تا ۱۵	۸۰ تا ۱۵۰
			۲۱۰ تا ۲۸۰
بالای سر	C	۰ تا ۸۰	۰ تا ۸۰
			۲۸۰ تا ۳۶۰
عمودی	D	۸۰ تا ۱۵	۲۸۰ تا ۸۰
	E	۸۰ تا ۹۰	۰ تا ۳۶۰

نحوه تهیه ی صفحات تست :

نمونه ی تست حتما باید هم جنس با قطعه ی اصلی باشد و عملیات حرارتی صورت گرفته روی آن قبل و بعد از جوشکاری مشابه با قطعه ی اصلی باشد. تعداد نمونه های مورد نیاز با توجه به ابعاد نمونه ی تست تعیین شود. محل اتصال در نمونه باید با همان خط جوش قطعه اصلی جوش داده شود. ابعاد این خط جوش اهمیتی ندارد. ضخامت قطعه با توجه به جداول ۲ و ۳ تعیین می شود.

انواع تست :

چهار نوع تست برای بررسی و قبول نمونه انجام می شود:

- ۱- تست کشش : این تست به منظور سنجش مقاومت خط جوش مورد استفاده قرار می گیرد.
- ۲- تست خمش : این تست به منظور سنجش درستی و چکش خواری خط جوش مورد استفاده قرار می گیرد.
- ۳- تست ضربه شاریپی : این تست به منظور سنجش مقاومت ضربه ای خط جوش ها شیاری مورد استفاده قرار می گیرد.
- ۴- تست رادیوگرافی : این تست به منظور سنجش مهارت جوشکار مورد استفاده قرار می گیرد.

کد مدرک: QC-W-2 شماره بازنگری: 00 تاریخ بازنگری: ۹۲/۸/۱۱	عنوان مدرک: فرم فرآیند جوشکاری (پروسه) WPQ	 آریا سپهر کیهان
---	--	---

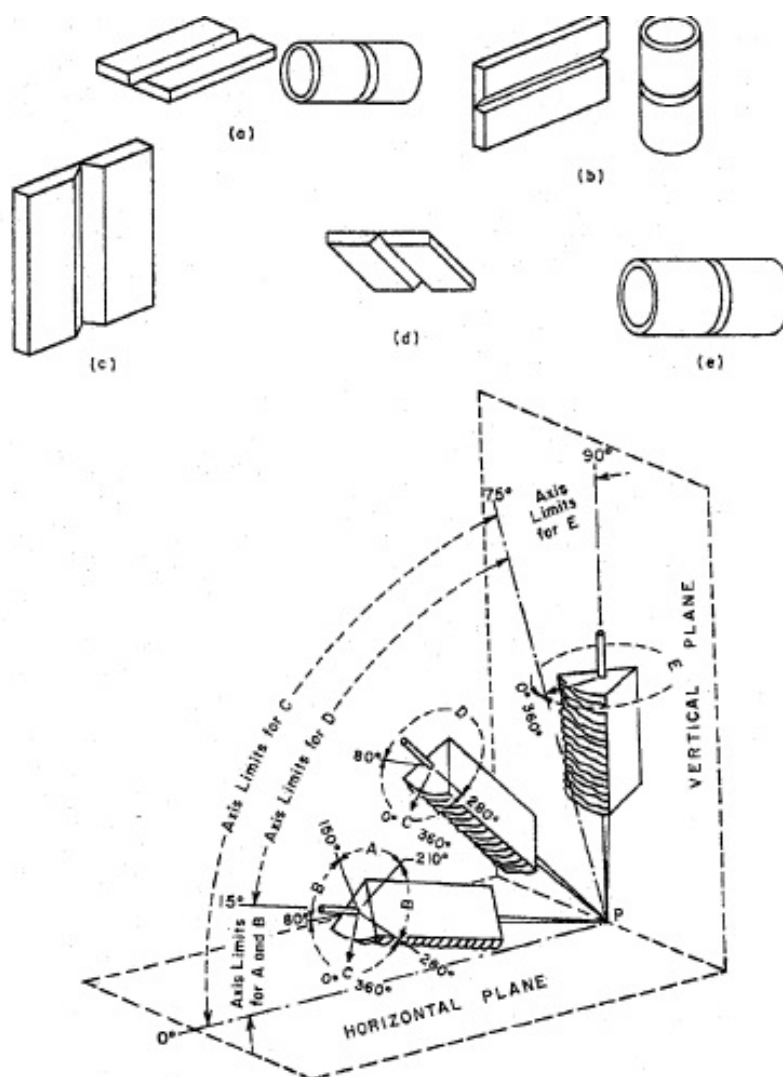
شماره فرآیند تاریخ نوع فرآیند جوشکاری متریکال تا از دسته ی تا ضخامت صفحه (پلیت) محدوده ضخامت قابل قبول Filler Metal F Group No Weld Deposit A Group No مشخصه ی روانساز (Flux) ترکیب گاز دبی حجمی گاز بوار پشت بند (در صورت وجود) محدوده دمای پس گرمایش Single/Multiple موقعیت شیار قطر سیم جوش نام تجاری نوع پشت بند Forehand/Backhand Amps Volts Inches/min دمای پس گرمایش مدت زمانی که در آن دما حفظ می شود						
نتایج تست کشش						
نوع failure و موقعیت آن	تنش نهایی واحد	بار کل نهایی	مساحت	ضخامت	عرض	شماره نمونه
نتایج تست خمش						
نتیجه	شماره نمونه	نتیجه	شماره نمونه			
نام جوشکار ساعت مهر نام تست گیر شماره تست بدین وسیله تضمین می شود که تمامی نتایج مندرج در این فرم خطبشی است و تمامی فرآیند بر اساس ملزومات استاندارد ASTM انجام پذیرفته است.						
سمت: امضا و تاریخ:						

شکل D۱

کد مدرک: QC-W-1 شماره بارنگری: 00 تاریخ بارنگری: ۹۲/۸/۱۱	عنوان مدرک: فرم فرآیند جوشکاری (عملکرد جوشکاری) PQR	 آریا سپهر کیهان
---	---	---

نام جوشکار ساعت مهر شماره فرآیند تاریخ نوع فرآیند جوشکاری موقعیت متربال تا از دسته ی تا ضخامت صفحه (پلیت) محدوده ضخامت قابل قبول Filler Metal F Group No Filler Metal A Group No قطر سیم جوش مشخصه روانساز (Flux) ترکیب گاز نام تجاری نوار پشت بند (در صورت وجود)			
نتایج تست خمش			
نتیجه	شماره نمونه	نتیجه	شماره نمونه
نام تست گیر شماره آزمایشگاه بدین وسیله تضمین می شود که تمامی نتایج درج شده در این فرم حقیقی است و تمامی فرآیند بر اساس ملرومات استاندارد ASTM انجام پذیرفته است.			
سمت: امضاء و تاریخ:			

شکل D۲



شکل D۳

جدول D۲- نوع و تعداد نمونه های تست و محدوده ی ضخامت مورد قبول (پروسه)

ضخامت صفحه یا لوله ای که روی آن جوشکاری صورت گرفته است (t) (اینچ)	محدوده ضخامت مورد قبول (اینچ)		نوع و تعداد تست های مورد نیاز			
	مینیموم	ماکزیمم	کشش در سطح کاهش یافته	خمش از کناره	خمش از رویه	خمش از قاعده
$\frac{3}{8}$ تا $\frac{1}{16}$	$\frac{1}{16}$	2t	2	-	2	2
$\frac{3}{4}$ تا $\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$	2t	2	-	2	2
$\frac{3}{2}$ تا $\frac{3}{4}$	$\frac{3}{16}$	2t	2	4	-	-
بیشتر از $\frac{3}{2}$	$\frac{3}{16}$	8	2	4	-	-

* اگر از جوشکاری جهت ترمیم و تعمیر استفاده شود، ضخامت مینیموم اهمیتی ندارد.

* ماکزیمم ضخامت مورد قبول برای لوله هایی کوچکتر از ۵ اینچ، مینیموم دو مقدار دو برابر ضخامت آن یا $\frac{3}{4}$ اینچ است.

جدول D۳- نوع و تعداد نمونه های تست و محدوده ی ضخامت مورد قبول (عملکرد)

ضخامت صفحه یا لوله ای که روی آن جوشکاری صورت گرفته است (t) (اینچ)	ضخامت مورد قبول	نوع و تعداد تست های مورد نیاز		
		خمش از قاعده	خمش از رویه	خمش از کناره
کمتر از $\frac{3}{8}$	2t	1	1	-
$\frac{3}{4}$ تا $\frac{3}{8}$	2t	1	1	-
$\frac{3}{2}$ تا $\frac{3}{4}$	2t	-	-	2
بیشتر از $\frac{3}{4}$	تا جایی که جوشکاری امکان پذیر باشد	-	-	2

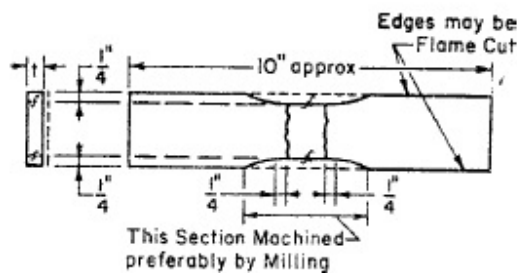
شرایط اتصال باید مطابق شکل D۴ باشد.



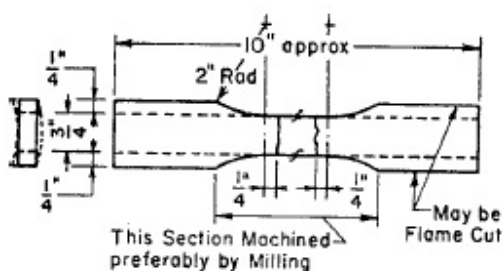
شکل D۴

تست کشش:

ضخامت صفحه یا لوله مورد تست قرار گرفته شده با توجه به شکل های D۵ و D۶ به دست می آید. شایان ذکر است که اندازه لوله ها بیشتر از ۳ اینچ است.



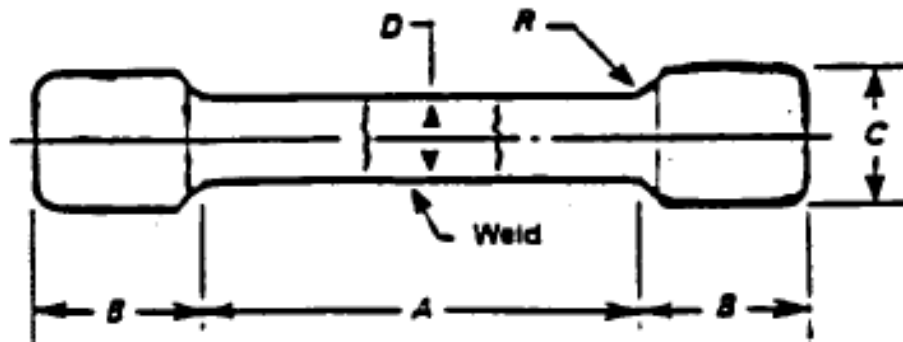
شکل D۵- تست کشش برای صفحه



شکل D۶- تست کشش برای لوله

برای صفحات و لوله هایی با ضخامت زیر یک اینچ، یک نمونه تست و برای بیشتر از ۱ اینچ، یک یا چند نمونه کافی است. هنگامی که از چند نمونه استفاده می شود، هر نمونه یک تست کشش را متحمل می شود.

برای تست کشش می توان از نمونه هایی که نمونه های واژگون نام دارند استفاده کرد که در شکل DY و جدول D۴ ارائه شده اند.



شکل D۷

اگر جوش نمونه ی تست شده استحکام کششی ای بیشتر از ۹۵٪ استحکام کششی تعیین شده داشت، این تست را با موفقیت پشت سر گذاشته است. برای اطلاعات بیشتر پیرامون تست کشش به استاندارد ASTM- A370 رجوع شود.

جدول D۴

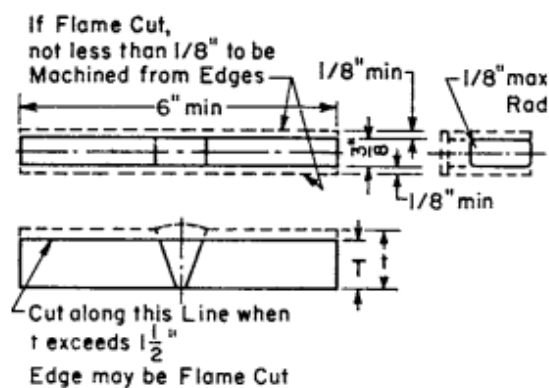
	ابعاد استاندارد (اینچ)			
	(a) نمونه ۰/۵۰۵	(b) نمونه ۰/۳۵۳	(c) نمونه ۰/۲۵۲	(d) نمونه ۰/۱۸۸
A	*	*	*	*
D	0.5 ± 0.01	0.35 ± 0.007	0.25 ± 0.005	0.188 ± 0.003
R (min)	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$
B	$1 \frac{3}{8}$	$1 \frac{1}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{1}{2}$
C	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$

* باید بزرگتر از مجموع عرض جوش و ۲۰ باشد.

تست خمش :

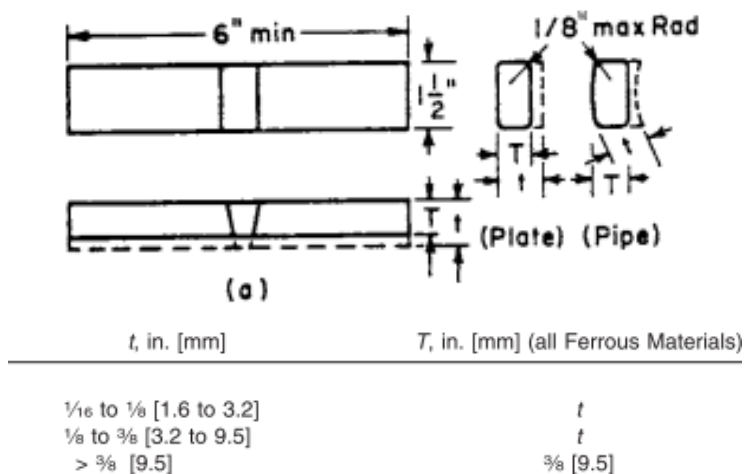
برای تهیه نمونه ی تست خمش باید صفحه یا لوله ی مورد نظر را به گونه ای برش داد که سطح مقطع آن مستطیلی شکل باشد. سطوح بریده شده وجوه جانبی و دو وجه دیگر رویه و قاعده نام دارند. گرده سطحی است که خط جوش با بیشترین ضخامت روی آن قرار دارد. بسته به اینکه کدام وجه، وجه محدب خارجی می شود سه نوع تست خمش موجود است.

خمش جانبی : خط جوش در عرض محور طولی نمونه وجود دارد و نمونه به گونه ای خم می شود که یکی از وجوه جانبی سطح محدب خمش باشد. در شکل D۸ نمونه ی این تست ارائه شده است.



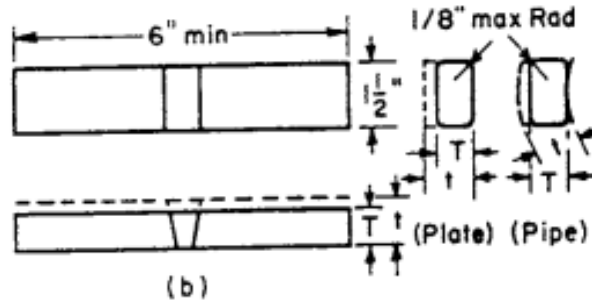
شکل D۸

خمش گرده ای: خط جوش در عرض محور طولی نمونه وجود دارد و نمونه به گونه ای خم می شود که گرده ی آن سطح محدب خمش باشد. در شکل D۹ نمونه ی این تست ارائه شده است.



شکل D۹

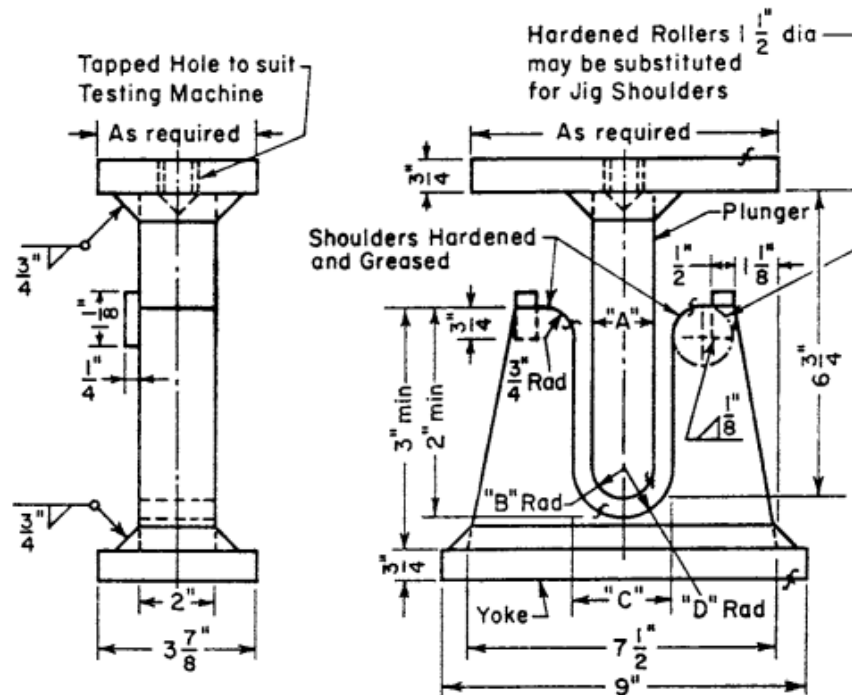
خمش ریشه ای: خط جوش در عرض محور طولی نمونه وجود دارد و نمونه به گونه ای خم می شود که ریشه ی آن سطح محدب خمش باشد. در شکل D۱۰ نمونه ی این تست ارائه شده است.



شكل D١٠

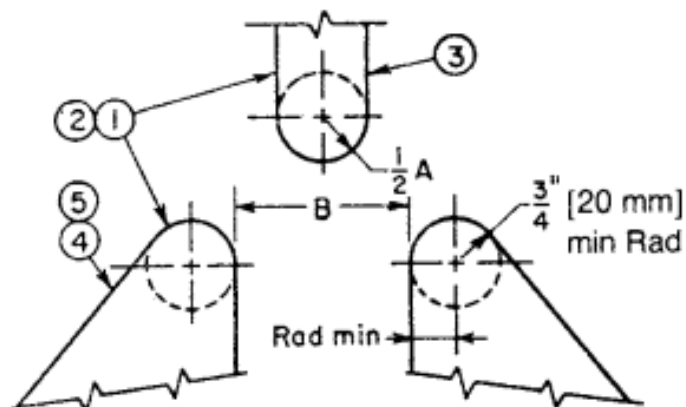
تعداد تست های خمش مورد نیاز برای نمونه های متفاوت در جداول ۲ و ۳ آورده شده است. اگر ضخامت قطعه ی اصلی بیشتر از ۱/۵ اینچ باشد، نمونه ای با ضخامتی بین ۰/۷۵ و ۱/۵ اینچ از آن برداشته می شود.

نمونه های تست خمش باید در راهنمای تست خم شوند. تعدادی از این راهنما های تست در شکل های D۱۱ تا D۱۳ ارائه شده است. بسته به نوع تست خمش، صفحه ی تحت خمش باید در مکتم خالی بین دو فک قرار گیرد.

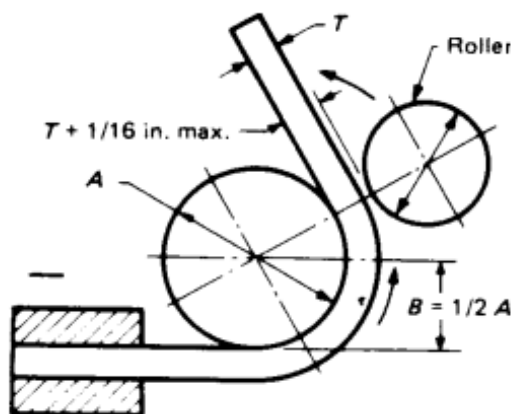


ضخامت نمونه	A (in)	B(in)	C(in)	D(in)
$\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$2\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{16}$
t	4t	2t	$6t+\frac{1}{8}$	$3t+\frac{1}{16}$

شکل D۱۱



شکل D۱۲



شکل D۱۳

برای سنجش نمونه به موارد زیر توجه شود :

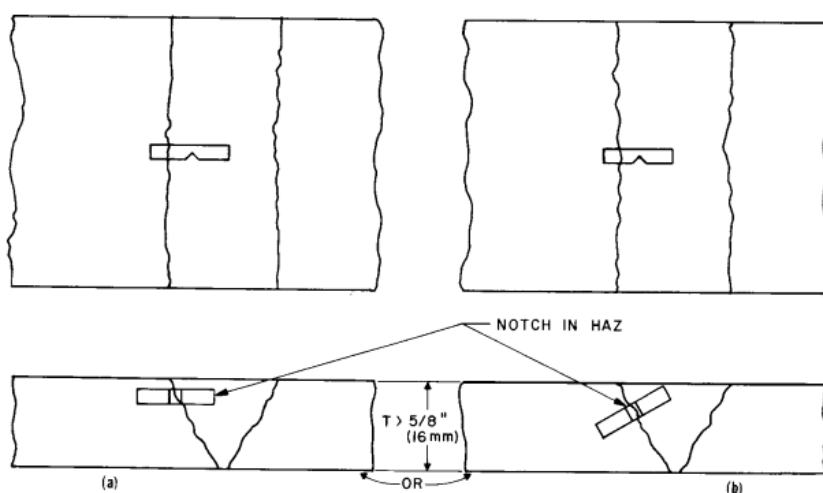
- ۱- وجه محدب خمش نباید در هیچ جهتی هیچ گونه ترکی یا هر نقص دیگری بزرگتر از $\frac{1}{8}$ اینچ داشته باشد.
- ۲- از ترک های کناره ی وجه محدب خمش می توان صرف نظر کرد، مگر اینکه دلیل واضحی مبنی بر ارتباط این ترک با دخول سرپاره به قطعه در دست باشد.
- اگر میزان چکش خواری قطعه ی اصلی آنقدر بالا باشد که نتوان روی آن تست خمش را انجام داد، باید ابتدا با استفاده از عملیات حرارتی مخصوص شرایط را برای خمش آن محیا کرد. اگر قطعه طبق خمش جانبی ۵ درجه خم شد و ترکی روی سطح محدب خمش آن به وجود نیامد این تست را با موفقیت پشت سر گذاشته است.

تست ضربه ی شاریبی :

اطلاعات کاملی از این تست در استاندارد A370 آورده شده است. در این تست فاق V شکل عمود بر سطح قطعه به گونه ای قرار می گیرد که $\frac{1}{16}$ اینچ داخل یک صفحه از آن شود. در نواحی تحت تاثیر عملیات حرارتی قرار گرفته، فاق در عرض جوش بر آن عمود می شود. در شکل D۱۴ نحوه ی قرار گیری فاق نشان داده شده است.

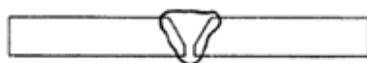
ترتیب حذف بخش هایی از نمونه

در شکل های D۱۵ و D۱۶ ترتیب حذف بخشهایی از نمونه جهت تشکیل نمونه ی تست مورد نظر نشان داده شده است.



شکل D۱۴

Discard	this piece
Reduced Section	Tension Specimen
Root Bend	Specimen
Face Bend	Specimen
Root Bend	Specimen
Face Bend	Specimen
Reduced Section	Tension Specimen
Discard	this piece



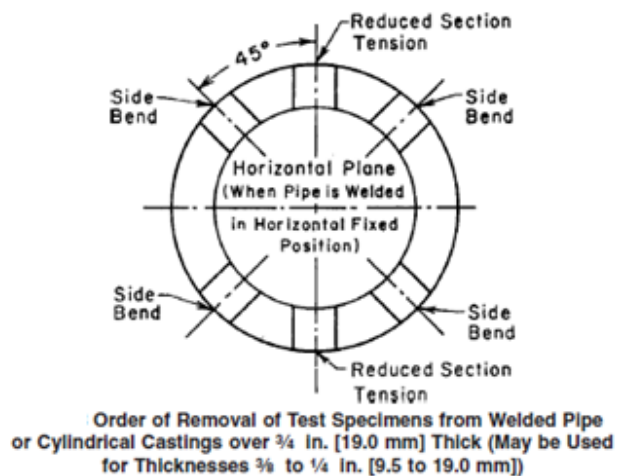
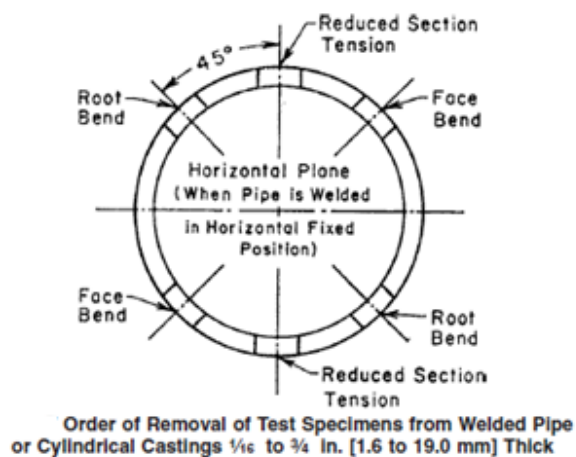
Order of Removal of Test Specimens from Test Plate $\frac{1}{4}$ to $\frac{3}{4}$ In. [1.6 to 19.0 mm] Thick

Discard	this piece
Side Bend	Specimen
Reduced Section	Tension Specimen
Side Bend	Specimen
Side Bend	Specimen
Reduced Section	Tension Specimen
Side Bend	Specimen
Discard	this piece



Order of Removal of Test Specimens from Welded Test Plates over $\frac{3}{4}$ In. [19.0 mm] Thick (May be Used for Thicknesses $\frac{3}{8}$ to $\frac{3}{4}$ In. [9.5 to 19.0 mm])

شکل D۱۵



شکل D۱۶

بررسی مطلوب بودن فرآیند

- ۱- هر تولید کننده یا پیمانکاری باید فرآیند جوشکاری را در فرمی مشابه با فرم های ارائه شده ثبت کند.
- ۲- تعداد تست های خمش مورد نیازی که برای هر قطعه با توجه به ضخامت آن مورد نیاز است در جدول D۲ آورده شده است.
- ۳- نمونه باید مطابق شکل های D۱۵ و D۱۶ از صفحه یا لوله برداشته شود.
- ۴- نمونه های برداشته شده باید موارد صلاحیت اشاره شده در هر تست را با موفقیت پشت سر بگذارد.

بررسی دوباره مطلوب بودن فرآیند

در صورتی که هر یک از ۱۲ حالت زیر برای قطعه اتفاق افتاد، فرآیند جوشکاری باید به عنوان فرآیندی جدید تنظیم شده و مطلوب بودن آن بررسی شود:

۱- تغییر متریال پایه از یک دسته به دسته ی دیگر. هنگامی که دو قطعه از دو جنس مختلف به هم جوش داده می شوند، مطلوب بودن فرآیند باید برای ترکیب دو متریال بررسی شود. شایان ذکر است که دسته بندی مواد مختلف در جدول D۵ آورده شده است.

۲- هر گونه تغییر در آنالیز سرباره ی جوش یا جنس الکتروود نیاز به بررسی دوباره مطلوب بودن تحت هرکدام از شرایط زیر را الزامی می کند.

۲-۱- هنگامی که *A No* متریال تغییر کند. (جدول D۶)

۲-۲- هنگامی که *F No* متریال تغییر کند. (جدول D۷)

۳- کاهش ۱۰۰ درجهی فارنهایت یا بیشتر در دمای پیش گرم سازی.

۴- تغییر در عملیات حرارتی بعد از جوشکاری یا سیکل زمانی آن.

۵- تغییر در پشتبند یا قلم افتادگی مواردی در نسخه ی قبلی.

۶- تغییر در پروسه ی جوشکاری.

۷- در جوشکاری زیر آب که نوع آلیاژ فلز جوشکاری شدیداً وابسته به جنس ذوب کننده است، هرگونه تغییر در فرآیند جوشکاری که باعث تغییر در ترکیب شیمیایی فلز شود.

۸- در جوشکاری زیر آب هر گونه تغییر در جنس ذوب کننده.

۹- در جوشکاری زیر آب تغییر ترکیب فیلر از حالتی که بین ۱/۷۵ تا ۲/۲۵ درصد و حالتی که زیر ۱ درصد منگنز داشته باشد.

۱۰- در جوشکاری زیر آب تغییر *A No* پرکننده. (جدول D۶)

۱۱- در جوشکاری قوس الکتریکی فلزی و تنگستنی:

۱۱-۱- هر گونه تغییر در ترکیبات گاز مورد استفاده در جوشکاری.

۱۱-۲- تغییر بیش از ۱۰٪ در دبی حجمی گاز.

۱۲- در جوشکاری قوس الکتریکی فلزی تغییر الکتروود مصرفی از نوع روکش دار به نوع زیرپودری.

جدول D۵

شماره دسته	نوع متریاال	ASTM	گریدها
1	فولاد کربنی (کربن کمتر از ۰/۳۵ درصد، استحکام کششی کمتر یا مساوی ksi ۷۰)	A27	همه
		A216	WCA, WCB
		A352	LCB, LCA
		A356	1
		A732	1A, 2A
		A757	A1Q
		A958	SC1020, SC 1025, SC 1030, SC 1040, SC 1045, 65/35, 70/36
2	فولاد کربنی (استحکام کششی بیش از ksi ۷۰) - فولاد کربن - منگنز (استحکام کششی بین ksi ۷۰ تا ۹۰)	A148	80-40
		A216	WCC
		A352	LCC
		A732	2Q, 3A
		A757	A2Q
		A958	SC 1030, SC 1040, SC 1045 کلاس های: 80/40, 80/50
3	فولاد کربنی و فولاد کربن - منگنز (استحکام کششی بیش از ksi ۹۰)	A732	3Q, 4A, 4Q, 5N
		A958	SC 1045 کلاس های: 90/60, 105/85, 115/95
4	فولاد کم آلیاژ (آنیل شده، نرمالیزه شده، نرمالیزه و حرارت داده شده، استحکام کششی کمتر از ksi ۸۵)	A148	80-50
		A217	WC1, WC4, WC5, WC6, WC9
		A352	LC1, LC2, LC3, LC4
		A356	2, 5, 6, 8
		A389	C23, C24
		A487	11A, 12A, 16A
		A757	B2N, B3N, B4N
		A985	SC 4130, SC 4140, SC 8620, SC 8625, SC 8630 کلاس های: 65/35, 70/36, 80/40, 80/50
5	فولاد کم آلیاژ (آنیل شده، نرمالیزه شده، نرمالیزه و حرارت داده شده، استحکام کششی بیشتر از ksi ۸۵)	A148	90-60, 105-85
		A217	C5, C12, C12A, WC11
		A356	9, 10, 12
		A487	1A, 1C, 2A, 2C, 4A, 4C, 6A, 8A, 9A, 9C, 10A, 13A
		A732	6N, 15A
		A757	D1N1, D1N2, D1N3, E2N1, E2N2, E2N3
		A958	SC 4340

			کلاس های: 90/60, 105/85
6	فولاد کم آلیاژ (کوئنچ و حرارت داده شده)	A148	90-60, 105-85, 115-95, 130-115, 135-125, 150-135, 160-145, 165-150, 165-150L, 210-180, 210-180L, 260-210, 260-210L
		A352	LC2-1, LC1, LC2, LC3, LC4, LC9
		A487	1B, 1C, 2B, 2C, 4B, 4C, 4D, 4E, 9A, 9B, 9C, 9D, 6B, 7A, 8B, 8C 9E, 10B, 11B, 12B, 13B, 14A
		A732	7Q, 8Q, 9Q, 10Q, 11Q, 12Q, 13Q, 14Q
		A757	B2Q, B3Q, B4Q, C1Q, D1Q1, D1Q2, D1Q3, E1Q, E2Q1, E2Q2, E2Q3
		A958	SC 4140, SC 4130, SC 4340, SC 8620, SC 8625, SC 8630, کلاس های: 115/95, 130/115, 135/125, 150/135, 160/145, 165/150, 210/180
7	فولاد ضد زنگ فریتی	A743	CB-30, CC-50
8	فولاد ضد زنگ مارتنزیتی	A217	CA-15
		A352	CA6NM
		A356	CA6NM
		A487	CA15-A, CA15-B, CA15-C, CA15-D, CA15M-A CA6NM-A, CA6NM-B
		A743	CA-15, CA-15M, CA6NM, CA-40, CA6N, CB6
		A757	E3N
9	فولاد آستنیتی ضد زنگ کم کربن (کربن کمتر از ۰/۰۳٪)	A351	CF-3, CF-3A, CF-3M, CF-3MA, CF-3MN, CK3MCUN, CG3M, CN3MN
		A743	CF-3, CF-3M, CF-3MN, CK-3MCUN, CN-3M, CG3M CN3MN
		A744	CF-3, CF-3M, CK-3MCUN, CG3M, CN3MN
10	فولاد آستنیتی ضد زنگ غیر پایدار (کربن بیشتر از ۰/۰۳٪)	A351	CE-8MN, CF-8, CF-8A, CF-8M, CF-10, CF-10M CG-8M, CH-8, CH-10, CH-20,

			CF10S1MNN, CG6MMN CE20N
		A447	Type I
		A743	CF-8, CG-12, CF-20, CF-8M, CF-16F, CF10SMNN CH-20, CG-8M, CE-30, CG6MMN, CH10, CF16Fa
		A744	CF-8, CF-8M, CG-8M
11	فولاد آستنیتی ضد زنگ پایدار	A351	CF-8C, CF-10MC, CK-20, HK- 30, HK-40, HT-30 CN-7M, CT-15C
		A447	Type II
		A743	CF-8C, CN-7M, CN-7MS, CK- 20
		A744	CF-8C, CN-7M, CN-7MS
12	فولاد دوبلکس (آستنیتی-فریتی) ضد زنگ	A351	CD3MWCuN, CD-4MCU
		A872	J93183, J93550
		A890	1A, 1B, 2A, 3A, 4A, 5A, 6A
		A995	1B, 2A, 3A, 4A, 5A, 6A
13	فولاد آستنیتی رسوبی - سخت کاری شده ی ضد زنگ	A747	CB7CU-1, CB7CU-2
14	آلیاژ پایه نیکل	A494	CW-12MW, CY-40 Class 1, CY- 40 Class 2, CZ-100 M-35-1, M-35-2, M-30C, N- 12MV, N-7M, CW-6M, CW 2M, CW-6MC, CX-2MW, CU5MCUC
		A990	CW2M
15	فولاد ریخته گری، آستنیتی- منگنز	A128	A, B-1, B-2, B-3, B-4, C, D, E-1, E-2, F

جدول D۵

A No	سرپاره جوش	آنالیز					
		کربن %	کروم %	مولیبدن %	نیکل %	منگنز %	سیلیسیم %
۱	فولاد نرم	max 0.15	-	-	-	max 1.6	max 1.00
۲	کربن - مولیبدن	max 0.15	max 0.50	0.40 - 0.65	-	max 1.6	max 1.00
۳	کروم (۰/۴) تا ۲ درصد - مولیبدن	max 0.15	0.40 - 2.00	0.40 - 0.65	-	max 1.6	max 1.00
۴	کروم (۲) تا ۶ درصد - مولیبدن	max 0.15	2.00 - 6.00	0.40 - 1.50	-	max 1.6	max 2.00
۵	کروم (۶) تا ۱۰/۵ درصد - مولیبدن	max 0.15	6.00 - 10.50	0.40 - 1.50	-	max 1.2	max 2.00
۶	کروم - مارتنزیت	max 0.15	11.00 - 15.00	max 0.70	-	max 2.00	max 1.00
۷	کروم - فریت	max 0.15	11.00 - 30.00	max 1.00	-	max 1.00	max 3.00
۸	کروم - نیکل	max 0.15	14.50 - 30.00	max 4.00	7.50 - 15.00	max 2.50	max 1.00
۹	کروم - نیکل	max 0.30	25.00 - 30.00	max 4.00	15.00 - 37.00	max 2.50	max 1.00
۱۰	نیکل تا ۴ درصد	max 0.15	-	max 0.55	0.80 - 4.00	max 1.70	max 1.00
۱۱	منگنز - مواپیدن	max 0.17	-	0.25 - 0.75	max 0.85	1.25 - 2.25	max 1.00
۱۲	نیکل - کروم - مولیبدن	max 0.15	max 1.50	0.25 - 0.80	1.25 - 2.80	0.75 - 2.25	max 1.00

جدول DV

F No	مشخصه ANSI/AWS*	دسته بندی ANSI/AWS
۱	SFA-5.1 & 5.5	EXX20, EXX22, EXX24, EXX27, EXX28
۱	SFA-5.4	EXX25, EXX26
۲	SFA-5.1 & 5.5	EXX12, EXX13, EXX14, EXX19
۳	SFA-5.1 & 5.5	EXX10, EXX11
۴	SFA-5.1 & 5.5	EXX15, EXX16, EXX18, EXX48
۴	SFA-5.4 (به جز آستنیتی و دوبلکس)	EXX15, EXX16, EXX17
۵	SFA-5.4 (آستنیتی و دوبلکس)	EXX-15, EXX-16, EXX-17
۶	SFA-5.2	RX
۶	SFA-5.17	FXX-EXX, FXX-ECX
۶	SFA-5.9	ERXX, ECXX, EQXX
۶	SFA-5.18	ERXXS-X, EXXC-X, EXXC-XX
۶	SFA-5.20	EXXT-X
۶	SFA-5.22	EXXXT-X
۶	SFA-5.23	FXX-EXXX-X, FXX-ECXXX-X, FXX-EXXX-XN, FXX-ECXXX-XN
۶	SFA-5.25	FESXX-EXXXXX-EW
۶	SFA-5.26	EGXXS-X, EGXXT-X
۶	SFA-5.28	ERXXS-X, EXXC-X
۶	SFA-5.29	EXXTX-X
۶	SFA-5.30	INXXXX
۴۱	SFA-5.11	ENi-1
۴۱	SFA-5.14	ERNi-1
۴۱	SFA-5.30	IN61
۴۲	SFA-5.11	ENiCu-7
۴۲	SFA-5.14	ERNiCu-7
۴۲	SFA-5.14	ERNiCu-8
۴۲	SFA-5.30	IN60
۴۳	SFA-5.11	ENiCrFe-1
۴۳	SFA-5.11	ENiCrFe-2
۴۳	SFA-5.11	ENiCrFe-3
۴۳	SFA-5.11	ENiCrFe-4
۴۳	SFA-5.11	ENiCrFe-7
۴۳	SFA-5.11	ENiCrFe-9
۴۳	SFA-5.11	ENiCrFe-10
۴۳	SFA-5.11	ENiCrCoMo-1

۴۳	SFA-5.11	ENiCrMo-2
۴۳	SFA-5.11	ENiCrMo-3
۴۳	SFA-5.11	ENiCrMo-6
۴۳	SFA-5.11	ENiCrMo-12
۴۳	SFA-5.14	ERNiCr-3
۴۳	SFA-5.14	ERNiCr-4
۴۳	SFA-5.14	ERNiCr-6
۴۳	SFA-5.14	ERNiCrFe-5
۴۳	SFA-5.14	ERNiCrFe-6
۴۳	SFA-5.14	ERNiCrFe-7
۴۳	SFA-5.14	ERNiCrFe-8
۴۳	SFA-5.14	ERNiCrFe-11
۴۳	SFA-5.14	ERNiCrCoMo-1
۴۳	SFA-5.14	ERNiCrMo-2
۴۳	SFA-5.14	ERNiCrMo-3
۴۳	SFA-5.30	IN82
۴۳	SFA-5.30	IN62
۴۳	SFA-5.30	IN62A
۴۴	SFA-5.11	ENiMo-1
۴۴	SFA-5.11	ENiMo-3
۴۴	SFA-5.11	ENiMo-7
۴۴	SFA-5.11	ENiMo-8
۴۴	SFA-5.11	ENiMo-9
۴۴	SFA-5.11	ENiMo-10
۴۴	SFA-5.11	ENiCrMo-4
۴۴	SFA-5.11	ENiCrMo-5
۴۴	SFA-5.11	ENiCrMo-7
۴۴	SFA-5.11	ENiCrMo-10
۴۴	SFA-5.11	ENiMo-13
۴۴	SFA-5.11	ENiMo-14
۴۴	SFA-5.14	ERNiMo-1
۴۴	SFA-5.14	ERNiMo-2, ERNiMo-3
۴۴	SFA-5.14	ERNiMo-7 (Alloy B-2)
۴۴	SFA-5.14	ERNiMo-8
۴۴	SFA-5.14	ERNiMo-9
۴۴	SFA-5.14	ERNiMo-10
۴۴	SFA-5.14	ERNiCrMo-4

۴۴	SFA-5.14	ERNiCrMo-5
۴۴	SFA-5.14	ERNiCrMo-7 (Alloy C-4)
۴۴	SFA-5.14	ERNiCrMo-10
۴۴	SFA-5.14	ERNiCrMo-13
۴۴	SFA-5.14	ERNiCrMo-14
۴۴	SFA-5.14	ERNiCrWMo-1
۴۵	SFA-5.11	ENiCrMo-1
۴۵	SFA-5.11	ENiCrMo-9
۴۵	SFA-5.11	ENiCrMo-11
۴۵	SFA-5.14	ERNiCrMo-1
۴۵	SFA-5.14	ERNiFeCr-1
۴۵	SFA-5.14	ERNiCrMo-8
۴۵	SFA-5.14	ERNiCrMo-9
۴۵	SFA-5.14	ERNiCrMo-11
۷۱	SFA-5.13	EFeMn-A, EFeMn-B, EFeMn-C, EFeMn-D, EFeMn-E, EFeMn-F, EFeMnCr

* موضوع هر کدام از SFA ها به شرح زیر است:

- * SFA-5.1= الکتروده های فولاد کربنی مناسب برای جوشکاری قوس الکتریکی فلزی
- * SFA-5.2= میله های فولاد کربنی و کم آلیاژ مناسب برای جوشکاری استیلین
- * SFA-5.3= الکتروده های آلومینیومی و آلیاژ آن مناسب برای جوشکاری قوس الکتریکی فلزی
- * SFA-5.4= الکتروده های فولاد ضد زنگ مناسب برای جوشکاری قوس الکتریکی فلزی
- * SFA-5.6= الکتروده های فولاد کم آلیاژ مناسب برای جوشکاری قوس الکتریکی فلزی
- * SFA-5.7= الکتروده های با پوشش مسی و آلیاژ های مس مناسب برای جوشکاری
- * SFA-5.8= فلزات پر کننده ی مناسب برای لحیم کاری و جوش های لحیمی
- * SFA-5.9= الکتروده ها و میله های فولاد ضد زنگ بدون روکش مناسب برای جوشکاری
- * SFA-5.10= الکتروده ها و میله های آلومینیوم و آلیاژ آلومینیومی مناسب برای جوشکاری
- * SFA-5.11= الکتروده ها و میله های نیکل و آلیاژ نیکلی بدون روکش مناسب برای جوشکاری قوس الکتریکی فلزی
- * SFA-5.12= الکتروده ها و میله های تنگستن و آلیاژ تنگستنی بدون روکش مناسب برای جوشکاری و برشکاری قوس الکتریکی فلزی
- * SFA-5.13=solid surfacing= الکتروده ها و میله های مناسب برای

- * SFA-5.14= الکترودها و میله های نیکل و آلیاژ نیکلی مناسب برای جوشکاری روکشی
- * SFA-5.15= الکترودها و میله های مناسب برای جوشکاری آهن ریخته گری
- * SFA-5.16= الکترودها و میله های جوشکاری تیتانیوم و آلیاژهای تیتانیوم
- * SFA-5.17= الکترودهای فولاد کربنی مناسب برای جوشکاری زیر آب
- * SFA-5.18= الکترود های فولاد کربنی مناسب برای جوشکاری قوس الکتریکی گازی
- * SFA-5.20= الکترود های فولاد کربنی مناسب برای جوشکاری قوس الکتریکی توپودری
- * SFA-5.21= الکترود های روکش دار فولاد کربنی مناسب برای surfacing
- * SFA-5.22= الکترودهای فولاد ضد زنگ مناسب برای جوشکاری قوس الکتریکی زیر پودری و میله های زیر پودری فولاد ضد زنگی مناسب برای جوشکاری قوس الکتریکی گاز تنگستن
- * SFA-5.23= الکترودهای فولاد کم آلیاژ مناسب برای جوشکاری زیر آب
- * SFA-5.24= الکترودها و میله های مناسب برای جوشکاری زیر کونیوم و آلیاژهای آن
- * SFA-5.25= الکترودهای فولاد کربنی و کم آلیاژ مناسب برای جوشکاری الکترود گازی
- * SFA-5.26= الکترودهای فولاد کربنی و کم آلیاژ مناسب برای جوشکاری الکتریکی
- * SFA-5.28= الکترود ها و میله های فولاد کم آلیاژ مناسب برای جوشکاری قوس الکتریکی
- * SFA-5.29= الکترود ها و میله های فولاد کم آلیاژ مناسب برای جوشکاری زیرپودری
- * SFA-5.30= مواد پرکننده مصرفی
- * SFA-5.31= سیم لحیم کاری
- * SFA-5.32= گازهای جوشکاری
- * SFA-5.34= الکترودهای آلیاژ نیکل مناسب برای جوشکاری قوس الکتریکی زیرپودری

📖 مقدمه ای بر سیستم های اندازه گیری

مقدمه

یک سیستم اندازه گیری شامل تعدادی از واحد های اندازه گیری است که به وسیله ی آنها می توان هر مقداری را اندازه گرفت. در سیستم های اندازه گیری کنونی، تعدادی از واحد ها به عنوان واحدهای اصلی (بنیادی) انتخاب می شوند. سایر واحدها بر اساس همین واحدهای اصلی تعریف می شوند.

از میان سیستم های اندازه گیری موجود سه سیستم اندازه گیری بیشترین کاربرد را دارند. سیستم های متریک تقریباً در تمامی کشورهای دنیا سیستم اندازه گیری اصلی هستند. سیستم آمریکایی در آمریکا متداول است. در کانادا نیز از دو سیستم آمریکایی و بریتانیایی استفاده می شود.

سیستم متریک

سیستم متریک، یک سیستم استاندارد دهگانی جهت اندازه گیری است. در سیستم متریک، ضرایب و زیر ضرایب یکاها از الگوی دهگانی پیروی می کنند. پیشوندهای متداول یکاها در سیستم دهگانی کتریک مطابق جدول ۱ است.

جدول ۱

فاکتور	علامت	نام
10^{12}	T	ترا
10^9	G	گیگا
10^6	M	مگا
10^3	k	کیلو
10^2	h	هکتو
10^1	da	دکا
1	-	-
10^{-1}	d	دسی
10^{-2}	c	سانتی
10^{-3}	m	میلی
10^{-6}	μ	میکرو
10^{-9}	n	نانو
10^{-12}	p	پیکو

برای مثال سه مگاپاسکل برابر است با:

$$3MPa = 3 \times 10^6 Pa$$

برای محاسبه ی بعضی از یکاها نیاز به اعمال توان روی فاکتورهای فوق وجود دارد. به طور مثال اگر مساحت یک مستطیل $4cm^2$ باشد، مساحت استاندارد آن در واحد متریک برابر است با:

$$4 cm^2 = 4 \times (10^{-3})^2 = 4 \times 10^{-6} m^2$$

یا حجم یک مکعب که ۳۵ دسی متر مکعب است :

$$35 dm^3 = 35 \times (10^{-1})^3 = 3.5 \times 10^{-2}$$

دو واحد اصلی در سیستم متریک همواره کیلوگرم به عنوان واحد جرم و متر به عنوان واحد طول می باشند.

برخی گونه های سیستم متریک

۱. سیستم سانتی متر – گرم – ثانیه (CGS)

از خصوصیات این سیستم بیان چگالی با یکای $\frac{g}{cm^3}$ ، نیرو با یکای دین، انرژی مکانیکی در واحد ارگ و انرژی حرارتی در واحد کالری می باشد:

$$1 dyne = 1 \frac{g.cm}{s^2}$$

$$1 erg = 1 dyne \times cm$$

انرژی لازم برای بالا بردن دمای یک گرم آب از ۱۵.۵ تا ۱۶.۵ درجه ی سانتیگراد است= 1 calorie

۲. سیستم متر – کیلوگرم – ثانیه (MKS)

این سیستم که با نام سیستم بین المللی یکاها شناخته می شود، متداول ترین سیستم یکاهاست.

۳. سیستم گرانشی

در این سیستم واحد نیرو کیلوگرم نیرو (کیلوپوند)، جرم بر حسب hyl می باشد. ۱ کیلوگرم نیرو (کیلوپوند) مقدار نیرویی است که به وسیله ی آن یک جرم ۱ کیلوگرمی، شتاب $9/8$ متر مربع بر ثانیه می گیرد. ۱ hyl جرم وزنه ای است که با اعمال نیروی ۱ کیلوپوندی $9/8$ متر مربع بر ثانیه شتاب می گیرد.

جدول ۲ برخی از واحدهای متریک را لیست کرده است.

جدول ۲

مقدار	CGS	MKS
طول	cm	m
جرم	g	kg
زمان	s	s
سرعت	cm/s	m/s
شتاب	gal	m/s ²
نیرو	dyne	Newton
فشار	barye	Pascal
انرژی	erg	joule
توان	erg/s	Watt
ویسکوزیته	poise	Pa.s

تعاریف برخی یکاهای دیگر

gal

واحد شتاب است و گال یا گاليله خوانده می شود. مقدار آن برابر است با:

$$1 \text{ gal} = 1 \frac{\text{cm}}{\text{s}^2}$$

N

واحد نیرو است و به افتخار دانشمند مشهور، نیوتون نامیده می شود. ۱ نیوتون مقدار نیرویی است که برای جابجایی یک وزنه به جرم ۱ کیلوگرم با شتاب ۱ متر مکعب بر ثانیه لازم است. یعنی:

$$1 \text{ N} = 1 \frac{\text{kg.m}}{\text{s}^2}$$

Ba

واحد فشار است و باراد یا باریه خوانده می شود و برابر است با مقدار فشاری که نیروی ۱ دین بر سطحی به مساحت ۱ سانتی متر مکعب وارد می کند. یعنی:

$$1 \text{ Ba} = 1 \frac{\text{dyne}}{\text{cm}^2}$$

Pa

واحد فشار است و پاسکال خوانده می شود. ۱ پاسکال فشاری است که نیروی ۱ نیوتونی بر سطحی به مساحت ۱ متر مربع وارد می کند. یعنی:

$$1 Pa = 1 \frac{N}{m^2}$$

J :

واحد انرژی است و ژول خوانده می شود. ۱ ژول مقدار کاری است که باید برای جابجایی یک وزنه ۱ نیوتونی به مقدار ۱ متر صرف شود. یعنی:

$$1 J = 1 N.m$$

W :

واحد توان است و وات خوانده می شود. ۱ وات توان ماشینی است که ۱ ژول کار را ظرف ۱ ثانیه انجام می دهد. یعنی:

$$1 W = 1 \frac{J}{s}$$

P :

واحد ویسکوزیته است و پویز خوانده می شود و برابر است با:

$$1 P = 0.1 \frac{kg}{m.s}$$

L :

واحد حجم است و لیتر خوانده می شود. یک لیتر برابر است با :

$$1 L = 0.001 m^3$$

سیستم بریتانیایی

سیستم بریتانیایی برخلاف سیستم متریک، سیستم دهگانی نیست و این یکی از نقاط ضعف این سیستم است که باعث شده استفاده از آن کمتر متداول باشد. در زیر پیرامون یکاهای این سیستم توضیحاتی ارائه شده است.

طول

در جدول ۳ تمامی واحدهای طول در سیستم بریتانیایی و ضرایب تبدیل آن ها به یکاهای متداول ارائه شده است.

جدول ۳

واحد	نماد	فوت	متر
^{۱۳} ثو	<i>th</i>	$\frac{1}{12000}$	0.0000254
^{۱۴} اینچ	<i>in</i>		0.0254
^{۱۵} فوت	<i>ft</i>	1	0.3048
^{۱۶} یارد	<i>yd</i>	3	0.9144
^{۱۷} زنجیر	<i>ch</i>	66	20.1168
^{۱۸} فرلانگ	<i>fur</i>	660	201.168
^{۱۹} مایل	<i>mi</i>	5280	1609.344
^{۲۰} لیگ	<i>lea</i>	15840	4828.032
^{۲۱} فathom	<i>ftm</i>	6.08	1.853
^{۲۲} کابل	-	608	185.3
^{۲۳} مایل دریایی	-	6080	1853.2
^{۲۴} لینک	-	201.168	0.201168
^{۲۵} راد	-	5029.2	5.0292

مساحت

در جدول ۴ تمامی واحدهای مساحت در سیستم بریتانیایی و ضرایب تبدیل آن ها به یکاهای متداول ارائه شده است.

- ¹³ thou
- ¹⁴ inch
- ¹⁵ Feet
- ¹⁶ Yard
- ¹⁷ chain
- ¹⁸ furlong
- ¹⁹ mile
- ²⁰ league
- ²¹ fathom
- ²² Cable
- ²³ Nautical mile
- ²⁴ link
- ²⁵ rod

جدول ۴

هکتار	متر مربع	مایل مربع	فوت مربع	رابطه	واحد
0.0025	25.3	$\frac{1}{102400}$	272.25	$1 \text{ rod} \times 1 \text{ rod}$	^{۲۶} پرچ
0.1012	1011.7	$\frac{1}{2560}$	10.89	$1 \text{ furlong} \times 1 \text{ rod}$	^{۲۷} رود
0.4047	4046.8	$\frac{1}{640}$	43.56	$1 \text{ furlong} \times 1 \text{ chain}$	^{۲۸} جریب

حجم

در جدول ۵ تمامی واحدهای حجم در سیستم بریتانیایی و ضرایب تبدیل آن ها به یکاهای متداول ارائه شده است.

جدول ۵

اونس آمریکایی	اینچ مکعب	میلی لیتر	اونس بریتانیایی	نماد	واحد
0.96	1.7339	28.4	1	<i>fl.oz</i>	^{۲۹} اونس سیال
4.8038	8.6994	142.1	5	<i>gi</i>	^{۳۰} گیل
19.215	34.677	568.3	20	<i>pt</i>	^{۳۱} پینت
38.43	69.355	1136.5	40	<i>qt</i>	^{۳۲} کوارت
153.72	277.42	4546.1	160	<i>gal</i>	^{۳۳} گالن

جرم و وزن

در جدول ۶ تمامی واحدهای جرم و وزن در سیستم بریتانیایی و ضرایب تبدیل آن ها به یکاهای متداول ارائه شده است.

²⁶ Perch
²⁷ Rood
²⁸ Acre
²⁹ fluid ounce
³⁰ gill
³¹ pint
³² quart
³³ gallon

جدول ۶

واحد	نماد	پوند	کیلوگرم
^{۳۴} دانه	<i>gr</i>	$\frac{1}{7000}$	0.00006
^{۳۵} درم	<i>dr</i>	$\frac{1}{256}$	0.0018
اونس	<i>oz</i>	$\frac{1}{16}$	0.028
^{۳۶} پوند	<i>lb</i>	1	0.4536
^{۳۷} استون	<i>st</i>	12	6.3503
^{۳۸} کوارتر	<i>qtr</i>	28	12.7006
^{۳۹} هاتردویت	<i>cwt</i>	112	50.8
^{۴۰} تن	<i>t</i>	2240	1016.047

سیستم آمریکایی

سیستم اندازه گیری آمریکایی به مجموعه واحدهای اندازه گیری ای گفته می شود که توسط آمریکا به صورت رسمی استفاده می گردند. این دستگاه بر گرفته از یکای انگلیسی است که تا سال ۱۸۹۳ استفاده می شد و بعد از آن به دستگاه آمریکایی تغییر یافت.

طول

در جدول ۷ تمامی واحدهای طول در سیستم آمریکایی و ضرایب تبدیل آن ها به یکاهای متداول ارائه شده است.

³⁴ grain
³⁵ drachm
³⁶ pound
³⁷ stone
³⁸ quarter
³⁹ hundredweight
⁴⁰ ton

جدول ۷

واحد	نماد	معادل	معادل SI
نقطه ^{۴۱}	<i>p</i>	-	$352.8 \mu m$
پیکا ^{۴۲}	<i>P/</i>	$12 p$	$4.23 mm$
اینچ	<i>in</i>	$6 P/$	$25.4 mm$
فوت	<i>ft</i>	$12 in$	$0.3048 m$
یارد	<i>yd</i>	$3 ft$	$0.9144 m$
مایل	<i>mi</i>	$5280 ft$	$1.61 km$
لینک	<i>li</i>	$7.92 in$	$0.2012 m$
راد	<i>rd</i>	$16.5 ft$	$5.03 m$
زنجیر	<i>ch</i>	$4 rd$	$20.12 m$
فرلانگ	<i>fur</i>	$10 ch$	$201.2 m$
لیگ	<i>lea</i>	$3 mi$	$4.83 km$
فاتوم	<i>ftm</i>	$2 yd$	$1.8288 m$
کابل	<i>cb</i>	$120 ftm$	$219.456 m$
مایل دریایی	<i>nmi</i>	$1.151 mi$	$1.852 km$

مساحت

در جدول ۸ تمامی واحدهای مساحت در سیستم آمریکایی و ضرایب تبدیل آن ها به یکاهای متداول ارائه شده است.

جدول ۸

واحد	معادل	معادل SI
فوت مربع	۱۴۴ اینچ مربع	$0.093 m^2$
زنجیر مربع	۴۳۵۶ فوت مربع	$404.7 m^2$
جریب	۴۳۵۶۰ فوت مربع	$4046.8 m^2$
بخش ^{۴۳}	۶۴۰ جریب	$2.6 km^2$

حجم

در جدول ۹ واحدهای حجم در سیستم آمریکایی و ضرایب تبدیل آن ها به یکاهای متداول و در جدول ۱۰ واحدهای حجم مایعات در سیستم آمریکایی و ضرایب تبدیل آن ها به یکاهای متداول ارائه شده است.

⁴¹ point
⁴² pica
⁴³ section

جدول ۹

واحد	معادل	معادل SI
اینچ مکعب	-	16.387 mL
فوت مکعب	1728 in ³	28.316 L
یارد مکعب	27 ft ³	764.555 L
جریب-فوت ^{۴۴}	43560 ft ³	1.233 ML

جدول ۱۰

واحد	نماد	معادل	معادل SI
مینیم ^{۴۵}	min	-	61.6 µL
جرعه آمریکایی ^{۴۶}	fl dr	60 min	3.7 mL
قاشق چای خوری ^{۴۷}	tsp	80 min	4.93 mL
قاشق سوپخوری ^{۴۸}	Tbsp	3 tsp	14.79 mL
اونس آمریکایی	fl oz	2 Tbsp	29.57 mL
شات آمریکایی ^{۴۹}	jig	3 Tbsp	44.36 mL
قلپ آمریکایی ^{۵۰}	gi	4 fl oz	118.29 mL
فنجان آمریکایی ^{۵۱}	cp	2 gi	236.59 mL
پینت آمریکایی ^{۵۲}	pt	2 cp	473.18 mL
کوارت آمریکایی ^{۵۳}	qt	2 pt	0.946 L
گالن آمریکایی	gal	4 qt	3.78 L
بشکه ^{۵۴}	bbl	31.5 gal	119.24 L
بشکه نفت ^{۵۵}	bbl	42 gal	158.99 L
هاگزهده ^{۵۶}	-	63 gal	238.48 L

همچنین دو واحد رایج برای سنجش حجم خشک در جدول ۱۱ نشان داده شده است.

⁴⁴ acre-foot

⁴⁵ minim

⁴⁶ US fluid dram

⁴⁷ teaspoon

⁴⁸ tablespoon

⁴⁹ US shot

⁵⁰ US gill

⁵¹ US cup

⁵² US pint

⁵³ US quart

⁵⁴ barrel

⁵⁵ oil barrel

⁵⁶ hogshead

جدول ۱۱

معادل SI	معادل	نماد	واحد
8.8 L	2 gal	pk	پک ^{۵۷}
35.24 L	4 pk	bu	بوشل ^{۵۸}

جرم

در جدول ۱۲ تمامی واحدهای جرم در سیستم آمریکایی و ضرایب تبدیل آن ها به یکاهای متداول ارائه شده است.

جدول ۱۲

معادل SI	معادل	نماد	واحد
64.8 mg	$\frac{1}{7000} lb$	gr	دانه
1.77 g	$27 \frac{11}{32} gr$	dr	جرعه
28.35 g	16 dr	oz	اونس
453.6 g	16 oz	lb	پوند
45.36 kg	100 lb	US cwt	هاندردویت
50.8 kg	112 lb	-	لانگ هاندردویت ^{۵۹}
907.2 kg	20 US cwt	-	تن
1016 kg	20 20 long cwt	-	لانگ تن ^{۶۰}

سیستم بین المللی یکاها (SI)

سیستم بین المللی یکاها از سال ۱۹۶۰ به عنوان سیستم اصلی اندازه گیری معرفی شد. این سیستم از نوع سیستم های متریک می باشد و تقریباً در تمامی کشورهای جهان سیستم مورد قبول و کاربردی است.

واحدهای اصلی در سیستم بین المللی یکاها در جدول ۱۳ ارائه شده است.

⁵⁷ peck⁵⁸ bushel⁵⁹ long hundredweight⁶⁰ long ton

جدول ۱۳

نام مقدار	نماد مقدار	یکا SI	نماد یکا SI
طول	L	متر	m
جرم	M	کیلوگرم	kg
زمان	T	ثانیه	s
جریان الکتریکی	I	آمپر	A
دمای ترمودینامیکی	θ	کلوین	K
مقدار ماده	N	مول	mol
شدت تابش	J	کندلا (شمع)	cd

یکاهای فرعی که قابل استنباط از یکاهای اصلی هستند در جدول ۱۴ لیست شده است.

برخی واحدهای متداول در صنعت پمپ

۱. واحدهای حجم:

- لیتر
- گالن آمریکایی
- گالن بریتانیایی
- سی سی
- متر مکعب

$$1 m^3 = 1000 L = 1000000 cc = 264.2 US gal = 220 UK gal$$

۲. واحدهای فشار:

- کیلوپاسکال
- پاسکال
- بار
- اتمسفر
- میلیمتر جیوه
- میلیمتر آب
- psi^{61}

⁶¹ $psi = \frac{lb}{in^2}$

$$1 \text{ KPa} = 1000 \text{ Pa} = 0.01 \text{ bar} = 0.009869 \text{ atm} = 7.5 \text{ mmHg} = 101.97 \text{ mmH}_2\text{O} = 0.145038 \text{ psi}$$

جدول ۱۴

یکای طبق واحد های اصلی	یکای طبق واحد های فرعی	نماد یکای SI	یکای SI	نام مقدار
m/m	1	rad	رادیان	زاویه
m^2/m^2	1	sr	استرادیان	زاویه ی سه بعدی
$1/s$	-	Hz	هرتز	فرکانس
$kg.m/s^2$	-	N	نیوتون	نیرو - وزن
$kg/m.s^2$	N/m^2	Pa	پاسکال	فشار - تنش
$kg.m^2/s^2$	$N.m$	J	ژول	انرژی - کار - گرما
$kg.m^2/s^3$	J/s	W	وات	توان - شار تشعشعی
$s.A$	-	C	کولن	مقدار الکتریسیته
$kg.m^2/s^3.A$	W/A	V	ولت	نیروی محرکه
$s^4.A^2/kg.m^2$	C/V	F	فاراد	ظرفیت الکتریکی
$kg.m^2/s^2.A$	V/A	Ω	اهم	مقاومت الکتریکی - امپدانس - ریاکتانس
$s^3.A^2/kg.m^2$	A/V	S	زیمنس	رسانش الکتریکی
$kg.m^2/s^2.A$	$V.s$	Wb	وبر	شار مغناطیسی
$kg/s^2.A$	Wb/m^2	T	تسلا	شدت میدان مغناطیس
$kg.m^2/s^2.A^2$	Wb/A	H	هنری	القا
K	-	$^{\circ}C$	درجه ی سلسیوس	دمای نسبی
cd	$cd.sr$	lm	لومن	شار تابش
cd/m^2	lm/m^2	lx	لوکس	شدت روشنایی
$1/s$	-	Bq	بکرل	رادیواکتیویته
m^2/s^2	J/kg	Gy	گری	دز جذب شده
m^2/s^2	J/kg	Sv	سیورت	دز معادل
mol/s	-	kat	کاتال	کاتالیزگری

۳. واحدهای زمان:

- ثانیه
- دقیقه
- ساعت
- روز
- هفته

- ماه
- سال
- دهه
- قرن

$$1\text{Century} = 10\text{decade} = 100\text{year} = 1200\text{month} = 5217.75\text{week} = 36524.42\text{day} = 876581.3\text{hour} = 52594880\text{min} = 3155693000\text{second}$$

۴. واحدهای دما:

- سلسیوس
- کلوین
- فارنهایت
- رانکین

$$T_C = \frac{T_F - 32}{1.8}$$

$$T_K = T_C + 273$$

$$T_R = T_F + 459.67$$

۵. واحدهای لزجت دینامیکی:

- پاسکال ثانیه
- پویز^{۶۲}
- سانتی پویز

$$1\text{Pa.s} = 10\text{P} = 1000\text{cP}$$

۶. واحدهای لزجت سینماتیکی:

- متر مربع بر ثانیه
- استوکس
- سانتی استوکس

$$1\frac{m^2}{s} = 10000\text{St} = 1000000\text{cSt}$$

۷. واحدهای توان:

- وات
- کیلو وات
- اسب بخار^{۶۳}

⁶² Poise

• کالری در ساعت

$$1 \text{ kW} = 1000 \text{ W} = 1.341 \text{ hp} = 860420.65 \frac{\text{cal}}{\text{hr}}$$

۸. واحدهای جرم:

- کیلوگرم
- گرم
- پوند

$$1 \text{ kg} = 1000 \text{ g} = 2.2 \text{ lb}$$

راهنمای تبدیل واحد

در بسیاری از مواقع مقادیر ارائه شده در واحدهایی است که با واحدهای مطلوب فرق دارد. در این مواقع برای تبدیل واحد از روشی بسیار ساده استفاده می شود که شبیه به بازی و ریاضی است.

پیش از آغاز شرح این شیوه ابتدا پیرامون بعضی از مفاهیم توضیح داده می شود. هنگامی که گفته می شود دبی آب $1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ است، یعنی در هر ثانیه ۱ متر مکعب از آب از سطح مورد نظر می گذرد یا مثلاً وقتی گفته می شود چگالی آب $1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ است یعنی هر مترمکعب از آب دارای جرمی برابر با ۱۰۰۰ کیلوگرم است.

برای تبدیل واحد باید به مفاهیم فوق توجه کرد. روش تبدیل واحد به این صورت است که واحدها را با معادل آن ها به صورت کسری نوشته و قسمت هایی را که مطلوب نیست با معادل مطلوب آن به صورت کسری خط می زنیم. برای شرح بهتر روش از مثالهایی استفاده شده است. در تمامی مثال ها از اطلاعات جداول همین مقاله استفاده شده است.

مثال (۱) چگالی آب چند پوند بر اونس (آمریکایی) است؟

می دانیم چگالی آب $1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ است پس با این یکا شروع می کنیم :

$$1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{1 \text{ m}^3}{33814 \text{ US fl oz}} \times \frac{2.2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} = 0.065 \frac{\text{lb}}{\text{US fl oz}}$$

مثال (۲) اگر دبی مورد نیاز یک پمپ $40 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$ باشد، این دبی بر حسب gpm چقدر است؟

می دانیم gpm نماد یکای گالن در دقیقه است. پس:

$$40 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{60 \text{ min}} \times \frac{220 \text{ gal}}{1 \text{ m}^3} = 146.7 \text{ gpm}$$

⁶³ horsepower

مثال ۳) ۱ سال چند هفته است؟

$$1 \text{ year} \times \frac{12 \text{ months}}{1 \text{ year}} \times \frac{\frac{30}{7} \text{ weeks}}{1 \text{ months}} = 51.18 \text{ weeks}$$

مثال ۴) یک کیلو وات چند کالری در ساعت است؟

$$1 \text{ kW} = 1000 \text{ W} = 1000 \frac{\text{J}}{\text{s}} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hour}} \times \frac{1 \text{ cal}}{4.184 \text{ J}} = 860420.65 \frac{\text{cal}}{\text{hr}}$$

منابع و مراجع

- B. A. Bayraktar, *Education in Systems Science*, 1979
- Britannica Educational Publishing (1 August 2010). *The Britannica Guide to Numbers and Measurement*. The Rosen Publishing Group. p. 241. ISBN 978-1-61530-218-5. Retrieved 10 December 2011.
- Encyclopaedia Britannica. 2013. Retrieved 4 April 2013
- www.wikipedia.org

عملکرد پمپ سانتریفیوژ طی پمپاژ سیال لزج

مقدمه

عملکرد پمپ های سانتریفیوژ برای پمپاژ مایعاتی با لزجتی متفاوت از آب با عملکرد آن برای پمپاژ آب متفاوت است. هد، دبی، توان، NPSH و ... با تغییر لزجت رژیمی متفاوت خواهند داشت. برای تعیین رژیم پارامترهای عملکردی یک پمپ طی پمپاژ مایعی با لزجت دلخواه می توان از عملکرد پمپ طی پمپاژ آب استفاده کرد. به همین ترتیب عملکرد پمپ مذکور به دو روش قابل تعیین است:

۱. روش تجربی ارائه شده توسط موسسه هیدرولیک (HI) که شیوه ای عمومی جهت تخمین عملکرد پمپ و انتخاب پمپ مناسب است.

۲. روش تئوری که بر مبنای جزئیات بیشتر از هندسه ی پمپ و شرایط جریان یک تقریب قابل اطمینان را نتیجه می دهد.

که در این مقاله به بررسی روش تجربی پرداخته می شود.

ضرایب تصحیح

هنگامی که سیالی با لزجتی بیشتر از آب توسط پمپی پمپاژ می شود، به دلیل افزایش تلفات عملکرد آن نسبت به آب تغییر می کند. این تغییر که با کاهش پارامترهای عملکردی پمپ همراه است را می توان با استفاده از ضرایب تصحیح زیر برآورد کرد:

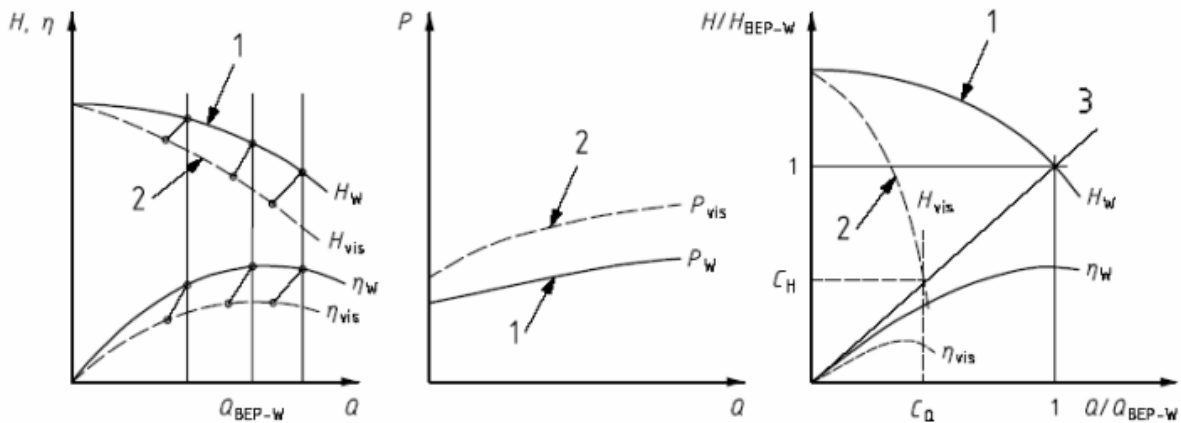
$$C_H = \frac{H_{vis}}{H_w}$$

$$C_Q = \frac{Q_{vis}}{Q_w}$$

$$C_\eta = \frac{\eta_{vis}}{\eta_w}$$

در روابط فوق C_H و C_Q و C_η به ترتیب ضرایب تصحیح هد، دبی و بازده می باشند. اندیس vis به معنای سیال ویسکوز و اندیس w به معنای آب است. در شکل ۱ به صورت شماتیک تغییرات پارامترهای هد، بازده و توان پمپاژ مایع لزج نشان داده شده است.

در نمودارهای شکل ۱، عدد ۱ نماینده ی آب و عدد ۲ نماینده ی مایع لزج است. همچنین به خط ۳ خط پارامتر دیفیوژر یا حلزونی گفته می شود. این خط، خط راستی است که مبدا منحنی هد دبی را به نقطه ی بهترین عملکرد پمپ آب (BEP_w) وصل می کند.



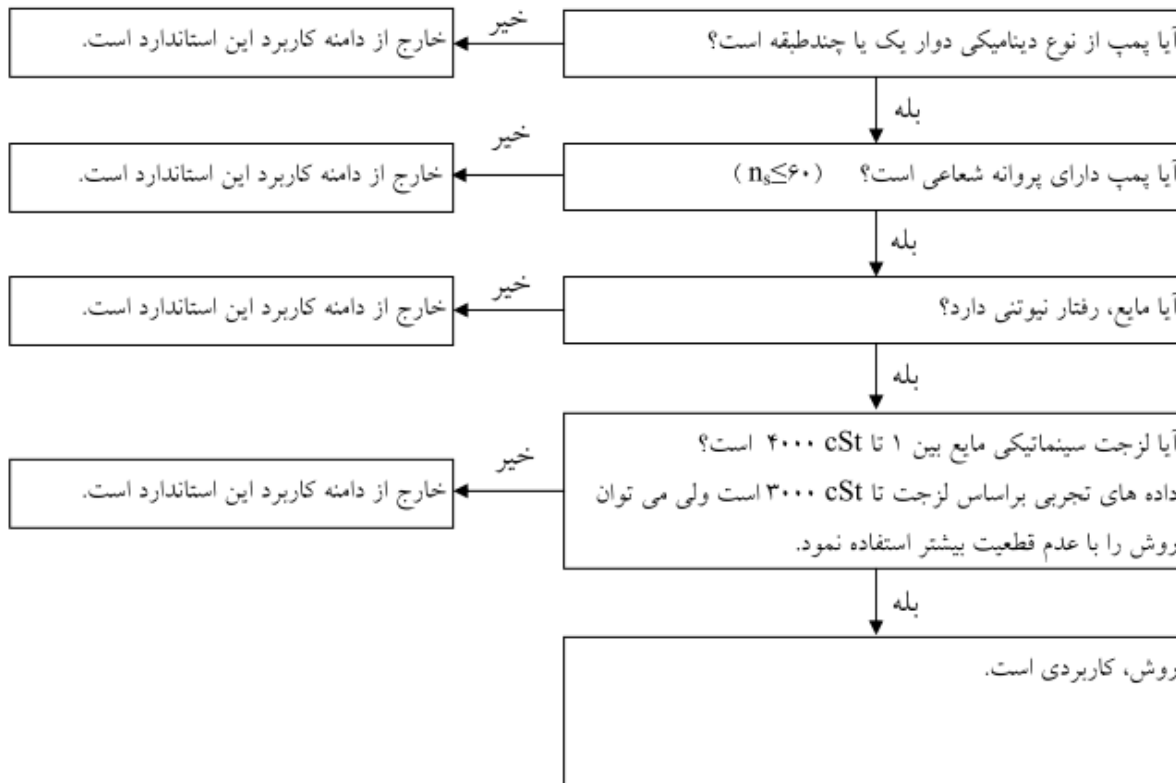
شکل ۱

برای تعیین ضرایب تصحیح از روش تجربی، با داشتن مشخصه های آب، معادلاتی بر اساس عدد رینولدز و سرعت مخصوص نوشته شده و با اطلاعاتی که از بانک اطلاعات تجربی در دست است عملکرد پمپ برای پمپاژ سیال لزج تخمین زده می شود. برای استفاده از روش تجربی و حصول اطمینان از صحت پاسخ ها محدوده ای مشخص شده است که عبارت است از:

۱. لزجت سینماتیکی بین ۱ تا ۳۰۰۰ سانتی استوکس
۲. دبی آب در نقطه بهترین عملکرد بین ۳ تا ۳۶۰ مترمکعب بر ساعت
۳. هد آب برای هر طبقه در نقطه بهترین عملکرد بین ۶ تا ۱۳۰ متر
۴. نوع پروانه بسته و نیمه باز

اگر از روش تجربی برای پمپی خارج از محدوده ی تعیین شده استفاده شود، پاسخ های به دست آمده قابل اطمینان نخواهد بود. همچنین لازم به ذکر است که این روش برای مواردی که اختلاف بین NPSH موجود و NPSH مورد نیاز زیاد باشد مورد استفاده قرار می گیرد تا سیستم از عهده ی افزایش NPSH ناشی از افزایش لزجت برآید.

برای استفاده از روش تجربی گام اول تعیین اعتبار این روش برای تعیین عملکرد پمپ است. به همین منظور از الگوریتم ۱ زیر استفاده می شود.



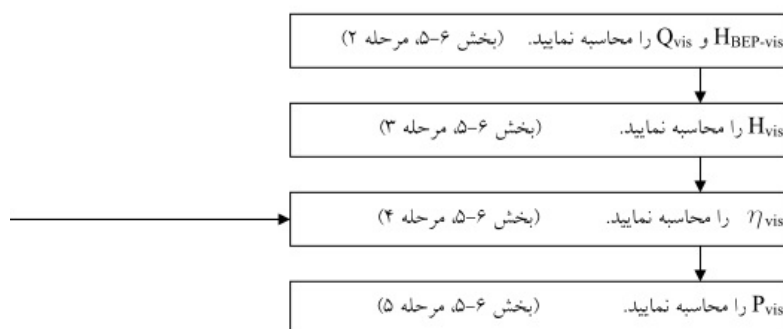
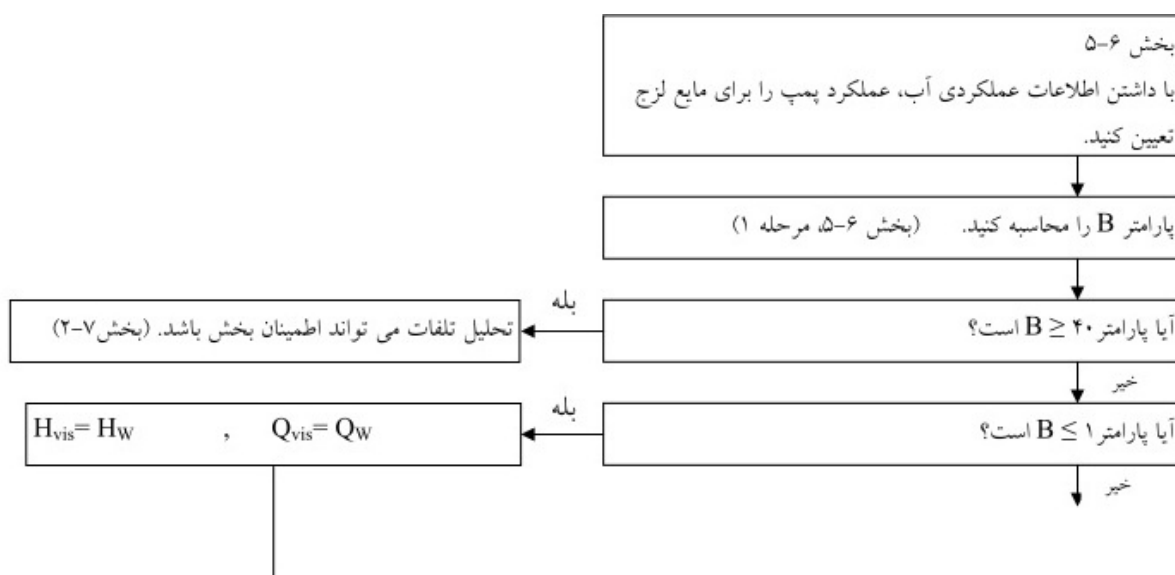
الگوریتم ۱

پس از اینکه اعتبار این روش برای پمپ و سیال اثبات شد، نوبت به محاسبه ی عملکرد پمپ تحت مایع لزج با استفاده از اطلاعات پمپ تحت آب می رسد. به همین منظور از الگوریتم ۲ استفاده می شود.

در ادامه پیرامون پارامترهای الگوریتم فوق توضیحات لازم داده خواهد شد.

حال با استفاده از اطلاعات به دست آمده می توان برای هد و دبی و شرایط لزجت پمپ مناسب را تعیین کرد. الگوریتم ۳ برای همین منظور پیشنهاد می شود.

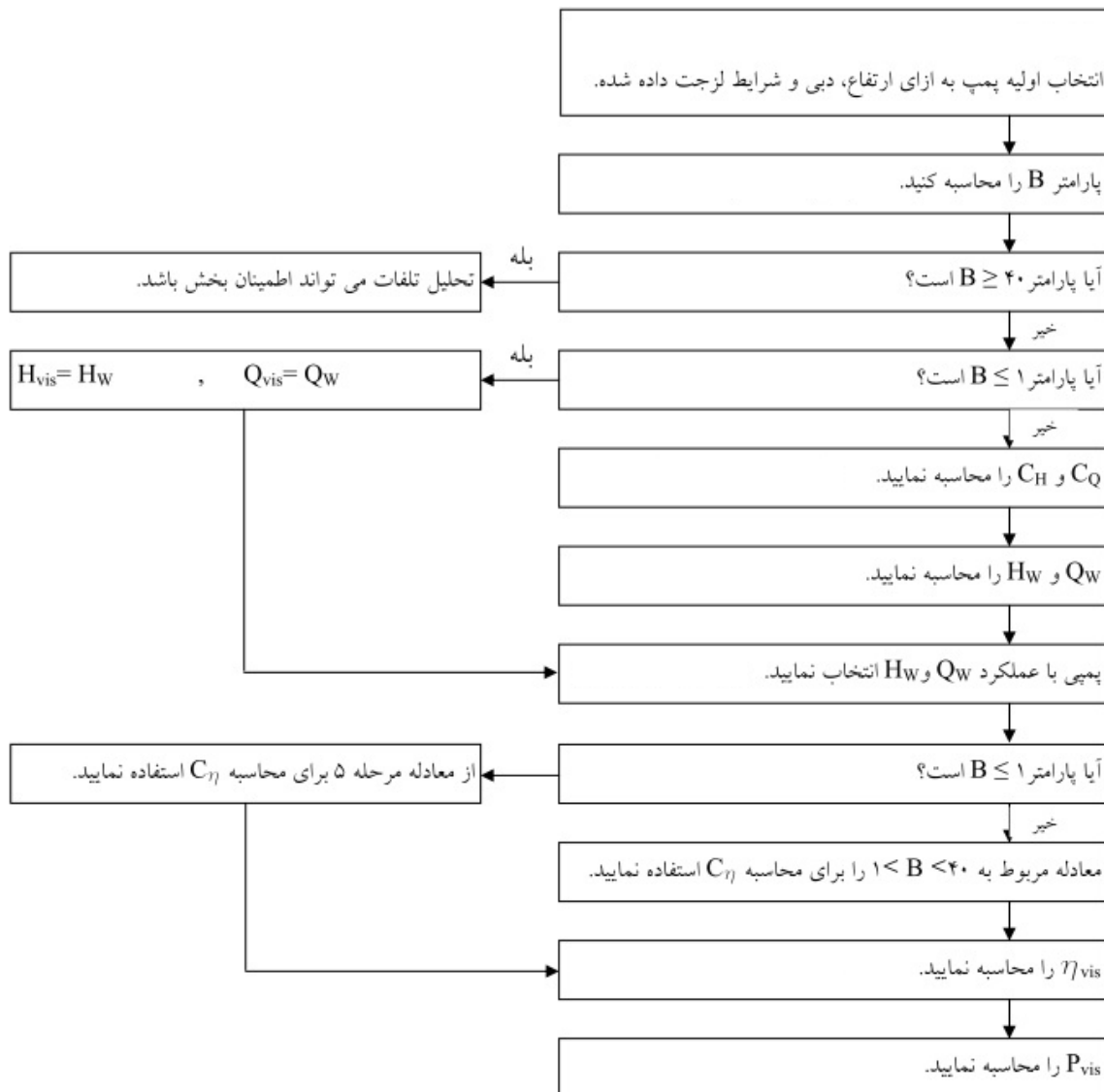
اکنون پارامترهای ارائه شده در الگوریتم ها معرفی می شوند. معادلات زیر برای تبدیل مشخصه های عملکردی پمپ آب به پمپ سیال لزج مورد استفاده قرار می گیرد. مراحل تبدیل عبارتند از:



الگوریتم ۲

مرحله اول

پارامتر B بر اساس دبی آب در نقطه بهترین عملکرد از طریق رابطه زیر محاسبه شود:



الگوریتم ۳

$$B = 16.5 \times \frac{(V_{vis})^{0.5} (H_{BEP-W})^{0.0625}}{(Q_{BEP-W})^{0.375} N^{0.25}}$$

که در آن دبی بر حسب متر مکعب بر ساعت، هد بر حسب متر، سرعت بر حسب دور در دقیقه و ویسکوزیته بر حسب سانتی استوکس می باشد. اگر مقدار B به دست آمده در بازه $1 < B < 40$ بود، به مرحله دو بروید.

اگر $B \geq 40$ باشد، روش تجربی برای محاسبه ی عملکرد پمپ مناسب نمی باشد و می توان از روش تئوری (که در ادامه شرح داده خواهد شد) استفاده کرد.

اگر $B \leq 1$ باشد، $C_H = 1$ و $C_Q = 1$ و به مرحله ی چهارم بروید.

مرحله دوم

ضریب تصحیح جریان متناظر با دبی نقطه بهترین عملکرد از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$C_Q = 2.71^{-0.165 (\log B)^{3.15}}$$

با به دست آوردن ضریب تصحیح دبی، از رابطه ی زیر دبی در سایر نقاط نیز به دست می آید:

$$Q_{vis} = C_Q \times Q_W$$

مرحله سوم

ضریب تصحیح هد در نقطه بهترین عملکرد برابر با ضریب جریان است. یعنی:

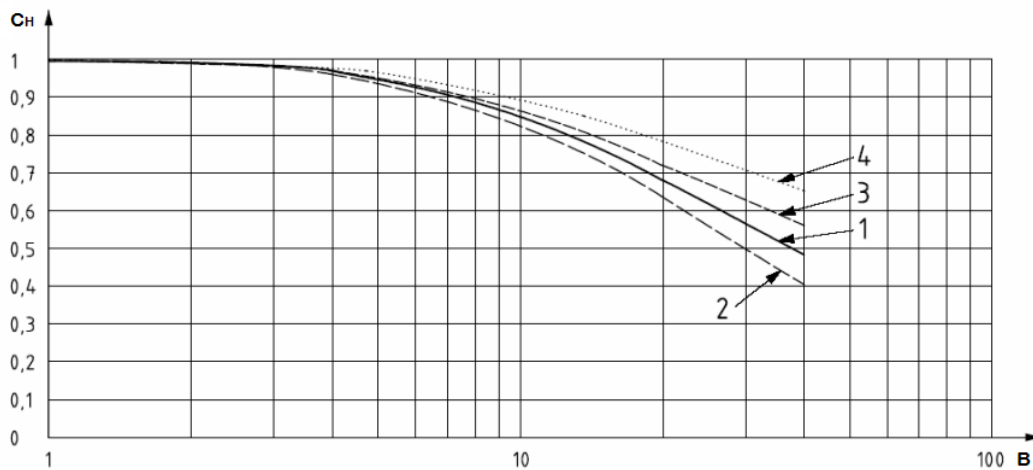
$$C_{BEP-H} = C_Q$$

$$H_{BEP} = C_Q \times H_{BEP-W}$$

ضریب تصحیح هد در سایر نقاط با استفاده از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$C_H = 1 - [(1 - C_{BEP-H}) \times \left(\frac{Q_W}{Q_{BEP-W}}\right)^{0.75}]$$

$$H_{vis} = C_H \times H_W$$



شکل ۲

همچنین از نمودار شکل ۲ نیز می توان مقادیر ضریب هد را محاسبه کرد. در این نمودار عدد ۱ نماینده ی ضریب بر حسب B در دبی Q_{BEP} است. عدد ۲ نماینده ی ضریب بر حسب B در دبی $1/2 Q_{BEP}$ ، عدد ۳ نماینده ی ضریب بر حسب B در دبی $Q_{BEP} \times 0.8$ و عدد ۴ نماینده ی ضریب بر حسب B در دبی $Q_{BEP} \times 0.6$ است.

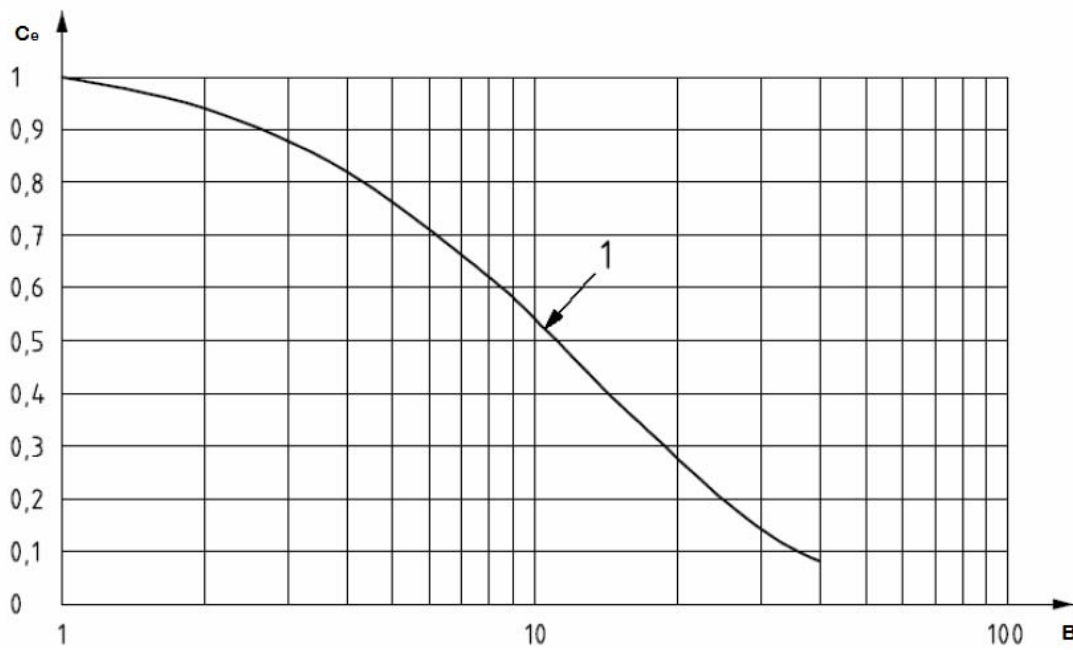
مرحله چهارم

ضریب تصحیح بازده را با توجه به مقدار B به دست آمده می توان از یکی از روابط زیر محاسبه کرد:

برای $1 < B < 40$:

$$C_{\eta} = B^{-(0.0547 \times B^{0.69})}$$

همچنین می توان از شکل ۳ نیز استفاده کرد.



شکل ۳

برای $B < 1$:

$$C_{\eta} = \frac{1 - [(1 - \eta_{BEP-W}) \times \left(\frac{V_{vis}}{V_W}\right)^{0.07}]}{\eta_{BEP-W}}$$

در هر دو حالت در نهایت :

$$\eta_{vis} = C_{\eta} \times \eta_W$$

مرحله پنجم

مقدار توان ورودی برای سیال لزج از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$P_{vis} = \frac{Q_{vis} \times H_{vis-tot} \times S}{367 \times \eta_{vis}}$$

که در آن دبی بر حسب متر مکعب بر ساعت، ارتفاع بر حسب متر و توان بر حسب کیلووات است.

انتخاب پمپ با استفاده از دبی، هد و لزجت داده شده

برای انتخاب پمپ با دانستن هد و دبی و لزجت سیال در دمای پمپاژ از الگوریتم زیر استفاده می شود. شایان ذکر است که با توجه به این نکته که معمولاً اطلاعات پمپ ها بر اساس عملکرد آب آنها ارائه می شود، تعدادی از مراحل این الگوریتم به تبدیل مشخصه ها ی لزج به مشخصه های آب اختصاص می یابد.

مرحله اول

از معادله ی زیر پارامتر B محاسبه می شود:

$$B = 2.8 \times \frac{(V_{vis})^{0.5}}{(Q_{vis})^{0.25} (H_{vis})^{0.125}}$$

که در آن دبی بر حسب متر مکعب بر ساعت، هد بر حسب متر، سرعت بر حسب دور در دقیقه و ویسکوزیته بر حسب سانتی استوکس می باشد. اگر مقدار B به دست آمده در بازه ی $1 < B < 40$ بود، به مرحله دو بروید.

اگر $B \geq 40$ باشد، روش تجربی برای محاسبه ی عملکرد پمپ مناسب نمی باشد و می توان از روش تئوری (که در ادامه شرح داده خواهد شد) استفاده کرد.

اگر $B \leq 1$ باشد، $C_H = 1$ و $C_Q = 1$ و به مرحله ی چهارم بروید.

مرحل دوم

ضریب تصحیح جریان متناظر با دبی نقطه بهترین عملکرد از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$C_Q = 2.71^{-0.165 (\log B)^{3.15}}$$

مرحله سوم

هد و دبی آب از روابط زیر محاسبه می شود:

$$Q_W = \frac{Q_{vis}}{C_Q}$$

$$H_W = \frac{H_{vis}}{C_H}$$

همانطور که پیشتر بیان شد ضریب تصحیح هد و ضریب تصحیح دبی در نقطه ی بهترین عملکرد با هم مساوی اند و با توجه به انتخاب پمپ در این نقطه می توان در این مرحله مقدار ضریب تصحیح هد را همان مقدار ضریب تصحیح دبی در نظر گرفت.

مرحله چهارم

با هد و دبی به دست آمده از مرحله ی سوم پمپ مناسب انتخاب می شود.

مرحله ی پنجم

ضریب تصحیح بازده را با توجه به مقدار B به دست آمده می توان از یکی از روابط زیر محاسبه کرد:

برای $1 < B < 40$:

$$C_{\eta} = B^{-(0.0547 \times B^{0.69})}$$

برای $B < 1$:

$$C_{\eta} = \frac{1 - [(1 - \eta_{BEP-W}) \times \left(\frac{V_{vis}}{V_W}\right)^{0.07}]}{\eta_{BEP-W}}$$

در هر دو حالت در نهایت :

$$\eta_{vis} = C_{\eta} \times \eta_W$$

مرحله ششم

مقدار توان ورودی برای سیال لزج از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$P_{vis} = \frac{Q_{vis} \times H_{vis-tot} \times S}{367 \times \eta_{vis}}$$

که در آن دبی بر حسب متر مکعب بر ساعت، ارتفاع بر حسب متر و توان بر حسب کیلووات است.

منابع و مراجع

استاندارد ایزو ۱۷۷۶۶ – پمپ های سانتریفیوژ در حال پمپاژ سیال لزج – تصحیح عملکرد

ISO/TR 17766 – Centrifugal pumps handling viscous liquids – Performance corrections

ISO17766:2005(E)

📖 برخی مفاهیم بنیادی مکانیک

۱. حجم

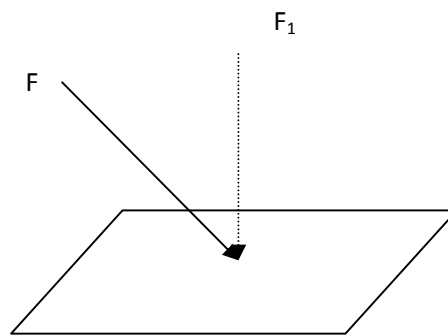
حجم کمیتی است که فضای سه بعدی محدود به چند مرز را مشخص می کند.

۲. فشار

فشار نیروی عمودی وارد بر سطح است . یعنی:

$$P = \frac{F}{A}$$

اگر نیروی وارده، بر سطح عمود نباشد، از مولفه ی قائم ان استفاده می شود. در شکل زیر F_1 مولفه قائم نیرو بر سطح است.



فشار به دو صورت پیمانه ای (نسبی) و مطلق گزارش می شود. فشار پیمانه ای، فشار نسبت به فشار اتمسفر است. یعنی:

$$P_g = P_{abs} - P_{atm}$$

که در آن P_g فشار پیمانه ای، P_{abs} فشار مطلق و P_{atm} فشار اتمسفر است.

۳. دما

دما معیار میزان سردی و گرمی یک جسم است. در واقع دما معیاری از پتانسیل گرمایی است و گرما از جسمی با دمای بالاتر به جسمی با دمای پایین تر منتقل می شود.

۴. جرم

جرم یا لختی، مقاومت جسم در مقابل تغییر سرعت است. در کاربرد روزمره جرم را مترادف با وزن به کار می برند در صورتی که وزن متناسب با جرم است نه مترادف. جرم یک جسم با وزن W برابر است با :

$$m = \frac{W}{g}$$

که در آن g شتاب گرانش زمین است.

۵. مول

مول یکی از واحدهای شمارشی است. یک مول، مقداری از هر ماده است که تعداد ذرات بنیادی آن (مولکول یا اتم) برابر با تعداد اتم‌های موجود در ۱۲ گرم از کربن ۱۲- است. این تعداد، عدد آووگادرو نامیده شده و برابر است با $6.02214199 \times 10^{23}$

۶. چگالی

چگالی یا دانسیته جرم واحد حجم است. به عبارت دیگر چگالی تعیین می کند که یک حجم به خصوص از ماده ی مورد نظر چه جرمی دارد. یعنی:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

با توجه به تناسب جرم و وزن می توان گفت که جسم با چگالی بالاتر نسبت به جسم هم اندازه با چگالی کمتر، سنگین تر است.

۷. غلظت

غلظت مقدار ماده ی محلول در حلال است و به چهار نوع است:

- غلظت جرمی : عبارت است از جرم جزء نسبت به حجم کل. یعنی:

$$\rho_i = \frac{m_i}{V}$$

- غلظت مولی : عبارت است از مول جزء نسبت به حجم کل. یعنی:

$$C_i = \frac{n_i}{V}$$

- غلظت حجمی : عبارت است از حجم جزء نسبت به حجم کل. یعنی:

$$\varphi_i = \frac{V_i}{V}$$

به غلظت حجمی کسر حجمی نیز گفته می شود.

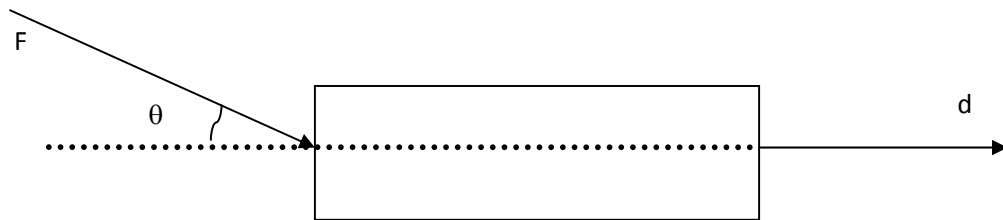
- غلظت عددی : عبارت است از تعداد جزء نسبت به حجم کل. یعنی:

$$C_i = \frac{N_i}{V}$$

۸. کار

مفهوم فیزیکی کار با آنچه در محاورات روزمره به کار می رود متفاوت است. کار میزان انرژی انتقال یافته ی یک نیروی در اثر یک جابجایی مشخص است. رابطه ی کلی کار به صورت زیر است:

$$W = F \cdot d = Fd \cos \theta$$



در رابطه ی فوق F اندازه ی نیرو، d جابجایی جسم در اثر نیروی F و θ زاویه ی بین خط اثر نیرو و جابجایی است.

۹. گرما

گرما نوعی از انتقال انرژی است که به دلیل تفاوت دمای بین دو جسم رخ می دهد. گرما یکی از ویژگی های سیستم یا جسم نیست بلکه معمولاً به یک نوع فرایند مربوط است. گرما به سه روش انتقال می یابد:

- I. رسانش : نوعی از انتقال گرماست که به دلیل گرادیان دما (تغییرات دما نسبت به موقعیت) ایجاد می شود.
- II. جابجایی : نوعی از انتقال گرماست که بین سطح جامد و سیال گذرا از آن اتفاق می افتد.
- III. تابش : نوعی از انتقال گرماست که به دلیل دمای بالای سطح اتفاق افتاده و از طریق فوتون ها انجام می شود.

۱۰. ظرفیت گرمایی

ظرفیت گرمایی نسبت گرمای اعمال شده به سیستم به تغییرات دمای آن سیستم است. به عبارت دیگر ظرفیت گرمایی مقدار گرمایی است که باید به یک سیستم داده شود تا دمای آن ۱ درجه ی سلسیوس افزایش یابد. یعنی:

$$C = \frac{Q}{\Delta T}$$

با استفاده از تعریف ارائه شده می توان استنباط کرد که هر قدر ظرفیت گرمایی یک سیستم بیشتر باشد، مقدار گرمای بیشتری لازم است تا دمای سیستم ۱ درجه ی سلسیوس افزایش یابد و در نتیجه افزایش دمای آن سخت تر است.

۱۱. ظرفیت گرمایی ویژه

ظرفیت گرمایی ویژه مقدار گرمایی است که باید به واحد جرم جسم داده شود تا دمای آن ۱ درجه ی سلسیوس افزایش یابد. یعنی:

$$c = \frac{Q}{m \cdot \Delta T}$$

همانطور که از تعریف بر می آید، ظرفیت گرمایی حاصلضرب جرم جسم در ظرفیت گرمایی ویژه ی آن است. یعنی:

$$C = mc$$

۱۲. ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت

ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، همانطور که از اسم آن معلوم است، ظرفیت گرمایی یک سیستم طی فرآیندی فشار ثابت است. به عبارت دیگر ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت مقدار گرمایی است که باید به سیستمی داده شود تا طی یک فرآیند فشار ثابت دمای آن ۱ درجه ی سلسیوس افزایش یابد. یعنی:

$$C_P = \frac{Q}{\Delta t} |_{P=const}$$

۱۳. گرمای ویژه در حجم ثابت

ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت، همانطور که از اسم آن معلوم است، ظرفیت گرمایی یک سیستم طی فرآیندی حجم ثابت است. به عبارت دیگر ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت مقدار گرمایی است که باید به سیستمی داده شود تا طی یک فرآیند حجم ثابت دمای آن ۱ درجه ی سلسیوس افزایش یابد. یعنی:

$$C_P = \frac{Q}{\Delta t} |_{V=const}$$

۱۴. آنتالپی

آنتالپی معیاری برای سنجش انرژی کل سیستم می باشد آنتالپی در واقع مقدار انرژی مبادله شده ی سیستم در فشار ثابت است و شامل انرژی درونی و کار لازم برای تغییر حجم معلومی در فشار ثابت می باشد. برای بیان انرژی مبادله شده در بسیاری از فرآیندهای شیمیایی، فیزیکی و بیولوژیکی آنتالپی بر سایر کمیت ها ترجیح داده می شود. در کل آنتالپی با رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$H = U + PV$$

که در آن H آنتالپی، U انرژی درونی، P فشار و V حجم سیستم است. برای یک گاز ایده آل تغییرات آنتالپی از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$H = C_P \Delta T$$

که در آن C_P ظرفیت گرمایی در فشار ثابت و ΔT تغییرات دما است.

۱۵. انرژی درونی

انرژی درونی یک سیستم، مجموع انرژی های ذرات سازنده ی آن سیستم است. انرژی درونی یکی از متغیرهای حالت سیستم است و تنها به وضعیت کنونی آن بستگی داشته و از مسیر فرآیند مستقل است. طبق قانون اول ترمودینامیک برای یک سیستم بسته تغییرات انرژی درونی از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$\Delta U = Q - W$$

که در آن Q گرما و W کار مبادله شده بین سیستم و محیط است. برای یک گاز ایده آل تغییرات انرژی درونی از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$\Delta U = C_V \Delta T$$

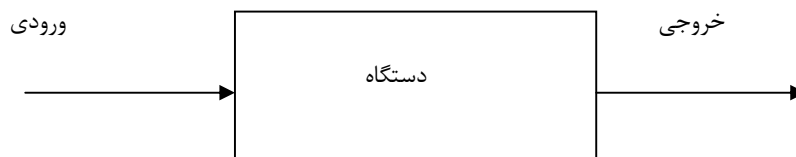
که در آن C_V ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت است.

۱۶. بازده

بازده یا راندمان برای یک دستگاه تعریف می شود و میزان خروجی مورد نظر را به ورودی مورد نیاز مشخص می کند رابطه ی کلی بازده عبارت است از:

$$\eta = \frac{\text{خروجی مطلوب}}{\text{ورودی مورد نیاز}}$$

برای درک بهتر مفهوم بازده به شکل زیر توجه کنید.



هر دستگاهی برای هدف مخصوصی ساخته می شود و برای رسیدن به این هدف نیازمند یک سری ورودی هایی است. نمونه ی بارز یک دستگاه، ماشین گرمایی است. در ماشین گرمایی هدف تولید کار است و به همین منظور باید به آن گرمای ورودی داد. پس بازده برای ماشین گرمایی به صورت زیر تعریف می شود:

$$\eta = \frac{W}{Q_{IN}}$$

۱۷. آنتروپی

آنتروپی یا انتروپی معیاری از بی نظمی و عدم قطعیت در سیستم است. به عبارت دیگر آنتروپی معیاری برای سنجش تعداد حالاتی است که برای چیدمان یک سیستم می توان در نظر گرفت. آنتروپی یک سیستم ایزوله هیچگاه کاهش نمی یابد. آنتروپی از مفاهیم پیچیده ی ترمودینامیکی است و برای توضیحات بیشتر در مورد آن باید به کتاب های مرجع مراجعه شود.

۱۸. ویسکوزیته

ویسکوزیته یا گرانیروی یا لزجت مقاومت مایع در برابر تنش برشی اعمال شده بر آن است. هر قدر ویسکوزیته ی سیال بیشتر باشد، آن سیال در مقابل تغییر شکل مقاومت بیشتری نشان می دهد. مثلاً ویسکوزیته ی عسل نسبت به آب بیشتر است. رابطه ی ویسکوزیته برای سیال نیوتونی (سیالی که در اثر اعمال تنش برشی رفتاری خطی دارد) به صورت زیر است:

$$\mu = \frac{\nabla V}{\tau}$$

که در آن μ ویسکوزیته، ∇V گرادیان سرعت و τ تنش برشی اعمالی بر سیال است.

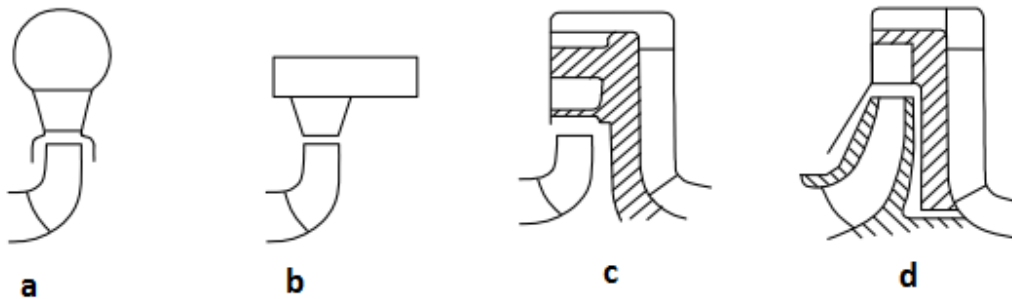
منابع و مراجع

- "Thermodynamics: An Engineering Approach 7th edition" , Yunus Cengel, McGraw-Hill, 2010
- "Introduction to Heat Transfer 5th edition", Frank Incropera, Wiley, 2006

مقدمه ای بر طراحی دیفیوزر

دیفیوزر های شعاعی با کانال بازگشت و بدون آن

وظیفه ی دیفیوزر در پمپ های سانتریفیوژ، تبدیل انرژی جنبشی خروجی پره به فشار استاتیکی با کمترین تلفات ممکن است. انواع آرایش مورد استفاده ی دیفیوزرها در شکل ۱ نشان داده شده است. در پمپ های یک طبقه، دیفیوزر جریان را به پایین دست حلزونی یا کلکتور حلقوی تخلیه می کند. در طبقه ی آخر پمپ های چند طبقه نیز همین روند تکرار می شود. دیفیوزرهای پمپ های چند طبقه، جز در طبقه ی آخر، با کانال هایی که جریان را به طبقه ی بعد هدایت می کنند یک واحد را تشکیل می دهند.



شکل ۱

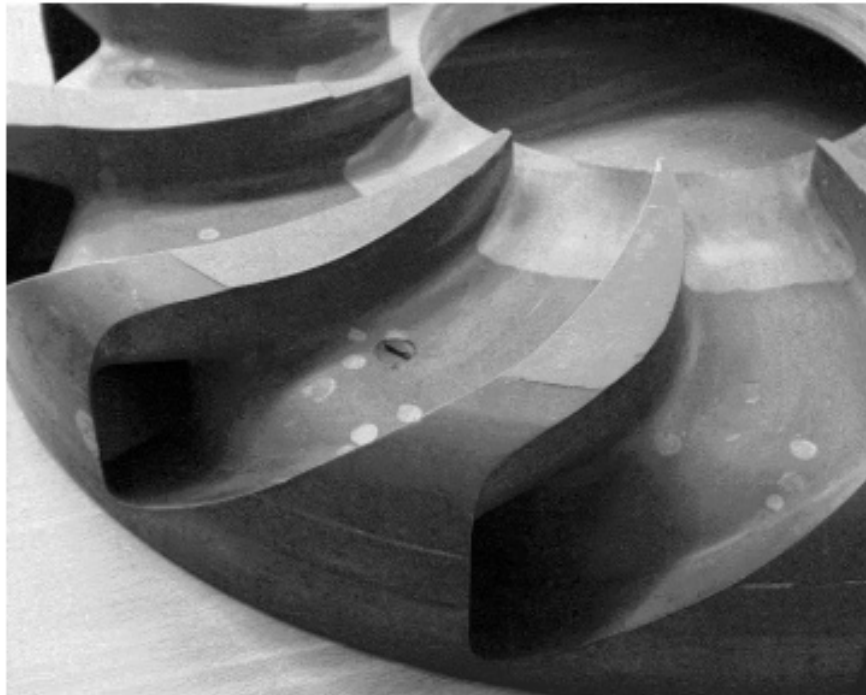
دیفیوزرها و کانال های بازگشت پمپ های چند طبقه در انواع مختلفی ساخته می شوند. در حالی که ورودی همه ی انواع دیفیوزرها و کانال های مربوط به آن ها در اساس طراحی بسیار مشابه یکدیگرند، آرایش هندسه ی جریان خروجی از دیفیوزر به پره های بازگشت به روش های متفاوتی انتخاب می شود:

۱. دیفیوزر و پره های بازگشت به گونه ای طراحی شوند که یک کانال پیوسته را شبیه زانویی سه بعدی مطابق شکل ۲ تشکیل دهند. این نوع طراحی کمترین اتلافات هیدرولیکی را در پی دارد ولی هزینه ی طراحی و ساخت آن بالاست. با استفاده از شیوه های مدرن 3D-CAD و ساخت کنترل شده به روش عددی این هزینه ها کاهش می یابد.
۲. دیفیوزر و کانال بازگشت توسط یک حلقه ی بی پره از هم جدا باشد. در شکل ۱ قسمت c این طراحی نشان داده شده است. سیالی که به صورت شعاعی از دیفیوزر خارج می شود، توسط این حلقه ۱۸۰ درجه از مسیر منحرف شده و وارد کانال های بازگشت شعاعی می شود.
۳. جریان به صورت جانبی از کانال دیفیوزر خارج می شود و با ۹۰ درجه انحراف وارد کانال بازگشت می شود. این طراحی در شکل ۱ قسمت d نشان داده شده است.

سه شیوه ی بیان شده، در آرایش های متنوعی تولید می شوند که نمونه هایی از آن ها در شکل ۳ نشان داده شده است.

قطر خارجی دیفیوزرها (d_{le}) معمولاً ۳۰ تا ۵۰ درصد بزرگتر از قطر خارجی پره است. دیفیوزرهای کوچک تر در کاربردهایی مانند پمپ های غوطه ور به کار می روند. در شکل ۴ کوچکترین دیفیوزر ساخته شده نشان داده شده است که در آن قطر خارجی

دیفیوزر منطبق بر قطر خارجی پره است. پس از انجام تست های مختلف مشخص شد که بازده این پره تنها ۲ درصد کمتر از بازده دیفیوزرهای معمولی است. همچنین این دیفیوزر نیروی تراست محوری کمتری تولید می کند که منجر به کاهش قطر پیستون بالانس و دبی بالانس می شود. ارتعاشات سیستم تغییر محسوسی نمی کند ولی منحنی دبی-هد با ناپایداری حائل کمی مواجه می شود.



شکل ۲

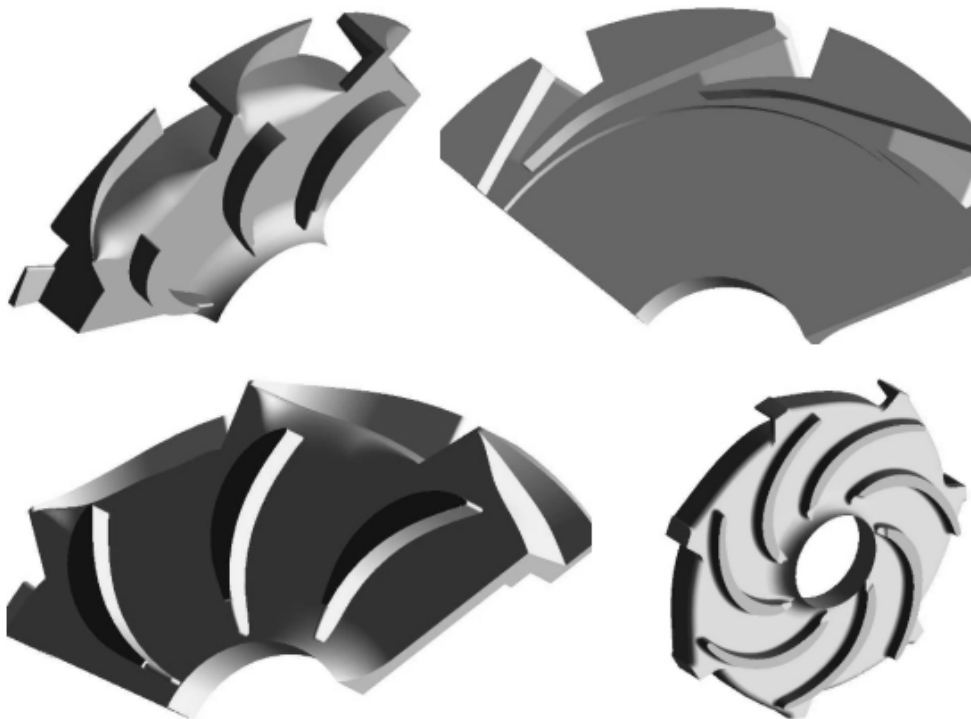
در زیر پیرامون طراحی دیفیوزر با پره های بازگشتی بحث خواهد شد. مقادیر لازم برای طراحی ان عبارتند از:

• دبی حجمی (Q_{Le})

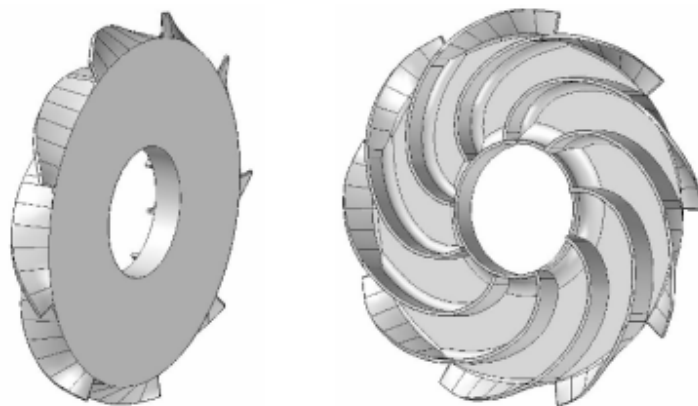
جهت دستیابی به نقطه ی بهترین عملکرد، دیفیوزر باید بر اساس دبی حجمی Q_{opt} طراحی شود. لذا جریانی که به دیفیوزر می رسد برابر است با:

$$Q_{Le} = Q_{opt} + Q_E + Q_{s3}$$

که در آن Q_E دبی حجمی سیال جهت بالانس نیروی تراست و Q_{s3} دبی حجمی نشتی از آب بند های میان طبقه است



شکل ۳



شکل ۴

• قطر ورودی (d_3)

بین پره (impeller) و پره های دیفیوزر (vanes) یک لقی باید وجود داشته باشد که نوسانات فشار را محدود کند و نیروهای هیدرولیکی را در حد قابل قبول حفظ کند. به این لقی فاصله ی B گویند. قطر ورودی دیفیوزر از رابطه ی زیر به دست می آید:

برای $n_q < 40$:

$$\frac{d_3}{d_2} \geq 1.015 + 0.08 \left(\frac{\rho H}{\rho_{REF} H_{REF}} - 0.1 \right)^{0.8}$$

برای $n_q > 40$:

$$\frac{d_3}{d_2} = 1.04 + 0.001(n_q - 40)$$

که در آن ρ_{REF} و H_{REF} مقادیر مرجع بوده و به ترتیب برابرند با ۱۰۰۰ متر و ۱۰۰۰ کیلوگرم بر متر مکعب.

شایان ذکر است، کمترین میزان لقی بین دو پره باید ۲ میلیمتر باشد.

• سرعت ورودی

مولفه ی جانبی سرعت مطلق در خروجی پره (C_2) از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$C_{2u} = \frac{gH}{\eta_h u_2} + \frac{u_{1m} c_{1u}}{u_2}$$

سپس با استفاده از روابط زیر مولفه های سرعت در ورودی دیفیوزر تعیین می شود:

$$C_{3u} = C_{2u} \frac{d_2}{d_3}$$

$$C'_{3m} = \frac{Q_{Le} \tau_3}{\pi b_3 d_3}$$

$$\tan \alpha'_3 = \frac{C'_{3m}}{C_{3u}}$$

که در آن τ_3 ضریب انسداد پره ی دیفیوزر است و از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$\tau_3 = \frac{1}{1 - \frac{Z_{Le} e_3}{\pi d_3 \sin \alpha_{3B} \sin \lambda_{Le}}}$$

که درباره ی ترم های آن در بخش های بعدی توضیح داده خواهد شد. α'_3 نیز زاویه ی جریان در ورودی دیفیوزر با انسداد است.

• زاویه ورودی

پره های دیفیوزر باید با زاویه ی α_{3B} نسبت به محور جانبی تنظیم شوند. این زاویه بر حسب زاویه ی دسترسی و زاویه ی حمله ای در محدوده ی $i_3 = \pm 3^\circ$ از رابطه ی زیر محاسبه انتخاب می شود:

$$\alpha_{3B} = \alpha'_3 + i_3$$

• تعداد پره های دیفیوزر (Z_{Le})

تعداد پره های دیفیوزر باید با توجه به تعداد پره ها ($impeller$) تعیین شود تا از از نیروهای هیدرولیکی بیش از حد و نوسانات فشار جلوگیری کند. هنگام انتخاب تعداد پره های دیفیوزر ضروری است که رابطه ی زیر ارضا شود:

$$m = |z_{Le} \times v_3 - z_{La} \times v_2|, \quad m \neq 0, m \neq 1$$

تعداد پره های دیفیوزر در کنار قطر خارجی و پهنای گلویی آن، از عوامل موثر در تعیین هندسه و طول دیفیوزر هستند که خود عوامل تعیین کننده ای در کاهش اتلافات هیدرولیکی دیفیوزر می باشند. با توجه به قابلیت ریخته گری یا ماشینکاری، کانال های خیلی باریک نامطلوبند. به همین دلیل سه پارامتر تعداد پره های دیفیوزر، قطر خارجی و پهنای گلویی آن مستقل از هم قابل تعیین نیستند.

تعداد پره های معمول مورد استفاده عبارتند از:

۱. برای سرعت مخصوص های حدود ۲۰ تا ۳۵، ۷ پره و ۱۲ پره ی دیفیوزر

۲. برای سرعت های مخصوص زیر ۲۰، ۵ پره و ۸ پره ی دیفیوزر

پارامترهایی مثل قطر خارجی پره و سرعت جانبی در آن نقطه نیز در تعیین این تعداد بی تاثیر نیستند. در مواردی با سرعت مخصوص خیلی بالا یا پمپ های بزرگ، گاهی ۱۵ پره نیز برای دیفیوزر انتخاب می شود. تعداد پره های دیفیوزر پیشنهادی با توجه به تعداد پره در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱

Z_{La}	5			6	7				
Z_{Le}	7	8	12	10	9	10	11	12	15
مواردی که با حروف درشت تر نوشته شده اند برای ارتعاشات کمتر مناسب تر هستند.									

در مواردی که ریسک رزونانس بین فرکانس ویژه ی پره و فرکانس تحریک وجود داشته باشد، از مواردی که طی آن $m=2$ می شود نیز باید پرهیز کرد.

• عرض ورودی (b_3)

عرض ورودی باید بزرگتر از عرض پره در خروجی انتخاب شود. نسبت این دو معمولا در محدوده ی ۱/۰۵ تا ۱/۳ انتخاب می شود تا از افت های شوک ناشی متناسب نبودن کانال های پره و دیفیوزر جلوگیری شود.

انبساط حرارتی در پمپ های چند طبقه حائز اهمیت است. اگر نسبت $\frac{b_3}{b_2}$ خیلی کوچک انتخاب شود، برای جلوگیری از اتلافات ناشی از شوک و نیروهای تحریک هیدرولیکی زیاد از پخ زدن (مطابق شکل ۵) استفاده می شود. اگر نسبت $\frac{b_3}{b_2}$ خیلی بزرگ انتخاب

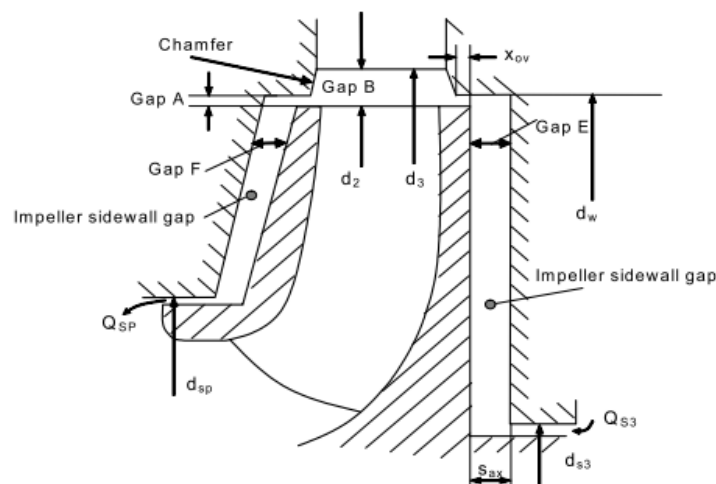
شود، بازگردش جریان و همچنین هد شات آف افزایش می یابد اگر نسبت $\frac{b_3}{b_2}$ نزدیک به ۱ انتخاب شود، ریسک صاف بودن منحنی هد-دبی کاهش می یابد.

انتخاب عرض ورودی دیفیوزر بر روی همپوشانی^{۶۴} شروود های پره و پره ی دیفیوزر نیز موثر است. توصیه می شود فاصله ی کناری پره از جریان اصلی دور باشد تا از تراست محوری هنگام ورود جریان بازگردش به فاصله ی کناری پره جلوگیری شود. فاصله ی بین شروود ها باید در رابطه ی $0.007 \text{ to } 0.01 r_2$ و همپوشانی باید در رابطه ی $A \text{ } 2 \text{ to } 3 A$ (عرض فاصله ی A در شکل ۵ است) صدق کند.

• عرض گلویی (a_3)

با عرض ورودی و تعداد پره ی دیفیوزر معلوم، عرض گلویی تاثیر بسیاری در تعیین نقطه ی بهترین عملکرد را دارد. عرض گلویی همچنین تاثیر فراوانی روی مقدار بازگردش جریان و همچنین هد شات آف دارد. رابطه ی زیر عرض گلویی را به گونه ای تعیین می کند که قانون بقای ممنتوم ارضا شود:

$$a_3 = f_{a3} \frac{d_3}{2} \left(\exp \frac{2Q_{Le}}{Z_{Le} b_3 d_2 c_{2u}} - 1 \right)$$



شکل ۵

که در آن f_{a3} ضریب تصحیحی است که مقداری بین ۱/۱ تا ۱/۳ دارد. این ضریب به این معناست که مقدار کاهش سرعت جریان اعمال شده بزرگتر از مقداری است که توسط قانون بقای ممنتوم محاسبه می شود. اگر دبی جریان بیشتر از دبی بهینه باشد، مقدار ضریب تصحیح بزرگتر از ۱ نیز تقریباً مقدار خوبی است. برای پره های خیلی پهن و در سرعت مخصوص های پایین بعضی از مواقع لازم است که ضریب تصحیح کوچکتر از ۱ انتخاب شود تا بهترین عملکرد به دست آید.

⁶⁴ overlap

روش جایگزین برای محاسبه ی عرض گلویی دیفیوزر، استفاده از نسبت کاهش سرعت به جای قانون بقای ممنتوم است. نسبت کاهش سرعت با رابطه ی $\frac{c_{3q}}{c_2}$ بیان می شود و در محدوده ی ۰/۷ تا ۰/۸۵ باید انتخاب شود. با انتخاب نسبت کاهش سرعت، عرض گلویی از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$a_3 = \frac{Q_{Le}}{Z_{Le} b_3 \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2u}^2}} \left(\frac{c_{3q}}{c_2} \right)$$

به دلیل تاثیر عرض گلویی بر مشخصه های نیمه بار و اضافه بار، انتخاب ضریب تصحیح یا انتخاب نسبت کاهش سرعت یک مسئله ی بهینه سازی است که هیچ قانون کاربردی ای برای آن وجود ندارد. اگر سرعت جریان در گلویی کاهش چشمگیری داشته باشد، در دبی خیلی زیاد استال رخ داده و منحنی هد-دبی ناپایدار می شود. از طرفی کاهش ناکافی سرعت در گلویی به معنای اتلاف بازده است و در حالت نیمه بار می تواند منجر به جدایش جریان بعد از موعد شود که باعث صاف شدن منحنی هد-دبی است.

• قطر خارجی دیفیوزر (d_{Le})

جهت کاهش هزینه ها، قطر خارجی دیفیوزر هر قدر کمتر باشد بهتر است. از طرفی مینیموم کردن اتلافات هیدرولیکی، نیازمند دیفیوزری با طول و فضای کافی جهت گردش جریان است. به همین دلیل برای انتخاب قطر خارجی دیفیوزر باید مصالحه ای بین هزینه ها و بازده انجام شود.

مقدار قطر خارجی مورد نیاز با افزایش دبی (یا به عبارت دیگر با افزایش سرعت مخصوص) افزایش می یابد. برای پمپ های چند طبقه رابطه ی زیر برقرار است:

$$d_{Le} = d_2 \times [(0.15 \text{ to } 1.15) + 0.01n_q]$$

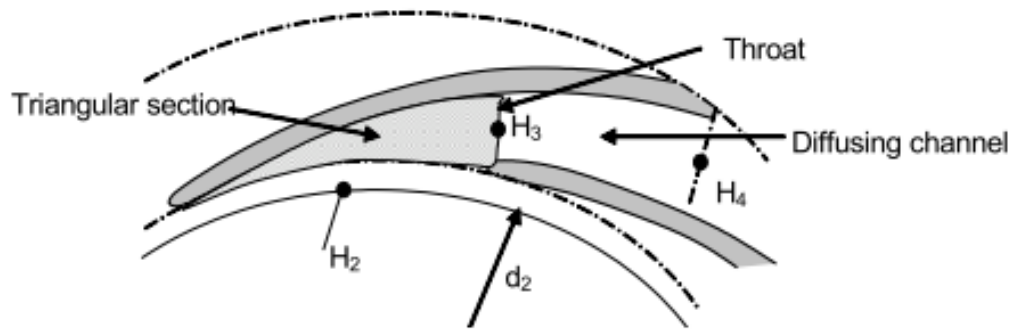
حد بالای رابطه ی فوق زمانی مورد استفاده قرار می گیرد که بازده ارجحیت بیشتری نسبت به سائز پمپ دارد. اگر دیفیوزر جریان را به حلزونی تخلیه می کند، می توان قطر خارجی آن را کوچکتر در نظر گرفت. همچنین جهت کاهش نیروی تراسه شعاعی کانال های دیفیوزر باید همپوشانی کافی را داشته باشند.

• کانال پخش جریان

مطابق شکل ۶ در پایین دست گلویی کانالی مشابه یک دیفیوزر همرمی وجود دارد. ماکزیمم زاویه ی مجاز دهانه ی دیفیوزر، بازیابی فشار و اتلافات با توجه به بند زیر تعیین می شوند.

با توجه به شکل ۷ برای دیفیوزر مورد نظر معادله ی برنولی نوشته می شود:

$$\frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2}\rho c_1^2} = 1 - \frac{c_2^2}{c_1^2} - \frac{\Delta p_{v,1-2}}{\frac{1}{2}\rho c_1^2} = 1 - \frac{1}{A_R^2} - \xi_{1-2}$$



شکل ۶

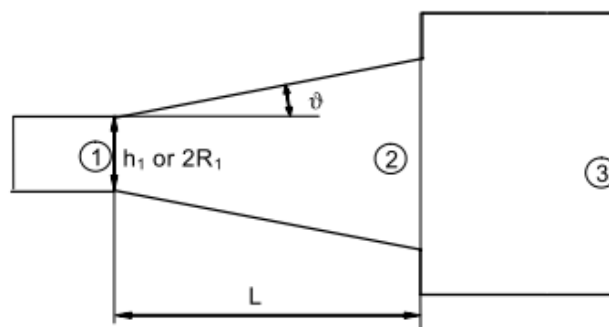
بازیابی فشار دیفیوزر معمولاً با ضریب بی بعد C_p مشخص می شود:

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2}\rho c_1^2} = 1 - \frac{1}{A_R^2} - \xi_{1-2} = C_{pid} - \xi_{1-2}$$

C_{pid} بازیابی فشار در حالت ایده آل (بدون اتلافات) است ولی در دیفیوزرهای واقعی مقداری اتلافات انرژی اجتناب ناپذیر وجود دارد که با رابطه $\Delta p_{v,1-2} = \frac{1}{2}\rho \xi_{1-2} c_1^2$ محاسبه می شود. در شکل های ۸ و ۹ مقدار C_p به ترتیب برای دیفیوزر مسطح و کانونی ارائه شده است. در این نمودارها مقدار نسبت مساحت های بهینه را برای طول دیفیوزر معلوم مشخص می کند و C_p^* طول بهینه را برای مساحت های معلوم مشخص می کند. دیفیوزرها معمولاً برای طول بهینه و در نسبت مساحت کوچکتر از ۳ طراحی می شوند.

در نتیجه ی موارد بیان شده، ضریب اتلافات بین سطوح مقطع ۱ و ۳ از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$\xi_{1-3} = 1 - \frac{1}{A_R^2} - C_p(1 - \xi_{2-3})$$



شکل ۷

شایان ذکر است اگر فرض شود که تمامی انرژی خروجی دیفیوزر مفید است آنگاه ξ_{2-3} برابر صفر است.

بازده دیفیوزر از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$\eta_D = \frac{c_p}{1 - \frac{1}{A_R^2}}$$

اکنون وقت آن است که کمی به دینامیک سیال در دیفیوزر پرداخته شود. ضخامت لایه ی مرزی ایجاد شده با پیشروی در مقابل گرادین مثبت فشار در مسیر جریان افزایش می یابد. کاهش سرعت بیش از حد باعث جدایش جریان روی دیواره می شود. وابسته به مقدار کاهش سرعت ۴ رژیم جریان در دیفیوزر وجود دارد:

۱. پایین تر از خط $a-a$: جریان پیوسته می ماند. (حالت A در شکل ۱۰ و ناحیه ی A در شکل ۱۱)
۲. اگر ضخامت لایه ی مرزی از مقدار مشخصی بیشتر شود، استال موضعی تناوبی رخ می دهد. (حالت B در شکل ۱۰ و ناحیه ی B در شکل ۱۱)
۳. با کاهش بیشتر سرعت جدایش جریان به صورت کامل در یک طرف اتفاق می افتد. (حالت C در شکل ۱۰ و ناحیه ی C در شکل ۱۱)
۴. واگرایی بیش از حد دیواره های دیفیوزر باعث جدایش کامل جریان در هر دو طرف آن می شود و در نتیجه سیال مانند جت از دهانه ی دیفیوزر به بیرون پرتاب می شود. (حالت D در شکل ۱۰ و ناحیه ی D در شکل ۱۱)

زاویه ی پخش شدن مجاز عبارت است از:

$$\theta_{al} = 16.5^\circ \sqrt{\frac{R_1}{L}}$$

عبارت فوق در واقع بیانگر رابطه ی منحنی $a-a$ در شکل ۱۱ است. شایان ذکر است که زاویه ی پخش شدن مجاز یک عدد ثابت نیست و بستگی به پارامترهای هندسی دیفیوزر (مخصوصاً طول آن) دارد. اتلافات دیفیوزر نیز از روابط زیر به دست می آید:

$$\xi_{Le} = \xi_{2-3} + \left(\frac{c_{3q}}{u_2}\right)^2 \left\{ 0.3 \left(\frac{c_2}{c_{3q}} - 1\right)^2 + 1 - c_p - \frac{1 - \xi_{0v}}{A_R^2} \right\}$$

$$\xi_{2-3} = (c_f + 0.0015)(a_3^* + b_3^*) \frac{\pi^3 (\varphi_2 b_2^*)^2}{8(Z_{Le} a_3^* b_3^*)^3} \left(1 + \frac{c_2}{c_{3q}}\right)^3$$

با انتخاب $\frac{b}{h_1} = 1$ بیشترین میزان بازیابی فشار قابل دستیابی است. در غیر این صورت انتخاب این نسبت در بازه ی $0.8 < \frac{b}{h_1} < 2$ نیز انتخابی مناسب است. برای دیفیوزر با سطح مقطع دلخواه، نسبت ورودی معادل و زاویه ی پخش شدن معادل به ترتیب از روابط زیر به دست می آید:

$$R_{1eq} = \sqrt{\frac{A_1}{\pi}}$$

$$\tan \theta_{eq} = \frac{R_{1eq}}{L} \left(\frac{A_2}{A_1} - 1\right)$$

اگر دیفیوزر به صورت محوری گسترش یابد آنگاه $\theta_b = \theta_a$ و در نتیجه $\tan \theta_a = \frac{a_4 - a_3}{2L_{3-4}}$ ولی دیفیوزرها معمولاً به صورت منحنی وار گسترش می یابند تا با طول بیشتر هم بازیابی فشار بیشتری را ممکن سازند و هم افت ها را در قطر خارجی مشخص کاهش دهند. آزمایشات نشان می دهد که خمیدگی ۲۵ درجه، می توان نتایج مربوط به دیفیوزر های صاف را به دیفیوزرهای منحنی تعمیم داد. البته استثنایی هم در این زمینه وجود دارد و آن هنگامی است که جریان ناپایا لایه ی مرزی نازک تری را موجب شود. در این مورد انحنای دیفیوزر تاثیر منفی روی جریان می گذارد و عرض خروجی تنها با آزمون و خطا قابل محاسبه است.

• ضوابط دیفیوزر

پس از اینکه تمامی پارامترهای فوق تعیین شد و هندسه ی دیفیوزر نیز به دست آمد، ضوابط زیر باید مورد بررسی قرار گرفته و صحت آن تایید شود:

۱. بازیابی فشار بهینه برای دیفیوزری با طول L_{3-4} معلوم هنگامی به دست می آید که نسبت مساحت زیر برقرار باشد:

$$A_{R,opt} = 1.05 + 0.184 \frac{L_{3-4}}{Re_q}$$

که در آن:

$$Re_q = \sqrt{\frac{a_3 b_3}{\pi}}$$

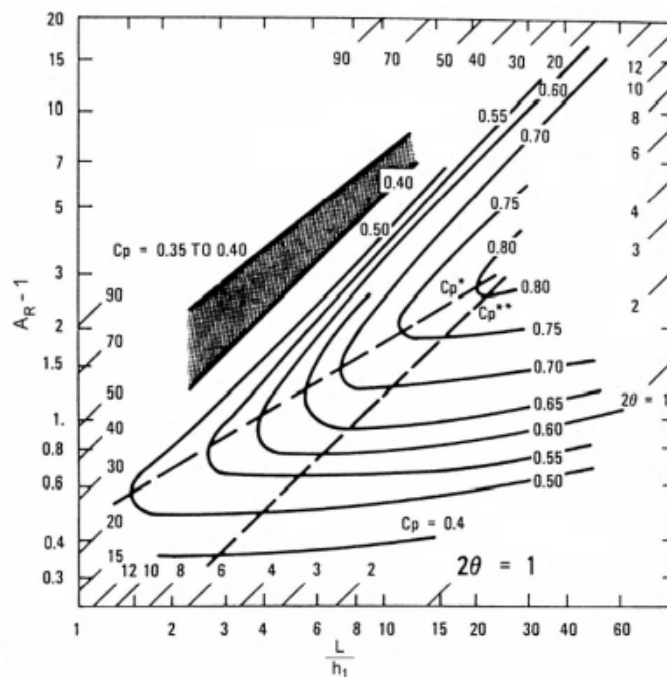
با این نسبت مساحت ضریب بازیابی فشار برابر است با:

$$c_{p,opt} = 0.36 \left(\frac{L_{3-4}}{Re_q} \right)^{0.26}$$

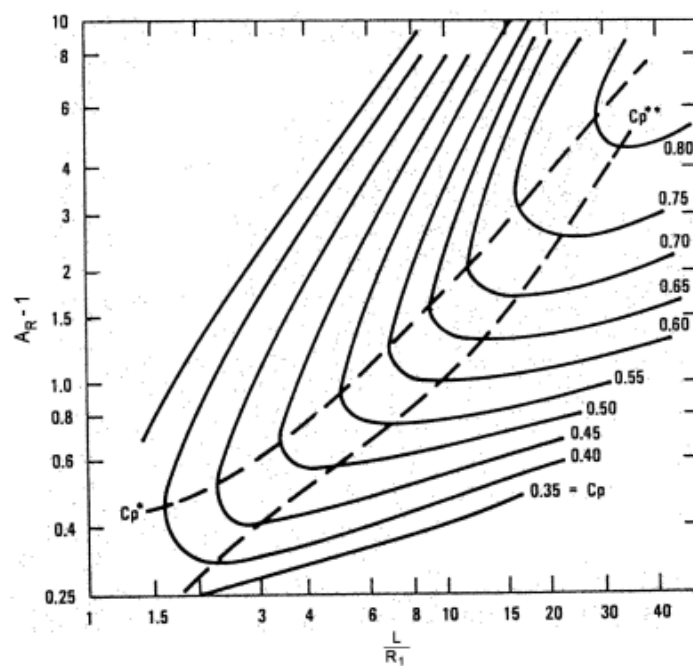
۲. نسبت کاهش سرعت باید در بازه ی زیر باشد:

$$0.7 < \frac{c_{3q}}{c_2} < 0.85$$

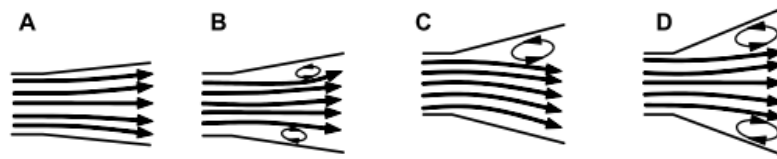
البته در مواردی که سرعت مخصوص کوچکتر از ۱۲ باشد، مقادیر بزرگتر نسبت کاهش سرعت نیز مجاز است.



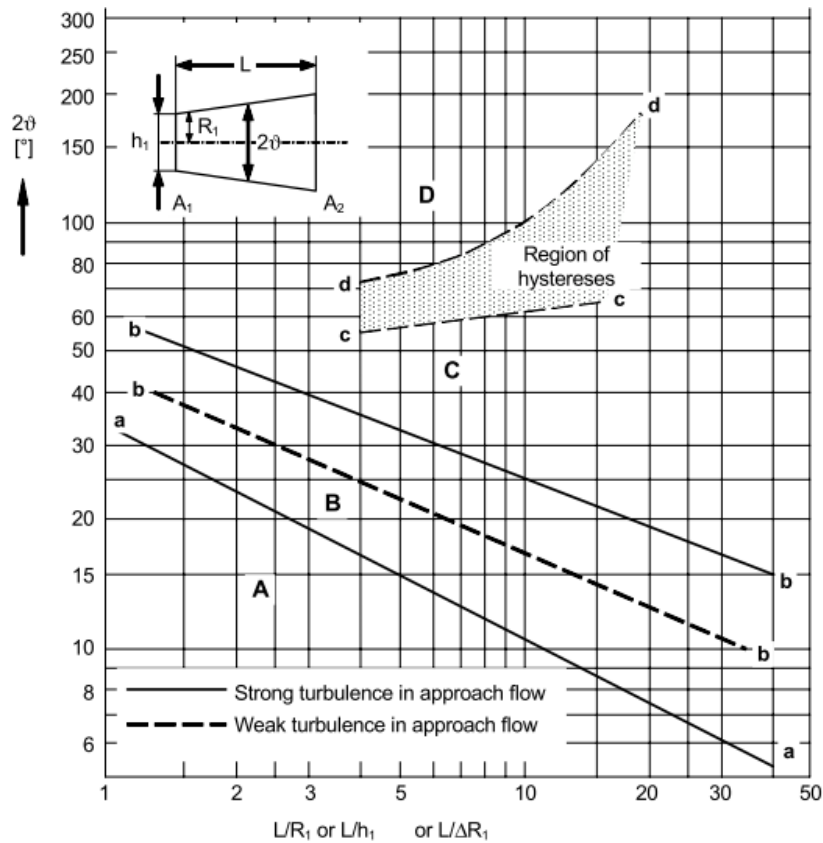
شکل ۸



شکل ۹



شکل ۱۰



شکل ۱۱

۳. نسبت طول به عرض گلویی در بازه ی زیر باشد:

$$2.5 < \frac{L_{3-4}}{a_3} < 6$$

۴. نسبت عرض ورودی به عرض گلویی باید در محدوده ی زیر باشد:

$$0.8 < \frac{b_3}{a_3} < 2$$

سطح مقاطع خیلی صاف چندان مطلوب نیستند ولی در بعضی مواقع در سرعت مخصوص پایین و پره ی عریض غیر قابل پرهیزند.

۵. مساحت خروجی کانال های پخش کننده (A_4) برای پمپ های چند طبقه باید طوری طراحی شود که انرژی جنبشی در خروجی دیفیوزر در بازه ی زیر باشد:

$$0.02 < \frac{c_4^2}{2gH_{opt}} < 0.04$$

این امر سبب می شود که افت ها در جریان بالادست کاهش یابد. در کنار این ضابطه، ضابطه ی دیگری قرار دارد که طی آن نسبت سرعت خروجی به سرعت ورودی باید در بازه ی زیر باشد:

$$0.85 < \frac{c_4}{c_{1m}} < 1.25$$

• پره های بازگشت

سرعت جریان خروجی از پره های بازگشت (c_{6m}) باید کمتر از سرعت ورودی به پره (*impeller*) بعدی (c_{1m}) باشد تا جریان شتاب هموار و ملایمی داشته باشد. پس:

$$\frac{c_{6m}}{c_{1m}} = 0.85 \text{ to } 0.9$$

بنابراین عرض b_6 از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$b_6 = \frac{Q_{Le}}{\pi d_6 c_{6m}}$$

مسیر جریان بین کانال بازگشت و ورودی پره (*impeller*) باید جهت شتاب دهی پیوسته طراحی شود. به همین دلیل عرض ورودی پره های بازگشت (b_5) می تواند مساوی با عرض خروجی آن در نظر گرفته شود. مولفه ی مریدیونال سرعت ورودی از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$c_{5m} = \frac{Q_{Le}}{\pi d_5 b_5}$$

سرعت c_4 با استفاده از مقادیر b_4 و a_4 از رابطه ی پیوستگی به دست می آید. روابط زیر برای محاسبه ی مولفه های سرعت در ورودی پره های بازگشت و همچنین زاویه ی خمش جریان در آن ناحیه به کار می رود:

$$c_{5u} = \frac{c_{4u} r_{4m}}{r_{5m}}$$

$$\alpha_5 = \tan^{-1} \frac{c_{5m}}{c_{5u}}$$

شایان ذکر است که برای دستیابی به زاویه ی جریان مطلوب در خروجی پره های بازگشت، مقداری اغراق در محاسبه لازم است. مثلاً اگر زاویه ی جریان ۹۰ درجه لازم است، در محاسبات از زاویه ای بین ۹۴ تا ۹۵ درجه استفاده شود. همچنین اگر ایجاد جریان چرخشی برای پره ی بعدی مورد نظر طراح باشد، می توان از رابطه ی زیر استفاده کرد:

$$\alpha_6 = \sin^{-1} \frac{a_6}{t_6}$$

منابع و مراجع

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

شرکت آریا پخش

آدرس دفتر مرکزی: تهران، میدان آرژانتین، خیابان الوند، کوچه برمک، پلاک ۴، طبقه ۲

تلفن: ۳-۸۸۸۱۳۴۶۱-۵۷-۸۸۷۸۱۰۵۷-۸۸۷۸۱۶۷۹

تلفکس: ۸۸۸۱۳۴۶۴

