



پژوهشگاه صنعت نفت

عنوان دوره:

طراحی تجهیزات فرآیندی

مدرس: مهدی رازی فر

مرداد ۸۹



طراحی تجهیزات فرآیندی

جلسه اول

- آشنایی با انواع مختلف مبدل های حرارتی

۱: آشنایی با انواع مبدل های حرارتی

به طور کلی مبدل های حرارتی موجود به سه دسته زیر تقسیم بندی می شوند که در ادامه به طور مختصر به توضیحات مربوط به هر کدام پرداخته می شود:

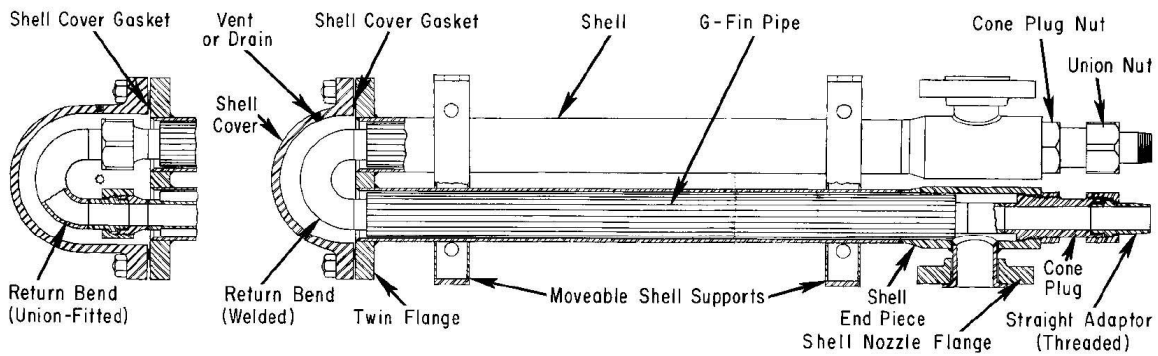
- Double-Pipe H.Ex.	} مبدل دو لوله ای	} ۱- مبدل های لوله ای	
- Shell & Tube H.Ex.			} مبدل پوسته ای - لوله ای
- Spiral-Tube H.Ex.			} مبدل لوله ای حلزونی یا مارپیچ
- Gasketed-Plate H.Ex.	} مبدل صفحه ای واشردار	} ۲- مبدل های گرمایی صفحه ای	
- Spiral-Plate H.Ex.			} مبدل صفحه ای حلزونی
- Lamella H.Ex.			} مبدل لاملا
- Plate-Fine H.Ex.	} مبدل صفحه ای پره دار	} ۳- مبدل های گرمایی با سطوح پره دار	
- Tube-Fine H.Ex			} مبدل لوله ای پره دار

۱-۱-۱- مبدل های لوله ای

این نوع مبدل ها از لوله هایی با مقطع دایره ای ساخته می شوند که یک سیال در داخل لوله ها و سیال دیگر در خارج لوله ها جریان دارد که بر اساس نوع طراحی به سه دسته تقسیم می شوند :

۱-۱-۱-۱ : مبدل های دو لوله ای

مبدل های گرمایی دو لوله ای معمولی شامل یک لوله است که با اتصالات مناسب بصورت هم مرکز در داخل لوله ای دیگر با قطر بزرگتر قرار می گیرد تا جریان را از مقطعی به مقطع دیگر هدایت کند و معمولاً به صورت دو شاخه U شکل طراحی و ساخته می شوند. این نوع مبدل برای سطوح انتقال حرارت کوچک (تا ۵۰ متر مربع) و همچنین برای جریان سیال های گرم و سرد در فشارهای بالا مناسب است. این مبدل ها به دلیل آسانی تمیز کاری و تعمیر و نگهداری می توانند در شرایط رسوب زیاد بکار روند. در شکل های (۱-۱) و (۱-۲) نمونه هایی از این مبدل نشان داده شده اند.



Double-pipe longitudinal Twin G-Finned exchanger.

شکل (۱-۱): مبدل گرمایی دو لوله ای (الف)

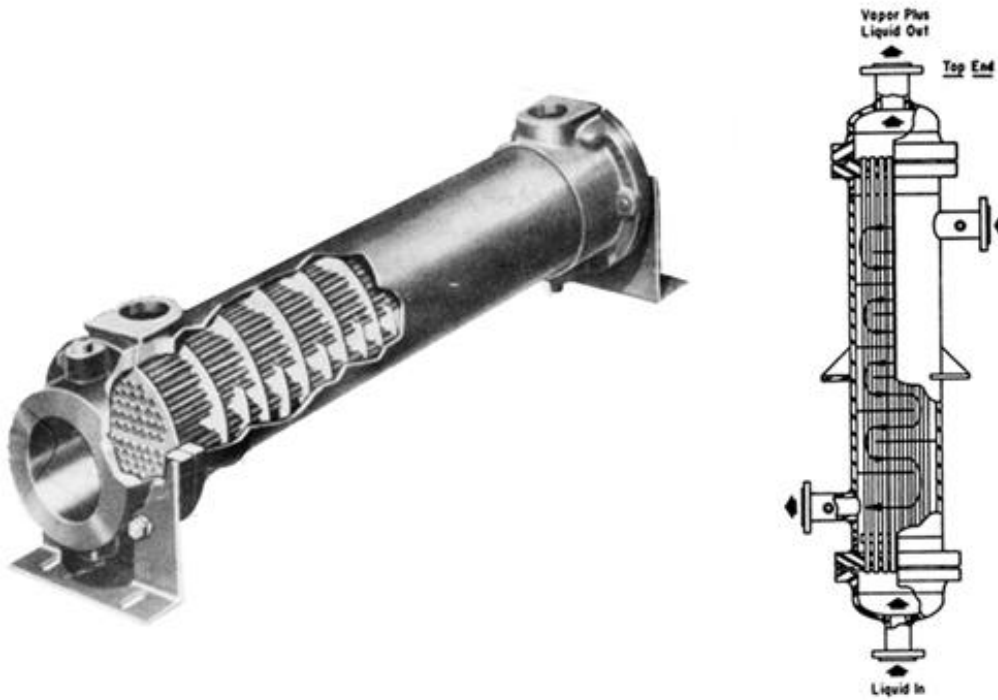


finned double-pipe exchanger.

شکل (۱-۲): مبدل گرمایی دو لوله ای (ب)

۲-۱-۱: مبدل های پوسته ای - لوله ای

مبدل های گرمایی پوسته ای- لوله ای از دسته لوله هایی که در داخل یک پوسته قرار می گیرد ساخته می شوند ، به طوریکه محور لوله ها موازی با محور پوسته است. در این نوع مبدل ها یک سیال داخل لوله ها و سیال دیگر در سمت پوسته بصورت همسو یا ناهمسو با لوله ها در طول آنها جریان می یابد. اجزای اصلی این مبدل دسته لوله ها (Tube Bundle) ، پوسته (Shell) ، سر (Head) ، سر انتهای جلویی (Front-End Head) ، سر انتهای عقبی (Rear-End Head) ، بافل ها (Baffles) ، و صفحه لوله ها (Tube Sheets) هستند.

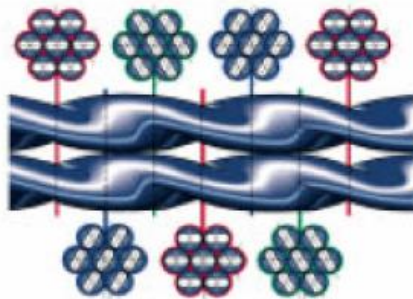


شکل (۱-۳): مبدل گرمایی پوسته-لوله

اهداف اصلی در طراحی این مبدل ها در نظر گرفتن انبساط گرمایی پوسته و لوله ها و تمیز کردن آسانتر مجموعه و هزینه کم در روش ساخت و تولید آنها نسبت به سایر مبدل ها می باشد. این نوع مبدل ها معمولاً به سه شکل زیر ساخته می شوند:

- مبدل های پوسته ای لوله ای با صفحه لوله های ثابت که در آن پوسته به صفحه لوله ها جوش شده است و هیچگونه دسترسی به خارج از دسته لوله ها برای تمیز کاری وجود ندارد ولی تمیز کردن لوله ها ساده است.
- مبدل های پوسته ای لوله ای با دسته لوله های U شکل که فقط دارای یک صفحه لوله هستند لذا دارای کمترین هزینه ساخت می باشند. سطح داخلی لوله های این نوع از مبدل ها را به دلیل خم U شکل تند نمی توان تمیز کرد.
- مبدل های پوسته ای لوله ای که در آنها به صفحه لوله ها اجازه داده شده شناور باشند تا در اثر انبساط گرمایی قادر به حرکت باشند. از این مبدل ها در واحدهایی که امکان تشکیل رسوب بالاست استفاده می شود.

توسعه دیگری که در زمینه مبدل های حرارتی پوسته و لوله انجام شده است استفاده از مبدل های حرارتی با لوله های پیچشی می باشد. لوله های بکار رفته در این مبدل ها با استفاده از یک فرآیند ویژه شکل دهی تولید می شوند و در داخل دسته لوله قرار می گیرند.



شکل (۴-۱): مبدل حرارتی پوسته و لوله با لوله های پیچشی

سطح مقطع این لوله ها بادامی شکل می باشد. هر یک از این لوله ها توسط دیگری در داخل مبدل حمایت می شوند. اگر چه در این مبدل لوله ها کاملاً به هم برخورد دارند اما فاصله کافی بین آنها برای عبور جریان در سمت پوسته وجود دارد. در این مبدل ها حرکت جریان در سمت پوسته همانند حرکت جریان در داخل لوله ها یک حرکت چرخشی است که منجر به افزایش آشفتگی در سیال سمت پوسته و لوله می شود. این لوله ها به نحوی روی همدیگر قفل می شوند که مانع لرزش لوله ها می شود و در نتیجه نیازی به هیچ گونه بافل نگهدارنده نیست.

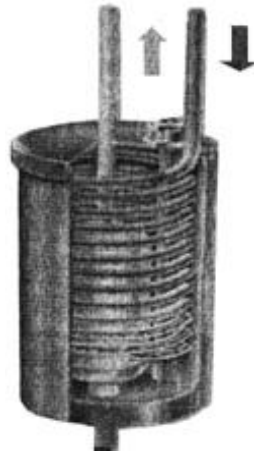


شکل (۵-۱): مبدل پوسته لوله از نوع لوله های پیچشی

جریان در داخل این مبدل ها کاملاً محوری و بدون هرگونه مناطق ساکن و مرده است. استفاده از این مبدل در مقایسه با نوع مرسوم آن منجر به افزایش ضریب انتقال حرارت (افزایش تا ۴۰٪)، کاهش افت فشار و کاهش میزان رسوب می شود. لیسانس تجاری این نوع مبدل ها در اختیار شرکت سوئدی Allard و شرکت آمریکایی Brown Fin Tube قرار دارد.

۱-۳: مبدل لوله ای حلزونی یا مارپیچ

این مبدل ها دارای کوئل هایی هستند که به صورت حلزونی پیچیده شده اند و در یک پوسته قرار گرفته اند که بیشتر در سیستم های تبرید استفاده می شوند. این مبدل ها برای انبساط گرمایی و سیال های تمیز مناسب هستند به خاطر اینکه تمیز کردن آنها عملاً غیر ممکن است.



شکل (۱-۶): مبدل گرمایی لوله ای حلزونی یا مارپیچ

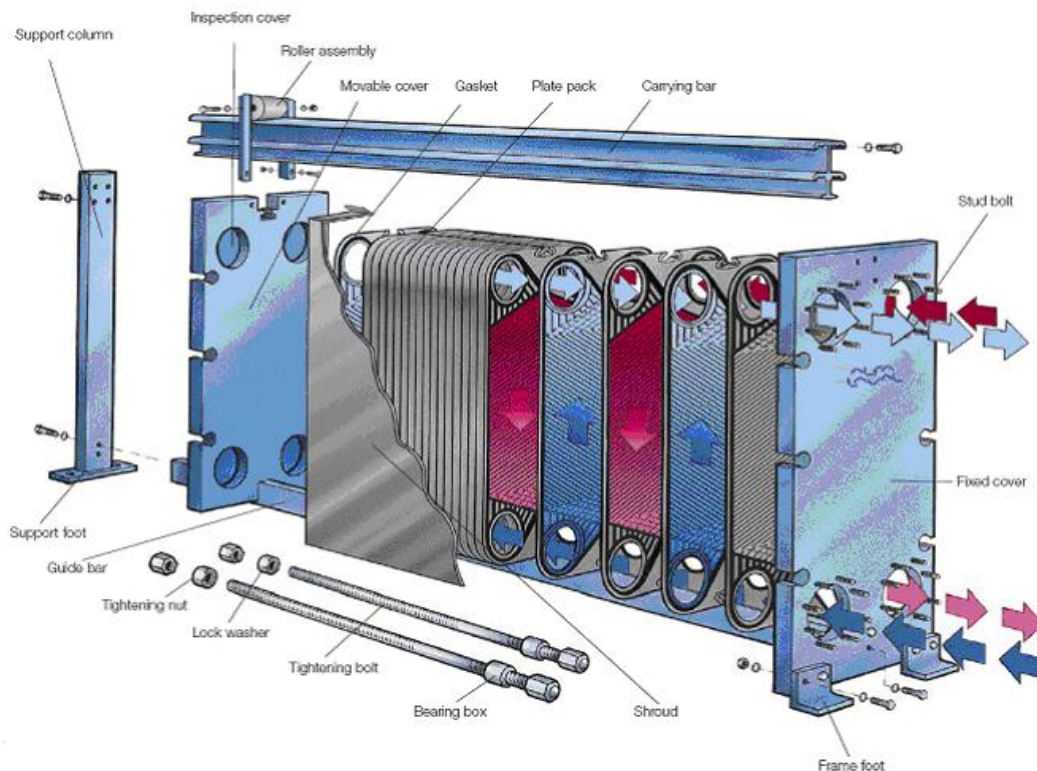
۱-۲: مبدل های گرمایی صفحه ای

این مبدل ها از صفحات نازک که کانال های جریان را تشکیل می دهند ساخته شده اند. این مبدل ها معمولاً برای انتقال گرما بین گاز-مایع یا جریان های دو فاز استفاده می شوند.

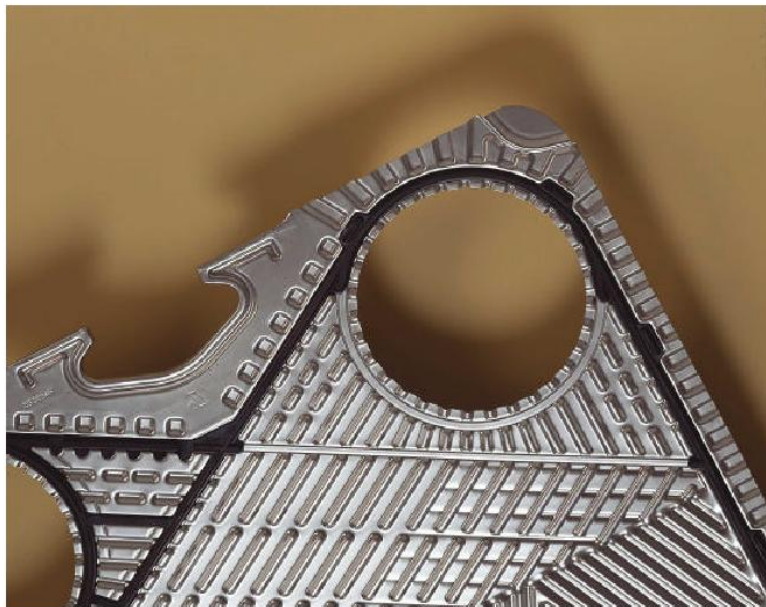
۱-۲-۱: مبدل های صفحه ای واشردار

مبدلهای حرارتی قاب و صفحه در سال ۱۹۲۳ ابداع شده و جزو مبدلهای حرارتی فشرده ای هستند که در صنایع فرآیندی در انگلیس بکار برده شده اند. مبدلهای حرارتی قاب و صفحه نخستین بار در صنایع غذایی و صنایع لبنیات بکار برده شدند که در آنها قابلیت دسترسی به سطح صفحات جهت نظافت ضروری است. این مبدلها در حال حاضر از نظر سهم بازار نسبت به مبدلهای پوسته و لوله در رتبه دوم قرار دارند.

این مبدل ها شامل تعدادی صفحات نازک با سطح چین دار یا موج دار می باشد که سیال های گرم و سرد را از هم جدا می سازد. این صفحات دارای قطعاتی در گوشه ها هستند که به نحوی آرایش داده شده اند که جریان سیال های گرم و سرد برای انتقال گرما به صورت یک در میان در فضای بین صفحات جریان یابند. در طی عبور سیال از مبدل ، سیال گرم تر بخشی از انرژی خود را از طریق دیواره صفحه ای نازک به سیال سرد تر در سمت دیگر مبدل منتقل می کند و در نهایت سیال ها به سوراخ های تونل مانندی که در انتهای دیگر مجموعه صفحات وجود دارد هدایت شده و از مبدل خارج می گردند. صفحات می توانند تا چند صد عدد پشت سر هم قرار بگیرند و به وسیله پیچ هایی که مجموعه صفحات را تحت فشار قرار می دهد در کنار یکدیگر نگه داشته شوند. دسته صفحات در یک قاب بهم بسته می شوند. قاب شامل یک صفحه ثابت در یک انتها و یک صفحه متحرک در انتهای دیگر است. صفحه متحرک امکان دسترسی به سطوح انتقال حرارت را جهت تمیز کردن یا تعویض آنها فراهم می کند. یکی از ویژگیهای این نوع مبدل امکان اضافه یا کم کردن سطح، در موارد لازم می باشد. معمولاً جنس صفحات استنلس استیل است. در مواردیکه خوردگی مشکل ایجاد کند سازندگان مبدلهای حرارتی قاب و صفحه را از جنس غیر فلزی مثل کامپوزیت، گرافیت، فلوروپلاستیک یا پلیمر می سازند. روی هر یک از صفحات شیارهایی تعبیه شده است که واشرها روی آن قرار می گیرند. واشرها از نشت سیال به بیرون جلوگیری می کنند.



شکل (۷-۱): مبدل صفحه ای واشردار



شکل (۸-۱): نمای صفحه در مبدل حرارتی صفحه ای



شکل (۹-۱): کاربرد فرآیندی یک مبدل حرارتی صفحه ای

محدوده عملیاتی این مبدل ها دمای °C ۳۵- تا °C ۲۰۰ و فشار طراحی تا ۲۵ بار و فشار تست تا ۴۰ بار می باشد.

مزایای مبدل های صفحه ای عبارتند از:

- الگوی جریان در این مبدل ها، با سرعت کم اغتشاش زیادی را به وجود می آورد.
- در این مبدل ها به دلیل آشفتگی زیاد جریان و قطر هیدرولیکی کوچک ، ضرایب انتقال گرما برای هر دو سیال بزرگ هستند.
- به علت تلاطم سیال در سرعت های کم این نوع مبدل در کاربردهای با ویسکوزیته بالا مناسب هستند. باید توجه داشت که سیالی که درون یک مبدل پوسته لوله با جریان آرام است در مبدل صفحه ای دارای جریان متلاطم است.
- میزان رسوب دهی در این مبدل ها نیز به دلیل آشفتگی زیاد، نرمی صفحات و زمان سکون کم بسیار اندک است. مقاومتهای فولینگ در این نوع مبدل ۲۵٪ مقاومت فولینگ برای مبدلهای پوسته و لوله توسط مؤسسه تحقیقات انتقال حرارت (HTRI) در آمریکا اندازه گیری شده است. در شرایطی که فولینگ قابل توجه باشد فاصله بین صفحات را می توان عریض تر کرد.
- معمولاً جریان سیال های گرم و سرد در صفحات در خلاف جهت هم هستند.
- این مبدل ها برای کاربرد های انتقال گرمای مایع- مایع در فشارهای کم و متوسط جایگزین مناسبی برای مبدل های پوسته و لوله هستند.
- در این مبدل ها به علت کم بودن فاصله صفحات، حجم سیال بین صفحات کم است و باعث میشود شرایط جدید فرآیندی به سرعت روی آن تاثیر گذاشته و در نتیجه کنترل آن آسان است.
- به علت قابلیت زیاد باز و بسته شدن اجزا ، این مبدل ها به آسانی تمیز می شوند.
- زمان و فضای سرویس این مبدل ها برابر یک پنجم تا یک دوم زمان و فضای مورد نیاز برای سرویس مبدل های پوسته لوله است.
- برای عملکردهای مایع - مایع مورد نیاز مبدل ۲۵٪ سطح مبدل پوسته و لوله است.
- در یک مبدل صفحه ای، ارتعاش، سرو صدا، سایش و خوردگی در اثر برخورد سیال به اندازه مبدل های پوسته و لوله نمی باشد.
- مبدل های صفحه ای سبکترین نوع مبدل بین انواع مختلف مبدلها هستند.

این مبدل ها در سرویس های زیر استفاده می شوند:

- مایع - مایع
- عملکردهای کندانس
- عملکردهای تبخیر (Evaporating)

این مبدل ها در کاربردهای زیر استفاده نمی شوند:

- کاربردهای گاز-گاز
- برای سیالات با ویسکوزیته خیلی زیاد که ممکن است در توزیع جریان ایجاد اشکال نماید.
- برای کندانس کردن بخارات در شرایط خلأ

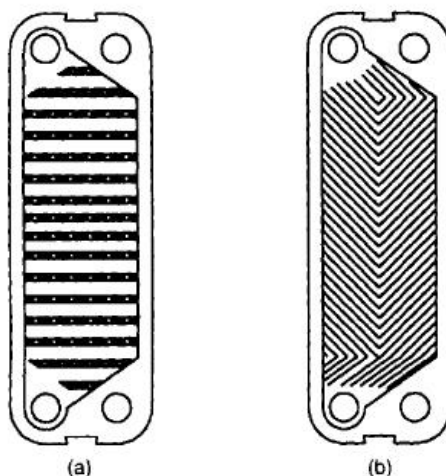
در جدول زیر اطلاعات مفیدی در مورد مبدلهای صفحه ای آمده است:

جدول (۱-۱): اطلاعات طراحی مبدلهای صفحه ای

۱۵۴۰-۲۵۰۰	سطح انتقال حرارت (m^2)
تا ۷۰۰ عدد	تعداد صفحات
تا ۳۹	سایز مجرا (cm)
۰/۵-۱/۲	ضخامت صفحه (mm)
۰/۰۳-۲/۲	اندازه صفحه (m)
۱/۵-۵	فاصله صفحات (mm)
۳-۵	عمق شیارها روی صفحات (mm)

انواع آرایش شیارها:

بیش از ۶۰ نوع الگوی جریان روی صفحات مبدل های صفحه ای وجود دارد. رایج ترین نوع شیارهایی که به کار میرود مدل های wash-board و chevron می باشند (شکل ۱-۱۰). در مدل wash-board عمق شیارها بیشتر از فاصله بین دو صفحه است و هنگام مونتاژ صفحات در دل یکدیگر قرار می گیرند. مدل washboard در فشارهای پایین استفاده می شود. در مدل chevron عمق شکافها به اندازه فاصله بین صفحات است. این مدل استحکام بالاتری دارد و با صفحات نازکتر فشارهای بالاتری را تحمل میکند. امروزه مدل chevron رایجتر است.



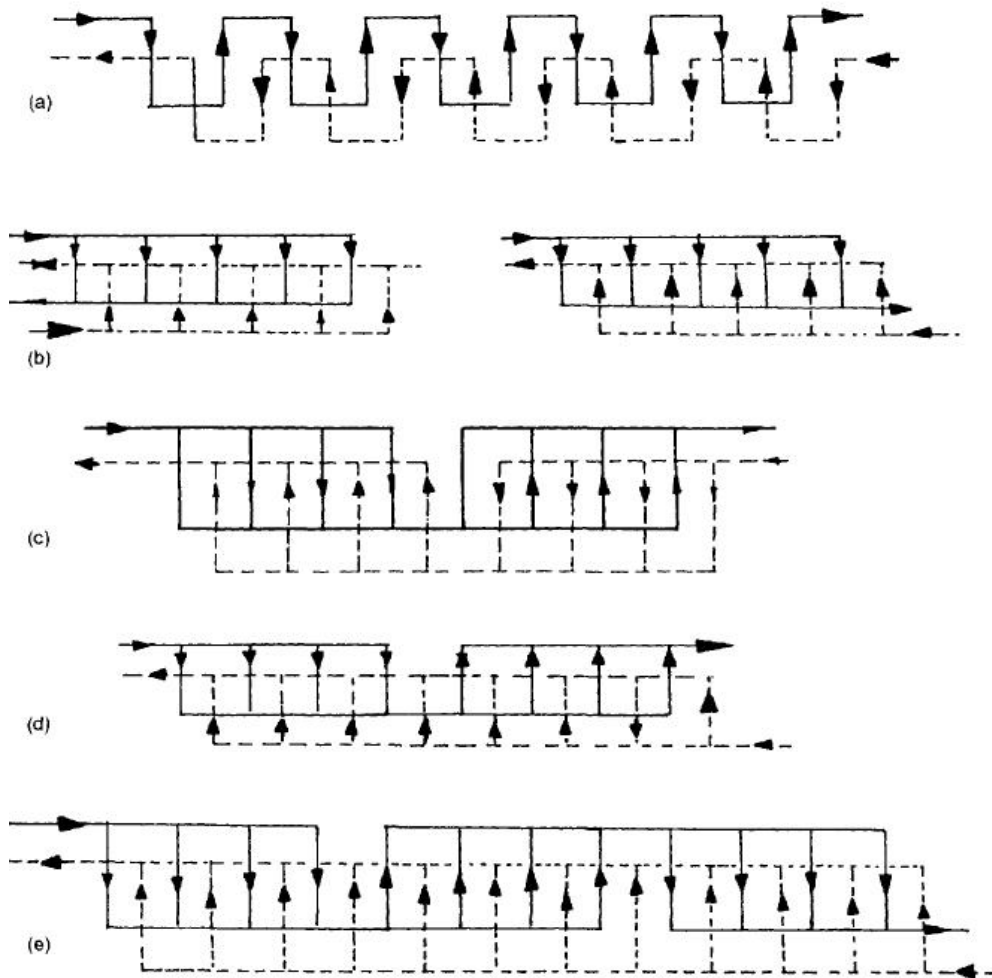
شکل (۱-۱۰): (a) - شیار مدل wash-board ، (b) - شیار مدل chevron

تغییرات در زاویه بین دو موج، مسیر جریان یا فاصله جریان باعث تغییر در NTU مبدل حرارتی می‌شود. NTU، تعداد واحدهای حرارتی، یک پارامتر بدون بعد است که معادل UA/MCp می‌باشد. وقتی زاویه بین دو موج 90° است موجها به صورت عمودی هستند. زمانیکه زاویه از 90° درجه کمتر می‌شود، مقاوت هیدرودینامیکی بیشتری ایجاد می‌شود و NTU بزرگتر می‌شود. ترکیبی از صفحات مختلف ممکن است بکار برده شوند تا NTU متوسط ایجاد شود.

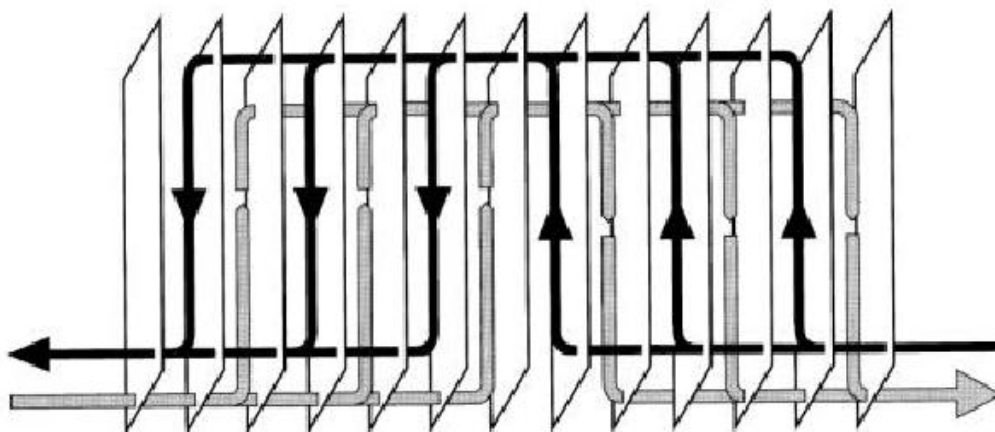
الگوی جریان و ترتیب مسیرها:

مطابق شکل (۱-۱۱) در این مبدل ها الگوهای مختلف جریان میتوانند وجود داشته باشند:

- جریان های سری n پاس - n پاس: (a)
- جریان های حلقه ای یک گذر با آرایش u و Z : (b)
- جریان های چند گذر با گذرهای مساوی: n پاس - n پاس (c)
- جریان های چند گذر با گذرهای نابرابر: ۲ پاس - ۱ پاس (d) و ۳ پاس - ۱ پاس (e)

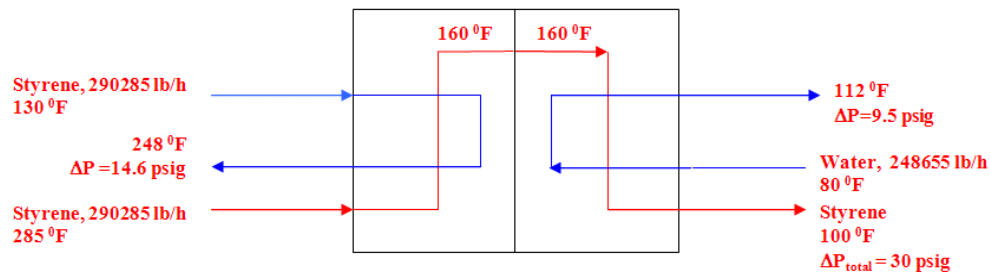


شکل (۱-۱۱): الگوی جریان و ترتیب مسیر هادر مبدل های صفحه ای

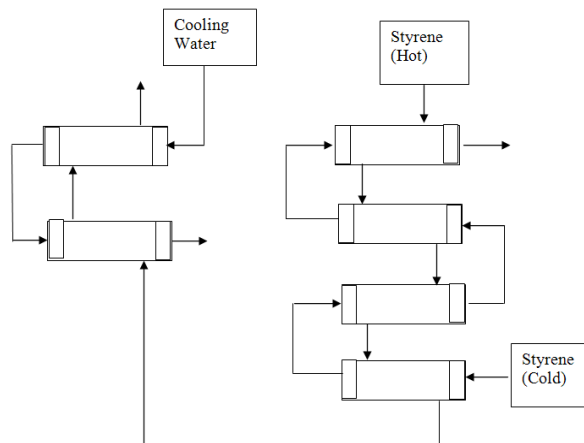


شکل (۱-۱۲): مبدل صفحه ای با آرایش جریان های ۲ پاس

یکی از مزایای مبدل های صفحه ای در اینست که بر خلاف مبدل های پوسته و لوله که فقط دارای یک جریان گرم و یک جریان سرد هستند، از نوع مبدل های چند جریانی هستند و گاهاً ممکن است برای تبادل حرارتی بین ۱۰ جریان استفاده شود. در برخی از واحدها می توان به جای کل شبکه مبدل های حرارتی پوسته و لوله از یک مبدل صفحه ای چند جریانی استفاده کرد که در آن توزیع و ترکیب جریان های فرآیندی سرد و گرم در داخل مبدل انجام می شود. نتایج اینگونه طراحی هزینه های مربوط به طراحی و لوله کشی را تا حد بسیار بالا کاهش می دهد. یک مثال خوب برای مبدل های صفحه ای چند جریانی استفاده از آنها برای تبادل حرارتی در یک طرف و خنک کردن جریان در طرف دیگر آن برای ذخیره جریان محصول است. برای مثال مقایسه نتایج طراحی برای یک کاربرد مشابه بین مبدل صفحه ای سه جریانی و شبکه مبدل های پوسته و لوله نشان می دهد که سطح انتقال حرارت مبدل صفحه ای سه جریانی برابر ۱/۳۳۵ فوت مکعب در مقایسه با ۱۱/۳۴۴ فوت مکعب برای شبکه مبدل های پوسته و لوله است. در شبکه مبدل های حرارتی جهت جلوگیری از خطای Temperature Cross از ۶ عدد مبدل سری (برای کولر ۲ مبدل سری و برای واحد بازیافت انرژی ۴ مبدل سری) استفاده شده است.



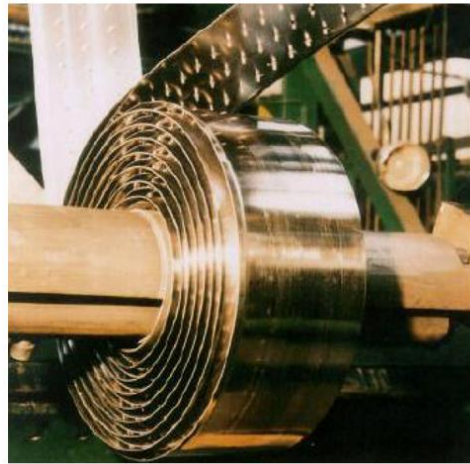
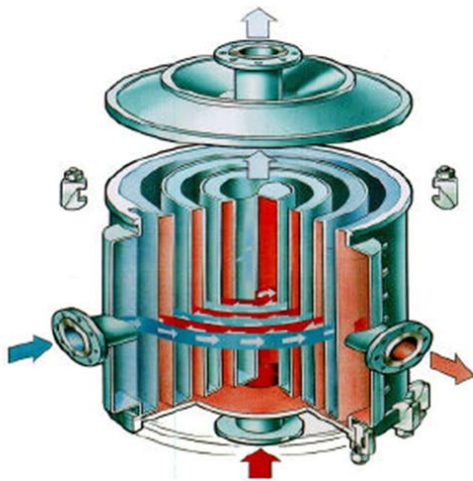
مبدل سه جریانی صفحه ای با عملکرد دو گانه



طراحی شبکه مبدل های حرارتی پوسته و لوله معادل با سیستم بالا

۱-۲-۲: مبدل های گرمایی صفحه ای حلزونی

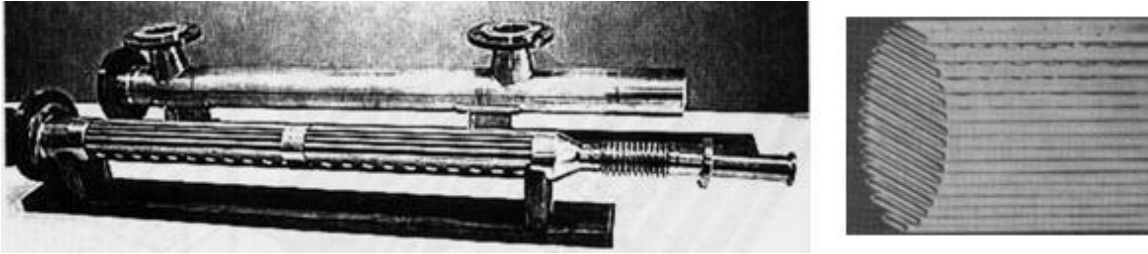
مبدل های گرمایی صفحه ای حلزونی، از دو صفحه بلند موازی تشکیل می شود که با استفاده از یک میله اصلی (Mandrel) به شکل حلزونی پیچیده شده و به لبه های صفحات مجاور بصورتی که یک کانال را تشکیل دهند جوش داده می شوند. در فاصله بین صفحات موازی هر دو کانال، از بین های فاصله انداز که به ورق جوش می شوند استفاده می شود. در هر یک از دو مسیر حلزونی یک جریان ثانویه (دورانی) ایجاد می شود که انتقال گرما را افزایش داده و تشکیل رسوب را کاهش می دهد. این مبدل ها کاملاً فشرده هستند ولی به دلیل ساخت خاص خود نسبتاً گران هستند. سطح انتقال گرما برای این مبدل حرارتی در محدوده 0.5 تا 50.0 m^2 می باشد. حداکثر فشار کارکرد تا 15 bar و دمای کارکرد تا 500°C در این مبدل محدود هستند. مبدل حرارتی حلزونی، به ویژه در کاربرد مایعات لزج و مایعاتی با ذرات جامد معلق و جریان دو فازی مایع - جامد استفاده می شوند.



شکل (۱-۱۳): مبدل صفحه ای حلزونی

۱-۲-۳: مبدل های گرمایی لاملا

این مبدل، شکل اصلاح شده ای از مبدل های پوسته و لوله با صفحه لوله شناور است. لوله های تخت شده که به آن ها لاملا نیز گفته می شود از دو صفحه باریک که برش خورده و در عملیاتی پیوسته به یکدیگر جوش خورده اند، همانند مجموعه کانال های مستطیلی شکل ساخته شده که در هر دو انتها با قرار دادن میله های فولادی در وسط آنها به طور موازی به همدیگر جوش می شوند.



شکل (۱۴-۱): مبدل گرمایی لاملا

اندازه میله های فولادی به فاصله مورد نیاز بین لاملاها بستگی دارد. هر دو انتهای دسته کانال ها به وسیله جوش های محیطی به درپوش کانال متصل می شوند که این درپوش ها هم در هر دو انتها به نازل های ورودی و خروجی جوش داده شده اند. نهایتاً دسته لاملا توسط فلنج هایی که در دو انتهای آن قرار دارد به پوسته متصل می شود. جریان سمت پوسته به صورت طولی در فضای بین کانال ها جریان می یابد. به علت آشفته گی زیاد جریان ، توزیع یکنواخت جریان و سطوح صاف ، لاملاها به سادگی رسوب نمی گیرند. دسته لاملا را می توان به راحتی برای بازرسی و تمیز کاری بیرون آورد. سطوح مابین لاملاها برای تمیز کردن شیمیایی مناسب هستند. بنابراین رسوب دهنده باید در سمت پوسته جریان یابند. جریان سمت پوسته عمدتاً یک گذر حول صفحات است و به صورت طولی در فضای بین کانال ها جریان می یابد. هیچ بافلی در سمت پوسته وجود ندارد. این طرح دارای ظرفیت تحمل فشار تا ۳۵ بار است.

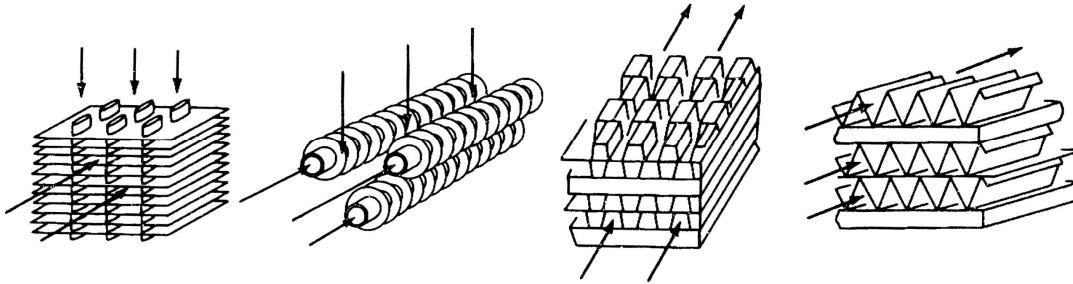
۳-۱: مبدل های گرمایی با سطوح پره دار

این نوع از مبدل ها در سطح اصلی صفحه یا لوله دارای پره هایی هستند که منجر به افزایش سطح انتقال حرارت می شود. از سطوح پره دار به طور وسیعی در مبدل های حرارتی گاز- گاز یا گاز- مایع استفاده می شود. از آنجاییکه ضریب انتقال حرارت در سمت گازها بسیار کوچکتر از سمت مایعات است ، از سطوح پره دار بیشتر در سمت جریان گازی استفاده می شود. دو نوع رایج این مبدل ها عبارتند از:

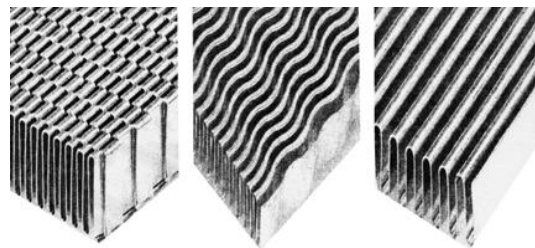
۱-۳-۱: مبدل های گرمایی صفحه ای پره دار

مبدل های صفحه ای پره دار برای کاربرد های گاز-گاز مانند سیستم های بازیابی انرژی ، صنایع تبریدی و سیستم های تهویه مطبوع استفاده می شوند. معمولاً جرم و حجم این مبدل ها کم است لذا مبدل های فشرده هم نامیده می شوند. در این مبدل ها جریان های سیال با صفحات تخت که بین آنها پره های موج دار با شکل بندی های متفاوت قرار داده شده اند (پره های ثابت *plan fin* ، پره های ساده سوراخدار *plain*

per forated fin، پره های دندانه ای ser rated fin، پره های موجی شکل herring bone fin)، از هم جدا می شوند.



شکل (۱-۱۵): مبدل گرمایی صفحه ای پره دار



پره ساده

پره موجدار

پره دندانه ای

شکل (۱-۱۶): انواع مختلف پره ها در مبدل گرمایی صفحه ای پره دار

این صفحات هم می توانند برای جریان های همسو و غیر همسو هم رأی جریان متقاطع آرایش داده شوند. این واحدها بسیار فشرده و دارای سطح انتقال حرارت $2000 \frac{m^2}{m^3}$ می باشند. صفحات عمدتاً دارای ضخامت $0/5$ تا 1 میلی متر و پره ها دارای ضخامت $0/15$ mm تا $0/75$ mm می باشند. کل مبدل هم از آلیاژ آلومینیوم ساخته می شود. ورق های موجدار بین صفحات باعث ایجاد گرمای بیشتر و همچنین ایجاد تکیه گاهی برای صفحات تخت می شوند. به دلیل اینکه سرعت جرمی جریان در کانال های جریان این مبدل ها کم است، لذا این کانال ها مستعد تشکیل رسوب هستند. با توجه به اینکه این مبدل ها به طریقه مکانیکی تمیز نمی شوند از آنها برای سیال های تمیز استفاده می شود. این مبدل ها به وفور برای مصارف چگالیش در واحدهای مایع سازی هوا مورد استفاده قرار می گیرند.

۱-۳-۲: مبدل های گرمایی لوله ای پره دار

مبدل های لوله ای پره دار برای کاربرد های گاز- مایع استفاده می شوند. این نوع مبدل ها شامل مجموعه ای از لوله ها با پره های بیرونی می باشند که در آن پره ها به صورت های طولی ، عمود بر محور لوله ، اریبی یا مارپیچ در روی لوله ثابت شده اند. به دلیل اینکه ضرایب انتقال گرما در سمت گاز بسیار کوچکتر از سمت مایع است ، از سیال گاز در سمت پره ها استفاده می شود.



Bimetal high-finned tube.



Longitudinal fin tubes.

شکل (۱۷-۱): انواع مختلف لوله های پره دار در مبدل های گرمایی لوله ای پره دار

در مبدل های لوله ای پره دار، عموماً لوله هایی با مقاطع گرد، مستطیلی و یا بیضوی استفاده می شوند. در یک تقسیم بندی دیگر مبدل ها از نقطه نظر آرایش جریان های گرم و سرد به سه دسته زیر تقسیم بندی می شوند:

(۱) جریان هم جهت Co Current

(۲) جریان مختلف الجهد Counter Current

(۳) جریان متقاطع Cross Flow

در مبدل های گرما با جریان هم جهت هر دو سیال در یک جهت جریان می یابند و از انتها خارج می شوند. در مبدل های گرمایی با جریان غیر همسو، دو جریان سیال در جهات مختلف جریان می یابند. در مبدل های حرارتی با جریان متقاطع، جریان یک سیال عمود بر جهت جریان سیال دیگر می باشد. در آرایش جریان متقاطع، بسته به طراحی، جریان مخلوط شده (mixed) و یا مخلوط نشده (un mixed) نامیده می شوند. برای جریان و دماهای مشخص ورودی و خروجی سیال سرد و گرم، مبدل های حرارتی با جریان مختلف الجهد به کمترین سطح گرما، مبدل هم جهت به بیشترین سطح انتقال حرارت و مبدل با جریان متقاطع به سطحی بین این دو احتیاج دارند.



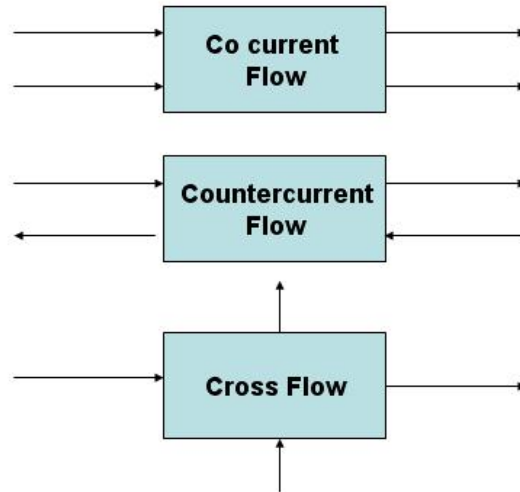
طراحی تجهیزات فرآیندی

جلسه دوم، سوم و چهارم

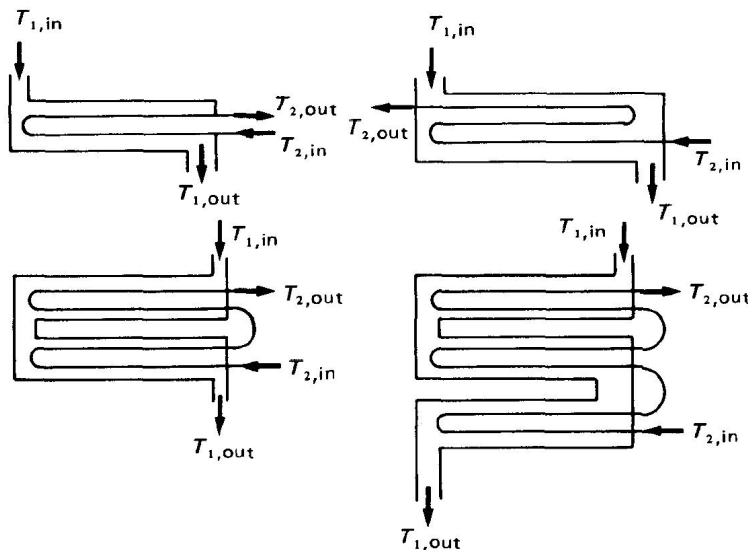
- مبدل های پوسته و لوله و استاندارد طراحی آنها
- تخمین اندازه مبدل های واشردار
- حل چند تمرین با نرم افزار HTFS

۲: آشنایی با مبدا های پوسته و لوله

همانطور که در فصل قبل توضیح داده شد، مبدا های گرمایی پوسته ای-لوله ای از دسته لوله هایی که در داخل یک پوسته قرار می گیرند ساخته می شوند، به طوریکه محور لوله ها موازی با محور پوسته است. در این نوع مبدا ها یک سیال داخل لوله ها و سیال دیگر در سمت پوسته بصورت همسو، ناهمسو و یا متقاطع با لوله ها در طول آنها جریان می یابد.



این مبدا ها تقریباً برای هر کاربردی می توانند استفاده شوند. روش های طراحی مطمئن و تجهیزات کارگاهی، برای طراحی و ساخت موفق آن ها وجود دارند. مبدا های حرارتی پوسته و لوله می توانند برای فشارهای زیاد سیال در پوسته (نسبت به فشار محیط) و اختلاف فشار زیاد بین جریان های سیال سرد و گرم طراحی شوند. ساختار جریان در مبدا های پوسته-لوله با چند گذر می تواند به صورت های زیر باشد:



۱-۲: اجزای مبدل های پوسته - لوله

برای یک مهندس طراح لازم و ضروری است تا اطلاعات کاملی را در رابطه با بخش های مکانیکی مختلف مبدل ها داشته باشد. قسمت های اصلی یک مبدل پوسته-لوله عبارتند از:

پوسته (Shell)	✓
درپوش پوسته (Shell Cover)	✓
لوله ها (Tubes)	✓
مجرا (channel)	✓
درپوش مجرا (Channel Cover)	✓
صفحه لوله (Tube Sheet)	✓
بافل ها (Baffles)	✓
نازل ها (Nozzles)	✓
میله های فاصله انداز بافل ها (Tie Rods)	✓
صفحات تقسیم کننده گذر ها (Pass Partition Plate)	✓
صفحه برخورد (Impingement Plate)	✓
بافل های طولی (Longitudinal Baffle)	✓
آب بندی های بین شل و لوله (Sealing Strips)	✓
نگهدارنده ها (Supports)	✓
فونداسیون (Foundation)	✓

استاندارد انجمن سازندگان مبدل های حرارتی لوله ای:

(Tubular Exchanger Manufacturers Association: TEMA)

به تفصیل قسمت های مختلف مبدل های حرارتی لوله ای را شرح می دهد.

به طور کلی مبدل های حرارتی پوسته - لوله به سه قسمت زیر تقسیم می شوند:

کلگی جلو (front Head)	✓
پوسته (Shell)	✓
کلگی عقب (Rear Head)	✓

بر اساس همین تقسیم بندی شکل (۱-۲) قسمت های مختلف مبدل های حرارتی پوسته - لوله را مطابق استاندارد TEMA نشان می دهد. در این شکل مبدل ها بر اساس کد های حرفی به سه قسمت تقسیم شده اند. برای مثال یک مبدل BFL شامل قسمت های net cover, two pass shell with a longitudinal baffle, fixed tubesheet rear head می شود.

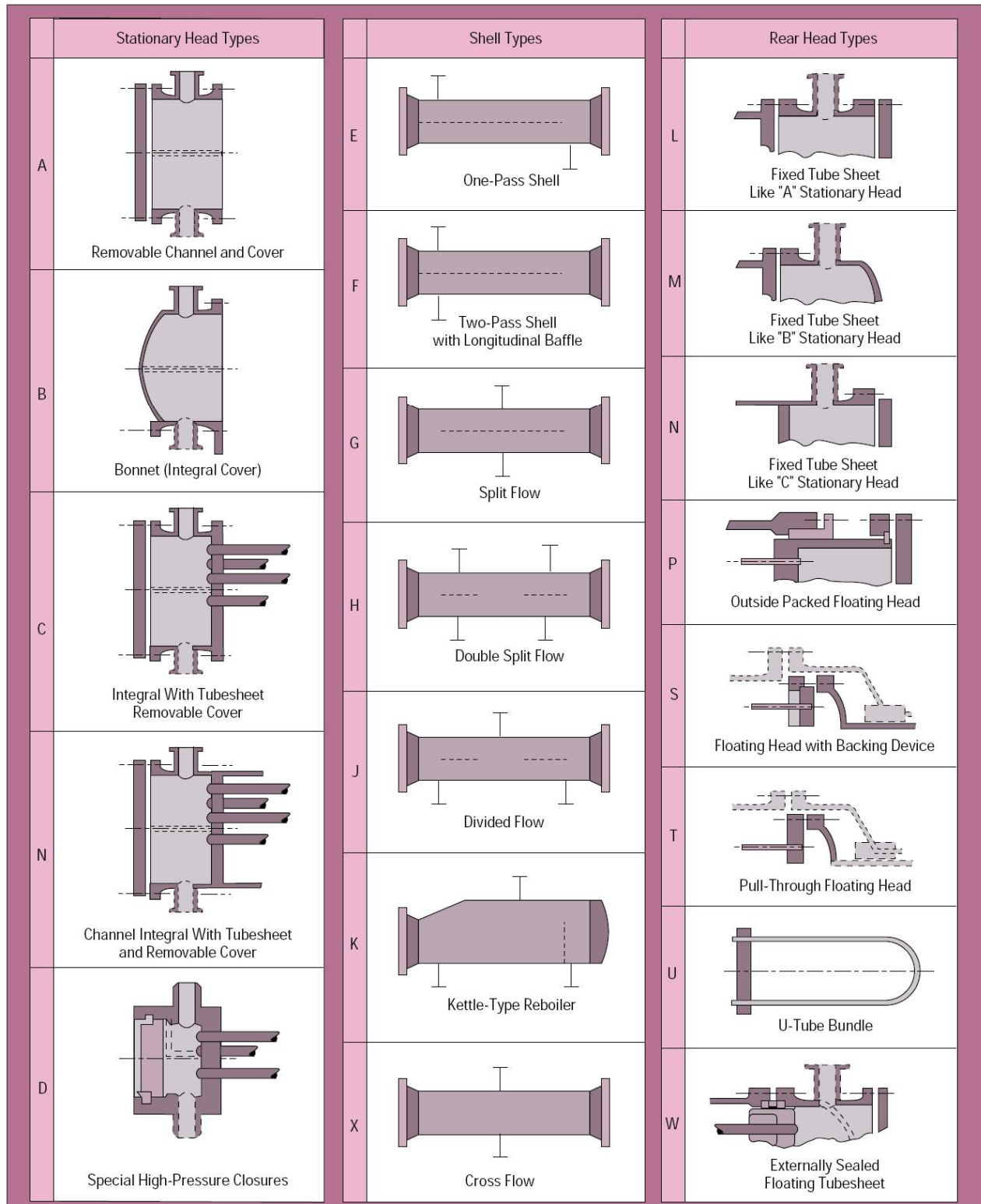
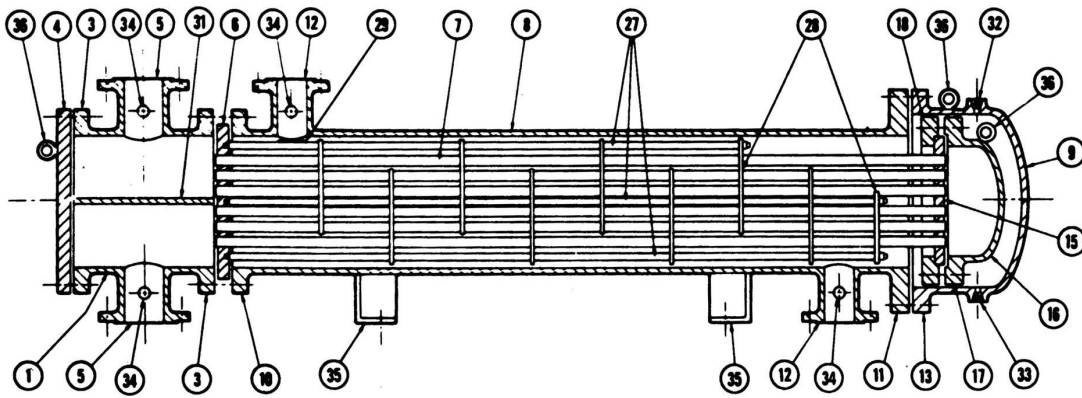


Figure 1. TEMA designations for shell-and-tube heat exchangers.

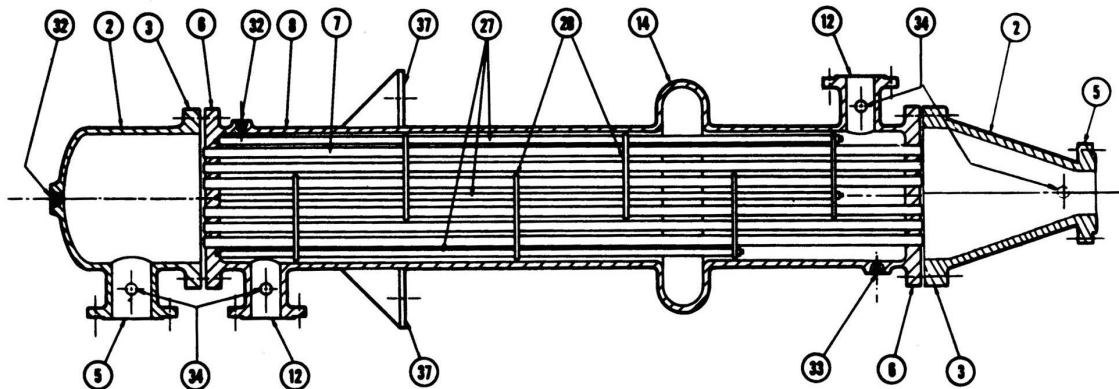
شکل (۲-۱): تقسیم بندی مبدل های حرارتی پوسته - لوله مطابق استاندارد TEMA

بر اساس تقسیم بندی استاندارد TEMA اجزاء مختلف مبدل ها به شرح زیر است:

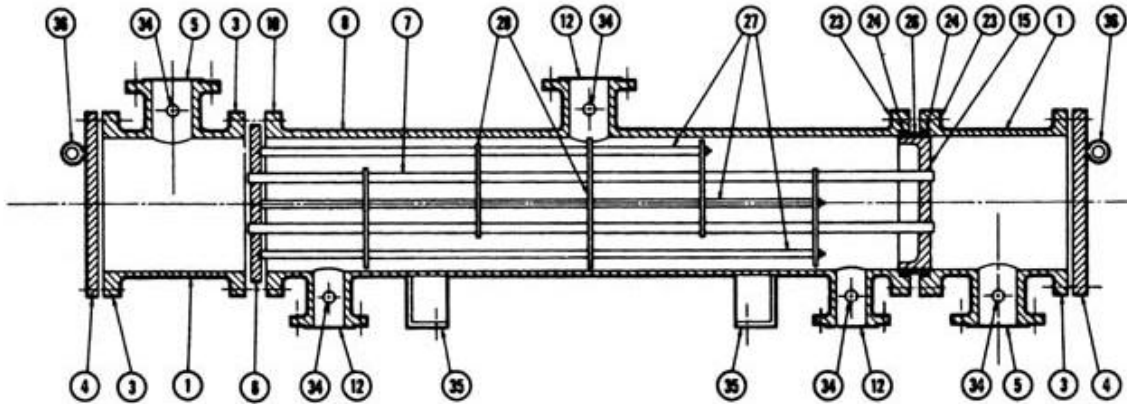
- | | |
|---|--|
| 1. Stationary Head—Channel | 20. Slip-on Backing Flange |
| 2. Stationary Head—Bonnet | 21. Floating Head Cover—External |
| 3. Stationary Head Flange—Channel or Bonnet | 22. Floating Tubesheet Skirt |
| 4. Channel Cover | 23. Packing Box |
| 5. Stationary Head Nozzle | 24. Packing |
| 6. Stationary Tubesheet | 25. Packing Gland |
| 7. Tubes | 26. Lantern Ring |
| 8. Shell | 27. Tierods and Spacers |
| 9. Shell Cover | 28. Transverse Baffles or Support Plates |
| 10. Shell Flange—Stationary Head End | 29. Impingement Plate |
| 11. Shell Flange—Rear Head End | 30. Longitudinal Baffle |
| 12. Shell Nozzle | 31. Pass Partition |
| 13. Shell Cover Flange | 32. Vent Connection |
| 14. Expansion Joint | 33. Drain Connection |
| 15. Floating Tubesheet | 34. Instrument Connection |
| 16. Floating Head Cover | 35. Support Saddle |
| 17. Floating Head Flange | 36. Lifting Lug |
| 18. Floating Head Backing Device | 37. Support Bracket |
| 19. Split Shear Ring | 38. Weir |
| | 39. Liquid Level Connection |



Floating head.



Fixed tubesheet.

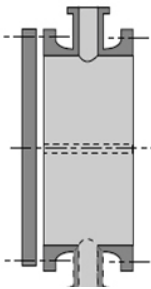


Divided flow—packed tubeshheet.

۱-۱-۲: کلگی جلو و طبقه بندی انواع آن در مبدل های پوسته-لوله

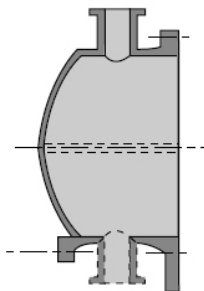
به قسمت جلویی مبدل که سیال ورودی به لوله ها از طریق آن وارد لوله ها می شود کلگی جلو مبدل گویند که به دو صورت جوشی و پیچی می تواند به پوسته مبدل متصل شود. اتصالات جوشی نسبت به اتصالات پیچی ارزانتر بوده و در فشارهای بالاتر استفاده می شوند. بر اساس استاندارد TEMA ۵ نوع مختلف کلگی جلو وجود دارد که عبارتند از: A, B, C, N, D که در ادامه به توضیح هر کدام پرداخته می شود:

۱-۱-۱-۲ : TEMA A (Channel with Removal Cover)



در این نوع کلگی همه اتصالات فلنجی است، کلگی درپوش مجرا به مجرا، مجرا به دسته لوله ها و دسته لوله ها به پوسته پیچ می شوند و بین دو بدوی اتصالات فلنجی از Gasket استفاده می شود. از این نوع کلگی برای سیال های بسیار رسوب زا استفاده می شود و تمییز کاری پوسته تنها با باز کردن درپوش مجرا میسر است. به علت تخت بودن درپوش مقاومت آن در مقایسه با نوع B کمتر ولی هزینه تمام شده آن بالاتر است.

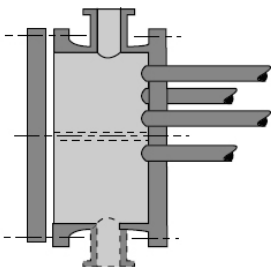
۲-۱-۱-۲ : TEMA B (Bonnet with Integral Cover)



این نوع کلگی فاقد درپوش می باشد و در آن مجرا به دسته لوله ها و دسته لوله ها به پوسته پیچ می شوند و بین دو بدوی اتصالات فلنجی از Gasket استفاده می شود. از این نوع کلگی برای سیال های تمییز استفاده می شود و تمییز کاری پوسته تنها با باز کردن فلنج مجرا از صفحه لوله ها میسر است. به علت مقعر بودن مجرا مقاومت آن در فشارهای

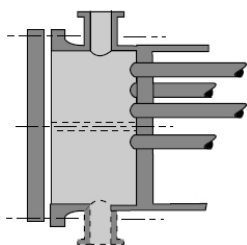
بالا زیاد است. این نوع کلگی در بین کلگی های جلویی اقتصادی ترین کلگی است.

TEMA C (Integral with Tubesheet Removal Cover) : ۳-۱-۱-۲



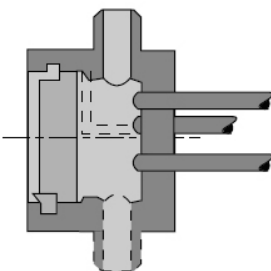
در این نوع کلگی، درپوش مجرا به مجرا پیچ شده ولی مجرا به دسته لوله ها جوش داده شده و دسته لوله ها به پوسته پیچ می شوند. از این نوع کلگی برای سیال های تمیز، سمی و در فشارهای بالا استفاده می شود و تمییز کاری پوسته تنها با باز کردن کلگی از پوسته میسر است. این نوع کلگی ارزانتر از نوع A است.

TEMA N (Channel Integral with Tubesheet and Removal Cover) : ۴-۱-۱-۲



در این نوع کلگی، درپوش مجرا به مجرا پیچ شده، مجرا به دسته لوله ها جوش داده شده و دسته لوله ها به پوسته جوش داده می شوند. لذا در این نوع کلگی نمی توان دسته لوله ها را از پوسته بیرون کشید.

TEMA D (Special High Pressure Closures) : ۵-۱-۱-۲



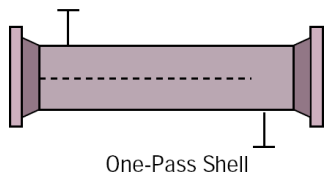
در این نوع کلگی، تمامی اتصالات جوش داده می شوند. و برای استفاده در فشار های بالا طراحی می شوند.

۲-۱-۲ : پوسته و طبقه بندی انواع آن در مبدل های پوسته-لوله

طراحی و محاسبات قسمت پوسته مبدل های پوسته - لوله به مراتب سخت تر از محاسبات مربوط به طراحی قسمت لوله هاست. این پیچیدگی بیشتر به خاطر اینست که در قسمت پوسته فقط یک خط جریان وجود ندارد و در طراحی های مختلف پوسته بر اساس آرایش های مختلف لوله ها و طراحی های مختلف بافل ها خطوط مختلف جریان وجود دارد که گاهی ممکن است باهمدیگر تقاطع هم داشته باشند. از جمله پارامترهای مهم در طراحی یک مبدل قطر پوسته و ضخامت آن است که ارتباط مستقیمی با میزان انتقال حرارت لازم و میزان خورنده بودن سیال سمت پوسته دارد. هر چه قطر و ضخامت پوسته بیشتر شود هزینه

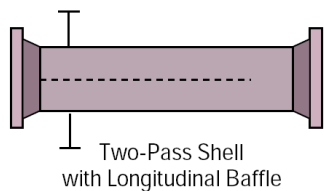
ساخت مبدل افزایش می یابد. هزینه پوسته معمولاً بیشتر از لوله ها می باشد بنابراین برای تهیه یک مبدل با قیمت پایین تر بهتر است قطر پوسته کمتر انتخاب شود و سطح انتقال حرارت لازم با افزایش طول مبدل جبران شود. بسته به نوع آرایش نازل های سمت پوسته و بافل های عرضی و طولی روی دسته لوله ها ساختار های مختلفی برای پوسته ها وجود دارد. بر اساس استاندارد TEMA ۸ نوع الگوی مختلف جریان از پوسته وجود دارد که عبارتند از: E, F, G, H, J, K, X, V. که در ادامه به توضیح هر کدام پرداخته می شود:

TEMA E (One Pass Shell) : ۱-۲-۱-۲



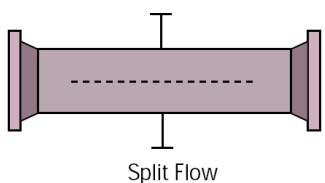
در این نوع طراحی پوسته دارای یک گذر منفرد است و جریان سیال از یک انتهای پوسته وارد شده و از انتهای دیگر آن خارج می شود. در اکثر مبدل های حرارتی از این الگو برای طراحی قسمت پوسته مبدل استفاده شده است. این پوسته معمولاً بهترین انتقال حرارت را دارد ولی بالاترین افت فشار سمت پوسته را نیز دارا می باشد. معمولاً در مبدل با جریانهای کاملاً غیر همسو در وضعیت تقاطع دمایی (Temperature Cross) خروجی سیال سرد بالاتر از دمای خروجی سیال گرم می باشد) و یا جریان های تک فازی مورد استفاده قرار می گیرد.

TEMA F (Two Pass Shell Longitudinal Baffle) : ۲-۲-۱-۲



در این نوع طراحی پوسته دارای یک بافل طولی است که آن را به دو گذر تقسیم می کند. جریان سیال از یک انتهای پوسته وارد شده و به صورت عرضی ابتدا از گذر اول عبور کرده و سپس برگشته و وارد گذر دوم می شود و از انتهای دیگر آن خارج می شود. از این مدل پوسته بیشتر زمانی استفاده می شود که خطای Temperature cross اتفاق افتد. خطای Temperature cross به وضعیتی اطلاق می شود که در آن جریان سرد در یک دمای بالاتر از دمای جریان گرم خروجی، مبدل را ترک می کند. این پوسته ی دو پاسه می تواند باعث افزایش ضریب انتقال حرارت سمت پوسته شود.

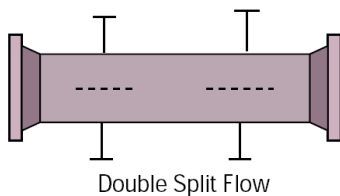
TEMA G (Split Flow) : ۳-۲-۱-۲



در این نوع طراحی پوسته جریان سیال از وسط پوسته وارد شده و سپس به دو قسمت مساوی تقسیم می شود. یک قسمت از جریان از سمت چپ

و قسمت دیگر از سمت راست حرکت کرده و پس از عبور از مبدل نهایتاً هر دو جریان به یک جریان ترکیب شده و در قسمت پایین پوسته از وسط آن خارج می شود. این نوع ساختار پوسته معمولاً در ریبویلرهای ترموسیفون افقی استفاده می شود. در این ساختار فقط از یک صفحه نگهدارنده مرکزی استفاده می شود. این مدل پوسته کاربردی در ساختار مبدل های حرارتی با طول لوله های بزرگتر از ۳ متر ندارد. البته این محدودیت برای لوله هایی که دارای هیچ نگهدارنده ای نیستند حداکثر ۱/۵ متر است. به هر حال اگر طول لوله های بیشتر از این مورد نیاز بود می بایست از ساختار TEMA H استفاده کرد. از مهمترین مزیت های این ساختار افت فشار پایین آن است و در یک مبدل با اندازه ی مشخص ضریب فیلمی سمت پوسته را افزایش می دهد.

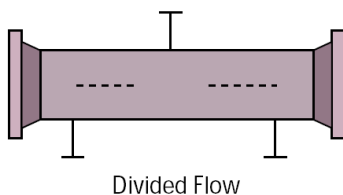
TEMA H (Double Split Flow): ۴-۲-۱-۲



در حقیقت می توان گفت ساختار TEMA H برابر با ۲ تا ساختار TEMA G در کنار هم است. همانطور که در شکل هم ملاحظه می شود در این نوع ساختار دو صفحه نگهدارنده وجود دارد و هیچ گونه بافلی در طراحی آن وجود ندارد. در این ساختار جریان از دو انتهای موجود

در یک طرف مبدل وارد پوسته شده و هر جریان به دو قسمت مساوی تقسیم می شود و نهایتاً هنگام خروج هر دو جریان با یکدیگر یکی می شوند. این نوع ساختار پوسته معمولاً در ریبویلرهای ترموسیفون افقی استفاده می شود. از مهمترین مزیت های این ساختار افت فشار پایین آن است. افت فشار در این نوع پوسته حداقل می باشد.

TEMA J (Divided Flow): ۵-۲-۱-۲

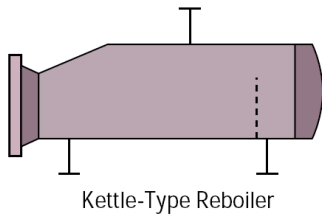


در این نوع طراحی پوسته جریان سیال از وسط پوسته وارد شده و سپس به دو قسمت مساوی تقسیم می شود. یک قسمت از جریان از سمت چپ و قسمت دیگر از سمت راست حرکت کرده و هر کدام به صورت جداگانه از مبدل خارج می شوند و نهایتاً هر دو جریان به یک

جریان ترکیب می شوند. به این نوع الگوی جریان در مبدل های TEMA J , 1-2 ل گفته می شود و در حالت عکس وقتی که جریان ورودی به مبدل به صورت دو جریان مساوی از دو انتهای یک طرف مبدل وارد پوسته شده و پس از گذر از آن به صورت یک جریان از وسط طرف دیگر مبدل خارج شود 2-1 ل اطلاق می

شود. این نوع ساختار پوسته اغلب برای چگالش در سمت پوسته مورد استفاده قرار می گیرد. در حالت-2 ل 1، از مشکلات ارتعاشی مبدل می توان جلوگیری کرد.

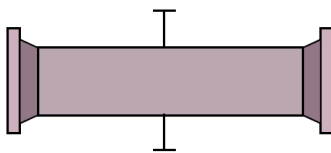
TEMA K (Kettle type Reboiler): ۶-۲-۱-۲



Kettle-Type Reboiler

در این ساختار همانطور که در شکل بالا هم ملاحظه می شود جریان از بالای پوسته وارد شده و پس از عبور از میان لوله ها از طرف مقابل پوسته خارج می شود. این ساختار پوسته بیشتر در ریبویلرهای از نوع Kettle استفاده می شود. در این ساختار مجموعه لوله ها در داخل مایع غوطه ور بوده و بخار ایجاد شده در فضای آزاد بالای پوسته جمع می شود. در صورت نیاز می توان از صفحات نگهدارنده کامل استفاده کرد.

TEMA X (Cross Flow): ۷-۲-۱-۲



Cross Flow

همانطور که در شکل هم ملاحظه می شود جریان پوسته از بالا یا پایین وسط پوسته وارد آن می شود. نهایتاً جریان پس از عبور از میان لوله ها از طرف مقابل پوسته خارج می شود. البته برای توزیع بهتر، جریان ممکن است از چندین نازل ورودی که در طول پوسته واقع شده اند وارد پوسته مبدل شود. افت فشار در این نوع ساختار بسیار پایین و ناچیز است که آنهم مربوط به افت فشار ایجاد شده در قسمت نازل هاست. بنابراین این ساختار پوسته در سرمایش و کندانس کردن بخارات در فشارهای پایین و خلأ استفاده می شود. در صورت نیاز در داخل این ساختار می توان از صفحات نگهدارنده به موازات جهت جریان استفاده کرد.

V (Vapor Belt): ۸-۲-۱-۲

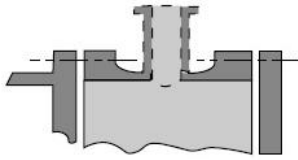
البته پوسته نوع V جزو استاندارد های TEMA نیست و بیشتر برای پوسته های با افت فشار کم مانند کندانسور خلأ استفاده می شود.

۳-۱-۲: کلگی عقبی و طبقه بندی انواع آن در مبدل های پوسته-لوله

به قسمت انتهایی مبدل کلگی عقب مبدل گویند که به دو صورت جوشی و پیچی می تواند به پوسته مبدل متصل شود. اتصالات جوشی نسبت به اتصالات پیچی ارزانتر بوده و در فشارهای بالاتر استفاده می

شوند. بر اساس استاندارد TEMA ۸ نوع مختلف کلگی عقب وجود دارد که عبارتند از: L, M, N, P, S, T, U, W که در ادامه به توضیح هر کدام پرداخته می شود:

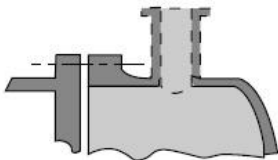
TEMA L (Removable Channel with Flat Cover) : ۱-۳-۱-۲



در این نوع کلگی همه اتصالات فلنجی است، کلگی درپوش مجرا به مجرا، مجرا به دسته لوله ها و دسته لوله ها به پوسته پیچ می شوند و بین دو بدوی اتصالات فلنجی از Gasket استفاده می شود. از این نوع کلگی برای سیال

های بسیار رسوب زا استفاده می شود و تمییز کاری پوسته تنها با باز کردن درپوش مجرا میسر است. این نوع کلگی در مبدل های Fixed Tubesheet استفاده می شود و شبیه کلگی جلوی نوع A می باشد.

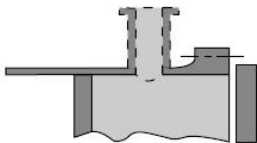
TEMA M (Bonnet) : ۲-۳-۱-۲



این نوع کلگی فاقد درپوش می باشد و در آن مجرا به دسته لوله ها و دسته لوله ها به پوسته پیچ می شوند و بین دو بدوی اتصالات فلنجی از Gasket استفاده

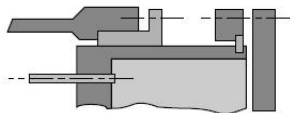
می شود. از این نوع کلگی برای سیال های تمیز استفاده می شود و تمییز کاری پوسته تنها با باز کردن فلنج مجرا از صفحه لوله ها میسر است. به علت مقعر بودن مجرا مقاومت آن در فشارهای بالا زیاد است. این نوع کلگی در مبدل های Fixed Tubesheet استفاده می شود و شبیه کلگی جلوی نوع B می باشد.

TEMA N (Integral Channel with Flat Cover) : ۳-۳-۱-۲



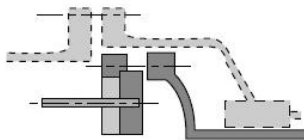
در این نوع کلگی، درپوش مجرا به مجرا پیچ شده و بقیه اتصالات به هم جوش خورده اند. این نوع کلگی در مبدل های Fixed Tubesheet استفاده می شود و شبیه کلگی جلوئی نوع N می باشد.

TEMA P (Outside Packed Floating Head) : ۴-۳-۱-۲



این نوع کلگی در مبدلهای معروف به کلگی شناور استفاده می شود. دارای یک Packing بیرونی و در پوش برای دسترسی به دسته لوله هاست.

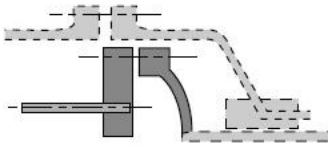
TEMA S (Split Ring Floating Head) : ۵-۳-۱-۲



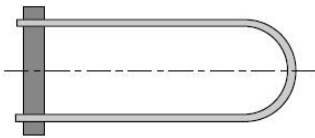
این نوع کلگی در مبدلهای کلگی شناور مجهز به Backing Device استفاده می شود. دارای یک Packing داخلی است و فاقد درپوش برای دسترسی به دسته لوله هاست.

TEMA T (Pull Through Floating Head) : ۶-۳-۱-۲

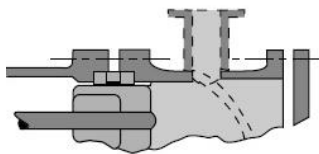
این نوع کلگی در مبدل‌های معروف به Pull Through Floating Head استفاده می‌شود. همانطور که در شکل هم ملاحظه می‌شود در این نوع کلگی از خود صفحه لوله به عنوان فلنج استفاده می‌شود.

**TEMA U (U Tube Bundle) : ۷-۳-۱-۲**

این نوع کلگی در مبدل‌هایی که دسته لوله آنها به شکل U باشد استفاده می‌شود.

**TEMA W (Floating Head with Lantern Ring) : ۸-۳-۱-۲**

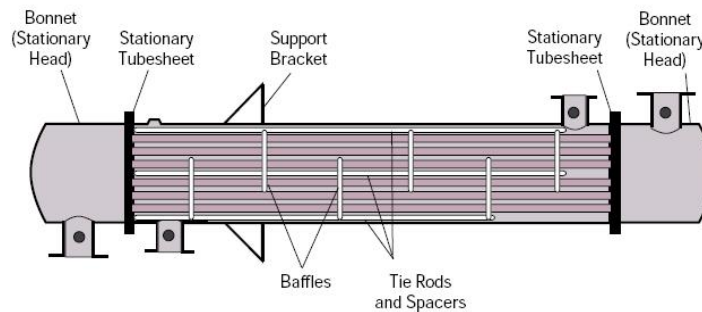
این نوع کلگی در مبدل‌های معروف به Externally Sealed Floating Tubesheet استفاده می‌شود.



۲-۲: طبقه بندی مبدل ها بر اساس ساختمان آن

۱-۲-۲: صفحه لوله ثابت Fixed Tubesheet

مبدل حرارتی با صفحه لوله ثابت (شکل (۲-۲)) دارای لوله های مستقیم است که در دو انتها توسط صفحه لوله ها که به پوسته جوش خورده اند ، محکم شده اند.



شکل (۲-۲): مبدل حرارتی از نوع صفحه لوله ثابت

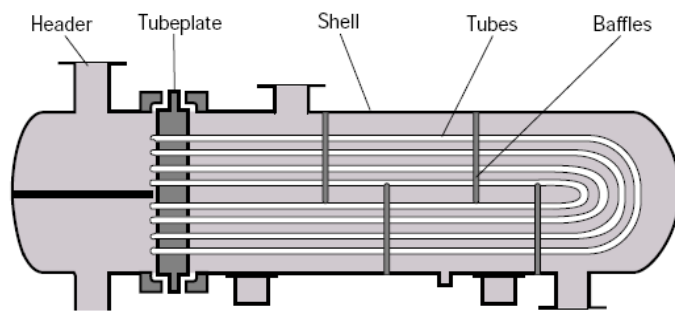
در ساختار این نوع مبدل پوشش کانال ها ممکن است به صورت جداشدنی (برای مثال مبدل AEL) و یا به صورت ثابت (برای مثال مبدل BEM) و یا به صورت متصل به صفحه لوله ها (برای مثال مبدل NEN) باشد.

مزیت مهم مبدل های با ساختار صفحه لوله ثابت (Fixed-tubesheet) هزینه های پایین ساخت و عدم استفاده از اتصالات انبساطی (Expansion joint) در آن است. از دیگر مزیت های این نوع از مبدل ها اینست که لوله ها می توانند به صورت مکانیکی بعد از جدا کردن در پوش کانال (Bonnet) تمییز شوند. همچنین به خاطر اینکه اتصالات فلنجی وجود ندارد میزان نشتی در پوسته به حداقل میزان خود می رسد. از معایب عمده طراحی این مبدل ها اینست که مجموعه لوله ها و صفحه لوله ها (Bundle) به پوسته جوش خورده و جدا ناپذیر است و لذا تمییز کردن قسمت بیرونی لوله ها به روش مکانیکی امکان پذیر نیست. بنابراین کاربرد این نوع از مبدل ها فقط محدود به سرویس های با سیال تمییز در قسمت پوسته است. در هر حال اگر امکان تمییز کاری قسمت بیرونی لوله ها به روش شستشوی شیمیایی امکان پذیر باشد ، برای سرویس های رسوب ده ممکن است این نوع مبدل انتخاب شود. تعویض دسته لوله در این مبدل ها جز با بریدن پوسته امکان پذیر نیست ولی می توان لوله های معیوب را تعویض کرده و یا در صورت عدم تعویض آنها را کور کرد. در صورتیکه اختلاف دمای بالایی بین لوله ها و پوسته وجود داشته باشد (۲۰۰-۱۰۰ درجه فارنهایت) ، صفحه لوله ها قادر نخواهند بود تا این فشار ایجاد شده را تحمل کنند. در این صورت لازم است تا از اتصالات انبساطی (Expansion joint) در پوسته مبدل استفاده کرد.

۲-۲-۲: مبدل های پوسته لوله u شکل U-Tube

همانطور که از اسم این مبدل هم معلوم است لوله های مبدل به شکل U هستند. در این نوع از مبدل ها فقط یک صفحه لوله وجود دارد. به هر حال هزینه پایین مربوط به استفاده از یک صفحه لوله با هزینه های اضافی دیگر از قبیل خمیدگی لوله ها و قطر زیاد پوسته خنثی می شود و این نوع از مبدل ها را از نظر هزینه ای با مبدل های صفحه ثابت قابل مقایسه می کند. از مزایای این نوع مبدل ها اینست که یک طرف مبدل آزاد است ، مجموعه لوله ها (bundle) در اثر انبساط از انعطاف پذیری بالایی برخوردارند و در اثر این

انبساط ها فشاری به صفحه لوله وارد نمی شود که این قابلیت باعث می شود این نوع از مبدل ها نسبت به انواع دیگر مبدل ها در فشار ها و دماهای بالاتری کار کنند. از مزایای دیگر این نوع مبدل اینست که مجموعه دسته لوله ها (bundle) متحرک است لذا

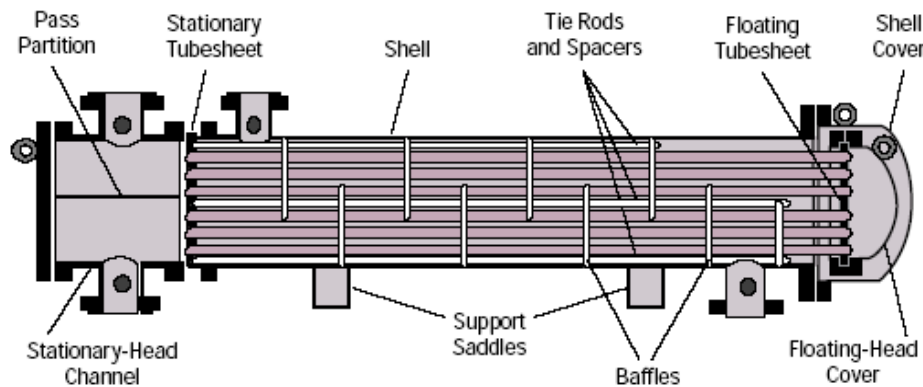


شکل (۲-۳) مبدل حرارتی از نوع لوله های U شکل

قابلیت تمییز کردن مکانیکی قسمت بیرونی لوله ها وجود دارد. همچنین در این مبدل ها می توان نازل سیال ورودی پوسته را جایی قرار داد تا سیال با تیوب ها برخورد نکند و لرزش (Vibration) در مبدل اتفاق نیافتد. از معایب مبدل های U شکل اینست که داخل لوله ها به صورت مؤثر به روش مکانیکی قابل تمییز شدن نیستند، مگر اینکه از سیستم های درل انعطاف پذیر و قابل حرکت در قسمت های خمیدگی لوله ها استفاده شود. لذا از این نوع مبدل برای سرویس های با سیال رسوب ده در قسمت لوله ها استفاده نمی شود. حداقل قطر خم های U شکل در محل خمیدگی سه تا چهار برابر قطر خارجی لوله است. بنابراین حذف لوله ها در مرکز دسته لوله ها ضروری است. به همین جهت تعداد لوله های آن در مقایسه با مبدل صفحه ثابت کمتر است.

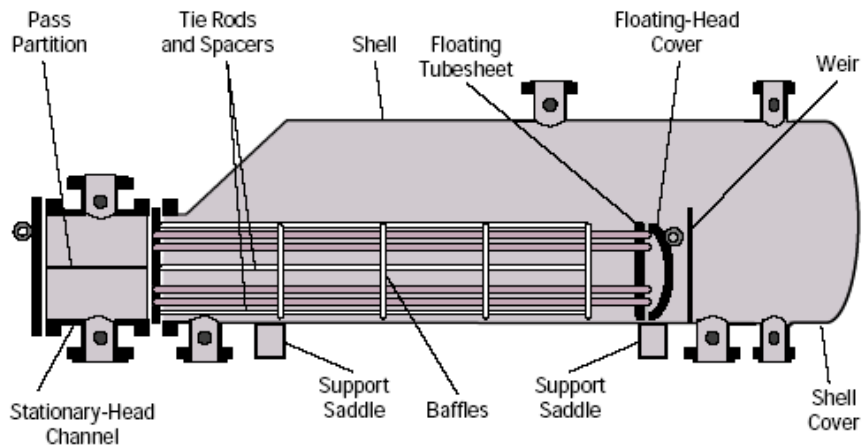
۲-۳: مبدل های با کلگی شناور Floating Head

در مواردی که اختلاف دما از ۲۰۰ درجه فارنهایت بیشتر باشد از کلگی شناور استفاده می شود. مبدل های با کلگی شناور از متنوع ترین و کم هزینه ترین انواع مبدل های پوسته و لوله می باشند. در این مبدل ها یکی از صفحه لوله ها نسبت به پوسته ثابت است و صفحه لوله دیگر نسبت به پوسته آزاد (یا شناور) است. این امر باعث می شود تا مجموعه لوله ها (bundle) در اثر اثرات انبساطی محدودیتی نداشته باشند و از طرفی هم تمییز کردن قسمت های داخلی و بیرونی لوله ها به راحتی انجام پذیر باشد. بنابراین از مهمترین مزایای این مبدل ها اینست که قابل استفاده در سرویس های با سیال های کثیف (هم در قسمت لوله ها و هم در قسمت پوسته) می باشند. انواع مختلفی از این نوع مبدل ها وجود دارند. دو نوع از مهمترین آنها مطابق اشکال زیر با نام های (TEMA S) و (TEMA T) شناخته می شوند. در نوع طراحی (TEMA S) که کاربرد زیادی در صنایع شیمیایی دارد، درپوش کلگی شناور (Floating-head cover) توسط یک رینگ به نام (Split backing ring) که به پوسته متصل می شود، به صفحه لوله (Tube sheet) محکم می شود.



شکل (۲-۴): مبدل های با کلگی شناور استاندارد TEMA S

در نوع طراحی (TEMA T) ، همانطور که در شکل زیر ملاحظه می شود، قطر پوسته بزرگتر از قطر فلنج کلگی شناور است. به همین خاطر در این نوع طراحی نیاز به رینگ (Split backing ring) نیست و درپوش کلگی شناور مستقیماً به صفحه لوله ها محکم می شود. امتیاز مهم این نوع مبدل در اینست که برای بیرون آوردن مجموعه لوله ها (bundle) نیازی به جدا کردن درپوش پوسته و درپوش کلگی شناور نیست که این امر باعث کاهش زمان انجام تعمیرات می شود. به خاطر اینکه در این نوع از مبدل ها حجم پوسته بزرگ است ، ساخت این نوع از مبدل ها نسبت به مبدل های دیگر از هزینه بری بالایی برخوردار است.



شکل (۵-۲): مبدل های با کلگی شناور استاندارد TEMA T

دو نوع دیگر از مبدل های کلگی شناور با نام های (TEMA P) و (TEMA W) هم وجود دارند که نسبت به دو نوع قبلی از کاربرد کمتری برخوردارند (شکل ۱). به خاطر نشتی موجود در این دو مبدل استفاده آنها فقط محدود به سرویس هایی می شود که سیالات موجود در قسمت پوسته خطرناک و سمی نباشند و سرویس در فشار و دمای ملایم (مثلاً فشار 40 kg/cm^2 و دمای 300°C) طراحی شده باشد. به کمک اطلاعات موجود در جدول (۱-۲) می توان مبدل مناسب در فرآیند را انتخاب کرد.

قیمت نسبی	محدودیت ها	مناسبتین کاربرد	مشخصه بارز	نوع مبدل
۱	حداکثر اختلاف دمای ۲۰۰ درجه فارنهایت در جریان های خروجی مبدل که باعث انبساط طولی جزئی لوله ها می شود. به خاطر آلودگی سمیت کلنگی شناور، خطر نشتی سیال سمیت لوله ها به پوسته بالاست. سیال غیر خورنده باید در سمیت پوسته باشد. فقط به صورت افقی می تواند باشد.	کنسانسورها، مبدل های مایع-مایع، گاز-گاز، گاز-مایع، گرم کردن یا خشک کردن، افقی یا عمودی، ریبویلر (ترموسیفون)	هر دو صفحه لوله ها به پوسته متصل و ثابت شده اند.	مبدل صفحه لوله ثابت (Fixed Tube Sheet)
۱/۲۸	به خاطر آلودگی سمیت کلنگی شناور، خطر نشتی سیال سمیت لوله ها به پوسته بالاست. سیال غیر خورنده باید در سمیت پوسته باشد. فقط به صورت افقی می تواند باشد.	اختلاف دمای خیلی بالا در جریان های خروجی مبدل (بالای ۲۰۰ درجه فارنهایت)، در سیالات کیفیت زمانیکه نیاز به تمیز کردن داخل و خارج لوله ها باشد، افقی یا عمودی	فقط دارای یک صفحه لوله است و دسته لوله ها به راحتی قابلیت جدا شدن از پوسته را دارند.	مبدل کلنگی شناور یا صفحه لوله شناور (Floating Head or Floating Tubesheet)
۱/۰۸	خم کردن لوله ها در ساخت باید به دقت انجام شود تا لوله ها آسیب نبینند. سرعت سیال در لوله ها ممکن است باعث سایش قسمت داخلی خم ها شود. سیال سمیت لوله ها باید عاری از ذرات معلق جامد باشد.	اختلاف دمای خیلی بالا، وقتی نیاز باشد تا از انبساط لوله ها در مبدل صفحه لوله ثابت جلوگیری شود. در سیالات تمیز، تمیز کردن داخل و خارج لوله ها به راحتی میسر باشد، افقی یا عمودی	دسته لوله ها از نوع U-Tube یا کلنگی شناور هستند و قابلیت جایشان از پوسته را دارند. این مبدل دارای پوسته یا دو قطر است. و فضای لازم جهت جدا شدن دو فاز بخار و مایع در اثر جوشش وجود دارد.	U-Tube مبدل
۱/۲-۱/۴	فقط افقی می تواند نصب شود. برای کاربرد های دیگر از نظر فیزیکی اندازه آن بزرگ است.	مایعی که قرار است بجوشد در قسمت پوسته قرار می گیرد، و جریان خشک شونده در داخل لوله ها قرار می گیرد.	دسته لوله ها از نوع U-Tube یا کلنگی شناور هستند و قابلیت جایشان از پوسته را دارند. این مبدل دارای پوسته یا دو قطر است. و فضای لازم جهت جدا شدن دو فاز بخار و مایع در اثر جوشش وجود دارد.	Kettle مبدل
۰/۸-۱/۴	برای لوله های فین دار مناسب است. اغلب هزینه و فضای لوله کمی بالاست.	سطح انتقال حرارت نسبتاً کوچکی دارد. مخصوصاً برای جریان های فشار بالا در سمت لوله ها (بالای ۴۰۰ psig) مناسب است.	از دو لوله هم مرکز تشکیل شده است که فضای بین دو لوله در حکم پوسته است. معمولاً لوله داخلی از نوع فین دار است.	مبدل دو لوله ای (Double Pipe)
۰/۵-۰/۷	ضریب انتقال حرارت آن پایین است. برای شارهای حرارتی بالا فضای نسبتاً زیادی را لازم دارد.	مایع کردن، یا شارهای انتقال حرارت مخصوص نسبتاً کم است.	ساده ترین نوع مبدل است که شامل یک کویل حرارتی است که در داخل محفظه آب قرار گرفته است یا آب به روی آن پاشیده می شود.	Pipe Coil مبدل
۰/۸-۱/۱	ضریب انتقال حرارت آن پایین است. نسبت به مبدل pipe coil فضای کمی را لازم دارد.	مایع کردن، یا شارهای انتقال حرارت مخصوص نسبتاً کم است.	در این مبدل لوله ها نیاز به پوسته ندارند. در ابتدا و انتهای لوله ها دو کلنگی قرار دارد. معمولاً بلند است و آب به سطح لوله ها پاشیده می شود یا در داخل محفظه آب قرار داده می شود.	Open tube sections (Water Cooled)
۰/۸-۱/۸	ضریب انتقال حرارت آن برای جابجایی طبیعی هوا پایین و برای جابجایی اجباری هوا بالاتر است.	مایع کردن، میزان انتقال حرارت بالا باشد.	این مبدل پوسته ندارد و مشابه مبدل قلبی لوله ها به دو کلنگی منتهی می شوند.	مبدل Open tube sections (Air Cooled, Plain or fin tubes)
۰/۸-۱/۵	برای کاربردهای مایع شدن و بخار شدن (تغییر فاز) مناسب نیست. درزگیرهای آن برای محدوده دماهای ۳۵۰-۵۰۰ درجه فارنهایت مناسب است. فقط برای کاربردهای مایع-مایع است. برای کاربرد گاز-گاز استفاده نمی شود.	سیالات ویسکوز، مایع کردن، گرم کردن	از یکسری ورق های فلزی فرم داده شده که توسط درز بند ها از هم جدا شده اند تشکیل شده اند. این مبدل ها فشرده هستند و براحتی تمیز می شوند.	مبدل صفحه ای (Plate & Frame)
۰/۸-۱/۵	برای سیال های خورنده و مواد معلق (سوسپانسیون)	جریان متقاطع، مایع کردن، گرم کردن	مبدل های فشرده ای هستند و از صفحات هم محور تشکیل شده است. میزان توربولنسی در این مبدل ها بالاست. و مسیر جریان سیال مشخص است و bypassing در آن وجود ندارد.	مبدل مارپیچی (Spiral)

جدول (۲-۱): راهنمای انتخاب مبدل های حرارتی

۲-۳: لوله ها

لوله ها در داخل پوسته مبدل قرار دارند و جداره آنها محل انتقال حرارت دو سیال گرم و سرد می باشد که بسته به میزان خورنده بودن سیال می تواند از جنس های مختلفی انتخاب شود. طبق استاندارد لوله ها می توانند دارای ۴ قطر خارجی زیر باشند:

- ✓ ۵/۸ اینچ یا ۱۵/۸۸ میلی متر
- ✓ ۳/۴ اینچ یا ۱۹/۰۵ میلی متر
- ✓ ۱ اینچ یا ۲۵/۴ میلی متر
- ✓ ۱ ۱/۴ اینچ یا ۳۱/۷۵ میلی متر

در یک حجم معین پوسته هر چه قطر خارجی لوله ها کم باشد تعداد بیشتری لوله می توان استفاده کرد در نتیجه سطح انتقال حرارت افزایش می یابد و طول مبدل کم می شود ولی باید توجه داشت که همیشه نمی توان از قطر های کوچکتر استفاده کرد. زیرا احتمال رسوب گرفتگی لوله ها برای جریان های رسوب زا بالاتر می رود و عملکرد مبدل مختل می شود. از طرف دیگر تعداد لوله ها به میزان دبی سیال و افت فشار مجاز دارد. تعداد لوله ها در یک مبدل طوری انتخاب می شود که سرعت سیال در داخل لوله (آب و یا سیال مشابه آب) بین ۰/۹-۲/۴ متر بر ثانیه یا ۳-۸ فوت بر ثانیه و سرعت سیال داخل پوسته ۱/۵-۰/۶ متر بر ثانیه یا ۵-۲ فوت بر ثانیه باشد. از نظر ضخامت لوله ها هم هرچه ضخامت لوله ها کم باشد هزینه لوله کشی و در نهایت هزینه ساخت مبدل کم می شود. البته لازم به ذکر است که ضخامت لوله ها با توجه به فشار داخلی و خارجی لوله ها و یا بیشترین اختلاف فشار تعیین می شود.

جدول (۲-۲) قطر های خارجی لوله های مبدل به همراه ضخامت آنها

قطر بیرونی لوله		mm	۱۵/۸۸	۱۹/۰۵	۲۵/۴۰	۳۱/۷۵
		in	۵/۸	۳/۴	۱	۱ ۱/۴
ضخامت لوله	Carbon and low alloy steels	mm	۱/۶۵	۲/۱۱	۲/۷۷	۳/۴۰
		in	۰/۰۶۵	۰/۰۸۳	۰/۱۰۹	۰/۱۳۴
		B.W.G	۱۶	۱۴	۱۲	۱۰
	Stainless steel, aluminium, copper and nikel alloys	mm	۱/۲۴	۱/۶۵	۲/۱۱	۲/۷۷
		in	۰/۰۴۹	۰/۰۶۵	۰/۰۸۳	۰/۱۰۹
		B.W.G	۱۸	۱۶	۱۴	۱۲
مینیمم طول گام	Clean service (30 or 60)	mm	۱۹/۸۴	۲۳/۸۱	۳۱/۷۵	۳۹/۶۹
		in	۲۵/۳۲	۱۵/۱۶	۱ ۱/۴	۱ ۹/۱۶
	Fouling Service (45 or 90)	mm	۲۲/۲۲	۲۵/۴۰	۳۱/۷۵	۳۹/۶۹
		in	۷/۸	۱	۱ ۱/۴	۱ ۹/۱۶

در جدول (۲-۲) و جدول های D-7 و D-7M استاندارد TEMA قطر های خارجی لوله های مبدل به همراه ضخامت آنها نشان داده شده است که در طراحی ها می تواند مورد استفاده واقع شوند.

قطرهای کوچک لوله (۸ تا ۱۵ mm) برای سطح گرمایی بزرگتر در واحد حجم به بقیه ترجیح دارند ولی برای تمیز کاری داخل لوله قطر نباید از ۲۰mm کوچکتر باشد. قطرهای بزرگ تر لوله اغلب برای کندانسورها و دیگهای بخار به کار می روند. در اکثر طراحی ها استفاده از قطر ۱۹/۰۵ میلیمتر متداول است.

طول لوله بر هزینه و کار کردن مبدل حرارتی اثر می گذارد. اساساً هر چه لوله ها بلندتر تعداد لوله های کمتری نیاز هستند و قطر پوسته کاهش می یابد و در نتیجه هزینه های مربوط به ساخت مبدل پایین می آید. معمولاً نسبت قطر پوسته به طول لوله باید در محدوده $\frac{1}{5}$ تا $\frac{1}{15}$ باشد. حداکثر طول لوله به واسطه محل قرار گیری و جا نمایی مبدل و محدودیت های حمل و نقل به حدود ۳۰ متر محدود می شود. طول استاندارد برای لوله ها ۹، ۱۲، ۱۶، ۲۰ و ۲۴ فوت است.

**TABLE D-7
CHARACTERISTICS OF TUBING**

Tube O.D. inches	B.W.G. Gage	Thickness inches	Internal Area Sq. Inch	Sq. Ft. External Surface Per Foot Length	Sq. Ft. Internal Surface Per Foot Length	Weight Per Ft. Length Steel Lbs.*	Tube I.D. Inches	Moment of Inertia Inches ⁴	Section Modulus Inches ³	Radius of Gyration Inches	Constant C**	O.D. I.D.	Transverse Metal Area Sq. Inch
1/4	22	0.028	0.0296	0.0654	0.0608	0.066	0.194	0.00012	0.00098	0.0791	46	1.289	0.0195
	24	0.022	0.0333	0.0654	0.0539	0.054	0.206	0.00010	0.00083	0.0810	52	1.214	0.0158
	26	0.018	0.0360	0.0654	0.0560	0.045	0.214	0.00009	0.00071	0.0823	56	1.168	0.0131
	27	0.016	0.0373	0.0654	0.0571	0.040	0.218	0.00008	0.00065	0.0829	58	1.147	0.0118
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	0.00068	0.0036	0.1166	94	1.354	0.0502
	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	0.00055	0.0029	0.1208	114	1.230	0.0374
	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	0.00046	0.0025	0.1231	125	1.176	0.0305
	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	0.00038	0.0020	0.1250	134	1.133	0.0244
1/2	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	0.0021	0.0096	0.1555	168	1.351	0.0889
	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1052	0.236	0.402	0.0018	0.0071	0.1604	198	1.244	0.0694
	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	0.0014	0.0056	0.1649	227	1.163	0.0511
	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	0.0012	0.0046	0.1672	241	1.126	0.0415
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.601	0.407	0.0061	0.0197	0.1865	203	1.536	0.177
	13	0.095	0.1486	0.1636	0.1139	0.538	0.435	0.0057	0.0183	0.1904	232	1.437	0.158
	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.481	0.459	0.0053	0.0170	0.1939	258	1.362	0.141
	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.426	0.481	0.0049	0.0156	0.1972	283	1.299	0.125
	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.389	0.495	0.0045	0.0145	0.1993	300	1.263	0.114
	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.352	0.509	0.0042	0.0134	0.2015	317	1.228	0.103
	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1380	0.302	0.527	0.0037	0.0119	0.2044	340	1.186	0.089
	19	0.042	0.2299	0.1636	0.1416	0.262	0.541	0.0033	0.0105	0.2067	359	1.155	0.077
3/4	10	0.134	0.1825	0.1963	0.1262	0.833	0.482	0.0129	0.0344	0.2229	285	1.556	0.259
	11	0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.808	0.510	0.0122	0.0326	0.2267	319	1.471	0.238
	12	0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.747	0.532	0.0116	0.0309	0.2299	347	1.410	0.219
	13	0.095	0.2463	0.1963	0.1466	0.665	0.560	0.0107	0.0285	0.2340	384	1.339	0.195
	14	0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	0.0098	0.0262	0.2376	418	1.284	0.174
	15	0.072	0.2884	0.1963	0.1587	0.522	0.606	0.0089	0.0238	0.2411	450	1.238	0.153
	16	0.065	0.3019	0.1963	0.1623	0.476	0.620	0.0083	0.0221	0.2433	471	1.210	0.140
	17	0.058	0.3157	0.1963	0.1660	0.429	0.634	0.0076	0.0203	0.2455	492	1.183	0.126
7/8	10	0.134	0.3632	0.1963	0.1780	0.268	0.680	0.0050	0.0134	0.2484	521	1.150	0.108
	11	0.120	0.3167	0.2291	0.1589	1.062	0.607	0.0221	0.0505	0.2662	451	1.442	0.312
	12	0.109	0.3390	0.2291	0.1662	0.969	0.635	0.0208	0.0475	0.2703	494	1.378	0.285
	13	0.095	0.3685	0.2291	0.1720	0.893	0.657	0.0196	0.0449	0.2736	529	1.332	0.262
	14	0.083	0.3948	0.2291	0.1793	0.792	0.685	0.0180	0.0411	0.2778	575	1.277	0.233
	15	0.072	0.4197	0.2291	0.1856	0.703	0.709	0.0164	0.0374	0.2815	616	1.234	0.207
	16	0.065	0.4359	0.2291	0.1914	0.618	0.731	0.0148	0.0337	0.2850	655	1.197	0.182
	17	0.058	0.4525	0.2291	0.1950	0.563	0.745	0.0137	0.0312	0.2873	680	1.174	0.165
1	10	0.049	0.4742	0.2291	0.1987	0.507	0.759	0.0125	0.0285	0.2896	706	1.153	0.149
	11	0.035	0.5090	0.2291	0.2034	0.433	0.777	0.0109	0.0249	0.2925	740	1.126	0.127
	12	0.035	0.5090	0.2291	0.2107	0.314	0.805	0.0082	0.0187	0.2972	794	1.087	0.092
	8	0.165	0.3526	0.2618	0.1754	1.473	0.670	0.0392	0.0784	0.3009	550	1.493	0.433
	10	0.134	0.4208	0.2618	0.1916	1.241	0.732	0.0350	0.0700	0.3098	656	1.366	0.365
	11	0.120	0.4536	0.2618	0.1990	1.129	0.760	0.0327	0.0654	0.3140	708	1.316	0.332
	12	0.109	0.4803	0.2618	0.2047	1.038	0.782	0.0307	0.0615	0.3174	749	1.279	0.305
	13	0.095	0.5153	0.2618	0.2121	0.919	0.810	0.0280	0.0559	0.3217	804	1.235	0.270
1-1/4	14	0.083	0.5463	0.2618	0.2183	0.814	0.834	0.0253	0.0507	0.3255	852	1.199	0.239
	15	0.072	0.5755	0.2618	0.2241	0.714	0.858	0.0227	0.0455	0.3291	898	1.168	0.210
	16	0.065	0.5945	0.2618	0.2278	0.650	0.870	0.0210	0.0419	0.3314	927	1.149	0.191
	18	0.049	0.6390	0.2618	0.2361	0.498	0.902	0.0166	0.0332	0.3367	997	1.109	0.146
	20	0.035	0.6793	0.2618	0.2435	0.381	0.930	0.0124	0.0247	0.3414	1060	1.075	0.108
	7	0.180	0.6221	0.3272	0.2330	2.059	0.890	0.0890	0.1425	0.3836	970	1.404	0.605
	8	0.165	0.6648	0.3272	0.2409	1.914	0.920	0.0847	0.1355	0.3880	1037	1.359	0.562
	10	0.134	0.7574	0.3272	0.2571	1.599	0.982	0.0742	0.1187	0.3974	1182	1.273	0.470
1-1/2	11	0.120	0.8012	0.3272	0.2644	1.450	1.010	0.0688	0.1100	0.4018	1250	1.238	0.426
	12	0.109	0.8365	0.3272	0.2702	1.330	1.032	0.0642	0.1027	0.4052	1305	1.211	0.391
	13	0.095	0.8825	0.3272	0.2775	1.173	1.060	0.0579	0.0926	0.4097	1377	1.179	0.345
	14	0.083	0.9229	0.3272	0.2838	1.036	1.084	0.0521	0.0833	0.4136	1440	1.153	0.304
	16	0.065	0.9852	0.3272	0.2932	0.824	1.120	0.0426	0.0682	0.4196	1537	1.116	0.242
	18	0.049	1.0423	0.3272	0.3016	0.629	1.152	0.0334	0.0534	0.4250	1626	1.085	0.185
	20	0.035	1.0936	0.3272	0.3089	0.455	1.180	0.0247	0.0395	0.4297	1705	1.059	0.134
	2	10	0.134	1.1921	0.3927	0.3225	1.957	1.232	0.1354	0.1806	0.4853	1860	1.218
12		0.109	1.2908	0.3927	0.3356	1.621	1.282	0.1159	0.1545	0.4933	2014	1.170	0.476
14		0.083	1.3977	0.3927	0.3492	1.257	1.334	0.0931	0.1241	0.5018	2180	1.124	0.369
16		0.065	1.4741	0.3927	0.3587	0.997	1.370	0.0756	0.1008	0.5079	2300	1.095	0.293
2-1/2	11	0.120	2.4328	0.5236	0.4608	2.412	1.760	0.3144	0.3144	0.6660	3795	1.136	0.709
	12	0.109	2.4941	0.5236	0.4665	2.204	1.782	0.2904	0.2904	0.6697	3891	1.122	0.648
	13	0.095	2.5730	0.5236	0.4739	1.935	1.810	0.2586	0.2586	0.6744	4014	1.105	0.589
	14	0.083	2.6417	0.5236	0.4801	1.7010	1.834	0.2300	0.2300	0.6784	4121	1.091	0.500
3	10	0.134	3.9127	0.6545	0.6843	3.3893	2.232	0.6992	0.5594	0.8378	6104	1.120	0.996
	12	0.109	4.0900	0.6545	0.6974	2.7861	2.282	0.5863	0.4690	0.8462	6380	1.096	0.819
	14	0.083	4.2785	0.6545	0.6110	2.1446	2.334	0.4608	0.3686	0.8550	6674	1.071	0.630
	10	0.134	5.8621	0.7854	0.7152	4.1056	2.732	1.2415	0.8277	1.0144	9145	1.098	1.207
12	0.109	6.0786	0.7854	0.7283	3.3687	2.782	1.0357	0.6905	1.0228	9483	1.078	0.990	
14	0.083	6.3080	0.7854	0.7419	2.5883	2.834	0.8096	0.5398	1.0317	9840	1.059	0.761	

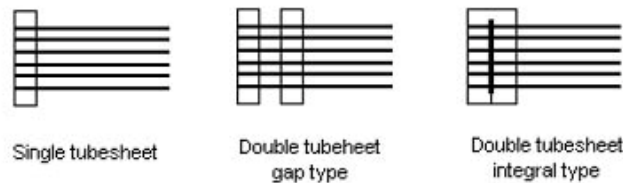
* Weights are based on low carbon steel with a density of 0.2836 lbs./cu.in. For other metals multiply by the following factors:

Aluminum.....	0.35	Aluminum Bronze.....	1.04	Nickel.....	1.13
Titanium.....	0.58	Aluminum Brass.....	1.06	Nickel-Copper.....	1.12
A.I.S.I 400 Series S/Steels.....	0.99	Nickel-Chrome-Iron.....	1.07	Copper and Cupro-Nickels.....	1.14
A.I.S.I 300 Series S/Steels.....	1.02	Admiralty.....	1.09		

** Liquid Velocity = $\frac{\text{lbs. Per Tube Hour}}{C \times \text{Sp. Gr. Of Liquid}}$ in feet per sec. (Sp.Gr. Of Water at 60 deg F = 1.0)

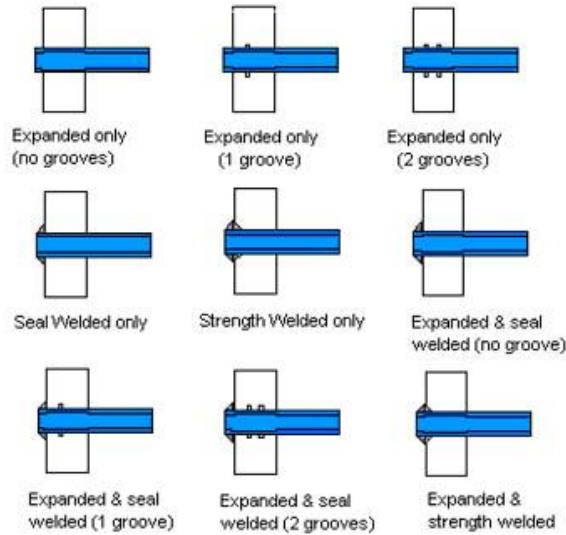
۲-۳-۱: صفحه لوله (Tubesheet)

این صفحه دایره ای شکل بوده و روی سطح خود تعدادی سوراخ مساوی با تعداد لوله های مبدل دارد. این صفحات بین پوسته و کلگی ها قرار می گیرند تا از اختلاط سیال سمت لوله و پوسته جلوگیری شود. انتهای لوله ها در داخل این سوراخ ها قرار گرفته و بسته به نوع طراحی با روش هایی نظیر جوش دادن و یا رزوه کردن به صفحه لوله ها متصل شده و در جای خود ثابت می گردند. برای تسهیل در قرار گرفتن لوله ها در داخل این سوراخ ها بین جداره سوراخ و جداره خارجی لوله مطابق با استاندارد فاصله ای وجود دارد که به آن *Tube junction* گفته می شود. بر حسب نوع طراحی انواع صفحه لوله به سه دسته زیر تقسیم می شود:



شکل (۶-۲): تقسیم بندی انواع صفحه لوله

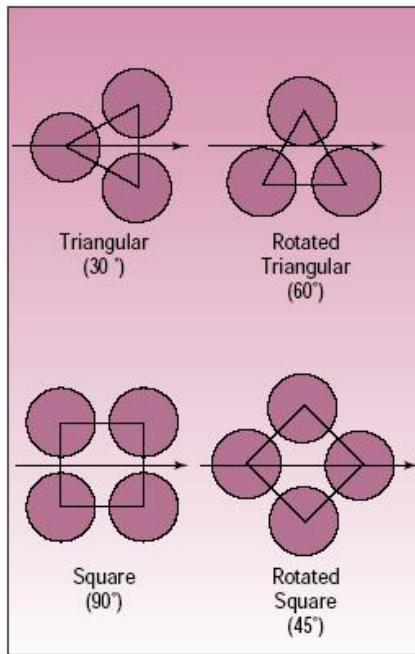
نوع Double برای زمانی که هیچگونه نشستی بین سیال لوله و پوسته مجاز نباشد کاربرد دارد اگر چه طول لوله را در تماس با سیال سمت پوسته کاهش می دهد و باعث کاهش سطح موثر انتقال حرارت می شود. در نوع gap معمولاً بین دو صفحه لوله یک فاصله شش اینچی وجود دارد و در نوع انتگرالی آن که کمیاب است هر گونه نشستی سیال به طرف پایین داخل صفحه لوله برای زهکشی روانه می شود. انتخاب هر کدام از این سه نوع صفحه لوله تأثیر بسزایی در طراحی حرارتی و هزینه های طراحی مبدل دارد. همچنین نحوه های اتصال لوله به صفحه لوله بر اساس استاندارد TEMA به صورت زیر است:



شکل (۲-۷): نحوه های اتصال لوله به صفحه لوله بر اساس استاندارد TEMA

۲-۳-۲: آرایش لوله ها در داخل پوسته

به نحوه قرارگیری سوراخ های صفحه لوله، آرایش صفحه لوله گفته می شود که بستگی به نحوه قرار گرفتن لوله ها دارد. از پارامترهای مهم در آرایش لوله ها فاصله لوله ها از یکدیگر و زاویه قرارگیری آنها نسبت به هم می باشد. همانطور که در شکل پایین ملاحظه می شود چهار الگو برای نحوه آرایش لوله ها در داخل پوسته وجود دارد. آرایش مثلثی (۳۰ درجه)، آرایش مثلثی دوران یافته (۶۰ درجه)، آرایش مربعی (۹۰ درجه) و آرایش مربعی دوران یافته (۴۵ درجه). آرایش مثلثی نسبت به آرایش مربعی لوله های بیشتری را در مبدل جا می دهد. همچنین آرایش مثلثی نسبت به آرایش مربعی آشفستگی زیادی را در جریان سمت پوسته ایجاد می کند و در نتیجه باعث افزایش ضریب انتقال حرارت بیشتری می شود.



شکل (۲-۸)

برای فاصله معمول مرکز تا مرکز لوله ها که $1/25$ برابر قطر خارجی لوله است، به دلیل اینکه فضای کافی بین لوله ها نیست، امکان تمیزکاری مکانیکی لوله ها وجود ندارد.

در مورد آرایش لوله ها موارد ذیل را باید در نظر داشت:

- برای سرویس هایی که نیاز به تمییز کاری قسمت داخلی پوسته مبدل باشد باید از آرایش مربعی برای لوله ها استفاده کرد. از آرایش مربعی ۹۰ درجه برای سیال رسوب زا و جریان های متلاطم استفاده می شود.
- آرایش مربعی دوران یافته (۴۵ درجه) نسبت به آرایش مربعی ۹۰ درجه افت فشار و آشفته گی بیشتری را در جریان سمت پوسته ایجاد می کند و در نتیجه باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می شود. از این آرایش بیشتر برای جریان های تک فازی با رژیم جریان آرام، سیال رسوب زا و فرآیند کندانس شدن در سمت پوسته استفاده می شود.
- در صورتیکه بتوان برای تمییز کردن سرویس های کثیف در قسمت پوسته از حلال های شیمیایی استفاده کرد، آرایش مثلثی پیشنهاد می شود. معمولاً در آرایش های مثلثی بیشتر از آرایش مثلثی ۳۰ درجه استفاده می شود و استفاده از آرایش مثلثی دوران یافته (۶۰ درجه) هیچ مزیتی نسبت به آرایش مثلثی ۳۰ درجه ندارد و استفاده از آن متداول نیست.

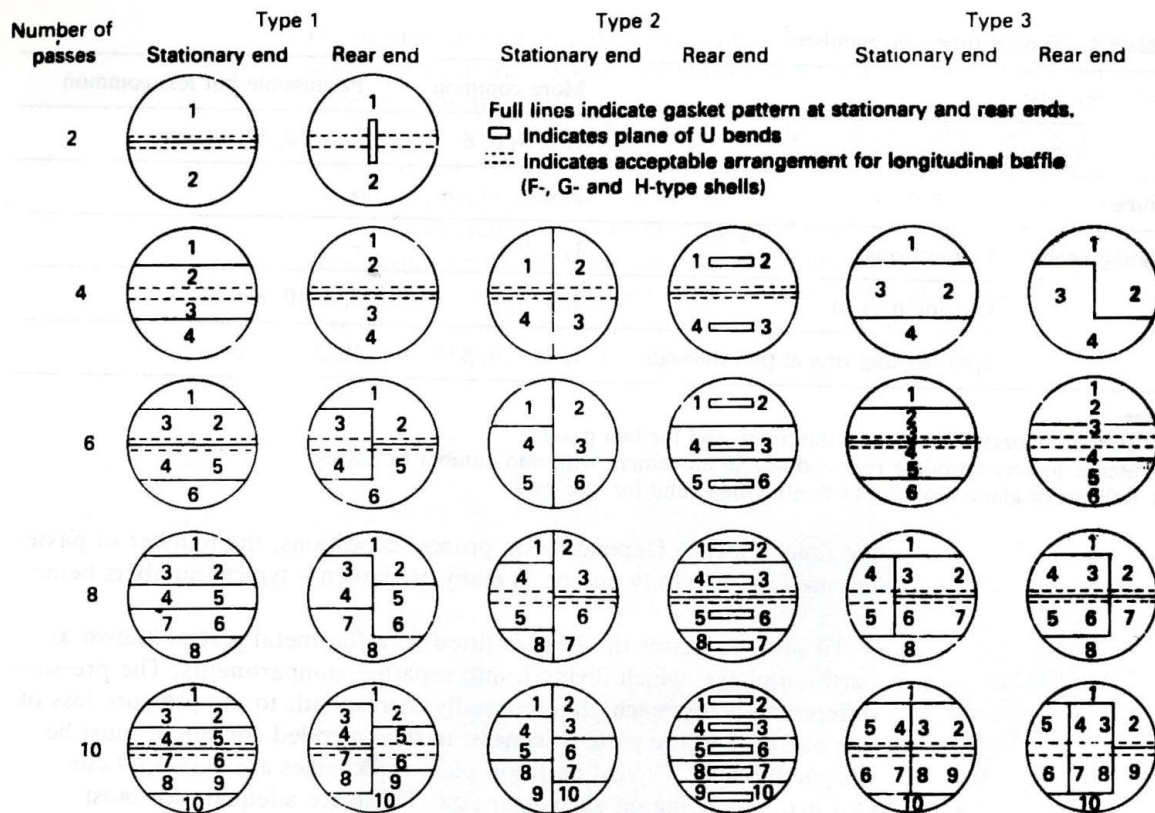
در یک جمع بندی می توان گفت در مبدل های حرارتی از نوع صفحه ثابت که برای سرویس های تمییز در قسمت پوسته استفاده می شود، از آرایش لوله های مثلثی استفاده می شود و در مبدل های نوع لوله U شکل که برای سرویس های تمییز در قسمت لوله ها استفاده می شود و در مبدل های از نوع کلگی شناور که برای سرویس های کثیف در هر دو قسمت لوله و پوسته استفاده می شوند، از آرایش لوله های مربعی استفاده می گردد.

۲-۳-۳: فاصله مرکز تا مرکز لوله (Tube Pitch)

Tube Pitch به کوتاه ترین فاصله بین دو لوله مجاور گفته می شود. برای آرایش مثلثی طبق استاندارد TEMA، حداقل مقدار Tube Pitch $1/25$ برابر قطر خارجی لوله و حداکثر مقدار Tube Pitch $1/5$ برابر قطر خارجی لوله است. مثلاً برای لوله با قطر خارجی ۲۰ mm، Tube Pitch برابر ۲۵ mm است. برای آرایش مربعی طبق استاندارد TEMA، حداقل مقدار Tube Pitch $1/25$ برابر قطر خارجی لوله است و یا برابر قطر خارجی لوله بعلاوه ۶ mm است که نسبت به حالت قبل مقدار بزرگتری است. برای مثال برای لوله با قطر خارجی ۲۰ mm، Tube Pitch برابر ۲۶ mm است. یک طراح به خاطر اینکه بتواند کوچکترین قطر پوسته را برای یک تعداد معین لوله محاسبه کند، همواره کمترین مقدار Tube Pitch را در نظر می گیرد. البته در شرایط استثنایی مثلاً به منظور کاهش افت فشار می تواند مقادیر بزرگتری را هم در نظر بگیرد.

۲-۳-۴: لوله ها و گذرهای لوله

عموما برای افزایش سرعت سیال در سمت لوله (در محدوده های افت فشار مجاز)، افزایش ضریب انتقال حرارت و کاهش تشکیل رسوب، تعداد گذر های لوله را زیاد در نظر می گیرند. اگر به دلایل ساختاری لازم باشد که سیال سمت لوله در یک سمت وارد و از همان سمت خارج شود استفاده از تعداد زوجی از گذرهای لوله الزامی است. در شکل (۲-۹) آرایش های مختلف گذر زوج لوله ها در مبدل نشان داده شده است.



شکل (۲-۹): آرایش های مختلف گذر زوج لوله ها در مبدل

اگر تعداد گذر لوله ها فرد باشد، سیال سمت لوله از یک سمت وارد و از سمت دیگر خارج می شود. به خاطر محدودیت های مربوط به ساخت بیشترین تعداد گذر لوله ها ۱۶ است. تفاوت عمده بین ترتیب گذرهای مختلف مقدار اختلاف دمای بین جریان های گرم و سرد برای انتقال حرارت است که کمترین مقدار آن مربوط به مبدل های یک گذر همسو و بیشترین مقدار اختلاف دما مربوط به مبدل های یک گذر ناهمسو است. مبدل های چند گذر بین این دو محدوده قرار می گیرند. بیشترین اختلاف دمای لگاریتمی متوسط (LMTD) مربوط به مبدل یک گذر ناهمسو است و مقدار آن در مبدل های با تعداد گذر بالاتر از یک، کمتر

از این مقدار است که مقدار آن از حاصلضرب فاکتور اصلاحی F در LMTD محاسبه می شود. مقدار F در مبدل یک گذر ناهمسو برابر یک و در مبدل های چند گذر بین ۰/۷-۱ است. همچنین استفاده از مبدل با دو گذر پوسته (F-Shell) و دو گذر لوله می تواند یک جریان ناهمسوی مؤثر ایجاد کند. زمانی که تغییر فاز هم در داخل مبدل اتفاق بیافتد اختلاف دمای بین دو جریان گرم و سرد به طور مؤثر به نوع آرایش گذر های مبدل بستگی خواهد داشت.

۴-۲: بافل ها

بافل ها از اجزای بسیار مهم مبدل ها می باشند که در ایجاد تلاطم در جریان سمت پوسته برای رسیدن به ضریب انتقال حرارت بالا نقش مهمی را ایفا می کنند. بافل ها برای نگهداری لوله ها استفاده می شوند و همچنین باعث می شود که سرعت سیال در سمت پوسته یک سرعت قابل قبولی باشد. از طرف دیگر بافل ها باعث می شوند تا بر اساس ارتعاش سیال به لوله ها هیچ گونه ارتعاشی وارد نشود. معمولاً در طول یک مبدل از چندین بافل استفاده می شود که به فاصله بین این بافل ها Baffle Spacing گفته می شود.

۴-۲-۱: انواع بافل ها

به طور کلی چهار نوع بافل وجود دارد:

۴-۲-۱-۱: بافل عرضی

الف) بافل های برشی (Segmental Baffles)

- بافل تک برشه (Single Segmental Baffles)
- بافل دو برشه (Double Segmental Baffles)
- بافل سه برشه (Triple Segmental Baffles)
- بافل تاج و دایره (Disc & Doughnut Baffles)

ب) بافل های شبکه ای (Grid Baffles)

- بافل های میله ای (Rod Baffles)
- بافل های مارپیچی (Strip Baffle)

ج) بافل های اریفیزی

د) بافل های بدون لوله یا NTIW

ه) بافل های حلزونی (Helix)

۴-۲-۱-۲: بافل طولی (Longitudinal Baffle)

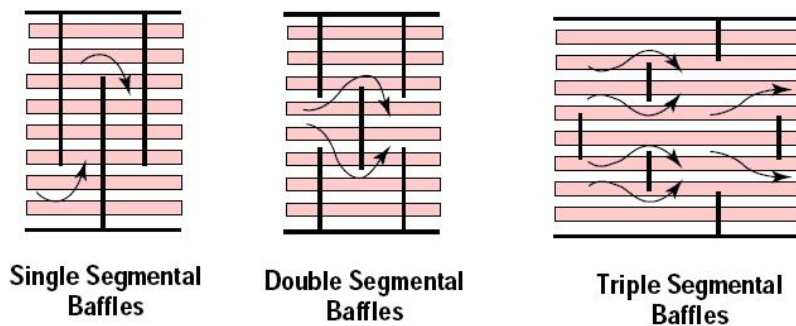
۴-۲-۱-۳: بافل نگهدارنده

۴-۲-۱-۴: بافل های صفحه برخورد (Impingement Baffle)

۲-۴-۱: بافل عرضی

الف) بافل های برشی (Segmental Baffles)

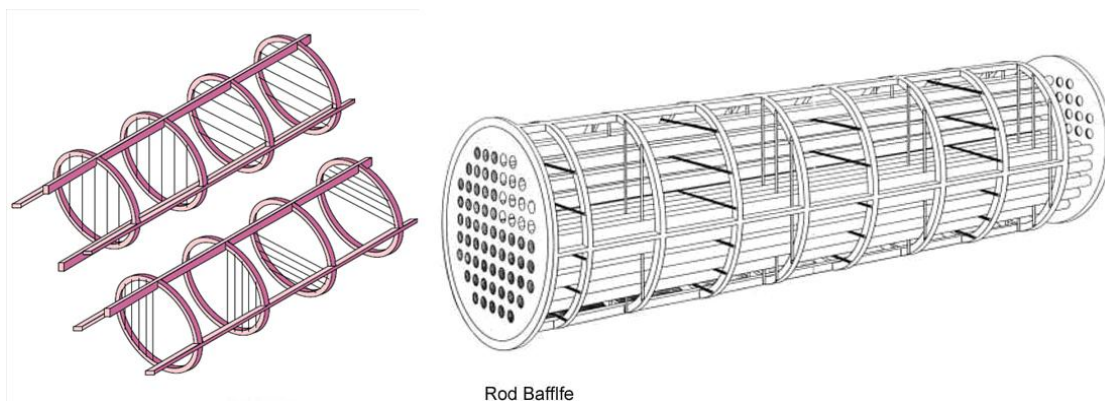
بافل های برشی باعث ایجاد جریان متقاطع درون پوسته مبدل شده و در نتیجه باعث می شود تا تمام نقاط لوله در فرآیند انتقال حرارت سهم موثر داشته باشند. از طرف دیگر بافل های عرضی نقش نگهدارنده لوله ها را نیز ایفا کرده و از ارتعاش لوله ها در داخل پوسته در شدت جریان های بالا جلوگیری می کنند. بافل های عرضی مطابق شکل (۱۰-۲) می توانند به صورت های مختلف زیر باشند:



شکل (۱۰-۲): انواع مختلف بافل های عرضی

ب) بافل های شبکه ای (Grid Baffles)

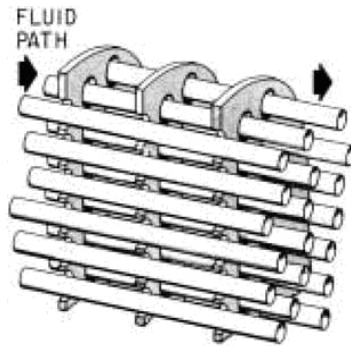
بافل های شبکه ای برای افت فشارهای مجاز پایین استفاده می شوند. در نوع بافل های میله ای آرایش لوله ها فقط مربعی است و در نوع مارپیچی آن از نوع مثلثی است.



شکل (۱۱-۲): بافل شبکه ای

(ج) بافل های اریفیزی

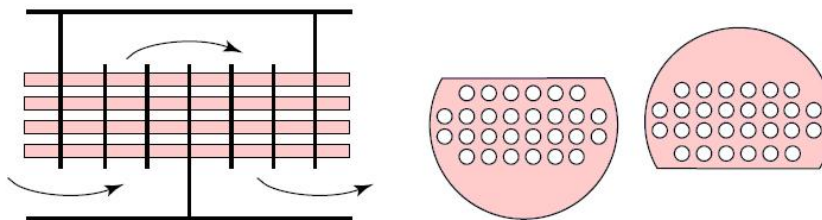
در بافل های اریفیزی قطر سوراخ های بافل حداقل $1/16$ و حداکثر $1/8$ اینچ بیشتر از قطر خارجی لوله هاست.



شکل (۱۲-۲): بافل اریفیزی

(د) بافل های بدون لوله یا NTIW

در بافل های بدون لوله و یا NTIW ، لوله ها در قسمت پنجره بافل ها واقع می شوند احتمال ارتعاش در این نوع از بافل ها زیاد است.



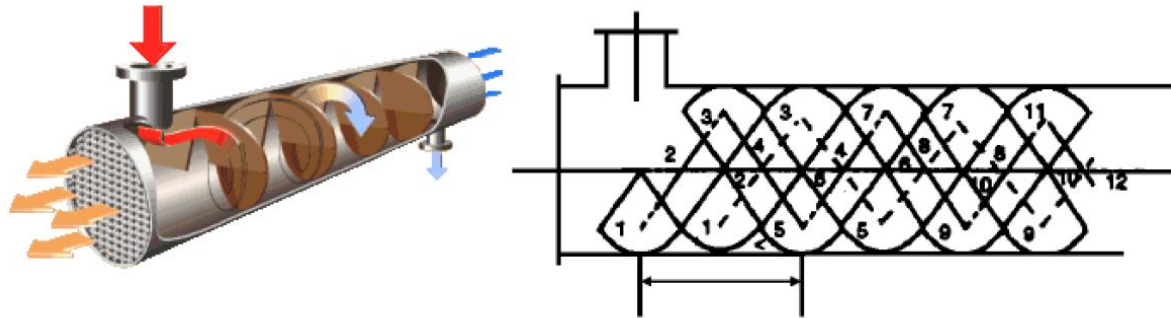
No-Tubes-in-Window Segmental Baffles

شکل (۱۳-۲): بافل اریفیزی بدون لوله یا NTIW

(ه) بافل های حلزونی (Helix)

مبدل های پوسته و لوله با بافل های حلزونی به مبدل های هلیکس (Helix) معروفند که برای اولین بار در دنیا توسط آقای Jan Nemcansky در جمهوری چک اختراع شد. آقای Nemcansky گزارشاتی را در زمینه تأثیر زوایای بافل های حلزونی روی میزان افزایش ضریب انتقال حرارت و کاهش میزان افت فشار ارائه کرد. در سال ۱۹۹۴ شرکت آمریکایی ABB Lummus با خرید اسناد مربوطه لیسانس ساخت این مبدل ها را در سطح جهان در اختیار گرفت.

بافل های حلزونی در واقع قطعات شبه ربع دایره ای شکل هستند که با زوایای خاصی نسبت به محور مبدل و پشت سر هم قرار می گیرند تا باعث شود جریان عبوری از پوسته مبدل یک مسیر حلزونی و مارپیچی را طی نماید. هر کدام از بافل ها یک چهارم سطح مقطع پوسته را اشغال می کنند. هر چهار بافل یک دسته بافل را تشکیل می دهد به طوری که سیال با عبور از آن به موقعیت ابتدایی خود می رسد.



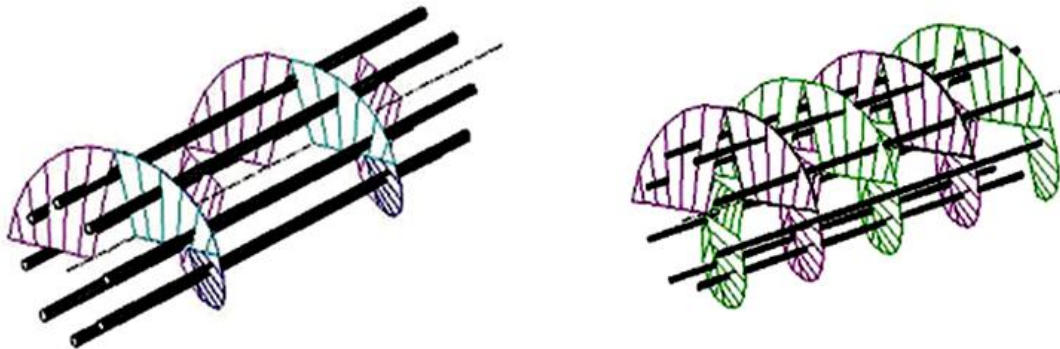
Helical

Double Helix

شکل (۱۴-۲): بافل حلزونی (Helix)

آرایش بافل های حلزونی در داخل پوسته به یکی از سه صورت زیر است:

- ۱- بافل ها به صورت لب به لب هم قرار بگیرند.
- ۲- بافل ها کمی باهم همپوشانی داشته باشند.
- ۳- حالت سوم به بافل هلیکس دوگانه معروف است. از این حالت زمانی که به دلیل زیاد بودن طول لوله بین دو بافل لرزش در مبدل وجود داشته باشد، استفاده می شود.



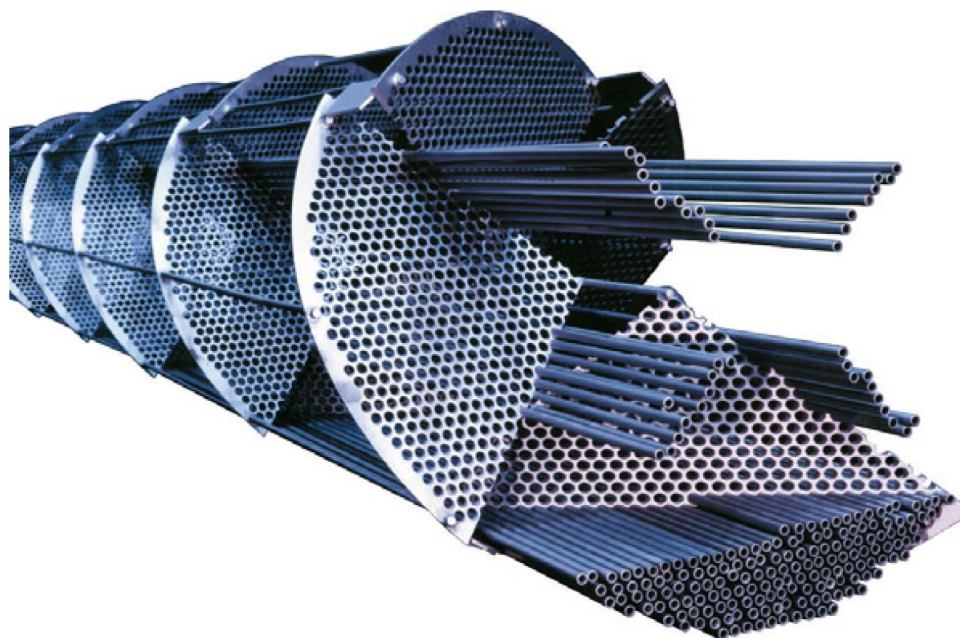
Single Helix

Double Helix

شکل (۱۵-۲): بافل های حلزونی (Helix)

ساختمان هندسی بافل های حلزونی بر خلاف بافل های قطاعی، باعث می شود مناطق ساکن در داخل مبدل حذف شوند. در بافل های حلزونی در مقایسه با بافل های قطاعی به خاطر اینکه مسیر جریان در پوسته از پیچ و خم کمتری برخوردار است، افت فشار کمتری ایجاد می شود. به طور کلی مزایای بافل های حلزونی عبارتند از:

- بهبود انتقال حرارت در سمت پوسته
- افت فشار کمتر در سمت پوسته
- کاهش اثرات جریان کنار گذر سیال در پوسته
- کاهش میزان رسوب در سمت پوسته
- جلوگیری از لرزش دسته لوله ها



شکل (۱۶-۲): مبدل پوسته و لوله با بافل های حلزونی

در کنار مزایایی که به آنها اشاره شد عیب اصلی بافل های حلزونی را می توان در مشکلات مربوط به ساخت آنها از جمله برش کاری بافل ها و سوراخ کاری آنها جستجو کرد. البته این مسئله را نمی توان به عنوان یک ایراد تلقی کرد چرا که افزایش هزینه های مربوط به ساخت این نوع از بافل ها با صرفه جویی های حاصل از هزینه های عملیاتی آنها کاملاً جبران می شود.

همانطور که طراحی بهینه بافل های قطاعی به فاصله بافل ها از یکدیگر و درصد برش بافل ها بستگی دارد، طراحی بهینه بافل های حلزونی ارتباط مستقیمی با زاویه پیچش بافل ها و میزان همپوشانی آنها با یکدیگر دارد.

میزان همپوشانی بافل‌ها روی الگوی جریان سمت پوسته تأثیر زیادی می‌گذارد. زمانیکه همپوشانی بافل‌ها مناسب باشد جریان‌های کنار گذر (با مؤلفه‌های سرعت محوری) به حداقل مقدار خود خواهند رسید.

شکل‌های ۲-۱۷ و ۲-۱۸ مبدل‌های با بافل قطاعی و بافل حلزونی را در پالایشگاهی در هلند در سال ۱۹۹۶ نشان می‌دهد که پس از سه سال عملیات پالایشگاه استفاده از مبدل با بافل حلزونی در مقایسه با مبدل با بافل قطاعی منجر به ۱۸۰۰۰ دلار صرفه جویی سالیانه در هزینه‌های عملیاتی به دلیل عدم نیاز به تمیزکاری شده است.



شکل (۲-۱۷): تجمع رسوب در مناطق ساکن بافل‌های قطاعی



شکل (۲-۱۸): رسوب بسیار ناچیز در بافل‌های حلزونی

۲-۴-۱: بافل های طولی (Longitudinal Baffle)

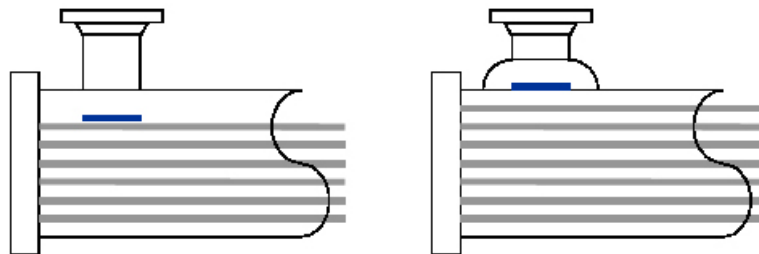
بافل های طولی صفحات تخت و افقی هستند که بین لوله ها قرار می گیرند و با قرار دادن آنها بین لوله ها می توان تعداد گذر لوله ها را در داخل پوسته مبدل زیاد کرد. نکته مهم در طراحی بافل های طولی در اینست که نباید بین دو گذر لوله از طریق بافل طولی انتقال حرارتی رخ دهد. برای حالتی که اختلاف دمای سیال بین دو گذر لوله زیاد باشد بافل طولی باید دو جداره ساخته شود تا هوای بین دو صفحه مانع انتقال حرارت شود.

۲-۴-۱: بافل نگهدارنده

بافل نگهدارنده به بافل هایی گفته می شود که فقط برای نگه داشتن لوله ها و جلوگیری از ارتعاش لوله ها استفاده می شوند و هیچ تأثیری در افزایش انتقال حرارت و یا افت فشار ندارند. شکل آن به صورت دایره کامل سوراخدار است و در پوسته های نوع K, X, H از استاندارد TEMA استفاده می شوند.

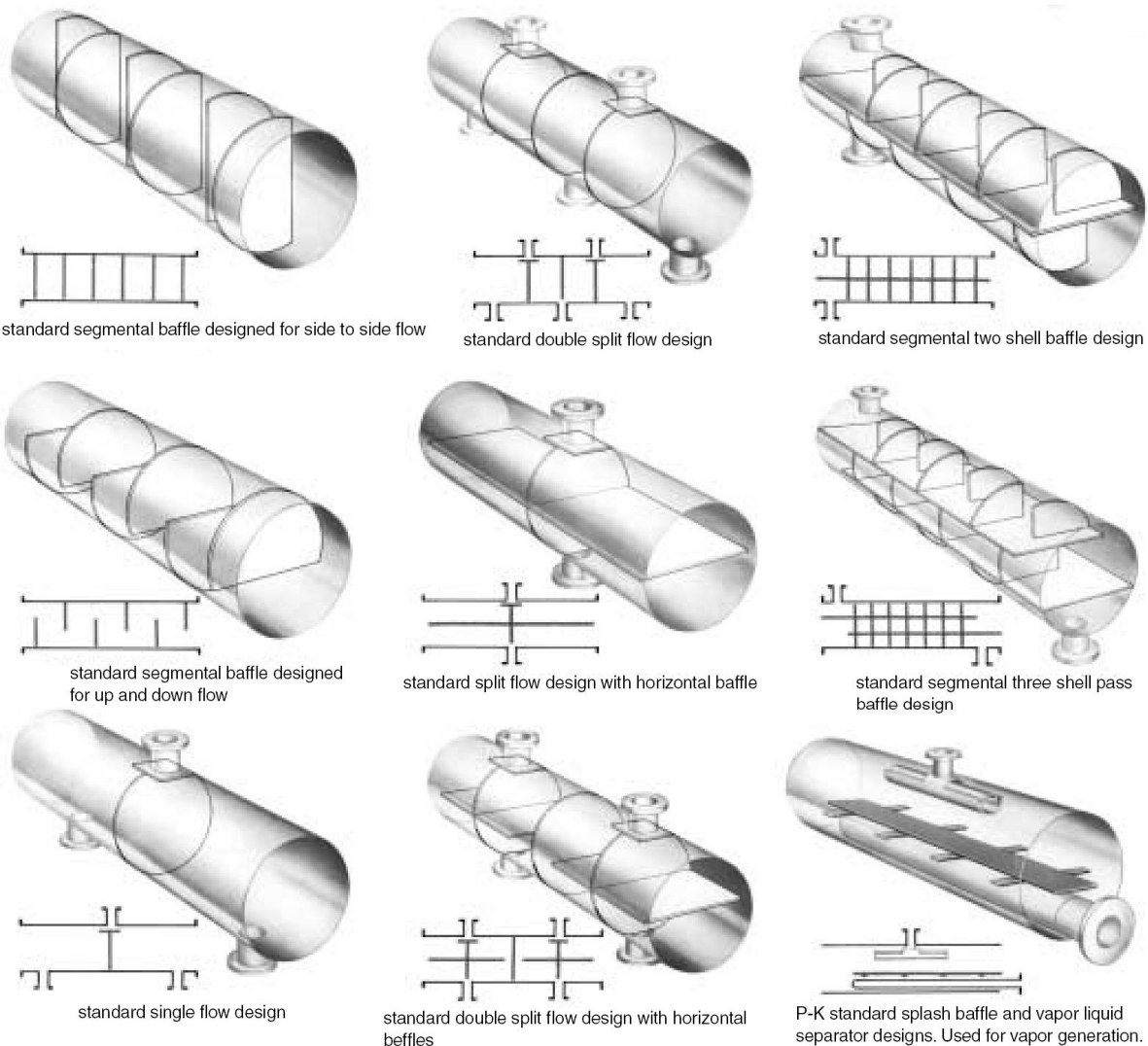
۲-۴-۱: بافل صفحه برخورد (Impingement Baffle)

بافل های صفحه برخورد هم در زیر نازل ورودی پوسته و بالای لوله ها نصب می شود و در سرعت های بالای سیال ورودی به پوسته از آسیب دیدن لوله ها جلوگیری می کند. از طرف دیگر استفاده از این صفحات باعث می شود جریان ورودی توزیع بیشتری روی لوله ها داشته باشد و از ایجاد فضای مرده زیر نازل ورودی جلوگیری می نماید. صفحات Impingement protection می توانند به دو شکل مربعی و مدور طراحی شوند. صفحه برخورد یا بر روی دسته لوله ها نصب می شود که در اینصورت لوله های زیر نازل ورودی باید حذف شوند و یا اینکه صفحه برخورد در داخل نازل گنبدی قرار داده می شود.



شکل (۱۹-۲): انواع مختلف بافل های صفحه برخورد

در شکل (۲۰-۲) انواع مختلف آرایش سه بعدی بافل ها در داخل پوسته ملاحظه می شود.



شکل (۲۰-۲): انواع مختلف آرایش سه بعدی بافل ها در داخل پوسته

۲-۴-۲: میله های مهبار و لوله های فاصله انداز بافل ها

میله های مهبار میله های تو پری هستند که در بین لوله ها قرار می گیرند و وظیفه آنها جلوگیری از ارتعاش دسته لوله ها است. این میله ها از یک طرف به صفحه لوله وصل شده و از طرف دیگر آزاد است و تعداد آنها با افزایش قطر پوسته زیاد می شود. لوله های فاصله انداز هم استوانه های تو خالی هستند که قطر آنها از قطر میله های مهبار بیشتر است و میله های مهبار در داخل آن قرار گرفته و بافل ها بین دو لوله فاصله انداز روی میله های مهبار محکم می شوند. وظیفه فاصله انداز ها حفظ فاصله دو بافل مجاور هم است.

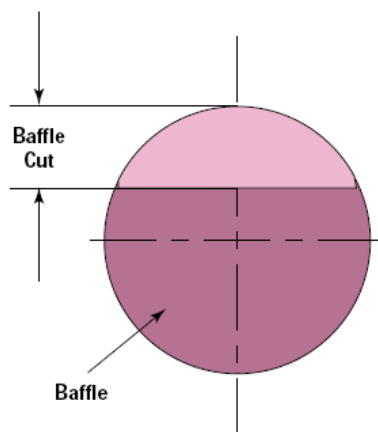
۲-۴-۳: فاصله بافل ها

فاصله بافل به فاصله مرکز تا مرکز دو بافل مجاور اطلاق می شود. این پارامتر یکی از مهمترین پارامترهای طراحی مبدلها است. طبق استاندارد TEMA حداقل فاصله بافل ها یک پنجم قطر داخلی پوسته و حداکثر فاصله بافل ها برابر قطر پوسته است. فاصله های کوتاه تر منجر به توزیع ضعیف سیال در داخل پوسته می شود و نیز عمل تمیز کردن مکانیکی قسمت بیرونی لوله ها را دشوار می سازد. فاصله زیاد بین بافل ها هم منجر به آشفتگی کم سیال در داخل پوسته می شود و از نظر مکانیکی هم باعث می شود که ارتعاشات زیادی به لوله ها وارد شود.

۲-۴-۴: مقدار بهینه فاصله بافل ها

برای جریان درهم در قسمت پوسته ($Re > 1000$) ضریب انتقال حرارت با توان بین $0.7-0.6$ سرعت سیال و افت فشار با توان $2-1/7$ سرعت سیال تغییر می کند. برای جریان آرام ($Re < 100$) هم ضریب انتقال حرارت با توان 0.33 و افت فشار با توان 1 متناسب است. بنابراین با کاهش فاصله بافل ها، افت فشار به میزان بیشتری نسبت به افزایش ضریب انتقال حرارت افزایش می یابد. این بدان معنی است که یک مقدار بهینه برای نسبت فاصله بافل ها به قطر داخلی پوسته وجود دارد که منجر به بیشترین بازدهی نسبت بهینه افت فشار به ضریب انتقال حرارت می شود. فاصله بهینه بافل ها در حدود $0.3-0.6$ قطر پوسته است. کمترین فاصله بافل ها 2 اینچ یا 50 میلیمتر است.

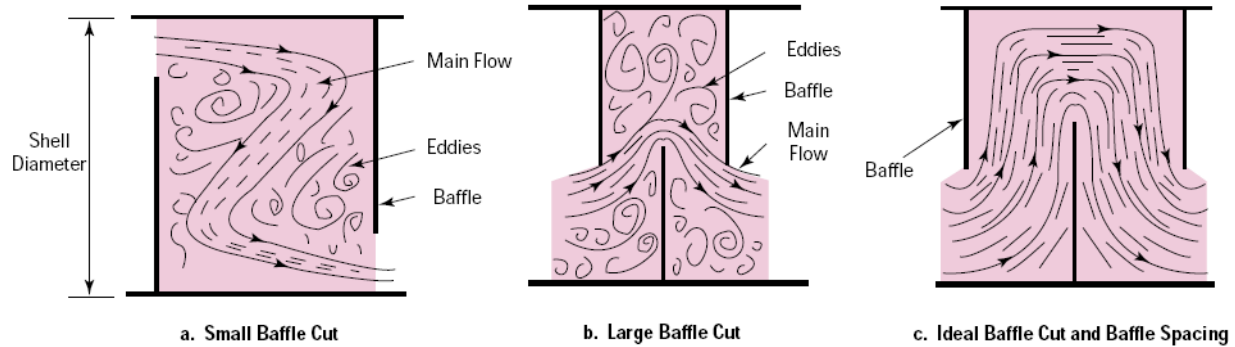
۲-۴-۵: بافل کات (Baffle Cut)



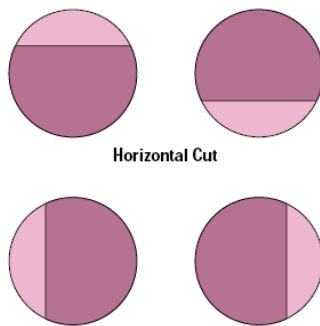
شکل (۲-۲۱)

همانطور که در شکل (۲-۲۱) نشان داده شده است Baffle Cut به ارتفاع برشی از بافل گفته می شود که سیال در قسمت پوسته اجازه پیدا می کند از آن عبور کند که به صورت درصدی از قطر داخلی پوسته بیان می شود که در طراحی مبدل ها پارامتر بسیار مهمی به شمار می رود البته اثر این پارامتر در طراحی کمتر از اثر پارامتر فاصله بافل ها است. مقدار Baffle Cut بین 15% تا 45% قطر پوسته متغیر است. بافل کات های خیلی کوچک و خیلی بزرگ باعث

کاهش ضریب انتقال حرارت شده و در نتیجه مطابق شکل (۲-۲۲) باعث انحراف زیاد از شرایط حالت ایده آل می شود.



شکل (۲-۲۲): تأثیر فاصله بافل ها بر روی رژیم جریان



شکل (۲-۲۳)

قویاً توصیه می شود که بافل کات ها حتماً بین ۲۰ و ۳۵٪ استفاده شوند. برای سیالات تک فاز در قسمت پوسته ، بافل کات افقی مطابق شکل (۲-۲۳) توصیه می شود. به خاطر اینکه تجمع رسوبات در انتهای پوسته را کاهش داده و از تشکیل چینه ها در انتهای پوسته جلوگیری می کند. و برای حالتیکه از پوسته با دو گذر (TEMA F) استفاده شود به خاطر آسانی ساخت و سهولت جابجایی دسته لوله ها از بافل کات های عمودی استفاده می شود.

۲-۵: دسته لوله

به مجموعه لوله ها به همراه بافل ها، صفحه لوله، میله های مهار، فاصله انداز بافل ها و سایر اتصالات داخلی مبدل که در داخل پوسته مبدل قرار می گیرد دسته لوله اطلاق می شود. این مجموعه متصل به هم را می توان هنگام سرویس و شستشوی مبدل به صورت یکپارچه از مبدل خارج کرد و دوباره در پوسته قرار داد.

۲-۶: اتصالات انبساطی (Expansion joint)

گاهاً ممکن است به علت نوسانات دمایی دسته لوله و متعلقات دیگر آن در داخل مبدل منبسط شده و دچار تغییر طول شوند که این امر می تواند منجر به شکستگی لوله ها و خرابی آنها شود. جهت جلوگیری از این پدیده از قطعه ای بنام Expansion Joint در پوسته مبدل که معمولاً از جنس پوسته است، استفاده می شود. این اتصالات می تواند به شکل نیم دایره و یا به شکل نیم مربع باشد.

۷-۲: پوسته

از نظر مکانیکی پوسته مبدل به دو صورت ساخته می شود:

• استفاده از Pipe های استاندارد

در اینصورت قطر داخلی پوسته بر اساس استاندارد ASTM/ASME Pipe Specification انتخاب می شود که در ادامه به جدول های مربوط به آن اشاره شده است. از Pipe ها معمولاً برای ساخت مبدل ها تا قطر ۲۴ اینچ یا ۶۱۰ میلیمتر استفاده می شود.

• استفاده از Rolled Plate

برای قطرهای بالاتر از ۲۴ اینچ از Rolled Plate استفاده می شود.

اگر چه از نظر تئوری ساخت پوسته با قطرهای بالا امکان پذیر است ولی در عمل سازندگان مبدل به دلیل محدودیت در سوراخ کاری صفحه لوله قادر به ساخت مبدل با قطرهای بالاتر از ۳ متر نیستند. از طرف دیگر کوچکترین اندازه مبدل هم محدود به قطر ۵۱ میلیمتر با قطر تیوب های ۶/۳۵ میلیمتر است. در طراحی ها حداقل ضخامت پوسته بر اساس جدول های R-3. 13 و CB-3. 13 استاندارد TEMA انتخاب می شود.

TABLE R-3.13
MINIMUM SHELL THICKNESS
Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness				
	Carbon Steel			Alloy *	
	Pipe	Plate			
6 (152)	SCH. 40	-		1/8	(3.2)
8-12 (203-305)	SCH. 30	-		1/8	(3.2)
13-29 (330-737)	SCH. STD	3/8 (9.5)		3/16	(4.8)
30-39 (762-991)	-	7/16 (11.1)		1/4	(6.4)
40-60 (1016-1524)	-	1/2 (12.7)		5/16	(7.9)
61-80 (1549-2032)	-	1/2 (12.7)		5/16	(7.9)
81-100 (2057-2540)	-	1/2 (12.7)		3/8	(9.5)

TABLE CB-3.13
MINIMUM SHELL THICKNESS
Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness				
	Carbon Steel			Alloy *	
	Pipe	Plate			
6 (152)	SCH. 40	-		1/8	(3.2)
8-12 (203-205)	SCH. 30	-		1/8	(3.2)
13-23 (330-584)	SCH. 20	5/16 (7.9)		1/8	(3.2)
24-29 (610-737)	-	5/16 (7.9)		3/16	(4.8)
30-39 (762-991)	-	3/8 (9.5)		1/4	(6.4)
40-60 (1016-1524)	-	7/16 (11.1)		1/4	(6.4)
61-80 (1549-2032)	-	1/2 (12.7)		5/16	(7.9)
81-100 (2057-2540)	-	1/2 (12.7)		3/8	(9.5)

*Schedule 5S is permissible for 6 inch (152 mm) and 8 inch (203 mm) shell diameters.

dimensions et masses des tubes acier

ASME B 36.10 M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces Inches	Epaisseur Wall thickness Pouces mm	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Specif. API	Epaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule			
1/8	0.405	10.3	0.049	1.24	0.19	0.28	-	-	10
	0.405	10.3	0.057	1.45	0.21	0.32	-	-	30
	0.405	10.3	0.068	1.73	0.24	0.37	5L	STD	40
	0.405	10.3	0.095	2.41	0.31	0.47	5L	XS	80
	0.540	13.7	0.065	1.65	0.33	0.49	-	-	10
1/4	0.540	13.7	0.073	1.85	0.36	0.54	-	-	30
	0.540	13.7	0.088	2.24	0.42	0.63	5L	STD	40
	0.540	13.7	0.119	3.02	0.54	0.80	5L	XS	80
	0.675	17.1	0.065	1.65	0.42	0.63	-	-	10
	0.675	17.1	0.073	1.85	0.47	0.70	-	-	30
3/8	0.675	17.1	0.091	2.31	0.57	0.84	5L	STD	40
	0.675	17.1	0.126	3.20	0.74	1.10	5L	XS	80
	0.840	21.3	0.065	1.65	0.54	0.80	-	-	5
	0.840	21.3	0.083	2.11	0.67	1.00	-	-	10
	0.840	21.3	0.095	2.41	0.76	1.12	5L	STD	40
1/2	0.840	21.3	0.109	2.77	0.85	1.27	5L	XS	80
	0.840	21.3	0.147	3.73	1.09	1.62	5L	XS	80
	0.840	21.3	0.188	4.78	1.31	1.95	5L	XXS	160
	0.840	21.3	0.294	7.47	1.71	2.55	5L	XXS	5
	1.050	26.7	0.065	1.65	0.69	1.03	-	-	10
3/4	1.050	26.7	0.083	2.11	0.86	1.28	-	-	30
	1.050	26.7	0.095	2.41	0.97	1.44	-	-	40
	1.050	26.7	0.113	2.87	1.13	1.69	5L	STD	40
	1.050	26.7	0.154	3.91	1.47	2.20	5L	XS	80
	1.050	26.7	0.219	5.36	1.94	2.90	5L	XXS	160
1	1.315	33.4	0.065	1.65	0.87	1.30	-	-	5
	1.315	33.4	0.109	2.77	1.40	2.09	-	-	10
	1.315	33.4	0.114	2.90	1.46	2.18	-	-	30
	1.315	33.4	0.133	3.38	1.68	2.50	5L	STD	40
	1.315	33.4	0.179	4.55	2.17	3.24	5L	XS	80
1 1/4	1.315	33.4	0.250	6.35	2.84	4.24	-	-	160
	1.660	42.2	0.065	1.65	1.11	1.65	5L	XXS	5
	1.660	42.2	0.109	2.77	1.81	2.70	-	-	10
	1.660	42.2	0.117	2.97	1.93	2.87	-	-	30
	1.660	42.2	0.140	3.56	2.27	3.39	5L	STD	40
1.660	42.2	0.191	4.85	3.00	4.47	5L	XS	80	

dimensions and weights of steel pipe

ASME B 36.10 M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces Inches	Epaisseur Wall thickness Pouces mm	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Specif. API	Epaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule			
1 1/4	1.660	42.2	0.250	6.35	3.76	5.61	-	-	160
	1.660	42.2	0.382	9.70	5.21	7.77	5L	XXS	5
	1.900	48.3	0.065	1.65	1.28	1.91	-	-	5
	1.900	48.3	0.109	2.77	2.09	3.11	-	-	10
	1.900	48.3	0.125	3.18	2.37	3.53	-	-	30
1 1/2	1.900	48.3	0.145	3.68	2.72	4.05	5L	STD	40
	1.900	48.3	0.200	5.08	3.63	5.41	5L	XS	80
	1.900	48.3	0.281	7.14	4.86	7.25	-	-	160
	1.900	48.3	0.400	10.15	6.41	9.56	5L	XXS	5
	2.375	60.3	0.065	1.65	1.61	2.40	-	-	5
2	2.375	60.3	0.083	2.11	2.03	3.03	5L	-	5
	2.375	60.3	0.109	2.77	2.64	3.93	5L	-	10
	2.375	60.3	0.125	3.18	3.00	4.48	5L	-	30
	2.375	60.3	0.141	3.58	3.36	5.01	5L	-	40
	2.375	60.3	0.154	3.91	3.65	5.44	5L	STD	40
2	2.375	60.3	0.172	4.37	4.05	6.03	5L	-	5
	2.375	60.3	0.188	4.78	4.39	6.54	5L	-	10
	2.375	60.3	0.250	6.35	5.02	7.48	5L	XS	80
	2.375	60.3	0.281	7.14	6.28	9.36	5L	-	160
	2.375	60.3	0.344	8.74	7.46	11.11	5L	-	5
2	2.875	73.0	0.436	11.07	9.03	13.44	5L	XXS	5
	2.875	73.0	0.083	2.11	2.47	3.69	5L	-	5
	2.875	73.0	0.109	2.77	3.22	4.80	5L	-	10
	2.875	73.0	0.125	3.18	3.67	5.48	5L	-	30
	2.875	73.0	0.141	3.58	4.12	6.13	5L	-	40
2 1/2	2.875	73.0	0.156	3.96	4.53	6.74	5L	-	5
	2.875	73.0	0.188	4.78	5.40	8.04	5L	-	10
	2.875	73.0	0.203	5.16	5.79	8.63	5L	STD	40
	2.875	73.0	0.216	5.49	6.13	9.14	5L	-	30
	2.875	73.0	0.250	6.35	7.01	10.44	5L	-	40
3	2.875	73.0	0.276	7.01	7.66	11.41	5L	-	80
	2.875	73.0	0.375	9.53	10.01	14.92	-	-	160
	2.875	73.0	0.552	14.02	13.69	20.39	5L	XXS	5
	3.500	88.9	0.083	2.11	3.03	4.52	5L	-	5
	3.500	88.9	0.109	2.77	3.95	5.88	5L	-	10

dimensions et masses des tubes acier ASME B 36.10M-1996

Diamètre nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces mm	Épaisseur Wall thickness Pouces mm	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Specif. API	Épaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule			
3	3.500	88,9	0,120	3,05	4,33	6,45	-		10
	3.500	88,9	0,125	3,18	4,51	6,72	5L		
	3.500	88,9	0,141	3,58	5,06	7,53	5L		
	3.500	88,9	0,156	3,96	5,57	8,29	5L		
	3.500	88,9	0,172	4,37	6,11	9,11	5L		
	3.500	88,9	0,188	4,78	6,65	9,92	5L		30
	3.500	88,9	0,216	5,49	7,58	11,29	5L	STD	40
	3.500	88,9	0,250	6,35	8,68	12,93	5L		
	3.500	88,9	0,281	7,14	9,66	14,40	5L		
	3.500	88,9	0,300	7,62	10,25	15,27	5L	XS	80
	3.500	88,9	0,438	11,13	14,32	21,35	5L		160
	3.500	88,9	0,600	15,24	18,58	27,68	5L	XXS	
3 1/2	4.000	101,6	0,083	2,11	3,47	5,18	5L		5
	4.000	101,6	0,109	2,77	4,53	6,75	5L		
	4.000	101,6	0,120	3,05	4,97	7,40	-		10
	4.000	101,6	0,125	3,18	5,17	7,72	5L		
	4.000	101,6	0,141	3,58	5,81	8,65	5L		
	4.000	101,6	0,156	3,96	6,40	9,53	5L		
	4.000	101,6	0,172	4,37	7,03	10,48	5L		
	4.000	101,6	0,188	4,78	7,65	11,41	5L		30
	4.000	101,6	0,226	5,74	9,11	13,57	5L	STD	40
	4.000	101,6	0,250	6,35	10,01	14,92	5L		
	4.000	101,6	0,281	7,14	11,16	16,63	5L		
	4.000	101,6	0,318	8,08	12,50	18,63	5L	XS	80
4	4.500	114,3	0,083	2,11	3,92	5,84	5L		5
	4.500	114,3	0,109	2,77	5,11	7,62	-		
	4.500	114,3	0,120	3,05	5,61	8,36	-		10
	4.500	114,3	0,125	3,18	5,84	8,71	5L		
	4.500	114,3	0,141	3,58	6,56	9,77	5L		
	4.500	114,3	0,156	3,96	7,24	10,78	5L		
	4.500	114,3	0,172	4,37	7,95	11,85	5L		
	4.500	114,3	0,188	4,78	8,66	12,91	5L		30
	4.500	114,3	0,203	5,16	9,32	13,99	5L		
	4.500	114,3	0,219	5,56	10,01	14,91	5L		
	4.500	114,3	0,237	6,02	10,79	16,07	5L	STD	40
	4.500	114,3	0,250	6,35	11,35	16,90	5L		
4.500	114,3	0,281	7,14	12,66	18,87	5L			
4.500	114,3	0,312	7,92	13,96	20,78	5L			

dimensions and weights of steel pipe ASME B 36.10M-1996

Diamètre nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces mm	Épaisseur Wall thickness Pouces mm	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Specif. API	Épaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule			
4	4.500	114,3	0,337	8,56	14,98	22,32	5L	XS	80
	4.500	114,3	0,438	11,13	19,00	28,32	5L		120
	4.500	114,3	0,531	13,49	22,51	33,54	5L		160
	4.500	114,3	0,674	17,12	27,54	41,03	5L	XXS	
	4.500	114,3	0,083	2,11	4,86	7,24	5L		
	4.500	114,3	0,109	2,77	6,36	9,47	-		5
	4.500	114,3	0,125	3,18	7,26	10,83	5L		
	4.500	114,3	0,134	3,40	7,77	11,57	-		10
	4.500	114,3	0,156	3,96	9,01	13,41	5L		
	4.500	114,3	0,188	4,78	10,79	16,09	5L		
	4.500	114,3	0,219	5,56	12,50	18,61	5L	STD	40
	4.500	114,3	0,258	6,55	14,62	21,77	5L		
5	5.563	141,3	0,281	7,14	15,85	23,62	5L		
	5.563	141,3	0,312	7,92	17,50	26,05	5L		
	5.563	141,3	0,344	8,74	19,17	28,57	5L	XS	80
	5.563	141,3	0,375	9,53	20,78	30,97	5L		120
	5.563	141,3	0,500	12,70	27,04	40,28	5L		
	5.563	141,3	0,625	15,88	32,96	49,11	5L		160
	5.563	141,3	0,083	2,11	5,80	8,65	5L	XXS	
	5.563	141,3	0,109	2,77	7,59	11,31	5L		5
	5.563	141,3	0,125	3,18	8,68	12,95	5L		
	5.563	141,3	0,134	3,40	9,29	13,84	-		10
	5.563	141,3	0,141	3,58	9,76	14,54	5L		
	5.563	141,3	0,156	3,96	10,78	16,05	5L		
6	6.625	168,3	0,172	4,37	11,85	17,67	5L		
	6.625	168,3	0,188	4,78	12,92	19,27	5L		
	6.625	168,3	0,203	5,16	13,92	20,76	5L		
	6.625	168,3	0,219	5,56	14,98	22,31	5L		
	6.625	168,3	0,250	6,35	17,02	25,36	5L		
	6.625	168,3	0,280	7,11	18,97	28,26	5L	STD	40
	6.625	168,3	0,312	7,92	21,04	31,32	5L		
	6.625	168,3	0,344	8,74	23,08	34,39	5L		
	6.625	168,3	0,375	9,53	25,03	37,31	5L		
	6.625	168,3	0,432	10,97	28,57	42,56	5L	XS	80
	6.625	168,3	0,500	12,70	32,71	48,73	5L		
	6.625	168,3	0,562	14,27	36,39	54,20	5L		
6.625	168,3	0,625	15,88	40,05	59,69	5L		120	

dimensions et masses des tubes acier

ASME B 36.10 M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces Inches	Épaisseur Wall thickness Pouces mm	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Specif. API	Épaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule			
6	6.625	1.68,3	0.719	18,26	45,35	67,56	5L		160
	6.625	1.68,3	0.750	19,05	47,06	70,11	5L		
	6.625	1.68,3	0.864	21,95	53,16	79,22	5L	XXS	
	6.625	1.68,3	0.875	22,23	53,73	80,07	5L		
	6.625	2.19,1	0.109	2,77	9,93	14,79	-		5
	6.625	2.19,1	0.125	3,18	11,35	16,93	5L		
	6.625	2.19,1	0.148	3,76	13,40	19,96	-		10
	6.625	2.19,1	0.156	3,96	14,11	21,01	5L		
	6.625	2.19,1	0.188	4,78	16,94	25,26	5L		
	6.625	2.19,1	0.203	5,16	18,26	27,22	5L		
	6.625	2.19,1	0.219	5,56	19,66	29,28	5L		20
	6.625	2.19,1	0.250	6,35	22,36	33,31	5L		
	6.625	2.19,1	0.277	7,04	24,70	36,81	5L		30
	6.625	2.19,1	0.312	7,92	27,70	41,24	5L		
	6.625	2.19,1	0.322	8,18	28,55	42,55	5L	STD	40
	8	8.625	2.19,1	0.344	8,74	30,42	45,34	5L	
8.625		2.19,1	0.375	9,53	33,04	49,25	5L		60
8.625		2.19,1	0.438	11,13	38,30	57,08	5L		
8.625		2.19,1	0.500	12,70	43,39	64,64	5L	XS	80
8.625		2.19,1	0.562	14,27	48,40	72,08	5L		
8.625		2.19,1	0.594	15,09	50,95	75,92	-		100
8.625		2.19,1	0.625	15,88	53,40	79,58	5L		
8.625		2.19,1	0.719	18,26	60,71	90,44	5L		120
8.625		2.19,1	0.750	19,05	63,08	93,98	5L		
8.625		2.19,1	0.812	20,62	67,76	100,92	5L	XXS	140
8.625		2.19,1	0.875	22,23	72,42	107,92	5L		
8.625		2.19,1	0.906	23,01	74,69	111,27	-		160
8.625		2.19,1	1.000	25,40	81,44	121,33	5L		
10.750		2.73,0	0.134	3,40	11,59	22,63	-		5
10.750		2.73,0	0.156	3,96	13,65	26,28	5L		
10.750		2.73,0	0.165	4,19	14,65	27,78	-		10
10.750	2.73,0	0.188	4,78	16,65	31,63	5L			
10.750	2.73,0	0.203	5,16	18,26	34,09	5L			
10.750	2.73,0	0.219	5,56	19,66	36,88	5L			
10.750	2.73,0	0.250	6,35	22,36	41,77	5L		20	
10.750	2.73,0	0.279	7,09	24,70	45,51	5L			
10.750	2.73,0	0.307	7,80	27,04	49,25	5L		30	

dimensions and weights of steel pipe

ASME B 36.10 M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces Inches	Épaisseur Wall thickness Pouces mm	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Specif. API	Épaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule			
10	10.750	2.73,0	0.344	8,74	38,23	56,98	5L		
	10.750	2.73,0	0.365	9,27	40,48	60,31	5L	STD	40
	10.750	2.73,0	0.438	11,13	48,24	71,90	5L		
	10.750	2.73,0	0.500	12,70	54,74	81,55	5L	XS	60
	10.750	2.73,0	0.562	14,27	61,15	91,08	5L		
	10.750	2.73,0	0.594	15,09	64,43	96,01	-		80
	10.750	2.73,0	0.625	15,88	67,58	100,73	5L		
	10.750	2.73,0	0.719	18,26	77,03	114,75	5L		100
	10.750	2.73,0	0.812	20,62	86,18	128,38	5L		
	10.750	2.73,0	0.844	21,44	89,29	133,06	-		120
	10.750	2.73,0	0.875	22,23	92,28	137,52	5L		
	10.750	2.73,0	0.938	23,83	98,30	146,48	5L		
	10.750	2.73,0	1.000	25,40	104,13	155,15	5L	XXS	140
	10.750	2.73,0	1.125	28,58	115,64	172,33	-		160
	10.750	2.73,0	1.250	31,75	126,83	188,97	5L		
	12	12.750	3.23,8	0.156	3,96	13,65	26,28	-	
12.750		3.23,8	0.172	4,37	15,11	29,28	5L		
12.750		3.23,8	0.180	4,57	15,88	30,98	5L		10
12.750		3.23,8	0.188	4,78	16,65	32,62	5L		
12.750		3.23,8	0.203	5,16	17,65	34,93	5L		
12.750		3.23,8	0.250	6,35	22,36	43,73	5L		20
12.750		3.23,8	0.281	7,14	25,40	49,25	5L		
12.750		3.23,8	0.312	7,92	28,55	55,77	5L		
12.750		3.23,8	0.330	8,38	30,98	60,31	5L		30
12.750		3.23,8	0.344	8,74	32,62	64,64	5L	STD	40
12.750		3.23,8	0.406	10,31	38,23	79,73	5L		
12.750		3.23,8	0.438	11,13	40,48	84,84	5L		
12.750		3.23,8	0.500	12,70	48,24	100,73	5L	XS	60
12.750		3.23,8	0.562	14,27	54,74	114,75	5L		
12.750		3.23,8	0.688	17,48	67,58	140,62	5L		80
12.750		3.23,8	0.750	19,05	74,69	155,15	5L		
12.750	3.23,8	0.812	20,62	81,44	169,67	5L			
12.750	3.23,8	0.844	21,44	84,84	176,33	5L		100	
12.750	3.23,8	0.875	22,23	88,24	183,06	5L			
12.750	3.23,8	0.938	23,83	94,25	199,25	5L		120	

dimensions et masses des tubes acier

ASME B 36.10 M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces mm	Épaisseur Wall thickness Pouces mm	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Specif. API	Épaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule			
12	12.750	323.8	1.000	25.40	125.49	186.97	5L	XXS	120
	12.750	323.8	1.062	26.97	132.57	197.48	5L		
	12.750	323.8	1.125	28.58	139.67	208.14	5L		140
	12.750	323.8	1.250	31.75	153.53	228.74	5L		
	12.750	323.8	1.312	33.32	160.27	238.76	-		160
	14.000	355.6	0.156	3.96	23.07	34.36	-		5
	14.000	355.6	0.188	4.78	27.73	41.35	5L		
	14.000	355.6	0.203	5.16	29.91	44.59	5L		
	14.000	355.6	0.210	5.33	30.93	46.04	5L		
	14.000	355.6	0.219	5.56	32.23	47.99	5L		10
	14.000	355.6	0.250	6.35	36.71	54.69	5L		
	14.000	355.6	0.281	7.14	41.17	61.35	5L		20
14.000	355.6	0.312	7.92	45.61	67.90	5L			
14.000	355.6	0.344	8.74	50.17	74.76	5L			
14.000	355.6	0.375	9.53	54.57	81.33	5L	STD	30	
14.000	355.6	0.406	10.31	58.94	87.79	5L			
14.000	355.6	0.438	11.13	63.44	94.55	5L		40	
14.000	355.6	0.469	11.91	67.78	100.94	5L			
14.000	355.6	0.500	12.70	72.09	107.39	5L			
14.000	355.6	0.562	14.27	80.66	120.11	5L	XS		
14.000	355.6	0.594	15.09	85.05	126.71	-		60	
14.000	355.6	0.625	15.88	89.28	133.03	5L			
14.000	355.6	0.688	17.48	97.81	145.75	5L			
14.000	355.6	0.750	19.05	106.13	158.10	5L		80	
14.000	355.6	0.812	20.62	114.37	170.33	5L			
14.000	355.6	0.875	22.23	122.65	182.75	5L			
14.000	355.6	0.938	23.83	130.85	194.96	5L		100	
14.000	355.6	1.000	25.40	138.84	206.83	5L			
14.000	355.6	1.062	26.97	146.74	218.57	5L			
14.000	355.6	1.094	27.79	150.79	224.55	-		120	
14.000	355.6	1.125	28.58	154.69	230.48	5L			
14.000	355.6	1.250	31.75	170.21	253.56	5L		140	
14.000	355.6	1.406	35.71	189.11	281.83	-		160	
14.000	355.6	2.000	50.80	256.32	381.83	-			
14.000	355.6	2.125	53.98	269.50	401.50	-			
14.000	355.6	2.200	55.88	277.25	413.01	-			
14.000	355.6	2.500	63.50	307.05	457.40	-			

dimensions and weights of steel pipe

ASME B 36.10 M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces mm	Épaisseur Wall thickness Pouces mm	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Specif. API	Épaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule			
16	16.000	406.4	0.165	4.19	27.90	41.56	-		5
	16.000	406.4	0.188	4.78	31.75	47.34	5L		
	16.000	406.4	0.203	5.16	34.25	51.06	5L		
	16.000	406.4	0.219	5.56	36.91	54.96	5L		
	16.000	406.4	0.250	6.35	42.05	62.64	5L		10
	16.000	406.4	0.281	7.14	47.17	70.30	5L		
	16.000	406.4	0.312	7.92	52.27	77.83	5L		20
	16.000	406.4	0.344	8.74	57.52	85.71	5L		
	16.000	406.4	0.375	9.53	62.58	93.27	5L	STD	30
	16.000	406.4	0.406	10.31	67.62	100.70	5L		
	16.000	406.4	0.438	11.13	72.80	108.49	5L		
	16.000	406.4	0.469	11.91	77.79	115.86	5L		40
16.000	406.4	0.500	12.70	82.77	123.30	5L	XS		
16.000	406.4	0.562	14.27	92.66	137.99	5L			
16.000	406.4	0.625	15.88	102.63	152.93	5L		60	
16.000	406.4	0.656	16.66	107.50	160.12	-			
16.000	406.4	0.688	17.48	112.51	167.65	5L			
16.000	406.4	0.750	19.05	122.15	181.97	5L		80	
16.000	406.4	0.812	20.62	131.71	196.16	5L			
16.000	406.4	0.844	21.44	136.61	203.53	-			
16.000	406.4	0.938	23.83	150.89	224.82	5L			
16.000	406.4	1.000	25.40	160.20	238.64	5L		100	
16.000	406.4	1.031	26.19	164.82	245.56	-			
16.000	406.4	1.062	26.97	169.43	252.35	5L			
16.000	406.4	1.125	28.58	178.72	266.28	5L			
16.000	406.4	1.188	30.18	187.93	280.00	5L		120	
16.000	406.4	1.219	30.96	192.43	286.64	-			
16.000	406.4	1.250	31.75	196.91	293.33	5L			
16.000	406.4	1.438	36.33	223.64	333.19	-		140	
16.000	406.4	1.594	40.49	245.25	365.35	-		160	
18.000	457.0	0.165	4.19	31.43	46.81	5L		5	
18.000	457.0	0.188	4.78	35.76	53.31	5L			
18.000	457.0	0.219	5.56	41.59	61.90	5L		10	
18.000	457.0	0.250	6.35	47.39	70.57	5L			
18.000	457.0	0.281	7.14	53.18	79.21	5L			
18.000	457.0	0.312	7.92	58.94	87.71	5L		20	
18.000	457.0	0.344	8.74	64.87	96.61	5L			

dimensions et masses des tubes acier

ASME B 36.10M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces Inches	Épaisseur Wall thickness Pouces Inches	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Specif. API	Épaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule			
18	18.000	4.57	0.375	9.53	70.59	105.16	5L	STD	
	18.000	4.57	0.406	10.31	76.29	113.57	5L		
	18.000	4.57	0.438	11.13	82.15	122.38	5L		30
	18.000	4.57	0.469	11.91	87.81	130.72	5L		
	18.000	4.57	0.500	12.70	93.45	139.15	5L	XS	
	18.000	4.57	0.562	14.27	104.67	155.80	5L		40
	18.000	4.57	0.625	15.88	115.98	172.74	5L		
	18.000	4.57	0.688	17.48	127.21	189.46	5L		
	18.000	4.57	0.750	19.05	138.17	205.74	5L		60
	18.000	4.57	0.812	20.62	149.06	221.89	5L		
	18.000	4.57	0.938	23.83	170.92	254.55	5L		80
	18.000	4.57	1.000	25.40	181.56	270.34	5L		
18.000	4.57	1.062	26.97	192.11	286.00	5L			
18.000	4.57	1.125	28.58	202.75	301.94	5L			
18.000	4.57	1.156	29.36	207.96	309.62	5L		100	
18.000	4.57	1.188	30.18	213.31	317.66	5L			
18.000	4.57	1.250	31.75	223.61	332.95	5L			
18.000	4.57	1.375	34.93	244.14	363.56	5L		120	
18.000	4.57	1.562	39.67	274.22	408.26	5L		140	
18.000	4.57	1.781	45.24	308.50	459.37	5L		160	
20.000	5.08	0.188	4.78	39.78	59.25	5L		5	
20.000	5.08	0.219	5.56	46.27	68.89	5L			
20.000	5.08	0.250	6.35	52.73	78.55	5L		10	
20.000	5.08	0.281	7.14	59.18	88.19	5L			
20.000	5.08	0.312	7.92	65.60	97.67	5L			
20.000	5.08	0.344	8.74	78.60	117.15	5L	STD	20	
20.000	5.08	0.375	9.53	84.96	126.53	5L			
20.000	5.08	0.406	10.31	91.51	136.37	5L			
20.000	5.08	0.438	11.13	97.83	145.70	5L			
20.000	5.08	0.469	11.91	104.13	155.12	5L	XS	30	
20.000	5.08	0.500	12.70	116.67	173.74	5L			
20.000	5.08	0.562	14.27	131.11	192.71	5L		40	
20.000	5.08	0.594	15.09	141.90	211.44	5L			
20.000	5.08	0.625	15.88	154.19	229.70	5L			
20.000	5.08	0.688	17.48	171.90	257.01	5L			
20.000	5.08	0.750	19.05	191.90	285.88	5L			
20.000	5.08	0.812	20.62	213.31	317.66	5L		60	

dimensions and weights of steel pipe

ASME B 36.10M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces Inches	Épaisseur Wall thickness Pouces Inches	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification				
				Specif. API	Épaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule		
20	20.000	5.08	0.875	22.23	178.72	266.29	5L	
	20.000	5.08	0.938	23.83	190.96	284.52	5L	
	20.000	5.08	1.000	25.40	202.92	302.28	5L	
	20.000	5.08	1.031	26.19	208.87	311.17	5L	
	20.000	5.08	1.062	26.97	214.80	319.92	5L	
	20.000	5.08	1.125	28.58	226.78	337.89	5L	
	20.000	5.08	1.188	30.18	238.68	355.61	5L	
	20.000	5.08	1.250	31.75	250.31	372.88	5L	
	20.000	5.08	1.281	32.54	256.10	381.53	5L	
	20.000	5.08	1.312	33.32	261.86	390.03	5L	
	20.000	5.08	1.375	34.93	273.51	407.49	5L	
	20.000	5.08	1.500	38.10	296.37	441.49	5L	
20.000	5.08	1.750	44.45	341.09	508.11	5L		
20.000	5.08	1.969	50.01	379.17	564.81	5L		
22.000	5.59	0.188	4.78	43.80	65.24	5L		5
22.000	5.59	0.219	5.56	50.94	75.88	5L		
22.000	5.59	0.250	6.35	58.07	86.54	5L		10
22.000	5.59	0.281	7.14	65.18	97.17	5L		
22.000	5.59	0.312	7.92	72.27	107.63	5L		
22.000	5.59	0.344	8.74	79.56	118.60	5L		20
22.000	5.59	0.375	9.53	86.61	129.13	5L		
22.000	5.59	0.406	10.31	93.63	139.50	5L		
22.000	5.59	0.438	11.13	100.86	150.37	5L		
22.000	5.59	0.469	11.91	107.85	160.68	5L		
22.000	5.59	0.500	12.70	114.81	171.09	5L	XS	30
22.000	5.59	0.562	14.27	128.67	191.69	5L		
22.000	5.59	0.625	15.88	142.68	212.69	5L		
22.000	5.59	0.688	17.48	156.60	233.43	5L		
22.000	5.59	0.750	19.05	170.21	253.65	5L		
22.000	5.59	0.812	20.62	183.75	273.76	5L		
22.000	5.59	0.875	22.23	197.41	294.25	5L		60
22.000	5.59	0.938	23.83	211.00	314.49	5L		
22.000	5.59	1.000	25.40	224.28	334.23	5L		
22.000	5.59	1.062	26.97	237.48	353.84	5L		
22.000	5.59	1.125	28.58	250.81	373.83	5L		80
22.000	5.59	1.188	30.18	264.06	393.57	5L		
22.000	5.59	1.250	31.75	277.01	412.81	5L		
22.000	5.59	1.312	33.32	289.88	431.94	5L		

dimensions et masses
des tubes acier
ASME B 36.10M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces mm	Épaisseur Wall thickness Pouces mm	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Spécif. API	Épousseur W. I. STD XS XXS	Schedule			
22	22.000	5.59	1.375	34.93	302.88	451.42	5L		100
	22.000	5.59	1.438	36.53	315.79	470.66	5L		
	22.000	5.59	1.500	38.10	328.41	489.41	5L		
	22.000	5.59	1.625	41.28	353.61	527.02	-		120
	22.000	5.59	1.875	47.63	403.00	600.63	-		140
	22.000	5.59	2.125	53.98	451.06	672.26	-		160
	24.000	6.10	0.250	5.54	55.37	82.47	-		5
	24.000	6.10	0.281	6.35	63.41	94.53	5L		10
	24.000	6.10	0.312	7.14	71.18	106.15	5L		
	24.000	6.10	0.344	7.92	78.93	117.59	5L		
	24.000	6.10	0.375	8.74	86.91	129.59	5L		
	24.000	6.10	0.406	9.53	94.62	141.12	5L	STD	20
	24.000	6.10	0.438	10.31	102.31	152.47	5L		
	24.000	6.10	0.469	11.13	110.22	164.37	5L		
	24.000	6.10	0.500	11.91	117.86	175.66	5L		
	24.000	6.10	0.562	12.70	125.49	187.06	5L		30
24.000	6.10	0.625	13.58	133.16	198.54	5L			
24.000	6.10	0.688	14.46	140.68	209.64	5L			
24.000	6.10	0.750	15.34	148.14	220.94	5L			
24.000	6.10	0.812	16.22	155.54	232.66	5L			
24.000	6.10	0.875	17.10	162.88	244.76	5L			
24.000	6.10	0.938	17.98	170.16	257.26	5L			
24.000	6.10	1.000	18.86	177.39	270.11	5L			
24.000	6.10	1.062	19.74	184.56	283.26	5L			
24.000	6.10	1.125	20.62	191.68	296.74	5L			
24.000	6.10	1.188	21.50	198.74	310.56	5L			
24.000	6.10	1.250	22.38	205.74	324.74	5L			
24.000	6.10	1.312	23.26	212.68	339.26	5L			
24.000	6.10	1.375	24.14	219.56	354.14	5L			
24.000	6.10	1.438	25.02	226.38	369.38	5L			
24.000	6.10	1.500	25.90	233.14	384.98	5L			
24.000	6.10	1.531	26.78	239.84	400.94	5L			
24.000	6.10	1.562	27.66	246.48	417.26	5L			
24.000	6.10	1.812	31.14	281.14	494.14	5L		80	
24.000	6.10	2.062	35.62	325.82	587.82	5L			
24.000	6.10	2.344	39.54	369.54	679.54	5L			

dimensions and weights
of steel pipe
ASME B 36.10M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces mm	Épaisseur Wall thickness Pouces mm	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Spécif. API	Épousseur W. I. STD XS XXS	Schedule			
26	26.000	6.60	0.250	6.35	68.75	102.36	5L		
	26.000	6.60	0.281	7.14	77.18	114.95	5L		
	26.000	6.60	0.312	7.92	85.60	127.36	5L		10
	26.000	6.60	0.344	8.74	94.26	140.37	5L		
	26.000	6.60	0.375	9.53	102.63	152.87	5L	STD	
	26.000	6.60	0.406	10.31	110.98	165.18	5L		
	26.000	6.60	0.438	11.13	119.57	178.09	5L		
	26.000	6.60	0.469	11.91	127.88	190.34	5L		
	26.000	6.60	0.500	12.70	136.17	202.72	5L		
	26.000	6.60	0.562	14.27	152.68	227.23	5L		
	26.000	6.60	0.625	15.88	169.38	252.24	5L		
	26.000	6.60	0.688	17.48	185.99	276.96	5L		
	26.000	6.60	0.750	19.05	202.25	301.10	5L		
	26.000	6.60	0.812	20.62	218.43	325.12	5L		
	26.000	6.60	0.875	22.23	234.79	349.62	5L		
	26.000	6.60	0.938	23.83	251.07	373.84	5L		
26.000	6.60	1.000	25.40	267.00	397.49	5L			
28.000	7.11	0.250	6.35	74.09	110.34	5L			
28.000	7.11	0.281	7.14	83.19	123.93	5L			
28.000	7.11	0.312	7.92	92.26	137.32	5L			
28.000	7.11	0.344	8.74	101.61	151.36	5L			
28.000	7.11	0.375	9.53	110.64	164.85	5L			
28.000	7.11	0.406	10.31	119.65	178.15	5L			
28.000	7.11	0.438	11.13	128.93	192.09	5L			
28.000	7.11	0.469	11.91	137.90	205.32	5L			
28.000	7.11	0.500	12.70	146.85	218.69	5L			
28.000	7.11	0.562	14.27	164.69	245.18	5L			
28.000	7.11	0.625	15.88	182.73	271.21	5L			
28.000	7.11	0.688	17.48	200.68	298.95	5L			
28.000	7.11	0.750	19.05	218.27	325.06	5L			
28.000	7.11	0.812	20.62	235.78	351.05	5L			
28.000	7.11	0.875	22.23	253.48	377.58	5L			
28.000	7.11	0.938	23.83	271.10	403.81	5L			
28.000	7.11	1.000	25.40	288.36	429.44	5L			
30.000	7.62	0.250	6.35	79.43	118.33	5L			
30.000	7.62	0.281	7.14	89.19	132.91	5L			
30.000	7.62	0.312	7.92	98.93	147.28	5L			
30.000	7.62	0.344	8.74	108.95	162.35	5L		10	

dimensions et masses
des tubes acier

ASME B 36.10 M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces Inches	Epaisseur Wall thickness Pouces Inches	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Specif. API	Epaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule			
30	30.000	762	0.375	9.53	118.65	176.84	5L	STD	
	30.000	762	0.406	10.31	128.32	191.11	5L		
	30.000	762	0.438	11.13	138.29	206.09	5L		
	30.000	762	0.469	11.91	147.92	220.30	5L		
	30.000	762	0.500	12.70	157.53	234.67	5L	XS	20
	30.000	762	0.562	14.27	176.69	263.12	5L		
	30.000	762	0.625	15.88	196.08	292.18	5L		30
	30.000	762	0.688	17.48	215.38	320.93	5L		
	30.000	762	0.750	19.05	234.29	349.02	5L		
	30.000	762	0.812	20.62	253.12	376.98	5L		
	30.000	762	0.875	22.23	272.17	405.54	5L		
	30.000	762	0.938	23.83	291.14	433.78	5L		
30.000	762	1.000	25.40	309.72	461.38	5L			
30.000	762	1.125	28.58	346.93	516.90	5L			
30.000	762	1.062	26.97	328.22	488.85	5L			
30.000	762	1.188	30.18	365.56	544.65	5L			
30.000	762	1.250	31.75	383.81	571.75	5L			
32.000	813	0.250	6.35	84.77	126.31	5L			
32.000	813	0.281	7.14	95.19	141.89	5L		10	
32.000	813	0.312	7.92	105.59	157.24	5L			
32.000	813	0.344	8.74	116.30	173.34	5L			
32.000	813	0.375	9.53	126.66	188.82	5L	STD		
32.000	813	0.406	10.31	136.99	204.08	5L			
32.000	813	0.438	11.13	147.64	220.08	5L			
32.000	813	0.469	11.91	157.94	235.28	5L			
32.000	813	0.500	12.70	168.21	250.64	5L	XS	20	
32.000	813	0.562	14.27	188.70	281.07	5L			
32.000	813	0.625	15.88	209.43	312.15	5L		30	
32.000	813	0.688	17.48	230.08	342.91	5L		40	
32.000	813	0.750	19.05	250.31	372.98	5L			
32.000	813	0.812	20.62	270.47	402.92	5L			
32.000	813	0.875	22.23	290.86	433.49	5L			
32.000	813	0.938	23.83	311.17	463.75	5L			
32.000	813	1.000	25.40	331.08	493.32	5L			
32.000	813	1.062	26.97	350.90	522.77	5L			
32.000	813	1.125	28.58	370.96	552.85	5L			
32.000	813	1.188	30.18	390.94	582.61	5L			
32.000	813	1.250	31.75	410.51	611.68	5L			

dimensions and weights
of steel pipe

ASME B 36.10 M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces Inches	Epaisseur Wall thickness Pouces Inches	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification				
				Specif. API	Epaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule		
34	34.000	864	0.250	6.35	90.11	134.30	5L	
	34.000	864	0.281	7.14	101.19	150.87	5L	
	34.000	864	0.312	7.92	112.25	167.20	5L	
	34.000	864	0.344	8.74	123.65	184.33	5L	
	34.000	864	0.375	9.53	134.67	200.31	5L	STD
	34.000	864	0.406	10.31	145.67	217.05	5L	
	34.000	864	0.438	11.13	157.00	234.08	5L	
	34.000	864	0.469	11.91	167.95	250.26	5L	
	34.000	864	0.500	12.70	178.89	266.61	5L	XS
	34.000	864	0.562	14.27	200.70	299.02	5L	
	34.000	864	0.625	15.88	222.78	332.12	5L	
	34.000	864	0.688	17.48	244.77	364.90	5L	
34.000	864	0.750	19.05	266.33	396.93	5L		
34.000	864	0.812	20.62	287.81	428.85	5L		
34.000	864	0.875	22.23	309.55	461.45	5L		
34.000	864	0.938	23.83	331.21	493.72	5L		
34.000	864	1.000	25.40	352.44	525.27	5L		
34.000	864	1.062	26.97	373.59	556.69	5L		
34.000	864	1.125	28.58	394.99	588.79	5L		
34.000	864	1.188	30.18	416.31	620.56	5L		
34.000	864	1.250	31.75	437.21	651.61	5L		
36.000	914	0.250	6.35	95.45	142.13	5L		
36.000	914	0.281	7.14	107.20	159.67	5L		
36.000	914	0.312	7.92	118.92	176.96	5L		10
36.000	914	0.344	8.74	131.00	195.11	5L		
36.000	914	0.375	9.53	142.68	212.56	5L	STD	
36.000	914	0.406	10.31	154.34	229.76	5L		
36.000	914	0.438	11.13	166.35	247.31	5L		
36.000	914	0.469	11.91	177.97	264.94	5L		
36.000	914	0.500	12.70	189.57	282.27	5L		20
36.000	914	0.562	14.27	212.70	316.11	5L	XS	
36.000	914	0.625	15.88	236.13	351.70	5L		30
36.000	914	0.688	17.48	259.47	386.45	5L		
36.000	914	0.750	19.05	282.35	420.42	5L		
36.000	914	0.812	20.62	305.16	454.27	5L		40
36.000	914	0.875	22.23	328.24	488.86	5L		
36.000	914	0.938	23.83	351.25	523.11	5L		
36.000	914	1.000	25.40	373.80	556.59	5L		

dimensions et masses des tubes acier

ASME B 36.10M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces Inches	mm	Epaisseur Wall thickness Pouces Inches	mm	Masse Weight lb/ft kg/m	Specif. Appl	Identification	
							Epaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule
36	36.000	914	1.062	26.97	396.27	589.95	5L	
	36.000	914	1.125	28.58	419.02	624.03	5L	
	36.000	914	1.188	30.18	441.69	657.77	5L	
	36.000	914	1.250	31.75	463.91	690.76	5L	
	38.000	965	0.312	7.92	125.58	186.92	5L	
	38.000	965	0.344	8.74	138.35	206.10	5L	STD
	38.000	965	0.375	9.53	150.69	224.54	5L	
	38.000	965	0.406	10.31	163.01	242.72	5L	
	38.000	965	0.438	11.13	175.71	261.80	5L	
	38.000	965	0.469	11.91	187.99	279.92	5L	
	38.000	965	0.500	12.70	200.25	298.24	5L	XS
	38.000	965	0.562	14.27	224.71	334.56	5L	
38	38.000	965	0.625	15.88	249.48	371.68	5L	
	38.000	965	0.688	17.48	274.16	408.43	5L	
	38.000	965	0.750	19.05	298.37	444.38	5L	
	38.000	965	0.812	20.62	322.50	480.21	5L	
	38.000	965	0.875	22.23	346.93	516.82	5L	
	38.000	965	0.938	23.83	371.28	553.08	5L	
	38.000	965	1.000	25.40	395.16	588.53	5L	
	38.000	965	1.062	26.97	418.96	623.87	5L	
	38.000	965	1.125	28.58	443.05	659.97	5L	
	38.000	965	1.188	30.18	467.06	695.73	5L	
	38.000	965	1.250	31.75	490.61	730.69	5L	
	40.000	1016	0.312	7.92	132.25	196.89	5L	
40.000	1016	0.344	8.74	145.69	217.09	5L		
40.000	1016	0.375	9.53	158.70	236.53	5L	STD	
40.000	1016	0.406	10.31	171.68	255.69	5L		
40.000	1016	0.438	11.13	185.06	275.80	5L		
40.000	1016	0.469	11.91	198.01	294.90	5L		
40.000	1016	0.500	12.70	210.93	314.22	5L	XS	
40.000	1016	0.562	14.27	236.71	352.51	5L		
40.000	1016	0.625	15.88	262.83	391.65	5L		
40.000	1016	0.688	17.48	288.86	430.42	5L		
40.000	1016	0.750	19.05	314.39	468.34	5L		
40.000	1016	0.812	20.62	339.84	506.14	5L		
40.000	1016	0.875	22.23	365.62	544.78	5L		
40.000	1016	0.938	23.83	391.32	583.05	5L		
40.000	1016	1.000	25.40	416.52	620.48	5L		
40.000	1016	1.062	26.97	441.64	657.78	5L		

dimensions and weights of steel pipe

ASME B 36.10M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces Inches	mm	Epaisseur Wall thickness Pouces Inches	mm	Masse Weight lb/ft kg/m	Specif. Appl	Identification	
							Epaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule
40	40.000	1016	1.125	28.58	467.08	695.92	5L	
	40.000	1016	1.188	30.18	492.44	733.68	5L	
	40.000	1016	1.250	31.75	517.31	770.62	5L	
	42.000	1067	0.344	8.74	153.04	228.09	5L	
	42.000	1067	0.375	9.53	166.71	248.52	5L	STD
	42.000	1067	0.406	10.31	180.35	268.66	5L	
	42.000	1067	0.438	11.13	194.42	289.80	5L	
	42.000	1067	0.469	11.91	208.03	309.88	5L	
	42.000	1067	0.500	12.70	221.61	330.19	5L	XS
	42.000	1067	0.562	14.27	248.72	370.45	5L	
	42.000	1067	0.625	15.88	276.18	411.62	5L	
	42.000	1067	0.688	17.48	303.55	452.40	5L	
42.000	1067	0.750	19.05	330.41	492.30	5L		
42.000	1067	0.812	20.62	357.19	532.07	5L		
42.000	1067	0.875	22.23	384.31	572.73	5L		
42.000	1067	0.938	23.83	411.35	613.02	5L		
42.000	1067	1.000	25.40	437.88	652.42	5L		
42.000	1067	1.062	26.97	464.32	691.70	5L		
42.000	1067	1.125	28.58	491.11	731.86	5L		
42.000	1067	1.188	30.18	517.82	771.64	5L		
42.000	1067	1.250	31.75	544.01	810.55	5L		
44.000	1118	0.344	8.74	160.39	239.08	5L		
44.000	1118	0.375	9.53	174.72	260.50	5L	STD	
44.000	1118	0.406	10.31	189.03	281.62	5L		
44.000	1118	0.438	11.13	203.78	303.80	5L		
44.000	1118	0.469	11.91	218.04	324.80	5L		
44.000	1118	0.500	12.70	232.29	346.16	5L		
44.000	1118	0.562	14.27	260.72	388.40	5L	XS	
44.000	1118	0.625	15.88	289.53	431.59	5L		
44.000	1118	0.688	17.48	318.25	474.37	5L		
44.000	1118	0.750	19.05	346.43	516.26	5L		
44.000	1118	0.812	20.62	374.53	558.00	5L		
44.000	1118	0.875	22.23	403.00	600.69	5L		
44.000	1118	0.938	23.83	431.39	642.99	5L		
44.000	1118	1.000	25.40	459.24	684.37	5L		
44.000	1118	1.062	26.97	487.01	725.62	5L		
44.000	1118	1.125	28.58	515.14	767.80	5L		
44.000	1118	1.188	30.18	543.19	809.60	5L		
44.000	1118	1.250	31.75	570.71	850.48	5L		

dimensions et masses des tubes acier

ASME B 36.10 M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces Inches	Épaisseur Wall thickness Pouces Inches	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Specif. API	Épaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule			
46	46.000	1.168	0.344	8.74	167.74	249.85	5L		
	46.000	1.168	0.375	9.53	182.73	272.25	5L	STD	
	46.000	1.168	0.406	10.31	197.70	294.34	5L		
	46.000	1.168	0.438	11.13	213.13	317.52	5L		
	46.000	1.168	0.469	11.91	228.06	339.54	5L		
	46.000	1.168	0.500	12.70	242.97	351.82	5L	XS	
	46.000	1.168	0.562	14.27	272.73	406.00	5L		
	46.000	1.168	0.625	15.88	302.88	451.17	5L		
	46.000	1.168	0.688	17.48	332.95	495.94	5L		
	46.000	1.168	0.750	19.05	362.45	539.76	5L		
	46.000	1.168	0.812	20.62	391.88	583.43	5L		
	46.000	1.168	0.875	22.23	421.69	628.10	5L		
46.000	1.168	0.938	23.83	451.42	672.37	5L		STD	
46.000	1.168	1.000	25.40	480.60	715.68	5L			
46.000	1.168	1.062	26.97	509.69	758.88	5L			
46.000	1.168	1.125	28.58	539.17	803.04	5L			
46.000	1.168	1.188	30.18	568.57	846.81	5L			
46.000	1.168	1.250	31.75	597.41	889.63	5L			
48.000	1.219	0.344	8.74	175.08	260.85	5L			
48.000	1.219	0.375	9.53	190.74	284.24	5L		STD	
48.000	1.219	0.406	10.31	206.37	307.30	5L			
48.000	1.219	0.438	11.13	222.49	331.52	5L			
48.000	1.219	0.469	11.91	238.08	354.52	5L			
48.000	1.219	0.500	12.70	253.65	377.79	5L		XS	
48.000	1.219	0.562	14.27	284.73	423.94	5L			
48.000	1.219	0.625	15.88	316.23	471.14	5L			
48.000	1.219	0.688	17.48	347.64	517.92	5L			
48.000	1.219	0.750	19.05	378.47	563.70	5L			
48.000	1.219	0.812	20.62	409.22	609.36	5L			
48.000	1.219	0.875	22.23	440.38	656.06	5L			
48.000	1.219	0.938	23.83	471.46	702.34	5L			
48.000	1.219	1.000	25.40	501.96	747.83	5L			
48.000	1.219	1.062	26.97	532.38	792.80	5L			
48.000	1.219	1.125	28.58	563.20	838.99	5L			
48.000	1.219	1.188	30.18	593.94	884.77	5L			
48.000	1.219	1.250	31.75	624.11	929.56	5L			
52.000	1.321	0.375	9.53	206.76	308.21	5L		STD	
52.000	1.321	0.406	10.31	223.72	333.24	5L			
52.000	1.321	0.438	11.13	241.20	359.51	5L			

dimensions and weights of steel pipe

ASME B 36.10 M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Pouces Inches	Épaisseur Wall thickness Pouces Inches	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification				
				Specif. API	Épaisseur W.T. STD XS XXS	Schedule		
52	52.000	1.321	0.469	11.91	258.11	384.48	5L	
	52.000	1.321	0.500	12.70	275.01	409.64	5L	XS
	52.000	1.321	0.562	14.27	308.74	459.84	5L	
	52.000	1.321	0.625	15.88	342.93	511.09	5L	
	52.000	1.321	0.688	17.48	377.03	561.89	5L	
	52.000	1.321	0.750	19.05	410.51	611.62	5L	
	52.000	1.321	0.812	20.62	443.91	661.23	5L	
	52.000	1.321	0.875	22.23	477.76	711.98	5L	
	52.000	1.321	0.938	23.83	511.53	762.28	5L	
	52.000	1.321	1.000	25.40	544.68	811.52	5L	
	52.000	1.321	1.062	26.97	577.75	860.63	5L	
	52.000	1.321	1.125	28.58	611.26	910.88	5L	
52.000	1.321	1.188	30.18	644.69	960.68	5L		
52.000	1.321	1.250	31.75	677.51	1009.42	5L		
56.000	1.422	0.375	9.53	222.78	331.94	5L		
56.000	1.422	0.406	10.31	241.06	358.91	5L		
56.000	1.422	0.438	11.13	259.91	387.24	5L		
56.000	1.422	0.469	11.91	278.15	414.14	5L		
56.000	1.422	0.500	12.70	296.37	441.37	5L		
56.000	1.422	0.562	14.27	332.75	495.38	5L		
56.000	1.422	0.625	15.88	369.63	550.54	5L		
56.000	1.422	0.688	17.48	406.42	605.43	5L		
56.000	1.422	0.750	19.05	442.55	659.07	5L		
56.000	1.422	0.812	20.62	478.60	712.59	5L		
56.000	1.422	0.875	22.23	515.14	767.94	5L		
56.000	1.422	0.938	23.83	551.60	821.63	5L		
56.000	1.422	1.000	25.40	587.40	875.78	5L		
56.000	1.422	1.062	26.97	623.12	927.81	5L		
56.000	1.422	1.125	28.58	659.32	982.06	5L		
56.000	1.422	1.188	30.18	695.45	1035.85	5L		
56.000	1.422	1.250	31.75	730.91	1088.50	5L		
60.000	1.524	0.375	9.53	238.80	355.92	5L		
60.000	1.524	0.406	10.31	258.40	384.85	5L		
60.000	1.524	0.438	11.13	278.62	414.23	5L		
60.000	1.524	0.469	11.91	298.19	444.10	5L		
60.000	1.524	0.500	12.70	317.73	473.31	5L		
60.000	1.524	0.562	14.27	356.76	531.27	5L		
60.000	1.524	0.625	15.88	396.33	590.58	5L		
60.000	1.524	0.688	17.48	435.81	649.40	5L		

dimensions et masses des tubes acier

ASME B 36.10 M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Inches mm	Épaisseur Wall thickness Inches mm	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Specif. API	Épaisseur W.I. STD XS XXS Schedule				
60	60.000	1.574	0.750	19.05	474.59	706.98	5L		
	60.000	1.574	0.812	20.62	513.29	744.45	5L		
	60.000	1.574	0.875	22.23	552.52	823.26	5L		
	60.000	1.574	0.938	23.83	591.67	881.57	5L		
	60.000	1.574	1.000	25.40	630.12	938.67	5L		
	60.000	1.574	1.062	26.97	668.48	995.64	5L		
	60.000	1.574	1.125	28.58	707.38	1053.95	5L		
	60.000	1.574	1.188	30.18	746.20	1111.76	5L		
	60.000	1.574	1.250	31.75	784.31	1168.36	5L		
	64.000	1.626	0.375	9.53	254.82	379.89	5L		
	64.000	1.626	0.406	10.31	275.75	410.78	5L		
	64.000	1.626	0.438	11.13	297.33	443.23	5L		
64.000	1.626	0.469	11.91	318.22	474.06	5L			
64.000	1.626	0.500	12.70	339.09	505.26	5L			
64.000	1.626	0.562	14.27	380.76	567.16	5L			
64.000	1.626	0.625	15.88	423.03	630.52	5L			
64.000	1.626	0.688	17.48	465.21	693.36	5L			
64.000	1.626	0.812	20.62	547.98	816.32	5L			
64.000	1.626	0.875	22.23	589.90	879.17	5L			
64.000	1.626	0.938	23.83	631.74	941.51	5L			
64.000	1.626	1.000	25.40	672.84	1002.56	5L			
64.000	1.626	1.062	26.97	713.85	1063.48	5L			
64.000	1.626	1.125	28.58	755.44	1125.83	5L			
64.000	1.626	1.188	30.18	796.95	1187.67	5L			
64.000	1.626	1.250	31.75	837.71	1248.23	5L			
64.000	1.626	0.469	11.91	338.26	503.72	5L			
64.000	1.626	0.500	12.70	360.45	536.89	5L			
64.000	1.626	0.562	14.27	404.77	602.71	5L			
64.000	1.626	0.625	15.88	449.73	670.08	5L			
64.000	1.626	0.688	17.48	494.60	736.50	5L			
64.000	1.626	0.750	19.05	538.67	802.35	5L			
64.000	1.626	0.812	20.62	582.66	867.58	5L			
64.000	1.626	0.875	22.23	627.28	934.54	5L			
64.000	1.626	0.938	23.83	671.82	1000.86	5L			
64.000	1.626	1.000	25.40	715.56	1065.82	5L			
68.000	1.727	1.062	26.97	759.22	1130.66	5L			
68.000	1.727	1.125	28.58	803.50	1197.02	5L			
68.000	1.727	1.188	30.18	847.70	1262.84	5L			
68.000	1.727	1.250	31.75	891.11	1327.30	5L			

dimensions and weights of steel pipe

ASME B 36.10 M-1996

Diamètre nominal Nominal size Pouces Inches	Diamètre extérieur Outside diameter Inches mm	Épaisseur Wall thickness Inches mm	Masse Weight lb/ft kg/m	Identification					
				Specif. API	Épaisseur W.I. STD XS XXS Schedule				
72	72.000	1.879	0.500	12.70	381.81	568.83	5L		
	72.000	1.879	0.562	14.27	428.78	638.60	5L		
	72.000	1.879	0.625	15.88	476.43	710.02	5L		
	72.000	1.879	0.688	17.48	523.99	780.87	5L		
	72.000	1.879	0.750	19.05	570.71	850.29	5L		
	72.000	1.879	0.812	20.62	617.35	919.54	5L		
	72.000	1.879	0.875	22.23	664.66	990.46	5L		
	72.000	1.879	0.938	23.83	711.89	1060.80	5L		
	72.000	1.879	1.000	25.40	758.28	1129.71	5L		
	72.000	1.879	1.062	26.97	804.59	1198.49	5L		
	72.000	1.879	1.125	28.58	851.56	1268.91	5L		
	72.000	1.879	1.188	30.18	898.45	1338.75	5L		
72.000	1.879	1.250	31.75	944.51	1407.17	5L			
76.000	1.930	0.500	12.70	403.17	600.46	5L			
76.000	1.930	0.562	14.27	452.79	674.14	5L			
76.000	1.930	0.625	15.88	503.13	749.57	5L			
76.000	1.930	0.688	17.48	553.38	824.40	5L			
76.000	1.930	0.750	19.05	602.75	897.71	5L			
76.000	1.930	0.812	20.62	652.04	970.90	5L			
76.000	1.930	0.875	22.23	702.04	1045.82	5L			
76.000	1.930	0.938	23.83	751.96	1120.16	5L			
76.000	1.930	1.000	25.40	801.00	1192.97	5L			
76.000	1.930	1.062	26.97	849.96	1265.67	5L			
76.000	1.930	1.125	28.58	899.62	1340.09	5L			
76.000	1.930	1.188	30.18	949.20	1413.92	5L			
76.000	1.930	1.250	31.75	997.91	1486.24	5L			
80.000	2.032	0.562	14.27	476.80	710.04	5L			
80.000	2.032	0.625	15.88	529.83	789.51	5L			
80.000	2.032	0.688	17.48	582.77	868.37	5L			
80.000	2.032	0.750	19.05	634.79	945.63	5L			
80.000	2.032	0.812	20.62	686.73	1022.76	5L			
80.000	2.032	0.875	22.23	739.42	1101.74	5L			
80.000	2.032	0.938	23.83	792.03	1180.10	5L			
80.000	2.032	1.000	25.40	843.72	1256.86	5L			
80.000	2.032	1.062	26.97	895.33	1333.50	5L			
80.000	2.032	1.125	28.58	947.68	1411.97	5L			
80.000	2.032	1.188	30.18	999.95	1489.83	5L			
80.000	2.032	1.250	31.75	1051.31	1566.11	5L			

dimensions et masses des tubes en acier inoxydable

Les dimensions sont conformes à l'ANSI/ASME B 36.19 M - 1985
Les masses sont celles des tubes en acier inoxydable TP 304 L (masse volumique 7,9 kg/dm³) ; pour les autres nuances, voir tableau page 1-180

Dia. nominal Nominal pipe size pouces inches	Diamètre extérieur Outside diameter pouces inches		Épaisseur Wall thickness pouces inches		Masse / Weight lb/ft kg/m		Schedule
1/8	0.405	10.3	0.049*	1.24	0.19	0.28	10S
	0.405	10.3	0.068	1.73	0.25	0.37	40S
	0.405	10.3	0.095	2.41	0.32	0.47	80S
1/4	0.540	13.7	0.065*	1.65	0.33	0.49	10S
	0.540	13.7	0.088	2.24	0.43	0.64	40S
	0.540	13.7	0.119	3.02	0.54	0.80	80S
3/8	0.675	17.1	0.065*	1.65	0.43	0.64	10S
	0.675	17.1	0.091	2.31	0.57	0.85	40S
	0.675	17.1	0.126	3.20	0.74	1.10	80S
1/2	0.840	21.3	0.065*	1.65	0.54	0.80	5S
	0.840	21.3	0.083*	2.11	0.68	1.00	10S
	0.840	21.3	0.109	2.77	0.86	1.27	40S
3/4	1.050	26.7	0.065*	1.65	0.69	1.03	5S
	1.050	26.7	0.083*	2.11	0.87	1.29	10S
	1.050	26.7	0.113	2.87	1.14	1.70	40S
1	1.315	33.4	0.065*	1.65	0.87	1.30	5S
	1.315	33.4	0.109*	2.77	1.41	2.11	10S
	1.315	33.4	0.133	3.38	1.69	2.52	40S
1 1/4	1.660	42.2	0.065*	1.65	1.12	1.66	5S
	1.660	42.2	0.109*	2.77	1.82	2.71	10S
	1.660	42.2	0.140	3.56	2.29	3.41	40S
1 1/2	1.900	48.3	0.065*	1.65	1.28	1.91	5S
	1.900	48.3	0.109*	2.77	2.10	3.13	10S
	1.900	48.3	0.145	3.68	2.74	4.08	40S
2	2.375	60.3	0.065*	1.65	1.61	2.40	5S
	2.375	60.3	0.109*	2.77	2.66	3.96	10S
	2.375	60.3	0.154	3.91	3.68	5.47	40S
2 1/2	2.875	73.0	0.083*	2.11	2.49	3.71	5S
	2.875	73.0	0.120*	3.05	3.56	5.29	10S
	2.875	73.0	0.203	5.16	5.84	8.69	40S
3	3.500	88.9	0.083*	2.11	3.05	4.54	5S
	3.500	88.9	0.120*	3.05	4.37	6.50	10S
	3.500	88.9	0.216	5.49	7.64	11.36	40S
							80S

* Les épaisseurs des schédules 5S et 10S ne permettent pas l'exécution de filetage conforme à ANSI/ASME B 1.20.1
Schedule 5S and 10S wall thicknesses do not permit threading in accordance with ANSI/ASME B 1.20.1.

dimensions and weights of stainless steel pipes

Sizes are in accordance with ANSI/ASME B 36.19 M - 1985
Weights are for stainless steel pipes grade TP 304 L (density 7.9 kg/dm³) ; for other grades, see table page 1-180

Dia. nominal Nominal pipe size pouces inches	Diamètre extérieur Outside diameter pouces inches		Épaisseur Wall thickness pouces inches		Masse / Weight lb/ft kg/m		Schedule
3 1/2	4.000	101.6	0.083*	2.11	3.50	5.21	5S
	4.000	101.6	0.120*	3.05	5.01	7.46	10S
	4.000	101.6	0.226	5.74	9.18	13.66	40S
4	4.500	114.3	0.083*	2.11	3.95	5.88	5S
	4.500	114.3	0.120*	3.05	5.66	8.27	10S
	4.500	114.3	0.237	6.02	10.87	16.18	40S
5	5.563	141.3	0.109*	2.77	6.40	9.52	5S
	5.563	141.3	0.134*	3.40	7.82	11.64	10S
	5.563	141.3	0.258	6.55	14.72	21.91	40S
6	6.625	168.3	0.109*	2.77	7.65	11.38	5S
	6.625	168.3	0.134*	3.40	9.35	13.91	10S
	6.625	168.3	0.280	7.11	19.11	28.44	40S
8	8.625	219.1	0.109*	2.77	9.99	14.87	5S
	8.625	219.1	0.148*	3.76	13.50	20.10	10S
	8.625	219.1	0.322	8.18	28.77	42.82	40S
10	10.750	273.1	0.134*	3.40	15.29	22.76	5S
	10.750	273.1	0.165*	4.19	18.79	27.96	10S
	10.750	273.1	0.365	9.27	40.79	60.70	40S
12	12.750	323.9	0.156*	3.96	21.13	31.44	5S
	12.750	323.9	0.180*	4.57	24.34	36.22	10S
	12.750	323.9	0.500 (1)	12.70	55.15	82.08	80S
14	14.000	355.6	0.156*	3.96	23.22	34.56	5S
	14.000	355.6	0.188* (1)	4.78	27.97	41.62	10S
	14.000	355.6	0.165*	4.19	28.11	41.83	5S
16	16.000	406.4	0.165*	4.78	32.02	47.65	10S
	16.000	406.4	0.188* (1)	4.78	31.64	47.09	5S
	16.000	406.4	0.165* (1)	4.19	32.02	47.65	10S
18	18.000	457.0	0.188* (1)	4.78	36.05	53.65	10S
	18.000	457.0	0.188*	4.78	40.12	59.70	5S
	18.000	457.0	0.218* (1)	5.54	46.42	69.09	10S
20	20.000	508.0	0.188*	4.78	44.18	65.75	5S
	20.000	508.0	0.218* (1)	5.54	51.14	76.10	10S
	20.000	508.0	0.218*	5.54	55.85	83.11	5S
24	24.000	610.0	0.250*	6.35	63.93	95.13	10S
	24.000	610.0	0.250*	6.35	80.02	119.09	5S
	24.000	610.0	0.312*	7.92	99.60	148.22	10S

(1) Cas épaisseurs ne sont pas conformes à ANSI/ASME B 36.10 M - 1985
These do not conform to ANSI/ASME B 36.10 M - 1985.

۲-۸: نازل های سمت لوله و پوسته

در طراحی همواره باید تلاش کرد تا جهت کاهش هزینه ها کوچکترین اندازه نازل را در نظر گرفت یا به عبارت دیگر حداقل اندازه نازل را برابر با قطر لوله متصل به آن در نظر گرفت. مینیمم اندازه نازل محدود به ماکزیمم سرعت سیال می شود. سرعت بالای سیال باعث سایش مسیر می شود مخصوصاً اگر سیال همراه با ذرات جامد باشد. همانطور که می دانیم سرعت گازها در مبدل در مقایسه با سرعت مایعات بیشتر است. به همین دلیل بهتر است به جای معیار سرعت از معیار انرژی استفاده کنیم که با حاصلضرب دانسیته در مجذور سرعت (pv^2) بیان می شود. در طراحی حد بالای (pv^2) برای نازل های سمت پوسته برابر با 9000 kg/m.s^2 و برای نازل های سمت لوله در سیالات تک فاز غیر خورنده و غیر ساینده برابر 2230 kg/m.s^2 و در سایر سیالات برابر با 740 kg/m.s^2 است. در قسمت ورودی پوسته یا دسته لوله ها نیز حد بالای (pv^2) برابر با 5950 kg/m.s^2 است. همچنین باید توجه داشت که قطر نازل متصل به پوسته مبدل کوچکتر از یک سوم قطر پوسته باشد.

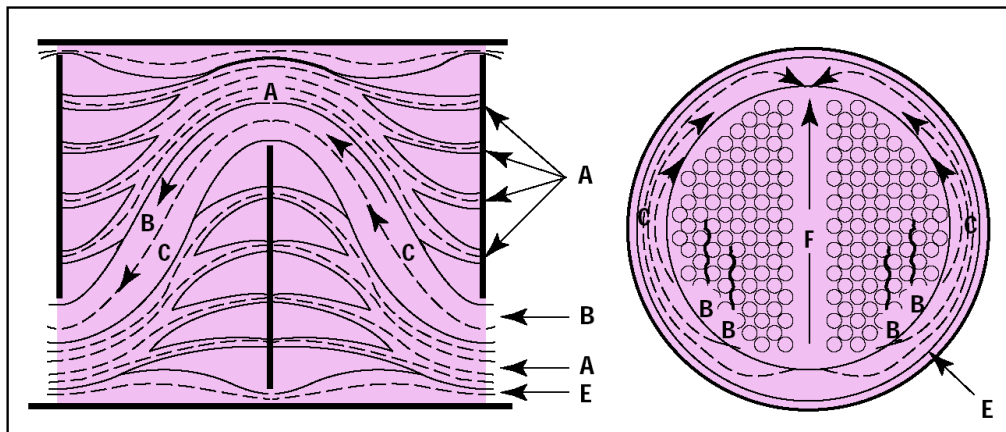
بر اساس استاندارد ASME کلاس های قابل انتخاب برای فلنج ها در فشار ها و دما های مختلف بر اساس جدول زیر انتخاب می شود:

*pressure – temperature ratings for carbon steel flanges***ASME B 16.5 – 1996**

Temperature °C	Temperature °F	Pressures in bar for flanges class						
		150	300	400	600	900	1500	2500
- 29 à /to 38	- 20 à/to 100	19,6	51,0	68,2	102,0	153,1	255,4	425,4
93	200	17,9	46,5	62,0	93,1	139,6	232,7	387,8
149	300	15,8	45,2	60,3	90,7	135,8	226,1	377,1
204	400	13,8	43,8	58,2	87,6	131,0	218,6	364,0
260	500	11,7	41,4	55,1	82,7	123,8	206,5	344,0
316	600	9,6	37,9	50,3	75,5	113,1	188,6	314,4
343	650	8,6	36,9	49,3	74,1	111,0	185,1	308,5
371	700	7,6	35,8	48,9	73,4	110,3	183,7	306,1
399	750	6,5	34,8	46,2	69,6	104,1	173,7	289,6
427	800	5,5	28,3	37,9	56,9	85,1	142,0	236,5
454	850	4,5	18,6	24,5	36,9	55,5	92,4	153,7
482	900	3,4	11,7	15,8	23,8	35,5	59,3	98,6
510	950	2,4	7,2	9,6	14,1	21,4	35,5	59,3
538	1000	1,3	3,4	4,8	7,2	10,7	17,9	29,6

۹-۲: تحلیل الگوی جریان در سمت پوسته

به خاطر پیچیدگی رفتار جریان در سمت پوسته تحلیل الگوی جریان در سمت پوسته به سادگی تحلیل الگوی جریان در سمت لوله نیست. الگوی جریان در سمت پوسته به صورت ترکیبی از جریان متقاطع، جریان در پنجره بافل، جریان های کنار گذر بافل و پوسته و جریان های کنار گذر دسته لوله و پوسته می باشد. این الگوی پیچیده جریان در شکل (۲-۲۴) نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می شود پنج جریان متفاوت برای الگوی جریان سمت پوسته شناخته شده اند. جریان A نشتی در فاصله لقی بین لوله ها و بافل می باشد. این جریان ها به علت تماس با لوله ها سهم بالایی در انتقال حرارت دارند و از سوی دیگر افت فشار را بشدت کاهش می دهند. جریان B جریان اصلی متقاطع با دسته لوله هاست. این جریان، جریان مطلوب در سمت پوسته مبدل می باشد. جریان C جریان کنار گذر لوله ها است که در اطراف دسته لوله بین بیرونی ترین لوله ها در دسته لوله و سطح داخلی پوسته جریان دارد و سهم ناچیزی در انتقال حرارت دارد و با استفاده از Sealing Strips می توان اثرات آنرا کاهش داد. جریان E جریان نشتی بین لقی بافل و پوسته است که در فاصله بین بافل ها و قطر داخلی پوسته جریان دارد که جریان خوبی نیست.



شکل (۲-۲۴): نشتی ها و جریان های کنار گذر سمت پوسته

روش Bell-Delaware، اثرات جریان های مختلف نشتی و کنار گذار را بر افت فشار و ضریب انتقال حرارت سمت پوسته لحاظ می کند. در حال حاضر روش Bell-Delaware قابل اطمینان ترین روش برای تحلیل سمت پوسته است. در این روش جریان B جریان اصلی و اساسی می باشد. سایر جریان ها، جریان B را کاهش می دهند و باعث تغییر توزیع های سمت پوسته می گردند که منجر به کاهش ضریب انتقال گرما می گردد.

۲-۱۰: روش های افزایش انتقال حرارت در داخل لوله

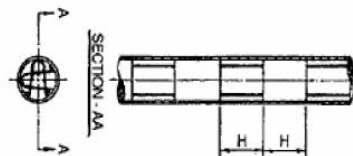
از معمول ترین روش های افزایش انتقال حرارت در داخل لوله های مبدل استفاده از ابزارهای افزایش انتقال حرارت در داخل لوله هاست که به Tube Insert ها معروفند. این ابزار ها انواع مختلفی دارند که عبارتند از:

- نوار پیچ (Twisted Tape)
- فنر سیمی (Wire Coil)
- سطح گسترده (Extended Surface)
- تور سیمی (Mesh Insert)
- میکسر استاتیکی (Static Mixer)

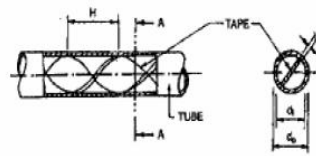
که در این میان استفاده از نوار پیچ ها و تور های سیمی مرسوم تر است. استفاده از این ابزار منجر به کاهش سطح انتقال حرارت مبدل، کاهش هزینه های ساخت مبدل، افزایش آشفتگی جریان در داخل لوله ها، کاهش رسوب گرفتگی لوله ها و بهبود توزیع جریان در لوله های مبدل می شود. هزینه های مربوط به ساخت و نصب و سرویس این ابزار خیلی پایین است. از طرف مقابل استفاده از این ابزار باعث افزایش افت فشار در سمت لوله ها خواهد شد. با این حال در صورت استفاده از این ابزار در طراحی مبدل ها افزایش افت فشار تا حد افت فشار مجاز می تواند قابل قبول باشد.



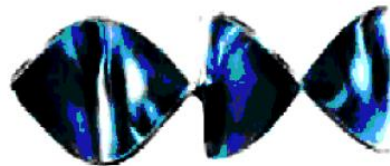
Mesh Insert



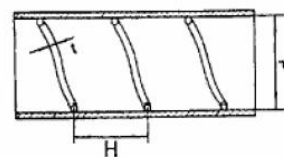
Extended surface insert



Twisted tape insert



static mixer insert



Wire coil insert

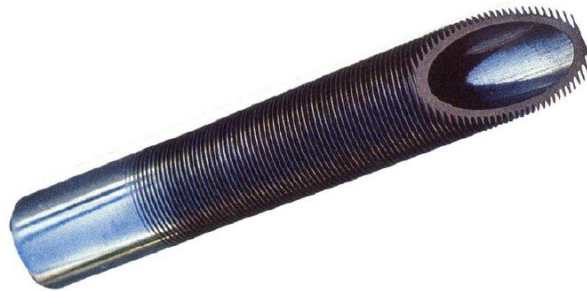
شکل (۲-۲۵): ابزارهای افزایش انتقال حرارت در داخل لوله ها

۱۱-۲: روش های افزایش انتقال حرارت در داخل پوسته

۱۱-۲-۱: استفاده از لوله های پره دار

استفاده از لوله های پره دار باعث افزایش سطح مؤثر انتقال حرارت (سطح تماس سیال سمت پوسته با لوله ها) می شود. لوله های پره دار به سه دسته زیر تقسیم بندی می شوند:

- لوله با پره های کوتاه (در این حالت پره ها تقریباً به طول یک میلیمتر ارتفاع دارند و به روش حدیده کاری روی لوله ها ایجاد می شوند. استفاده از این پره ها می تواند سطح خارجی لوله ها را تا $2/6$ برابر سطح لوله های لخت افزایش دهد. استفاده از این نوع لوله ها برای سیستم هایی که لازم است جنس لوله ها از فلزات گران قیمت نظیر تیتانیوم و آلیاژهای بالای نیکل باشد، مؤثرتر و با صرفه تر است.
- لوله با پره های بلند (در این حالت پره ها به صورت مجزا روی لوله ها نصب می شوند).
- لوله های شیار دار



شکل (۲۶-۲): لوله با پره های کوتاه

۱۱-۲-۲: استفاده از بافل ها

۱۱-۲-۳: استفاده از لوله های پیچشی

در فصل ۱ مبدل های پوسته لوله با لوله های پیچشی توضیح داده شده است.

۱۲-۲: افت فشار

سرعت جرمی به شدت روی ضریب انتقال حرارت تأثیر می گذارد. برای جریان درهم ضریب انتقال حرارت در قسمت لوله ها $0/8$ برابر شدت جریان جرمی است و افت فشار در قسمت لوله ها مربع سرعت جرمی است. بنابراین با افزایش سرعت جرمی جریان، افت فشار با سرعتی بیشتر از سرعت افزایش ضریب انتقال حرارت، افزایش می یابد. بنابراین یک یک سرعت جرمی بهینه وجود دارد که سرعت های بالاتر از آن برای

طراحی مبدل مفید نخواهند بود. از طرف دیگر سرعت های جرمی بالا در داخل لوله ها باعث سائیدگی لوله ها خواهد شد. بنابراین محدودیت در انتخاب افت فشار مناسب بستگی به انتخاب سرعت سیال (زیر سرعت سائیدگی) دارد. حداقل سرعت توصیه شده برای جریان مایع داخل لوله ها 1 m/s و حداکثر مقدار آن بین $3 \text{ m/s} - 2/5$ است. افت فشار با مربع سرعت و طول کل مسیر متناسب است. بنابراین وقتی که تعداد پاس های لوله برای یک تعداد معین از لوله ها و یک شدت جریان معلوم در قسمت لوله ها، افزایش یابد، افت فشار به میزان مکعب این افزایش، افزایش می یابد. در عمل میزان این افزایش در افت فشار قدری کمتر است به خاطر اینکه در اعداد رینولدز بالا ضریب اصطکاک کمتر است و این توان به جای ۳ حدوداً $2/8$ است. افت فشار در قسمت لوله ها با یک افزایش در تعداد گذر لوله ها به سرعت افزایش می یابد. بنابراین اغلب اتفاق می افتد که برای یک تعداد معین از لوله ها و با دو گذر لوله، افت فشار به مراتب کمتر از مقدار قابل قبول است اما برای افزایش به ۴ گذر لوله افت فشار بیش از آن مقدار قابل قبول افزایش می یابد. اگر طراح مجبور باشد از لوله های با سایز استاندارد استفاده کند حداقل امکان باید از سرعت های کم در محاسبات خود استفاده کند.

۲-۱۳: محل جریان یافتن سیالات

هر سیالی که وارد مبدل می شود می تواند هم در سمت لوله و هم در سمت پوسته جریان یابد و هر چند ۴ معیار زیر اگر در نظر گرفته شوند باعث می شوند مبدل حرارتی اقتصادی تری داشته باشیم:

• فشار بالا

اگر یکی از سیالات دارای فشار زیادی باشد باید درون لوله ها جریان یابد. در این حالت فقط لوله و تجهیزات سمت لوله باید طوری طراحی شوند که در برابر فشار بالا مقاوم باشند. در حالیکه پوسته می تواند از فلز سبک تری ساخته شود. البته اگر هر دو سیال پر فشار باشند، یک پوسته سنگین مورد نیاز است و ملاحظات دیگری مشخص می کند که کدام سیال درون لوله جریان می یابد. فشار بالای پوسته، موجب طراحی مبدل بلند تر با قطر کوچک تر می شود.

• خوردگی

خوردگی معمولاً بیش از اینکه روی طراحی مبدل تاثیر بگذارد روی انتخاب جنس مواد تاثیر می گذارد. به خاطر اینکه آلیاژهای مقاوم در برابر خوردگی گران تر از مواد معمولی هستند، سیال خوردگی

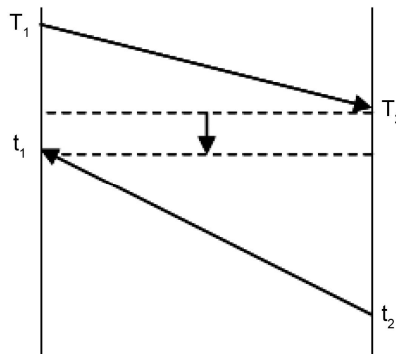
معمولاً درون لوله ها جریان می یابد تا لازم نباشد که پوسته از مواد مقاوم ساخته شود. اگر نتوان به طور مؤثر خوردگی را کنترل کرد یا از آن جلوگیری کرد طراحی باید به گونه ای باشد که اجزایی که امکان خورده شدن دارند به سادگی تعویض شوند.

• رسوب دهی

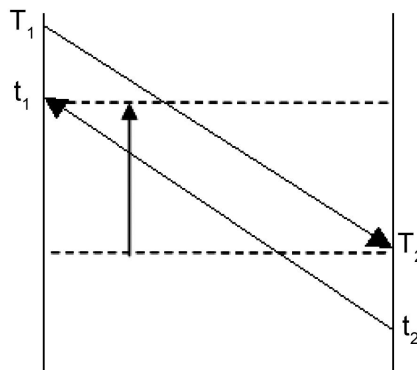
رسوب دهی در تمام مبدل های فرآیندی اتفاق می افتد. در مورد جریان های بسیار رسوب زا طراحی باید به صورتی انجام گیرد که رسوب گذاری مثلاً با سرعت بالای جریان و اجتناب از ایجاد نواحی ادی گونه مینیمم باشد و همچنین امکان تمیز کردن مبدل وجود داشته باشد.

۲-۱۴: تقاطع دمایی (Temperature Cross)

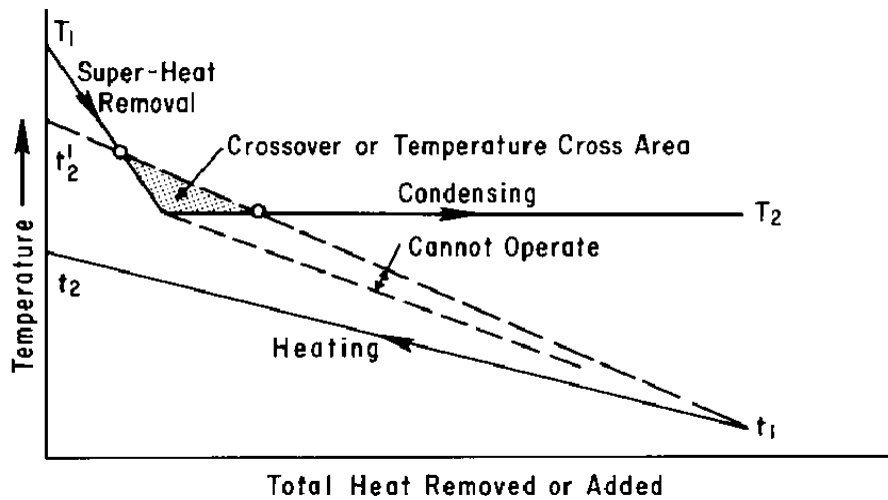
در مبدل های حرارتی با جریان های نا همسو وقتی یکی از جریان های مبدل با تغییر فاز همراه باشد، زمانی پدیده Temperature Cross رخ می دهد که دمای جریان سرد خروجی از مبدل بالاتر از دمای جریان گرم خروجی از مبدل بشود.



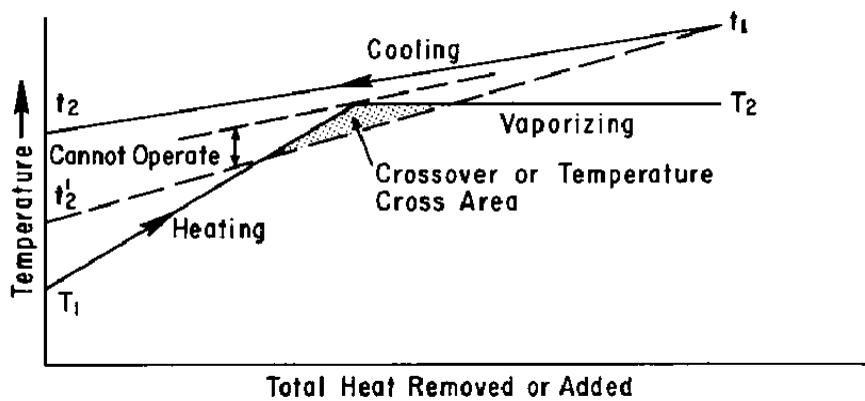
شکل (۲۷-۲ الف): بدون خطای Temperature Cross



شکل (۲۷-۲ ب): با خطای Temperature Cross



(A)



(B)

شکل (۲-۲۸): دو حالت از وقوع پدیده تقاطع دمایی

وقوع این پدیده در هر نقطه از مبدل حرارتی باعث برعکس شدن جهت انتقال حرارت در آن قسمت از مبدل شده و عملکرد مبدل را مختل می کند. شکل (۲-۲۸) دو حالت از وقوع این پدیده را نشان می دهد. شکل A مربوط به کندانس شدن بخار سوپر هیت در جریان گرم و حالت B مربوط به بخار شدن جریان سرد می باشد. حال اگر در این وضعیت دو منحنی جریان سرد و جریان گرم همدیگر را قطع کنند محدوده ای که در اثر تقاطع این دو خط بدست می آید، محدوده Temperature Cross می باشد. زمانی که این پدیده رخ می دهد ضریب تصحیح LMTD به سرعت به زیر $0/8$ افت می کند. برای رفع این مشکل باید به جای یک پوسته از دو یا چند پوسته با جهت جریان های معکوس استفاده کرد به نحوی که در هیچ کدام از پوسته ها این پدیده رخ ندهد، اما هزینه ها به شدت بالا می رود.

۲-۱۵: طراحی مبدل های حرارتی

در طراحی مبدل های حرارتی جهت کاهش هزینه های سرمایه گذاری و هزینه های عملیاتی باید موارد زیر را در نظر گرفت:

۱- افزایش ضریب انتقال حرارت

ضریب انتقال حرارت بالا می تواند با استفاده از طراحی مناسب سطوح انتقال حرارتی که باعث افزایش آشفته‌گی جریان شود ایجاد شود.

۲- افت فشار پایین

هزینه های پمپاژ به افت فشار درون مبدل بستگی دارد. بنابراین افت فشار کمتر به منزله هزینه های عملیاتی پایین تر است. عموماً ابزار و سطوحی که باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می شوند گرادیان فشار بالایی را ایجاد می کنند.

۳- ماکزیمم اختلاف دمای متوسط لگاریتمی

ماکزیمم اختلاف دمای متوسط در اثر جریان متقابل کاملاً ناهمسو ایجاد می شود. هر تغییری از این حالت باعث کاهش آن می شود که میزان این کاهش توسط فاکتور تصحیح اختلاف دمای متوسط لگاریتمی اعمال می شود.

یک سری از عوامل وجود دارند که می تواند روی بزرگ بودن، سنگین و غیر کارآ بودن مبدل های حرارتی تأثیر گذار باشد. این عوامل عبارتند از:

۱- استفاده از چند گذر در طرف لوله ها

اگر چه در نظر گرفتن چند گذر در سمت لوله ها باعث افزایش سرعت سیال در سمت لوله ها و در نهایت افزایش ضریب انتقال حرارت در سمت لوله ها می شود اما این قبیل آرایش ها سبب می شود تا در جریان خالص ناهمسو انحرافی ایجاد شود که منجر به افزایش سطح انتقال حرارت تا ۲۰٪ می شود. البته برای آرایش دو گذر لوله می توان با استفاده از مبدل با دو گذر پوسته (TEMA) جریان کاملاً خالص ناهمسو ایجاد کرد، اما این هندسه برای همه کاربردها عمومیت ندارد. در مبدل هایی که اختلاف دمای بین دو جریان گرم و سرد کوچک باشد استفاده از چند گذر لوله می تواند جهت جلوگیری از تقاطع دمایی (خطای Temperature Cross) منجر به ایجاد پوسته های سری شود که این مسئله باعث افزایش تعداد و وزن مبدل خواهد شد.

۲- حضور بافل های سمت پوسته

استفاده از بافل ها که جهت افزایش ضریب انتقال حرارت در سمت سیال پوسته بکار برده می شود، می تواند سبب انحراف جریان خالص ناهمسو شود که این انحراف به تعداد بافل های مورد استفاده بستگی دارد. البته مبدل با تعداد بافل های کمتر منجر به کاهش بیشتری در کارایی مبدل خواهد شد.

۳- وجود جریان های کنار گذر

جریان های کنار گذر یا جریان های نشستی در اثر لقی بین بافل ها و پوسته مبدل ایجاد می شوند. این لقی باعث می شود تا سیال مسیری به غیر از مسیر مطلوب متقاطع روی دسته لوله ها داشته باشد. جریان های کنار گذر اثر نامطلوبی روی نیروی محرکه دمایی در طول مبدل دارند. میزان این انحراف با افزایش اندازه مبدل زیاد می شود. به خاطر این که در مبدل های بزرگتر لقی های بزرگتری برای ساخت نیاز است.

قبل از طراحی یک مبدل حرارتی اطلاعات زیر باید در دست یک مهندس طراح موجود باشد:

۱. شدت جریان های هر دو جریان گرم و سرد مبدل
۲. دماهای ورودی و خروجی هر دو جریان گرم و سرد مبدل
۳. فشار عملیاتی هر دو جریان گرم و سرد مبدل (این مورد به ویژه برای جریان های گازی که خصوصیات آن با تغییرات فشار تغییر می کند لازم و ضروری است).
۴. افت فشار مجاز برای هر دو قسمت جریان گرم و سرد مبدل (این پارامتر برای طراحی مبدل های حرارتی پارامتر بسیار مهمی است. اهمیت آن در انتهای این بخش توضیح داده شده است)
۵. مقاومت رسوب (Fouling resistance) برای هر دو جریان گرم و سرد مبدل (اگر مقدار آن معلوم نباشد می توان از مقادیر استاندارد TEMA یا مقادیر تجربی گزارش شده در مقالات استفاده کرد).
۶. خصوصیات فیزیکی هر دو جریان گرم و سرد مبدل (مانند ویسکوزیته ، هدایت حرارتی ، دانسیته و ظرفیت حرارتی ترجیحاً در هر دو طرف مبدل)
۷. ارزش حرارتی (Heat duty) برای هر دو جریان گرم و سرد مبدل
۸. انتخاب نوع مبدل حرارتی که توسط طراح انجام می شود.

۹. اندازه های خط (این مورد جهت همخوانی اندازه های نازل ها با اندازه های خط برای جلوگیری از پدیده های Expander و Reducer مهم است. تعیین درست اندازه نازل ها مخصوصاً در ورودی پوسته بسیار مهم است. معمولاً اندازه نازل ها یک سایز بزرگتر از اندازه های خط می باشد)
۱۰. اندازه ترجیحی برای لوله های مبدل (اندازه لوله در مبدل از رابطه طول لوله * ضخامت لوله * قطر بیرونی لوله بدست می آید. طول ماکزیمم لوله را می توان از روی سطح نقشه تخمین زد)
۱۱. بیشترین قطر پوسته (بیشترین قطر پوسته بر اساس نیازمندی های مربوط به جدا سازی tube bundle از پوسته ، محدودیت های سازنده مبدل در انتخاب قطر پوسته ، در دسترس بودن اتصالات فلنجی با قطر های مورد نظر و ظرفیت جرثقیل تخمین زده می شود. از طرف دیگر باید توجه داشت که قطر پوسته مبدل های حرارتی با کلگی شناور اغلب محدود به ۱/۵-۱/۴ متر و طول لوله ۶ یا ۹ متر است در حالیکه در مبدل های حرارتی صفحه ثابت قطر پوسته مبدل به ۳ متر و طول بالاتر از ۱۲ متر هم می رسد.)
۱۲. مواد مصرفی در ساخت مبدل (اگر جنس مصرفی برای هر دو قسمت لوله و پوسته مبدل یکی باشد ، جنس سایر ترکیبات مصرفی دیگر هم (کانال ها ، صفحه لوله ها ، بافل ها و ...) باید از همان نوع باشد. در این حالت فقط کافی است تا جنس لوله و پوسته مشخص شود. ولی برای حالتی که جنس مواد لوله و پوسته متفاوت باشد برای رفع هر گونه ابهامی جنس تمام ترکیبات بکار رفته دیگر در آن باید مشخص باشند.)
۱۳. ملاحظات ویژه (این ملاحظات مربوط به سناریوهای عملیاتی مختلف می شود)

۲-۱۶: مرور کلی به روش دستی طراحی مبدل های طراحی

ابتدا شدت جریان های ورودی و خروجی و فشار های هر دو جریان سرد و گرم را تعیین کرده و پس از انتخاب نوع و هندسه مبدل، حدس اولیه برای U تعیین می شود. سپس با اطلاعات بدست آمده ضرایب انتقال حرارت و مقادیر افت فشارها را محاسبه می کنیم. Q و ΔP را با مقادیر مجاز مقایسه می کنیم، دوباره U را با ضرایب جدید محاسبه می کنیم. اگر U محاسبه شده با U قبلی خیلی تفاوت داشت یا افت فشارها مجاز نبودند باید پارامترهای طراحی اصلاح شوند و یا حدس جدیدی زده شود.

۲-۱۶-۱: تخمین مقدماتی اندازه واحد:

اندازه مبدل حرارتی از معادله (۲-۱) محاسبه می شود:

$$A_0 = \frac{Q}{U_0 \cdot F \cdot \Delta T_{cm}} \quad (2-1)$$

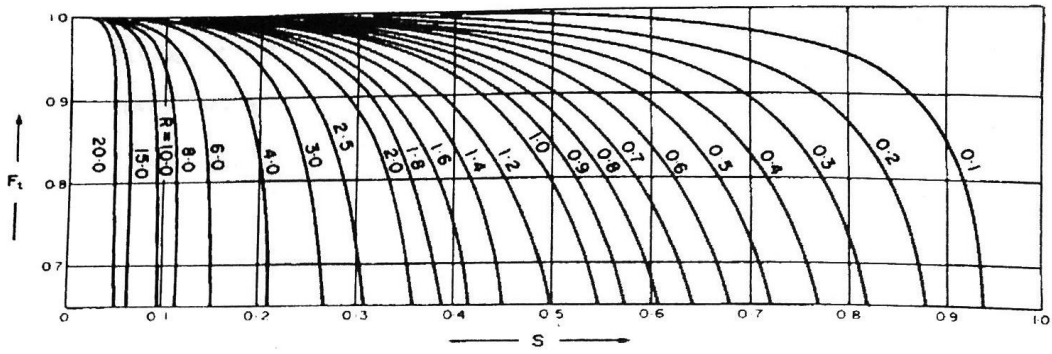
و در آن A_0 مساحت سطح خارجی انتقال حرارت محاسبه شده بر مبنای قطر خارجی لوله است و Q نرخ انتقال حرارت مبدل می باشد. ضریب کلی انتقال گرما U_0 در صورت مشخص نبودن قطر لوله ها، باید تخمین زده شود. برای مبدل های حرارتی دارای یک گذر لوله و با جریان نا همسو ، $F=1$ می باشد. برای طراحی مقدماتی پوسته با هر تعداد زوج از گذرهای لوله F می تواند برابر 0.9 در نظر گرفته شود. برای محاسبه دقیق تر F می توان از نمودارهای زیر استفاده کرد. برای تخمین مقدار U_0 از جدول (۲-۳) می توان کمک گرفت:

Overall Coefficients in Typical Petrochemical Applications

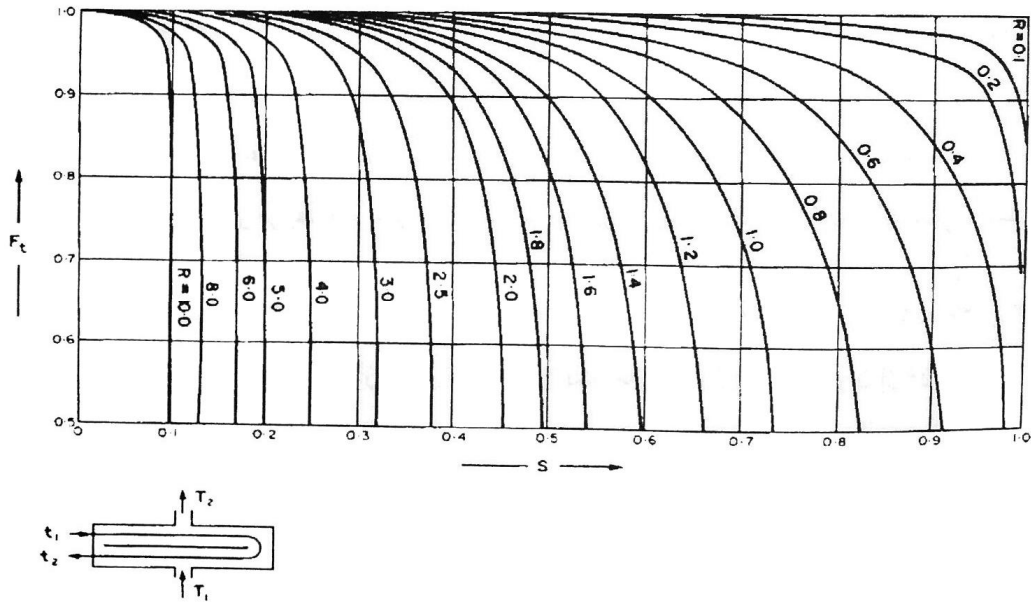
U, Overall Coefficient, Btu/(hr) (ft ²) (°F)									
In Tubes	Outside Tubes	Type Equipment	Velocities, Ft/Sec		Overall Coefficient	Temp. Range, °F	Estimated Fouling		Overall
			Tube	Shell			Tube	Shell	
A. Heating-Cooling									
Butadiene mix. (super-heating)	Steam	H	25-35	...	12	400-100	0.04
Solvent	Solvent	H	...	1.0-1.8	35-40	110-30	0.0065
Solvent	Propylene (vaporization)	K	1-2	...	30-40	40-0	0.006
C ₄ unsaturates	Propylene (vaporization)	K	20-40	...	13-18	100-35	0.005
Solvent	Chilled water	H	35-75	115-40	0.003	0.001	...
Oil	Oil	H	60-85	150-100	0.0015	0.0015	...
Ethylene-vapor	Condensate and vapor	K	90-125	600-200	0.002	0.001	...
Ethylene vapor	Chilled water	H	50-80	270-100	0.001	0.001	...
Condensate	Propylene (refrigerant)	K-U	60-135	60-30	0.001	0.001	...
Chilled water	Transformer oil	H	40-75	75-50	0.001	0.001	...
Calcium brine-25%	Chlorinated C ₄	H	1-2	0.5-1.0	40-60	-20-+10	0.002	0.005	...
Ethylene liquid	Ethylene vapor	K-U	10-20	-170-(-100)	0.002
Propane vapor	Propane liquid	H	6-15	-25-100	0.002
Lights and chlor. HC	Steam	U	12-30	-30-260	0.001	0.001	...
Unsat. light HC, CO, CO ₂ , H ₂	Steam	H	10-2	400-100	0.3
Ethanolamine	Steam	H	15-25	400-10	0.001	0.001	...
Steam	Air mixture	U	10-20	-30-220	0.0005	0.0015	...
Steam	Styrene and tars	U (in tank)	50-60	190-230	0.001	0.002	...
Chilled water	Freon-12	H	4-7	...	100-130	90-25	0.001	0.001	...
Water*	Lean copper solvent	H	4-5	...	100-120	180-90	0.004
Water	Treated water	H	3-5	1-2	100-125	90-110	0.005
Water	C ₂ -chlor. HC, lights	H	2-3	...	6-10	360-100	0.002	0.001	...
Water	Hydrogen chloride	H	7-15	230-90	0.002	0.001	...
Water	Heavy C ₂ -chlor.	H	45-30	300-90	0.001	0.001	...
Water	Perchloroethylene	H	55-35	150-90	0.001	0.001	...
Water	Air and water vapor	H	20-35	370-90	0.0015	0.0015	...
Water	Engine jacket water	H	230-160	175-90	0.0015	0.001	...
Water	Absorption oil	H	80-115	130-90	0.0015	0.001	...
Water	Air-chlorine	U	4-7	...	8-18	250-90	0.005
Water	Treated water	H	5-7	...	170-925	200-90	0.001	0.001	...
B. Condensing									
C ₄ unsat.	Propylene refig.	K	v	...	58-68	60-35	0.005
HC unsat. lights	Propylene refig.	K	v	...	50-60	45-3	0.0055
Butadiene	Propylene refig.	K	v	...	65-80	20-35	0.004
Hydrogen chloride	Propylene refig.	H	110-60	0-15	0.012	0.001	...
Lights and chloro-ethanes	Propylene refig.	KU	15-25	130-(-20)	0.002	0.001	...
Ethylene	Propylene refig.	KU	60-90	120-(-10)	0.001	0.001	...
Unsat. Chloro HC	Water	H	7-8	...	90-120	145-90	0.002	0.001	...
Unsat. Chloro HC	Water	H	3-8	...	180-140	110-90	0.001	0.001	...
Unsat. Chloro HC	Water	H	6	...	15-25	130-(-20)	0.002	0.001	...
Chloro-HC	Water	KU	20-30	110-(-10)	0.001	0.001	...
Solvent and noncond.	Water	H	25-15	260-90	0.0015	0.004	...
Water	Propylene vapor	H	2-3	...	130-150	200-90	0.003
Water	Propylene	H	60-100	130-90	0.0015	0.001	...
Water	Steam	H	225-110	300-90	0.002	0.0001	...
Water	Steam	H	190-235	230-130	0.0015	0.001	...
Treated water	Steam (exhaust)	H	20-30	220-130	0.0001	0.0001	...
Oil	Steam	H	70-110	375-130	0.003	0.001	...
Water	Propylene cooling and cond.	H	25-50	30-45 (C) 15-20 (Co)	0.0015	0.001	...
C. Reboiling									
Solvent, Copper-NH ₃	Steam	H	7-8	...	130-150	180-160	0.005
C ₄ Unsat.	Steam	H	95-115	95-150	0.0065
Chloro. HC	Steam	VT	35-25	300-350	0.001	0.001	...
Chloro. unsat. HC	Steam	VT	100-140	230-130	0.001	0.001	...
Chloro. ethane	Steam	VT	90-135	300-350	0.001	0.001	...
Chloro. ethane	Steam	U	50-70	30-190	0.002	0.001	...
Solvent (heavy)	Steam	H	70-115	375-300	0.004	0.0005	...
Mono-diethanolamines	Steam	VT	210-155	450-350	0.002	0.001	...
Organics, acid, water	Steam	VT	60-100	450-300	0.003	0.0005	...
Amines and water	Steam	VT	120-140	360-250	0.002	0.0015	...
Steam	Naphtha frac.	Annulus, long. FN.	15-20	270-220	0.0035	0.0005	...
Propylene	C ₂ , C ₂	KU	120-140	150-40	0.001	0.001	...
Propylene-butadiene	Butadiene, unsat.	H	...	25-35	15-18	400-100	0.02

*Unless specified, all water is untreated, brackish, bay or sea.

Notes: H = horizontal, fixed or floating tubesheet T = thermosiphon V = vertical (C) = cooling range Δt
 U = U-tube horizontal bundle v = variable R = reboiler (Co) = condensing range Δt
 K = kettle type HC = hydrocarbon Data/results based on actual and specific industrial equipment.



شکل (۲-۲۹): فاکتور تصحیح دما برای مبدل با یک گذر لوله و دو یا مضربی از دو مسیر لوله



شکل (۲-۳۰): فاکتور تصحیح دما برای مبدل با دو گذر لوله و چهار یا مضربی از چهار مسیر لوله

فاکتور تصحیح که تابعی از دمای پوسته و لوله و تعداد مسیره‌های پوسته و لوله است در این شکل ها بر

اساس تابعی از دو نسبت بی بعد دمایی که به صورت زیر تعریف می شوند رسم شده اند:

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{t_2 - t_1} \quad (2-2)$$

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{T_1 - t_1} \quad (2-3)$$

که در آن:

T_1 = دمای سیال در ورودی پوسته

T_2 = دمای سیال در خروجی پوسته

t_1 = دمای سیال در ورودی لوله

t_2 = دمای سیال در خروجی لوله

بار گرمایی می تواند از موازنه گرمایی به صورت زیر تخمین زده شود:

$$Q = (mc_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) = (mc_p)_h (T_{h1} - T_{h2}) \quad (2-4)$$

اگر جریان تغییر فاز بدهد:

$$(2-5) \quad Q = mh_{fg}$$

طبق تعریف متوسط لگاریتمی اختلاف دما هم برابر است با:

$$\Delta T_{cm} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{Ln \frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}}} \quad (2-6)$$

اگر سه دما معلوم باشد دمای چهارم می تواند از موازنه حرارتی بدست آید. اکنون در این مرحله سطح انتقال گرمای محاسبه شده باید به ابعاد منطقی مبدل تبدیل شود. هدف یافتن تعداد اولیه لوله ها به قطر d_0 و محاسبه قطر پوسته D_s است. به نحوی که لوله ها به تعداد N_t در پوسته جای گیرد. بنابراین با حدس قطر و طول لوله مساحت انتقال حرارت خارجی عبارتست از:

$$A_0 = \pi \cdot d_0 \cdot L \cdot N_t \quad \Rightarrow \quad N_t = \frac{A_0}{\pi \cdot d_0 \cdot L} \quad (2-7)$$

۲-۱۶-۲: محاسبه تعداد گذر ها و تعداد لوله ها در هر گذر

$$A = \frac{\dot{Q}}{V} \quad (2-8) \quad \text{و} \quad \dot{Q}_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho} \quad (2-9)$$

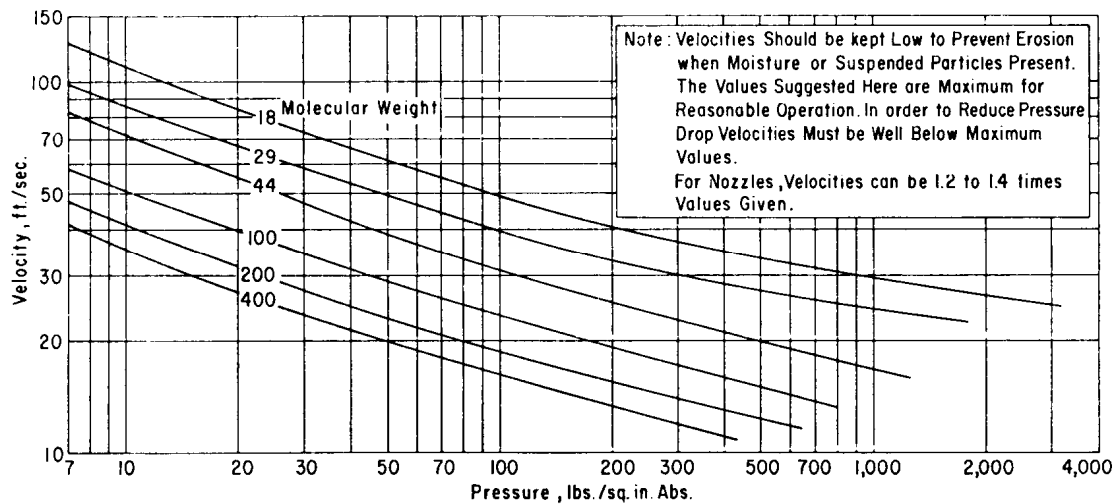
با فرض سرعت سیال داخل لوله ها تعداد لوله ها در هر گذر محاسبه می شود. تعداد گذر ها را با توجه به تعداد کل لوله ها و تعداد لوله ها در هر گذر تخمین زده و با توجه به اصلاح تعداد کل لوله ها، مجدداً طول اصلاح شده برای لوله ها محاسبه می شود.

ماکزیمم سرعت سیال در داخل لوله ها، پوسته و نازل های مبدل های حرارتی بر اساس جدول ۲-۴ (جدول ۱۰-۲۲ کتاب Ludwig) و شکل ۲-۳۱ (شکل ۱۰-۶۳ کتاب Ludwig) انتخاب می شود.

جدول (۲-۴): ماکزیمم سرعت توصیه شده برای سیال در داخل لوله ها، پوسته و نازل های مبدل های حرارتی

Liquids:		
Viscosity in Centipoise	Maximum Velocity, Ft/Sec	Remarks
More than 1500	2	Very heavy oils
1000-500	2.5	Heavy oils
500-100	2.5	Medium oils
100-35	5	Light oils
35-1	6	Light oils
Less than 1	8	...

Vapors and Gases:		
Use 1.2 to 1.4 of the value shown on Figure 10-63 for velocity through exchangers.		



شکل (۲-۳۱): ماکزیمم سرعت گازها و بخارات گذرنده از مبدل

۲-۱۶-۳: محاسبه قطر دسته لوله

برای محاسبه قطر دسته لوله می توان از رابطه زیر استفاده کرد:

$$D_b = d_0 (N_t / K_1)^{\frac{1}{n_1}} \quad (2-10)$$

که در آن:

D_b : قطر دسته لوله

d_0 : قطر خارجی لوله بر حسب میلی متر

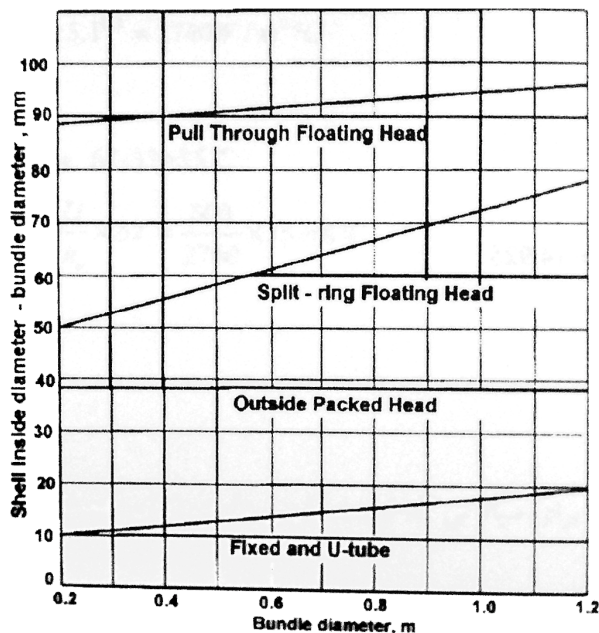
K_1 و n_1 هم از جدول زیر محاسبه می شوند.

جدول (۲-۵): تخمین پارامترهای رابطه (۲-۱۰)

آرایش مثلثی با فاصله مرکز تا مرکز لوله: $P = 1/25 d_0$					
تعداد گذرها	۱	۲	۴	۶	۸
K_1	۰/۳۱۹	۰/۲۴۹	۰/۱۷۵	۰/۰۷۴۳	۰/۰۳۶۵
n_1		۲/۱۴۲	۲/۲۰۷	۲/۲۸۵	۲/۶۷۵
آرایش مربعی با فاصله مرکز تا مرکز لوله: $P = 1/25 d_0$					
تعداد گذرها	۱	۲	۴	۶	۸
K_1	۰/۲۱۵	۰/۱۵۳	۰/۱۵۸	۰/۰۴۲۰	۰/۰۳۳۱
n_1	۲/۲۰۷	۲/۲۹۱	۲/۲۶۳	۲/۶۱۷	۲/۶۴۳

۲-۱۶-۴: محاسبه قطر پوسته

برای محاسبه قطر پوسته فضای خالی بین دیواره پوسته و دسته لوله ها به قطر محاسبه شده دسته لوله ها در مرحله قبل اضافه می شود. فضای خالی بین دیواره پوسته و دسته لوله ها در انواع مختلف مبدل در تابعیت از قطر دسته لوله از نمودار (۲-۳۲) بدست آورده می شود:



شکل (۲-۳۲): نمودار تخمین فضای خالی بین دیواره پوسته و دسته لوله ها

با استفاده از جدول (۶-۲) هم با توجه به تعداد لوله ها و آرایش لوله ها قطر پوسته تخمین زده می شود:

جدول (۶-۲): تخمین قطر پوسته مبدل در تابعیت از تعداد لوله ها و آرایش لوله ها

Heat Exchanger Tubesheet Layout Tube Count Table

Note the right column for tubesheet and number of passes per configuration.

37	35	33	31	29	27	25	23 1/4	21 1/4	19 1/4	17 1/4	15 1/4	13 1/4	12	10	8	I.D. of Shell (in.)		
1,269	1,143	1,019	881	763	663	553	481	391	307	247	193	135	105	69	33	3/4 in. on 15/16 in. Δ	Fixed Tubes	One-Pass
1,127	1,007	889	765	667	577	493	423	343	277	217	157	91	57	33	3/4 in. on 1 in. Δ			
965	865	765	665	587	495	419	355	287	235	183	139	101	85	33	3/4 in. on 1 in. □			
699	633	551	481	427	361	307	247	205	163	133	103	73	57	33	1 in. on 1 1/4 in. Δ			
595	545	477	413	359	303	255	215	179	139	111	83	65	45	33	17	1 in. on 1 1/4 in. □	Fixed Tubes	Two-Pass
1,242	1,088	964	846	734	626	528	452	370	300	228	166	124	94	58	32	3/4 in. on 15/16 in. Δ		
1,088	972	858	746	646	556	468	398	326	264	208	154	110	90	56	28	3/4 in. on 1 in. Δ		
946	840	746	644	560	486	408	346	280	222	172	126	94	78	48	26	3/4 in. on 1 in. □		
688	608	530	462	410	346	292	244	204	162	126	92	62	52	32	16	1 in. on 1 1/4 in. Δ	U Tubes ²	Two-Pass
584	522	460	402	348	298	248	218	172	136	106	76	56	40	26	12	1 in. on 1 1/4 in. □		
1,126	1,008	882	768	648	558	460	398	304	234	180	134	94	64	34	8	3/4 in. on 15/16 in. Δ		
1,000	882	772	674	566	484	406	336	270	212	158	108	72	60	26	8	3/4 in. on 1 in. Δ		
884	778	688	586	506	436	362	304	242	188	142	100	72	52	30	12	3/4 in. on 1 in. □	Fixed Tubes	Four-Pass
610	532	466	396	340	284	234	192	154	120	84	58	42	26	8	XX	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
526	464	406	356	304	256	214	180	134	100	76	58	38	22	12	XX	1 in. on 1 1/4 in. □		
1,072	1,024	904	788	680	576	484	412	332	266	196	154	108	84	48	XX	3/4 in. on 15/16 in. Δ		
1,024	912	802	692	596	508	424	360	292	232	180	134	96	72	44	XX	3/4 in. on 1 in. Δ	Fixed Tubes	Four-Pass
880	778	688	590	510	440	366	308	242	192	142	126	88	72	48	XX	3/4 in. on 1 in. □		
638	560	486	422	368	308	258	212	176	138	104	78	60	44	24	XX	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
534	476	414	360	310	260	214	188	142	110	84	74	48	40	24	XX	1 in. on 1 1/4 in. □		
1,092	976	852	740	622	534	438	378	286	218	166	122	84	56	28	XX	3/4 in. on 15/16 in. Δ	U Tubes ²	Four-Pass
968	852	744	648	542	462	386	318	254	198	146	98	64	52	20	XX	3/4 in. on 1 in. Δ		
852	748	660	560	482	414	342	286	226	174	130	90	64	44	24	XX	3/4 in. on 1 in. □		
584	508	444	376	322	266	218	178	142	110	74	50	36	20	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
500	440	384	336	286	238	198	166	122	90	66	50	32	16	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. □	Fixed Tubes	Six-Pass
1,106	964	844	732	632	532	440	372	294	230	174	116	80	XX	XX	XX	3/4 in. on 15/16 in. Δ		
964	852	744	640	548	464	388	322	258	202	156	104	66	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. Δ		
818	724	634	536	460	394	324	266	212	158	116	78	54	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. □		
586	514	442	382	338	274	226	182	150	112	82	56	34	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. Δ	U Tubes ²	Six-Pass
484	430	368	318	268	226	184	154	116	88	66	44	XX	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. □		
1,058	944	826	716	596	510	416	358	272	206	156	110	74	XX	XX	XX	3/4 in. on 15/16 in. Δ		
940	826	720	626	518	440	366	300	238	184	134	88	56	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. Δ		
820	718	632	534	458	392	322	268	210	160	118	80	56	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. □	Fixed Tubes	Eight-Pass
562	488	426	356	304	252	206	168	130	100	68	42	30	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
478	420	362	316	268	224	182	152	110	80	60	42	XX	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. □		
1,040	902	790	682	576	484	398	332	258	198	140	94	XX	XX	XX	XX	3/4 in. on 15/16 in. Δ		
902	798	694	588	496	422	344	286	224	170	124	82	XX	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. Δ	Fixed Tubes	Eight-Pass
760	662	576	490	414	352	286	228	174	132	94	XX	XX	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. □		
542	466	400	342	298	240	190	154	120	90	66	XX	XX	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
438	388	334	280	230	192	150	128	94	74	XX	XX	XX	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. □		
1,032	916	796	688	578	490	398	342	254	190	142	102	68	XX	XX	XX	3/4 in. on 15/16 in. Δ	U Tubes ²	Eight-Pass
908	796	692	600	498	422	350	286	226	170	122	82	52	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. Δ		
792	692	608	512	438	374	306	254	194	146	106	70	48	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. □		
540	464	404	340	290	238	190	154	118	90	58	38	24	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
456	396	344	300	254	206	170	142	98	70	50	34	XX	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. □		

¹Allowance made for tie rods.

²R.O.B. = 2 1/2 × tube diameter. Actual number of "U" tubes is one-half the figure shown in the table.

با استفاده از روابط زیر هم با حل حدس و خطایی قطر پوسته قابل محاسبه است:

(1) Triangular pitch

$$N_t = \frac{[(D_s - K_1)^2 \pi / 4 + K_2] - p(D_s - K_1)[K_3(n) + K_4]}{1.223(p)^2} \quad (2-11)$$

(2) Square pitch

$$N_t = \frac{[(D_s - K_1)^2 \pi / 4 + K_2] - p(D_s - K_1)[K_3(n) + K_4]}{(p)^2} \quad (2-12)$$

که در آن:

N_t : تعداد کل لوله ها در پوسته

D_s : قطر داخلی پوسته بر حسب اینچ

p : فاصله مرکز تا مرکز لوله ها بر حسب اینچ

n : تعداد گذر لوله ها

ثوابت K_1, K_2, K_3, K_4 که مطابق جدول زیر تعیین می شوند:

جدول (۲-۷): تخمین پارامترهای رابطه (۲-۱۱ و ۲-۱۲)

Table of K Values

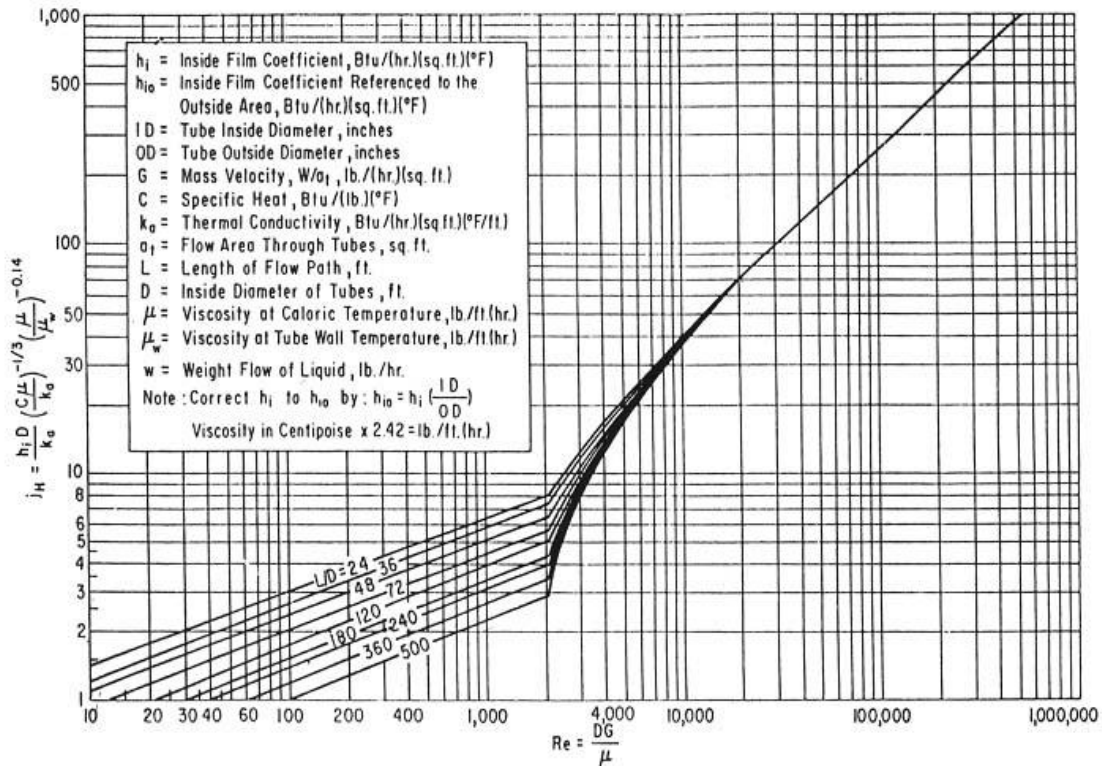
Tube Size In.	Arrangement	Pitch In.	K_1	K_2	K_3	K_4
$3/4$	Triangular	$15/16$	1.080	-0.900	0.690	-0.800
$3/4$	Triangular	1	1.080	-0.900	0.690	-0.800
$3/4$	Square	1	-1.040	-0.100	0.430	-0.250
1	Triangular	$1\ 1/4$	1.080	-0.900	0.690	-0.800
1	Square	$1\ 1/4$	-1.040	-0.100	0.430	-0.250

۲-۱۶-۵: محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت لوله ها: h_{io}

با استفاده از نمودار (۲-۳۳) عدد J_H را محاسبه کرده و از رابطه زیر مقدار h_{io} محاسبه می شود.

$$h_{io} = h_i * \frac{ID}{OD} \quad (2-13)$$

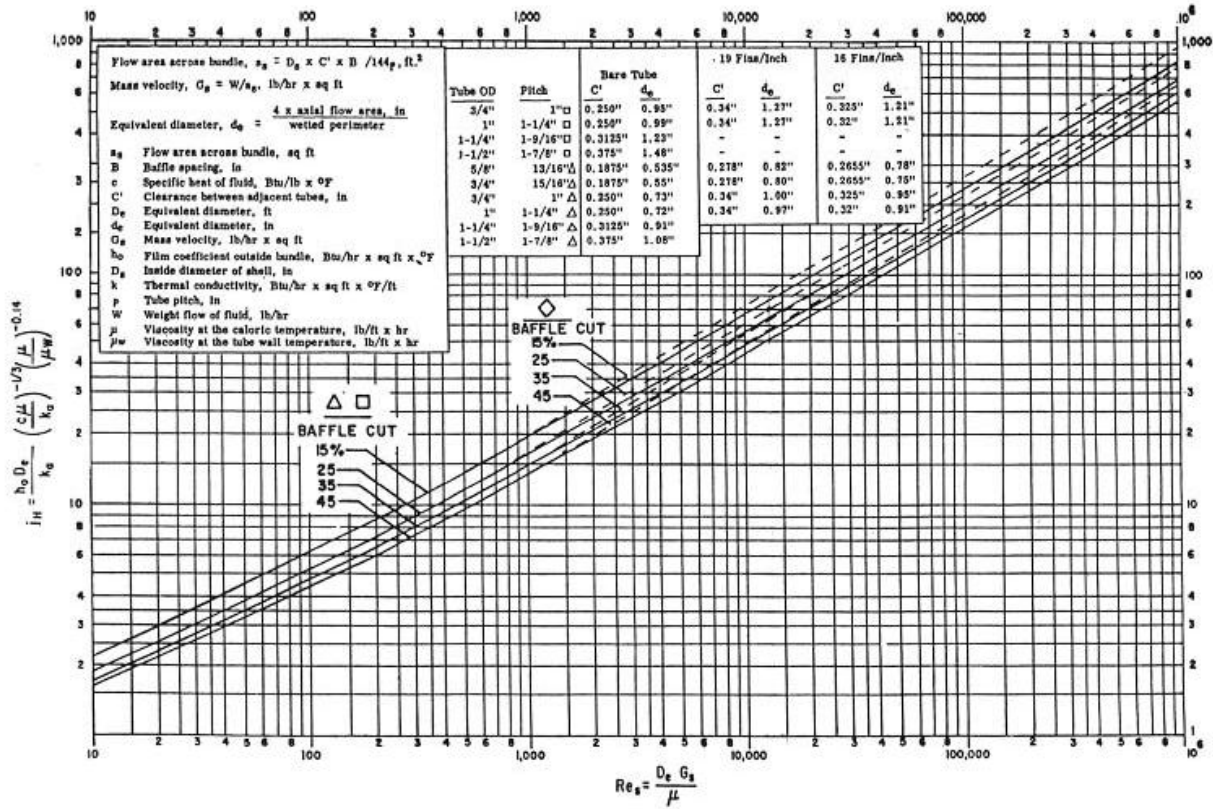
$$J_H = \frac{h_i \cdot ID}{ka} * \left(\frac{CP \cdot \mu}{ka} \right)^{-1/3} \quad (2-14)$$



شکل (۲-۳۳): نمودار محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت لوله ها

۲-۱۶-۶: محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت پوسته h_o :

با استفاده از نمودار (۲-۳۴) عدد J_H را محاسبه کرده و از رابطه زیر مقدار h_o محاسبه می شود.



شکل (۲-۳۴): نمودار محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت پوسته

۲-۱۶-۷: محاسبه ضریب کلی انتقال حرارت U_o :

پس از محاسبه ضرایب انتقال حرارت سمت پوسته و لوله و تخمین ضرایب رسوب دهی سمت پوسته و لوله

از جدول (۲-۸) ، ضریب کلی انتقال حرارت از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + R + R' + \frac{1}{h_o}} \quad (2-15)$$

جدول (۸-۲): تخمین ضرایب رسوب

Fouling Resistances For Industrial Fluids		Fouling Resistances for Natural Gas-Gasoline Processing Streams						
Oils:		Gases and Vapors:						
Fuel oil #2	0.002	Natural gas				0.001-0.002		
Fuel oil #6	0.005	Overhead products				0.001-0.002		
Transformer oil	0.001	Liquids:						
Engine lube oil	0.001	Lean oil				0.002		
Quench oil	0.004	Rich oil				0.001-0.002		
Gases and Vapors:		Natural gasoline and liquefied petroleum gases				0.001-0.002		
Manufactured gas	0.010	Fouling Resistances for Oil Refinery Streams						
Engine exhaust gas	0.010	Crude and Vacuum Unit Gases and Vapors:						
Steam (nonoil-bearing)	0.0005	Atmospheric tower overhead vapors				0.001		
Exhaust steam (oil-bearing)	0.0015-0.002	Light Naphtha				0.001		
Refrigerant vapors (oil-bearing)	0.002	Vacuum overhead vapors				0.002		
Compressed air	0.001	Crude and Vacuum Liquids:						
Ammonia vapor	0.001	Crude oil						
CO ₂ vapor	0.001	0 to 250°F		250 to 350°F				
Chlorine vapor	0.002	velocity ft/sec		velocity ft/sec				
Coal flue gas	0.010	<2	2-4	>4	<2	2-4	>4	
Natural gas flue gas	0.005	DRY	0.003	0.002	0.002	0.003	0.002	0.002
Liquids:		SALT*	0.003	0.002	0.002	0.005	0.004	0.004
Molten heat transfer salts	0.0005	350 to 450°F		450°F and more				
Refrigerant liquids	0.001	velocity ft/sec		velocity ft/sec				
Hydraulic fluid	0.001	<2	2-4	>4	<2	2-4	>4	
Industrial organic heat transfer media	0.002	DRY	0.004	0.003	0.003	0.005	0.004	0.004
Ammonia liquid	0.001	SALT*	0.006	0.005	0.005	0.007	0.006	0.006
Ammonia liquid (oil-bearing)	0.003	*Assumes desalting @ approx. 250°F						
Calcium chloride solutions	0.003	Gasoline				0.002		
Sodium chloride solutions	0.003	Naphtha and light distillates				0.002-0.003		
CO ₂ liquid	0.001	Kerosene				0.002-0.003		
Chlorine liquid	0.002	Light gas oil				0.002-0.003		
Methanol solutions	0.002	Heavy gas oil				0.003-0.005		
Ethanol solutions	0.002	Heavy fuel oils				0.005-0.007		
Ethylene glycol solutions	0.002	Asphalt and Residuum:						
Fouling Resistances for Chemical Processing Streams		Vacuum tower bottoms				0.010		
Gases and Vapors:		Atmosphere tower bottoms				0.007		
Acid gases	0.002-0.003	Cracking and Coking Unit Streams:						
Solvent vapors	0.001	Overhead vapors				0.002		
Stable overhead products	0.001	Light cycle oil				0.002-0.003		
Liquids:		Heavy cycle oil				0.003-0.004		
MEA and DEA solutions	0.002							
DEG and TEG solutions	0.002							
Stable side draw and bottom product	0.001-0.002							
Caustic solutions	0.002							
Vegetable oils	0.003							

جدول (۸-۲): تخمین ضرایب رسوب (ادامه)

Fouling Resistances for Oil Refinery Streams (Continued)

Cracking and Coking Unit Streams (Continued)	
Light coker gas oil	0.003-0.004
Heavy coker gas oil	0.004-0.005
Bottoms slurry oil (4.5 ft/sec min.)	0.003
Light liquid products	0.002
Catalytic Reforming, Hydrocracking, and Hydrodesulfurization Streams:	
Reformer charge	0.0015
Reformer effluent	0.0015
Hydrocracker charge and effluent*	0.002
Recycle gas	0.001
Hydrodesulfurization charge and effluent*	0.002
Overhead vapors	0.001
Liquid product greater than 50°A.P.I.	0.001
Liquid product 30-50°A.P.I.	0.002

*Depending on charge, characteristics and storage history, charge resistance may be many times this value.

Light Ends Processing Streams:

Overhead vapors and gases	0.001
Liquid products	0.001
Absorption oils	0.002-0.003
Alkylation trace acid streams	0.002
Reboiler streams	0.002-0.003

Lube Oil Processing Streams:

Feed stock	0.002
Solvent feed mix	0.002
Solvent	0.001
Extract*	0.003
Raffinate	0.001
Asphalt	0.005
Wax slurries*	0.003
Refined lube oil	0.001

*Precautions must be taken to prevent wax deposition on cold tube walls.

Visbreaker:

Overhead vapor	0.003
Visbreaker bottoms	0.010

Naphtha Hydrotreater:

Feed	0.003
Effluent	0.002
Naphtha	0.002
Overhead vapors	0.0015

Catalytic Hydro Desulfurizer:

Charge	0.004-0.005
Effluent	0.002
H.T. sep. overhead	0.002
Stripper charge	0.003
Liquid products	0.002

HF Alky Unit:

Alkylate, deprop. bottoms, main fract. overhead, main fract. feed	0.003
All other process streams	0.002

Catalytic Hydro Desulfurizer:

Charge	0.004-0.005
Effluent	0.002
H.T. sep. overhead	0.002
Stripper charge	0.003
Liquid products	0.002

HF Alky Unit:

Alkylate, deprop. bottoms, main fract. overhead, main fract. feed	0.003
All other process streams	0.002

Fouling Resistances for Water

Temperature of Heating Medium	Up to 240°F		240 to 400°F	
	Water Velocity Ft/Sec		Water Velocity Ft/Sec	
Temperature of Water	3 and Less	More Than 3	3 and Less	More Than 3
Sea water	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Brackish water	0.002	0.001	0.003	0.002
Cooling tower and artificial spray pond:				
Treated makeup	0.001	0.001	0.002	0.002
Untreated	0.003	0.003	0.005	0.004
City or well water	0.001	0.001	0.002	0.002
River water:				
Minimum	0.002	0.001	0.003	0.002
Average	0.003	0.002	0.004	0.003
Muddy or silty	0.003	0.002	0.004	0.003
Hard (more than 15 grains/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Engine jacket	0.001	0.001	0.001	0.001
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Treated boiler feedwater	0.001	0.0005	0.001	0.001
Boiler blowdown	0.002	0.002	0.002	0.002

If the heating medium temperature is more than 400°F and the cooling medium is known to scale, these ratings should be modified accordingly.

۲-۱۶-۸: محاسبه A_{cal}

پس از محاسبه ضریب کلی انتقال حرارت سطح انتقال حرارت را از رابطه زیر محاسبه می کنیم:

$$A_{cal} = \frac{Q}{U \cdot f_w \cdot \Delta T_m} \quad (2-16)$$

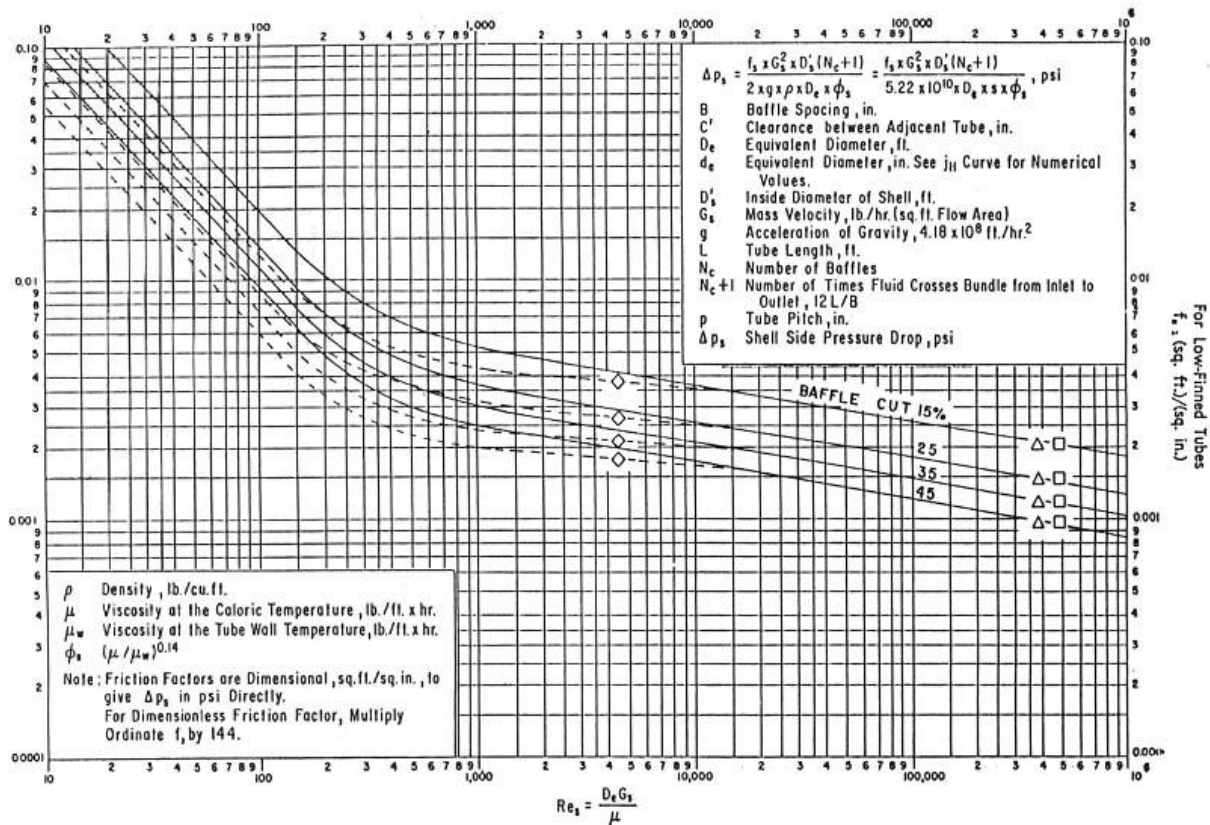
اگر سطح محاسبه شده با سطح در دسترس تقریباً برابر باشد طراحی قابل قبول است وگرنه محاسبات را با سطح محاسبه شده یک بار دیگر تکرار می کنیم.

۲-۱۶-۹: محاسبه افت فشار مبدل

الف) محاسبه افت فشار سمت پوسته

$$\Delta P_s = \frac{f_s \cdot G_s^2 \cdot D_s' \cdot (N_c + 1)}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D_e \cdot \phi_s} \quad (2-17)$$

که برای محاسبه ضریب اصطکاک در قسمت پوسته با لوله های بدون فین از نمودار زیر استفاده می کنیم:

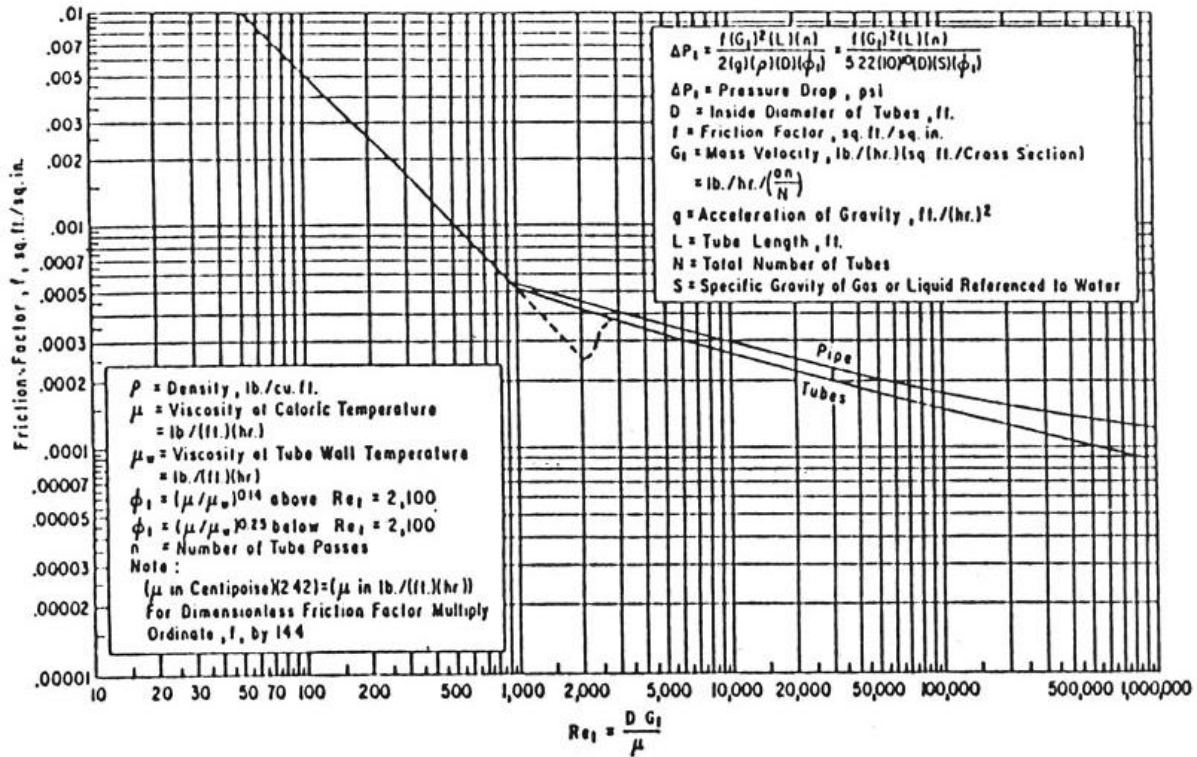


شکل (۲-۳۵): نمودار محاسبه افت فشار سمت پوسته

(ب) محاسبه افت فشار سمت لوله ها

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G^2 \cdot L \cdot n}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D \cdot \phi} \quad (2-18)$$

که برای محاسبه ضریب اصطکاک در قسمت لوله ها از نمودار زیر استفاده می کنیم:



شکل (۲-۳۶): نمودار محاسبه افت فشار سمت لوله ها

تمرین

مبدل حرارتی گلایکل - گلایکل مربوط به فرآیند نم زدایی از گاز طبیعی (Dehydration)، با مشخصات داده شده در جدول زیر را طراحی کنید.

	لوله	پوسته
دمای ورودی (°F)	۹۹	۲۰۴
دمای خروجی (°F)	-----	۱۵۰
دبی جریان ($\frac{lb}{hr}$)	۱۴۴۰۷/۹۰۵	۱۳۷۹۹/۰۵
گلایکل wt%	٪۹۵/۵۸۳	٪۹۹/۸
$\overline{CP} : \frac{BTU}{lb \cdot F}$	۰/۵۸	۰/۵۷۵
$\overline{\rho} : \frac{lb}{ft^3}$	۶۸/۵	۶۶/۹۴
$\overline{\mu} : cp$	۱۰	۵
$\overline{ka} : \frac{Btu - ft}{ft^2 \cdot hr \cdot F}$	۰/۱۲	۰/۱۱۷
ضریب رسوب	۰/۰۰۰۴	۰/۰۰۰۴

مراحل طراحی

۱: محاسبه بار حرارتی

$$Q = M_s CP \Delta T \Rightarrow Q = 13799.05 * 0.575 * (204 - 150)$$

$$= 428460.5025 \frac{BTU}{hr}$$

۲: محاسبه LMTD

$$t_2 = \frac{Q}{(M_t CP)} + t_1$$

$$= \frac{428460.5025}{(14407.905 * 0.58)} + 99 \Rightarrow t_2 = 150.27 \text{ } ^\circ F$$

$$\Delta T_m = \frac{(150 - 99) - (204 - 150)}{\ln \frac{(150 - 99)}{(204 - 150)}} = 52.4857^\circ F$$

۳: حدس U_0 و محاسبه سطح انتقال حرارت

$$U_0 = 16 \frac{BTU}{(hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)}, \quad f = 1$$

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_m} \Rightarrow A = \frac{428460.5025}{16 * 52.4857} = 510.211 ft^2$$

۴: حدس قطر و طول لوله

$$OD = \frac{1}{2} in, \quad BWG = 16 \Rightarrow WallThickness = 0.065 in$$

$$OD = 0.0416 ft \Rightarrow ID = OD - 2WallThickness \\ = 0.0416 - 2 * \frac{0.065}{12} = 0.0308 ft$$

20 ft : حدس طول لوله

۵: محاسبه تعداد لوله ها

$$N = \frac{A}{\pi \cdot OD \cdot (L - 0.5)} \\ = \frac{510.211}{3.14 * 0.0416 * (20 - 0.5)} = 200.305 \cong 201$$

۶: محاسبه تعداد گذر ها

$$\dot{Q}_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho} \\ = \frac{14407.905}{68.5} = 210.33438 \frac{ft^3}{hr} = 0.05842 \frac{ft^3}{sec}$$

۲ $\frac{ft}{sec}$: فرض سرعت سیال داخل لوله ها

$$A = \frac{\dot{Q}}{V} = \frac{0.05842}{2} = 0.02921 ft^2 = n \times \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$A = \frac{n * 3.14 * 0.0308^2}{4} \Rightarrow n = 39.22$$

در هر گذر ۴۰ لوله در نظر می گیریم .

$$6 * 40 = 240 \text{ : تعداد اصلاح شده لوله ها}$$

$$\begin{aligned} \text{طول مبدل} &= \frac{A}{N\pi \cdot OD} + 0.5 \\ &= \frac{510.211}{240 * 3.14 * 0.0416} + 0.5 = 16.27 \text{ ft} \end{aligned}$$

۷ : محاسبه قطر پوسته

با استفاده از رابطه زیر قطر دسته لوله ها را محاسبه می کنیم :

$$D_b = d_0 (N_t / K_1)^{\frac{1}{n_1}} \Rightarrow D_b = \frac{1}{2} * 25.4 \left[\frac{240}{0.0743} \right]^{\frac{1}{2.285}} = 0.436 \text{ m} \approx 17.16 \text{ in}$$

با توجه به شکل (۳۱-۲) قطر پوسته برابر است با:

$$0.436 \text{ m} + 0.013 \text{ m} = 0.449 \text{ m} \approx 17.67 \text{ in}$$

۸ : محاسبه hi_o

محاسبه عدد رینولدز برای سیال در لوله ها :

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{\rho \cdot V \cdot ID}{\mu} \\ &= \frac{68.5 * 2 * 0.0308}{10 * 2.42 * \frac{1}{3600}} = 627.71 \end{aligned}$$

$$\text{از نمودار (۳۳-۲):} \left\{ \begin{array}{l} \text{Re} = 627.71 \\ \frac{L}{D} = \frac{16.27}{0.0308} = 528.2467 \end{array} \right. \Rightarrow J_H = 1.8$$

$$J_H = \frac{h_i \cdot ID}{ka} * \left(\frac{CP \cdot \mu}{ka} \right)^{-\frac{1}{3}}$$

$$= \frac{h_i * 0.0308}{0.12} * \left(\frac{0.58 * 10 * 2.42}{0.12} \right)^{\frac{1}{3}} \Rightarrow h_i = 34.3$$

$$h_{io} = h_i * \frac{ID}{OD} \Rightarrow h_{io} = 34.3 * \frac{0.0308}{0.0416} = 25.393$$

۹: محاسبه h_o :

Δ ($\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$) : محاسبه قطر هیدرولیکی برای آرایش مثلثی لوله ها

$$de = \frac{4 * (0.433P^2 - \frac{\pi \cdot D_0^2}{8})}{\frac{\pi \cdot D_0}{2}}$$

$$= \frac{4 * (0.433 * 0.75^2 - \frac{\pi * 0.5^2}{8})}{\frac{\pi * 0.5}{2}} = 0.742in$$

$$G_s = \frac{w}{a_s}, \quad a_s = \frac{D_s * C' * B}{144P}$$

$$C' = \frac{3}{4}in - \frac{1}{2}in = \frac{1}{4}in = 0.25in$$

$$a_s = \frac{17.25 * 0.25 * 10}{144 * 0.75} = 0.4$$

$$G_s = \frac{13799.05}{0.4} = 34497.625$$

محاسبه عدد رینولدز در قسمت پوسته :

$$Re = \frac{G_s \cdot D_e}{\mu} = \frac{34497.625 * \frac{0.742}{12}}{5 * 2.42} = 176.2895$$

$$(2-34) \text{ از نمودار } \left\{ \begin{array}{l} Re = 176.2895 \\ BaffleCut = 25\% \end{array} \right. \Rightarrow J_H = 7$$

$$J_H = 7 = \frac{h_o * 0.742}{0.117} * \left(\frac{0.575 * 5 * 2.42}{0.117} \right)^{\frac{1}{3}} \Rightarrow h_o = 51.699$$

۱۰: محاسبه U_o :

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + R + R' + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{51.699} + 0.0004 + 0.0004 + \frac{1}{25.393}} \Rightarrow U_o = 16.8$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{150 - 99}{204 - 99} = 0.4857 \\ R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{204 - 150}{150 - 99} = 1.058 \end{array} \right. \Rightarrow f_w = 1$$

۱۱: محاسبه A_{cal}

$$A_{cal} = \frac{Q}{U \cdot f_w \cdot \Delta T_m} = \frac{428460.5025}{16.8 * 52.4857} = 485.9152$$

$$A_{aval} = 3.14 * 0.0416 * (16.27 - 0.5) * 240 = 494.3857$$

از آنجاییکه اختلاف بین دو سطح محاسبه شده و سطح موجود ۱/۷٪ است لذا طراحی قابل قبول است.

۱۲: محاسبه افت فشار مبدل

الف) محاسبه افت فشار سمت پوسته

$$\Delta P_s = \frac{f_s * G_s^2 * D_s' * (N_C + 1)}{2 * g * \rho * D_e * \phi_s}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{از نمودار (۳۵-۲)} \\ \text{Re} = 176.2895 \\ \text{BaffleCut} = 25\% \end{array} \right\} \Rightarrow f_s = 0.008$$

$$G_s = 34497.62 \frac{lb}{hr \cdot ft^2} \quad , \quad D'_s = \frac{17.25}{12} = 1.4375 ft$$

$$N_C + 1 = \frac{12 * L}{B} = \frac{12 * 16.27}{10} = 19.524 \quad , \quad g = 4.18 * 10^8 \frac{ft}{hr^2}$$

$$\rho = 66.94 \frac{lb}{ft^3}$$

$$D_e = \frac{0.742}{12} = 0.06183 ft \quad , \quad \phi_s = 1$$

$$\Delta P_s = \frac{0.008 * (34497.625)^2 * 1.4375 * 19.524}{2 * 4.18 * 10^8 * 66.94 * 0.06183 * 1} = 0.077 psia$$

(ب) محاسبه افت فشار سمت لوله ها

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G^2 \cdot L \cdot n}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D \cdot \phi}$$

$$Re = 627.71 \quad \Rightarrow \quad f = 0.0008 \text{ از نمودار مودی}$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \frac{14407.905}{\frac{240 * 3.14 * 0.0308^2}{4}} = 80615.5 \frac{lb}{ft^2 \cdot hr} \quad , \quad ID = 0.0308 ft$$

$$n = 6 \quad , \quad L = 16.27 \quad , \quad g = 4.18 * 10^8 \quad , \quad \phi = 1 \quad , \quad \rho = 68.5$$

$$\Delta P_t = \frac{0.0008 * 80615.5^2 * 16.27 * 6}{2 * 4.18 * 10^8 * 68.5 * 0.0308} = 0.2877 psia$$

تخمین اندازه مبدل های صفحه ای واشر دار

برای طراحی اولیه مبدل های حرارتی صفحه ای واشر دار روابط محدودی در منابع وجود دارد. در ادامه یک سری از نمودارها معرفی خواهند شد که از آنها می توان در طراحی اولیه این نوع از مبدل ها استفاده کرد. محدودیت و فرضیات مورد استفاده در این نمودارها عبارتند از:

- این نمودارها برای جریان های یک گذر با ضخامت صفحه ۰/۵ میلیمتر کاربرد دارد. و برای کاربردهای دیگر دقت کافی ندارد.
- جنس صفحات استنلس استیل است و ضریب هدایت حرارتی آن $۸/۶۷ \text{ Btu/h ft } ^\circ\text{F}$ در نظر گرفته شده است.
- روابط محاسبه ضریب انتقال حرارت برای طراحی جریان های تک فاز مایع است.
- در این روش از خواص فیزیکی جدول زیر استفاده شده است:

	جریان سیالات هیدروکربنی	جریان سیال آب
ضریب هدایت حرارتی ($\text{Btu/h ft } ^\circ\text{F}$)	۰/۰۶	۰/۳۳
دانسیته (lb/ft^3)	۵۵	۶۲
ظرفیت حرارتی ($\text{Btu/lb } ^\circ\text{F}$)	۰/۸۵	۰/۸۵

- دقت محاسبه ضریب کلی انتقال حرارت $\pm ۱۵\%$ است. به همین دلیل ۱۰% سطح اضافی در نظر گرفته شده است.
- برای سیالات با ویسکوزیته بین $۵۰۰-۱۰۰$ CP از خط ۱۰۰ CP در نمودار استفاده نمایید. برای سیالات با ویسکوزیته بالای ۵۰۰ CP باید با سازنده مشورت کرد.

مراحل تخمین اندازه مبدل های صفحه ای واشر دار

۱. محاسبه LMTD

۲. محاسبه NTU جریان های سرد و گرم

$$NTU_{Hot} = \frac{T_{Hot in} - T_{Hot out}}{LMTD} \quad (4-6)$$

$$NTU_{Cold} = \frac{T_{Cold\ out} - T_{Cold\ in}}{LMTD} \quad (4-7)$$

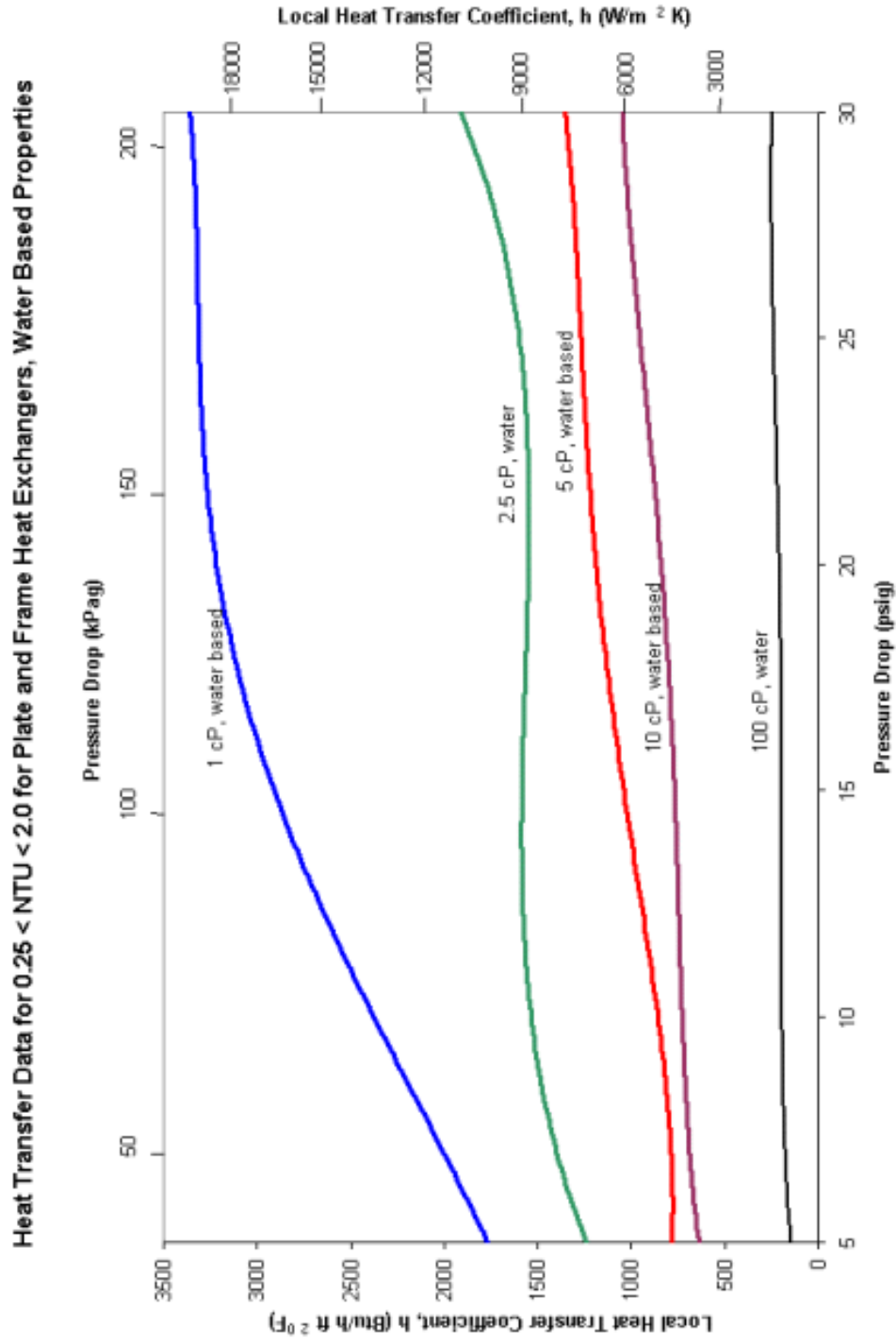
۳. با توجه به محدوده NTU محاسبه شده، ماکزیمم افت فشار مجاز و ویسکوزیته جریان ها مقادیر

h_{Cold} و h_{Hot} را از نمودارهای زیر محاسبه می کنیم:

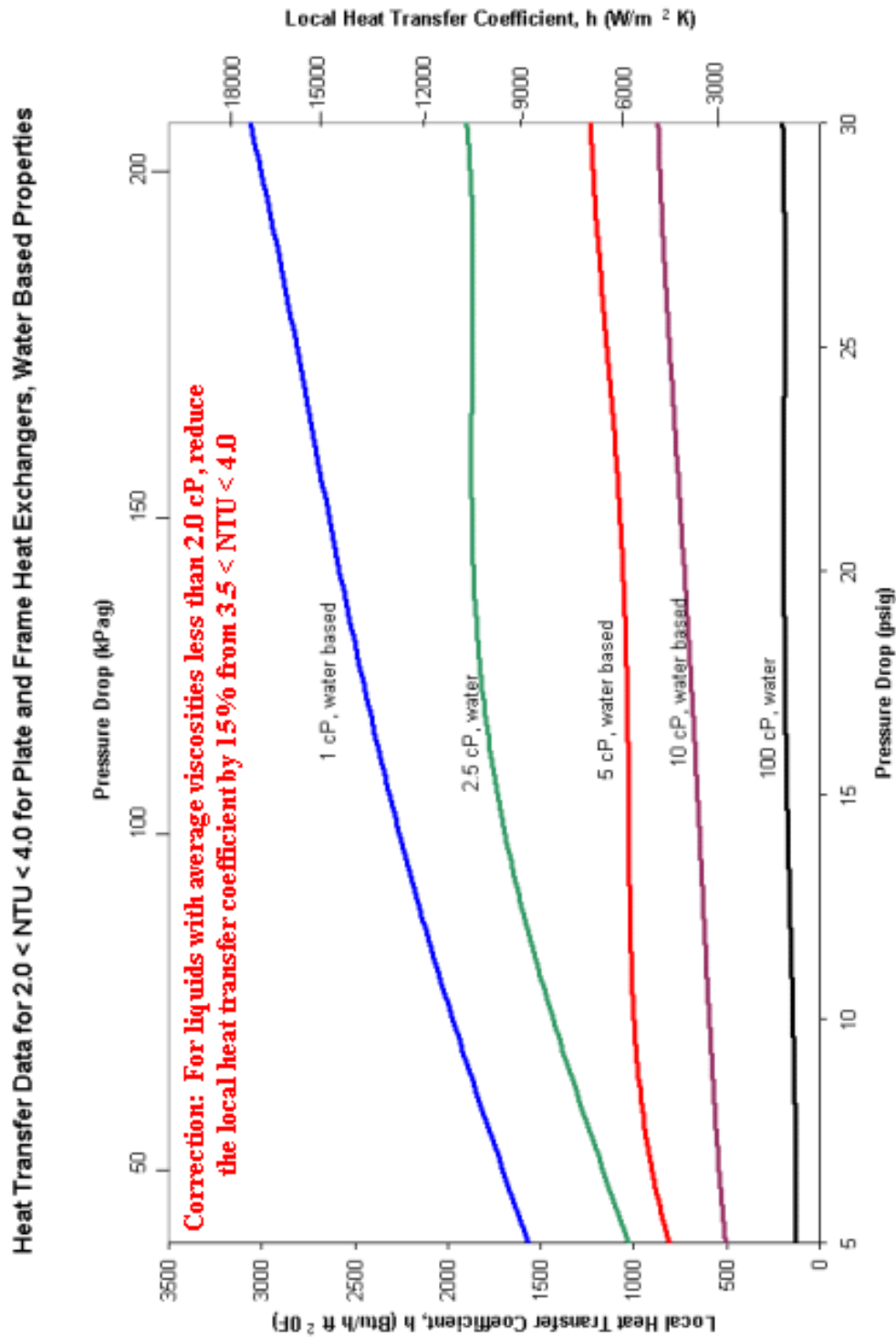
۴. ضریب کلی انتقال حرارت از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{Hot}} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_{Cold}} \quad (4-8)$$

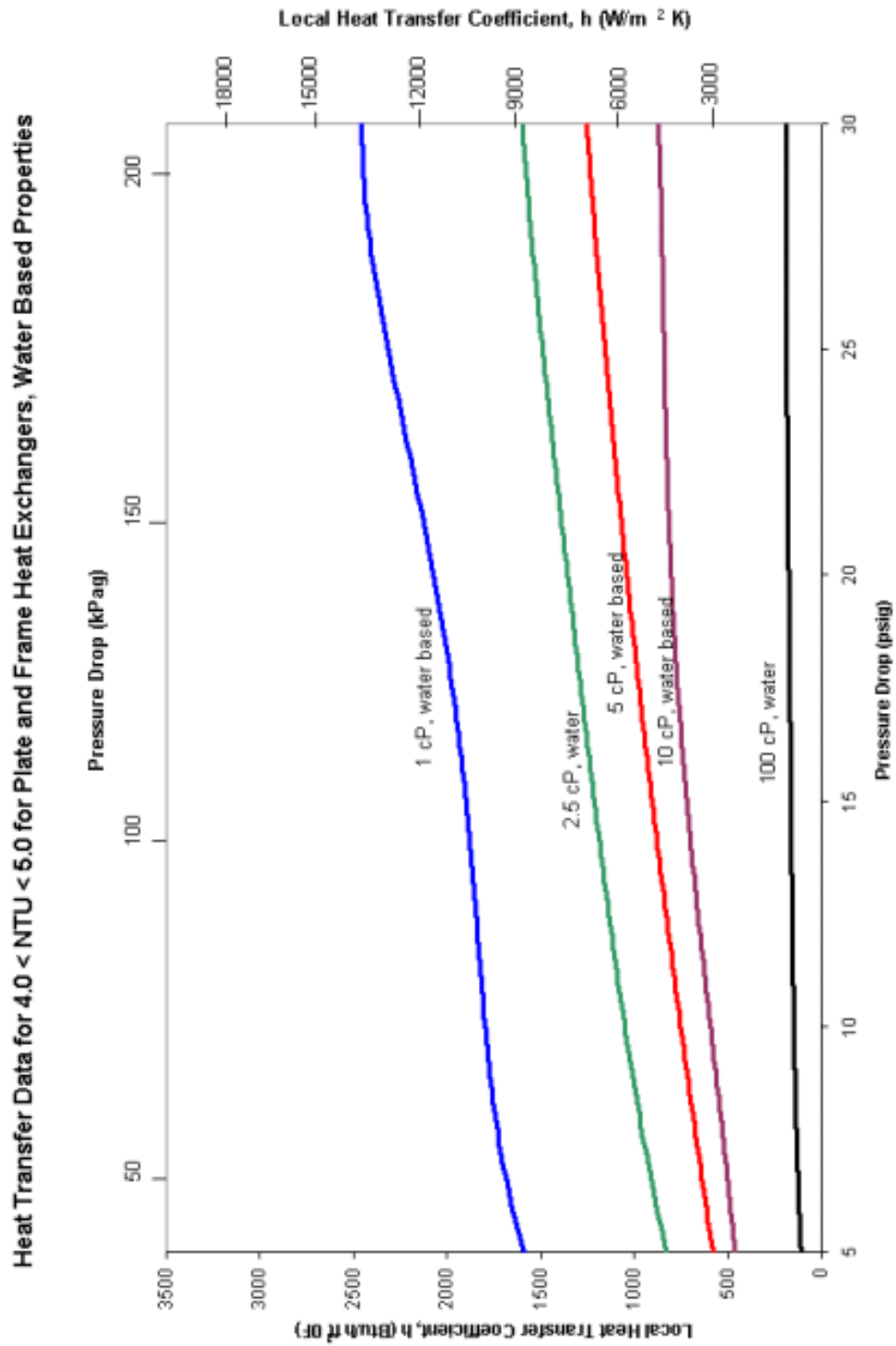
۵. از رابطه $Q = UA\Delta T_{LMTD}$ سطح انتقال حرارت را محاسبه می کنیم.



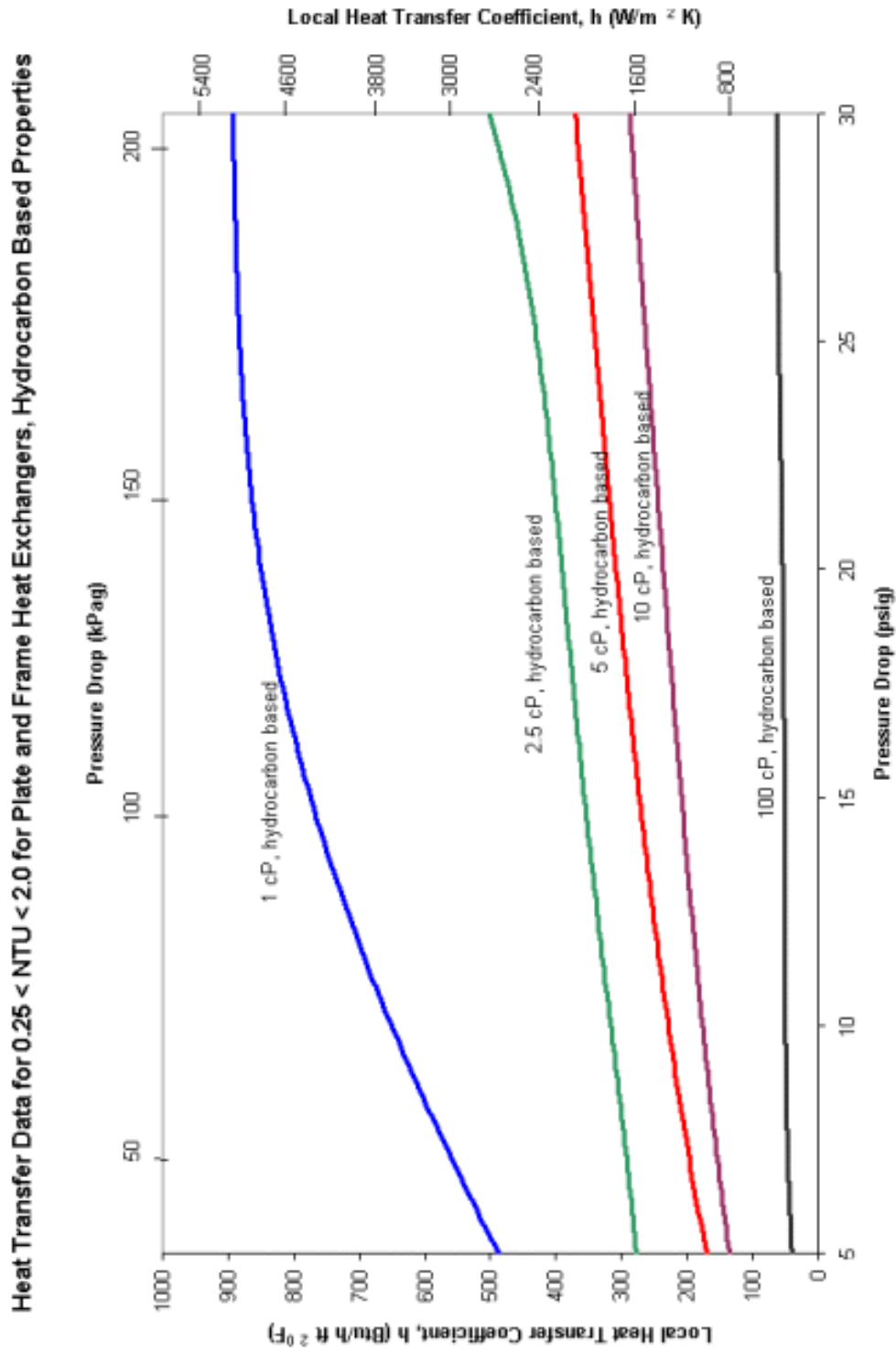
شکل (۱۹-۴ الف): نمودار محاسبه ضریب انتقال حرارت مبدل های صفحه ای و اشردار



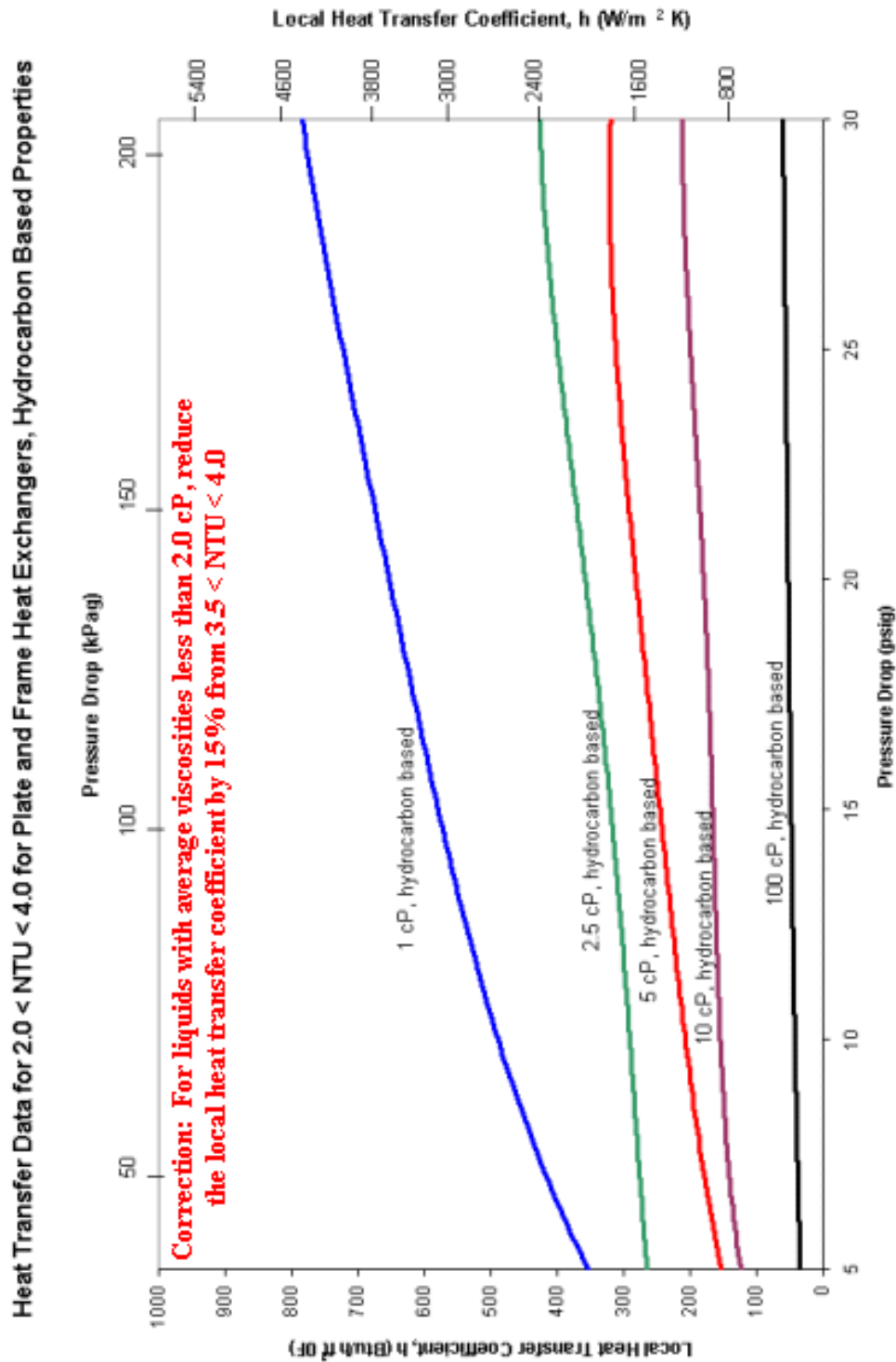
شکل (۱۹-۴ ب): نمودار محاسبه ضریب انتقال حرارت مبدل های صفحه ای و اشردار



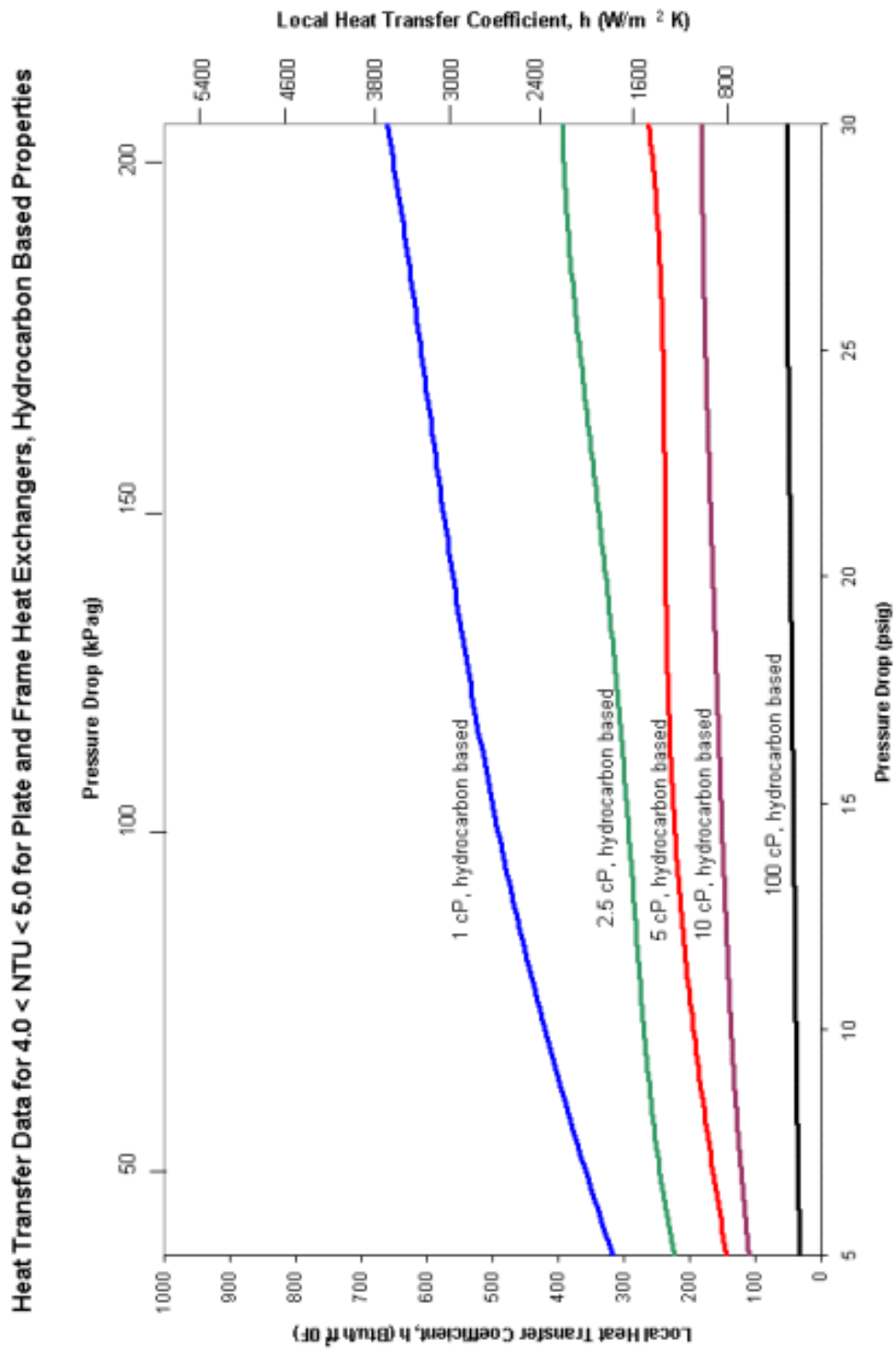
شکل (۱۹-۴ ج): نمودار محاسبه ضریب انتقال حرارت مبدل های صفحه ای واشردار



شکل (۱۹-۵): نمودار محاسبه ضریب انتقال حرارت مبدل های صفحه ای و اشردار



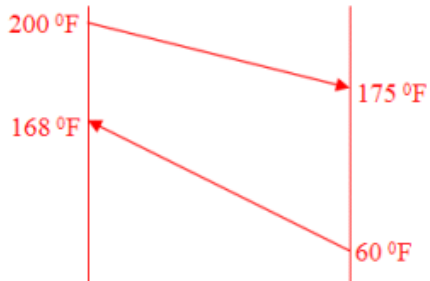
شکل (۱۹-۴ ه): نمودار محاسبه ضریب انتقال حرارت مبدل های صفحه ای واشردار



شکل (۱۹-۴) و): نمودار محاسبه ضریب انتقال حرارت مبدل های صفحه ای واشردار

تمرین

جریان آب با دبی 150000 lb/h توسط جریان روغن SAE 30 از 200°F به 175°F سرد می شود. جریان روغن با دمای 60°F وارد مبدل شده و با دمای 168°F از آن خارج می شود. ویسکوزیته متوسط جریان آب گذرنده از مبدل 0.33 CP و ویسکوزیته متوسط جریان روغن گذرنده از مبدل 215 CP است. ماکزیمم افت فشار مجاز جریان های سرد و گرم در مبدل را برابر psig در نظر بگیرید.



Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:	
2	Location:	
3	Service of Unit:	Our Reference:
4	Item No.:	
5	Your Reference:	
6	Date:	Rev No.:
7	Job No.:	
8	Size	Type
9	Surf/unit(eff.)	Connected in
10	m2	parallel
11	Shells/unit	series
12	Surf/shell (eff.)	m2
13	PERFORMANCE OF ONE UNIT	
14	Fluid allocation	Shell Side
15	Fluid name	Tube Side
16	Fluid quantity, Total	kg/h
17	Vapor (In/Out)	kg/h
18	Liquid	kg/h
19	Noncondensable	kg/h
20	Temperature (In/Out)	C
21	Dew / Bubble point	C
22	Density	kg/m3
23	Viscosity	cp
24	Molecular wt, Vap	
25	Molecular wt, NC	
26	Specific heat	kcal/(kg°C)
27	Thermal conductivity	kcal/(h*m°C)
28	Latent heat	kcal/kg
29	Pressure	kgf/cm2
30	Velocity	m/s
31	Pressure drop, allow./calc.	kgf/cm2
32	Fouling resist. (min)	m2*h°C/kcal
33	Heat exchanged	kcal/h
34	MTD corrected	C
35	Transfer rate, Service	Dirty
36	Clean	kcal/(h*m2°C)
37	CONSTRUCTION OF ONE SHELL	
38	Design/Test pressure	kgf/cm2
39	Design temperature	C
40	Number passes per shell	
41	Corrosion allowance	mm
42	Connections	In
43	Size/rating	Out
44	mm	Intermediate
45	Tube No.	OD
46	Tube type	Plain
47	Shell	ID
48	Channel or bonnet	Material
49	Tubesheet-stationary	CS
50	Floating head cover	Tube pattern
51	Baffle-crossing	Type
52	Baffle-long	Seal type
53	Supports-tube	U-bend
54	Bypass seal	Tube-tubesheet joint
55	Expansion joint	Type
56	RhoV2-Inlet nozzle	Bundle entrance
57	Gaskets - Shell side	Tube Side
58	Floating head	
59	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1
60	Weight/Shell	Filled with water
61	Remarks	Bundle
62		kg

Air-Cooled Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:			
2	Location:			
3	Service of Unit:	Our Reference:		
4	Item No.:	Your Reference:		
5	Date:	Rev No.:	Job No.:	
6	Size & Type	/	Type	Number of Bays
7	Surf/Unit-Finned Tube		m2	Bare tube area / bundle m2
8	Heat exchanged		W	MTD, Eff C
9	Transfer rate	Bare, Service		Clean W/(m2*K)
10	PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE			
11	Fluid Circulated			In/Out
12	Total Fluid Entering	kg/s	Density, Liq	kg/m3 /
13		In/Out	Density, Vap	kg/m3 /
14	Temperature	C /	Specific Heat, Liq	kJ/(kg*K) /
15	Liquid	kg/s /	Specific Heat, Vap	kJ/(kg*K) /
16	Vapor	kg/s /	Therm. Cond, Liq	W/(m*K) /
17	Noncondensable	kg/s /	Therm. Cond, Vap	/
18	Steam	kg/s /	Freeze Point	C
19	Water	kg/s /	Bubble / Dew point	/
20	Molecular wt, Vap	/	Latent heat	kJ/kg
21	Molecular wt, NC		Inlet pressure (abs)	bar
22	Viscosity, Liq	mPa*s /	Pres Drop, Allow/Calc	/
23	Viscosity, Vap	/	Fouling resistance	m2*K/W
24	PERFORMANCE DATA - AIR SIDE			
25	Air Quantity, Total	kg/s	Altitude	m
26	Air Quantity/Fan	m3/s	Temperature In	C
27	Static Pressure	mmH2O	Temperature Out	C
28	Face Velocity	m/s	Bundle velocity	kg/s/m2
29	DESIGN-MATERIALS-CONSTRUCTION			
30	Design pressure	bar	Test Pressure	Design temperature C
31	TUBE BUNDLE		Header	
32	Size	Type	Material	Carbon Steel
33	Number/bay	Material	Specifications	Welded
34	Tube Rows	Passes	OD	Min Thk. mm
35	Arrangement Mixed or horizontal	Plug Mat.	No./Bun	Lng m
36	Bundles par ser	Gasket Mat.	Pitch	/
37	Bays par ser	Corr. Allow.	mm	Fin
38	Bundle frame	Inlet Nozzle	mm	Type Extruded sleeve
39	MISCELLANEOUS		Outlet Nozzle	mm
40	Struct. Mount.	Special Nozzles	OD	Tks mm
41	Surf.Prepare	Rating	No.	#/m Des Temp C
42	Louvers	TI PI	Code	
43	Vibration Switches	Chem Cleaning	Stamp	Specs
44	MECHANICAL EQUIPMENT			
45	Fan, Mfr., Model	Driver, Type	Speed Reducer, Type	
46	No./Bay RPM	Mfr.	Mfr. & Model	Mfr. & Model
47	Dia. Blade(s)	No./Bay	No./Bay	
48	Pitch Angle	RPM	Rating	
49	Blade(s) Hub	Enclosure	Ratio	
50	hp/Fan MinAmb	V/Phase/Hz	Support	
51	Control Action on Air Failure-			Louvers
52	Degree Control of Outlet Process Temperature			
53	Recirculation			Steam Coil
54	Plot Area m2	Drawing No.	Wt.Bundle	Wt.Bay kg
55	Notes:			
56				
57				
58				

تمرین ۱:

هدف: طراحی مبدل حرارتی High Pressure Boiler Feedwater Heater

این مبدل برای پیش گرم کردن جریان آب بویلر توسط جریان نفت سبک داغ (hot light oil) استفاده می شود. مبدل از جنس SS 304 و از نوع استاندارد TEMA CLASS (R) BES است. مشخصات فرآیندی این مبدل به شرح ذیل است:

اطلاعات فرآیندی	جریان سرد (آب) سمت لوله	جریان داغ (نفت) سمت پوسته
دبی جرمی کل kg/h	۵۹۱۰۰	۲۸۴۰۰۰
دمای ورودی (C)	۵۰	۲۱۳
دمای خروجی (C)	۱۶۷	---
فشار ورودی (bar)	۵۰	۱۲
افت فشار مجاز (bar)	۱	۱/۵
مقاومت رسوب (m^2K/w)	۰/۰۰۰۰۸۸	۰/۰۰۰۵۲۸

خواص فیزیکی جریان نفت سبک مطابق جدول ذیل است:

خواص فیزیکی	نقطه ۱	نقطه ۲
دما (C)	۲۱۳	۱۶۷
دانسیتته (kg/m^3)	۸۸۰	۹۱۰
ظرفیت حرارتی (kJ/kgK)	۲/۳۴	۲/۱۸
ویسکوزیته (cP)	۱/۹۴	۳/۳۷
هدایت حرارتی (W/mK)	۰/۱	۰/۱۰۷

تمرین ۲:

هدف: چک کردن (Rating) مبدل حرارتی Debutanizer Overhead Condenser با اطلاعات

داده شده در مسئله

این مبدل (کندانسور) برای سرد کردن جریان بخارات بالای برج بوتان گیری استفاده می شود. مشخصات مکانیکی مبدل به

شرح جدول ذیل است:

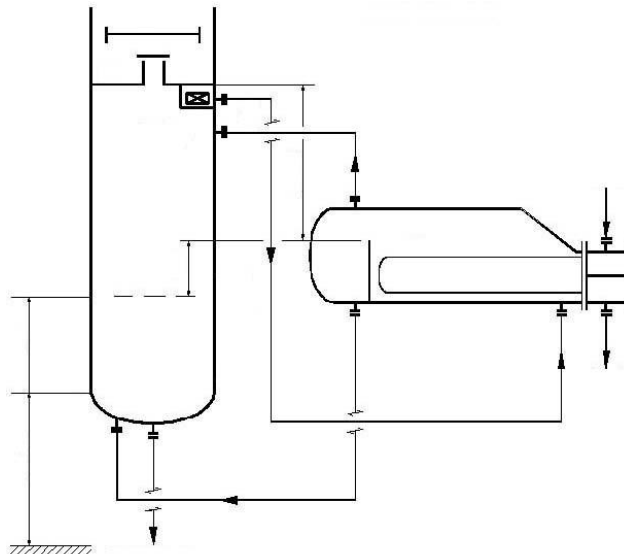
اطلاعات مکانیکی	مقدار
TEMA Type	BEM
Shell inside diameter [in]	۳۱/۵
Tube length [in]	۲۱۶
Exchanger orientation	افقی
Number of tube passes	۲
Number of tubes	۸۲۳
Tube outer diameter [in]	۰/۷۵
Tube wall thickness [in]	۰/۰۸۳
Tube pitch [in]	۰/۹۳۷
Tube layout [degrees]	۶۰
Baffle pitch [in]	۱۲
Tubesheet thickness [in]	۱/۸۵
Baffle type	Single segmental
Number of baffles	۱۵
Baffle cuts	۳۵
Number of pairs of sealing strips	۳
Shellside inlet nozzle internal diameter [in]	۱۲
Shellside outlet nozzle internal diameter [in]	۱۰
Tubeside inlet nozzle internal diameter [in]	۱۰
Tubeside outlet nozzle internal diameter [in]	۱۰
Impingement protection	NO

مشخصات فرآیندی این مبدل به شرح ذیل است:

اطلاعات فرآیندی	جریان سرد (آب) سمت لوله	جریان داغ (Debutanizer) سمت پوسته (Overhead)
دبی جرمی کل lb/h	۸۳۴۴۳۶	۹۹۲۸۵
دمای ورودی (F)	۶۸	۱۱۴/۴
دمای خروجی (F)	۸۶	۱۰۷/۶
فشار ورودی (psia)	۷۲/۵	۷۱
افت فشار مجاز (psi)	۱۰	۳
مقاومت رسوب (h ft ² F/Btu)	۰/۰۰۱	۰/۰۰۰۵
درصد جرمی Butane	---	۰/۶۰۷۶
درصد جرمی Buta-1,3-diene	---	۰/۳۶۶
درصد جرمی Propylene	---	۰/۰۲۰۹
درصد جرمی Propane	---	۰/۰۰۵۴

تمرین ۳:

هدف: طراحی (Design) مبدل Deethaniser Reboiler با اطلاعات داده شده در مسئله



PROCESS DATA SHEET FOR SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER											
1	SERVICE	DEETHANISER REBOILER						ITEM			
2	SIZE	x	x	mm	TYPE	KETTLE BKU (1)		POSITION	HORIZONTAL		
3	NO. OF UNIT	1	SURFACE PER UNIT			m ²	SURFACE PER SHELL			m ²	
4	SHELLS PER UNIT	CONNECTION: IN PARALLEL			x	IN SERIES		MANUFACTURER			
5	PERFORMANCE OF ONE UNIT (CASE :)										
6					SHELL SIDE			TUBE SIDE			
7	FLUID CIRCULATED					HC (5)			LP STEAM (4)		
8	FLUID QUANTITY, TOTAL	kg/h				169403 (3, 7)			13244		
9					IN	OUT		IN	OUT		
10	VAPOUR	(MOL. WT.)	kg/h	()	123452	(49.49)	()	()	()		
11	LIQUID		kg/h	169403	45951						
12	STEAM		kg/h				13244				
13	WATER		kg/h					13244			
14	NON CONDENSABLES	(MOL. WT.)	kg/h	()	()		()	()			
15	HYDROGEN VAPOURS		kg/h								
16	TEMPERATURE		°C	98.6	108.8		155	143.7			
17	DENSITY at T and P	LIQ. / VAP.	kg/m ³	399.1 /	411 / 77.61		/	/			
18	VISCOSITY at T and P	LIQ. / VAP.	cP	0.0603 /	0.064 / 0.013		/	/			
19	SPECIFIC HEAT	LIQ. / VAP.	kW-h/kg-°C	10.08E-4 /	9.54E-4 / 9.49E-4		/	/			
20	THERMAL CONDUCTIVITY	LIQ. / VAP.	W/°C-m	0.0573 /	0.0582 / 0.0303		/	/			
21	SURFACE TENSION (FOR BOILING STREAM)			N/m							
22	PSEUDOCRITICAL PRESSURE / TEMPERATURE			bara / °C			/				
23	LATENT HEAT			kJ/kg							
24	INLET PRESSURE			bara			30.9		4.5		
25	PRESSURE DROP: ALLOWABLE / CALCULATED			bar			MINIMUM /		0.5 /		
26	FOULING RESISTANCE			m ² -K/W			0.0002		0.00017		

PHYSICAL PROPERTIES - COLD FLUID										
TEMPERATURE NUMBER		1	2	3	4	5	6	7	8	9
22	REFERENCE TEMPERATURE °C	98.58	99.86	101.14	102.42	103.69	104.96	106.25	107.52	108.8
23	REFERENCE PRESSURE bara	30.90	30.90	30.90	30.90	30.90	30.90	30.90	30.90	30.90
24	VAPOUR WEIGHT FRACTION	0.0	0.1260	0.2401	0.3434	0.4368	0.5214	0.5978	0.6667	0.7286
25	REFERENCE DUTY MW	0.0	1.315	2.518	3.621	4.633	5.563	6.418	7.205	7.929
LIQUID										
27	DENSITY kg/m ³	399.1	400.4	401.7	403.1	404.5	406.0	407.7	409.4	411.1
28	VISCOSITY cP	0.060	0.060	0.061	0.061	0.062	0.062	0.063	0.063	0.064
29	SPECIFIC HEAT kJ/kg-°C	3.63	3.60	3.58	3.56	3.53	3.51	3.48	3.46	3.43
30	THERMAL CONDUCTIVITY W/°C-m	0.0573	0.0575	0.0576	0.0577	0.0578	0.0579	0.0580	0.0581	0.0582
31	SURFACE TENSION dyne/cm	1.72	1.79	1.85	1.92	1.98	2.04	2.11	2.17	2.23
32										
33										
VAPOUR										
35	DENSITY kg/m ³	78.71	78.63	78.54	78.44	78.31	78.16	78.00	77.81	77.61
36	VISCOSITY cP	0.0127	0.0128	0.0128	0.0128	0.0128	0.0128	0.0128	0.0129	0.0129
37	SPECIFIC HEAT kJ/kg-°C	3.64	3.61	3.58	3.56	3.53	3.5	3.47	3.44	3.42
38	THERMAL CONDUCTIVITY W/°C-m	0.0297	0.0298	0.0299	0.0299	0.0300	0.0301	0.0302	0.0302	0.0303



طراحی تجهیزات فرآیندی

جلسه پنجم

- آشنایی با انواع مختلف کندانسورها و ریبولرها

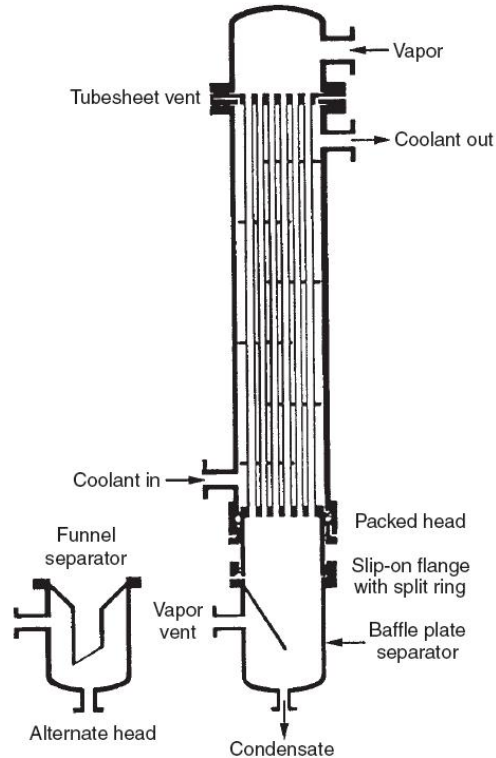
۳-۱: کندانسورها

کندانسورها در فرآیندهای مختلف شیمیایی و نفتی در عملیات های تقطیر^۱، تبرید^۲ و تولید نیرو^۳ کاربرد گسترده ای دارند. به این معنا که در هر عملیات تقطیر کندانسور به دو صورت جزئی و کامل، قسمتی و یا تمام بخار بالای برج را به مایع تبدیل کرده و جریان برگشتی داخل برج تقطیر و جریان محصول مایع بالای برج را فراهم می نماید. در عملیات سردسازی کندانسور جهت مایع کردن جریان بخار خروجی از کمپرسور و در عملیات نیروگاهی کندانسور برای مایع کردن بخار خروجی از توربین ها استفاده می شود. در جریان های بخار چند جزئی که فواصل نقطه جوش بالاست، منحنی مایع شدن غیر خطی است و خصوصیات بخار و مایع در طول عملیات مایع شدن دائماً در حال تغییر است و به همین سبب محاسبات باید در بازه های مختلف دمایی تکرار شود که همین عامل باعث پیچیدگی محاسبات مربوطه می شود. بیشتر کندانسورهای مورد استفاده در صنعت از نوع مبدل های پوسته-لوله یا کولرهای هوایی هستند. طبقه بندی انواع مختلف کندانسورها عبارتند از:

۳-۱-۱: کندانسور عمودی با جریان رو به پایین در داخل لوله ها (Inside tubes-vertical downflow)

این نوع ساختار اغلب در صنایع شیمیایی کاربرد دارد. در این نوع کندانسور جریان بخار خروجی بالای برج وارد نازل کلاگی بالای کندانسور می شود. بخارات در دیواره لوله ها کندانس شده و به صورت جریان حلقوی (annular flow) به طرف پایین کندانسور سرازیر می شوند. در قسمت انتهایی لوله ها (ناحیه میعان) جهت جداسازی جریان مایع کندانس شده از جریان بخارات غیر قابل میعان، یک بافل صفحه ای اریب مطابق شکل وجود دارد. قسمت پوسته بافل دار است و جریان سرد کننده به صورت ناهمسو با جریان بخار، در داخل پوسته به سمت بالا حرکت می کند. این نوع مبدل معمولاً دارای کلاگی ثابت یا متحرک است و کلاگی پایین آن جهت تجمع مایعات کندانس شده و تخلیه بخارات غیر قابل مایع شدن، بزرگتر ساخته می شود. جریان بخار ورودی به لوله ها در طول مسیر حرکت رو به پایین خود مایع شده و به صورت لایه فیلمی از دیواره لوله ها و بخارات کندانس نشده هم از وسط لوله به طرف پایین جریان پیدا می کند. این عمل باعث می شود تا ترکیبات سبک گازی به علت افزایش سطح تماس سرمایشی و مدت زمان تماس، تا حد ممکن مایع شوند.

1-Distillation
2-Refrigeration
3-Power Generation



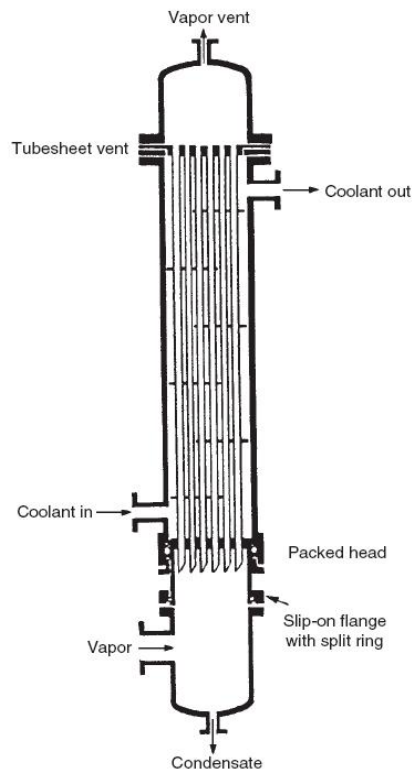
شکل (۱-۳): کندانسور عمودی با جریان بخار رو به پایین در سمت لوله ها

از مزایای این نوع کندانسور هم اینست که جریان بخارات داخل لوله ها به طور دائم با سطح سرد دیواره در تماس است که این امر به کندانس شدن مخلوط ها با فاصله نقطه جوش بالا کمک زیادی می کند. از طرف دیگر جریانات کندانس تمام سطوح را شستشو می دهند که در شرایط رسوب مزیت بالایی است. از معایب این کندانسور اینست که جریان سرد کننده که معمولاً گرایش بالایی به رسوب دارد در قسمت پوسته جریان دارد که عملاً استفاده از لوله های پره دار را غیر ممکن می سازد. همچنین در فشارهای مطلق پایین (زیر ۲۵ میلیمتر جیوه) افت فشار بالاست و بنابراین باید لوله هایی با قطر بالا (۳۵-۵۰ میلیمتر) استفاده شود تا طول کندانس منطقی داشته باشیم. وقتی جریان کندانس همراه با جریان غیر قابل کندانس است تلفات سرعت باعث کاهش ضریب انتقال حرارت می شود در نتیجه نیاز به سطح انتقال حرارت بالایی خواهیم داشت.

۳-۱-۲: کندانسور عمودی با جریان رو به بالا در داخل لوله ها (Inside tubes-vertical

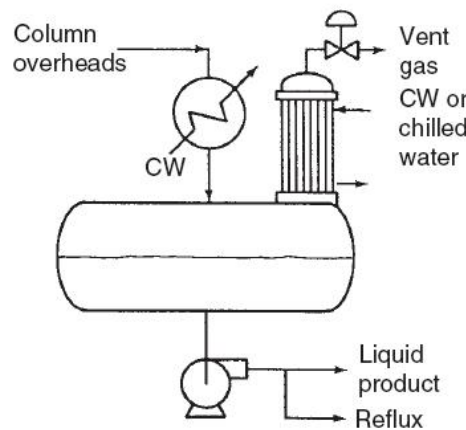
Upflow) یا کندانسور ریفلاکس (Reflux Condenser)

نام های دیگر کندانسور ریفلاکس vent condenser و knockback condenser است. همانطور که در شکل (۳-۲) ملاحظه می شود، ساختار این کندانسور عمودی است. جریان بخار خروجی بالای برج وارد نازل کنگی پایین کندانسور می شود و از پایین به بالا در داخل لوله ها جریان می یابد. بخارات در دیواره لوله ها کندانس شده و به واسطه نیروی گراویته به طرف پایین مبدل سرازیر می شوند. در قسمت انتهایی لوله های بالا (ناحیه میعان) هم جریان بخارات غیر قابل کندانس از وسط لوله ها به سمت بالا جریان پیدا کرده و از نازل کنگی بالای کندانسور خارج می شود. ویژگی خاص این کندانسور در اینست که قسمت انتهایی لوله های سمت پایین جهت تخلیه بهتر میعانات کندانس شده، به صورت اریبی با زاویه ۶۰-۷۵ درجه برش خورده اند. همچنین این نوع کندانسورها کوتاه (طول ۲-۳ متر) و با لوله هایی با قطر بالای ۲۵ میلیمتر طراحی می شوند. قسمت پوسته بافل دار است و جریان سرد کننده به صورت همسو با جریان بخار، در داخل پوسته به سمت بالا حرکت می کند. از این واحدها زمانی استفاده می شود که میزان ترکیبات سبک موجود در بخارات نسبتاً کم باشد.



شکل (۳-۲): کندانسور عمودی با جریان بخار رو به بالا در سمت لوله ها (کندانسور ریفلاکس)

از کندانسور ریفلاکس زمانی استفاده می شود که بازگشت جریان داغ کندانس ها به برج ضروری باشد و میزان کمی از ترکیبات با نقطه جوش پایین به همراه جریان های کندانس خارج شوند. در کاربردهای تقطیر اغلب از این کندانسورها به عنوان کندانسورهای داخلی استفاده می شود که در آن میعانات کندانس شده به عنوان جریان برگشتی از بالای برج جریان پیدا می کند یا به عنوان یک کندانسور ثانویه مطابق شکل (۳-۳) به اکومولاتور متصل می شود. در این کندانسورها سرعت جریان بخار باید کم نگهداشته شود تا از طغیان و خروج جریان مایع کندانس شده همراه جریان گاز جلوگیری شود. در طراحی این نوع کندانسور بسته به میزان ضریب رسوب سیال خنک کننده از دسته لوله متحرک یا ثابت استفاده می شود.

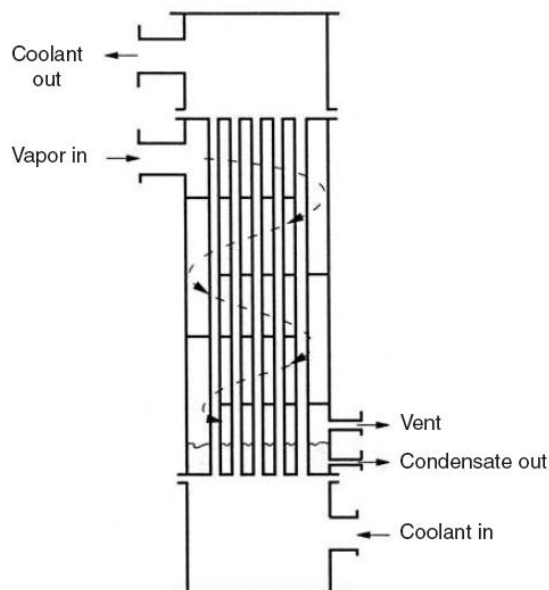


شکل (۳-۳): کندانسور متصل به اکومولاتور

از مهمترین معایب این نوع کندانسور اینست که جریان مایع خنک کننده که اغلب مایع رسوب زا است از پوسته جریان پیدا می کند که عملاً استفاده از لوله های پره دار را غیر ممکن می سازد.

۳-۱-۳: کندانسور عمودی با جریان بخار رو به پایین در خارج لوله ها (Outside Vertical tubes)

در این نوع کندانسور جریان بخار خروجی بالای برج وارد نازل بالایی پوسته کندانسور می شود. بخارات در دیواره بیرونی لوله ها کندانس شده و به طرف پایین کندانسور سرازیر می شوند. جریان مایع کندانس از نازل پایین پوسته خارج می شود. جریان گازهای غیر قابل کندانس هم از نازل موجود در بالای پوسته که در بالای سطح مایع کندانس شده قرار می گیرد، به بیرون تخلیه می شود. جریان آب خنک کننده هم به صورت همسو با جریانات بخار از داخل لوله ها به صورت لایه فیلم ریزان به سمت کنگی پایین مبدل حرکت می کند.



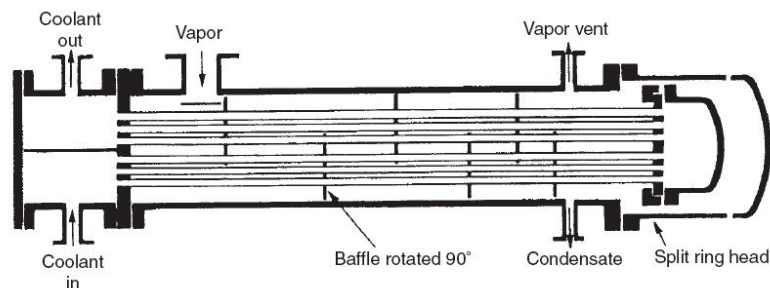
شکل (۳-۴): کندانسور عمودی با جریان بخار رو به پایین در سمت پوسته

قسمت پوسته می تواند بافل دار طراحی شود ولی اغلب از صفحات نگهدارنده استفاده می شود. مزیت استفاده از این کندانسورها به دلیل اینکه فقط دارای یک هد استاتیکی هستند، افت فشار پایین در قسمت آب است. میزان مصرف آب کم و ضرایب انتقال حرارت بالاست. همچنین حین عملیات کندانسور امکان تمیز کردن قسمت آب میسر است. عیب آن هم مشکلات مربوط به توزیع خوب آب است که البته می تواند با استفاده از توزیع کننده های آب که در شکل نشان داده شده است بهبود یابد. عیب دیگر آن نیاز به آب گذر و مخزن تخلیه آب است. اگر هم نیاز به بازگردانی آب به سیستم سرد کننده (Cooling System) باشد به پمپ نیاز است. اغلب کندانسورهای عمودی با جریان بخار در پوسته، به صورت جریان بخار رو به پایین هستند و بندرت از نوع جریان رو به بالا استفاده می شود. در صورت استفاده از نوع جریان رو به بالا نیازی به استفاده از بافل و صفحات نگهدارنده لوله ها نیست. این نوع ساختار بیشتر در ترموسیفون های عمودی کاربرد دارد و غیر از آن کاربرد زیادی در عملیات های مایع کردن ندارد.

۳-۱-۴: کندانسور افقی با جریان بخار در خارج لوله ها (Outside Horizontal tubes)

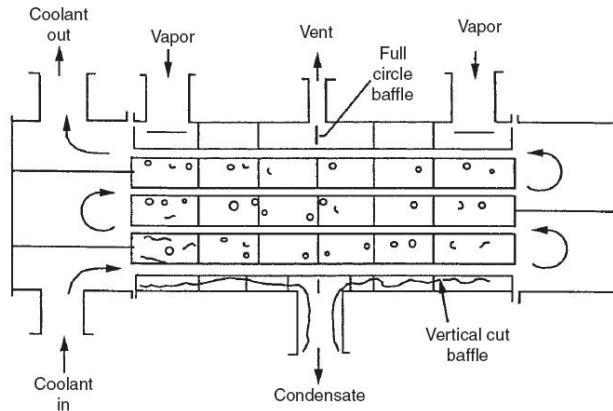
بیشتر کندانسورهای بزرگ در صنایع فرآیندی به دلیل کاهش هزینه های تعمیرات و سازه های نگهدارنده به صورت افقی ساخته می شوند. در این کندانسورها معمولاً جریان بخار ورودی شامل ترکیبات مختلف آلی است که در پوسته جریان می یابد و جریان خنک کننده آب است که به دلیل رسوب زا بودن

در داخل لوله ها جریان دارد. در کندانسور افقی با جریان بخار در خارج لوله ها جریان بخار خروجی بالای برج وارد نازل ورودی پوسته کندانسور می شود. بخارات در دیواره بیرونی لوله ها کندانس شده و جریان مایع کندانس به طرف نازل پایین پوسته کندانسور سرازیر می شوند. جریان گازهای غیر قابل کندانس هم از نازل تخلیه بخار بالای پوسته به بیرون تخلیه می شود. قسمت بیرونی لوله ها اغلب به صورت پره دار ساخته می شود. یک نمونه از این مبدل ها در شکل (۳-۵) نشان داده شده است که ارزانتترین نوع کندانسور افقی است و کاربرد زیادی هم دارد و معمولاً از نوع کلگی شناور و یا صفحه لوله ثابت است. لوله ها می توانند یک گذر و یا چند گذر طراحی شوند. کندانسور افقی می تواند به شکل بافل دار طراحی شود. معمولاً برش بافل ها به صورت عمودی است (نوع برش افقی بافل در شرایط خاص بکار می رود) و لبه بافل ها جهت تخلیه کندانس ها به طرف پایین، شکاف دار طراحی می شوند. برای تخلیه گازهای غیر قابل مایع شدن هم یک نازل تخلیه بخار در بالای مبدل نزدیک کلگی عقب مبدل تعبیه می شود. برای اینکه جریان بخار در نزدیک دمای شبنم وارد مبدل شود، و همچنین از سایش لوله ها جلوگیری شود، استفاده از یک بافل صفحه برخورد مقابل جریان بخار ورودی سمت پوسته لازم و ضروری است.

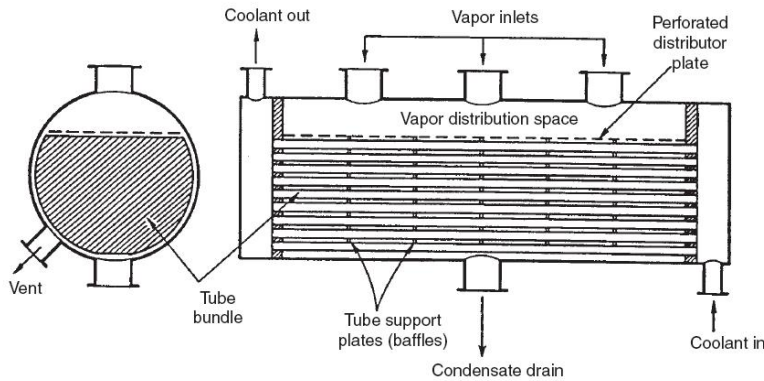


شکل (۳-۵): کندانسور افقی با جریان بخار در سمت پوسته از نوع کلگی شناور

در صورتیکه افت فشار سمت پوسته بالاتر از افت فشار مجاز باشد، می توان از بافل عرضی دو برشه (double-cut segmental baffle) یا rod baffle استفاده کرده یا نوع پوسته را به J-shell (شکل (۳-۶)) یا X-shell (شکل (۳-۷)) تغییر داد. در کندانسور با پوسته از نوع X-shell افت فشار خیلی کم است و اغلب در سرویس های خلأ استفاده می شود. البته در این واحدها تخلیه بخار ممکن است کار دشواری باشد. در هر صورت نازل تخلیه بخار باید بالاتر از سطح مایع کندانس شده قرار بگیرد.



شکل (۶-۳): کندانسور افقی با جریان بخار در سمت پوسته و پوسته از نوع J-shell



شکل (۷-۳): کندانسور افقی با جریان بخار در سمت پوسته و پوسته از نوع X-shell

از مزایای استفاده از این نوع کندانسور ها می توان به موارد ذیل اشاره کرد:

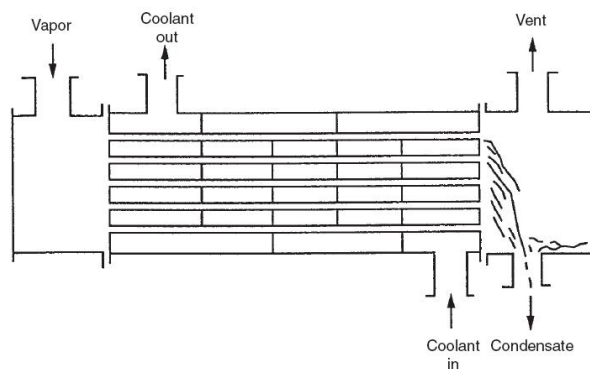
- افت فشار می تواند پایین نگه داشته شود.
- بدلیل تمیز بودن بخار نسبت به سیال سرد کننده، میزان رسوب بخار روی لوله ها بسیار ناچیز است.
- به منظور بهبود ضریب انتقال حرارت، قسمت لوله ها می تواند چند گذر طراحی شود که باعث کاهش میزان رسوب داخل لوله ها و افزایش انتقال حرارت می شود.
- فاصله بین بافل ها برای تنظیم سرعت بخار می تواند تغییر کند.
- جهت بهبود ضریب انتقال حرارت می توان از لوله های فین دار استفاده نمود.

از معایب این نوع کندانسورها هم می توان به موارد ذیل اشاره کرد:

- در صورت استفاده از آلیاژ برای پوسته های فشار بالا هزینه پوسته بالاست.
- تخلیه در پوسته های با جریان متقاطع مسئله سازاست.
- تمایل به جدا شدن دو فاز کندانس و بخار و لایه لایه شدن آنها در مخلوط های با فاصله نقطه جوش بالا ممکن است ایجاد مشکل کند.
- لرزش در لوله ها ممکن است اتفاق بیافتد و استفاده از نگهدارنده های لوله به مقدار کافی ممکن است سخت باشد.

۳-۱-۵: کندانسور افقی پوسته-لوله با جریان بخار در طرف لوله

از این نوع کندانسور (همانطور که در شکل زیر نشان داده شده است)، برای مایع کردن بخارات فشار بالا و خورنده استفاده می شود. چنین اتفاقی به طریقه مشابه در ریبویلرهای کتل و ترموسیفون افقی اتفاق می افتد که در آن جریان بخار اشباع ورودی به لوله ها به مایع اشباع تبدیل می شود.



شکل (۳-۸): کندانسور افقی با جریان بخار در سمت لوله ها

۳-۲: اصول طراحی ریبویلرها در فرآیندهای صنعتی

۳-۲-۱: تبخیر

تبخیر به فرآیند تولید بخار گفته می شود که در فرآیندهای مختلف صنعتی مانند ژنراتورهای بخار^۴، سیستم های تهویه مطبوع^۵، سیستم های تبرید^۶ و بویلرها در صنایع نفت، گاز و پتروشیمی کاربرد دارد. عمل جوشش در دو حالت مختلف زیر اتفاق می افتد:

۱- جوشش استخری^۷

۲- جوشش جریان^۸

که در ادامه به توضیح هر کدام پرداخته می شود.

⁴ -Steam Generators

⁵ -Air Conditioning

⁶ - Refrigeration

⁷ -Pool Boiling

⁸ -Flow Boiling

۲-۱-۱: جوشش استخری

جوشش استخری به جوشش یک مایع راکد در تماس با یک سطح داغ گفته می شود. انتقال حرارت به مایع از طریق جابجایی طبیعی و تلاطم حاصل از حرکت حباب های بخار در داخل مایع ایجاد می شود. اگر مایع در نقطه جوش خود باشد برای تولید بخار فقط به گرمای نهان تبخیر نیاز دارد که به آن جوش استخری اشباع^۹ گفته می شود. اگر مایع در زیر دمای اشباع باشد، ابتدا گرم می شود تا به دمای جوش خود برسد، سپس برای تولید بخار به گرمای نهان نیاز دارد که به آن جوش استخری زیر سرد^{۱۰} گفته می شود. جوشاننده های استخری می توانند به ۵ ناحیه تقسیم شوند:

۱- ناحیه جابجایی طبیعی

در این ناحیه انتقال حرارت محسوس است و گرما از سطح داغ به مایع منتقل می شود. در این ناحیه اختلاف دمای بین سطح داغ و مایع به حدی نیست که بخار تولید شود.

۲- ناحیه جوشش هسته ای^{۱۱}

زمانی که در فرآیند جوشش استخری اولین حباب های بخار تولید می شوند، انتقال حرارت به ناحیه جوشش هسته ای منتقل می شود. زمانی که اختلاف دمای بین سطح داغ و دمای اشباع مایع افزایش پیدا می کند، حباب های بیشتری تولید می شوند، سرانجام به نقطه ای می رسیم که در آن شدت تولید حباب ها کاهش می یابد. به این نقطه فلاکس حرارتی بحرانی یا فلاکس حرارتی ماکزیمم گفته می شود.

۳- ناحیه خاتمه جوشش (Burnout)

همانطور که اشاره شد طی جوشش هسته ای بخار روی سطح داغ تولید می شود و سپس جریان مایع با یک حرکت سریع مجدد روی سطح داغ جایگزین می شود؛ در ادامه به نقطه ای می رسد که مایع قادر نیست تا مدت زیادی کل سطح را مرطوب نگه دارد. در این نقطه انتقال حرارت از طریق فیلم بخار اتغاق می افتد و در نتیجه بیشترین فلاکس حرارتی اعمال می شود. در این ناحیه،

⁹ - Saturated Pool Boiling

¹⁰ - Sub-Cooled Pool Boiling

¹¹ - Nucleate Boiling Region

جوشش هسته ای ضعیف است و گاهی به آن ناحیه خاتمه جوشش (Burnout) گفته می شود. در این ناحیه عملکرد تجهیزات انتقال حرارت مختل می شود.

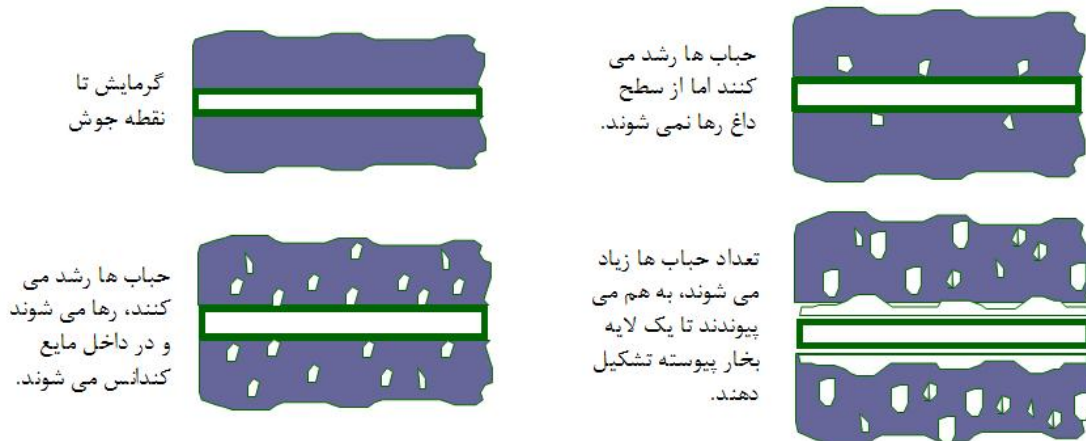
۴- ناحیه جوشش گذرا (Transition Boiling)

اصولاً انتقال حرارت از میان بخار از طریق تشعشع اتفاق می افتد. وقتی که دمای دیواره سطح داغ افزایش می یابد فلاکس حرارتی خالص کاهش می یابد و تولید بخار به صورت پراکنده باعث ناپایداری جوشش می شود. سرانجام سطح انتقال حرارت توسط بخار پوشیده می شود که منجر به افت فلاکس حرارتی پایدار می شود. به این ناحیه، ناحیه جوشش گذرا گفته می شود.

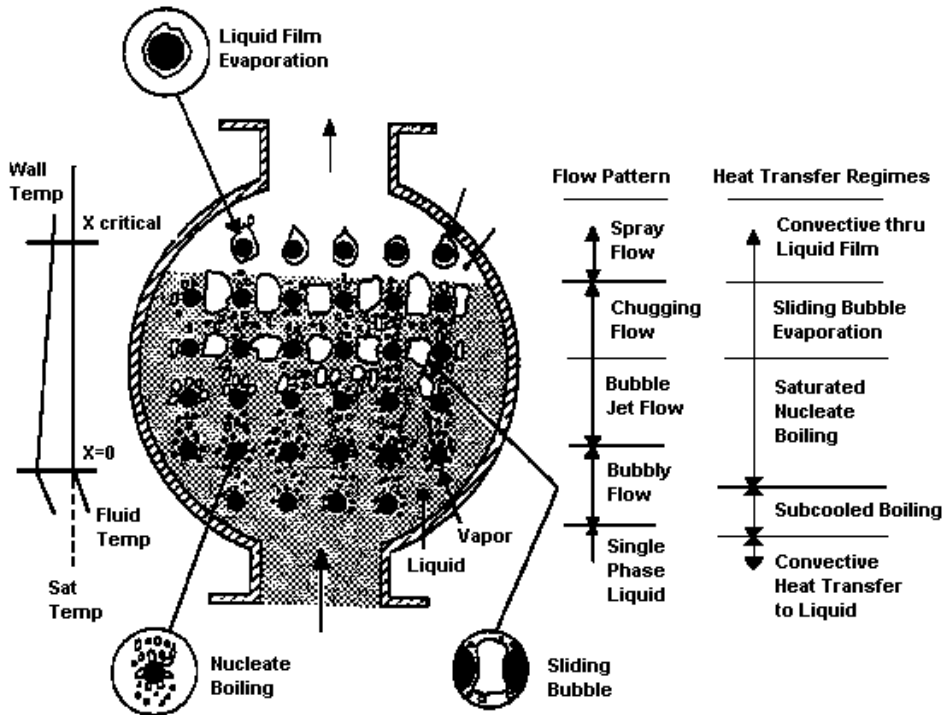
۵- ناحیه جوشش فیلمی

وقتی که فیلم بخار کل سطح انتقال حرارت را پوشاند انتقال حرارت از طریق تشعشع اتفاق می افتد. حباب های بخار نسبت به سطح داغ، بیشتر از بالای فیلم آزاد می شوند. به این ناحیه ناحیه جوشش فیلمی اطلاق می شود.

برای نمونه الگوی جریان جوشش در سمت پوسته یک مبدل در شکل زیر ملاحظه می شود:



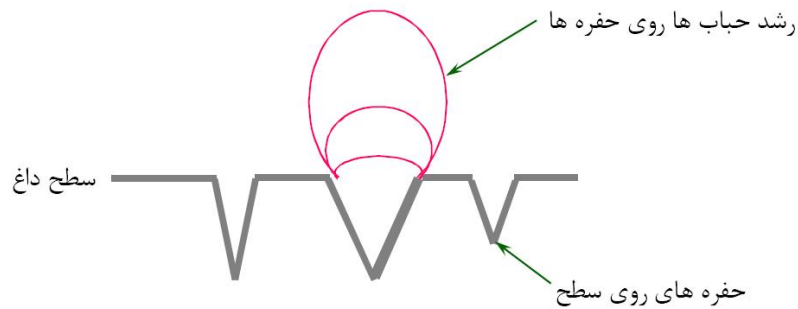
شکل (۹-۳): حالت گذر از جوشش هسته ای به جوشش فیلمی



شکل (۳-۱۰): الگوی جریان جوشش در سمت پوسته

جوشش استخری تابع ۴ متغیر است:

- اختلاف دما در سطح که تعیین کننده فلاکس حرارتی است.
- فشار سیال که روی تشکیل حباب و فرکانس حرکت آن تأثیر می گذارد.
- اندازه و توزیع حفره های روی سطح که باعث شروع تشکیل حباب ها می شود.
- ترکیبات، ضریب انتقال حرارت در مخلوط ترکیبات کمتر از یک نسبت خطی بین ترکیبات خالص است.



شکل (۳-۱۱): الگوی جریان جوشش در سمت پوسته

۲-۱-۲: جوشش جریانی

جوشش جریانی موقعیکه مایع جوشیده از داخل لوله ها یا روی دسته لوله ها جریان می یابد، اتفاق می افتد. پمپ ها برای جریان دادن مایعات استفاده می شوند. در جوشش جریانی انتقال حرارت از نوع جابجایی اجباری است. به طور کلی چهار ناحیه انتقال حرارت در جریان مایع جوشیده در داخل لوله ها وجود دارند:

۱- ناحیه مایع بدون تغییر فاز

در این ناحیه دمای مایع سرد توسط انتقال حرارت جابجایی اجباری به نزدیک دمای جوش خود می رسد.

۲- ناحیه جریان حبابی^{۱۲}

حباب های بخار روی دیواره لوله (جاییکه دما بالاتر از دمای جوش سیال است) تشکیل می شوند. حباب های تشکیل شده معمولاً طی حرکت رو به بالای خود از بالک مایع به دلیل آنکه دمای آن پایین تر از دمای دیواره لوله است، کندانس می شوند.

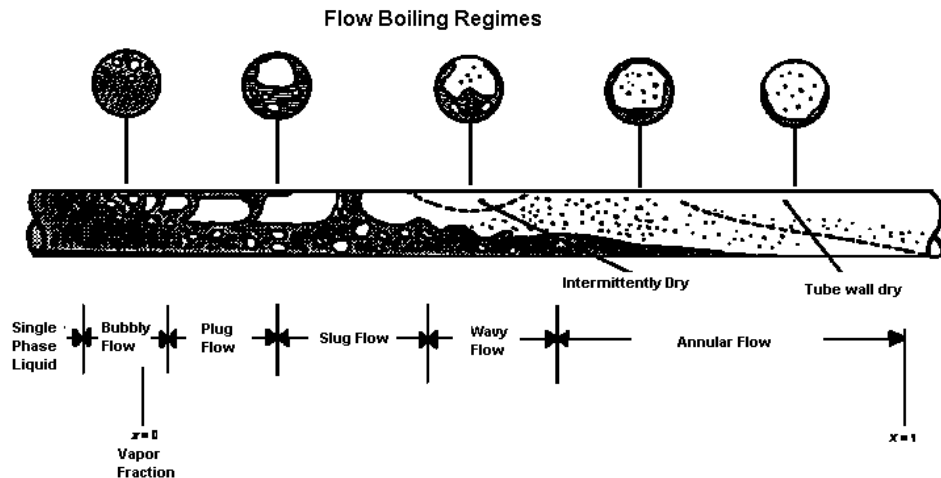
۳- ناحیه جریان اسلاگ

وقتی که تعداد حباب های تشکیل شده زیاد شده و از بالک سیال صعود کنند دمای سیال به دمای اشباع آن افزایش می یابد در نتیجه الگوی جریان مایع و بخار در ناحیه جریان اسلاگ قرار می گیرند. اگر نسبت بخار به مایع افزایش یابد رژیم جریان از اسلاگ به حلقه ای گذر می کند و جریان مایع به صورت فیلمی در طول دیواره لوله شروع به حرکت می کند.

۴- ناحیه مایع ناکافی (Deficient Region)

زمانیکه فلاکس حرارتی به مقدار بحرانی خود رسید، فیلم مایع شکسته می شود. سپس با افزایش دما جریان ذرات مایع بخار شده و در نهایت فقط بخار باقی می ماند. این ناحیه با جریان غبار مایع شروع شده و با جریان گاز خشک پایان می یابد. انتقال حرارت در این ناحیه کم است و مکانیزم آن از نوع جابجایی و تشعشع است. این ناحیه باید جلوگیری شود.

¹² -Bubbly Flow



شکل (۱۲-۳): رژیم های جوشش جریانیه از ۱۰۰٪ مایع تا ۱۰۰٪ بخار در داخل لوله

نواحی جریان در جریان عمودی مشابه جریان افقی هستند. تفاوت های عمده تأثیر گراویته روی جریان مایع یا قطع جوشش بر اساس هد هیدرواستاتیکی در لوله های عمودی است. گذر از یک رژیم جریان به رژیم دیگر، به خواص ترموفیزیکی سیالات بستگی دارد.

۳-۳: ریبولر

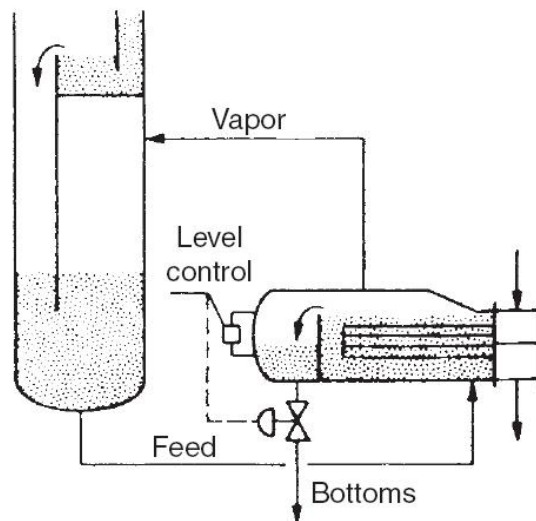
ریبولر یک مبدل حرارتی است که برای تولید بخار مورد نیاز در برج های تقطیر استفاده می شود. بخار تولید شده از زیر آخرین سینی برج تقطیر وارد برج می شود. در ریبولر مایع انتهای برج تقطیر به صورت جزئی بخار می شود. جریان گرم مورد استفاده در ریبولرها اغلب بخار اشباع (Steam) است که در طول مبدل با از دست دادن گرمای نهان خود مایع می شود. البته از جریان های فرآیندی دیگر نیز می توان استفاده کرد. محاسبات حرارتی و هیدرولیکی در ریبولرها در مقایسه با مبدل های تک فازی به دلایل زیر کار بسیار پیچیده ای است:

- مایع انتهای برج تقطیر اغلب یک ترکیب چند جزئی است و محدوده نقطه جوش قابل توجهی دارد. بنابراین خواص فیزیکی جزءهای مایع و بخار در طول مبدل می تواند تغییر محسوسی نماید. بنابراین برای محاسبات فازی و تغییرات خواص فیزیکی در طول مبدل نیاز به محاسبات ترمودینامیکی است.
- برای محاسبات دقیق (rigorous) نیاز به محاسبات بازه ای (Incremental) است.
- در ناحیه جوششی ریبولر به خصوص در خط برگشتی ترموسیفون ها به برج تقطیر یک جریان دو فازی اتفاق می افتد.

• در ریبویلرهای ترموسیفون، محاسبات مربوط به شدت جریان چرخشی از محاسبات هیدرولیکی ریبویلر و لوله کشی های مربوط به آن تعیین می شود.
ریبویلرها بر اساس جهت قرارگیری و نوع گردش جریان در داخل آن به انواع مختلف زیر تقسیم می شوند:

۳-۳-۱: ریبویلر کتل (Kettle Reboiler):

این نوع از ریبویلرها از یک پوسته بزرگ برای جداسازی فازهای مایع و بخار و یک دسته لوله U شکل تشکیل شده است. جریان مایع بر اساس نیروی گراویته از انتهای برج از طریق یک یا چند نازل وارد پوسته ریبویلر می شود. جریان مایع در اثر عبور از میان دسته لوله ۲ شروع به جوشیدن می کند. جریان بخار در فضای بالای کتل از جریان مایع جدا شده و از زیر آخرین سینی برج تقطیر وارد برج می شود. سطح مایع روی دسته لوله ها توسط یک بافل عمودی کنترل می شود و جریان سر ریز بافل همان محصول مایع تغلیظ شده خروجی از پایین برج تقطیر است. در شکل یک نمونه از مبدل کتل مشاهده می شود.



شکل (۱۳-۳): ریبویلر کتل

بخار تولید شده در کتل باید بتواند به راحتی از میان دسته لوله ها آزاد شود. در ریبویلرهای کتل گاهاً ممکن است بخار تولید شده در قسمت پایین دسته لوله ها نتواند به راحتی از میان دسته لوله ها خارج شود و در نتیجه فضای اطراف برخی از لوله های بالایی را پوشیده از بخار نماید که باعث کاهش فلاکس

حرارتی در قسمت بالای دسته لوله ها می شود. برای اطمینان از رهایی بخار از میان دسته لوله ها طراح باید آرایش مربعی را برای لوله های کتل در نظر بگیرد و اندازه گام لوله ها را به نسبت ۲-۱/۵ برابر قطر لوله افزایش دهد و اختلاف دما را بین جریان های گرم و سرد کمتر از 100°F (55°C) نگه دارد. افت فشار در کتل ها خیلی کم است و در واقع مقدار آن برابر با افت فشار عبور جریان از نازل هاست. ساختار دسته لوله ها باید به گونه ای باشد تا جریان مایع روی کل طول دسته لوله ها توزیع شود و هیچ قسمتی از لوله ها خشک نباشد. نرم افزار Hetran جهت اطمینان از توزیع مناسب مایع روی لوله ها تعداد منطقی از نازل های ورودی را در نظر می گیرد.

نرم افزار Hetran اندازه کتل را به گونه ای محاسبه می کند تا مقدار تقریبی بخار در محدوده ۹۲٪- ۹۰٪ درصد قرار گیرد. زیر نازل جریان بخار خروجی از کتل باید از توری های سیمی استفاده شود تا بخار با کیفیت بالا از کتل خارج شود و مایع همراه آن خارج نشود.

زمان اقامت در ریبویلرهای کتل بالاست بنابراین برای مواد حساس به حرارت مناسب نیستند. کتل ها مستعد تشکیل رسوب هستند اما سرویس و تعمیرات آن آسان است. معمولاً برای فشارهای بالا در سمت پوسته به دلیل هزینه های بالای مربوط به ضخامت پوسته استفاده نمی شوند.

مزایای ریبویلرهای کتل عبارتند از:

- در بین انواع ریبویلر ها، ریبویلرهای کتل به کمترین ارتفاع برج از سطح زمین نیاز دارند.
- امکان دسترسی به بیشترین فلاکس حرارتی وجود دارد.
- امکان استفاده از فین و افزایش سطح انتقال حرارت وجود دارد.
- دسترسی به سطوح انتقال حرارت خیلی بزرگ امکانپذیر است.
- مواقی که برای گردش جریان در مدار ریبویلر نیاز به پمپ شدن محصول پایین برج نباشد، ریبویلرهای کتل کاربرد بیشتری دارند.
- ریبویلر کتل به دلیل اینکه افقی است، نرخ گردش جریان کمتری دارد و جریان بخار از مایع کاملاً جدا می شود، در نتیجه حساسیت کمتری نسبت به هیدرولیک سیستم دارد. بنابراین در فشارهای خیلی کم (خلاً) و فشارهای خیلی بالا (نزدیک فشارهای بحرانی) ریبویلرهای کتل خوب جواب می دهند در صورتیکه ریبویلرهای ترموسیفون نسبت به تغییرات شرایط عملیاتی (مشکلات عملیاتی) خیلی حساس هستند.

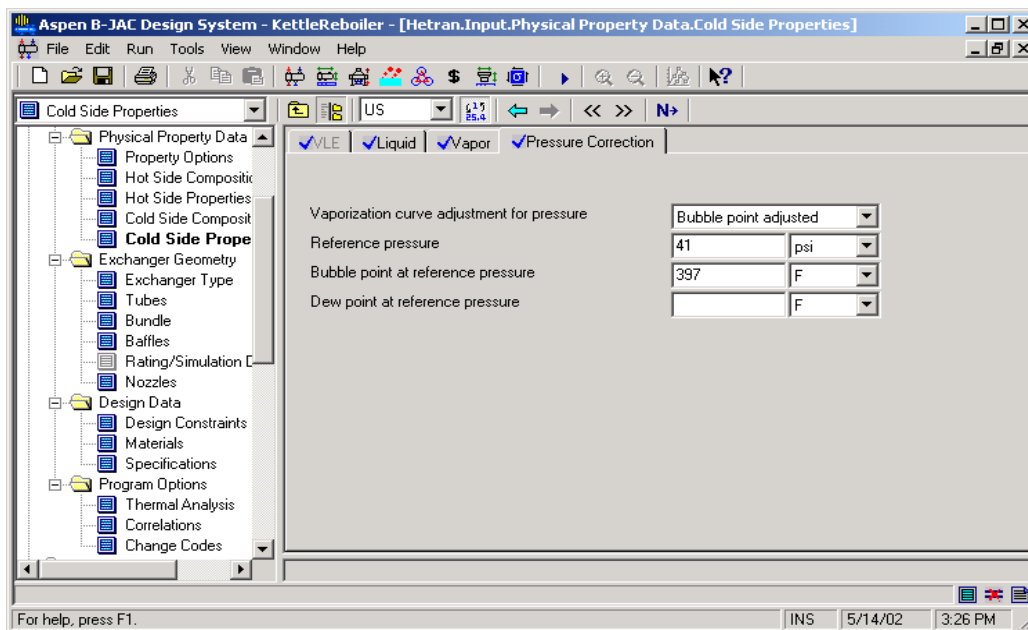
- در مواقعی که اختلاف دمای جریان گرم و سرد کم باشد، در ریبویلرهای کتل با افزایش طول گام لوله ها به شارهای حرارتی بالا می توان دست یافت.

و معایب آن عبارتند از:

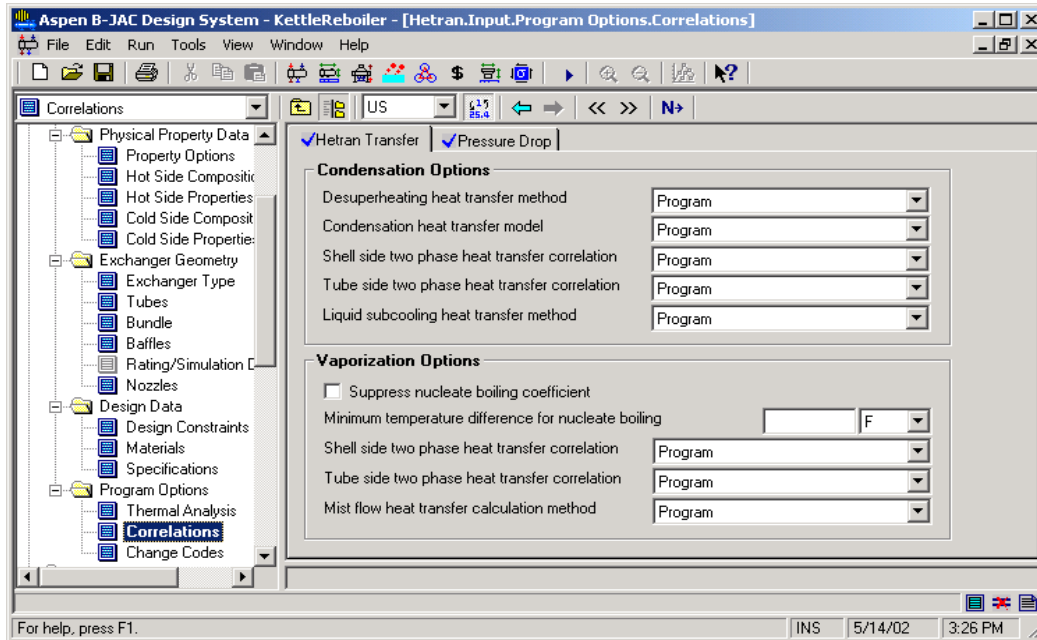
- نرخ پایین گردش جریان در کتل ها برای رسوب گذاری جریان های رسوب زا مستعد است.
- ریبویلر های کتل در مقایسه با ریبویلر های ترموسیفون به دلیل قطر بالای سمت بخار گرانتتر هستند.
- در ریبویلرهای کتل به علت اینکه زمان ماند مایع در دمای جوش بیشتر است، بنابراین برای مواد رسوب زا و فرآیندهای پلیمری استفاده از آن توصیه نمی شود.

۳-۳-۱: چند نکته مهم در طراحی کتل ها در نرم افزار Hetran

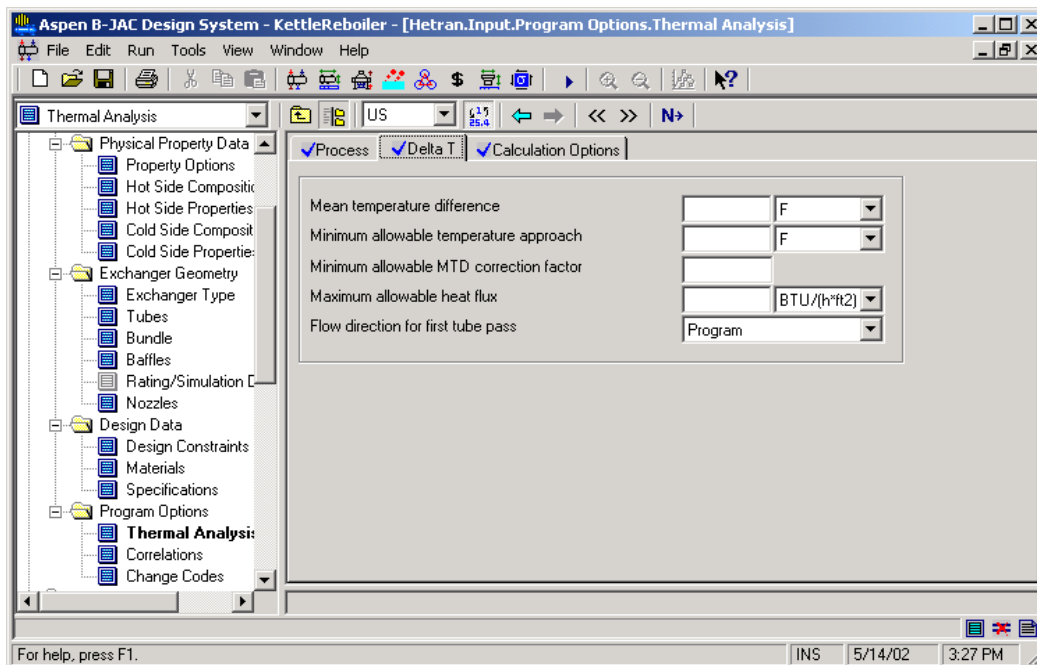
در طراحی کتل ها بهتر است نقطه حباب بر اساس افت فشار در داخل مبدل تنظیم شود. به همین منظور می بایست نقطه حباب در یک فشار مرجع دیگر مطابق شکل زیر به برنامه معرفی شود:



در طراحی کتل اگر اختلاف دما بین جریان های گرم و سرد خیلی بالا باشد یا ویسکوزیته جریان ها خیلی بالا باشد، معمولاً توصیه می شود جهت تخمین ضریب کلی فیلمی انتقال حرارت از ضریب جوش هسته ای صرف نظر نمایید. برنامه Hetran این کار را به طور اتوماتیک انجام می دهد اما کاربر می تواند با انتخاب این گزینه نسبت به انتخاب نرم افزار پیشقدم شود.



در فلاکس های حرارتی بالا فیلم مایع روی دیواره لوله ها شکسته می شود که منجر به کاهش میزان انتقال حرارت می شود. برای جلوگیری از این پدیده Hetran یک فلاکس حرارتی ماکزیمم و توصیه شده را تخمین می زند و طراحی را محدود می کند. معمولاً خود برنامه قادر است تا این مقدار را تخمین بزند با این حال کاربر قادر است تا ماکزیمم فلاکس حرارتی مورد نظر خود را وارد برنامه نماید.



برای نمونه در شکل زیر برنامه فلاکس حرارتی ماکزیمم را برابر ۳۰۰۰۰ در نظر گرفته است که ملاحظه می شود مقدار آن در مقایسه با فلاکس محاسبه شده فاصله زیادی دارد.

The screenshot shows the 'Coefficients & MTD' window in Aspen B-JAC Design System. The table displays the following data:

Mean temperature difference	F	Flux	BTU/(h*ft2)
Corrected MTD used in design	92.95	Actual flux	15542.5
LMTD		Boiling fluid	
MTD correction factor	1	Nucleate maximum flux	32864.1
Long. baffle efficiency factor		Program maximum flux	30000
Calculated corrected MTD	92.95	Specified maximum flux	
User specified corrected MTD		Controlling maximum flux	30000
Flow direction			

معمولاً برای کاربردهای جوش حوضچه ای برای فراهم کردن فضای رهایی بخار از کتل ها استفاده می شود. با این حال در برخی از کاربردها از پوسته های نوع E هم استفاده می شود. در اینصورت می بایست مقدار فضای رهایی بخار را مطابق شکل زیر وارد برنامه نمایید.

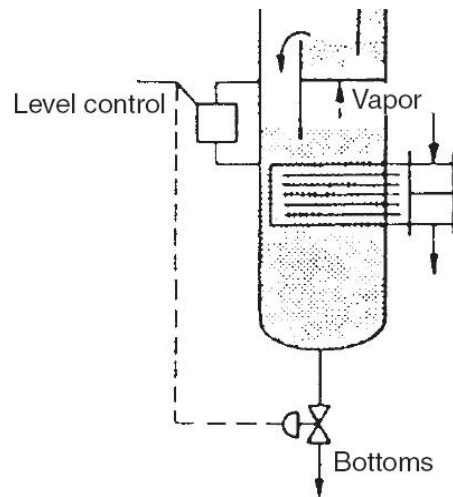
The screenshot shows the 'Shell Entrance and Exit Construction Options' dialog box in Aspen B-JAC Design System. The 'Pool boiler options' section is expanded, showing the following settings:

- Provide disengagement space in shell
- Percent of shell diameter for disengagement: 15
- Maximum allowable exit entrainment ratio (mass liquid/mass vapor): [Empty field]

برنامه ارتفاع فضای رهایی بخار را بر اساس کیفیت بخار پیش فرض ۹۵٪ سایز خواهد کرد. شما می توانید نسبت ماندگی مایع در بخار مورد نظر را جهت محاسبه ارتفاع رهایی بخار در این قسمت وارد برنامه نمایید.

۲-۳-۳: ریبولرهای داخلی برج (Column Internal Reboilers or Stab-In):

این نوع از ریبولر در بارهای حرارتی کم و زمانی که مایع انتهای برج رسوب زا نباشد، مورد استفاده قرار می گیرند و خصوصیات آن همانند ریبولر کتل است با این تفاوت که دسته لوله مستقیماً در داخل برج تقطیر و در قسمت پایین آن قرار می گیرد. معمولاً دسته لوله این مبدل ها از لوله های U تشکیل شده است که در مایع انتهای برج غوطه ور است. این نوع ریبولر در مقایسه با ریبولر کتل به دلیل آنکه از پوسته و بافل و لوله کشی های گردشی صرف نظر می شود ارزانه تر است. از آنجاییکه طول این نوع مبدل محدود به قطر برج تقطیر است، لذا محدودیت استفاده از آن قطر مبدل است که اگر از یک حد بزرگتر باشد (بیش از ۹۱۴ میلی متر) استفاده از آن اقتصادی نخواهد بود.

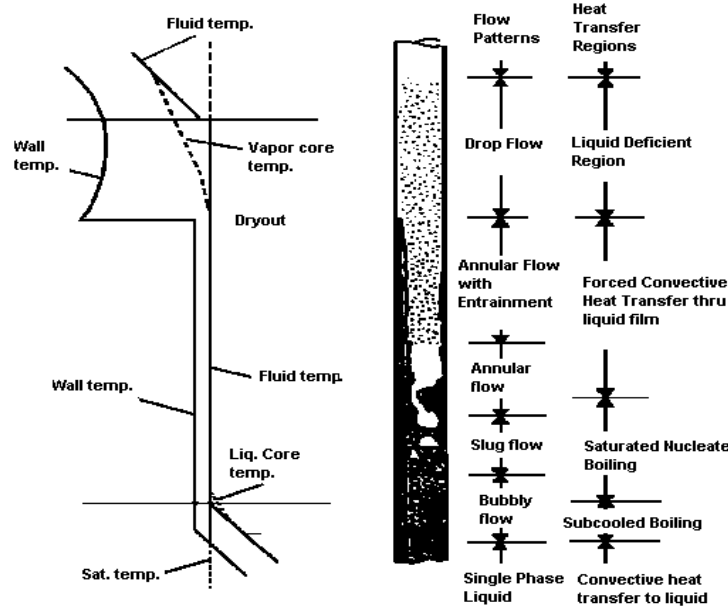


شکل (۱۴-۳): ریبولر داخلی برج تقطیر

۳-۳-۳: ریبولر ترموسیفون

در ریبولرهای ترموسیفون بخار سازی می تواند در هر دو سمت پوسته یا لوله ها اتفاق بیافتد. و می توانند به شکل افقی یا عمودی باشند. در ترموسیفون ها شدت گردش مایع به اختلاف فشار هیدرواستاتیکی بین جریانهای ورودی و خروجی بستگی دارد. ترموسیفون های عمودی معمولاً از نوع پوسته E هستند که جوشش در سمت لوله ها اتفاق می افتد. معمولاً بین ۳۵٪-۵٪ کل خوراک بخار می شود. لازمه این امر شدت گردش بالا و زمان اقامت پایین برای سیال جوشنده است. اکیداً توصیه می شود جهت فراهم کردن

عملیات پایدار ترموسیفون یک وسیله محدود کننده جریان (شیر) در مسیر جریان ورودی مبدل قرار بگیرد. هدف از گذاشتن شیر اینست تا بتوانیم با اعمال افت فشار اضافی توسط شیر تغییرات ناپایدار گردش جریان را کنترل نماییم. به منظور داشتن شدت گردش بالا و کنترل عملیاتی بهتر، افت فشار مبدل باید کم باشد. بدین منظور برنامه Hetran برای کاهش میزان افت فشار مبدل سطح نازل خروجی سمت لوله را برابر با سطح مقطع لوله ها در نظر می گیرد. معمولاً سطح مایع در داخل برج برابر یا نزدیک به ارتفاع صفحه لوله بالایی مبدل است تا هد استاتیکی کافی برای گردش جریان داخل ترموسیفون فراهم شود. برنامه Hetran در مود طراحی زمانیکه افت فشار مجاز مبدل محدود شده باشد، سطح مایع داخل برج را در حد ممکن به سطحی بالاتر از سطح صفحه لوله بالایی افزایش می دهد. در ترموسیفون ها برای کاهش احتمال جوشش فیلمی اختلاف دما بین نقطه جوش جریان سرد و گرم باید کمتر از ۹۰ درجه فارنهایت باشد.



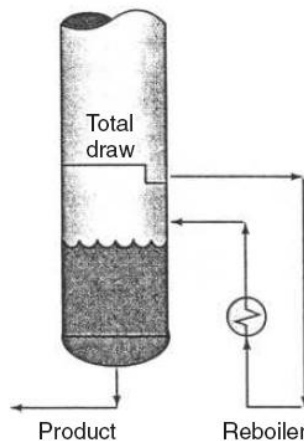
شکل (۱۵-۳): رژیم های جوشش جریانی از ۱۰۰٪ مایع تا ۱۰۰٪ بخار در داخل لوله عمودی

پوسته های نوع G و H اغلب در ترموسیفون های افقی با جوشش در سمت پوسته کاربرد دارد. تمام مفاهیم گفته شده برای شدت گردش در ترموسیفون های عمودی برای ترموسیفون های افقی هم حاکم است. زمانیکه به سطوح انتقال حرارت بالایی نیاز است ترموسیفون های افقی کاربرد بیشتری دارند. معمولاً ترموسیفون های افقی نسبت به ترموسیفون های عمودی، به خاطر هد هیدرواستاتیکی کم، ارتفاع نقطه جوش پایینتری دارند. به همین دلیل در کاربردهای خلأ استفاده از آنها دارای امتیاز بیشتری است. در

ترموسیفون ها باید چک کرد تا پدیده Vapor Binding (Blanketing) اتفاق نیافتد. در طراحی جهت جلوگیری از این پدیده ماکزیمم فلاکس حرارتی را برای ترموسیفون ها برابر با $30000 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2)$ در نظر می گیرند.

۳-۳-۱: ریبویلر ترموسیفون با جریان یک بار گذر

در این نوع از ترموسیفون ها جریان مایع خروجی از سینی آخر برج، قبل از خروج از برج، مطابق شکل (۱۱-۳) در داخل چاله ای روی سینی (Trap-out) جمع شده و سپس به سمت ترموسیفون هدایت می شود. جزء مایع جریان برگشتی از ترموسیفون در انتهای برج جمع شده و به عنوان جریان محصول پایین برج از انتهای برج خارج می شود. بنابراین در این نوع از ترموسیفون جریان خوراک مایع ورودی به ترموسیفون همانند ریبویلر کتل یک بار از داخل مبدل گذر می کند. در مبدل های یک بار گذر به خطوط خوراک کوچکتری نیاز است که معمولاً اختلاف دمای بالایی را در داخل ریبویلر ایجاد می کند.



شکل (۱۶-۳): ریبویلر ترموسیفون با جریان یک بار گذر

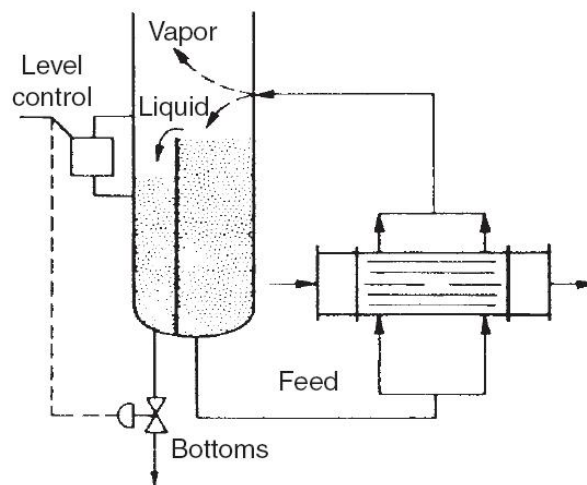
۳-۳-۲: ریبویلر ترموسیفون با جریان باز گردش^{۱۳}

در این ریبویلرها به خاطر افزوده شدن جریان مایع تغلیظ شده برگشتی از ریبویلر به جریان مایع خروجی از آخرین سینی برج تقطیر، نقطه جوش جریان مایع ورودی به ریبویلر افزایش می یابد. در نتیجه اختلاف دمای متوسط در ناحیه جوشش کاهش پیدا می کند. این نوع از ریبویلرها در سیستم هایی که رسوب بالا تولید می کنند استفاده می شوند. همچنین زمانیکه دماهای بالا منجر به تجزیه شیمیایی یا

پلیمریزاسیون ترکیبات شوند، از این نوع ریبویلرها استفاده می شود. برای یک طراحی و عملیات مطمئن درصد جرمی بخار خروجی از ترموسیفون در ترکیبات آلی می بایست بین ۳۰-۲۵٪ و برای آب و محلول های آبی ۱۰٪ باشد. اگر این محدودیت ها در عملیات یک بار گذر قابل حصول نبود باید از ترموسیفون های باز گردشی استفاده کرد که انواع مختلف آن عبارتند از:

۳-۳-۳-۳: ریبویلرهای ترموسیفون افقی (Horizontal Thermosiphon Reboilers):

ریبویلرهای ترموسیفون افقی از یک مبدل معمولی پوسته لوله تشکیل شده است و معمولاً دارای پوسته از نوع X, J, G و یا H است. اگر چه گاهی از نوع E هم استفاده می شود. در ترموسیفون افقی مبدل می تواند برای یک یا چند گذر برای لوله های ساده یا فین دار و مستقیم یا U شکل طراحی شود. در این ترموسیفون ها جوشش در قسمت بیرونی لوله ها اتفاق می افتد. همانند ترموسیفون های عمودی نیروی محرکه لازم برای جریان یافتن سیال اختلاف دانسیته بین جریان مایع ورودی به ترموسیفون و جریان دو فازی داخل ریبویلر و خط خروجی از آن است.



شکل (۳-۱۷): ریبویلر ترموسیفون افقی

این نوع ریبویلر برای سیال هایی استفاده می شود که ویسکوزیته و رسوب دهی آن در حد بالا نباشد. نکته مهم در طراحی ترموسیفون افقی اینست که باید فضای کافی در انتهای برج تقطیر برای جدا شدن دو فاز مایع و بخار در نظر گرفته شود. الگوی جریان در ترموسیفون های افقی مشابه الگوی جریان در کتل هاست با این تفاوت که شدت های گردش بالا و نسبت بخار پایین در خروجی این ترموسیفون ها باعث می شود تا کمتر دچار رسوب گرفتگی شود. همچنین به علت سیرکولاسیون بالای جریان فرآیندی در ریبویلر

ترموسیفون افقی، نسبت به نوع کتل، میزان افزایش دمای سیال فرآیندی کمتر است که این امر موجب افزایش انتقال حرارت می شود. برای سیالاتی که فاصله نقطه جوش بالایی دارند، جهت جلوگیری از پدیده فلش برای ترکیبات سبک در بالای نازل ورودی و تغلیظ ترکیبات سنگین در انتهای مبدل باید از بافل افقی استفاده گردد (ساختار H یا G).

مزایای ریبویلرهای ترموسیفون افقی عبارتند از:

- همانطور که گفته شد شدت های گردش بالا و نسبت بخار پایین در خروجی این ترموسیفون ها باعث می شود تا کمتر دچار رسوب گرفتگی شود.
- در ترموسیفون افقی برای مایعات با ویسکوزیته نسبتاً بالا ارتفاع استاتیکی نسبتاً کمی برای غلبه بر نیروی اصطکاک جریان سیال مورد نیاز است. اگر ویسکوزیته سیال از 0.5 cP تجاوز کند استفاده از ترموسیفون افقی به ترموسیفون عمودی ارجحیت دارد.
- ترموسیفون های افقی به علت ساختار افقیشان و سازه های نگهدارنده جداگانه آنها، هیچ محدودیتی در وزن و طول لوله ها ندارند. در نتیجه ترموسیفون های افقی در سرویس های با شار حرارتی بالا معمولاً بهتر از نوع عمودی آنها هستند.

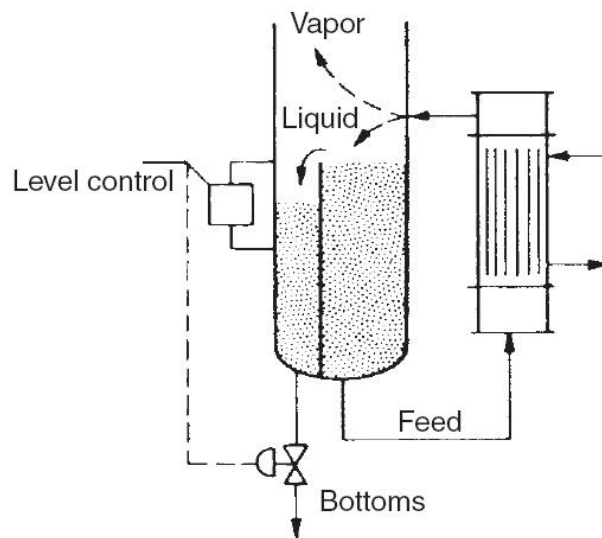
و معایب آن عبارتند از:

- ریبویلر ترموسیفون افقی نسبت به نوع عمودی آن فضای بیشتری را اشغال می کند و برای نصب نیاز به فونداسیون مجزایی دارد و هزینه های لوله کشی آن بالاست ولی به دلیل موقعیت افقی به ارتفاع استاتیکی کمی برای سیرکولاسیون نیاز دارد.

۳-۳-۴: ریبویلرهای ترموسیفون عمودی (Vertical Thermosiphon Reboilers):

ریبویلرهای ترموسیفون عمودی از یک مبدل معمولی پوسته لوله تشکیل شده است که عموماً روی برج تقطیر متصل می شود و معمولاً دارای پوسته از نوع E است. سیال فرآیندی از پایین برج به نازل ورودی لوله ها وارد می شود و به صورت دو فازی از نازل خروجی لوله ها خارج شده و وارد برج تقطیر می شود. در ترموسیفون عمودی نیروی محرکه لازم برای جریان یافتن سیال اختلاف دانسیته بین جریان مایع ورودی به ترموسیفون و جریان دو فازی در ناحیه جوششی و خط خروجی از آن است. ریبویلرهای ترموسیفون عمودی در مقایسه با ریبویلرهای دیگر ارزانترین نوع آن است. زمانی که میزان رسوب دهی سیال فرآیندی زیاد باشد از نوع عمودی استفاده می شود. به غیر از سرویس های خلاً، معمولاً سطح مایع در انتهای برج نزدیک به ارتفاع صفحه لوله بالایی ترموسیفون نگهداشته می شود تا ارتفاع استاتیکی کافی فراهم شود. در سرویس

های خلأ معمولاً سطح مایع در انتهای برج در ۷۰٪-۵۰٪ ارتفاع لوله های ترموسیفون نگهداشته می شود تا درجه نقطه جوش مایع خوراک ترموسیفون کاهش یابد. برای سیال های تمیز مبدل را می توان از نوع صفحه ثابت طراحی کرد. به دلیل آنکه سرعت جریان سیال دو فازی خروجی از نازل لوله ها زیاد است، قطر لوله نازل را بیشتر از مقدار استاندارد آن طراحی می کنند.



شکل (۱۸-۳): ریبویلر ترموسیفون عمودی

مزایای ریبویلرهای ترموسیفون عمودی عبارتند از:

- بهترین ریبویلر برای سیالات خورنده است.
- معمولاً از پوسته نوع E استفاده می شود که لوله کشی آن ساده و ارزان است.
- سرعت بالای سیال در آن مانع از تشکیل رسوب می شود.
- بیشترین کاربرد این نوع ریبویلر در سیالات فرآیندی حالص و یا با محدوده نقطه جوش ملایم و با میزان رسوب دهی پایین است.
- سرعت سیال در لوله ها نسبتاً بالاست که مانع از تشکیل رسوب می شود.
- معمولاً ترموسیفون های عمودی مستقیماً به برج تقطیر نصب می شوند در نتیجه هزینه های مربوط به نگهدارنده ها و لوله کشی ها کم می شود.

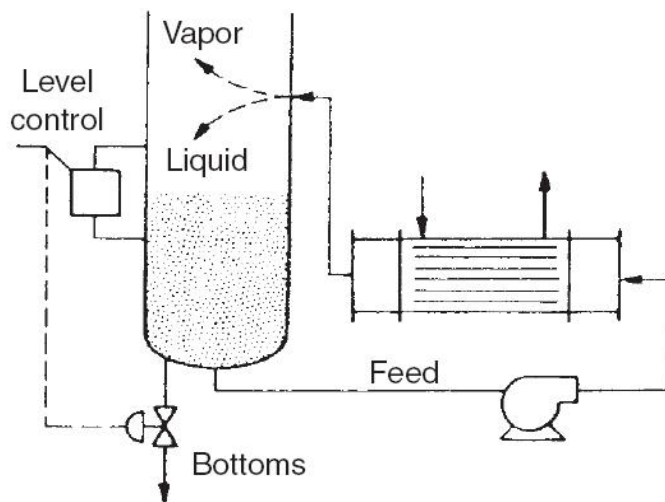
و معایب آن عبارتند از:

- عملکرد آن نسبت به شرایط عملیاتی بسیار حساس است.
- برای سیستم های با خلأ بالا و فشار بالا (نزدیک فشار بحرانی) خوب نیست.
- برای مخلوطهای با محدوده نقطه جوش گسترده مناسب نیست.

- برای سیالات با ویسکوزیته بالا مناسب نیست.
- طول لوله ها محدود به ارتفاع سیال در انتهای برج و محدود به هزینه افزایش ارتفاع پایه (Skirt) برج تقطیر است. این محدودیت ها باعث می شود تا استفاده از این نوع ترموسیفون ها برای شارهای حرارتی بالا نسبتاً گران تمام شود.
- در ترموسیفون های عمودی نقطه جوش مایع با افزایش ارتفاع استاتیکی مایع در انتهای برج، افزایش می یابد که این موضوع برای سرویس هایی که اختلاف دمای کمی بین جریان های سرد و گرم دارند اشکال ایجاد می کند.
- ساختار عمودی این ترموسیفون ها هزینه مربوط به تعمیرات را بالا می برد مخصوصاً برای حالتیکه قسمت بیرون لوله ها دچار رسوب گرفتگی شود.

۳-۳-۴: ریبویلرهای گردش اجباری (Forced Flow Reboilers):

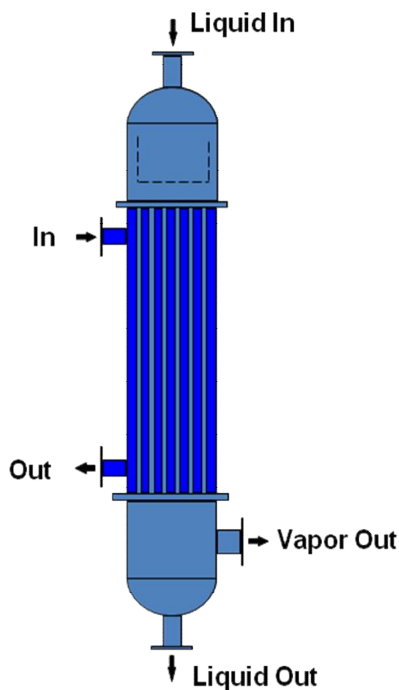
در این حالت سیال فرآیندی توسط یک پمپ وارد ریبویلر می شود و در داخل لوله ها جریان می یابد. به منظور جلوگیری از رسوب، شدت گردش جریان در این ریبویلر بالاست در نتیجه نسبت جریان بخار در خط خروجی ریبویلر کمتر است (معمولاً کمتر از ۱٪ است). مهمترین کاربرد این ریبویلرها در سرویس های به شدت رسوب زا و یا با ویسکوزیته خیلی بالا (بزرگتر از ۲۵ cp) که ریبویلر های کتل و ترموسیفون جوابگو نیستند، است. استفاده از این ریبویلرها در سرویس های معمولی به دلیل هزینه پمپ اقتصادی نیست. استفاده از ریبویلرهای با گردش اجباری برای هر دو نوع ریبویلرهای عمودی و افقی (بیشتر در سمت لوله ها) کاربرد دارد.



شکل (۳-۱۹): ریبویلر با گردش اجباری

۳-۳-۵: تبخیر کننده های فیلم مایع ریزان (Falling Film Evaporators)

نرم افزار Hetran قادر است تا تبخیر کننده های فیلم مایع ریزان را طراحی نماید. در این تبخیر کننده ها مطابق شکل زیر جریان خوراک مایع از بالا وارد تبخیر کننده می شود.



شکل (۲۰-۳): ریبویلر فیلم مایع ریزان

توزیع مناسب خوراک در داخل لوله ها از اهمیت بالایی برخوردار است که جهت این کار می توان از انواع مختلف تجهیزات توزیع کننده و لوله های امتداد یافته / دنداندار V استفاده کرد. جریان فیلم مایع بر اساس نیروی گراویته به سمت پایین جریان می یابد. جریان فیلم مایع در داخل لوله ها باریک و دارای توربولنسی بالایی است که منجر به ضریب انتقال حرارت فیلمی بالایی می شود. بخار تولید شده نیز به سمت پایین لوله ها حرکت می کند و در انتهای لوله ها از جریان مایع جدا می شود. برنامه Hetran هنگام طراحی میزان جریان در داخل لوله ها را چک می کند که جریان کافی از همان ابتدا در سرتاسر لوله ها به طور یکنواخت برقرار باشد. همچنین برنامه چک می کند فیلم مایع خراب نشود یا شروع به جوشش نکند.

مزایا

- بهترین ریبویلر برای خلأ عمیق
- بهترین ریبویلر برای اختلاف دماهای خیلی پایین

- عملکرد خوب برای سیالات حساس به دما

مغایب

- شدت گردش های پایین تر از سمت پوسته
- برای اختلاف دماهای بالا مناسب نیست.
- برای فشار های بالا (نزدیک فشار بحرانی) مناسب نیست.
- برای مخلوط ها با محدوده نقطه جوش وسیع مناسب نیست.

۳-۴: انتخاب نوع ریبولر

در برخی از کاربرد ها انتخاب نوع ریبولر واضح و روشن است. برای مثال در مایعات به شدت رسوب زا و ویسکوز ریبولر با جریان گردش اجباری لازم و ضروریست. یا به طریق مشابه در سرویس های کشیف و خورنده همراه با جریان فرآیندی نسبتاً رسوب زا ریبولر ترموسیفون افقی استفاده می شود. اگر چه در بسیاری از کاربرد ها ممکن است انتخاب بیش از یک نوع ریبولر مناسب باشد. در این حالت انتخاب نوع ریبولر بر اساس ملاحظات اقتصادی، قابلیت کنترل پذیری فرآیند و تجربه در سرویس های مشابه صورت می پذیرد. از جدول زیر که توسط Palen گردآوری شده است، جهت انتخاب ریبولرها می توان استفاده کرد.

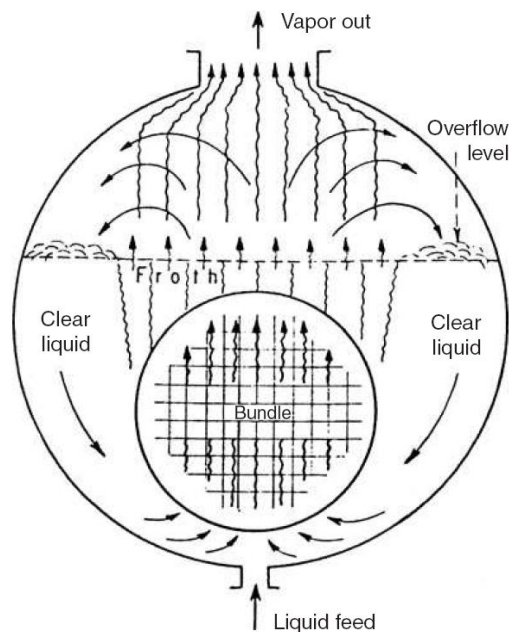
Process conditions	Reboiler type			
	Kettle or internal	Horizontal shell-side thermosyphon	Vertical tube-side thermosyphon	Forced flow
Operating pressure				
Moderate	E	G	B	E
Near critical	B-E	R	Rd	E
Deep vacuum	B	R	Rd	E
Design ΔT				
Moderate	E	G	B	E
Large	B	R	G-Rd	E
Small (mixture)	F	F	Rd	P
Very small (pure component)	B	F	P	P
Fouling				
Clean	G	G	G	E
Moderate	Rd	G	B	E
Heavy	P	Rd	B	G
Very heavy	P	P	Rd	B
Mixture boiling range				
Pure component	G	G	G	E
Narrow	G	G	B	E
Wide	F	G	B	E
Very wide, with viscous liquid	F-P	G-Rd	P	B

Category abbreviations: B: best; G: good operation; F: fair operation, but better choice is possible; Rd: risky unless carefully designed, but could be best choice in some cases; R: risky because of insufficient data; P: poor operation; and E: operable but unnecessarily expensive.

بر اساس مطالعات Sloley در مورد کاربرد ترموسیفون های افقی و عمودی در صنایع نفت، پتروشیمی و صنایع شیمیایی، حدود ۹۵٪ ترموسیفون های مورد استفاده در صنایع پالایشگاهی نفت (که بزرگ و کثیف هستند) افقی و ۷۰٪ ترموسیفون های مورد استفاده در صنایع پتروشیمی (که نسبتاً بزرگ و تمیز تر هستند) از نوع عمودی و نزدیک به ۱۰٪ ترموسیفون های مورد استفاده در صنایع شیمیایی (که کوچک و تمیز هستند) از نوع عمودی هستند. همانطور که ملاحظه می شود بیشترین نوع ترموسیفون های مورد استفاده در صنعت از نوع عمودی هستند.

۳-۵: طراحی ریبویلر کتل

در شکل (۱۵-۳) مسیرهای گردشی جریان های بخار و مایع در ریبویلر کتل ملاحظه می شود. شدت جریان چرخشی جریان مایع از میان دسته لوله ها از موازنه انرژی بین هد استاتیکی مایع خروجی از کتل و افت فشار در داخل کتل محاسبه می شود. در ریبویلر کتل جریان عبوری از دسته لوله ها یک جریان دو فازی است و به علت تغییر فاز در طول کتل، درصد بخار جریان عبوری از ابتدا تا انتهای کتل تغییر می کند.



شکل (۲۱-۳): مسیره‌های گردشی جریان های بخار و مایع در ریبویلر کتل

بنابراین محاسبات افت فشار و هیدرولیک جریان در داخل کتل ارتباط مستقیمی با انتقال حرارت در داخل کتل دارد و برای محاسبه آن نیاز به یک مدل کامپیوتری است (مانند نرم افزارهای HTRI و HTFS). از آنجاییکه شدت جریان چرخشی در داخل کتل کم است بنابراین میزان افت فشار در داخل کتل یک مقدار خیلی کوچک است و از مقدار آن در محاسبات می توان صرفنظر کرده و در نتیجه سطح انتقال حرارت دسته لوله های کتل را با استفاده از روابط انتقال حرارت مربوط به جوشش هسته ای در لوله های افقی (فصل 9.3 مرجع [1]) طراحی کرد. از آنجاییکه جریان عبوری از کتل یکبار گذر است شدت جریان خوراک ورودی به کتل برابر با شدت جریان خروجی از آخرین سینی برج تقطیر است. بنابراین با توجه به جریان های مایع ورودی و بخار خروجی از کتل و ارتفاع استاتیکی مایع در انتهای ستون تقطیر، خطوط لوله مربوط به جریان خوراک و جریان بخار خروجی از کتل به راحتی می توانند سایز شوند. به خاطر اینکه جریانهای هر دو خط تک فازی هستند، محاسبات هیدرولیکی سر راست است. در نتیجه محاسبات هیدرولیکی و انتقال حرارت به هم وابسته نیستند و این امر باعث می شود تا یک روند محاسبات دستی نسبتاً ساده و مناسب تعریف شود.

۳-۵-۱: محاسبه قطر کتل

قطر کتل بر اساس فراهم کردن یک فضای کافی بالای سطح مایع در حال جوشش جهت جداسازی دو فاز گاز و مایع محاسبه می شود. یک قانون سرانگشتی برای محاسبه قطر پوسته، احتساب فاصله بالاترین لوله دسته لوله تا بالای پوسته برابر با ۰.۴۰ قطر پوسته است. روش دقیق برای محاسبه قطر پوسته بر اساس معادله تجربی زیر برای محاسبه بار بخار استوار است:

$$VL = 2290 \rho_v \left(\frac{\sigma}{\rho_L - \rho_v} \right)^{0.5}$$

که در آن:

VL : بار بخار ($lbm/h \cdot ft^3$)

ρ_L : دانسیته مایع (lbm/ft^3)

ρ_v : دانسیته گاز (lbm/ft^3)

σ : کشش سطحی مایع ($dyne/cm$)

مقدار محاسبه شده برای بار بخار در این رابطه، سرعت مناسب بخار در داخل کتل را فراهم می کند بنحوی که قطرات مایع بتوانند با نیروی گراویتیته از فاز گاز جدا شده و ته نشین شوند. مساحت قسمت برآمده در کتل که فقط شامل فاز گاز می شود از رابطه زیر محاسبه می شود:

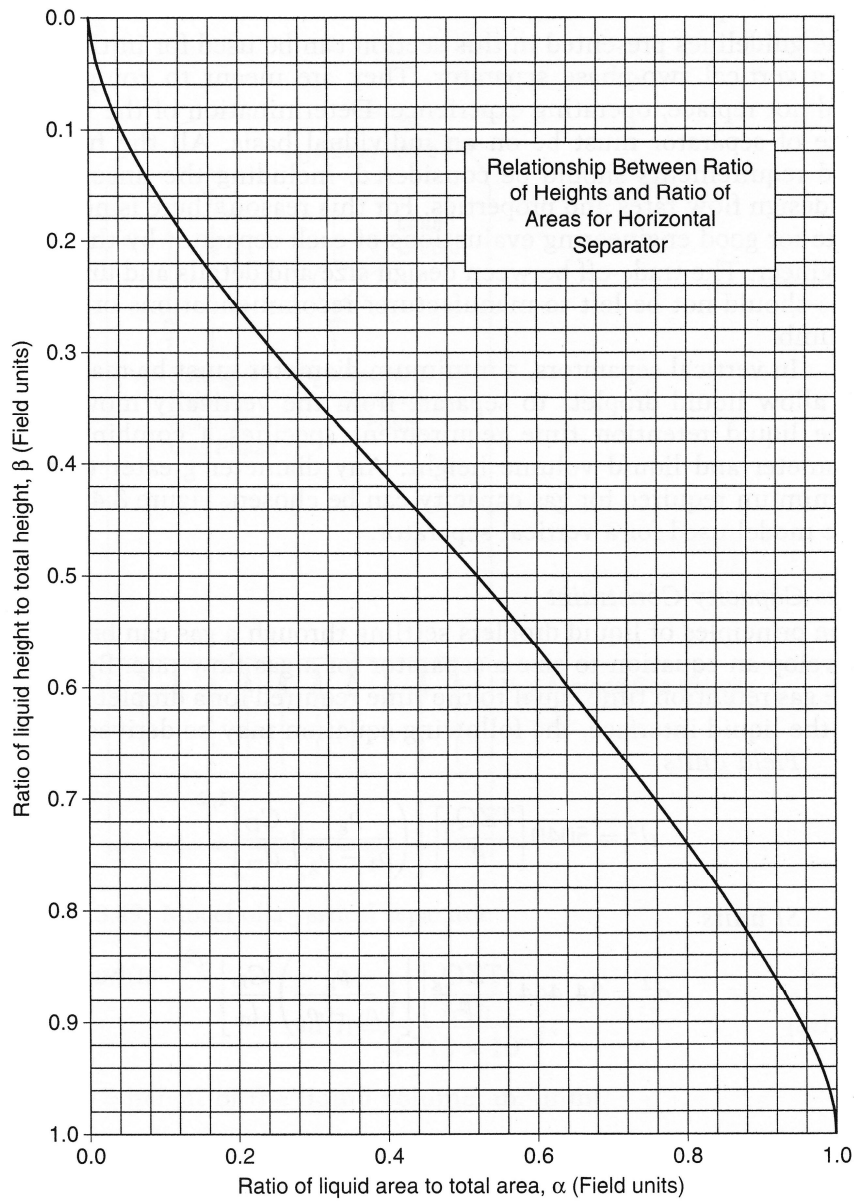
$$SA = \frac{\dot{m}_v}{L \times VL} : (ft^2)$$

که در آن:

\dot{m}_v : شدت جریان جرمی بخار (lbm/h)

L : طول لوله های کتل (ft)

برای یک قطر معین دسته لوله ها و سطح SA ، قطر پوسته به کمک شکل (۱۶-۳) زیر به روش حدس و خطا قابل محاسبه است.



شکل (۲۲-۳): نمودار تبدیل نسبت ارتفاع ها و سطح ها در جداکننده های افقی

از آنجاییکه سطح مایع در داخل کتل کمی بالاتر از اولین ردیف لوله در دسته لوله ها نگه داشته می شود، بنابراین ارتفاع مایع در کتل برابر قطر دسته لوله ها بعلاوه فاصله دسته لوله ها از انتهای پوسته می باشد. برای حالتیکه پدیده کف کردگی در سیستم وجود داشته باشد به این ارتفاع باید ۳-۵ اینچ اضافه شود. برای کاهش میزان ماندگی مایع در گاز هم می توان از توری سیمی بافته شده در نازل بخار خروجی از کتل استفاده کرد.

۲-۵-۳: محاسبه تعداد نازل های لازم برای خروجی بخار

برای رسیدن به یک توزیع یکنواخت جریان در طول دسته لوله ها باید به تعداد کافی نازل های جریان مایع ورودی و جریان بخار خروجی در کتل تعبیه شود. برای محاسبه تعداد جفت نازل های ورودی و خروجی از رابطه تجربی زیر می توان استفاده کرد:

$$N_n = \frac{L}{5 \cdot D_b} : (ft^2)$$

که در آن:

D_b : قطر دسته لوله ها (ft)

L : طول لوله های کتل (ft)

۳-۶: طراحی ریبویلر ترموسیفون افقی

گردش جریان در ترموسیفون افقی وقتیکه از پوسته با جریان متقاطع (نوع X) استفاده می شود، شبیه به ریبویلر کتل است و برای پوسته های نوع H و G به خاطر بافل های افقی علاوه بر جریان های متقاطع جریان های محوری هم ایجاد می شوند. در تمامی انواع ترموسیفون ها با افزایش شدت جریان چرخشی، افت فشار و ضریب انتقال حرارت در سمت پوسته افزایش می یابد.

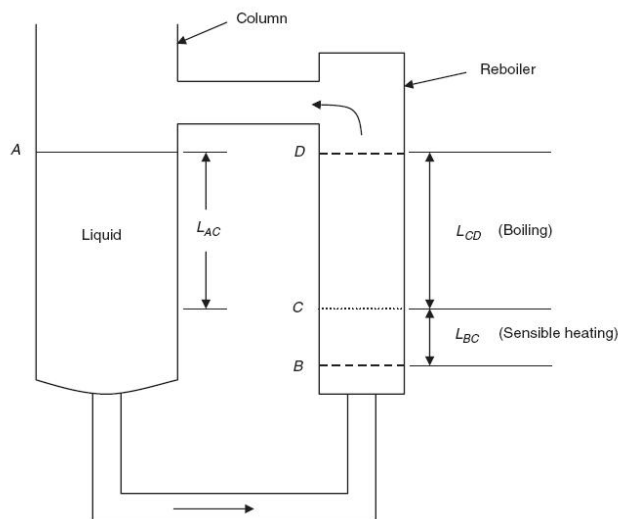
شدت جریان چرخشی در ترموسیفون، از موازنه انرژی بین هد استاتیکی مایع ورودی به ترموسیفون در داخل برج، تلفات در خطوط خوراک، تلفات در خطوط جریان برگشتی از ترموسیفون و افت فشار در داخل ترموسیفون محاسبه می شود. افت فشار در خطوط جریان برگشتی به جزء بخار خروجی از ترموسیفون که ارتباط مستقیمی با شدت جریان چرخشی دارد، بستگی دارد. در نتیجه برای محاسبه جزء حجمی بخار و شدت جریان چرخشی در داخل ترموسیفون به محاسبات تکرار شونده نیاز است.

یک روش تقریبی مشابه آنچه که برای کتل (در فصل 9.3 مرجع [1]) توضیح داده شده است می تواند برای محاسبات دستی ترموسیفون های افقی، با فرض اینکه هیدرولیک جریان مستقل از انتقال حرارت در داخل ترموسیفون باشد، بکار برده شود. با چنین فرضی، محاسبات هیدرولیکی در ترموسیفون های افقی به طریقه مشابه محاسبه افت فشار در کتل هاست. اگر چه محاسبات افت فشار در ترموسیفون ها به دلیل اینکه جریان خروجی از ترموسیفون یک جریان دو فازی است، دشوارتر است و برای محاسبه آن باید از روش های محاسبات افت فشار در جریان های دو فازی استفاده کرد. از آنجاییکه محاسبه افت فشار در جریان دو فازی عبوری از میان دسته لوله های افقی (به دلیل وجود بافل ها سطح و جهت جریان عبوری

متغیر است) در محاسبات دستی عملی نیست، یک روش تقریبی مناسب برای محاسبه تلفات هیدرولیکی در داخل ترموسیفون فرض مقدار 0.35 psi است.

۳-۷: طراحی ریبویلر ترموسیفون عمودی

روش محاسبات در ترموسیفون های عمودی مشابه ترموسیفون های افقی است. یکی از موارد مهم در طراحی، دانستن دبی سیال ورودی به ترموسیفون یا شدت جریان چرخشی است که برای محاسبه آن از موازنه انرژی بین هد استاتیکی مایع ورودی به ترموسیفون در داخل برج، تلفات در خطوط خوراک، تلفات در خطوط جریان برگشتی از ترموسیفون و افت فشار در داخل ترموسیفون استفاده می شود. همانطور که در شکل (۳-۱۷) ساختار یک ترموسیفون عمودی نشان داده شده است، نقطه A سطح مایع داخل برج، نقطه B و نقطه D به ترتیب صفحه لوله های ورودی و خروجی و نقطه C نقطه شروع جوشش در داخل ترموسیفون است. فاصله مربوط به نقاط B تا C مربوط به ناحیه انتقال حرارت محسوس است که در این ناحیه مایع به نقطه جوش خود می رسد. ناحیه انتقال حرارت محسوس به خاطر اینست که مایع خروجی از برج در اثر ارتفاع استاتیکی داخل برج و تلفات انرژی در خط ورودی به ترموسیفون به صورت مایع سرد (sub cool) وارد ترموسیفون می شود. در سیستم های خلأ طول این ناحیه بیشتر است و بخش قابل توجهی از طول مبدل را به خود اختصاص می دهد. بنابراین استفاده از این ریبویلرها در خلأ بایستی با در نظر گرفتن اثر هد فشار روی نقطه جوش سیال انجام پذیرد. استفاده از این ریبویلرها برای سیستم های تحت فشار مناسب تر است.



شکل (۳-۲۳): ساختار یک ترموسیفون عمودی

در مجموع ۵ مقاومت در مسیر حرکت و تبخیر سیال وجود دارد که عبارتند از:

۱. افت فشار اصطکاکی در مسیر ورودی ترموسیفون

۲. افت فشار اصطکاکی در در مسیر ریویلر

۳. افت فشار ناشی از شتاب یا انبساط در اثر تبخیر در ریویلر

۴. فشار استاتیکی مخلوط بخار و مایع در ریویلر

۵. افت فشار اصطکاکی در مسیر خروجی ریویلر

چرخش سیال در این مسیر زمانی اتفاق می افتد که مجموع این ۵ مقاومت کمتر از نیروی محرکه هیدرو استاتیکی سیال در حال تبخیر باشد. موازنه هیدرولیکی این سیستم با توجه به شکل بالا به صورت زیر خواهد بود:

$$(P_B - P_A) + (P_C - P_B) + (P_D - P_C) + (P_A - P_D) = 0$$

$$P_B - P_A = \frac{\rho_L (g/g_c)(z_A - z_B)}{144} - \frac{f_{in} L_{in} G_{in}^2}{7.5 \times 10^{12} D_{in} S_L}$$

$$P_C - P_B = -\frac{\rho_L (g/g_c) L_{BC}}{144} - \frac{f_t L_{BC} G_t^2}{7.5 \times 10^{12} D_t S_L}$$

$$P_D - P_C = -\Delta P_{static,CD} - \Delta P_{f,CD} - \Delta P_{acc,CD}$$

که نهایتاً با جایگزینی افت فشارها در رابطه موازنه هیدرولیکی رابطه زیر برای محاسبه شدت جریان چرخشی مایع در داخل لوله ها بدست می آید.

$$\dot{m}_t^2 = \frac{3.2 \times 10^{10} D_t^5 S_L (g/g_c) (\rho_L L_{AC} - \bar{P}_{tp} L_{CD})}{2D_t \left\{ (\gamma + 1) \left(\frac{D_t}{D_{ex}} \right)^4 - \frac{1}{n_t^2} \right\} + f_{in} L_{in} \left(\frac{D_t}{D_{in}} \right)^5 + \left(\frac{f_t}{n_t^2} \right) (L_{BC} + L_{CD} \bar{Q}_{LO}^2) + f_{ex} L_{ex} \bar{Q}_{LO,ex}^2 \left(\frac{D_t}{D_{ex}} \right)^5}$$

9

$$\gamma = \frac{(1 - x_g)^2}{1 - \varepsilon_{V,g}} + \frac{\rho_L x_g^2}{\rho_V \varepsilon_{V,g}} - 1$$

که در آن:

x_g : جزء جرمی بخار خروجی

$\varepsilon_{V,g}$: درصد فضای خالی در خروجی ریویلر

D_t : قطر لوله های مبدل

D_{in} : قطر خط ورودی مبدل

D_{ex} : قطر خط خروجی مبدل

n_t : تعداد لوله های مبدل

f_{in} : ضریب اصطکاک داری برای خط ورودی ریبویلر

f_t : ضریب اصطکاک داری در داخل لوله های ترموسیفون عمودی

f_{ex} : ضریب اصطکاک داری برای خط خروجی ریبویلر

L_{in} : طول مؤثر خط لوله ورودی ریبویلر

L_{ex} : طول مؤثر خط لوله خروجی ریبویلر

\bar{Q}_{LO}^{-2} : ضریب دوفازی متوسط برای ناحیه جوشش در ریبویلر ترموسیفون عمودی

تمام آحاد در این رابطه انگلیسی است.

همانطور که از این رابطه ملاحظه می شود بین شدت جریان مایع چرخشی و جزء جرمی بخار (VF) خروجی از ترموسیفون ارتباط مستقیمی وجود دارد. در نتیجه برای محاسبه جزء جرمی بخار خروجی و شدت جریان چرخشی در داخل ترموسیفون به محاسبات تکرار شونده نیاز است. از این رابطه که توسط Fair توسعه داده شده است، به طور گسترده برای طراحی ریبویلرهای صنعتی استفاده می شود. روش محاسبه بدین گونه است که ابتدا مقداری را برای جزء جرمی بخار خروجی ریبویلر (x_e) فرض می کنیم و سپس شدت جریان چرخشی در داخل ترموسیفون را از رابطه Fair محاسبه می کنیم. باید چک شود که آیا با این شدت جریان چرخشی و x_e فرض شده می توان موازنه انرژی سیستم با مقدار بخار لازم را برقرار کرد یا نه؟

$$Q_{Reboiler} = \dot{m}_{Steam} \lambda_{Steam} = x_e \cdot \dot{m}_i \cdot \lambda_i$$

در غیر اینصورت مقدار دیگری را برای x_e فرض کرده و محاسبات را تا حصول به همگرایی تکرار می کنیم. همانطور که از این رابطه ملاحظه می شود حاصلضرب $x_e \times \dot{m}_i$ یک مقدار ثابتی است. بدین معنی که در شدت های چرخش کم، سیال ورودی به ریبویلر به سرعت تبخیر می شود و ناحیه گرمایشی محسوس کوچکتر است و جزء جرمی بخار در خروجی ریبویلر افزایش می یابد و بعکس. به دلیل اینکه ضریب انتقال حرارت جوشش هسته ای خیلی بالاتر از ضریب داغ شدن بخار است، بنابراین در طراحی ترموسیفون ها بهتر است در هر گذر سیال مقدار محدودی تبخیر صورت پذیرد و از پیدایش جریان مه آلود در خروجی ریبویلر جلوگیری شود. جزء جرمی بخار در خروجی ریبویلر اغلب بین ۱۵-۱۰٪ است. در یک ریبویلر در حال کار اگر اختلاف دمای ورودی و خروجی کم باشد نشان دهنده شدت جریان گردشی کم و انتقال حرارت ضعیف است و می تواند باعث جرم گرفتگی سریع و گرم شدن بیش از حد لوله شود. ارتفاع ریبویلر در موقع نصب باید طوری تنظیم شود که صفحه لوله بالایی ریبویلر با ارتفاع مایع در قسمت انتهایی برج تقطیر هم سطح

شود. برای بهینه کردن شدت جریان گردشی در داخل ریبویلر باید امکان کنترل سطح مایع در بخش انتهایی برج تقطیر وجود داشته باشد. گاهی اوقات لازم است تا سطح مایع در انتهای برج بین ۳۰-۲۵٪ طول لوله ریبویلر بالاتر از صفحه لوله ریبویلر باشد. بنابراین نازل برگشت بخار از ریبویلر باید در ارتفاع مناسبی وارد برج شود تا این امر امکان پذیر باشد. جهت کنترل دبی سیال ورودی به ترموسیفون هم می توان از یک شیر کاملاً باز یا یک اریفیس متغیر استفاده کرد. برای طراحی ترموسیفون ها سرعت مایع ورودی به لوله ها در عملیات اتمسفریک و تحت فشار باید بین $1-1/4 \text{ ft/sec}$ و در عملیات خلأ بین $1-0/4 \text{ ft/sec}$ باشد.

طول لوله های به کار رفته در ترموسیفون های عمودی معمولاً بین ۸ فوت تا ۱۴ فوت است و قطر خارجی آنها هم بین ۱ اینچ تا $1/25$ اینچ است. قطر خارجی بالای ۲ اینچ قابل قبول نیست. در شرایط خلأ از لوله های کوتاه ۴ تا ۶ فوت استفاده می شود.



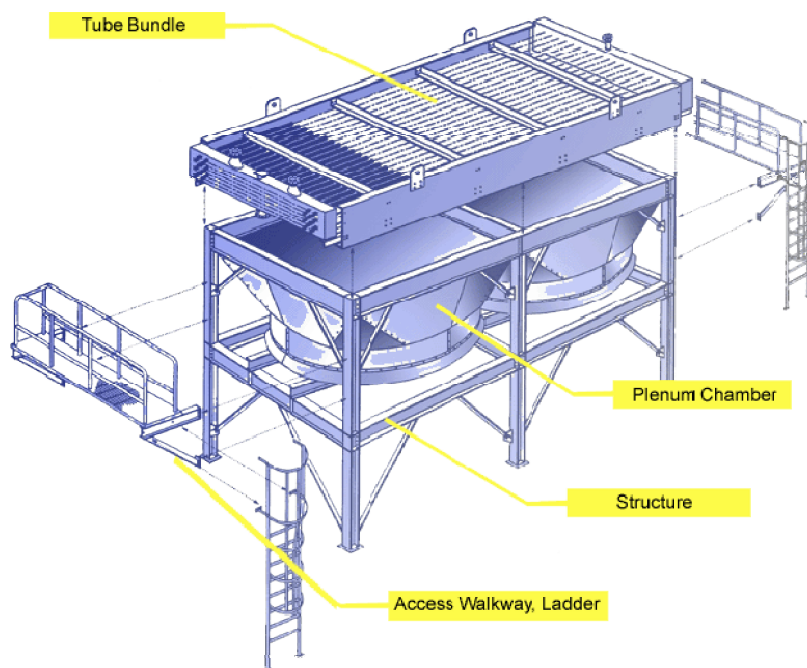
طراحی تجهیزات فرآیندی

جلسه ششم

- آشنایی با کولرهای هوایی و استاندارد طراحی آن
- حل تمرین با نرم افزار Aerotran

۴-۱: مبدل های حرارتی Air-Cooler

از این مبدل ها برای انتقال حرارت از سیال داخل لوله ها به سمت هوا استفاده می شود. بدین ترتیب که با گردش اجباری هوای اتمسفری توسط فن ها از روی لوله های پره دار حاوی سیال سرد شونده حرارت سیال داخل لوله ها به هوا منتقل شده و دمای سیال خروجی از لوله ها کاهش می یابد. مبدل های حرارتی Air-Cooler مطابق شکل (۴-۱) شامل یک دسته لوله های پره دار می شود که هوا توسط فن هایی از بالا یا پایین این دسته لوله ها به طرف لوله ها مکیده (جریان القایی^۱) یا دمیده (جریان اجباری^۲) می شود.



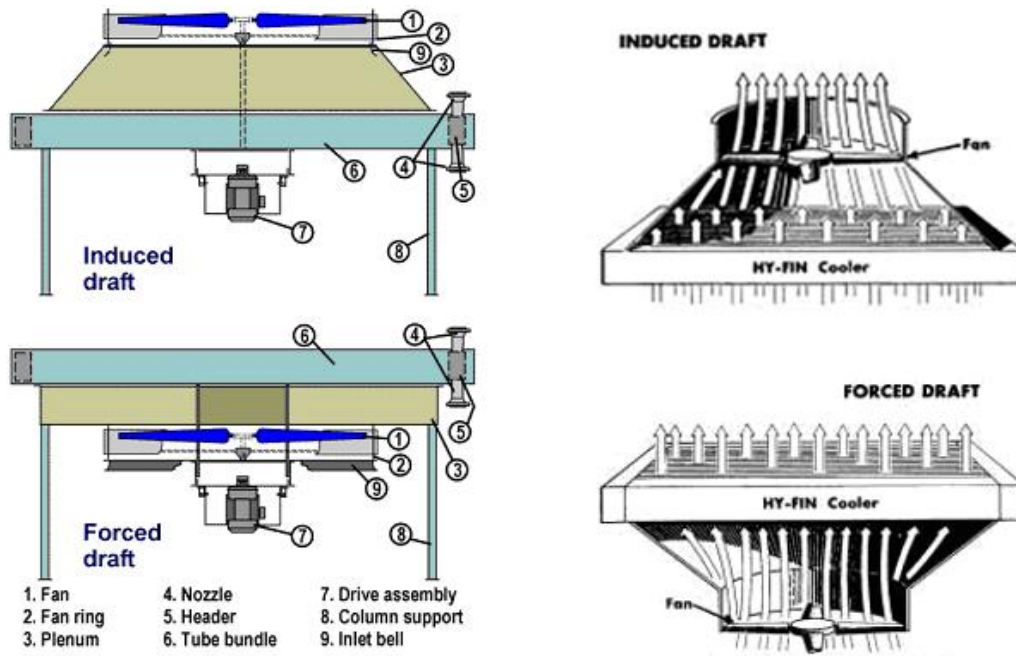
شکل (۴-۱): اجزای تشکیل دهنده مبدل های کولر هوایی

۴-۲: موارد استفاده مبدل های حرارتی Air-Cooler

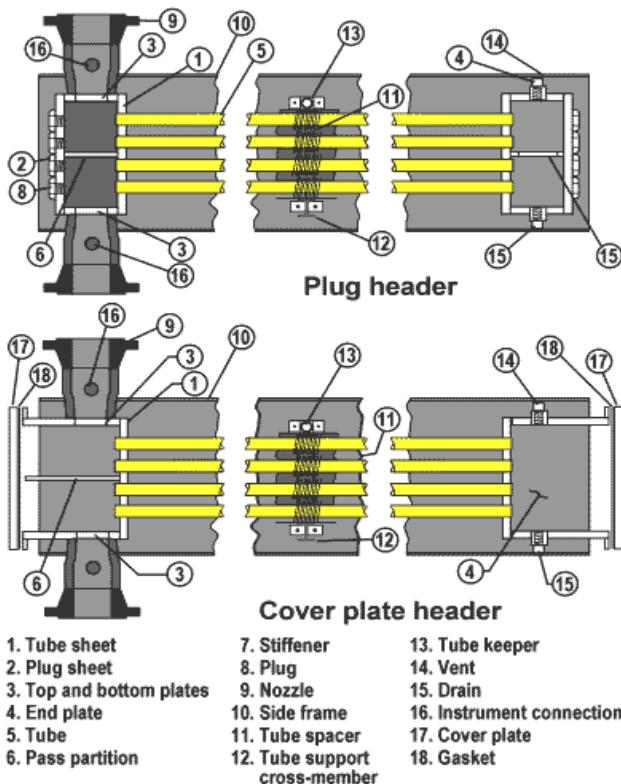
استفاده از این مبدل ها وقتی مطرح است که هزینه استفاده از آب سرد بالا باشد و یا اینکه مقدار مصرف آب سرد کم باشد. این گروه از مبدل ها وقتی که آب زیاد باشد نیز می توانند با مبدل هایی که عمل سرمایش را با آب انجام می دهند، رقابت کنند. معمولاً در آب و هوای معتدل، سرد سازی با هوا برای دمای عملیاتی بالای ۶۵ درجه سانتیگراد و سرد سازی با آب برای دمای عملیاتی زیر ۵۰ درجه سانتیگراد بهترین انتخاب است. بین این دو دما هم باید تحلیل اقتصادی صورت پذیرد تا بهترین سرد ساز انتخاب شود. مبدل های Air Cooler معمولاً برای سرد سازی و کندانس کردن استفاده می شوند.

1- Induced Draft
2 - Forced Draft

این دو گروه از مبدل های هوایی (جریان القایی یا جریان اجباری) به همراه متعلقات آنها در شکل (۲-۴) نشان داده شده اند:



شکل (۲-۴): کولرهای هوایی با جابجایی القایی و جابجایی اجباری



در هر دو نوع این مبدل ها جهت جریان هوای عبوری از روی دسته لوله ها از پایین به بالا است. قسمت های مختلف اجزای مربوط به دسته لوله ها در دو حالت کلگی ثابت (Plug header) و کلگی متحرک (Cover plate header) در شکل های روبرو نشان داده شده اند.

شکل (۳-۴): اجزای مختلف مربوط به دسته لوله ها در دو حالت کلگی ثابت و کلگی متحرک

۳-۴: مزایا و معایب مبدل های حرارتی Air-Cooler

مزایا و معایب هر دو گروه از این مبدل ها به شرح ذیل است:

• مزایای مبدل های Air Cooler با جریان القایی:

۱. توزیع بهتر هوا در داخل مجموعه دسته لوله ها
۲. احتمال گردش مجدد هوای گرم خروجی از مبدل به داخل آن کمتر است زیرا هوا با سرعتی حدود ۲/۵ برابر سرعت هوای ورودی از آن به سمت بالا خارج می شود.
۳. به خاطر شکل مخروطی سطح مقطع فن که در این حالت در سمت بالا قرار دارد حدود ۶۰٪ اثرات خورشید، باران و طوفان را بر روی لوله ها کاهش می دهد.
۴. در این حالت ظرفیت را تا جاییکه فن خراب نشود می توان افزایش داد. ضمناً در حالت خرابی فن، کولر کارآیی خود را به طور کامل از دست نمی دهد، به دلیل اینکه هوا کش فن به دلیل نوع طراحی خاص آن می تواند باعث گردش طبیعی جریان هوا شود.

• معایب مبدل های Air Cooler با جریان القایی:

۱. در شرایط آب و هوایی گرم توان بیشتری برای فن لازم است.
۲. جریانی که از مبدل خارج می شود باید زیر ۲۰۰ درجه فارنهایت باشد زیرا دمای بالاتر باعث خرابی فن می شود.
۳. دسترسی به فن برای تعمیرات محدود است و علاوه بر آن جریان آزاد هوا از روی دسته لوله ها ممکن است باعث ایجاد جریان های داغی شود که تعمیرات را مشکل می کند.
۴. برای سیال فرآیند با دمای ورودی بالاتر از ۳۵۰ درجه فارنهایت باید از جریان اجباری استفاده کرد زیرا باعث خرابی فن می شود.
۵. جهت دسترسی به لوله ها می بایست فن و کانال مربوطه برداشته شود.

به طور کل می توان گفت مزایای کولرهای هوایی با جریان القایی بر معایب و محدودیت های آن برتری نسبی دارد.



شکل (۴-۴): نمایی از کولرهای هوایی با جابجایی القایی

• مزایای مبدل های Air Cooler با جریان اجباری:

۱. در هوای سرد توان نسبتاً کمی لازم دارد.
۲. دسترسی آسانتر به تجهیزات مکانیکی آن وجود دارد.
۳. به سادگی برای گردش هوای گرم در آب و هوای سرد قابل تطبیق است.

• معایب مبدل های Air Cooler با جریان اجباری:

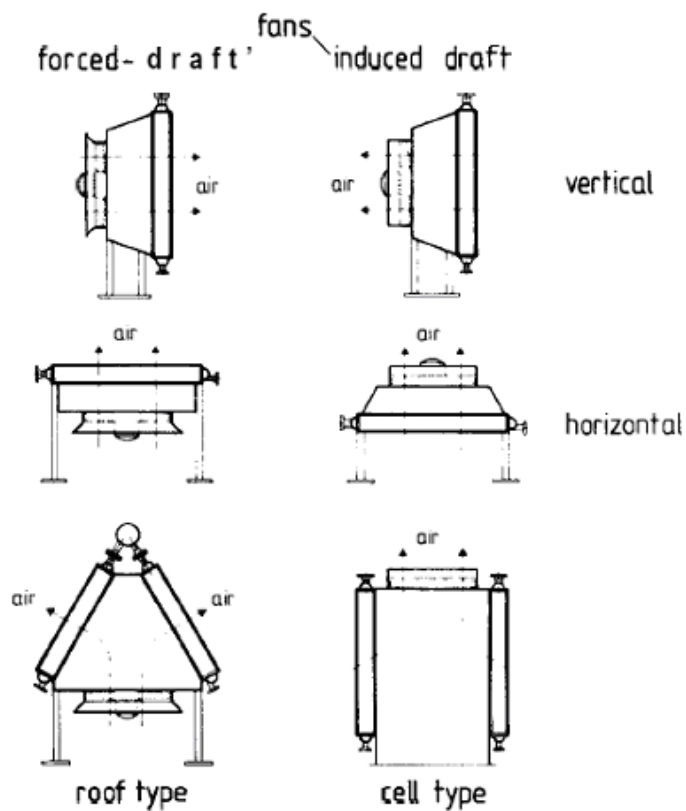
۱. توزیع ضعیف هوا بر روی دسته لوله ها
۲. وقتی که سرعت هوای خروجی کم باشد و هوا کش نداشته باشیم، امکان گردش بیش از حد هوای داغ خروجی و بازگشت آن به سمت داخل دسته لوله ها در سیستم وجود دارد.
۳. کل لوله ها در معرض آفتاب، باران و طوفان قرار دارند.
۴. در صورت خرابی فن امکان جابجایی طبیعی هوا در داخل کانال کم است.



شکل (۴-۵): نمایی از کولرهای هوایی با جابجایی اجباری

۴-۴: آرایش مبدل های کولر هوایی

همانطور که در شکل ۴-۶ ملاحظه می شود مبدل های هوایی به سه شکل افقی، عمودی و مایل می توانند طراحی و ساخته شوند. اغلب از نوع افقی آن استفاده می شود. در صورتیکه امکان انجماد سیال در داخل لوله ها وجود داشته باشد، از نوع شیب دار آن (۳۰ یا ۶۰ درجه) استفاده می شود و اگر سیال ورودی به لوله ها بخار باشد و هدف خارج ساختن تمام سیال کندانس شده در داخل لوله ها باشد از نوع عمودی آن استفاده می گردد.



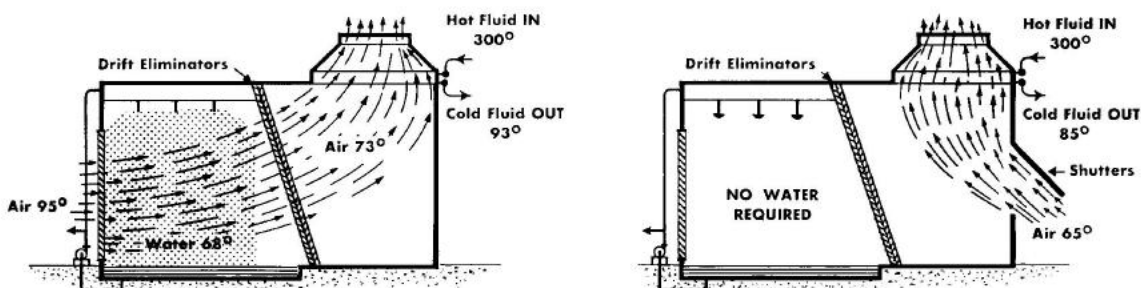
شکل (۴-۶): آرایش های مختلف کولرهای هوایی



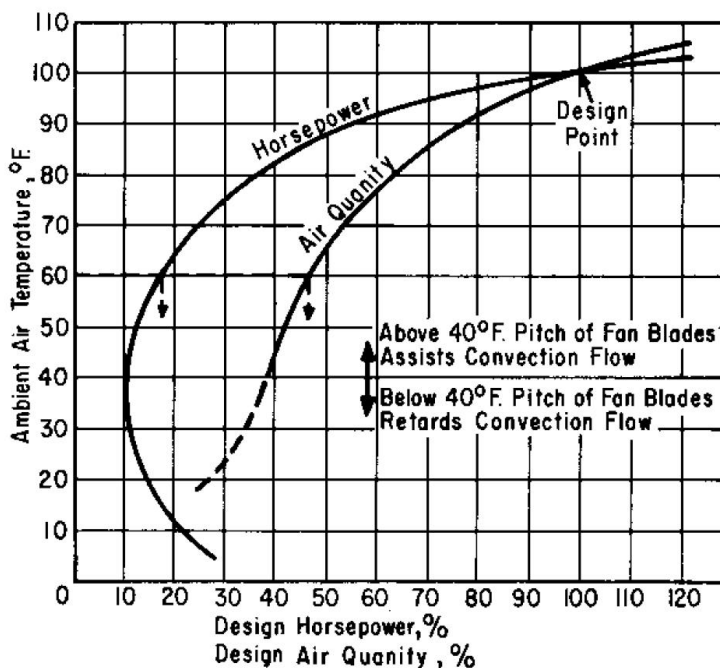
شکل (۴-۷): نمایی از کولرهای هوایی با آرایش دسته لوله های مایل

۴-۵: کولر هوایی همراه با سیستم رطوبت زنی

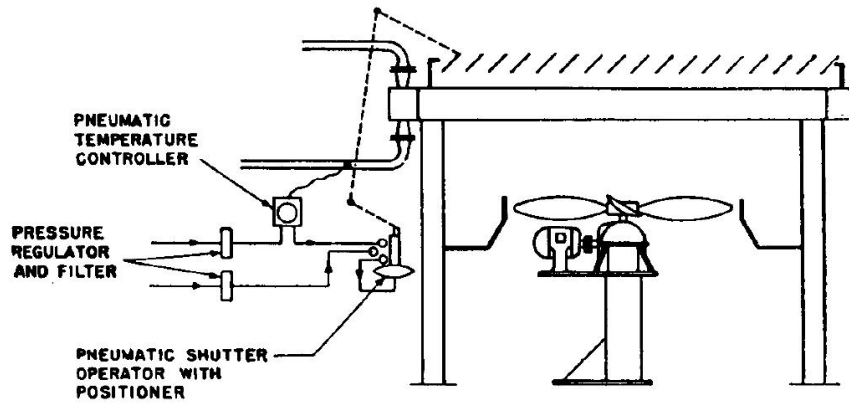
برای عملیات مناسب و اقتصادی کولرهای هوایی اختلاف دمای بین هوای محیط و سیال خروجی از لوله ها، باید مقداری بین ۳۰ تا ۴۰ درجه فارنهایت و در برخی موقعیت ها اختلاف دمای بین سیال فرآیندی و دمای حباب خشک هوا می بایست بین ۲۵ - ۲۰ درجه فارنهایت باشد. با کاهش این فاصله دمایی توان مورد نیاز فن برای سرمایش مورد نظر افزایش خواهد یافت. در این مواقع بهتر است جهت کاهش دمای هوا تا حد دمای حباب مرطوب مطابق شکل (۴-۸) از سیستم رطوبت زنی هوا استفاده کنیم.



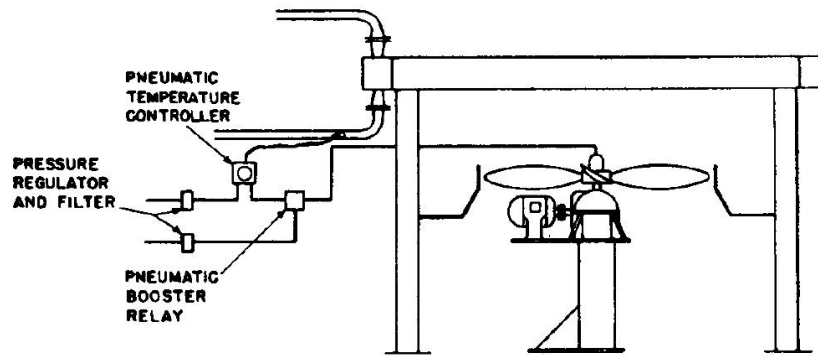
شکل (۴-۸): سیستم رطوبت زنی هوا در روزهای گرم سال



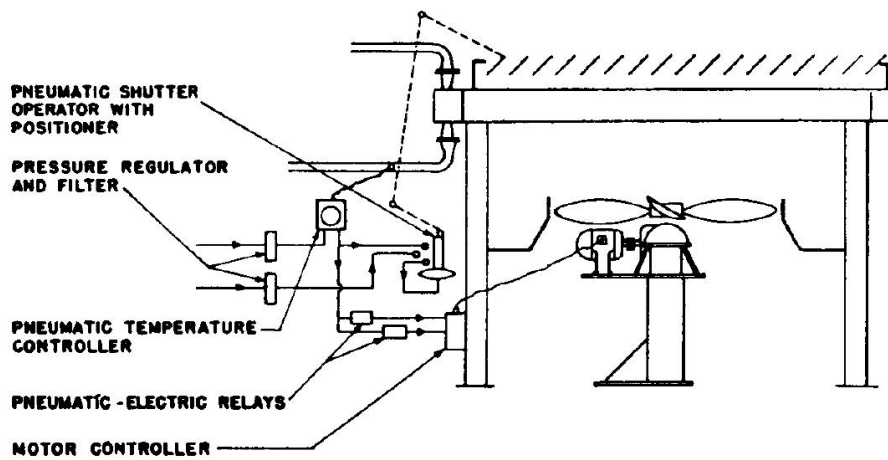
شکل (۴-۹): الگوی کنترل دما و توان کولر هوایی با تنظیم زاویه پره های فن (Fan Pitch)



Adjustable Shutters



Controllable Pitch Fan



Combination Controls

شکل (۱۰-۴): روش های مختلف کنترل دما در کولرهای هوایی

۴-۶: مراحل تخمین اندازه کولرهای هوایی

- ۱- محاسبه ظرفیت حرارتی مبدل از دماهای جریان فرآیندی
- ۲- انتخاب دمای طراحی هوای ورودی (t_1)
- ۳- انتخاب فشار طراحی سمت لوله ها، جنس مواد، اندازه لوله ها
- ۴- تخمین مقدار U از جدول (۴-۱) برای لوله های بدون فین. جدول (۴-۲) برای تخمین مقدار U برای لوله های با سطح خارجی فین دار است.

جدول (۴-۱): تخمین ضریب کلی انتقال حرارت U، در کولرهای هوایی
بر مبنای سطح لوله بدون پره

Condensing Service	U
Amine reactivator	100-120
Ammonia	105-125
Refrigerant 12	75-90
Heavy naphtha	70-90
Light gasoline	95
Light hydrocarbons	95-105
Light naphtha	80-100
Reactor effluent Platformers, Hydroformers, Rexformers	80-100
Steam (0-20 psig)	135-200
Gas cooling service	
Air or flue gas @ 50 psig ($\Delta P = 1$ psi)	10
Air or flue gas @ 100 psig ($\Delta P = 2$ psi)	20
Air or flue gas @ 100 psig ($\Delta P = 5$ psi)	30
Ammonia reactor stream	90-110
Hydrocarbon gasses @ 15-50 psig ($\Delta P = 1$ psi)	30-40
Hydrocarbon gasses @ 50-250 psig ($\Delta P = 3$ psi)	50-60
Hydrocarbon gasses @ 250-1500 psig ($\Delta P = 5$ psi)	70-90
Liquid cooling service	
Engine jacket water	130-155
Fuel oil	20-30
Hydroformer and Platformer liquids	85
Light gas oil	70-90
Light hydrocarbons	90-120
Light naphtha	90
Process water	120-145
Residuum	10-20
Tar	5-10

Coefficients are based on outside bare tube surface for 1-in. O.D. tubes with 10 plain extruded aluminum fins per in., $\frac{5}{8}$ in. high, 21.2:1 surface ratio.

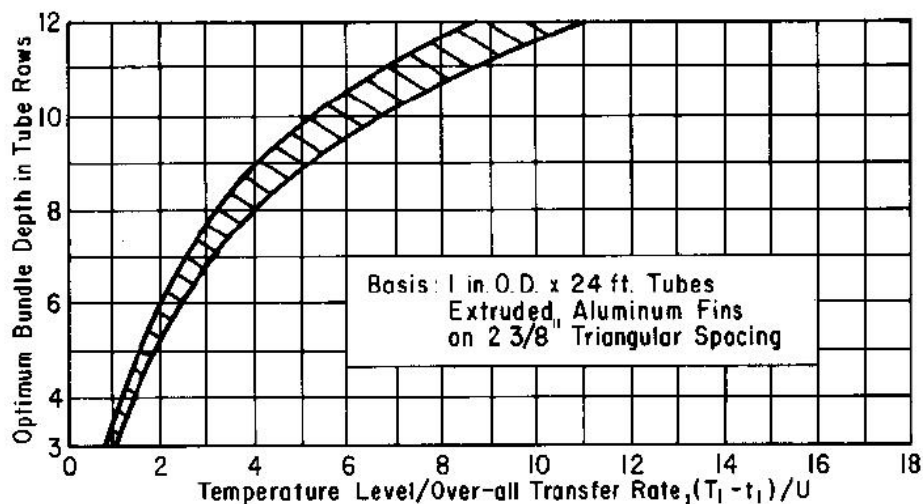
جدول (۴-۲): تخمین ضریب کلی انتقال حرارت U، در کولرهای هوایی
بر مبنای سطح لوله پره دار

Service	*Stab Transfer Rate	**Suggested No. of Tube Layers
Cooling Service		
Engine jacket water	6-7	4
Light hydrocarbons	4-5	4 or 6
Light gas oil	3-4	4 or 6
Heavy gas oil	2.5-3	4 or 6
Lube oil	1-2	4 or 6
Bottoms	0.75-1.5	6 or more
Flue gas @ 100 psig & 5 psi ΔP	2-2.5	4
Condensing Service		
Steam	7-8	4
Light hydrocarbon	4-5	4 or 6
Reactor effluent	3-4	6
Still overhead	2.75-3.5	4 or 6

*Transfer rate, Btu/(hr) (ft²)(°F), based on **outside fin tube surface** for 1-in. O.D. tubes with ⁵/₈ in. high aluminum fins spaced 11 per in.

**The suggested number of tube layers cannot be accurately predicted for all services. In general coolers having a cooling range up to 80°F and condensers having a condensing range up to 50°F are selected with 4 tube layers. Cooling and condensing services with ranges exceeding these values are generally figured with 6 tube layers.

۵- محاسبه (4-1) و تخمین تعداد مناسب ردیف های لوله از شکل (۴-۱۱)



شکل (۴-۱۱): تخمین عمق دسته لوله ها (تعداد ردیف لوله ها)

۶- از جدول (۳-۴) مقادیر زیر را محاسبه می کنیم:

- سرعت سطحی هوا (Standard air face velocity)
- نسبت سطح انتقال حرارت به سطح ردیف جلویی (Ratio of surface area to face area)
- نسبت وزن به سطح ردیف جلویی (Ratio of weight to face area)

جدول (۳-۴): تخمین فاکتورهای طراحی کولر هوایی

Estimating Factors, 1-in. O.D. Tube \times 2 ³/₈ -in. Δ Spacing

Depth, tube rows	4	6	8	10	12
Typical standard FV, ft/min**	595	540	490	445	405
Ft ² surface/ft ² face area	5.04	7.60	10.08	12.64	15.20
Weight lb/ft ² face area	75	88	115	131	147

**FV = face velocity.

۷- سطح مورد نیاز را به روش سعی و خطا بدست می آوریم:

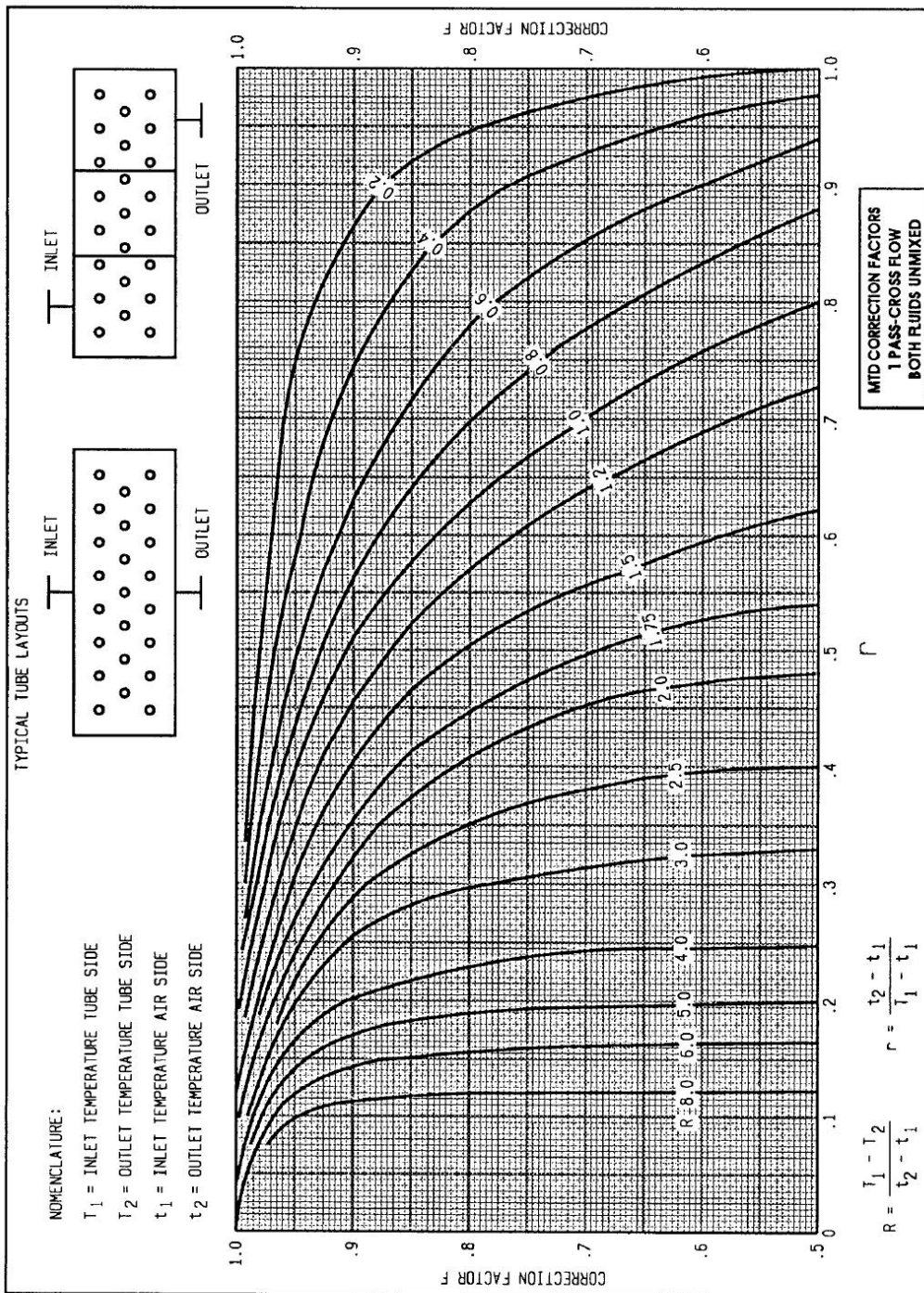
- مقداری را برای اختلاف دمای جریان هوا ($t_2 - t_1$) فرض می کنیم.
- کل سطح مورد نیاز ردیف اول را از رابطه زیر محاسبه می کنیم:

$$FA = \frac{Q}{(T_2 - t_1)(FV)(1.08)} \quad (4-2)$$

- مقدار $LMTD$ را محاسبه می کنیم. از ضریب تصحیح $LMTD$ صرف نظر می کنیم. مگر برای حالتیکه دمای هوای خروجی (t_2) به طور قابل ملاحظه ای بالاتر از دمای خروجی سیال سمت لوله ها (T_2) باشد.

MTD Correction Factors / 1 Pass-Cross Flow

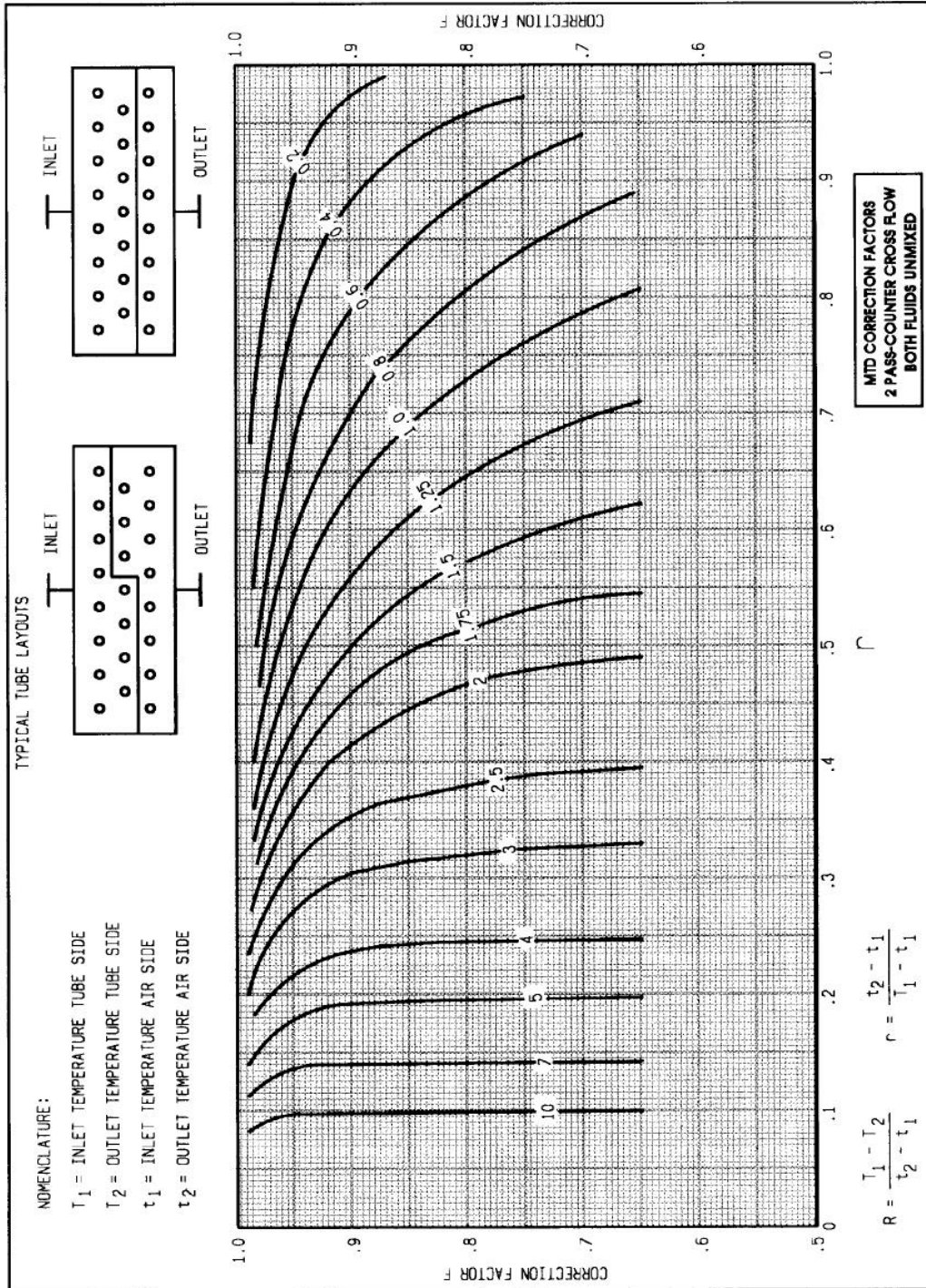
HUDSON PRODUCTS CORPORATION
Houston, Texas, USA



شکل (۱۲-۴): تخمین ضریب تصحیح LMTD در کولرهای هوایی ۱ گذر لوله

MTD Correction Factors / 2 Pass-Cross Flow

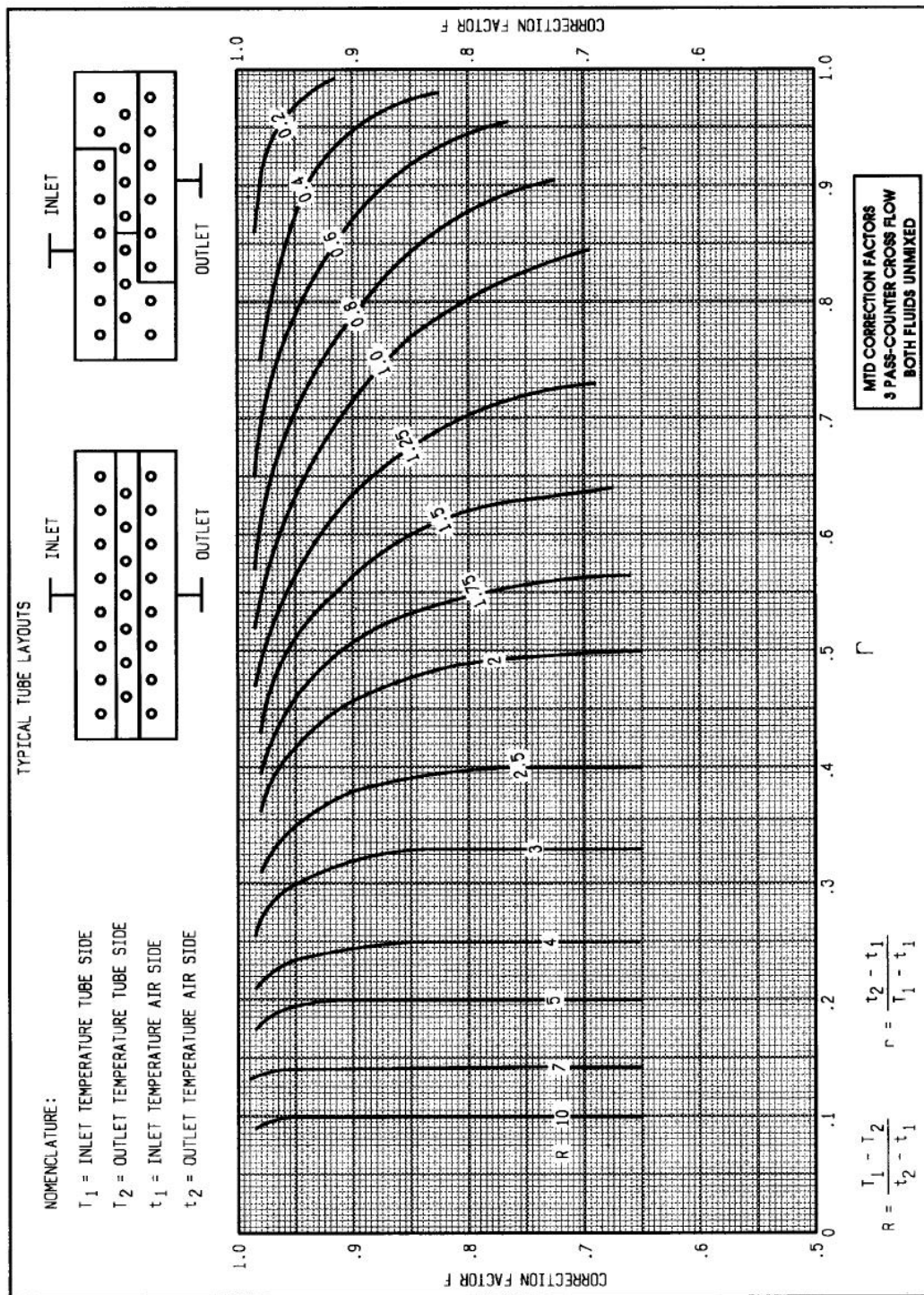
HUDSON PRODUCTS CORPORATION
Houston, Texas, USA



شکل (۱۳-۴): تخمین ضریب تصحیح LMTD در کولرهای هوایی ۲ گذر لوله

MTD Correction Factors / 3 Pass-Cross Flow

HUDSON PRODUCTS CORPORATION
Houston, Texas, USA



شکل (۴-۱۴): تخمین ضریب تصحیح LMTD در کولرهای هوایی ۳ گذر لوله

۸- سطح مورد نیاز لوله های بدون فین را از رابطه زیر محاسبه می کنیم:

پژوهشگاه صنعت نفت - مدرس : مهدی رازی فر

$$A = \frac{Q}{U(LMTD)}$$

با ضرب سطح بدست آمده در نسبت سطح لوله فین دار به سطح لوله بدون فین، سطح کل لوله فین دار محاسبه می شود.

۹- سطح جدید ردیف اول (FA_2) را از رابطه زیر محاسبه می کنیم:

$$FA_2 = \frac{A}{\left(\frac{\text{Surface Area}}{\text{Face Area}}\right)} \quad (4-3)$$

۱۰- اگر $FA_2 = FA_1$ طراحی دقیق (Detail) را شروع می کنیم. و اگر $FA_2 \neq FA_1$ دمای دیگری را برای هوای خروجی در نظر گرفته و محاسبات را مجدداً از مرحله ۷ تکرار می کنیم.

۱۱- برای طراحی دقیق مقداری را برای تعداد گذر لوله ها فرض کرده و ضرایب فیلمی انتقال حرارت داخل لوله ها h_i و h_{i0} را با استفاده از نمودار (۲-۳۳) محاسبه می کنیم.

۱۲- ضریب انتقال حرارت فیلمی سطح خارجی لوله ها h_o را با استفاده از نمودار ۴-۱۷ بر مبنای سطح بدون فین محاسبه می کنیم.

۱۳- ضریب کلی انتقال حرارت U را از رابطه ۲-۱۵ محاسبه می کنیم.

اگر مقدار U محاسبه شده با مقدار U قبلی اختلاف داشت با جایگزینی U جدید محاسبات را مجدداً از مرحله ۴ تکرار می کنیم.

۱۴- افت فشار سمت لوله ها را از نمودار (۲-۳۶) محاسبه می کنیم.

۱۵- اندازه کولر هوایی را تخمین می زنیم:

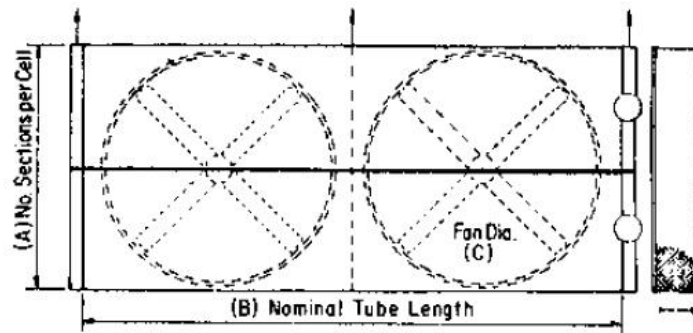
$$\text{Width} = \frac{FA}{\text{Assumed tube length (usually 4 ft, 6 in. min. through 30 ft)}} \quad (4-4)$$

در این رابطه با بالانس کردن طول و عرض کولر اندازه عملی و استاندارد را برای کولر بدست می آوریم. معمولاً عرض دسته لوله ها ۴/۵ فوت و ۷/۵ فوت است.

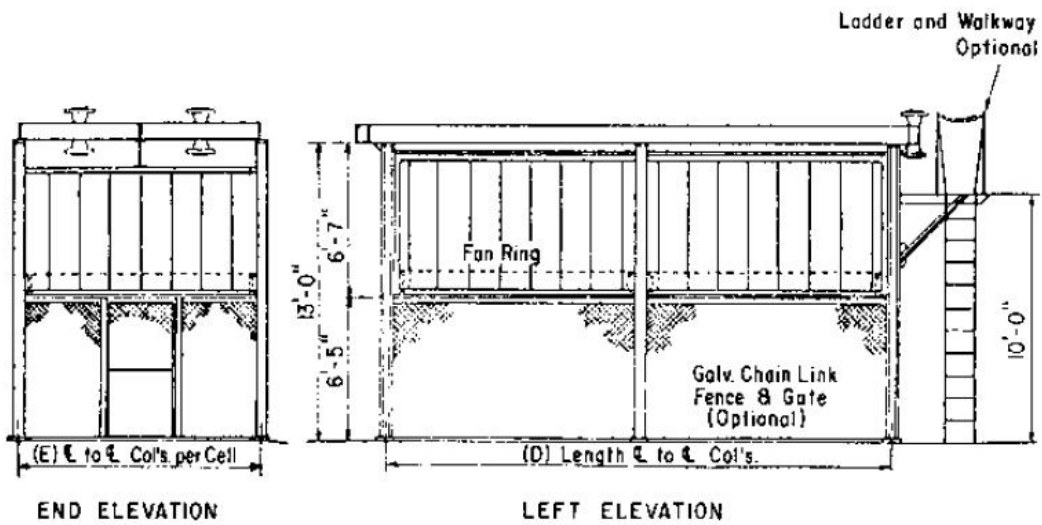
۱۶- میزان اسب بخار لازم با توجه به شکل ۴-۱۸ محاسبه می کنیم:

$$HP = \frac{A}{\text{Surface Area / hp}} \quad (4-5)$$

No. Cells	A Sections Per Cell	B Nom. Lg. Tubes	C Fan Dia.	D Length	E Width $\text{\textcircled{C}}$ to $\text{\textcircled{C}}$ Col's. per Cell	Total Width
	2	240"	8'-0"	18'-3 1/2"	10'-8 1/4"	
	2	288"	8'-0"	22'-3 1/2"	10'-8 1/4"	
	2	288"	10'-0"	22'-3 1/2"	10'-8 1/4"	
	2	360"	10'-0"	28'-3 1/2"	10'-8 1/4"	
	2 1/2	240"	8'-0"	18'-3 1/2"	13'-4 5/16"	
	2 1/2	288"	10'-0"	22'-3 1/2"	13'-4 5/16"	
	2 1/2	360"	10'-0"	28'-3 1/2"	13'-4 5/16"	



PLAN

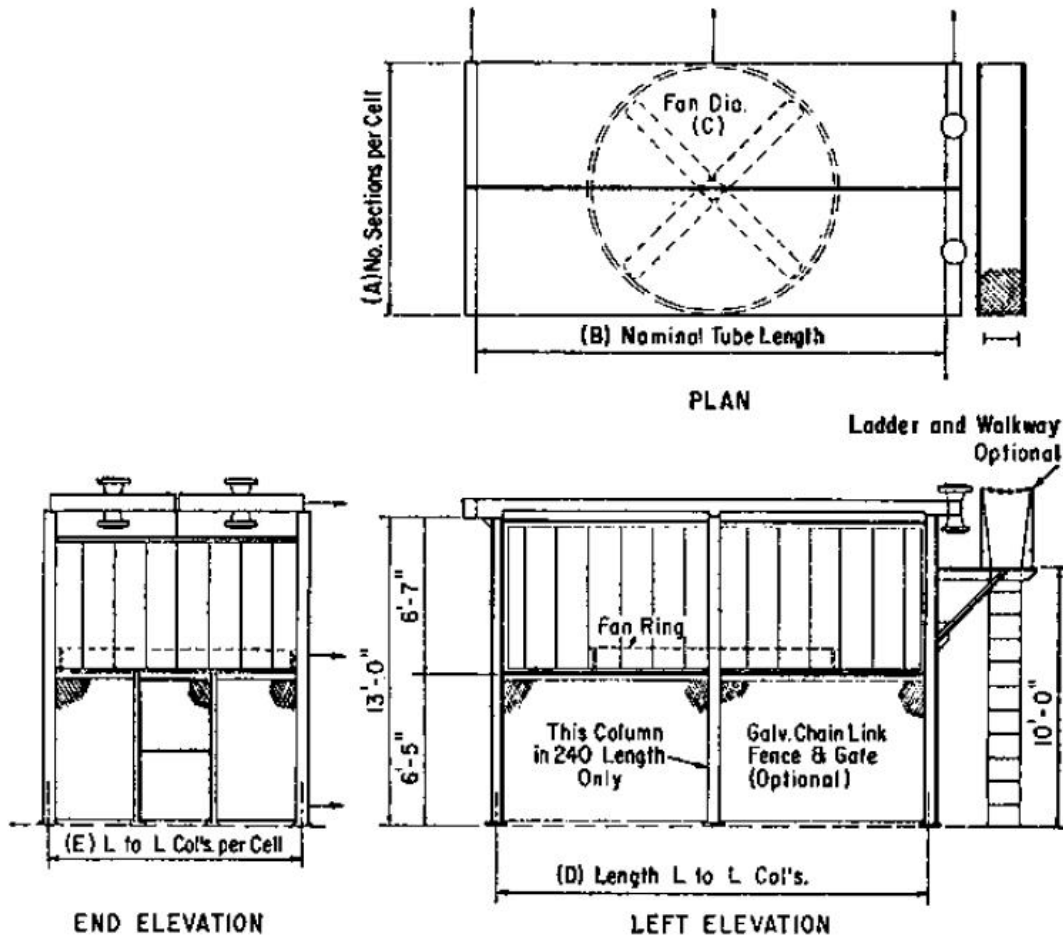


END ELEVATION

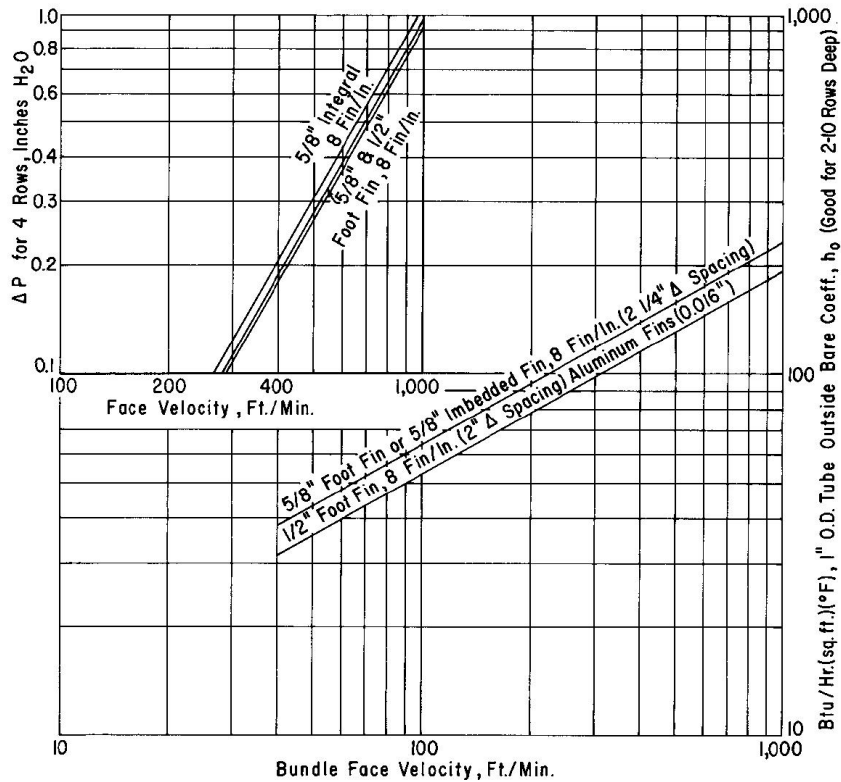
LEFT ELEVATION






شکل (۱۵-۴): ابعاد معمول کولرهای هوایی با دو فن

No. Cells	A Sections Per Cell	B Nom. Lg. Tubes	C Fan Dia.	D Length £ to £ Col's.	E Width £ to £ Col's. per Cell	Total Width
	2	120"	8'-0"	8'-3 1/2"	10'-8 1/4"	
	2	180"	10'-0"	13'-3 1/2"	10'-8 1/4"	
	2	240"	10'-0"	18'-3 1/2"	10'-8 1/4"	
	2 1/2	180"	10'-0"	13'-3 1/2"	13'-4 5/16"	
	2 1/2	240"	12'-0"	18'-3 1/2"	13'-4 5/16"	



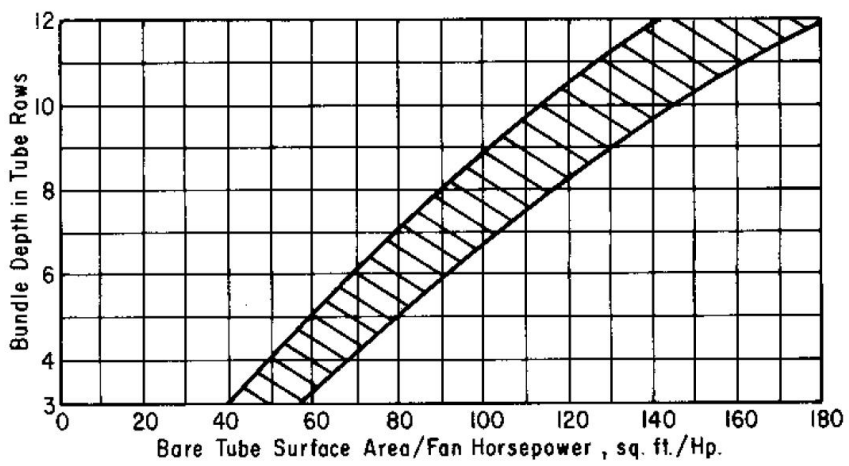
شکل (۱۶-۴): ابعاد معمول کولرهای هوایی با یک فن



- Aluminum Fins :
-  Wrapped Fins *
 -  Imbedded Fin
 -  Foot Fin
 -  Integral Duplex Fin *
 -  Integral Duplex Fin *

* Note: Use 90% of h_o from Curve. Compiled from Manufacturers Quotation Data.

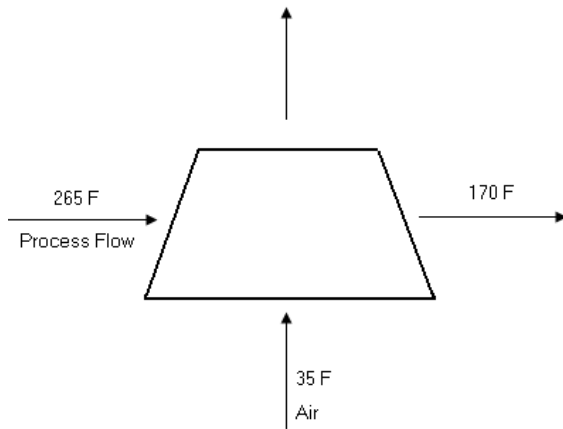
شکل (۴-۱۷): تخمین ضریب انتقال حرارت فیلمی سطح خارجی لوله ها



شکل (۴-۱۸): تخمین نسبت سطح لوله ها به توان فن

تمرین

کولر هوایی با ظرفیت $\frac{BTU}{hr}$ $32/145 \times 10^6$ طراحی نمایید.



مشخصات جریان فرآیندی عبارتند از:

$\frac{kg}{hr}$ دبی خوراک مایع نفتای سبک	۳۲۱۹۶۷
$\mu_L : (cp)$	۱۴/۴
$k_L : (\frac{kcal}{hr.m.^{\circ}C})$	۰/۰۸
$CP : (\frac{kcal}{kg.^{\circ}C})$	۰/۴۷۸
SG	۰/۹۶
$r_i : \frac{hr.ft^2.^{\circ}F}{BTU}$	۰/۰۰۱
$r_o : \frac{hr.ft^2.^{\circ}F}{BTU}$	۰

تمرین ۱:

هدف چک کردن (Rating) کولر هوایی با جریان اجباری و با مشخصات جدول زیر:

بیرون لوله ها (هوای خشک)	داخل لوله ها (آب)	
۱۷۷۵۰۰	۳۰۵۰۰	شدت جریان kg/hr
۳۷ /	۹۲ / ۵۶	دما In/Out
اتمسفریک	۱/۲	فشار ورودی bar
	۰/۱۸	افت فشار مجاز bar
	۰/۰۰۰۰۲	مقاومت رسوب m2K/W

مشخصات مکانیکی مبذل مطابق جدول ذیل است:

Header:	
Number of inlet nozzles	۴
Inlet nozzle inside diameter (mm)	۱۰۱/۲
Number of outlet nozzles	۴
Outlet nozzle inside diameter (mm)	۱۰۱/۲
Type of Header	Bonnet
Bundle:	
Number of Passes	۴
Number of rows	۴
Number of tubes	۱۶۰
Tubes:	
Effective length of tube (mm)	۶۰۲۰
Traverse pitch (mm)	۵۸/۴
Tube inner diameter (mm)	۲۱/۳۲
Tube outer diameter (mm)	۲۵/۴
Layout angle	۳۰
Fins:	
Extruded	
Frequency (#/m)	۴۳۳
Tip diameter (mm)	۵۷/۱۶
Mean fin thickness (mm)	۰/۴۵۷
ACHE Geometry:	
Fan configuration	Forced

تمرین ۲:

هدف طراحی (Design) کولر هوایی با جریان اجباری و با مشخصات جدول زیر:

بیرون لوله ها (هوای خشک)	داخل لوله ها (آب)	
شدت جریان kg/hr	۳۲۸۲۴۸	
دما In/Out	۱۰۵ / ۶۰	۲۹/۴ / ۵۴/۴
فشار ورودی bar	۵/۱۷	
افت فشار مجاز bar	۰/۶۹	
افت فشار مجاز mmHg		۱/۹
مقاومت رسوب m2K/W	۰/۰۰۰۱۸	

مشخصات مکانیکی مبدل مطابق جدول ذیل است:

Header:	
Type of Header	Bonnet
Tubes:	
Tube outer diameter (mm)	۳۱/۷۵
Layout angle	۳۰
Fins:	
Extruded	
Frequency (#/m)	۳۱۵
Tip diameter (mm)	۵۰/۸
Mean fin thickness (mm)	۰/۲۸
ACHE Geometry:	
Fan configuration	Forced

نکته:

تعریف رطوبت نسبی:

$$H = \frac{M_A \cdot P_A}{M_B \cdot P_B} = \frac{M_A \cdot P_A}{M_B \cdot (P - P_A)} \quad , \quad P_A = y_A \cdot P \quad \Rightarrow \quad H = \frac{M_A}{M_B} \cdot \frac{y_A}{(1 - y_A)}$$



طراحی تجهیزات فرآیندی

جلسه هفتم و هشتم

- محاسبات هیدرولیک خطوط لوله جریان های تک فازی و دو فازی (Line sizing)
- معرفی نرم افزار pipesys و حل تمرین

۵: محاسبات هیدرولیک خطوط لوله (Line sizing)**۵-۱: مقدمه**

هدف از Line sizing محاسبه قطر مناسب برای لوله های موجود در واحد های فرآیندی است. برای محاسبه قطر خط لوله سرعت طراحی باید در نظر گرفته شود. محدوده مجاز سرعت سیالات مختلف در مراجع مختلف ذکر شده است. این محاسبات بویژه در خصوص گازها و سیالات دوفازی باید با دقت بیشتری انجام شود. در محدوده سرعت مجاز سیالات، مینیمم سرعت مجاز به دلایل زیر حائز اهمیت است:

- قطرهای بزرگ لوله، منجر به صرف هزینه بالا برای تأمین لوله و اتصالات می شود.
- اگر سیال حاوی ذرات جامد باشد، در سرعت های خیلی کم در مجاورت شیرها و اتصالات ذرات جامد ته نشین شده و منجر به انسداد خط و مشکلات دیگر خواهند شد.
- اگر سیال هیدروکربنی بوده و حاوی اندکی آب هم باشد، در سرعت های کم این آب در تماس دائمی با انتهای لوله منجر به خوردگی آن می شود.

اهمیت ماکزیمم سرعت مجاز هم به اینست که اگر قطر لوله کم باشد، باعث تولید نویز، ضربه قوچ و در نتیجه ساییدگی لوله توسط سیال در مدت کوتاه خواهد شد.

ضربه قوچ موجی از فشار است که در اثر تغییر ناگهانی دبی جریان در لوله ها ایجاد می شود. این افزایش فشار معمولاً زمانی رخ می دهد که شیر مسیر حرکت سیال ناگهان بسته شود که افت فشار زیادی را ایجاد می کند. یا یک پمپ محوری در یک سامانه لوله کشی ناگهان روشن شود که باعث ایجاد امواج فشاری از نوع تراکمی یا انبساطی می شود. ضربه قوچ عموماً همراه با ایجاد صوت است. اما همواره چنین نیست یعنی ممکن است ضربه قوچ بدون آنکه صدایی ایجاد کند خسارت سنگینی در حد ترکیدن لوله به بار آورد. اندازه ضربه قوچ بستگی به خصوصیات و سرعت سیال، مدول الاستیسیته لوله، ضخامت لوله، طول خط لوله و شدت تغییر مومنتم سیال دارد.

۵-۲: تعیین قطر و افت فشار لوله در جریان های تک فازی

برای تعیین قطر و افت فشار لوله مطابق روند زیر عمل می کنیم:

- ۱- تعیین خواص فیزیکی (دبی، دانسیته، ویسکوزیته و ...) و شرایط عملیاتی سیال
- ۲- انتخاب سرعت مناسب سیال در خط لوله با توجه به نوع سیال و ماهیت فرآیند

این سرعت برای مایعات بطور نرمال بین 1 m/s تا 2 m/s است و در هیچ شرایطی نباید از 4 m/s تجاوز نماید. در ضمن اگر جریان مایع حاوی درصدی آب باشد (حتی در حدود ۱٪)، نباید سرعت کمتر از 1 m/s باشد زیرا تجمع آب می تواند منجر به خوردگی شود. این سرعت برای گازها بطور نرمال بین 5 m/s تا 10 m/s است و در مواردی تا 20 m/s هم می رسد. اگر جریان گاز حاوی ذرات جامد باشد ممکن است سرعت را کمتر از 5 m/s لحاظ نمود. سرعت گاز به هیچ وجه نباید از نصف سرعت صوت (که برای گازها سرعت بحرانی نامیده می شود) بیشتر شود. در ضمیمه الف به محدوده مجاز سرعت و افت فشارهای سیال اشاره شده است.

$$V_c = \left[\left(\frac{C_p}{C_v} \right) \frac{RT}{Mw} \right]^{0.5} \quad V: \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

R: ثابت گازها بر حسب J/Kgmole.K

T: دما بر حسب K

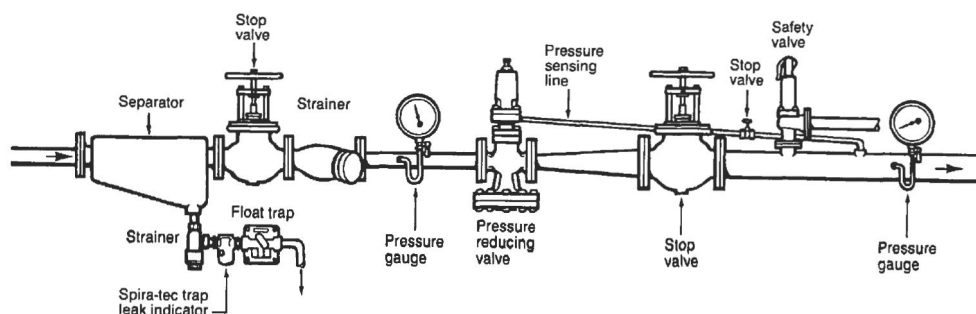
M: وزن مولکولی

۳- با داشتن دبی و سرعت جریان، قطر خط لوله را محاسبه می کنیم.

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} \rightarrow D = 1.1284 \left(\frac{Q}{V} \right)^{0.5}$$

قطر به دست آمده را به یک قطر تجاری و متداول رو به بالا گرد می کنیم. با قطر گرد شده سرعت را محاسبه می کنیم. اگر سرعت جدید در محدوده سرعت مجاز قرار گرفت، قطر و سرعت جدید را به عنوان نتیجه طراحی در نظر می گیریم.

۴- طول معادل انواع شیرها، اتصالات و ... را که در مسیر لوله وجود دارد با استفاده از روابط و جداول ارایه شده در ضمیمه ب محاسبه می کنیم. بهترین روش استفاده از جداولی است که طول معادل را ارایه داده اند و صرفاً کافی است که این طولهای معادل را جمع و در تعداد شیرها یا اتصالات ضرب کنیم.



شکل (۵-۱): نمونه ای از اتصالات خط لوله

۵- عدد رینولدز را محاسبه نموده و با توجه به نوع جریان، ضریب اصطکاک را محاسبه می کنیم. (ضمیمه ج)

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad V : \left(\frac{m}{s} \text{ or } \frac{ft}{s} \right); \mu : \left(\text{pa.s or } \frac{lb}{ft.s} \right), D : (m \text{ or } ft)$$

$$Re = 7738 \frac{SGVD}{\mu} = 92.1 \frac{SGQ}{\mu D} \quad V : \left(\frac{ft}{s} \right); \mu : (\text{cp}), D : (\text{in}), Q : (\text{bpd})$$

$$Re = 20100 \frac{SGQ_g}{\mu D} \quad \mu : (\text{cp}), D : (\text{in}), Q_g : (\text{MMSCFD})$$

۶- بعد از محاسبه ضریب اصطکاک، افت فشار سیال را با توجه به روابط ارائه شده در ضمیمه د محاسبه می

کنیم. افت فشار محاسبه شده را با افت فشار مجاز مقایسه می کنیم. اگر $\frac{\Delta P}{L}$ محاسبه شده با $\frac{\Delta P}{L}$ مجاز

منطبق بود، محاسبات درست هستند و در غیر این صورت یا با انتخاب قطر بزرگتر برای لوله یا بکار بردن

اتصالات با افت فشار کمتر یا ... باید $\frac{\Delta P}{L}$ را تا رسیدن به محدوده مجاز کاهش دهیم. البته افت فشار در

مورد خطوط لوله فرآیندی، غیر از افت فشار شیرهای کنترل، چندان عامل مهم و تعیین کننده ای نیست و

بیشتر در محاسبات خطوط لوله انتقال عاملی مهمی تلقی می شود.

۷- طولهای معادل را محاسبه کرده و با طول لوله جمع می کنیم تا L_T (کل طول لوله و اتصالات) به دست آید.

۸- افت فشار کلی را از رابطه زیر محاسبه می کنیم:

$$\Delta P_{total} = \left(\frac{\Delta P}{L} \right) \times L_{eq}$$

۳-۵: محاسبات ضخامت و کلاس لوله

برای محاسبه ضخامت لوله از رابطه زیر استفاده می کنیم:

$$t = \frac{PD}{2(SE + PY)} \quad , \quad P = \frac{2tSE}{D - 2tY}$$

$$t(\text{min}) = t + CA \quad , \quad t(\text{nom}) = \frac{t(\text{min})}{0.875}$$

P = Internal design pressure, psig (KPag)

S = Allowable stress in tension, psi (KPa)

E = Joint Efficiency, for Seamless = 1

Y = Wall thickness correction factor

t(min) = minimum required wall thickness, in.

t(nom) = Minimum required nominal pipe wall thickness, in.

D = Outside dia (mm)

CA = Corrosion Allowance (Additional thk), mm

S حد مجاز تنش برای جنس مورد نظر طبق کد ASME B 31.1 است که برای تعدادی از فولادها در جداول

(۳-۵) و (۴-۵) آورده شده است.

جدول (۵-۱): مقادیر بازدهی جوش (E)

Spec. No.	Class (or Type)	Description	E_j
Carbon Steel			
API	...	Seamless pipe	1.00
5L	...	Electric resistance welded pipe	0.85
	...	Electric fusion welded pipe, double butt, straight or spiral seam	0.95
		Furnace butt welded	
A 53	Type S	Seamless pipe	1.00
	Type E	Electric resistance welded pipe	0.85
	Type F	Furnace butt welded pipe	0.60
A 106	...	Seamless pipe	1.00
Low and Intermediate Alloy Steel			
A 333	...	Seamless pipe	1.00
	...	Electric resistance welded pipe	0.85
A 335	...	Seamless pipe	1.00
Stainless Steel			
A 312	...	Seamless pipe	1.00
	...	Electric fusion welded pipe, double butt seam	0.85
	...	Electric fusion welded pipe, single butt seam	0.80
A 358	1, 3, 4	Electric fusion welded pipe, 100% radiographed	1.00
	5	Electric fusion welded pipe, spot radiographed	0.90
	2	Electric fusion welded pipe, double butt seam	0.85
Nickel and Nickel Alloy			
B 161	...	Seamless pipe and tube	1.00
B 514	...	Welded pipe	0.80
B 675	All	Welded pipe	0.80

جدول (۵-۲): فاکتور تصحیح ضخامت دیواره (Y)

Materials	Temperature, °F					
	900 & lower	950	1000	1050	1100	1150 & up
Ferritic Steels	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic Steels	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
Other Ductile Metals	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Cast iron	0.0

جدول (۳-۵): تنش مجاز در لوله ها

Material	Specification	Grade	Class	Factor (E)	Tensile Strength min MPa	Yield Strength min MPa	Notes	(6) Min. Temp.	Min. Temp. to 38	Metal Temperature: C (T)											593										
										204	260	316	343	371	399	427	454	482	510	538		566									
CARBON STEEL																															
Seamless Pipe																															
	ASTM A53	A	Type S		331	207	57, 59	-29	110	110	110	102	100	99	74	64	54	45	31	17	11	7									
	ASTM A53	B	Type S		414	241	57, 59	-29	138	138	130	119	117	114	90	74	60	45	31	17	11	7									
	ASTM A106	A			331	207	57	-29	110	110	110	102	100	99	74	64	54	45	31	17	11	7									
	ASTM A106	B			414	241	57	-29	138	138	130	119	117	114	90	74	60	45	31	17	11	7									
	ASTM A106	C			483	276	57	-29	161	161	158	149	136	134	102	83															
	ASTM A120	8			8		8	-29	83	77																					
	ASTM A333	1			379	207	57, 59	-46	126	122	119	112	102	100	99	83	70	57	45	31	17	11	7								
	ASTM A334	1			379	207	57, 59	-46	126	122	119	112	102	100	99	83	70	57	45	31	17	11	7								
	ASTM A333	6			414	241	57	-46	138	138	130	119	117	114	90	74	60	45	31	17	11	7									
	ASTM A334	6			414	241	57	-46	138	138	130	119	117	114	90	74	60	45	31	17	11	7									
	API 5L	A			331	207	57, 59	-29	110	110	110	102	100	99	74	64	54	45	31	17	11	7									
	API 5L	B			414	241	57, 59	-29	138	138	130	119	117	114	90	74	60	45	31	17	11	7									
	API 5LX	X42			414	290	51, 55	-29	138	138	138	138	138	138	138	138	138	138	138	138	138	138									
	API 5LX	X46			484	317	51, 55	-29	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145									
	API 5LX	X52			485	359	51, 55	-29	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152									
	API 5LX	X52			497	359	51, 55	-29	166	166	166	166	166	166	166	166	166	166	166	166	166	166									
Electric Resistance Welded Pipe																															
	ASTM A53	A	Type E	0.85	331	207	57, 59	-29	94	94	94	87	85	84	63	54	46	38	26	15	9	6									
	ASTM A53	B	Type E	0.85	414	241	57, 59	-29	117	117	117	101	100	97	76	64	51	38	26	15	9	6									
	ASTM A120			0.85			8	-29	70	68																					
LOW AND INTERMEDIATE ALLOY STEEL & STAINLESS STEEL (4.40) - Seamless Pipe																															
	3 1/2 Ni	3			448	241		-101	150	135	129	123	116	112	107	96	79	62	45	31	17	11	7								
	3 1/2 Ni	3			448	241		-101	150	135	129	123	116	112	107	96	79	62	45	31	17	11	7								
	Ni-Cr-Cu-Al	4			414	241		-101	138	132	126	119	113	107	103	96	79	62	45	31	17	11	7								
	2 1/4 Ni	7			448	241		-73	150	135	129	121	116	112	107	96	79	62	45	31	17	11	7								
	2 1/4 Ni	7			448	241		-73	150	135	129	121	116	112	107	96	79	62	45	31	17	11	7								
	9 Ni	8			690	517	47	-196	219	219	219	219	219	219	219	219	219	219	219	219	219	219	219								
	9 Ni	8			690	517	47	-196	219	219	219	219	219	219	219	219	219	219	219	219	219	219	219								
	18Cr-8Ni Pipe	TP304			517	207	26, 28, 31, 36	-254	138	138	138	129	121	112	110	108	105	101	99	95	84	67									
	18Cr-8Ni Pipe	TP304H			517	207	26, 31, 36	-198	138	138	138	129	121	113	110	108	105	101	99	95	84	67									

جدول (۴-۵): خواص طراحی و فشار های مجاز کار برای لوله ها

Design Properties and Allowable Working Pressures for Piping
ASTM A106, grade B seamless pipe—Petroleum Refinery Piping Code
for Pressure Piping ANSI B31.3-1984—Corrosion allowance = 0.05

Nom pipe size in.	Sch. No.	Weight of pipe kg/meter	O.D. mm	Wall thk. mm	I D mm (d)	Flow area mm ²	Allowable working pressures for temperatures (in °C) not to exceed, Mpa (ga).						
							-29 to 38	93	149	204	260	316	371
1/2	S40	1.27	21.3	2.8	15.8	196	15.57	15.57	15.57	15.57	14.72	13.47	12.85
3/4	S40	1.69	26.7	2.9	20.9	344	13.33	13.33	13.33	13.33	12.60	11.53	11.00
	X80	2.20		3.9	18.8	279	23.80	23.80	23.80	23.80	22.49	20.59	19.63
1	S40	2.50	33.4	3.4	26.6	558	14.50	14.50	14.50	14.50	13.71	12.54	11.97
	X80	3.24		4.5	24.3	464	23.92	23.92	23.92	23.92	22.60	20.69	19.73
	160	4.24		6.4	20.7	337	39.45	39.45	39.45	39.45	37.28	34.12	32.54
	XX	5.46		9.1	15.2	182	65.75	65.75	65.75	65.75	62.14	56.88	54.25
1-1/2	S40	4.05	48.3	3.7	40.9	1 313	11.53	11.53	11.53	11.53	10.90	9.97	9.51
	X80	5.41		5.1	38.1	1 140	19.15	19.15	19.15	19.15	18.10	16.57	15.80
	160	7.25		7.1	34.0	907	30.99	30.99	30.99	30.99	29.29	26.81	25.57
	XX	9.56		10.2	27.9	613	49.85	49.85	49.85	49.85	47.11	43.12	41.12
2	S40	5.45	60.3	3.9	52.5	2 165	10.13	10.13	10.13	10.13	9.57	8.76	8.36
	X80	7.49		5.5	49.3	1 905	17.16	17.16	17.16	17.16	16.21	14.84	14.16
	160	11.10		8.7	42.8	1 442	31.72	31.72	31.72	31.72	29.98	27.44	26.17
	XX	13.46		11.1	38.2	1 145	43.34	43.34	43.34	43.34	40.96	37.49	35.76
3	S40	11.30	88.9	5.5	77.9	4 769	11.31	11.31	11.31	11.31	10.69	9.79	9.33
	X80	15.28		7.6	73.7	4 261	17.60	17.60	17.60	17.60	16.63	15.22	14.52
	160	21.36		11.1	66.6	3 489	28.43	28.43	28.43	28.43	26.86	24.59	23.46
	XX	27.70		15.2	58.4	2 680	41.99	41.99	41.99	41.99	39.68	36.32	34.65
4	S40	16.09	114.3	6.0	102.3	8 213	9.92	9.92	9.92	9.92	9.38	8.58	8.19
	X80	22.35		8.6	97.2	7 417	15.69	15.69	15.69	15.69	14.83	13.57	12.94
	160	33.56		13.5	87.3	5 989	27.43	27.43	27.43	27.43	25.93	23.73	22.63
	XX	41.06		17.1	80.1	5 034	36.60	36.60	36.60	36.60	34.59	31.66	30.19
6	S40	28.30	168.3	7.1	154.1	18 639	8.31	8.31	8.31	8.31	7.86	7.19	6.86
	X80	42.61		11.0	146.3	16 817	14.22	14.22	14.22	14.22	13.43	12.30	11.73
	160	67.54		18.2	131.7	13 633	25.88	25.88	25.88	25.88	24.46	22.39	21.36
	XX	79.27		21.9	124.4	12 151	32.13	32.13	32.13	32.13	30.37	27.79	26.51
8	S40	42.58	219.1	8.2	202.7	32 275	7.57	7.57	7.57	7.57	7.15	6.55	6.25
	X80	64.71		12.7	193.7	29 460	12.86	12.86	12.86	12.86	12.14	11.12	10.60
	XX	107.94		22.2	174.6	23 950	24.51	24.51	24.51	24.51	23.17	21.20	20.22
	160	111.37		23.0	173.1	23 520	25.51	25.51	25.51	25.51	24.11	22.07	21.05
10	S40	60.38	273.1	9.3	254.5	50 874	7.05	7.05	7.05	7.05	6.66	6.10	5.81
	X60	81.55		12.7	247.7	48 169	10.23	10.23	10.23	10.23	9.68	8.86	8.44
	160	172.50		28.6	215.9	36 610	25.77	25.77	25.77	25.77	24.35	22.29	21.26
12	S	73.95	323.9	9.5	304.8	72 966	6.12	6.12	6.12	6.12	5.79	5.30	5.05
	X	97.51		12.7	298.5	69 957	8.59	8.59	8.59	8.59	8.12	7.43	7.08
	160	238.99		33.3	257.2	51 956	25.51	25.51	25.51	25.51	24.11	22.07	21.05
14	10	54.72	355.6	6.4	342.9	92 347	3.35	3.35	3.35	3.35	3.17	2.90	2.77
	S30	81.40		9.5	336.6	88 959	5.57	5.57	5.57	5.57	5.26	4.81	4.59
	X	107.49		12.7	330.2	85 634	7.81	7.81	7.81	7.81	7.37	6.75	6.44
16	10	62.77	406.4	6.4	393.7	121 736	2.93	2.93	2.93	2.93	2.77	2.54	2.42
	S30	93.33		9.5	387.4	117 841	4.86	4.86	4.86	4.86	4.59	4.20	4.01
	S40	123.45		12.7	381.0	114 009	6.81	6.81	6.81	6.81	6.43	5.89	5.62
18	10	70.67	457.2	6.4	444.5	155 179	2.60	2.60	2.60	2.60	2.46	2.25	2.14
	S	105.26		9.5	438.2	150 777	4.31	4.31	4.31	4.31	4.08	3.73	3.56
	X	139.40		12.7	431.8	146 438	6.04	6.04	6.04	6.04	5.71	5.22	4.98
20	10	78.57	508.0	6.4	495.3	192 676	2.34	2.34	2.34	2.34	2.21	2.02	1.93
	S20	117.19		9.5	489.0	187 767	3.88	3.88	3.88	3.88	3.66	3.35	3.20
	X30	155.20		12.7	472.6	182 921	5.43	5.43	5.43	5.43	5.12	4.69	4.48
24	10	94.52	609.6	6.4	596.9	279 829	1.94	1.94	1.94	1.94	1.84	1.68	1.61
	S20	141.04		9.5	590.6	273 907	3.23	3.22	3.22	3.22	3.05	2.79	2.66
	X	187.11		12.7	584.2	268 048	4.55	4.51	4.51	4.51	4.26	3.90	3.72

Note: The above allowable working pressures are calculated from Fig. 17-23 using a reduction in t_m to 87.5% of the wall thickness shown above to recognize mill wall tolerance of 12.5%.

کلاس لوله مطابق جدول (۵-۵) بر اساس فشار عملیاتی تعیین می شود.

جدول (۵-۵): راهنمای تعیین کلاس لوله ها

ANSI Working Pressure Rating for Material Group 1.1 Psi		
Class	-20 to 100 °f	100 to 200 °f
150	285	260
300	740	675
400	990	900
600	1,480	1,350
900	2,220	2,025
1,500	3,705	3,375
2,500	6,170	5,625

۵-۴: انتخاب جنس لوله ها

سؤالات زیر یک راهنمای عمومی برای انتخاب جنس مناسب لوله در محیط های خورنده است:

- ۱- اسم ترکیبات سیال خورنده چیست؟
- ۲- PH و SG سیال چقدر است؟
- ۳- فشار و دمای بهینه عملیاتی چقدر است؟
- ۴- آیا سیال همراه با آب است یا نه؟
- ۵- آیا ترکیبات دیگری غیر از آب از قبیل روغن، جامدات و ... همراه سیال وجود دارد؟
- ۶- آیا همراه سیال هوا وجود دارد و یا امکان نشتی هوا به داخل سیال وجود دارد؟
- ۷- آیا سیال به طور پیوسته در خط لوله حرکت می کند؟
- ۸- آیا سیستم هر از چندگاهی تخلیه و شستشو می شود؟
- ۹- آیا امکان خوردگی در برخی از نقاط خط لوله در اثر آلودگی ها وجود دارد؟
- ۱۰- آیا در موارد مشابه هر گونه مشکلی تجربه شده است؟
- ۱۱- جنس مواد به کار رفته در شیرها و اتصالات چیست؟
- ۱۲- آیا هرگونه مشکل خاصی در مراحل ساخت، جابجایی و نصب آن وجود دارد؟

۵-۴-۱: سیستم های لوله کشی فلزی آهن، چدن و کربن استیل

- این مواد از نظر مقاومت خوردگی تفاوت زیادی باهم ندارند.
- فاکتورهایی که در انتخاب بین این سه جنس تعیین کننده است خصوصیات فیزیکی، قیمت، در دسترس بودن آنها و انتخاب خود شخص است.

- در میان این سه جنس کربن استیل در صنعت فرآیندی و سیستم های لوله کشی فلزی استفاده گسترده ای دارد.
- در غیاب مایعات خورنده و فرآیندهای خاص محدوده دمای عملیاتی بین $20-1000^{\circ}\text{F}$ است.
- امروزه انتخاب بیشتر لوله های استیل با لوله های استاندارد API-5L یا ASTM A53 Grade B مطابقت دارند. انتخاب این مواد اقتصادی هستند. میزان کربن این مواد 0.3% است و از نظر جوش پذیری خوب هستند.

۲-۴-۵: لوله های استنلس استیل

- چهار کلاس اصلی لوله های استنلس استیل شامل austenitic , ferritic , martensitic و Duplex می شوند.

Martensitic stainless steels
- Carbon content: (0.1 - 1.2%) - Chromium content: (12 - 18%) - Moderate corrosion resistance - It has poor weldability. - It is magnetic. - It is commonly used for knife blades, surgical instruments, shafts, spindles and pins. -Grade: 410-420-431
Ferritic stainless steels
- Chromium content: (11% - 18%) - Low carbon content. - They have a moderate to good corrosion resistance - They are magnetic. - These are commonly used in computer floppy disk hubs (430), automotive trim (430), automotive - Exhausts (409), material handling equipment (3CR12) and in hot water tanks (444). -Grade: 409-430-430F-434-3CR12
Austenitic stainless steels
- Chromium content: 18% - Nickel content: 8% - They have an excellent corrosion resistance, weldability, formability fabricability, ductility, cleanability and hygiene characteristics. - These are non magnetic and are hardenable by cold work only. - This is the most widely used stainless steel. - The common uses are in computer floppy disk shutters (304), computer keyboard key springs (301), kitchen sinks (304D), pharmaceuticals, petrochemical industry, food processing equipment, architectural applications and chemical plants. -Grade: 253MA-301-302HQ-303-304-304L-304H-309S-310-316-316L-317L-321-347-904L-20CB3
Duplex stainless steels
- Chromium content: 18 -28% - Nickel content: 4.5 - 8% - it is combination of ferritic and austenitic structures is called duplex. - Most duplex steels contain molybdenum in a range of 2.5 - 4%. - These have a high resistance to stress corrosion, cracking and chloride ion attacks. - They have a higher tensile and yield strength than austenitic of ferritic steels as well as good weldability and formability. - They are commonly used in marine applications, desalination plants, heat exchangers and petrochemical plants. -Grade: 2205-UR52N⁺

- گرید های ۳۰۴، ۳۱۶، ۳۲۱ و ۳۴۷ بیشترین کاربرد را دارند.
- مقاوت خوردگی گرید ۳۰۴ محدوده گسترده ای را شامل می شود.
- گرید ۳۱۶ بیشتر برای جابجایی و انتقال مواد خوراکی و دارویی استفاده می شود.
- آلیاژ 20CB3 در سرویس های اسید سولفوریک کاربرد دارد.
- استنلس استیل در برابر خوردگی مواد زیر مقاومت می کند:
 - ✓ اسید نیتریک
 - ✓ اسید سولفوریک رقیق
 - ✓ اکثر اسیدهای آلی مانند اسیدهای غذایی
 - ✓ قلیا ها به جز کاستیک داغ و غلیظ
- و در برابر موارد زیر در برابر خوردگی مقاومت ندارد:
 - ✓ HF و HCL غلیظ یا رقیق
 - ✓ کلریدهای اکسید شده
 - ✓ برخی از اسیدهای آلی مانند اسید فرمیک (جوهر مورچه)، اکسالیک اسید و اسید لاکتیک

۳-۴-۵: آلومینیوم

- آلیاژهای موجود بیشتر شامل ۳۰۰۳، ۵۰۵۲، ۶۰۶۱ و ۶۰۶۳ می شوند.
- از لوله های آلومینیومی به طور گسترده ای در فرآیندهای تبرید استفاده می شود.
- آلومینیوم سبک است و مقاومت خوبی در برابر خوردگی اتمسفریک دارد.
- آلومینیوم در برابر موارد زیر مقاومت خوردگی دارد:
 - ✓ NH_4OH (سرد یا گرم)
 - ✓ اسید استیک (سرد یا گرم)
 - ✓ اسیدهای مالیک، تارتاریک و سیتریک
 - ✓ اسیدهای چرب
 - ✓ اسید نیتریک ۸۰٪ تا دمای ۱۲۰ °F
 - ✓ آب مقطر
 - ✓ سولفور و ترکیبات آن

- آلومینیوم در برابر موارد زیر مقاومت خوردگی ندارد:

✓ اسیدها مانند H_2SO_4 ، HF و HCL

✓ قلیاهای قوی

✓ جیوه و نمک های آن

✓ حلال های اشباع شده با کلر

✓ آب دریا

۴-۴-۵: مس و آلیاژهای آن

- مس و آلیاژهای آن در سرویسهای آب (گرم و سرد)، بخار آب، روغن سوختی، روانکارها و صنایع غذایی کاربرد دارند.

- مس نسبت به خوردگی خیلی حساس است.

- خوردگی مس با میزان اکسیژن حل شده افزایش می یابد.

- مس در موارد زیر مقاومت خوردگی دارد:

✓ آب دریا

✓ در معرض اتمسفریک

✓ اسیدهای رقیق H_2SO_4 و H_3PO_4 و اسیدهای غیر اکسید کننده.

- مس در موارد زیر مقاومت خوردگی ندارد:

✓ اسیدهای اکسید کننده مانند HNO_3

✓ NH_4OH همراه با اکسیژن

✓ H_2S ، سولفور و ترکیبات سولفور

- آلیاژ مس- روی (برنج) خواص فیزیکی و مقاومت ضربه بهتری در مقایسه با مس دارد.

- مس و آلیاژهای آن استفاده گسترده ای در لوله های کندانسورها دارند.

- برنج ممکن است در معرض آمونیاک و ترکیبات آن ، شکسته شود.

۵-۴-۵: نیکل و آلیاژهای آن

- نیکل تجاری به صورت خالص یا همراه با کربن کم موجود است.
- نیکل در برابر موارد زیر مقاومت خوردگی دارد:
 - ✓ قلیاهای سرد و گرم
 - ✓ اسیدهای آلی و غیر آلی رقیق و غیر اکسید کننده
 - ✓ در دماهای بالا در معرض هوا اکسید می شود.
- نیکل در برابر موارد زیر مقاومت خوردگی ندارد:
 - ✓ اسیدهای اکسید کننده مانند HNO_3
 - ✓ نمک های اکسید کننده مانند FeCl_3
 - ✓ هیدروکسید آمونیاک هوا داده شده
 - ✓ آب دریا
 - ✓ سولفور یا محیط هایی که در آن سولفور احیاء می شود. (دماهای بالای 600°F)
- آلیاژ مونل^۱ (۷۰٪ نیکل و ۳۰٪ مس) در برابر خوردگی های زیر مقاومت می کند:
 - ✓ آب دریا با سرعت بالا
 - ✓ اسید سولفوریک جوش در غلظت های کمتر از ۲۰٪
 - ✓ HF در تمام غلظت ها و دماها
 - ✓ قلیا ها (به غیر از کاستیک غلیظ و داغ)
- آلیاژ اینکونل (نیکل - آهن - کروم) در صنایع غذایی به خاطر مقاومت آن در برابر اسیدهای آلی استفاده گسترده ای دارد.
- آلیاژ هاستلوی^۲ B مقاومت بسیار خوبی در برابر ترکیبات شیمیایی احیا کننده مانند HCL دارد و در برابر اسید سولفوریک جوش تا غلظت ۶۰٪ مقاومت می کند.
- آلیاژ هاستلوی^۳ C در برابر گاز کلر، حلال های هیپوکلریت و حلال های دی اکسید کلر مقاومت می کند.
- نیکل و آلیاژهای آن در برابر محلول های اکسید کننده قوی مقاومت می کنند.

1 -Inconel
2 -Hastelloy B
3 -Hastelloy C

۶-۴-۵: فلزات و آلیاژهای خاص

- تیتانیوم در برابر اثرات مواد اکسید شونده در حضور یون کلراید در دمای اتاق و کلر مرطوب مقاومت می کند.
- تیتانیوم در برابر اسید نیتریک در دماهای بالا و آب دریا مقاومت می کند.
- زیرکونیوم در برابر اکثر ترکیبات اکسید شونده و احیاء شونده در حضور کلرایدها مقاومت خوردگی نشان می دهد مانند:

✓ تمام غلظت های قلیا ها تا دمای جوش آنها.

✓ HCL

✓ اسید نیتریک

✓ اسید سولفوریک در کمتر از غلظت های ۷۰٪ در نقطه جوش آنها

✓ اسید فسفریک در کمتر از غلظت های ۵۵٪ در نقطه جوش آنها

و در برابر مواد زیر دچار خوردگی می شود:

✓ کلر مرطوب

✓ HF

✓ اسید اکسالیک

در استاندارد ASTM به حداقل استاندارد های مکانیکی لازم در لوله کشی اشاره شده است.

۷-۴-۵: لوله های غیر فلزی

پلاستیک ها استفاده گسترده ای در واحدهای شیمیایی به خاطر مقاومت خوب و عالی آنها در برابر خوردگی برای گستره وسیعی از مواد شیمیایی دارند.

- PVC مقاومت بسیار خوبی در برابر HCL دارد اما در حضور کتن ها، آروماتیک ها و برخی از هیدروکربن های کلره مستعد خرابی است و هزینه های آن جهت استفاده در واحدهای فرآیندی و لوله کشی پرتابل آب بالاست.
- پلی پروپیلن به طور گسترده ای برای انتقال آب شور و جابجایی ترکیبات سولفور تا دماهای ۲۰۰ °F استفاده می شود.
- پلی پروپیلن توسط بخارات اسید سولفوریک و هالوژن های مایع تخریب می شود و به سرعت در محلول های کلرینه ورم می کند.
- از گرافیت برای جابجایی اسید سولفوریک و اسید نیتریک استفاده می شود.

ضمیمه الف: یافتن سرعت مناسب برای انواع سیالات

- اگر سیالات خورنده یا ساینده در لوله های C.S جاری باشند، محدوده سرعتهای ارایه شده در جداول زیر باید نصف شوند. برعکس در لوله های S.S، محدودیت زیادی برای سرعت وجود ندارد.
- زمانی که افت فشار سیستم بالا باشد، در محدوده سرعتهای ارایه شده در جداول زیر، محدوده های پایین را انتخاب می کنیم.
- اگر طول شاخه ای از لوله بقدری کم باشد که نتوان افت فشار چندانی را برای آن متصور بود، می توان از سرعتهایی بیش از آنچه در جداول ارایه شده اند استفاده کرد.
- در یک جریان دو فازی (مایع و بخار)، قطر لوله با رابطه زیر به دست می آید.

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\dot{m}_L + \dot{m}_G}{\rho_M \cdot V_e} \rightarrow D = 1.1284 \left(\frac{\dot{m}_L + \dot{m}_G}{\rho_M \cdot V_e} \right)^{0.5}$$

$$\rho_M = \frac{\dot{m}_L + \dot{m}_G}{\left(\frac{\dot{m}_L}{\rho_L} \right) + \left(\frac{\dot{m}_G}{\rho_G} \right)}$$

$$V_e = \frac{C}{\rho_M^{0.5}} \quad 10 \left(\frac{m}{S} \right) \leq V_e \leq 23 \left(\frac{m}{S} \right)$$

ρ_M : دانسیته مخلوط بخار و مایع، Kg/m^3
 V_e : سرعت سایش است.

جدول (۵-۶): راهنمای انتخاب سرعت سایش

سرویس	شرایط	C
پیوسته	خورنده	۱۰۰
پیوسته	شرایط غیر خورنده یا شرایط تحت کنترل	۱۵۰-۲۰۰
گذرا	در فرآیند هیچگونه جابجایی جامد وجود نداشته باشد.	۲۵۰ و بالاتر
نا پیوسته		۱۲۵

- اگر لوله مربوط به Relief Header باشد، افت فشار برابر با $\Delta P_{100} = 0.46 \text{ bar}$ می باشد و سرعت ماکزیمم سیال باید نصف عدد ماخ باشد. عدد ماخ نسبت سرعت گاز بر سرعت صوت است و بصورت زیر محاسبه می شود.

$$C = \sqrt{\frac{KRT}{M_w}} : \frac{m}{s}$$

C: سرعت صوت^۱

T: دمای مطلق بر حسب K

M_w : وزن مولکولی

- در خطوط PSV، جهت کاهش نویز به هنگام تخلیه اضطراری، سرعت در لوله خروجی و نیز در داخل هدر باید در محدوده ذیل باشد. البته باید توجه داشت که سرعت نباید از $0.7 N_M$ تجاوز نماید:

خط لوله فرآیندی	حداکثر سرعت مجاز
$D < 8 in$	$\frac{150}{\sqrt{\rho_g}}$
$D \geq 8 in$	$\frac{200}{\sqrt{\rho_g}}$

- در خطوط بخار عادی، حداکثر سرعت نباید از $0.3 N_M$ تجاوز نماید.
- در خطوط بخار فشار بالا (کوتاه) $(0.5 - 1) psi$: ΔP_{100} است.
- در خطوط بخار فشار بالا (بلند) $(0.1 - 0.4) psi$: ΔP_{100} است.
- در خطوط لوله آب (کوتاه) $(1 - 1.5) psi$: ΔP_{100} است.
- در خطوط لوله آب (بلند) $(0.25 - 0.5) psi$: ΔP_{100} است.
- در خطوط لوله فرعی^۱ سرعت یک سیال همیشه بیش از سرعت آن در خطوط اصلی^۲ است پس برای خطوط فرعی و انشعابی حد بالای سرعتها را بکار می بریم.
- در جداول زیر برای مایعات سنگین و با گرانشی بالا باید نصف اعداد جدول را به کار برد.
- در هدرهای طولانی (حداقل ۸۰۰ فوت) $\Delta P_{100} \leq 1 psi$ است.
- در خطوط لوله آب خنک کننده^۳ در هدر اصلی $\Delta P_{100} \leq 1.5 psi$ و در خطوط لوله انشعابی $\Delta P_{100} \leq 3 psi$ است.
- سرعت در نازل خروجی از ظرف ها عموماً $V \leq 3 \frac{ft}{s}$ است.
- در خط لوله ریویولر $\Delta P_{100} \leq 3 psi$ است.
- سرعت و افت فشار در لوله های قسمت مکش پمپها کمتر از بخش تخلیه پمپهاست و مطابق جدول (۵-۷) محاسبه می شود، سرعت مایع در نزدیک نقطه جوش باید کمتر از سرعت آن در دمای معمولی باشد.

1 - Lateral
2 - Main
3 - Cooling Water

جدول (۷-۵): تعیین سرعت و افت فشار مجاز در لوله های قسمت مکش پمپها

نوع سیال	$D < 8 in$		$D \geq 8 in$	
	$V: \left(\frac{ft}{s}\right)$	$\Delta P_{100} \left(\frac{psi}{100 ft}\right)$	$V: \left(\frac{ft}{s}\right)$	$\Delta P_{100} \left(\frac{psi}{100 ft}\right)$
مایع غیر جوش	۳-۵	۱-۱/۵	≤ 6	۱-۱/۵
مایع جوش $NPSH > 30 ft$	۱-۳	۰/۳-۰/۵	≤ 6	۰/۳-۰/۵
مایع جوش $NPSH < 30 ft$	۱-۳	۰/۳-۰/۵	۱-۳	۰/۳-۰/۵

- افت فشار در لوله های خروجی از پمپها عموماً $\Delta P_{100} \leq 3 psi$ است.
- افت فشار در لوله های مکش کمپرسورها عموماً $(0.1 - 0.3) psi$: ΔP_{100} است.
- افت فشار در لوله های خروجی از کمپرسورها عموماً $(0.2 - 0.5) psi$: ΔP_{100} است.
- برای خطوطی که سیال در اثر گراویته حرکت می کند، $(0.25 - 0.4) psi$: ΔP_{100} است.
- به عنوان یک تخمین که می تواند به جای جدول استفاده شود می توانیم از روابط زیر استفاده کنیم. در این روابط سرعت بر حسب $\frac{ft}{s}$ و قطر بر حسب اینچ است:

▪ برای مایعات معمولی و مایعات در تخلیه پمپها:

$$\Delta P_{100} = 2 psi \text{ و } V = 5 + \frac{D}{3}$$

▪ برای مایعات در قسمت مکش پمپها:

$$\Delta P_{100} = 0.4 psi \text{ و } V = 1.3 + \frac{D}{6}$$

▪ برای گازها و بخار معمولی:

$$\Delta P_{100} = 0.5 psi \text{ و } V = 20 D$$

▪ برای بخار اشباع حداکثر سرعت $120 \frac{ft}{s}$ و برای بخار خشک و سوپر هیت $200 \frac{ft}{s}$:

$$\Delta P_{100} = 0.5 psi$$

افت فشار مجاز برای جریان های گازی در خطوط فرآیندی مطابق جدول (۸-۵) است:

جدول (۸-۵): تعیین افت فشار مجاز برای جریان های گازی در خطوط فرآیندی

فشار عملیاتی (kpa)	افت فشار مجاز kpa/100m (psi/100 ft)
۱۰۰-۶۹۰	۱/۱۳-۴/۳ (۰/۰۵-۰/۱۹)
۶۹۶-۳۴۴۷	۴/۵۲-۱۱/۰۸۲ (۰/۲-۰/۴۹)
۳۴۵۴-۱۳۷۹۰	۱۱/۳-۲۷/۱۴ (۰/۵-۱/۲)

در خطوط لوله فرآیندی اگر سرعت گاز از $18/3 \text{ m/s}$ یا 60 ft/s تجاوز کند نویز ایجاد می شود. برای محاسبه سرعت گاز می توان از رابطه زیر استفاده کرد:

$$V = 124.1 \frac{Z \cdot Q_g \cdot T}{D^2 \cdot P}$$

جدول (۹-۵): داده های سرعت و افت فشار برای مایعات

Service	Range	Normal Velocity (m/s)	Normal ΔP (bar/100m)	
Pump Inlet @ Bubble Point	Up to 2"	Max. 0.5	0.05- 0.1 ? 0.01	
	From 3" to 6"	Max. 0.9	0.05- 0.1	
	From 8" to 10"	Max. 1.2	0.05- 0.1	
	12" and over	Max. 2	0.05- 0.1	
Pump Inlet @ at least 15°C Below Bubble Point	Up to 2"	0.3- 0.6	0.14- 0.23	
	From 3" to 6"	0.6- 1.0	0.14- 0.23	
	From 8" to 10"	0.8- 1.5	0.23- 0.35	
	12" and over	0.9- 3	0.23- 0.35	
Pump Outlet @ Bubble Point	Up to 2"	Max. 1	$\Delta P < 50 \text{ barg}$: 0.35- 0.45 $\Delta P > 50 \text{ barg}$: 0.7- 0.9	
	From 3" to 6"	Max. 2		
	From 8" to 10"	Max. 2.4		
	12" and over	Max. 3.2		
Pump Outlet @ at least 15°C Below Bubble Point	Up to 2"	0.6- 1.2	$\Delta P < 50 \text{ barg}$: 0.35- 0.45 $\Delta P > 50 \text{ barg}$: 0.7- 0.9	
	From 3" to 6"	1.0- 2.4		
	From 8" to 18"	1.5- 2.8		
	12" and over	2.4- 3.6		
Water	City	Up to 3 barg	0.61-1.52	
	General	3 barg-11barg	1.52-3.05	
	Boiler Feed	11barg and over	3.05-6.1 (1.2-2.5)	0.02-0.04 (0.35-0.9)
	Sour		2	
	Brine		2	
	Sea		2.5-3.5	
	Condensate Return		1-1.5	
	Service	Up to 2"	1.5	0.25-0.35
		3"	2	0.25-0.35
		4"	2.5	0.25-0.35
6" and over		3	0.25-0.35	
Unit Line @ Bubble Point	Up to 2"	0.6	0.1	
	From 3" to 6"	1.8	0.1	
	From 8" to 10"	1.4	0.1	
	20" and over	1.8	0.1	
Unit Line @ Below Bubble Point	Up to 2"	0.9	3.5	
	From 3" to 6"	1.2	3.5	
	From 8" to 10"	1.8	3.5	
	20" and over	2.4	3.5	
Column	Side-Stream	Up to 2"	Max. 0.6	0.06-0.09
	Outlet	2"-20"	0.6-0.9	0.06-0.09
	Reboiler Inlet (No-pump)		0.6-2.1	
Drain Line		0.5-1.2		
Draw-off	Over than 3"	Max. 0.9	0.06-0.09	
Gravity Flow		Max. 0.6	0.025-0.035	
Refrigerant Liquid		1		
Gravity Separator		0.15-0.5		
Storage Tank Inlet		2-3		

جدول (۱۰-۵): داده های سرعت و افت فشار برای گاز ها و بخار

Service		Range	Normal Velocity (m/s)	Normal ΔP (bar/100m)
Steam	Saturated-for Heating	Up to 2barg	30 (20.4-30.5)	0.01-0.02
	Saturated-for Misc	2barg-14barg	40 (30.5-50.9)	0.02-0.07
	Superheated-Boiler / Turbine-Condensing	14barg-39barg	50 (50.9-76.2)	0.02-0.09
	Superheated-Boiler / Turbine-NonCondensing		120-150	
	Vacume		120-130	
Centrifugal Compressor	Suction		$\rho V^2=6000 \text{ Kg/ms}^2$	0.7% inlet P (bara) 0.02-0.07
	Discharge			0.05-0.12
Reciprocating Compressor	Suction		$\rho V^2=3000 \text{ Kg/ms}^2$	0.02-0.07
	Discharge			0.05-0.12
Column	Gas Outlet (Overhead)		$\rho V^2=15000 \text{ Kg/ms}^2$	0.13-0.2
	Reboiler Vapor-Liquid Out		4.5-9	
	Condenser Vapor Inlet		4.5-25	
	Less than 1 bara (vacuum)	61 – 79!	20 - 30	0.01 – 0.06
	Up to 7 barg	46-61!	20 - 30	0.02 – 0.1
	From 7 to 69 barg	30 – 49!	20 - 35	0.1 – 0.5
	Above 69 barg	30!	20 - 40	0.7% of the operating P
	Refrigerant Gas	Low Pressure	10-25	
		High Pressure	5-15	
	Outlet of TEMA Heat Exchangers–Inlet		$\rho V^2=6000 \text{ Kg/ms}^2$	
	Outlet of Scrubbers -Inlet		$\rho V^2=6000 \text{ Kg/ms}^2$	
Gas	General	P < 20 barg	$\rho V^2=6000 \text{ Kg/ms}^2$	
		20 < P < 50	$\rho V^2=7500 \text{ Kg/ms}^2$	
		50 < P < 80	$\rho V^2=10000 \text{ Kg/ms}^2$	
		P > 80 barg	$\rho V^2=15000 \text{ Kg/ms}^2$	
	Intermittent (Discontinuous)/ Anti surge	P < 50 bar g	$\rho V^2=10000 \text{ Kg/ms}^2$	
		50 < P < 80	$\rho V^2=15000 \text{ Kg/ms}^2$	
		P > 80 bar g	$\rho V^2=25000 \text{ Kg/ms}^2$	
		Wet		18
	Dry		30	
Air	General		30	
	Compressed		10-12	
Duct	Chimneys/Stacks		10	
	Ventilation		6-15	
	Forced Draft		12-18	

ضمیمه ب: یافتن طول معادل شیرها و اتصالات

با استفاده از جدول زیر می توان طول معادل را برای انواع شیرها و اتصالات یافت که این طول معادل را با طول لوله جمع می کنیم و در محاسبات افت فشار استفاده می کنیم. اگر برای دو نقطه از یک خط لوله رابطه برنولی را بنویسیم افت فشار خط لوله بین دو نقطه برابر خواهد بود با:

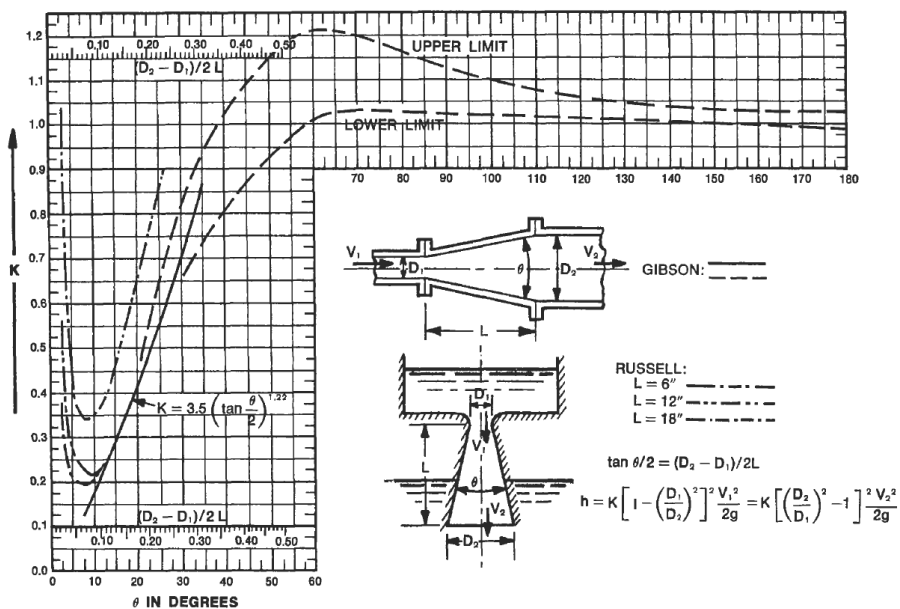
$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_f, \quad h_f = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_i \right) \frac{V^2}{2g} = f \left(\frac{L}{D} + \sum \frac{L_e}{D} \right) \frac{V^2}{2g} = K \frac{V^2}{2g}$$

$$\rightarrow \Delta P = \frac{\rho}{2g_c} (V_2^2 - V_1^2) + \gamma(z_2 - z_1) + K \frac{\rho V^2}{2g_c}, \quad K = f \left(\frac{L}{D} + \sum \frac{L_e}{D} \right)$$

۱- افت فشار شیرهای کنترل را معمولاً یک سوم افت فشار کل خط در نظر می گیریم. مثلاً اگر افت فشار خط لوله با طول ۲۰ متر، ۰/۳ bar باشد، افت فشار شیر کنترل نصب شده در این خط را ۰/۱ bar در نظر می گیریم. شیرهای کنترل معمولاً در حالت Fully Open نیستند و بین ۳۰ تا ۶۰ درصد باز هستند. افت فشار شیرهای کنترل، بر اساس میزان باز بودن آن، در خط های طولانی تر به ۳۰ درصد و در خط های کوتاه تر به ۶۰ درصد میل می کند.

۲- اگر پمپی در مسیر خط وجود داشته باشد (به خاطر اینکه حداکثر باید ۲۰ درصد دبی اضافی در نظر بگیریم)، افت فشار محاسبه شده در خط را قبل از تاثیر دادن شیر های کنترل، در ۱/۲ ضرب می کنیم.

۳- افت انرژی در اثر انبساط ناگهانی از نمودار (۲-۵) محاسبه می شود:

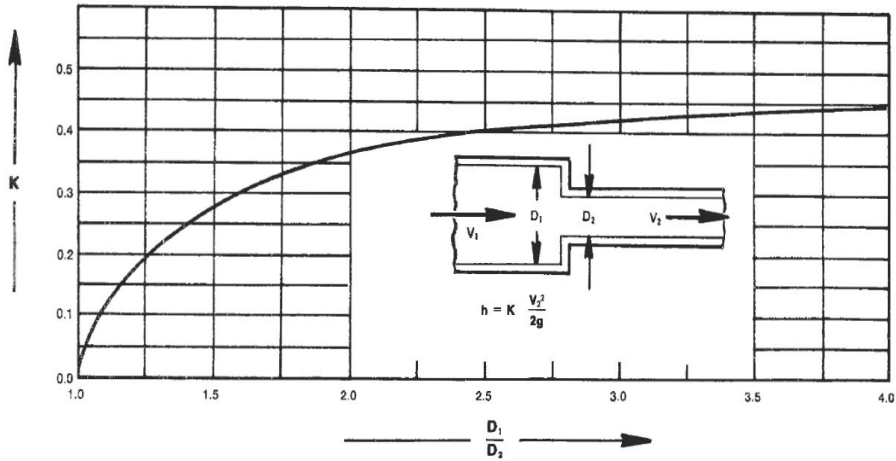


RESISTANCE COEFFICIENTS FOR INCREASERS AND DIFFUSERS

شکل (۲-۵): محاسبه افت انرژی در اثر انبساط ناگهانی

مانند خروج جریان از لوله و ورود به مخزن) $\rightarrow k=1$ (هرگاه $D_2 \gg D_1$)

۴- افت انرژی در اثر انقباض ناگهانی از نمودار (۵-۳) محاسبه می شود:



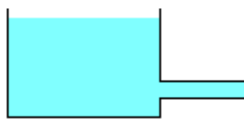
RESISTANCE COEFFICIENTS FOR REDUCERS

شکل (۵-۳): محاسبه افت انرژی در اثر انقباض ناگهانی

$$\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 < 0.715 ; k = 0.4 \left[1.25 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \right]$$

$$\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 > 0.715 ; k = 1.75 \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \right]$$

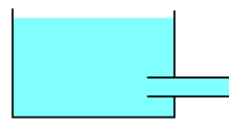
۵- افت انرژی در اثر ورود از لوله به مخزن و یا از مخزن به لوله



$$k = 0.5$$



$$k = 0.01 - 0.05$$



$$k = 0.8 - 1$$

جدول (۱۱-۵): طولهای معادل طبق مرجع IPS-E-PR- 440

Service		Conditions	L/d
Gate Valve	Conventional Wedge / Double / Plug disk	Fully open	13
		$\frac{3}{4}$ open	35
		$\frac{1}{2}$ open	160
		$\frac{1}{4}$ open	900
	Pulp stock	Fully open	17
		$\frac{3}{4}$ open	50
		$\frac{1}{2}$ open	260
	$\frac{1}{4}$ open	1200	
Globe Valve	Conventional	Fully open - With No Obstruction	340
		Fully open - With wing or pin guided disc	450
	Y-Pattern	Fully open - stem 60 degrees from run of pipe line	175
		Fully open - stem 45 degrees from run of pipe line	145
Angle Valve	Conventional	Fully open - With No Obstruction	145
		Fully open - With wing or pin guided disc	200
Plug Valve	Straight through	Fully open - 100% of pipe area plug port	18
	Three-Way	Fully open - 80% of pipe area plug port - Flow straight through	44
		Fully open - 80% of pipe area plug port - Flow through branch	140
	Butterfly Valve	Fully open - 6" and larger	20
Foot valve	With Strainer	Fully open - With poppet life type disc	420
	With Strainer	Fully open - With leather hinged disc	75
Gheck Valve	Conventional swing	Fully open	135
	Clearway swing	Fully open	50
	In-Line ball	Fully open	150
Tee	Standard Tee	With flow through run	20
		With flow through branch	60
Elbow		90 Degree standard elbow	30
		45 Degree standard elbow	16
		90 Degree long radius elbow	20
		90 Degree street elbow	50
		45 Degree street elbow	26
		Square corner elbow	57
		Return bend	50
Enlargement	Sudden	$d/D = \frac{1}{4}$	37
		$d/D = \frac{1}{2}$	24
		$d/D = \frac{3}{4}$ (Standard)	8
	Diffuser	$d/D = \frac{1}{2}$	30
$d/D = \frac{3}{4}$		8	
Contraction	Sudden	$d/D = \frac{1}{4}$	76
		$d/D = \frac{1}{2}$	30
		$d/D = \frac{3}{4}$	11
	Reducer	$d/D = \frac{1}{2}$	16
		$d/D = \frac{3}{4}$	3

جدول (۱۲-۱۵الف): طولهای معادل طبق مرجع GPSA


















Equivalent Length L_e for Valves and Fittings

Valves (fully open)	Ball valve	Reduced bore 40 mm ($1\frac{1}{2}$ in.) and smaller	* 65 D
		Reduced bore 50 mm (2 in.) and larger	45 D
	Gate valve	Standard bore	13 D
		Reduced bore 40 mm ($1\frac{1}{2}$ in.) and smaller	65 D
	Globe valve	Straight pattern	340 D
		Y pattern	160 D
		Angle pattern	145 D
Check valve	Swing type	135 D	
	Ball or piston type 40 mm ($1\frac{1}{2}$ in.) and smaller	340 D	
Plug valve	Regular pattern	45 D	
Butterfly valve	150 mm (6 in.) and larger	20 D	
Fittings	Tee-equal	Flow straight-through	20 D
		Flow through side outlet	65 D
	Elbow	90° , $R = 1\frac{1}{2} D$	20 D
		45° , $R = 1\frac{1}{2} D$	16 D
	Bend	90° , $R = 4 D$	14 D
90° , $R = 5 D$		16 D	
180° , $R = 4 D$		25 D	
180° , $R = 5 D$	28 D		
Miscellaneous	Strainer	Pump suction Y-type and bucket type	250 D
	Nozzle	Suction nozzle vessel/tank	32 D
* D = nominal size in meters			

جدول (۱۲-۵ب): طولهای معادل شیرها و اتصالات مختلف

Equivalent Length of Valves and Fittings in Feet																																				
Nominal Pipe size in.	Globe valve or ball check valve	Angle valve	Swing check valve	Plug cock	Gate or ball valve	45° ell	Short rad. ell	Long rad. ell	Hard T.	Soft T.	90° miter bends			Enlargement			Contraction																			
											Weld thrd	Weld thrd	Weld thrd	Weld thrd	Weld thrd	2 miter	3 miter	4 miter	Sudden		Std. red.	Sudden		Std. red.												
																			Equiv. L in terms of small d								0.25	0.5	0.75	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75	0.5	0.75
																			d/D =	d/D =	d/D =	d/D =	d/D =	d/D =	d/D =	d/D =	d/D =	d/D =	d/D =	d/D =	d/D =	d/D =	d/D =	d/D =	d/D =	d/D =
1½	55	26	13	7	1	12	35	23	8	9	23				5	3	1	4	1	3	2	1	1	—												
2	70	33	17	14	2	23	45	34	10	11	34				7	4	1	5	1	3	3	1	1	—												
2½	80	40	20	11	2	2	5	3	12	3					8	5	2	6	2	4	3	2	2	—												
3	100	50	25	17	2	2	6	4	14	4					10	6	2	8	2	5	4	2	2	—												
4	130	65	32	30	3	3	7	5	19	5					12	8	3	10	3	6	5	3	3	—												
6	200	100	48	70	4	4	11	8	28	8					18	12	4	14	4	9	7	4	4	1												
8	260	125	64	120	6	6	15	9	37	9					25	16	5	19	5	12	9	5	5	2												
10	330	160	80	170	7	7	18	12	47	12					31	20	7	24	7	15	12	6	6	2												
12	400	190	95	170	9	9	22	14	55	14	28	21	20		37	24	8	28	8	18	14	7	7	2												
14	450	210	105	80	10	10	26	16	62	16	32	24	22		42	26	9	—	—	20	16	8	—	—												
16	500	240	120	145	11	11	29	18	72	18	38	27	24		47	30	10	—	—	24	18	9	—	—												
18	550	280	140	160	12	12	33	20	82	20	42	30	28		53	35	11	—	—	26	20	10	—	—												
20	650	300	155	210	14	14	36	23	90	23	46	33	32		60	38	13	—	—	30	23	11	—	—												
22	688	335	170	225	15	15	40	25	100	25	52	36	34		65	42	14	—	—	32	25	12	—	—												
24	750	370	185	254	16	16	44	27	110	27	56	39	36		70	46	15	—	—	35	27	13	—	—												
30	—	—	—	312	21	21	55	40	140	40	70	51	44																							
36	—	—	—	—	25	25	66	47	170	47	84	60	52																							
42	—	—	—	—	30	30	77	55	200	55	98	69	64																							
48	—	—	—	—	35	35	88	65	220	65	112	81	72																							
54	—	—	—	—	40	40	99	70	250	70	128	90	80																							
60	—	—	—	—	45	45	110	80	260	80	190	99	92																							

شکل (۴-۵): انواع اتصالات خط لوله

	90° ELBOWS Long Radius		ECCENTRIC REDUCERS		PIPELINE and WELDING NECK FLANGES
	90° ELBOWS Long Tangent One End		CAPS		SLIP-ON FLANGES
	90° REDUCING ELBOWS Long Radius		LAP JOINT STUB ENDS		LAP JOINT FLANGES
	3R ELBOWS 45° and 90°		LATERALS Straight and Reducing Outlet		THREADED FLANGES
	90° ELBOWS Short Radius		SHAPED NIPPLES		BLIND FLANGES
	45° ELBOWS Long Radius Pages 26 - 30		SLEEVES Page 80		SOCKET TYPE WELDING FLANGES
	180° RETURNS Long Radius		SADDLES		REDUCING FLANGES
	180° RETURNS Short Radius		FULL ENCIRCLEMENT SADDLES		ORIFICE FLANGES
	TEES Straight and Reducing Outlet		WELDING RINGS		LARGE DIAMETER FLANGES
	CROSSES Straight and Reducing Outlet		HINGED CLOSURES Pages 84 - 87		EXPANDER FLANGES
	CONCENTRIC REDUCERS		T-BOLT CLOSURES		VENTURI EXPANDER FLANGES

ضمیمه ج: محاسبه ضریب اصطکاک

ضریب اصطکاک لوله با طول مسیر و سرعت سیال و زبری لوله رابطه مستقیم و با قطر رابطه معکوس دارد. در جریان آرام ($Re \leq 2100$) ضریب اصطکاک از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$f_m = \frac{64}{Re} \quad \text{or} \quad f = \frac{16}{Re} \quad , \quad (f_m = 4f)$$

در جریان انتقالی ($2100 < Re \leq 4000$) ضریب اصطکاک از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\sqrt{f} = -4 \log \left(\frac{\varepsilon / D}{3.7} + \frac{1.255}{Re \sqrt{f}} \right)$$

برای جریان متلاطم ($Re > 4000$) به چند روش زیر می توان ضریب اصطکاک را محاسبه نمود:

۱. روش دیاگرام مودی:

ابتدا زبری مطلق^۱ را که با نماد ε نمایش داده می شود و تابع جنس و نو یا کهنه بودن لوله است از

جدول زیر پیدا کرده و با تقسیم آن بر قطر، زبری نسبی^۲ را که با $\frac{\varepsilon}{D}$ نمایش داده می شود محاسبه می

کنیم.

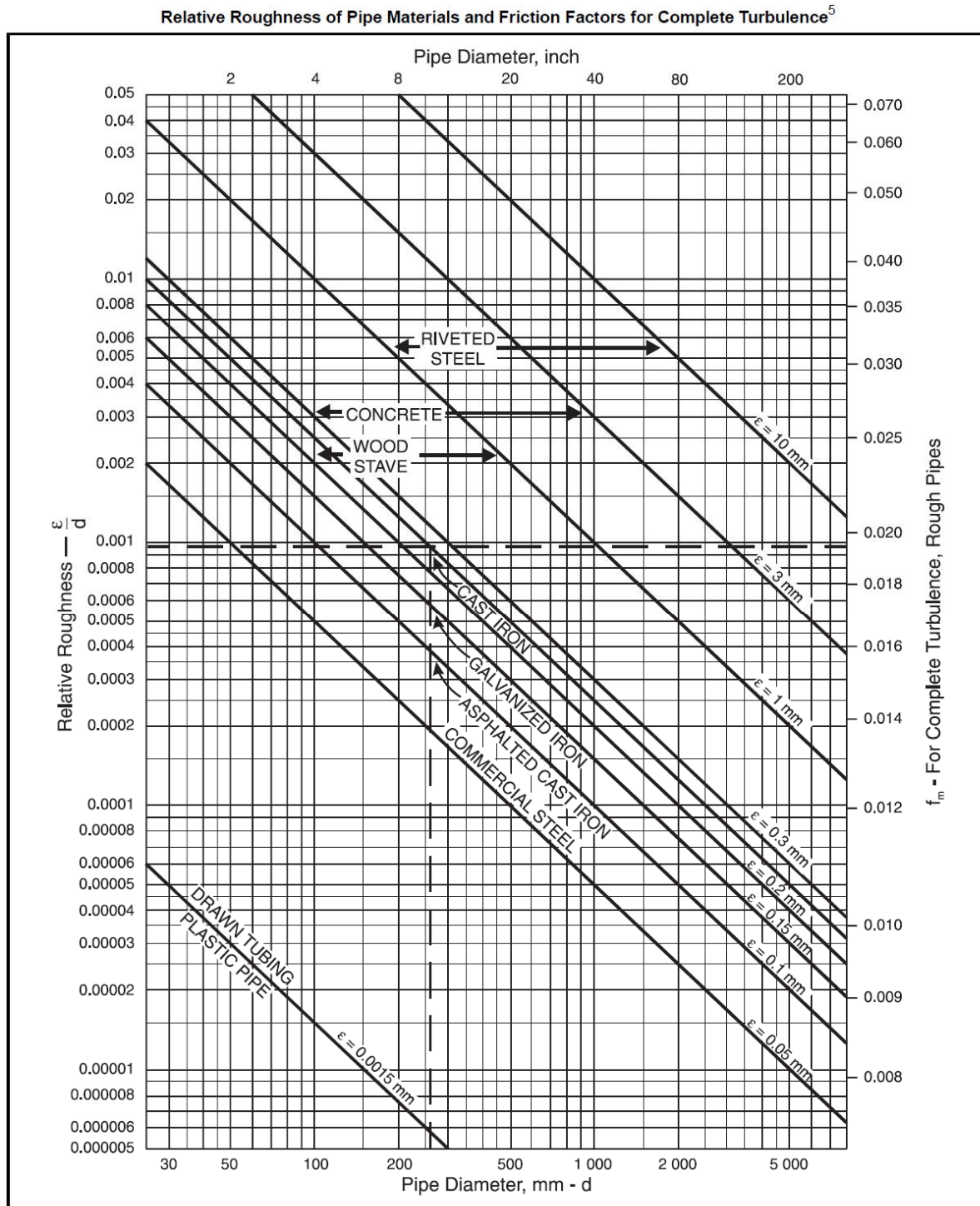
جدول (۱۳-۵): انتخاب زبری خطوط لوله

Pipe Roughness		
Type of Pipe (New, clean condition)	Roughness ε (ft)	Roughness ε (in.)
Unlined Concrete	0.001–0.01	0.012–0.12
Cast Iron—Uncoated	0.00085	0.01
Galvanized Iron	0.0005	0.006
Carbon Steel	0.00015	0.0018
Fiberglass Epoxy	0.000025	0.0003
Drawn Tubing	0.000005	0.00006

1 - Absolute Roughness

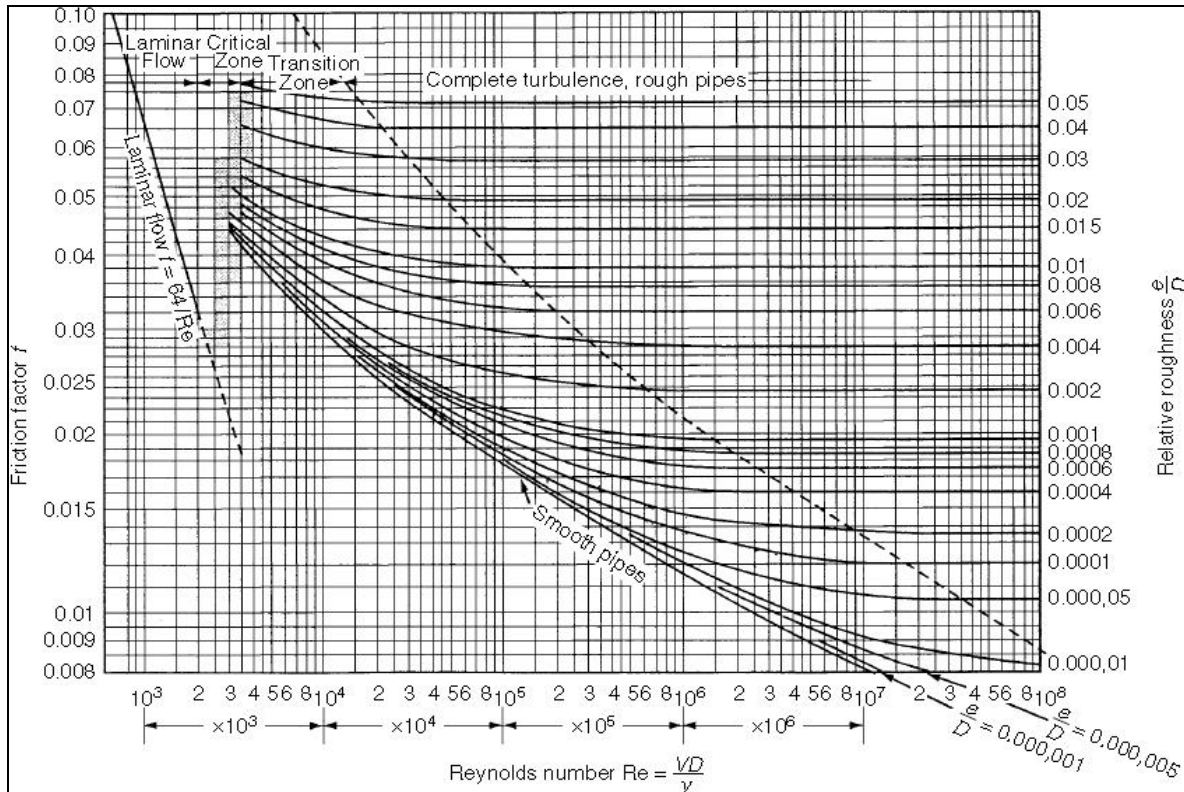
2 - Relative Roughness

جدول (۱۴-۵): انتخاب زبری نسبی خطوط لوله



اغلب برای لوله های فولادی معمولی^۱ زبری ۱۸ in ۰/۰۰۰۱ متداول است. با معلوم بودن عدد رینولدز و با استفاده از دیاگرام مودی ضریب اصطکاک را قرائت می کنیم.

1 - Commercial Steel



شکل (۵-۵): نمودار مودی

برای محاسبه ضریب اصطکاک جریان های متلاطم از روش های زیر بر اساس نمودار مودی می توان بهره برد:

۲. روش Blasius:

$$\text{for smooth pipe: } f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (Re < 10^6)$$

۳. روش Nikuradse (1933):

$$\text{for smooth pipe: } \frac{1}{\sqrt{f_m}} = 2 \log_{10} (Re \sqrt{f_m}) - 0.8$$

۴. روش Wood (1966):

$$f_m = A + BR^{-c} : \quad Re > 10000 \quad , \quad 10^{-5} < \left(\frac{\varepsilon}{D}\right) < 0.04$$

$$A = 0.53 \left(\frac{\varepsilon}{D}\right) + 0.094 \left(\frac{\varepsilon}{D}\right)^{0.225} , \quad B = 88 \left(\frac{\varepsilon}{D}\right)^{0.44} , \quad C = 1.62 \left(\frac{\varepsilon}{D}\right)^{0.134}$$

۵. روش Round (1980):

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = -1.8 \log \left(0.27 \frac{\varepsilon}{D} + \frac{6.5}{Re} \right)$$

۶. روش (Schacham (1980):

$$f_m = \left\{ -0.8686 \operatorname{Ln} \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} - 2.1802 \operatorname{Ln} \left(0.135 \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{14.2}{\operatorname{Re}} \right) \right) \right\}^{-2}$$

۷. روش (Haaland (1983):

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = -1.8 \log_{10} \left(\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{\operatorname{Re}} \right)$$

۸. روش (Serghides (1984):

۹.

$$f_m = \left(4.781 - \frac{(A - 4.781)^2}{B - 2A + 4.781} \right)^{-2}$$

$$A = -2.01 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{12}{\operatorname{Re}} \right), \quad B = -2.01 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51A}{\operatorname{Re}} \right)$$

۱۰. روش (N. J. Bell (1985):

$$f_m = 0.216 \operatorname{Re}^{-0.2}$$

۱۱. روش (Swamee & Jain (Streeter, 1976):

$$f_m = \frac{0.25}{\left(\log \left(\frac{\varepsilon}{D} + \frac{5.74}{\operatorname{Re}^{0.9}} \right) \right)^2} \quad 0.00004 < \varepsilon/D < 0.05, \quad 5000 < \operatorname{Re} < 10^7$$

۱۲. روش (Mc Adams):

$$f_m = 0.0056 + 0.5 \operatorname{Re}^{-0.32}$$

۱۳. روش (Barr (1981):

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{4.518 \log \left(\frac{\operatorname{Re}}{7} \right)}{\operatorname{Re} \left(1 + \frac{1}{29} \operatorname{Re}^{0.52} \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{0.7} \right)} \right)$$

۱۴. روش (Colebrook (1937):

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{\operatorname{Re} \sqrt{f_m}} \right)$$

۱۵. روش (Zignang & Sylvester (1982):

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = -2 \log_{10} \left\{ \frac{\varepsilon/D}{3.7} - \frac{5.02}{\operatorname{Re}} \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} - \frac{5.02}{\operatorname{Re}} \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{13}{\operatorname{Re}} \right) \right) \right\}$$

۱۶. روش (Von Karman (1979):

$$\text{for Rough pipe: } \frac{1}{\sqrt{f_m}} = 2 \log \left(\frac{1}{\varepsilon/D} \right) + 1.74$$

۱۷. روش (Chen (1979):

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = -2 \log_{10} \left\{ \frac{\varepsilon/D}{3.7065} - \frac{5.0452}{\text{Re}} \log \left(\frac{1}{2.8257} \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{1.1098} + \frac{5.8506}{\text{Re}^{0.8981}} \right) \right\}$$

۱۸. روش (Manadilli (1997):

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = -2 \log_{10} \left\{ \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{95}{\text{Re}^{0.983}} - \frac{96.82}{\text{Re}} \right\} \quad 5235 < \text{Re} < 10^8$$

۱۹. روش (Churchill (1977):

$$f_m = 8 \left(\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1.5}} \right)^{\frac{1}{12}}$$

$$A = \left[-2 \log \left\{ \left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} + \frac{\varepsilon/D}{3.7} \right\} \right]^{-16}, \quad B = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16}$$

۲۰. روش (Romeo et al. (2002):

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = -2 \log_{10} \left\{ \frac{\varepsilon/D}{3.7065} - \frac{5.0272}{\text{Re}} A \right\}$$

$$A = \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.827} - \frac{4.567}{\text{Re}} \log \left(\left(\frac{\varepsilon/D}{7.7918} \right)^{0.9924} + \left(\frac{5.3326}{208.815 + R} \right)^{0.9345} \right) \right)$$

هر یک از روابط فوق قابل استفاده است. در مورد روابط حدس و خطایی مانند Colebrook بهتر است ابتدا حدس اولیه از یک رابطه مستقیم مانند Mc Adams بدست آورده و سپس در رابطه فوق گذاشته و آنرا حل کرد.

در لوله های فولادی انتقال جریان های درهم برای انتخاب ضرایب اصطکاک می توان از جدول زیر استفاده

کرد:

جدول (۱۵-۵): تخمین ضریب اصطکاک

در لوله های فولادی برای جریان درهم

قطر اسمی لوله (in)	ضریب اصطکاک
۱	۰/۰۲۳
۱/۵	۰/۰۲۰۵
۲	۰/۰۱۹۵
۳	۰/۰۱۷۸
۴	۰/۰۱۶۵
۶	۰/۰۱۵۲
۸	۰/۰۱۴۲
۱۰	۰/۰۱۳۶
۱۲	۰/۰۱۳۲
۱۴	۰/۰۱۲۵
۱۶	۰/۰۱۲۲
۱۸	۰/۰۱۲
۲۰	۰/۰۱۱۸
۲۴	۰/۰۱۱۶

ضمیمه ۵: محاسبه افت فشار در لوله ها

محاسبه افت فشار در جریان های تک فازی مایع

برای محاسبه افت فشار در جریان های تک فازی مایع با فرض سیال در شرایط همدمما از معادله دارسی و ایسباخ^۱ و معادله فانینگ^۲ استفاده می شود.

معادله دارسی - وایسباخ:

$$h_f = f_m \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{V^2}{2g} \right) \rightarrow \Delta P = \rho g h_f = f_m \left(\frac{\rho V^2 L}{2D} \right) \rightarrow \frac{\Delta P}{L} = f_m \left(\frac{\rho V^2}{2D} \right)$$

$$\frac{\Delta P}{L} = (11.5 \times 10^{-6}) \frac{f_m Q_L^2 S G}{D^5} \quad : (L : (ft), \Delta P : (psi), Q_L : (bpd), D : (in))$$

$$\frac{\Delta P}{L} = (1.35 \times 10^{-2}) \frac{f_m Q_L^2 S G}{D^5} \quad : (L : (ft), \Delta P : (psi), Q_L : (gpm), D : (in))$$

معادله فانینگ:

$$f_m = 4f \quad \rightarrow \quad h_f = 2f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{V^2}{g} \right) \quad \rightarrow \quad \frac{\Delta P}{L} = 2f \left(\frac{\rho V^2}{D} \right)$$

معادله دارسی فقط برای لوله های افقی کاربرد دارد و بر خلاف گازها، به دلیل تراکم ناپذیر بودن مایع می تواند برای کل خط لوله به کار رود. در جریان گازها خط لوله را به چندین بخش باید تقسیم کرد و برای هر بخش محاسبات جداگانه انجام داد.

همچنین افت فشار جریان متلاطم مایع با دبی معلوم را می توان از رابطه زیر به دست آورد:

$$\Delta P_{100} = 6253 \frac{W^2 f_m}{d^5 \rho}$$

ΔP_F = Frictional pressure loss, bar / 100m

W = Flowrate, kg / hr

ρ = Density, kg / m³

d = Internal pipe diameter, m

برای محاسبه افت فشار جریان آب در خطوط لوله آب، روش هیزن-ویلیامز به علت دقت بسیار بالای آن کاربرد زیادی دارد:

$$h_f = 2.25 \times 10^4 L_e \left(\frac{100}{C} \right)^{1.85} \cdot \left(\frac{Q_w}{d^{4.8655}} \right)$$

- 1 -Darcy-Weisbach
2 -Fanning

ضریب C برای لوله های C.S نو ۱۰۰ لحاظ می شود و برای موارد دیگر از جدول زیر قرائت می شود.

جدول (۱۶-۵): محاسبه ضریب C روش هیزن-ویلیامز

HAZEN-WILLIAMS COEFFICIENT (FRICTION FACTOR) "C"

TYPE OF PIPE	VALUES OF C		
	RANGE-HIGH = BEST SMOOTH WELL LAID-LOW = POOR OR CORRODED	AVERAGE VALUE FOR CLEAN NEW PIPE	COMMONLY USED VALUE FOR DESIGN PURPOSES
Cement-Asbestos	160-140	150	140
Fiber	—	150	140
Bitumastic-Enamel-Lined iron or steel centrifugally applied	160-130	148	140
Cement-Lined iron or steel centrifugally applied	—	150	140
Copper, brass, lead, tin or glass pipe and tubing	150-120	140	130
Wood-Stave	145-110	120	110
Welded and seamless steel	150-80	130	100
Interior riveted steel (no projecting rivets)	—	139	100
Wrought-Iron, cast-iron	150-80	130	100
Tar-Coated cast-iron	145-50	130	100
Girth-Riveted steel (projecting rivets in girth seams only)	—	130	100
Concrete	152-85	130	100
Full-Riveted steel (projecting rivets in girth and horizontal seams)	—	115	100
Vitrified, spiral-riveted steel (flow with lap)	—	110	100
Spiral-Riveted steel (flow against lap)	—	100	90
Corrugated steel	—	60	60

VALUE OF C	150	140	130	120	110	100	90	80	70	60
$(100/C)^{1.85}$	0.47	0.54	0.62	0.71	0.84	1.00	1.22	1.50	1.93	2.57

Multiplier (Basis C = 100)

مثال ۱:

افت فشار در ۱۰۰ فوت (ΔP_{100}) لوله ۶ اینچی (sch. 40) انتقال نفت سفید با دبی جریان $Q_{60} = 900$ gpm در دمای 321°F چقدر است؟ مشخصات نفت سفید به شرح ذیل است:

$$\mu_{321} = 0.3 \text{ cp} \quad , \quad \rho_{321} = 44.9 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \quad , \quad SG_{60} = 0.82 \quad , \quad SG_{321} = 0.72$$

ابتدا دبی جریان را در دمای 321°F محاسبه می کنیم:

$$Q_{321} = \frac{SG_{60}}{SG_{321}} Q_{60} \quad \rightarrow \quad Q_{321} = \frac{0.82}{0.72} \times 900 = 1026 \text{ gpm}$$

جهت تعیین الگوی جریان عدد رینولدز را محاسبه می کنیم:

$$\text{Re} = 50.6 \left(\frac{\rho}{\mu} \right) \left(\frac{Q}{D} \right) = 50.6 \left(\frac{44.9}{0.3} \right) \left(\frac{1026}{6.065} \right) = 1.28 \times 10^6$$

جریان درهم است. برای محاسبه ضریب اصطکاک می توان از اطلاعات جدول استفاده کرد. در اینصورت:

$$f_m = 0.0152$$

بر این اساس افت فشار برابر خواهد بود با:

$$\Delta P_{100} = 1.35 \frac{f_m Q_L^2 SG}{D^5} = 1.35 \frac{0.0152 \times 1026^2 \times 0.72}{6.065^5} = 1.895 \text{ psi}/100 \text{ ft}$$

روش دیگر تعیین ضریب اصطکاک روش محاسباتی است. با استفاده از رابطه کولبرگ خواهیم داشت:

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon / D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f_m}} \right) \quad , \quad \varepsilon = 0.00015 \text{ ft} \quad \rightarrow \quad f_m = 0.01566$$

$$\rightarrow \Delta P_{100} = 1.953 \text{ psi}/100 \text{ ft}$$

مثال ۲:

آب در $60^\circ F$ درون لوله ای به قطر 12 in و زبری 0.01 ft جریان دارد. اگر افت انرژی به ازاء 1000 ft از طول لوله برابر با 20 ft باشد دبی حجمی را تعیین کنید.

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.01}{12} = 0.01 \Rightarrow f \text{ حدس } \approx 0.04$$

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \Rightarrow 20 = 0.04 \frac{1000}{1} \frac{v^2}{2 \times 32.2} \Rightarrow v = 5.67 \frac{\text{ft}}{\text{s}}$$

$$\left(\text{at } 60^\circ F \quad \nu_{H_2O} = 1.217 \times 10^{-5} \frac{\text{ft}^2}{\text{s}} \right)$$

$$\rightarrow \begin{cases} \text{Re} = \frac{\rho v D}{\mu} = 4.66 \times 10^5 \\ \frac{\varepsilon}{D} \end{cases} \Rightarrow f = 0.0395$$

$$\Rightarrow h_f = 20 = 0.0395 \times \frac{1000}{1} \times \frac{v^2}{2 \times 32.2} \Rightarrow v = 5.71 \frac{\text{ft}}{\text{s}}$$

اگر یک بار دیگر محاسبات را تکرار کنیم ضریب اصطکاک بدون تغییر باقی می ماند. بنابراین:

$$Q = vA = 5.71 \times \left(\frac{\pi}{4} \times 1^2 \right) = 4.476 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}}$$

مثال ۳:

لوله ای از جنس فولاد تجارتي برای حمل $4000 \frac{gal}{min}$ از ماده نفتی با ویسکوزیته سینماتیک برابر با $\frac{ft^2}{s}$ 0.0001 بکار می رود. اگر طول خط لوله $10000 ft$ و افت انرژی به ازاء واحد وزن $75 ft$ باشد قطر این لوله را تعیین کنید.

$$\varepsilon = 0.00015 ft$$

$$Q = 4000 \frac{gal}{min} \times \frac{1 ft^3}{7.48 gal} \times \frac{1 min}{60 sec} = 8.93 \frac{ft^3}{sec}$$

$$f \approx 0.02 \text{ حدسی} \Rightarrow \begin{cases} h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \\ v = \frac{Q}{A} \end{cases} \Rightarrow h_f = \frac{8fLQ^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$\Rightarrow 75 = \frac{8 \times 0.02 \times 10000 \times 8.93^2}{3.14^2 \times 32.2 \times D^5} \Rightarrow D = 1.398 ft$$

$$\Rightarrow \begin{cases} Re = \frac{4Q}{\pi v D} = \frac{4 \times 8.93}{3.14 \times 0.0001 \times 1.398} = 81400 \\ \frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.00015}{1.398} = 0.00011 \end{cases} \Rightarrow f = 0.019 \neq 0.02 \rightarrow \text{تکرار محاسبات}$$

$$f = 0.019 \Rightarrow D = 1.382, \quad Re = 82300 \rightarrow f = 0.019$$

پس قطر لوله برابر $1.382 ft$ است.

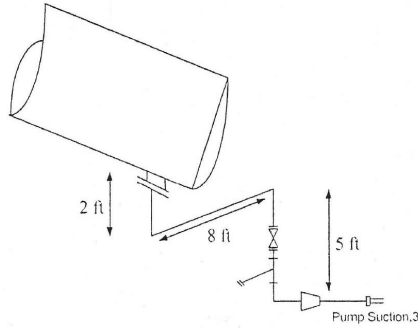
مثال ۴:

مطابق شکل زیر جریان سیال با دبی $120 gpm$ ، ویسکوزیته $0.35 cp$ و دانسیته $60.67 \frac{lb}{ft^3}$ طی مسیر

می کند. قطر و افت فشار این خط لوله را تعیین نمایید.

(اتصالات خط شامل ۲ عدد elbow 45، ۱ عدد elbow 90، ۱ عدد Strainer، ۱ عدد gate valve (Full Open) و ۱ عدد

Reducer می باشد. افت فشار Strainer برابر 0.5 بار است.)



حل مسئله:

سرعت مجاز در خروجی ظرف ها باید مساوی و یا برابر $3 \frac{ft}{s}$ باشد. با این فرض:

$$Q = VA \rightarrow D = 0.6387 \sqrt{\frac{Q}{V}} \quad D = 0.6387 \sqrt{\frac{120}{3}} \approx 4 \text{ in}$$

$$Re = 50.6 \left(\frac{Q}{D} \right) \left(\frac{\rho}{\mu} \right) = 50.6 \left(\frac{120}{4} \right) \left(\frac{60.67}{0.35} \right) = 263134$$

جریان درهم است. مقدار ضریب اصطکاک پس از محاسبه برابر 0.018 خواهد شد. افت فشار در 100 فوت لوله

عبارتست از:

$$\Delta P_{100} = 0.0216 \left(\frac{f_m \rho Q^2}{D^5} \right) = 0.0216 \left(\frac{0.018 \times 60.67 \times 120^2}{4^5} \right) = 0.32 \text{ psi}/100 \text{ ft}$$

محاسبه طول معادل:

	L_e
Pipe Length	15 ft
Elbow 45	$2 \times 16 \times 4 / 12 = 10.66 \text{ ft}$
Elbow 90	$30 \times \frac{4}{12} = 10 \text{ ft}$
Strainer	$0.05 \times \frac{14.7}{0.32} \times 100 = 226.6 \text{ ft}$
gate valve (Full Open)	$13 \times \frac{4}{12} = 4.33 \text{ ft}$
Reducer	$3 \times \frac{4}{12} = 1 \text{ ft}$
مجموع	267.6 ft

$$\Delta P = \frac{\Delta P_{100}}{100} \times L_e = \frac{0.32}{100} \times 267.6 = 0.8563 \text{ psi}$$

محاسبه افت فشار در جریان های تک فازی گاز

در معادله دارسی فرض می شود دانسیته سیال در طول خط ثابت است. این فرض برای جریان های خطوط گازی که در آن دانسیته به شدت تابع فشار و دماست، فرض درستی نیست. تغییر دانسیته باعث تغییر عدد رینولدز می شود. ضریب اصطکاک هم به عدد رینولدز وابسته است. در اثر افت فشار در خطوط گازی جریان گاز منبسط می شود و در نتیجه دانسیته آن کاهش می یابد. در همین لحظه اگر گرما به سیستم اضافه نشود، گاز سرد خواهد شد و دانسیته گاز افزایش می یابد. در جریان های گازی در خطوط لوله اگرچه افت فشار تدریجی اتفاق می افتد و از طرف دیگر سطح انتقال حرارت کافی بین جریان گاز و محیط وجود دارد می توان دمای گاز را ثابت فرض کرد. گاهی ممکن است اختلاف دمای بین جریان گاز و محیط بیرون بالا باشد و فرض جریان همدمای منطقی نباشد. در چنین شرایطی محاسبات افت فشار خط لوله باید در بازه های مختلف خط لوله انجام شود. در شیرهای کنترل به خاطر اینکه تغییر فشار آنی اتفاق می افتد، هیچ گرمایی به سیستم اضافه نمی شود و انبساط گاز آدیاباتیک فرض می شود.

محاسبه افت فشار در جریان های تراکم پذیر گازها و بخارات که افت فشار نسبت به فشار بالاسری خط کم است، با فرض شرایط زیر با استفاده از معادله دارسی وایسباخ و معادله فانینگ دقت قابل قبولی حاصل می شود:

- سیال در شرایط همدمای باشد.

- اگر $\Delta P \leq 40\% P_1$:

$$\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

- و اگر $\Delta P \leq 10\% P_1$ نیاز به دانسیته متوسط نیست و برای محاسبه افت فشار می توان از ρ_1 یا ρ_2 استفاده کرد.

در محاسبات دقیق افت فشار در لوله های طولانی، لوله را باید به چندین بازه تقسیم کرد و برای هر بازه محاسبات جداگانه ای انجام داد. افت فشار کل مجموع افت فشارهای تمام بازه های مختلف خواهد بود.

همچنین برای محاسبه افت فشار خطوط گازی می توان از رابطه عمومی^۱ زیر که برای انبساط ایزوترمال گاز ها کاربرد دارد، با فرض اینکه هیچ کاری روی سیال اعمال نشود، تجهیزات کمپرسور و انبساط دهنده توربینی در خط نباشند و تغییر ارتفاع و تغییر در شتاب سیال نباشد، استفاده کرد:

1-General Equation

$$W^2 = \left(\frac{144 gA^2}{v_1 \left(\frac{fl}{D} + 2 \ln \frac{P_1}{P_2} \right)} \right) \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{P_1} \right)$$

W : Flowrate, lb / hr

A : Cross - Sectional area of pipe, ft²

v_1 : Specific volume of gas at upstream condition, ft³ / lb

$$\frac{Pv_1}{Z_1T_1} = \frac{P_s v_s}{Z_s T_s}, v_s = \frac{1}{\rho} = \frac{1}{0.076 SG} \Rightarrow v_1 = \frac{14.7(\text{psi}) \times Z_1 \times T_1}{0.076 \times SG \times 1 \times 520(\text{°R}) \times P_1} = 0.37 \frac{ZT_1}{SG.P_1}$$

در کاربرد های عملی در رابطه بالا عبارت $2 \ln \frac{P_1}{P_2}$ به دلیل اینکه $\frac{fl}{D} \leq 2 \ln \frac{P_1}{P_2}$ می تواند صرف نظر شود.

بنابراین:

$$Q_g = \left(0.0398 \frac{(P_1^2 - P_2^2) D^5}{SG.Z.T_1.f.L} \right)^{0.5} : (Q_g [MMSCFD], T_1 [°R], L [ft], D [in])$$

$$\Rightarrow P_1^2 - P_2^2 = 25.1 \frac{S.Q_g^2.Z.T_1.f.L}{D^5}$$

اگر $\Delta P < 10\% P_1$ در این صورت می توان فرض کرد $P_1^2 - P_2^2 = 2P_1(P_1 - P_2)$. بنابراین رابطه تقریبی^۱ به

صورت زیر خواهد شد:

$$\Delta P = 12.6 \frac{S.Q_g^2.Z.T_1.f.L}{P_1 D^5}$$

رابطه دیگر رابطه Weymouth است. این رابطه بر اساس جریان هوای فشرده در خطوط لوله های با قطر و طول کم (بین ۰/۸-۱۱/۸ اینچ) پایه گذاری شده است. در چنین شرایطی انتظار می رود عدد رینولدز بالا باشد. در این محدوده ضریب اصطکاک تابع عدد رینولدز نیست:

$$f = \frac{0.032}{\sqrt[3]{D}}$$

$$\Rightarrow Q_g = 1.11 D^{2.67} \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{L.SG.Z.T_1} \right)^{0.5}$$

برای محاسبه افت فشار در خطوط کمپرسورهای سانتریفیوژ و رفت و برگشتی، اگر افت فشار کل سیستم از ۱۰٪ فشار ورودی کمتر باشد، از معادله فانینگ می توان استفاده کرد:

$$\begin{cases} \Delta P = 1.433 \times 10^5 \frac{G.L_e.f.T.Q_g^2}{PD^5} \text{ kpa} \\ f = \frac{1.81}{\left(\frac{D.V_g \cdot \rho_g}{\mu_g}\right)^{0.38}} + 0.0025 \end{cases}$$

یک رابطه دیگر برای محاسبات افت فشار جریان های گازی رابطه Pan handle است. در این معادله فرض می شود که ضریب اصطکاک در دیاگرام مودی یک خط راست با شیب منفی است. این فرض در اعداد رینولدز متوسط برقرار است. از این معادله در خطوط لوله طولانی و با قطر بالا استفاده می شود:

$$\left(f = \frac{C}{\text{Re}^n}, \quad \mu = \text{cte} \right)$$

$$Q_g = 0.028 \times E \left[\frac{P_1^2 - P_2^2}{SG^{0.961} Z.T_1.L_m} \right]^{0.51} D^{2.53} \quad (Q_g : \text{MMSCFD})$$

$E = \text{Efficiency Factor}$

= 1 for brand new pipe

= 0.95 for good operating conditions

= 0.92 for average operating conditions

= 0.85 for unfavorable operating conditions

برای محاسبه تلفات افت فشار گاز در فشارهای عملیاتی کمتر از ۷ kpa از رابطه Spitzglass استفاده می

شود:

$$Q_g = 0.00108 \left[\frac{\Delta P.D^5}{SG.L \left(1 + \frac{91.5}{D} + 0.00118D \right)} \right]^{0.5} \quad : \frac{m^3}{hr} @ 15^\circ C$$

در این رابطه ΔP بر واحد pa است.

مثال ۵:

افت فشار جریان گازی با دبی $MMSCFD$ ۲۳، ویسکوزیته cp ۰/۰۱۳، چگالی 0.85 ، دمای $80^\circ F$ و فشار ورودی 900 psia را در خط لوله به طول 7000 فوت و زبری 0.004 ، برای قطرهای 4 اینچی و 6 اینچی با هر چهار روش زیر محاسبه نمایید.

- General Eq.
- Assumption of $\Delta P < 10\% P_1$
- Panhandle Eq.
- Weymouth Eq.

حل به روش General Eq.

$$Re = 20100 \left(\frac{Q_g \cdot S}{\mu \cdot D} \right) = \frac{20100 \times 23 \times 0.85}{0.013 \times D} = \frac{30227000}{D} \quad (Q_g : [MMSCFD], D[in], \mu [cp])$$

$$Z = 0.67 \text{ (from chart of GPSA data book)}$$

$$P_1^2 - P_2^2 = 25.1 \frac{S \cdot Q_g^2 \cdot Z \cdot T_1 \cdot f \cdot L}{D^5} = \frac{25.1 \times 0.85 \times 23^2 \times 0.67 \times 540 \times 7000 \times f}{D^5} = 2.87 \times 10^{10} \frac{f}{D}$$

	قطر ۴ اینچ	قطر ۶ اینچ
Re	7.6×10^8	5×10^6
ε/D	0.001	0.0007
f	0.0198	0.018
$P_1^2 - P_2^2$	55×10^3	66×10^3
P_2	505	863
ΔP	395 psi	37 psi

حل به روش Approximate Eq.

$$\Delta P = 12.6 \frac{S \cdot Q_g^2 \cdot Z \cdot T_1 \cdot f \cdot L}{P_1 D^5} = \frac{12.6 \times 0.85 \times 23^2 \times 0.67 \times 540 \times 7000 \times f}{900 \times D^5}$$

	قطر ۴ اینچ	قطر ۶ اینچ
Re	7.6×10^8	5×10^6
ε/D	0.001	0.0007
f	0.0198	0.018
ΔP	308 psi	37 psi

حل به روش Panhandle Eq.

$$L_m = \frac{7000}{5280} = 1.33 \text{ mile}, \quad E = 0.95 \text{ (assumed)}$$

$$Q_g = 0.028 \times E \left[\frac{P_1^2 - P_2^2}{S^{0.961} Z T_1 L_m} \right]^{0.51} D^{2.53}$$

$$\rightarrow 23 = 0.028 \times 0.95 \times \left[\frac{900^2 - P_2^2}{0.85^{0.961} \times 0.67 \times 540 \times 1.3} \right]^{0.51} \times D^{2.53}$$

$$\rightarrow P_2^2 = 810 \times 10^3 - \frac{235 \times 10^6}{D^{4.96}}$$

	قطر ۴ اینچ	قطر ۶ اینچ
P_2	753 psi	882 psi
ΔP	147 psi	18 psi

حل به روش Weymouth Eq.

$$Q_g = 1.11 D^{2.67} \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{L S G Z T_1} \right)^{0.5} \Rightarrow 23 = 1.11 D^{2.67} \left(\frac{900^2 - P_2^2}{7000 \times 0.85 \times 0.67 \times 540} \right)^{0.5}$$

$$P_2^2 = 810 \times 10^3 - \frac{9.44 \times 10^8}{D^{5.33}}$$

	قطر ۴ اینچ	قطر ۶ اینچ
P_2	476 psi	862 psi
ΔP	424 psi	38 psi

طراحی خطوط لوله انتقال جریان های دو فازی

به منظور استفاده از سوخت های هیدرو کربوری در صنایع مختلف نفت ، گاز و پتروشیمی، نفت و گاز تولیدی از مخازن هیدرو کربوری باید از طریق خط لوله به فواصل متنوعی انتقال داده شوند. در بیشتر مواقع تغییرات اجتناب ناپذیر دما و فشار در طول مسیر جریان باعث تغییر در رفتار فازی مخلوط هیدروکربوری تک فازی شده و خط لوله مذکور در معرض انتقال جریان دو فازی نفت و گاز قرار می گیرد.

بهره برداری از اکثر منابع هیدروکربوری نیازمند انتقال جریان های دو فازی نفت و گاز می باشد زیرا اکثر این منابع در مناطقی قرار دارند که نصب یک سیستم جداکننده با کارآیی بالا و استفاده از دو خط لوله جداگانه جهت انتقال فاز های نفت و گاز، عملی و یا از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه نمی باشد. لذا انتقال همزمان نفت و گاز توسط یک خط لوله و مباحث مربوط به اصول طراحی و شبیه سازی خطوط لوله انتقال جریان های دو فازی از موضوعات مهم مطرح در طی دهه های اخیر می باشد.

مراحل طراحی خطوط لوله انتقال جریان های دو فازی

- ۱- تعیین ترکیب درصد ، دبی حجمی و شرایط عملیاتی گاز ورودی به خط لوله
- ۲- تعیین مشخصات خط لوله از قبیل قطر ، طول و تغییرات ارتفاع خط لوله
- ۳- تعیین ضریب کلی انتقال حرارت و انجام موازنه حرارتی در قطعه ای با طول معین از خط لوله
- ۴- محاسبه پارامتر های طراحی (ویسکوزیته و دانسیته دو فاز گاز و مایع و کشش سطحی فاز مایع) و تعیین آنتالپی هر یک از فاز های گاز و مایع با استفاده از یک معادله حالت مناسب، در قطعه ای با طول معین از خط لوله که در زیر به آن اشاره شده است:

$$\Delta H = \left(\frac{-V_m \cdot V_{sg}}{j \cdot g_c} \right) \frac{\Delta P}{P} - \left(\frac{g}{j \cdot g_c} \right) \Delta Z - \frac{U(\pi D)L}{\dot{m}_m} (\bar{T} - \bar{T}_s)$$

- ۵- تعیین الگوی جریان درون هر قسمت از خط لوله
- ۶- محاسبه مقادیر افت فشار و مایعات تجمع یافته^۱ درون هر قسمت از خط لوله با توجه به نوع رژیم جریان موجود در آن قسمت و سپس تعیین مقادیر کلی افت فشار و مایعات تجمع یافته در طول کل خط لوله

باید توجه داشت که طول قطعه باید طوری انتخاب شود که خواص سیال در طول آن تغییر نکند. بکار بردن تعداد قطعات بیشتر خط لوله منجر به افزایش دقت محاسبات مربوطه می شود.

محاسبه پارامترهای لازم در طراحی خطوط لوله جریان دو فازی

به منظور محاسبه پارامترهای لازم در طراحی خطوط لوله انتقال جریان های دو فازی نظیر تعیین مقادیر افت فشار و مایعات تجمع یافته درون خط لوله احتیاج به تعیین صحیح و دقیق خواص هر یک از فاز های جریان (ویسکوزیته ، دانسیته ، کشش سطحی و ...) می باشد (مرحله چهارم). به طوریکه صحت و اعتبار شبیه سازی رفتار خطوط لوله وابسته به صحت انجام محاسبات تعیین خواص هر یک از سیالات می باشد. برای تعیین خواص سیال معمولاً از دو مدل زیر استفاده می شود:

الف) مدل سیال غیر ترکیبی (Non Compositional Fluid)

ب) مدل سیال ترکیبی (Compositional Fluid)

مدل سیال غیر ترکیبی

در این مدل از روابط تجربی مورد نیاز جهت تعیین خواص فیزیکی سیال دو فازی استفاده می شود. در صنعت نفت به مدل سیال غیر ترکیبی اصطلاح مدل نفت سیاه (Black oil model) اطلاق می شود. فرضیات این مدل عبارتند از:

- ۱- مایع در شرایط مخزن ، به صورت آزاد و یا محلول در فاز مایع وجود داشته باشد.
- ۲- گاز می تواند به صورت آزاد و یا محلول در فاز مایع وجود داشته باشد.
- ۳- نفت خام دارای درجه API کمتر از ۴۵ درجه باشد.
- ۴- نسبت حلالیت گاز به نفت کمتر از ۵۰۰۰ فوت مکعب گاز به ازاء یک بشکه از مایع باشد.

روابط تجربی مهم مورد استفاده در مدلسازی غیر ترکیبی

۱- محاسبه دانسیته گاز و مایع

$$\rho_g = 2.7 \times \frac{\gamma_{gf} \times P}{z \times T} \quad \gamma_{gf}: \text{free specific gas gravity}$$

$$\rho_L = \frac{62.4 \times \gamma_o + 0.0136 \times R_s \times \gamma_g}{0.972 + 0.000147 \times \left[R_s \times \left(\frac{\gamma_g}{\gamma_o} \right)^{0.5} + 1.25 \times (T - 460) \right]^{1.175}}$$

 R_s : Solubility of natural gas in waterمحاسبه R_s :

$$API = \frac{141.5}{\gamma_{gl}} - 131.5$$

 $API \leq 30$

$$R_s = \frac{\gamma_{gs} \times P^{1.0937}}{27.64} \times 10^{\left(\frac{11.172 \times API}{T+460} \right)}$$

 $API > 30$

$$R_s = \frac{\gamma_{gs} \times P^{1.187}}{50.06} \times 10^{\left(\frac{10.393 \times API}{T+460} \right)}$$

$$\gamma_{gc} = \gamma_g \left[1 + 5.912 \times 10^{-5} \times \gamma_o \times (T_{sep} - 460) \log \left(\frac{P}{114.7} \right) \right]$$

۲- محاسبه ویسکوزیته گاز و مایع

Lee - Gonzalez - Eakin method :

$$\mu_g = k \times 10^{-4} \times \exp \left(x \times \left(\frac{\rho_g}{62.4} \right)^y \right) \quad k = \frac{(9.4 + 0.2 \times M_w) \times T^{1.5}}{209 + 19 \times M_w + T(^{\circ} R)}$$

$$x = 3.5 + \frac{986}{T} + 0.01 \times M_w, \quad y = 2.4 - 0.2x, \quad M_w = \gamma_{gf} (M_{air})$$

Beggs - Robinson method :

$$\mu_L = a \times (\mu_{od})^b \quad a = 10.715 \times (R_s + 100)^{-0.515} \quad b = 5.44 \times (R_s + 150)^{-0.338}$$

$$\mu_{od} = 10^x - 1, \quad x = y \times (T - 460)^{-1.163}, \quad y = 10^z, \quad z = 3.0324 - 0.02023 \times API$$

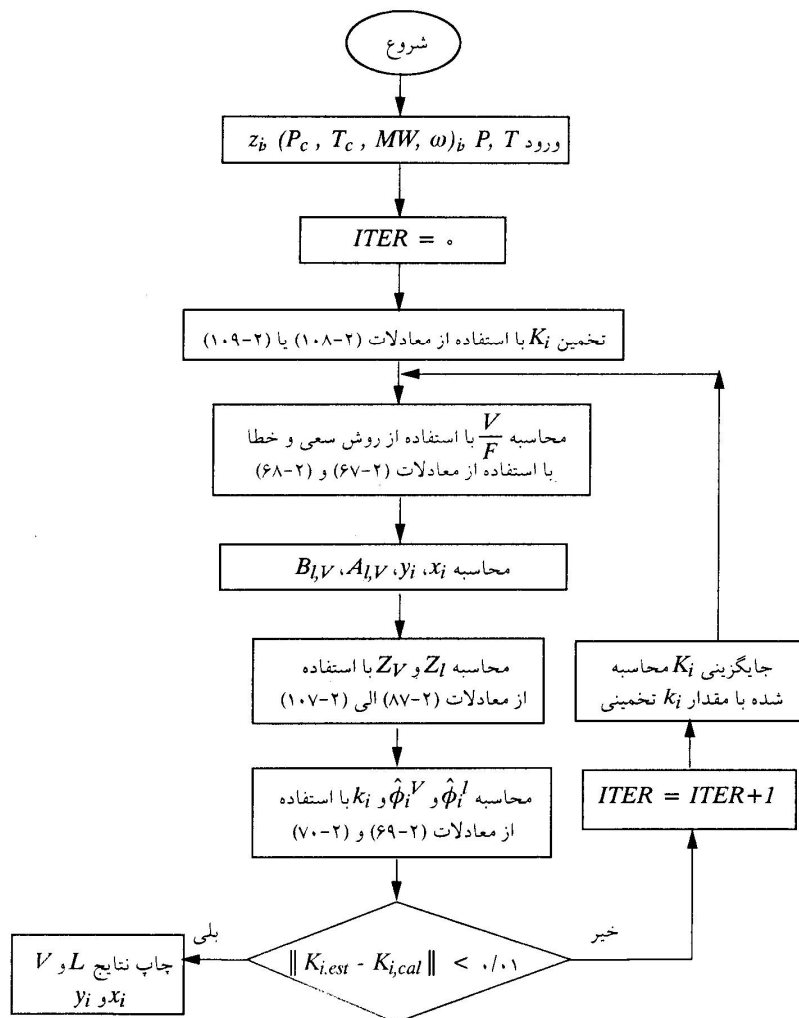
۳- محاسبه کشش سطحی مایع

Sugden method :

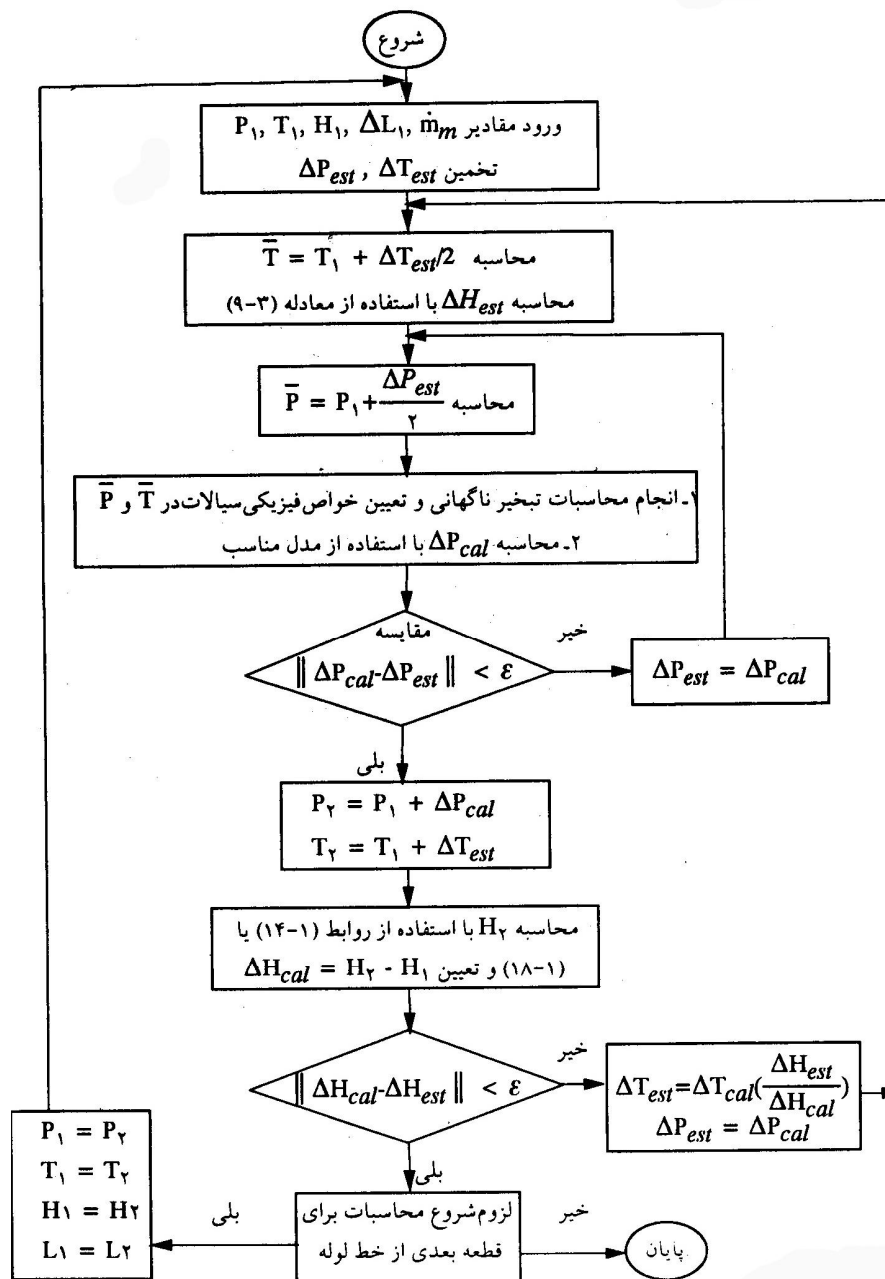
$$\sigma = \left[\frac{P_{ch} \times (\rho_L - \rho_V)}{M_{wL}} \right]^4$$

$$P_{ch} = -4.6148734 + 2.558855 \times (M_{wL}) + 3.4004065 \times 10^{-4} \times (M_{wL}^2) + \frac{3.7673 \times 10^3}{(M_{wL})}$$

در مدل‌سازی سیال ترکیبی به منظور پیش بینی رفتار فازی سیالات از روش انجام محاسبات تبخیر ناگهانی استفاده می‌شود و خواص سیال بوسیله اختلاط خواص اجزای تشکیل دهنده آن تعیین می‌شود. در فلوجارت زیر به روند انجام محاسبات تبخیر ناگهانی تعادل مایع - بخار اشاره شده است. جهت آگاهی از جزئیات بیشتر الگوریتم به مرجع [۲]، صفحه ۴۳ الی ۵۶ مراجعه شود.



فلوچارت طراحی و شبیه سازی خطوط لوله انتقال جریان های دو فاز به صورت زیر می باشد که برای دو مدل سیال ترکیبی و سیال غیر ترکیبی به جز مرحله چهارم که مدل ها اعمال می شوند، یکسان می باشد. همانطور که در شکل زیر ملاحظه می شود همگرایی بر روی مقادیر دما در قسمت های خارجی حلقه بوده و همگرایی بر روی مقادیر فشار در قسمت داخلی حلقه می باشد. علت این انتخاب بدین جهت است که بهترین و دقیق ترین نتایج روش، زمانی حاصل می شود که همگرایی ابتدا روی متغیری که کمترین حساسیت را داشته باشد، صورت بگیرد. بطوریکه غالباً آنتالپی مخلوط های هیدروکربوری نسبت به دما، حساستر از فشار می باشند.



الگوهای جریان دو فازی درون خطوط لوله

بر اساس سرعت های دو فاز مایع و گاز ، آرایش های مختلفی از طرز قرارگرفتن آنها در کنار یکدیگر وجود دارد. برای حالت های مختلف، الگوهای جریان متفاوتی از جریان های دو فازی با تقسیم بندی زیر بیان شده است:

۱- الگوهای جریان در خطوط لوله افقی

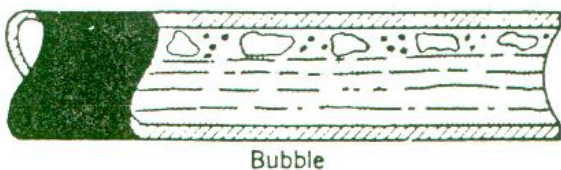
۲- الگوهای جریان در خطوط لوله قائم

۳- الگوهای جریان در خطوط لوله شیب دار

الگوهای جریان در خطوط لوله افقی

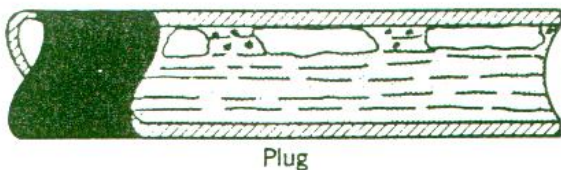
هفت نوع الگوی توزیع برای جریان های دو فازی در خطوط لوله افقی وجود دارد:

۱- جریان حبابی Bubble Flow



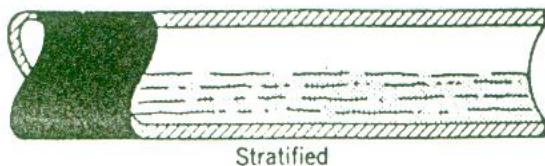
در این فاز گاز به صورت حباب های پراکنده در فاز مایع قرار دارد . در این حالت حباب های گاز به علت اختلاف جرم حجمی فاز های مایع و گاز در ناحیه بالایی لوله حرکت می کنند. سرعت ظاهری مایع در این نوع رژیم جریان بین ۵ الی ۱۵ فوت بر ثانیه و سرعت ظاهری گاز بین ۱ الی ۱۰ فوت بر ثانیه می باشد.

۲- جریان قالبی (Plug Flow)



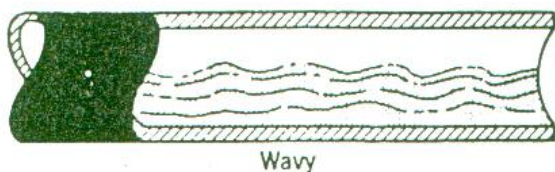
در این نوع از رژیم با افزایش دبی گاز حباب های گاز به صورت تجمع یافته در فاز مایع قرار می گیرند.

۳- جریان لایه ای (Stratified aflow)



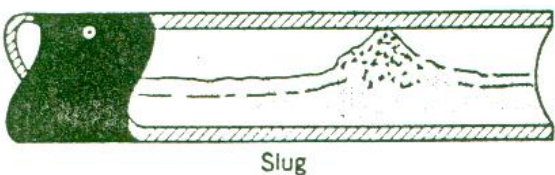
در این حالت جداسازی دو فاز مایع و گاز توسط نیروی جاذبه کامل می شود و دو فاز کاملاً از یکدیگر جدا می شوند. در این حالت مایع از ناحیه پایینی و گاز از ناحیه بالایی لوله عبور می کند. در این حالت سرعت ظاهری فاز مایع کمتر از $0/5$ فوت بر ثانیه و سرعت ظاهری فاز گاز بین ۲ الی ۱۰ فوت بر ثانیه می باشد.

۴- جریان موجی (Wavy Flow)



در این حالت با افزایش سرعت گاز، سطح تماس دو فاز به صورت یک سطح موج دار در می آید. سرعت ظاهری مایع در این حالت کمتر از ۱ فوت بر ثانیه و سرعت ظاهری گاز حدود ۱۵ فوت بر ثانیه می باشد.

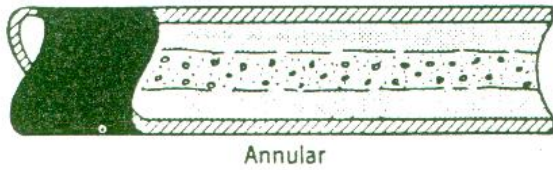
۵- جریان لخته ای (Slug Flow)



با افزایش سرعت گاز در این حالت ارتفاع امواج بیشتر شده و ممکن است به دیواره لوله در ناحیه بالایی برخورد کنند. از ویژگی های این نوع رژیم جریان می توان از نوسانات منظم در تغییرات فشار و مقدار مایع تجمع یافته لوله نام برد.

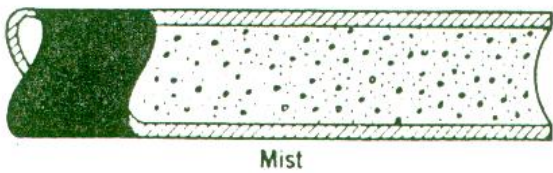
۶- جریان حلقوی (Annular Flow)

در این حالت سرعت گاز آنقدر زیاد است که از میان لوله حرکت می کند و مایع به صورت یک لایه در تماس با لوله حرکت خواهد کرد.

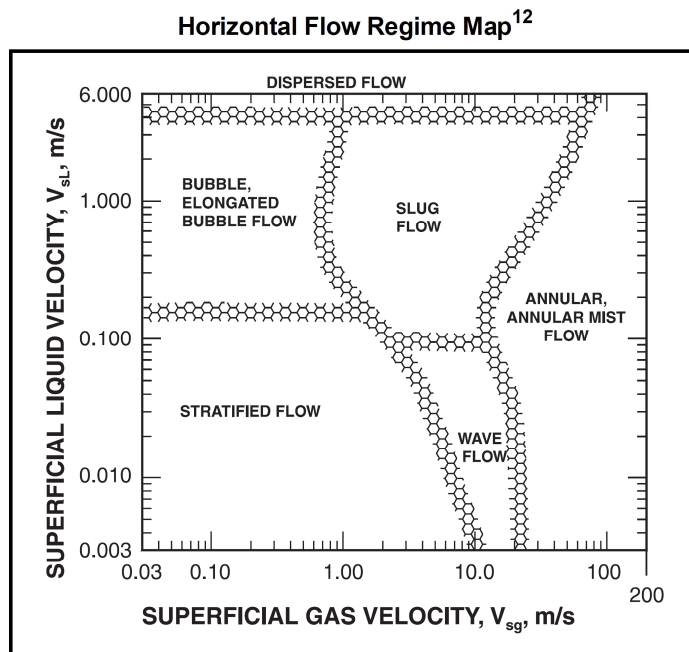


ضخامت لایه مایع تشکیل شده در ناحیه بالایی به علت نیروی جاذبه کمتر از ضخامت لایه مایع در ناحیه پایین لوله است. این نوع جریان وقتی شکل خواهد گرفت که سرعت ظاهری گاز بیش از ۲۰ فوت بر ثانیه باشد.

۷- جریان قطره ای (Mist Flow)



در مواردی که نرخ جریان گاز نسبتاً زیاد و نرخ جریان مایع نسبتاً کم باشد، فاز مایع داخل فاز گاز به صورت قطرات یا ذرات ریز انتقال خواهد یافت. این جریان وقتی شکل می گیرد که سرعت ظاهری فاز گاز بیش از ۲۰۰ فوت بر ثانیه باشد.



تعیین الگوهای جریان در خطوط لوله افقی با توجه به سرعت های ظاهری
جریان گاز و مایع در داخل خط لوله

الگوهای جریان در خطوط لوله قائم

چهار نوع الگوی توزیع برای جریان های دو فازی در خطوط لوله قائم وجود دارد:

۱- جریان حبابی (Bubble Flow)

در این فاز گاز به صورت حباب های پراکنده در فاز مایع قرار دارد.



۲- جریان لخته ای (Slug Flow)

با افزایش مقدار گاز غلظت حباب ها بیشتر شده و به صورت یک توده گازی درون فاز مایع قرار می گیرند.



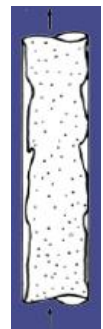
۳- جریان کف آلود یا انتقالی (Churn or Transition Flow)

در این حالت سرعت حباب ها آنقدر زیاد است که منجر به شکسته شدن آنها می شود. در خطوط لوله با قطر زیاد حرکت نوسانی مایع به سمت بالا و پایین رخ خواهد داد ولی در خطوط با قطر کم نوسان نداریم و حرکت انتقالی بسیار گذرا بین دو جریان لخته ای و حلقه ای به وجود می آید.



۴- جریان قطره ای (Mist Flow)

این حالت زمانی رخ میدهد که دبی گاز و مایع زیاد باشد در این حالت بخش هایی از مایع به صورت معلق در فاز گاز در می آیند.



الگوهای جریان در خطوط لوله شیب دار

الگوهای جریان در خطوط لوله شیب دار، تابع شیب خط لوله می باشند. به طوریکه برای هر شیب معین، الگوی جریان مشخصی می تواند وجود داشته باشد. اثر شیب خط لوله در نوع الگوهای جریان دو فازی به صورت نقشه های الگوی جریان برای زوایای خاصی توسط Barnea-Taitel ارائه شده اند.

نتایج حاصل از نقشه های جریان

- ۱- رژیم های جریان دوفازی رو به بالا عمدتاً رژیم جریان متناوب یا حلقوی می باشند و افزایش شیب خط لوله موجب افزایش مقدار مایع تجمع یافته می شود.
- ۲- در جریان های رو به پایین، تا زاویه ۷۰ درجه رژیم جریان لایه ای است و با افزایش زاویه جریان لایه ای ناپدید می شود.
- ۳- در جریان های دو فازی رو به پایین با افزایش جریان گاز انتقال به رژیم جریان حلقوی صورت می گیرد.

روش های پیش بینی انواع الگوهای جریان

۱- استفاده از امکانات تجربی و آزمایشگاهی

در این روش شناسایی انواع الگوهای جریان دو فازی با استفاده از مشاهده جریان ها انجام می گیرد. از جمله این روش ها عبارتند از:

الف) عکسبرداری بسیار سریع و رادیو گرافی با اشعه ایکس

ب) استفاده از میله رسانشی

ج) استفاده از روش جذب اشعه ایکس

۲- استفاده از مدل های تحلیلی و فیزیکی

به دلیل عدم وجود روش تحلیلی صریح برای شناخت رژیم های جریان و بالا بودن تعداد متغیرهای مسئله و تاثیر تغییرات خواص فیزیکی سیالات و طبیعت آماری تعاریف مربوط به کمیت ها و پارامترها و ... تطبیق مدل های فیزیکی و ریاضی این الگوها با مشکلاتی همراه می باشند.

مدل های تحلیلی و فیزیکی برای پیش بینی الگو های جریان عبارتند از:

۱- روش Taitel-Dukler

۲- روش Barnea

۳- روش Minami - shoham

روش های محاسبه پارامتر های طراحی خطوط لوله انتقال جریان های دو فازی

۱- استفاده از معادلات مناسب جریان تک فازی به همراه یک ضریب تصحیح

در این روش از روابط تجربی و معادلات تحلیلی مناسب موجود در طراحی خطوط لوله انتقال جریان تک فازی به همراه یک ضریب تصحیح (به دلیل افت فشار زیاد موجود در جریان دو فازی) استفاده می شود. نتایج حاصل از انجام این روش عموماً منجر به دو حالت طراحی بیش از اندازه و طراحی کمتر از اندازه خواهد شد. انجام طراحی بیش از اندازه مشکلات عمده ای را به همراه نداشته لیکن طراحی کمتر از اندازه باعث ایجاد خطر برای خط لوله و تجهیزات جانبی آن می شود.

۲- استفاده از معادلات و روابط تجربی پایدار در جریان های دو فازی

تمامی این روابط تجربی بر اساس اطلاعات محدود و مختص به خطوط لوله با قطر کم و در فشار پایین (شرایط آزمایشگاهی) و برای سیستم های ساده نظیر آب و هوا بدست آمده اند. استفاده از این روابط تجربی در طراحی خطوط لوله عملیاتی و واقعی انتقال جریان های دو فازی منجر به پیدایش خطاهای زیادی در طراحی خواهد گردید.

دسته بندی روابط تجربی موجود جهت طراحی خطوط لوله انتقال

۱- در دسته اول لغزش بین دو فاز گاز و مایع و تغییرات رژیم جریان در نظر گرفته نمی شود. (مثلاً

برای حالتی که دبی جریان گاز بالا باشد و رژیم جریان دو فازی مه آلود باشد.)

۲- در دسته دوم لغزش بین دو فاز مورد توجه قرار می گیرد ولی تغییرات رژیم جریان در نظر گرفته

نمی شود.

۳- در دسته سوم هم لغزش بین دو فاز و هم تغییرات رژیم جریان مورد توجه قرار می گیرد.

بدیهی است که نتایج حاصل از دسته سوم از دو دسته دیگر دارای دقت بیشتری می باشد و زمانی از دو دسته دیگر می توان استفاده کرد که فرضیات در نظر گرفته شده در آنها برای اعمال شرایط مورد نظر قابل قبول باشد.

روابط تجربی پیش بینی مقادیر افت فشار و مایع تجمع یافته در خطوط لوله افقی

۱- روش Lockhart-Martinelli

۲- روش Dukler

۳- روش Eaton

۴- روش Yocum

۵- روش Oliemans

۶- روش Soliman

۷- روش Behnia-Ilic

۸- روش Hughmark

۹- روش Beggs & Brill

۱۰- روش Guzhov et al.

روابط تجربی پیش بینی مقادیر افت فشار و مایع تجمع یافته در خطوط لوله شیب دار

۱- روش Flanigan

۲- روش Beggs & Brill

۳- روش Guzhov-Mamagev-Odishariga

۴- روش Mukherjee-Brill

۵- روش Gregory , Mandhane , Aziz Method

روابط تجربی پیش بینی مقادیر افت فشار و مایع تجمع یافته در خطوط لوله قائم

۱- روش Duns-Ros

۲- روش Orkiszewski

۳- روش Chierici-Ciucci-Sclocehi

۴- روش Aziz-Goier-Fogarasi

۵- روش Beggs & Brill

۶- روش Hagedron-Brown (بدون در نظر گرفتن رژیم جریان)

۷- روش Poettmann-Carpenter (بدون در نظر گرفتن لغزش بین فاز ها و رژیم جریان)

۸- روش Baxendell-Thomas (بدون در نظر گرفتن لغزش بین فاز ها و رژیم جریان)

۹- روش Fancher-Brown (بدون در نظر گرفتن لغزش بین فاز ها و رژیم جریان)

ارزیابی روش های پیش بینی کننده افت فشار

بر اساس مقایسه داده های آزمایشگاهی و نتایج حاصل از روابط تجربی در بین کلیه روش های تجربی مطرح شده برای محاسبه افت فشار روش های قابل اعتماد به صورت زیر گزارش شده اند:

- در لوله های افقی: روابط Duckler و Lockart-Martinell
- در لوله های شیب دار: بسته به شرایط مسئله فرق می کند .
- در لوله های قائم: روابط Hagedron-Brown و Beggs-Brill

از بین تمام روش های مطرح شده برای محاسبه میزان افت فشار در لوله های افقی ، شیب دار و قائم به غیر از روش Beggs-Brill بقیه روش ها نموداری بوده و لذا غیر قابل کد نویسی می باشند. نکته قابل توجه اینکه محاسبه افت فشار و میزان مایع تجمع یافته در روش Beggs-Brill در هر سه نوع لوله ها مشترک می باشد.

روش Beggs-Brill

در این روش ابتدا با فرض افقی بودن لوله نوع الگوی جریان را تعیین می کنند. برای هر الگو بر اساس ضرایب تجربی بدست آمده میزان نسبت سطح مقطع عبور مایع به کل سطح مقطع لوله تعیین می شود. سپس با استفاده از یک ضریب تصحیح برای لوله های غیر افقی میزان نسبت سطح مقطع عبور مایع به کل سطح مقطع لوله را تعیین می کنند. به منظور تعیین الگوی جریان در حالت افقی پارامتر های زیر مورد استفاده قرار می گیرند:

$$N_{Fr} = \frac{V_m^2}{gD} \quad \lambda_1 = \frac{V_{sl}}{V_m} \quad , \quad V_m = V_{sl} + V_{sg}$$

$$L_1 = 316\lambda^{0.302} \quad L_2 = 0.0009252\lambda^{-2.4684}$$

$$L_3 = 0.1\lambda^{-1.4516} \quad L_4 = 0.5\lambda^{-6.738}$$

با توجه به نوع رژیم جریان ضرایب d, e, f, g از جدول زیر تعیین می شوند:

Flow pattern	d	e	f	g
Segregated uphill	0.011	-3.768	3.5390	-1.6140
Intermittent uphill	2.96	0.3050	-0.4473	0.0978
Distributed uphill	$\Phi=1, C=0 \rightarrow HV=HH$			
All flow pattern down hill	4.700	-0.3692	0.1244	-0.05056

لازم به ذکر است وقتی رژیم جریان در منطقه انتقالی یا گذرا قرار می گیرد مقدار مایع تجمع یافته با استفاده از درون یابی معادلات رژیم جریان جدا شده و جریان متناوب به صورت زیر محاسبه می شود:

$$H_l(\text{Intermediate}) = AH_l(\text{segregated}) + (1 - A)H_l(\text{Distributed}), \quad A = \frac{L_3 - N_{Fr}}{L_3 - L_2}$$

نکته

هنگامیکه مخلوط نفت و گاز در داخل یک خط لوله جریان می یابند، فاز گاز به علت جرم ویژه و گرانشی پایین تر نسبت به فاز مایع، با سرعت بیشتری حرکت خواهد نمود. در جریان های دو فازی به عقب ماندگی و یا کندی سرعت حرکت فاز مایع نسبت به فاز گاز لغزش^۱ اطلاق می شود.

محاسبه افت فشار

الف) افت فشار ناشی از اصطکاک:

$$\left(\frac{-dP_F}{dL} \right) = \frac{f_{tp} \rho_n V_m^2}{2g_c D}$$

$$\lambda_l = \frac{Q_L}{Q_L + Q_G} \quad (\lambda_l : \text{Liquid fraction at inlet})$$

$$\mu_n = \mu_L \lambda_l + \mu_g (1 - \lambda_l), \quad \rho_n = \rho_L \lambda_l + \rho_g (1 - \lambda_l), \quad \text{Re} = \frac{\rho_n V_m D}{\mu_n}$$

$$V_m = V_{sl} + V_{sg} = \frac{Q_L + Q_G}{A_t} = \frac{Q_L + Q_G}{\frac{\pi}{4} D^2 \times 3600} \left(\frac{ft}{s} \right)$$

μ_n : ویسکوزیته در شرایط بدون لغزش و ρ_n : دانسیته در شرایط بدون لغزش

V_{sl} : سرعت ظاهری^۲ مایع و V_{sg} : سرعت ظاهری گاز

1 - Slippage
2 - Superficial Velocity

$$f_{ip} = f_n \frac{f_{ip}}{f_n} \quad f_n = \frac{1}{\left(2 \log \frac{Re}{4.5223 \log Re - 3.8215}\right)^2}$$

f_{ip} : ضریب اصطکاک جریان دو فازی و f_n : ضریب اصطکاک بدون لغزش

$$\frac{f_{ip}}{f_n} = \exp(s) \quad s = \frac{\ln Y}{-0.0523 + 3.182(\ln Y) - 0.8725(\ln Y)^2 + 0.01853(\ln Y)^4}$$

$$Y = \frac{\lambda_l}{H_l(\theta)^2} \quad s = \ln(2.2Y - 1.2) \quad \text{if } 1 < Y < 1.2$$

ب) افت فشار ناشی از شتاب جاذبه:

$$\left(\frac{-dP_G}{dL}\right)_{ele} = \frac{g}{g_c} \rho_s \sin \theta, \quad \rho_s = \rho_L H_l + \rho_G (1 - H_l)$$

$$\left(H_l = \frac{V_{sl}}{V_l}, \quad V_{sl} = \frac{Q_l}{A_l}, \quad V_l = \frac{Q_l}{A_l H_l}\right)$$

ρ_s : دانسیته در شرایط لغزش

ج) افت فشار ناشی از شتاب سیال

اگر چه به جز برای شرایط جریان رو به بالا، تغییرات فشار مربوط به شتاب، ناچیز است اما برای بدست آوردن این عبارت، با دقت زیاد، می توان از رابطه زیر استفاده کرد:

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_{acc} = \frac{\rho_s V_m V_{sg}}{g_c P} \left(\frac{dP}{dL}\right)$$

اگر عبارت شتاب به صورت زیر تعریف شود:

$$E_{acc} = \frac{\rho_s V_m V_{sg}}{g_c P}$$

افت فشار کلی جریان از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\left(\frac{dP}{dL}\right) = \frac{\left(\frac{dP}{dL}\right)_{ele} + \left(\frac{dP}{dL}\right)_f}{1 - E_{acc}}$$

مطالعات انجام شده توسط پالمر نشان داد که این روش مقادیر مایع تجمع یافته درون خط لوله جریان رو به بالا و خط لوله جریان رو به پایین را به صورت با اهمیتی بیش از حد پیش بینی می کند. بنابراین برای

داشتن درصد خطایی برابر با صفر، مقادیر مایع تجمع یافته پیش بینی شده در جریان رو به بالا و جریان رو به پایین به ترتیب باید در اعداد ۰/۹۲۴ و ۰/۶۸۵ ضرب شوند. هنگامی که از این ضرایب استفاده نشود، افت فشار کلی پیش بینی شده جریان بیشتر خواهد شد.

در محاسبه افت فشار ناشی از اصطکاک رابطه داده شده برای محاسبه ضریب اصطکاک، برای لوله های نرم می باشد و لذا برای خطوط لوله با زبری مناسب جهت تعیین ضریب اصطکاک جریان دو فازی باید از نمودار استاندارد مودی و یا رابطه مطابق با زیر استفاده کرد :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.74 - 2 \log \left(\frac{2\varepsilon}{D} + \frac{18.7}{N_{Re} \sqrt{f}} \right)$$

معرفی نرم افزار PIPESYS

با توجه به پیچیدگی محاسبات شبکه خطوط لوله، طراحی دقیق اندازه مشکل بنظر می رسد. معمولاً برای جبران خطای محاسبه افت فشار در طراحی، لوله با اندازه بزرگتری انتخاب می شود. در جریان های چند فازی این مسئله باعث افت دما و فشار بیشتر، افزایش ملزومات برای انتقال مایع و خوردگی بیشتر لوله خواهد شد. مدلسازی دقیق سیال از این مسائل جلوگیری کرده و نتیجه آن سیستم خط لوله با صرفه تری است. برای این کار می توان از مجموعه دانسته های تکنولوژی جریان تک فاز و چند فازی در قالب نرم افزار برای شبیه سازی دقیق و موثر جریان در خطوط لوله استفاده کرد. PIPESYS با قابلیت های فراوان در مدلسازی دقیق هیدرولیک خطوط لوله چنین نرم افزاری است. PIPESYS پس از نصب به صورت جزئی از نرم افزار HYSYS درآمده و به قابلیت های این نرم افزار مانند بانک داده های مواد و خواص سیال دسترسی دارد. مجموعه ای از تجهیزات داخل خط که برای ساخت خط لوله و آزمایش آن به کار می روند در PIPESYS پیش بینی شده است و به کمک آن می توان خطوط لوله ای را که در محیط ها و ارتفاعات مختلف سطح زمین کشیده شده اند مدلسازی کرد. نرم افزار PIPESYS از امکانات زیر برخوردار است :

- مدلسازی دقیق و تفصیلی جریان های تک فاز و چند فاز.
- محاسبه جزئیات پروفیل دما و فشار برای خطوط لوله ای که از زمین های ناهموار، چه در خشکی و چه در فلات قاره دریایی عبور می کنند.
- محاسبه فشار از ابتدای خط به انتها یا برعکس. مدلسازی اثرات تجهیزات داخل خط مانند ایستگاه های تقویت فشار گاز و تلمبه خانه ها، گرم کن، خنک کن، رگلاتورها و اتصالات شامل شیرآلات و زانویی.

- اجرای تجزیه و تحلیل های ویژه شامل :
 - پیش بینی لخته مایع حاصل از ارسال توپک (Pig)
 - پیش بینی حد سرعت برای سایش
 - ارزیابی حالت های حاد لخته سازی و آثار آن در لوله های عمودی و افقی
- محاسبات تحلیل حساسیت جهت تصمیم گیری در مورد وابستگی رفتار سیستم به هر پارامتر
- اجرای محاسبات سریع و موثر با بهینه کننده داخلی که محاسبات را بدون کاهش دقت به طرز چشمگیری تسریع می کند.
- مطالعه امکان افزایش ظرفیت خطوط موجود بر مبنای تاثیرات ترکیب مواد، خطوط لوله و شرایط اقلیمی .
- مدلسازی یک خط لوله یا شبکه خطوط به تنهایی یا به عنوان بخشی از تاسیسات کامل جمع آوری و فراورش (به کمک HYSYS)

مجموعه گسترده ای از روابط و مدل های محاسباتی مربوط به جریان های افقی، مایل، عمودی، پیش بینی رژیم جریان، سهم مایع (hold up) و افت فشار اصطکاکی در PIPESYS گنجانده شده است. روش اجرای محاسبات در PIPESYS از قابلیت انعطاف قابل ملاحظه ای برخوردار است.

نمونه هایی از کاربرد PIPESYS در عمل

- محاسبه پروفیل فشار براساس پروفیل معین دما، محاسبه هر دو پروفیل فشار و دما براساس شرایط یک سر لوله، محاسبه پروفیل فشار در جهت جریان یا برخلاف آن برای تعیین شرایط بالادست یا پایین دست.
- اجرای محاسبات مکرر برای رسیدن به یک شرط در ابتدای لوله و شرط دیگری در انتهای لوله مثلا محاسبه فشار بالادست و دمای پایین دست بر مبنای فشار پایین دست و دمای بالادست.
- محاسبه شدت جریان متناظر با شرایط معلوم بالادست یا پایین دست.

PIPESYS از لحاظ ظاهر شبیه HYSYS طراحی شده تا دسترسی به اطلاعات تسهیل شود. اما نظر به طراحی ماهرانه و در عین حال ساده آن حتی بدون آشنایی با HYSYS نیز می توان در مدت کوتاهی به آن خو گرفت.

تمرین

افت فشار کل خط لوله افقی با جریان دو فاز با مشخصات داده شده برای هر دو فاز را محاسبه نمایید.

$$Q_L = 14500 \frac{\text{gal}}{\text{day}} = 80.8 \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}} \quad Q_G = 166700 \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}} \quad (\text{Saturated})$$

$$SG_L = 0.6, \quad \mu_L = 0.136 \text{ CP}, \quad T_C = 564 \text{ }^\circ\text{R}, \quad P_C = 362 \text{ psia}$$

$$SG_g = 0.665, \quad \mu_g = 0.0123 \text{ CP}, \quad T_C = 372 \text{ }^\circ\text{R}, \quad P_C = 669 \text{ psia}$$

$$MW_L = 128.3$$

$$P_{G_m} = 900 \text{ psig} \quad P_{G_{avg}} = 865 \text{ psig}$$

$$T_{G_{avg}} = 60^\circ\text{F} = 520 \text{ R}$$

$$D = 4" \quad , \quad L = 11083 \text{ ft} \quad , \quad \Delta H = 143 \text{ ft}$$

حل مسئله:

الف) افت فشار ناشی از اصطکاک

$$Q_G = Q_{G_{saturated}} \times \frac{14.7}{P} \times \frac{T}{520} \times Z = 166700 \times \left(\frac{14.7}{865}\right) \times \left(\frac{520}{520}\right) \times 0.84 = 2380 \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}}$$

$$\lambda_l = \frac{Q_L}{Q_L + Q_G} = \frac{80.8}{80.8 + 2380} = 0.0328$$

$$\mu_n = \mu_L \lambda_l + \mu_g (1 - \lambda_l) = 0.136 \times 0.0328 + 0.0123 \times (1 - 0.0328) = 0.0164 \text{ CP} = 0.00001 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{sec}}$$

$$\left(1 \text{ CP} = 0.000672 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{sec}}\right)$$

$$\rho_n = \rho_L \lambda_l + \rho_g (1 - \lambda_l) = (0.6 \times 62.37 \times 0.0328) + (0.665 \times 0.076 \times 0.9672) = 1.2763 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$V_m = \frac{Q_L + Q_G}{\frac{\pi}{4} D^2 \times 3600} = \frac{80.8 + 2380}{\frac{\pi}{4} \times (0.3355)^2 \times 3600} = 7.74 \frac{\text{ft}}{\text{sec}}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho_n V_m D}{\mu_n} = \frac{1.2763 \times 7.74 \times 0.3355}{0.00001} = 331425.7$$

$$f_n = \frac{1}{\left(2 \log \frac{\text{Re}}{4.5223 \log \text{Re} - 3.8215}\right)^2} = \frac{1}{\left(2 \log \frac{331425.7}{4.5223 \times \log 331425.7 - 3.8215}\right)^2} = 0.0142$$

$$N_{Fr} = \frac{V_m^2}{gD} = \frac{7.74^2}{32.2 \times \left(\frac{4}{12}\right)} = 5.58$$

$$H_l(0) = \frac{0.98 \times \lambda_l^{0.4846}}{N_{Fr}^{0.0868}} = \frac{0.98 \times 0.0328^{0.4846}}{5.58^{0.0868}} = 0.161$$

$$Y = \frac{\lambda_l}{H_l(0)^2} = \frac{0.0328}{0.161^2} = 1.265 \quad \ln Y = 0.235$$

$$s = \frac{\ln Y}{-0.0523 + 3.182(\ln Y) - 0.8725(\ln Y)^2 + 0.01853(\ln Y)^4}$$

$$s = \frac{0.235}{-0.0523 + 0.7477 - 0.0481 + 0.000056} = 0.363$$

$$\frac{f_{ip}}{f_n} = \exp(s) = \exp(0.363) = 1.4376$$

$$f_{ip} = f_n \frac{f_{ip}}{f_n} = 0.0142 \times 1.4376 = 0.020422$$

$$\left(\frac{-dP_F}{dL} \right) = \frac{f_{ip} \rho_n V_m^2}{2g_c D \times 144} = \frac{0.020422 \times 1.2763 \times 7.74^2}{2 \times 32.2 \times \left(\frac{4}{12}\right) \times 144} = 0.0005 \text{ psi}$$

(ب) افت فشار ناشی از شتاب جاذبه:

$$\left(\frac{-dP_G}{dL} \right)_{ele} = \frac{g}{g_c} \rho_s \sin \theta = 0.6545 \times 143 / 11083 = 0.00844$$

$$\rho_s = \rho_L H_l + \rho_G (1 - H_l) = (0.6 \times 0.161) + (0.665 \times 0.839) = 0.6545 \frac{lb}{ft^3}$$

(ج) افت فشار ناشی از شتاب سیال:

$$\left(\frac{dP}{dL} \right)_{acc} = \frac{\rho_s V_m V_{sg}}{g_c P} \left(\frac{dP}{dL} \right)$$

$$V_{sg} = \frac{Q_G}{\frac{\pi}{4} D^2 \times 3600} = \frac{2380}{\frac{\pi}{4} \times (0.3355)^2 \times 3600} = 7.48 \frac{ft}{sec}$$

$$E_{acc} = \frac{\rho_s V_m V_{sg}}{g_c P} = \frac{0.6545 \times 7.74 \times 7.48}{32.2 \times 865 / 144} = 0.196$$

افت فشار کل خط:

$$\left(\frac{dP}{dL} \right) = \frac{\left(\frac{dP}{dL} \right)_{ele} + \left(\frac{dP}{dL} \right)_f}{1 - E_{acc}} = \frac{0.00844 + 0.0005}{1 - 0.196} = 0.0111 \text{ psi}$$

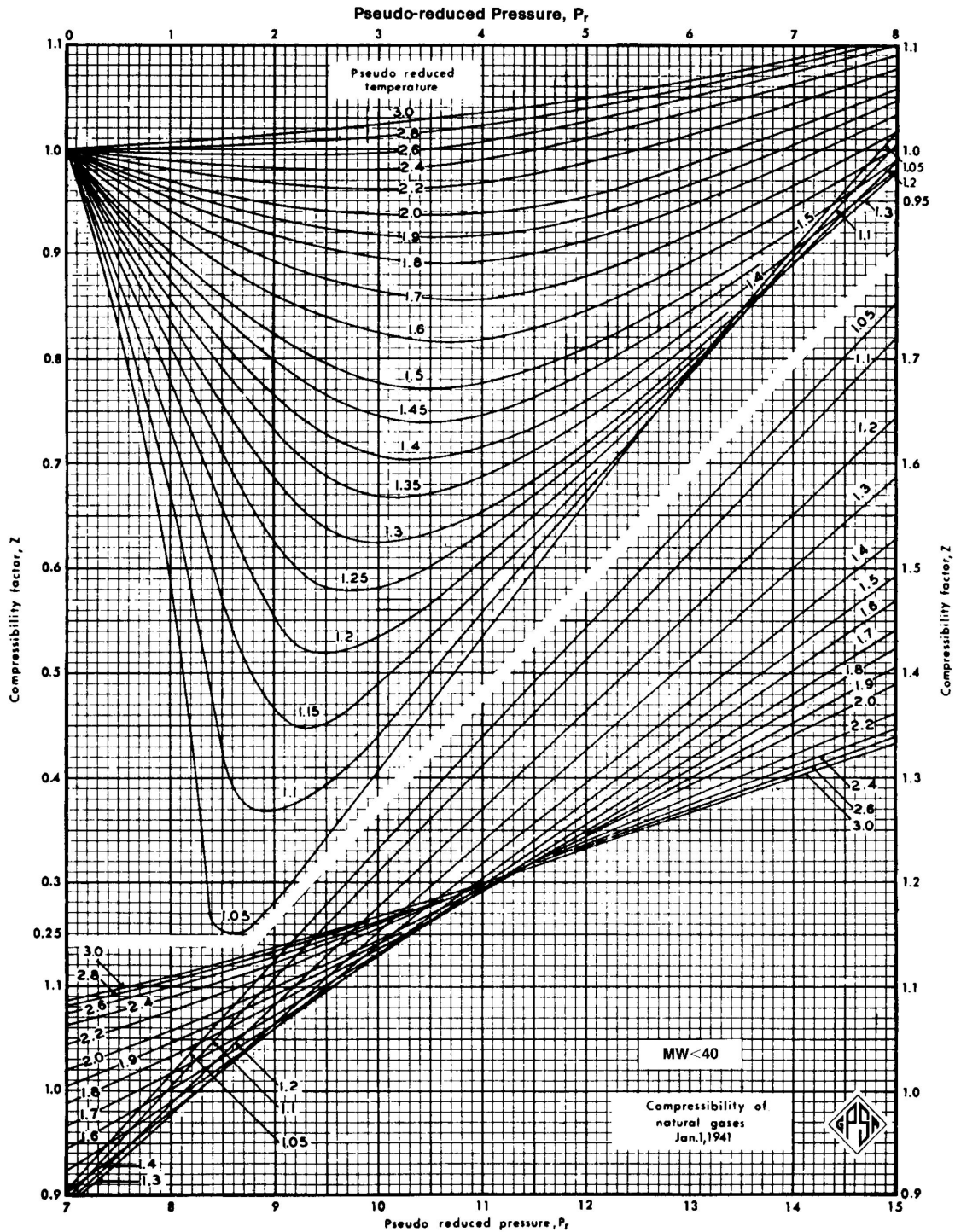
$$\Delta P = 0.0111 \times 11083 = 123.23$$

$$P_2 = P_1 - \Delta P = 900 - 123.23 = 776.77 \text{ psi}$$

$$\bar{P} = 900 + 776.77 / 2 = 838.385 \text{ psi}$$

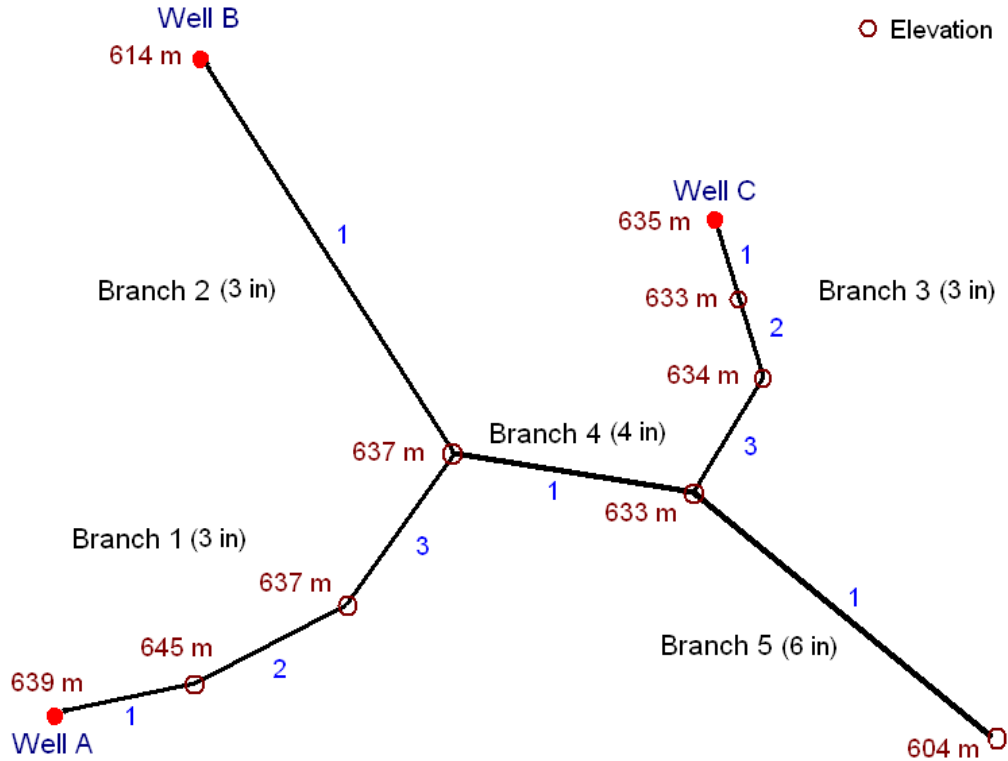
ضمیمه و:

نمودار مربوط به محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز (Z):



تمرین

سیستم جمع آوری و انتقال گاز از چاه های A، B و C مطابق نقشه زیر می باشد:



انشعاب	واحد	طول (ft)	ارتفاع (ft)
Branch 1	چاه A	---	۲۰۹۶
	لوله ۱	۹۴۵	۲۱۱۶
	لوله ۲	۱۱۱۰	۲۰۹۰
	لوله ۳	۱۰۵۶	۲۰۹۰
Branch 2	چاه B	---	۲۰۱۵
	لوله ۱	۲۸۲۲	۲۰۹۰
Branch 3	چاه C	---	۲۰۸۳
	لوله ۱	۵۲۸	۲۰۷۷
	لوله ۲	۳۳۴	۲۰۸۰
	لوله ۳	۶۷۰	۲۰۷۷
Branch 4	لوله ۱	۱۱۶۷	۲۰۷۷
Branch 5	لوله ۱	۲۱۱۰	۱۹۸۲

(در قسمت ارتفاع تمامی داده ها مربوط به ارتفاع قرارگیری انتهای خط لوله در پایین دست جریان است.)

آنالیز نسبی گازهای خروجی از هر سه چاه به شرح جدول ذیل هستند:

Mole Frac (Nitrogen)	0.0055
Mole Frac (CO ₂)	0.0225
Mole Frac (H ₂ S)	0.0154
Mole Frac (Methane)	0.6230
Mole Frac (Ethane)	0.2800
Mole Frac (Propane)	0.0163
Mole Frac (i-Butane)	0.0043
Mole Frac (n-Butane)	0.0082
Mole Frac (i-Pentane)	0.0042
Mole Frac (n-Pentane)	0.0041
Mole Frac (n-Hexane)	0.0066
Mole Frac (heptan ⁺)	0.0099

Well A		
Temperature	105.0	F
Pressure	1060	psia
Molar Flow	8.600	MMSCFD

Well B		
Temperature	120.0	F
Pressure	---	psia
Molar Flow	7.400	MMSCFD

Well C		
Temperature	125.0	F
Pressure	---	psia
Molar Flow	10.10	MMSCFD

- ترکیبات سنگین جریان های گاز (C_7^+) دارای جرم مولکولی ۱۲۲ و دانسیته $\frac{kg}{m^3}$ ۷۶۰ می باشد.
- تمامی خطوط لوله از جنس استیل Schedule 40 بدون عایق و به عمق ۳ فوت در زیر خاک مدفون هستند.
- دمای محیط را برابر ۴۰ درجه فارنهایت در نظر بگیرید.
- برای شبیه سازی از معادله پنگ رابینسون استفاده نمایید.

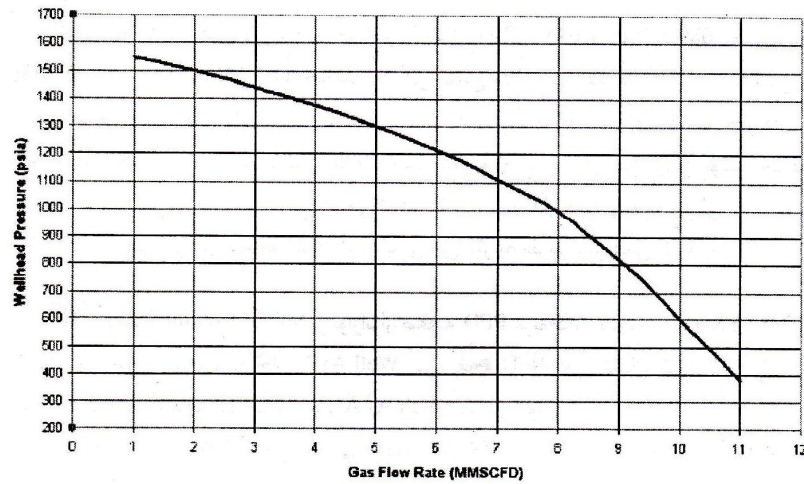
سؤال: به کمک نرم افزار PIPESYS؛

- فشار چاه های B و C را گزارش نمایید.
- فشار چاه A را به گونه ای تنظیم نمایید تا فشار پایین دست خروجی از Branch 5 برابر ۱۰۰۰ psig باشد. فشار چاه های A، B و C را گزارش نمایید.
- به کمک نمودار های عملکرد چاه های A، B و C، مقدار دبی های هر سه چاه را در برنامه شبیه سازی اصلاح نمایید.
- اگر یک کمپرسور دو مرحله ای با توان BHP=1000 hp در مسیر Branch 5 اضافه نمایید چه تغییری در فشار و دبی جریان های هر سه چاه رخ خواهد داد؟ (دمای خروجی کمپرسور و بیشترین دمای بین مرحله ای را برابر ۱۰۰ درجه فارنهایت در نظر بگیرید. بازدهی آدیاباتیک کمپرسور را در حالت انتخاب پیش فرض نرم افزار قرار داده و بازدهی مکانیکی آن را برابر ۰/۹۵ در نظر بگیرید. افت فشار بین مرحله ای را هم برابر ۱۰ psi فرض نمایید).

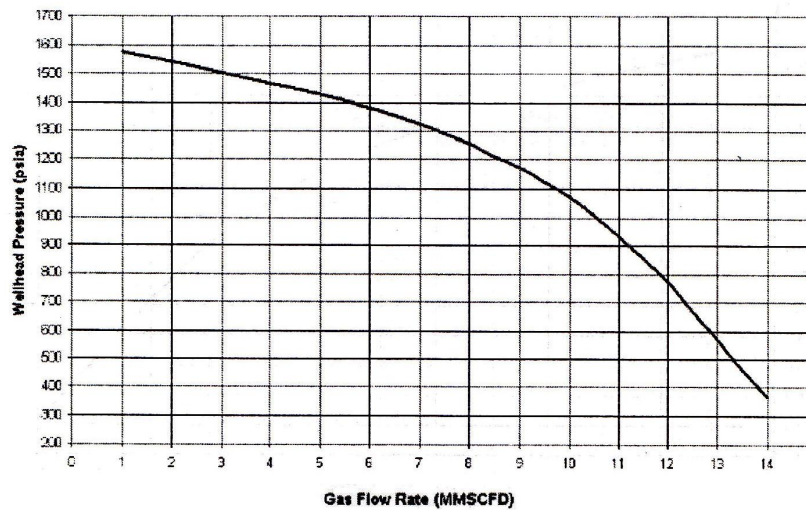
Wellhead Performance Curve for Well A



Wellhead Performance Curve for Well B



Wellhead Performance Curve for Well C





طراحی تجهیزات فرآیندی

جلسه نهم

- معرفی پمپ ها
- محاسبات پمپ های سانتریفیوژ و حل مثال

۶: پمپ ها

برای انتقال مایعات از پمپ استفاده می شود. پمپ ها دستگاه هایی هستند که به سیال انرژی می دهند. ولی توربین وسیله ایست که انرژی از سیال می گیرد و آنرا به انرژی الکتریکی تبدیل می کند. در مورد پمپ انرژی پمپ به سمت چپ رابطه برنولی اضافه می شود اما در مورد توربین انرژی توربین به سمت راست معادله برنولی اضافه می شود.

پمپ :

$$H_p + \frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_f$$

توربین :

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + H_T + h_f$$

۶-۱: پمپ سانتریفوژ

اصول اساسی کار کلیه پمپهای سانتریفوژ بر اساس استفاده از نیروی گریز از مرکز پایه ریزی شده است. هر جسمی که در یک مسیر دایره ای حرکت کند تحت تاثیر نیروی گریز از مرکز واقع می شود. جهت نیروی گریز از مرکز طوری است که همواره تمایل دارد که جسم را از محور یا مرکز دوران دور می سازد.

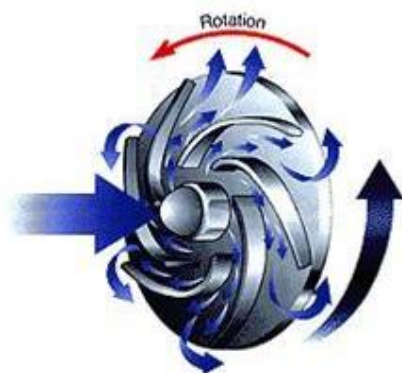


شکل (۶-۱): نمونه پمپ سانتریفوژ افقی

قطعه دواری که داخل پوسته پمپ وجود دارد با حرکت سریع خود موجب گردش سیال می گردد. در نتیجه این عمل، سیال تحت تاثیر نیروی گریز از مرکز واقع شده و از مجرای خروجی خارج می گردد. در نتیجه ایجاد خلا نسبی، فشار اتمسفر باعث ورود سیال به بدنه پمپ می گردد. قطعه دواریکه در داخل پمپ های گریز از

مرکز قرار دارد پره نامیده می شود. مجرای ورودی یا مکش سیال در مرکز پره قرار داشته و مجرای خروجی در پیرامون بدنه واقع شده است.

بسته به نوع و کاری که از پمپ انتظار می رود، تعداد پره ها بین ۱ تا ۹ یا بیشتر تغییر می کند. به عنوان مثال از پروانه های با تک پره نیمه باز در بسیاری از پمپهای صنعتی قوی که با مایعات غیر یکنواخت و تصفیه نشده همراه با رسوبات و ذرات معلق، سروکار دارند، استفاده می شود. از پره های باز نیز برای پمپاژ سیالاتی که دارای ماده خارجی اضافی بیشتری هستند به کار می رود.



شکل (۶-۲): نمونه پره نیمه باز در یک پمپ سانتریفیوژ

۶-۱-۱: انواع پمپ های سانتریفیوژ

۱- پمپ های یک مرحله ای

این پمپ ها بیشتر برای مواردی استفاده می شوند که ارتفاع خروجی، کم یا متوسطی مورد نظر باشد. می توان با استفاده از یک پمپ یک مرحله ای به ارتفاع خروجی حدود ۱۰۰ فوت دست پیدا کرد در حالیکه عملاً وقتی ارتفاع بیش از ۲۵۰ تا ۳۰۰ فوت مورد نظر باشد بهره گیری از پمپ های چند مرحله ای عاقلانه تر است.

۲- پمپ های چندمرحله ای

این پمپ ها قادرند مایع را تا ارتفاع نسبتاً زیاد پمپاژ نموده و فشار قابل توجهی را نیز در اختیار بگذارند. بسته به اندازه و ارتفاع پمپاژ، آنها را به صورت دو مرحله یا چند مرحله طراحی می کنند. با وجود اینکه همه پروانه ها به یک محور واحد متصل بوده و در داخل یک بدنه واقع شده اند هر مرحله را می توان عمل یک پمپ مجزا فرض کرد. برای مثال در داخل یک بدنه می توان از ۸ مرحله متفاوت

استفاده نمود. در اولین مرحله سیال منبع مورد نظر مستقیماً از طریق مجرای ورودی تحویل گرفته شده و فشار آن به اندازه فشار ناشی از یک پمپ تک مرحله ای افزایش می یابد و به مرحله بعدی ارجاع می شود. در هر مرحله، فشار کمی زیاد می شود تا جاییکه فشار و حجم آب خروجی به میزانی که مورد نظر است برسد و مراحل خاتمه یابد.

۶-۱-۲: مزایای پمپ سانتریفیوژ:

ارزانی، سبکی، سادگی ساختمان، تنوع جنس و نوع پروانه و محفظه، هزینه کم تعمیرات، کار در دور بالا و قابلیت اتصال مستقیم به الکتروموتور، جریان خروجی یکنواخت، دبی بالا، اشغال فضای کم، پمپاژ سیالات دوغابی از جمله مزایای این پمپها به شمار می روند. دامنه کاربرد پمپ های سانتریفیوژ بسیار وسیع بوده و در صنایع شیمیایی، کاغذسازی، صنایع غذایی و لبنیات، فلزات مذاب، آب و فاضلاب، دفع مواد زائد، نفت و پتروشیمی و دیگر موارد به کار می روند.

۶-۱-۳: معایب پمپ سانتریفیوژ

- ۱- از مهمترین محدودیتهای پمپهای سانتریفیوژ گرانروی مایعی است که با آنها پمپ می شود که نمی تواند بیش از ۵۲۰ تا ۷۶۰ سانتی استوک باشد (البته حد متعارف عدم استفاده از آنها حدود CS_t ۲۰۰ است).
- ۲- این پمپها، به غیر از سرعتهای بسیار زیاد (10000 rpm) یا استفاده از پمپ های چند مرحله ای، نمی توانند هدهای بالا تولید کنند.
- ۳- در دبی بالا، راندمان کمی دارند.
- ۴- اغلب دارای قابلیت Self-priming نیستند و احتیاج به آببندی دارند.
- ۵- مشکل کاویتاسیون آنها را تهدید می کند.

۶-۱-۴: انتخاب پمپ سانتریفیوژ با ظرفیت بالاتر

مقدار مایعی که پمپ در واحد زمان جابجا می کند، ظرفیت پمپ می باشد که بر حسب مثلاً گالن بر دقیقه بیان می گردد. ظرفیت پمپ با افزایش سرعت دورانی افزایش می یابد و در واقع با سرعت در ارتباط است. اما همواره فقط تغییر سرعت عامل افزایش ظرفیت نمی باشد. ظرفیت پمپ با افزایش قطر پروانه هم بیشتر می شود زیرا سرعت مماسی آن بالاتر می باشد. وقتی که مایع با سرعت زیاد از پروانه جدا شده و وارد بدنه

حلزونی پمپ می شود، در آنجا سرعت به فشار تبدیل شده و فشار خروجی زیاد می شود پس افزایش سرعت مماسی باعث افزایش فشارخروجی پمپ می شود. بنابراین برای افزایش ظرفیت پمپ می توان سرعت دورانی پمپ را افزایش داد و یا با ثابت ماندن سرعت دورانی، پروانه ای بزرگتر بکار برد.

۵-۱-۶: کنترل پمپهای سانتریفوژ

- حداکثر فشار خروجی^۱:

مقدار این فشار با رابطه زیر به دست می آید:

$$P = P_{1\max} + \%125\Delta P @ Q_{\max}$$

- در خروجی پمپ سانتریفوژ یک شیر فشار شکن نصب می شود تا مانع از افزایش فشار در قسمت تخلیه پمپ شود.
- کنترل ظرفیت پمپ با برگشت دادن درصدی از مایع پمپاژ شده به خط ورودی پمپ هم قابل انجام است که این شیوه در پمپ جابجایی مثبت بیشتر صورت می گیرد زیرا در این پمپها شیر فشار شکن پاسخگو نیست (زیرا در صورت انسداد مسیر خروجی پمپ، فشار بسیار زیادی به خط خروجی اعمال می گردد).
- راه دیگر تنظیم ظرفیت، کنترل سرعت گردش و توان انتقال داده شده از درایور به پمپ است که از این شیوه در پمپهای دارای درایور توربینی می توان استفاده کرد.
- حداقل جریان برگشتی (Minimum flow): در صورتی که حداقل جریان پمپ در مکش آن تأمین نگردد، تمام توان پمپ به حرارت تبدیل می شود که این حرارت هم به نوبه خود منجر به تبخیر مایع و آسیب رسیدن به پمپ و توقف عملیات آن می شود. لذا از طریق یک جریان برگشتی، یک شاخه از خروجی جدا کرده و به ورودی متصل می کنند تا مقداری از جریان خروجی برگشت داده شود و پمپ هرگز با کمبود دبی ورودی مواجه نشود. در محاسباتی که به این منظور انجام می شود، فرض می شود که تمام توان پمپ به حرارت تبدیل می گردد و بعد تعیین می شود که به ازای برگشت دادن چه مقدار از دبی خروجی، دما در پمپ حداکثر به میزان ۱۵ درجه فارنهایت افزایش خواهد یافت؟ مسیر جریان برگشتی هنگام راه اندازی پمپ هم مورد استفاده قرار می گیرد. تدابیر حداقل جریان برگشتی بویژه

1 - Pump shut off pressure

برای زمانی که مایع فشار بخار کمی دارد یا در نزدیکی نقطه جوش خود قرار دارد، مانند پمپ خوراک بویلر، و نیز در دماهای بالای 230°C اهمیت بیشتری پیدا می کند.

۶-۲: پمپ های جابجایی مثبت

استفاده از این پمپها محدود و خاص می باشد و جنبه عمومی ندارد. زمانی که نیاز به دبی ثابتی باشد (سیستم پمپاژ با ظرفیت ثابت) می توانند گزینه خوبی باشند. این پمپها دارای دو خانواده بزرگ هستند که عبارتند از:

۱- پمپهای رفت و برگشتی یا تناوبی^۱:

در این پمپها انتقال انرژی از آنها به سیال به صورت پریودیک و دوره‌ای می‌باشد. نیروی محرکه این نوع پمپها نیز غالباً توسط موتورهای الکتریکی تامین می‌گردد. در این نوع پمپها حرکت چرخشی میل لنگ تبدیل به حرکت رفت و آمدی پیستونی در یک سیلندر می‌شود. با عقب رفتن پیستون در سیلندر ایجاد مکش شده و در نتیجه مایع از طریق یک شیر ورودی داخل سیلندر می‌گردد. با حرکت پیستون به طرف جلو دریچه ورودی بسته و مایع از طریق شیر خروجی به خارج هدایت می‌گردد. شیرهای ورودی و خروجی یکطرفه بوده و طوری ساخته شده اند که در مراحل رفت و آمد پیستون، از ورود مایع داخل سیلندر به قسمت کم فشار و بالعکس ممانعت شود. مزیت مهم این پمپها اولاً هد بالایی است که تولید می کنند و ثانیاً راندمان بالایی است که دارند. راندمان حجمی این پمپها می تواند بین ۵۰ تا ۹۸ درصد باشد (که غالباً بین ۸۵٪ تا ۹۵٪ می باشد).

۲- پمپهای دورانی^۲:

این پمپها اگرچه دوار هستند ولی دارای پروانه نیستند بلکه قطعات چرخ دنده ای یا مارپیچی در آنها وجود دارد که مایع در بین زوائد آنها به دام می افتد، فشرده می شود و با فشار به بیرون رانده می شود. این پمپها بویژه برای مایعات دارای ویسکوزیته بالا مناسب هستند راندمان مکانیکی این پمپها حدوداً بین ۸۰٪ تا ۸۵٪ است. این پمپها معمولاً تا فشار ۳۵ bar و دبی تا $1100\text{ m}^3/\text{h}$ را می توانند فراهم نمایند.

1 - Reciprocating
2 - Rotary

۶-۳: انتخاب درایور پمپ ها

انواع درایور عبارتند از:

۱- موتور الکتریکی: هم سرعت و هم راندمان بالا دارند ولی ایراد آنها این است که نمی توان سرعت آنها را با بار ورودی متناسب نمود. برای اکثر پمپهای سانتریفوژ موتورهای الکتریکی synchronous با دور rpm ۲۹۰۰ و فرکانس ۵۰ هرتز بکار می روند. اگر یک پمپ دارای موتور الکتریکی باشد تا ۲۵٪ بیشتر از فشار Rated آن می توان دست یافت.

۲- توربین بخار: اگرچه راندمان پایینی دارند ولی سرعت قابل تنظیم با بار دارند و به عنوان پشتیبان الکتروموتورها در نظر گرفته می شوند. توربین بخار بیشتر برای پمپ های خوراک بویلر بکار می روند زیرا بخار در دسترس است و انتخاب توربین بخار اقتصادی است. اگر یک پمپ دارای توربین بخار باشد تا ۳۸٪ بیشتر از فشار Rated آن می توان دست یافت.

۳- توربین گازی

۴- موتورهای احتراق داخلی

اتصال درایورها به پمپ می تواند به سه روش انجام شود:

۱- روش مستقیم:

در این حالت لازم نیست پمپ و موتور را تراز کنیم. در این نوع اتصال دما باید کمتر از ۹۳ درجه سانتی گراد باشد و هر جا که ممکن باشد باید از این نوع اتصال استفاده شود.

۲- روش کوپلینگ:

تراز کردن سیستم لازم است و تعمیرات پمپ و موتور می تواند مجزا از هم و بدون نیاز به باز کردن دیگری انجام شود.

۳- روش تسمه ای:

تراز کردن سیستم لازم است و تعمیرات پمپ و موتور می تواند مجزا از هم و بدون نیاز به باز کردن دیگری انجام شود.

۶-۴: محاسبات فرایندی پمپ های سانتریفوژ

همانطور که گفته شد در پمپ سانتریفوژ بر اساس نیروی گریز از مرکز می توان مایعات را از نقطه ای به نقطه دیگر انتقال داد. پروانه پمپ تحت حرکتی دورانی، قطرات مایع را از مرکز به خارج پرتاب می کند و به عبارتی به مایع سرعت (انرژی جنبشی) می دهد که این سرعت در لبه پروانه ها به حداکثر خود می رسد. اما چون هدف یک پمپ افزایش فشار است، سرعت قطرات مایع که بالا می باشند در برخورد با پوسته پمپ، به فشار (انرژی پتانسیل) تبدیل می شوند.

۶-۴-۱: انتخاب ضریب اطمینان^۱ پمپ سانتریفوژ

به درصد تفاوت دبی نرمال و دبی طراحی اصطلاحاً ضریب اطمینان پمپ گفته می شود. برای پمپهای تا ۷/۵ kW (۱۰ اسب بخار) ضریب اطمینان ۲۰ درصد، برای پمپهای بین ۷/۵ kW تا ۴۰ kW (۱۰ تا ۵۵ اسب بخار) ضریب ۱۵ درصد و برای توان های بالاتر ضریب ۱۰ درصد لحاظ می گردد.

در یک تقسیم بندی دیگر ضریب اطمینان برای پمپهای جابجایی مثبت معمولاً ۱۵٪، پمپ رفلکس ۲۰٪، پمپ های Utility ۱۰٪، پمپ های Loading ۱۰٪، پمپ های انتقال به مخازن ذخیره ۱۵٪، پمپهای تزریق مواد شیمیایی ۳۰٪ و برای سایر پمپها ۱۰٪ متداول است. بعد از لحاظ کردن این ضرایب است که می توان توان پمپ را به دست آورد.

۶-۴-۲: محاسبات سرعت مخصوص یا عدد شکل پمپ^۲

در محدوده مشخصی از سرعت مخصوص، یک پمپ دارای راندمان بهینه است. با توجه به سرعت مخصوص پمپها در مورد تعداد پمپ های لازم تصمیم گیری می شود. سرعت مخصوص ارتباطی به اندازه پمپ ندارد و در مقایسه طراحی های مختلف پمپ می تواند مفید واقع شود. سرعت مخصوص تشابه هندسی پمپ ها را نشان می دهد و ملاکی برای دسته بندی رفتاری پمپهای سانتریفوژ است. سرعت مخصوص پمپ ها با N_s نمایش داده می شود و از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$N_s = \frac{\omega \cdot Q^{0.5}}{H^{0.75}}$$

1 - Safe margin or rated

2 - Specific speed or Shape number

که در آن:

ω : سرعت دورانی پمپ بر حسب rpm

Q : دبی جریان بر حسب ($m^3/h, l/s, m^3/min, US\ gpm, British\ gpm$)

H : هد پمپ بر حسب (m, ft)

در محاسبه سرعت مخصوص تبدیل واحد بین سیستم US (gpm) و سیستم متریک (m^3/h) به صورت زیر است:

$$N_s (US) = 1.63 N_s (metric)$$

$$N_s (Metric) = 0.614 N_s (US)$$

$$N_s (Metric) = 0.67 N_s (British)$$

اگر پمپ چند مرحله ای باشد باید کل هد را بر تعداد مراحل تقسیم کرد و به عنوان H در فرمول قرار داد و اگر پمپ دومکشی باشد باید نصف دبی را در رابطه قرار داد. لازم به ذکر است که مقادیر هد و دبی باید مربوط به نقطه بهینه عملکرد پمپ (BEP) باشند.

با محاسبه سرعت مخصوص می توانیم نوع پمپ سانتریفوژی مناسب را برای کاربرد مورد نظر انتخاب نماییم. برای این کار به ترتیب زیر عمل می کنیم:

- اگر سرعت مخصوص کم باشد ($N_s < 80$)، به پمپی با هد بالا و دبی کم نیازمندیم (مانند پمپ با جریان شعاعی).
- اگر سرعت مخصوص بالا باشد ($N_s > 80$)، به پمپی با هد کم و دبی بالا نیازمندیم (مانند پمپ با جریان محوری).
- اگر سرعت مخصوص متوسط باشد ($80 \leq N_s \leq 180$)، به پمپی با هد و دبی هم سنگ نیازمندیم (مانند پمپ با جریان مختلط).

با توجه به مطالب فوق می توان دریافت که با داشتن N_s می توانیم برخی ویژگیهای یک پمپ، مانند شکل پروانه، شکل منحنی مشخصه ($H-Q$ و $P-Q$)، راندمان و .. را پیش بینی کنیم. مثلاً در سرعت مخصوص کم، قطر پروانه زیاد و عرض آن کم و راندمان پمپ هم کم است ولی در سرعت مخصوص بالا، قطر پروانه کم و عرض آن زیاد و راندمان پمپ هم زیاد است.

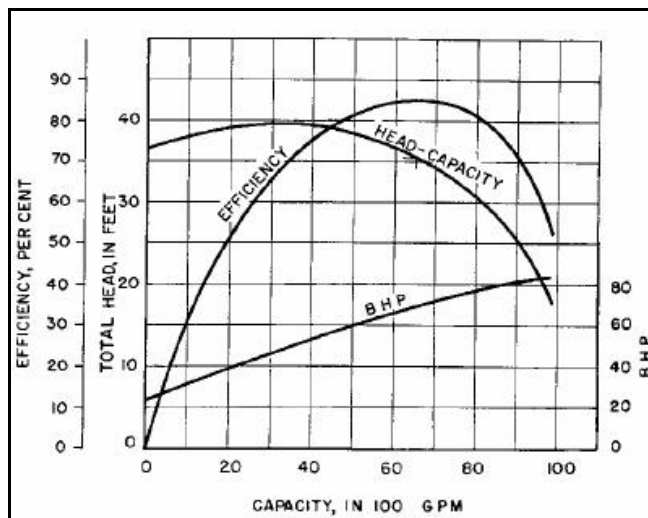
۶-۴-۳: محاسبات توان پمپ سانتریفوژ

توان هیدرولیک (یا توان theoretical) و توان ترمزی^۱ پمپ (یا BHP) از روابط زیر محاسبه می شوند. توان ترمزی، توان اعمال شده روی محور (Shaft) پمپ است.

$$P_H = \frac{\Delta P \cdot Q}{1000} = \frac{\gamma \cdot H \cdot Q}{1000} \quad \left(P : (\text{kw}); Q : \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right); H : (\text{m}); \eta < 1 \right)$$

$$P_b = \frac{P_H}{\eta}$$

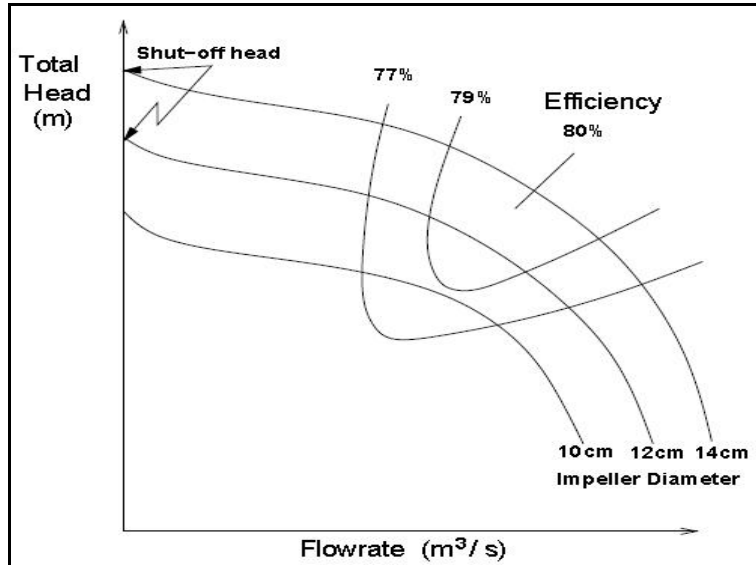
یک از دلایل محاسبه توان پمپ این است که بتوان میزان برق مصرفی واحد را پیش بینی کرد. برای پمپهای سانتریفوژ، در کنار منحنی عملکرد، منحنی توان هم از طرف سازنده ارائه می شود که در آن توان ترمزی ارائه می شود.



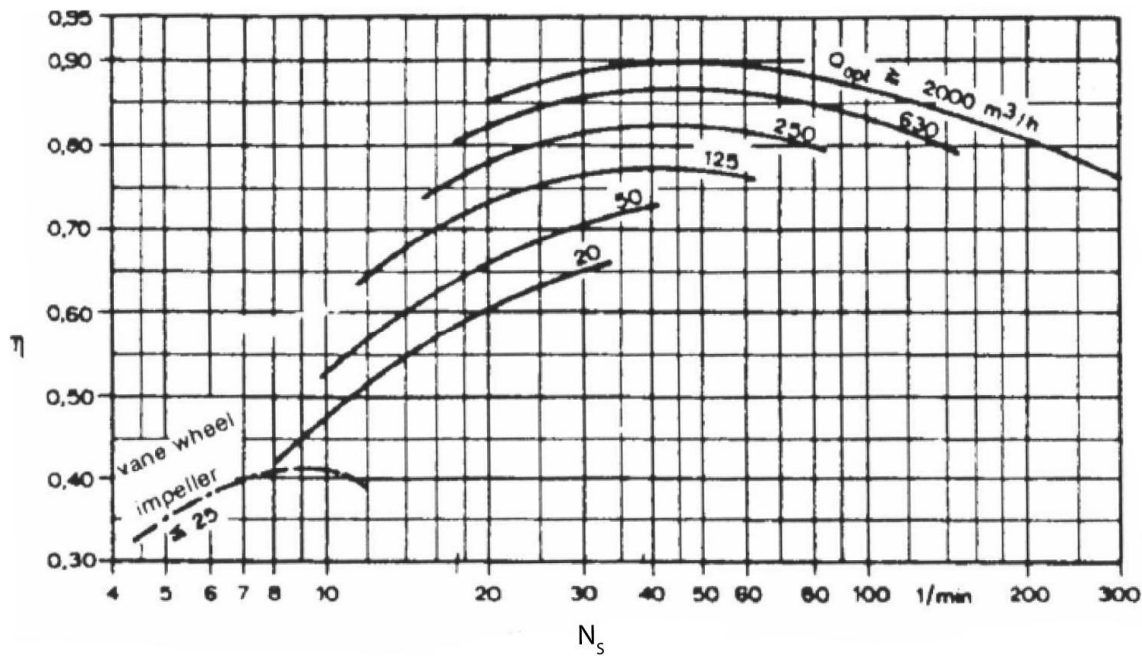
۶-۴-۴: راندمان پمپ های سانتریفوژ

اهمیت راندمان پمپها قبل از هر چیز به کاستن از هزینه های جاری بر می گردد زیرا هرچه یک پمپ دارای راندمان بالاتری باشد با دریافت انرژی کمتری قادر به کار خواهد بود. می توان گفت در پمپهای سانتریفوژ راندمان تابع ظرفیت (دبی) پمپ و سرعت مخصوص پمپ می باشد. راندمان با دبی رابطه دوگانه ای دارد که در بخش اعظم آن این رابطه مستقیم است. با افزایش دبی سهم انرژی اتلاف شده در مقایسه با کل انرژی داده شده کوچکتر می شود ولی اگر دبی از حد خاصی فراتر رود مطابق شکل زیر راندمان دوباره کاهش می یابد.

1 - Brake Horse Power



راندمان با سرعت مخصوص رابطه ای دوگانه دارد. راندمان برای $N_s < 50$ رابطه مستقیم و برای $N_s > 50$ رابطه معکوس دارد. شکل زیر بیانگر این ارتباط است.



در این شکل همچنین می توان حدود سرعت مخصوص مجاز برای یک دبی خاص را هم استخراج نمود که در انتخاب تعداد مراحل بهینه (m) برای یک پمپ سانتریفوژ به ما کمک می کند به این ترتیب که به ازای یک هد خاص، سرعت مخصوص را محاسبه می کنیم که اگر در محدوده مجاز قرار نداشت یا اینکه راندمان پمپ به

ازای آن خیلی کم بود، به ترتیب به ازای $m=2$ ، $m=1$ ، و ... از رابطه زیر سرعت مخصوص مجاز و راندمان را محاسبه می کنیم و تعداد مراحل را که دارای راندمان مناسب باشد انتخاب می کنیم.

$$N_s = \frac{\omega \cdot Q^{0.5}}{\left(\frac{H}{m}\right)^{0.75}}$$

بدیهی است منظور از راندمان مناسب این است که هزینه ها و موجود بودن پمپی با تعداد مراحل محاسبه شده در بازار هم باید در نظر گرفته شود. مثلاً اگر به ازای یک مرحله بیشتر، تنها ۱ یا ۲ درصد راندمان بالاتر رود، ارزش ندارد ولی اگر به ازای افزایش یک مرحله ۶ یا ۷ درصد راندمان بالا رود، بهتر است که تعداد مراحل را زیاد کنیم. بنابراین می توان نتیجه گرفت با در اختیار داشتن دبی و سرعت مخصوص، راندمان کلی پمپ را می توان حدس زد.

در خصوص پمپها چند نوع راندمان به شرح زیر تعریف می شود:

۱- راندمان هیدرولیک

هد واقعی پمپها از هد تئوری آنها کمتر است، راندمان هیدرولیک (E_h) بصورت زیر تعریف می شود:

$$\eta_h = \frac{H_R}{H_T}$$

این راندمان کاربرد چندانی در محاسبات ندارد و معمولاً برای پمپ سانتریفوژ بین ۶۰ تا ۸۰ درصد است.

۲- راندمان حجمی

از آنجایی که ممکن است مقداری از مایع پمپ شده از فاصله لقی^۱ بین پروانه و بدنه پمپ، به علت کم بودن فشار در این فاصله، به قسمت مکش پمپ برگشت کند، لذا حجم مایع در خروجی پمپ کمتر از حجم ورودی آن خواهد بود. راندمان حجمی پمپ بصورت زیر تعریف می شود:

$$\eta_v = \frac{Q_d}{Q_d + Q_L}$$

در این رابطه Q_d دبی واقعی در قسمت تخلیه پمپ و Q_L حجم مایع برگشتی می باشد. این راندمان کاربرد چندانی در محاسبات ندارد.

1 - Clearance

۳- راندمان مکانیکی

با توجه به اینکه مقداری از انرژی داده شده به مایع به خاطر وجود اصطکاک در قطعات مکانیکی پمپ (نظیر: یاتاقانها، سیستم آب بندی و...) اتلاف می شود، از این رو بازدهی مکانیک پمپ بصورت زیر تعریف می شود:

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_b + P_f}$$

۴- راندمان کلی پمپ

در یک نگاه کلی چون نمی توان کل توان داده شده به پمپ را در غالب هد فشاری مایع خروجی بازیابی کرد، لذا راندمان کلی (E_p) که برابر است با کل توان داده شده به سیال (توان هیدرولیک) تقسیم بر توان ترمزی پمپ که بصورت زیر تعریف می شود. (این راندمان حاصل ضرب سه راندمان قبلی است).

$$\eta_p = \frac{P_h}{P_B} = \eta_h \times \eta_v \times \eta_m$$

$$\eta_p = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{33000 \times \text{break HP}} \quad (H : \text{feet} , Q : \frac{\text{gal}}{\text{min}}) , \quad (1 \text{HP} = 550 \frac{\text{ft} \cdot \text{lb}}{\text{s}})$$

۶-۴-۵: محاسبات هد پمپ سانتریفوژ

انرژی جرم مایع می تواند به شکل ارتفاع، فشار یا حرارت بیان شود که هد ارتفاع کاربرد بیشتری دارد و عموماً از آن استفاده می شود و در واحد m یا ft بیان می شود. علت اینکه به جای فشار، از هد ارتفاع برای بیان قابلیت پمپ استفاده می شود این است که سازندگان بتوانند ویژگی ها و منحنی های عملکرد پمپها را فارغ از دانسیته و سایر خواص فیزیکی مایعات معرفی نمایند، چرا که در غیر این صورت می بایست برای هر سیال منحنی مربوط به آن ارائه می شد.

هد به قطر ظرف بستگی ندارد ($P = \rho gh$). برای به دست آوردن هد کل در یک سیستم که در حقیقت تفاضل هد های دو طرف پمپ است، اساس کار، نوشتن موازنه انرژی در دو طرف پمپ است که رابطه برنولی هم نامیده می شود.

$$H_T = Z_2 - Z_1 + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + h_s$$

بر این اساس چهار نوع هد داریم:

۱- هد استاتیک^۱:

هد استاتیک به ارتفاع مایع در ورودی پمپ گفته می شود. اگر دهانه پمپ بالاتر از سطح مایع در مخزن باشد، Z منفی و اگر دهانه پمپ پایین تر از سطح مایع در مخزن باشد، Z مثبت است. دهانه پمپ همیشه به عنوان خط مرجع^۲ لحاظ می گردد.

۲- هد استاتیک کل:

مجموع هدهای ارتفاع ستون مایع و هد فشار مطلق مایع را هد استاتیک کل می نامند و علت استفاده از کلمه استاتیک این است که این هدها، هر دو مستقل از دبی هستند. هد استاتیک و هد فشاری با تغییر دبی، تغییر نمی کنند.

$$H_s = Z_2 - Z_1 + \frac{P_2 - P_1}{\gamma}$$

۳- هد دینامیک (هد سرعت یا هد انرژی جنبشی):

هد دینامیکی به صورت زیر نمایش داده می شود:

$$H_d = \frac{V^2}{2g}$$

۴- هد اصطکاک^۳:

این هد معرف انرژی لازم برای غلبه بر افتهای ناشی از لوله، شیر و اتصالات است. رابطه زیر بیانگر مقدار آن است.

$$h_f = KQ^n \quad n_{\text{Laminar}} = 1 \quad ; \quad n_{\text{Turbulent}} = 1.85 \sim 2$$

در جریان متلاطم بیشتر از n=2 استفاده می شود. البته اتلاف انرژی تنها ناشی از اصطکاک نیست بلکه می تواند ناشی از جریان گردابی^۴ و جریان گردشی^۵ هم باشد. روش محاسبه هد اصطکاک استفاده از رابطه داریسی ویسباخ می باشد که در آن علاوه بر به دست آوردن افتهای ناشی از اصطکاک در لوله ها، برای افتهای ناشی از شیرها و اتصالات هم طول معادل تعریف می شود. البته اگر خواهان راه حل

-
- 1 - Static or gravity head
 - 2 - Reference Line
 - 3 - Head loss due to friction
 - 4 - Turbulence Flow
 - 5 - Circulatory Flow

سریعتری باشیم، میتوانیم افت انواع اتصالات را هر کدام ۳ psi، افت فیلترها را بین ۱۰-۵ psi، افت مبدلها را ۱۰ psi لحاظ کنیم.

هد کل یک سیستم پمپاژ برابر با مجموع هد استاتیک کل و هد دینامیک است.

۶-۴-۶: NPSH

NPSH به وضعیت فشار قسمت ورودی پمپ (نازل ورودی مایع تا لبه تیغه های پروانه)، اطلاق می شود و از نظر ریاضی برابر است با:

$$NPSH = \left(\frac{P_s - P_v}{\gamma} \right)$$

به عبارت دیگر *NPSH* برابر مقدار هد لازم در ورودی پمپ است که باید وجود داشته باشد تا بتواند بر تمام افت فشار های ناشی از تلفات مکانیکی حاصل از سرعت سیال و افت فشار های ناشی از لوله کشی و اتصالات مسیر غلبه نماید تا مایع در ورودی پمپ تبخیر نشود. بروز پدیده کاویتاسیون به محل قرار گرفتن پمپ در مسیر انتقال بستگی دارد. پدیده کاویتاسیون در پمپهای گریز از مرکز هنگامی بوقوع می پیوندد که ارتفاع مثبت خالص در قسمت مکش پمپ از آنچه که شرکت سازنده پمپ توصیه نموده است کمتر شده باشد در اثر کاویتاسیون مایع شروع به جوشیدن کرده و حباب تولید می شود. در نتیجه حباب های تولید شده به پروانه پمپ برخورد کرده و باعث ایجاد سرو صدا و خرابی پروانه ها می شود. بنابراین محل قرار گرفتن پمپ را آنچنان در نظر می گیرند که هد در قسمت مکش به اندازه کافی از فشار بخار مایع بیشتر باشد. دسترسی به این مقدار هد را که بالاتر از فشار بخار مایع است، *NPSH* معین می کند.

برای تحلیل شرایط بروز پدیده کاویتاسیون در پمپهای گریز از مرکز لازم است که هم شرایط قسمت مکش پمپ از نظر فشار (ارتفاع) و هم مشخصه های پمپ مورد استفاده از نظر وجود حداقل شرایط مورد نیاز جهت ممانعت از بروز این پدیده مورد بررسی قرار گیرد. جهت سهولت در تحلیل فوق *NPSH* به دو دسته تقسیم می شود:

الف: ارتفاع مثبت خالص قابل دسترس در قسمت مکش پمپ (*NPSHR*)

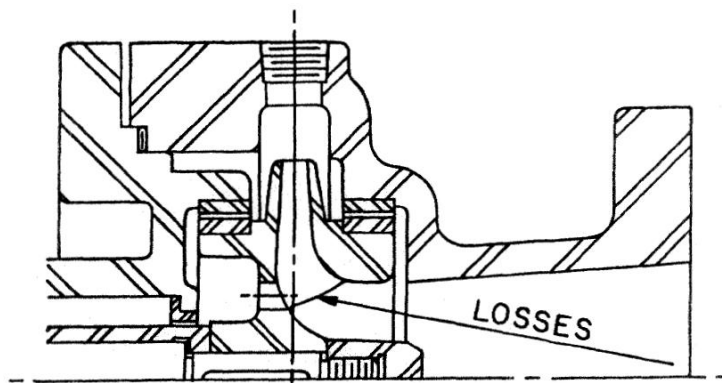
ب: ارتفاع مثبت خالص مورد نیاز در قسمت مکش پمپ (*NPSHA*)

جهت جلوگیری از وقوع پدیده کاویتاسیون می بایست رابطه زیر همواره در پمپ برقرار باشد:

$$NPSHR < NPSHA \quad \text{or} \quad H_s < H_{s \max}$$

۶-۴-۱: محاسبه $NPSH_R$

$NPSH_R$ معادل انرژی موجود در مایع برای غلبه بر تلفات انرژی ناشی از اصطکاک در فاصله بین نازل ورودی پمپ تا لبه تیغه های پروانه است. اگر $NPSH_R$ از $NPSH_A$ کمتر شود، کاویتاسیون رخ می دهد.



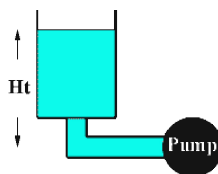
$NPSH_R$ به مشخصه های رفتاری و طراحی، دبی جریان، سرعت دورانی و ... پمپ بستگی داشته که از سوی شرکت سازنده پمپ و بصورت یک دسته منحنی سهمی گونه صعودی برای قطرهای مختلف پروانه های مورد استفاده در پمپ بر حسب تغییرات دبی پمپ تهیه شده و در اختیار مشتریان قرار داده می شود. این منحنی ها طبعاً برای اندازه های مختلف پمپهایی که شرکت سازنده تولید می کند وجود دارند یعنی برای قطرهای مختلف پروانه پمپها مقدار آن متغیر است. برای تعیین $NPSH_R$ از آزمون لیفت استفاده می شود. در این آزمون فشار منفی بر حسب inHg و تبدیل آن به $NPSH_R$ بر حسب فوت بر اساس استاندارد های مؤسسه هیدرولیک می باشد. اگر آزمون لیفت در نقطه ای روی تانک مکش که میزان افت هد کل پمپ ۳٪ است صورت گیرد این نقطه را $NPSH_R$ می گویند. در صورتیکه منحنی $NPSH_R$ را نداشته باشیم از رابطه زیر می توان $NPSH_R$ را محاسبه کرد:

$$NPSH_R = \left(\frac{P_{S(\min)} - P_V}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_S^2}{2g} \right)$$

$NPSH_R$ مهمترین عامل در تعیین قطر لوله مکش پمپ است. معمولاً در طراحی قطر نازل ورودی پمپ را بزرگتر از قطر نازل خروجی آن در نظر می گیرند. بزرگ بودن نازل مکش نسبت به نازل تخلیه به خاطر تامین $NPSH$ است. اگر مایع غیر از آب باشد، هیچ نیازی نیست که $NPSH_R$ را تصحیح کنیم و $NPSH_R$ متعلق به آب را ملاک قرار می دهیم.

۶-۴-۶-۲: محاسبه $NPSH_A$

$NPSH_A$ جزء مشخصه های سیستم پمپاژ بوده و به عوامل متعددی نظیر فشار جو، خواص فیزیکی مایع مورد پمپاژ (درجه حرارت، وزن مخصوص، فشار بخار در دمای پمپاژ، ویسکوزیته و ...)، اختلاف سطح انرژی پتانسیل (فشار یا ارتفاع) در منبع مکش تا دهانه چشمه پروانه، تعداد و نوع اتصالات مورد استفاده در قسمت مکش، طول و قطر لوله مکش، دبی جریان و ... بستگی دارد. بنابراین تعیین آن بعهده مهندس طراح فرایند سیستم پمپاژ می باشد. $NPSH_A$ دارای منحنی های سهمی شکل نزولی است که نمودار آنها بر حسب تغییرات دبی رسم می شود. علت نزولی بودن منحنی، افزایش اصطکاک توأم با افزایش دبی می باشد. طبق تعریف $NPSH_A$ برای سیستم زیر عبارتست از:



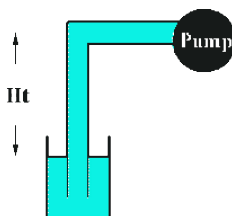
$$NPSH_A = \left(\frac{P_S - P_V}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_S^2}{2g} \right) + H_S - h_{FS}$$

P_S : فشار ورودی پمپ (در قسمت مکش)

P_V : فشار بخار سیال در ورودی پمپ (فشار بخار بصورت Raid vapor pressure است).

H_S : ارتفاع ستون مایع است. در محاسبات، حداقل ارتفاع ستون مایع (LLLL) را باید بکار ببریم.

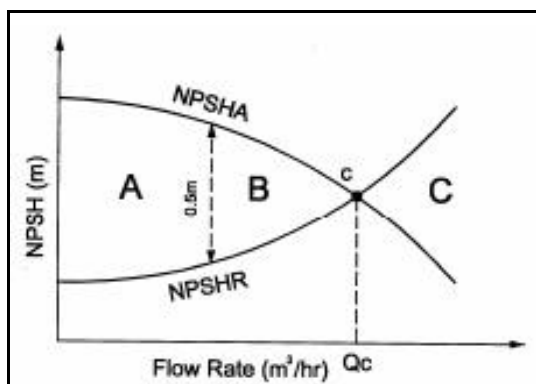
و برای سیستم زیر عبارتست از:



$$NPSH_A = \left(\frac{P_S - P_V}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_S^2}{2g} \right) - H_S - h_{FS}$$

وجه مشترک $NPSH_R$ با $NPSH_A$ وابستگی هر دو آنها به دبی جریان مایع است. با این تفاوت که اگر $NPSH_R$ با افزایش دبی افزایش می یابد، $NPSH_A$ با افزایش دبی کاهش می یابد. به دلیل همین تفاوت رفتاری

است که می توان گفت یکی از عوامل اصلی بروز کاویتاسیون در پمپ های گریز از مرکز بالا بودن دبی جریان است.



مناطق بهره برداری از پمپ در شکل فوق به سه ناحیه تقسیم شده است. در ناحیه A چون $NPSH_A$ به اندازه کافی از $NPSH_R$ بزرگتر است، امکان استفاده از پمپ به خوبی میسر است. ناحیه B ناحیه احتیاط است و ممکن است با بروز کوچکترین مشکل (نظیر گرفتگی در مسیر مکش) پمپ در شرایط کاویتاسیون قرار گیرد. در ناحیه C هم چون $NPSH_A$ از $NPSH_R$ کمتر است کاویتاسیون حتمی است. نقطه تلاقی دو منحنی هم به نام نقطه کار^۱ می نامند.

اکنون اگر منحنی ارایه شده توسط سازنده را که در آن $NPSH_R$ را ارایه نموده در اختیار داشته باشیم، می توانیم به راحتی تعیین کنیم آیا پمپ مناسب است و اگر هست، در چه دبی می توان از پمپ بصورت ایمن استفاده کرد. در رابطه $NPSH_A$ بدیهی است که هر چه مقادیر مثبت را زیاد و مقادیر منفی را کم کنیم، می توان به $NPSH_A$ بالاتری دست یافت. معمولاً مقدار $NPSH_A$ را ۱۰ درصد برای هیدروکربنها و ۲۰ درصد برای آب، و ۵۰ درصد برای مایعات دارای dissolved gas از $NPSH_R$ بزرگتر در نظر می گیریم (مشروط بر

آنکه ارتفاع $NPSH_A$ ، حداقل ۰/۵ m از ارتفاع $NPSH_R$ بیشتر باشد) یعنی: $NPSH_A \geq NPSH_R + 0.5m$

به طرق زیر می توان $NPSH_A$ را زیاد کرد:

- اگر مایع در مخزن تحت فشار است، فشار مخزن را زیاد کنیم (مثلاً با تزریق گازهایی چون هوا یا نیتروژن به بالای سطح مایع)
- دمای مایع را کم کنیم تا فشار بخار آن پایین بیاید (مثلاً با تزریق ماده ای سرد یا با تبدیلی که افت فشار چندانی ایجاد نکند)

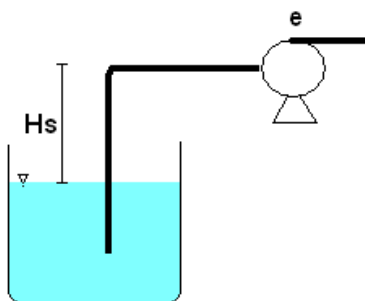
- مخزن حاوی مایع را در سطح بالاتری قرار دهیم (در مخازن نسبتاً کوچک)
 - پمپ را در ارتفاع کمتری نصب کنیم (حتی در پایینتر از سطح زمین)
 - کاستن از اصطکاک و تلفات در قسمت مکش از طریق کم کردن تعداد پیچ و خمها، کم کردن تعداد اتصالات و استفاده از اتصالات با تلفات انرژی کمتر (مثلاً زانوئی شعاع بلند از زانوئی معمولی تلفات کمتری دارد یا مثلاً یک شیر Gate در حالت باز، افت فشار خیلی کمتری از یک شیر Globe باز دارد)، افزایش قطر لوله مکش (با ۲ برابر کردن قطر لوله مکش، تلفات $۲^۵$ برابر کمتر می شود. اغلب لوله مکش را یک تا دو سایز بزرگتر از لوله تخلیه لحاظ می کنند)، کاهش دبی (با سرعت دورانی بیشتر یا ایجاد مقاومتهایی چون شیر کنترل در قسمت خروجی پمپ- البته کاهش دبی راه حلی موقتی است و یک تدبیر اساسی محسوب نمی شود)، کاهش طول مسیر لوله مکش پمپ تا مخزن خوراک (با انتخاب نزدیکترین فاصله بین پمپ و مخزن).
 - استفاده از یک پمپ کمکی کوچکتر (Booster Pump) در کنار پمپ اصلی که پمپهایی تک مرحله ای و با هد و سرعت کم و ارزان قیمت می باشند.
- همچنین به طرق زیر می توان $NPSH_R$ را کم کرد و فاصله منحنی آنرا از منحنی $NPSH_A$ زیادتر کرد:
- استفاده از پروانه های با دو مجرای مکش مایع بویژه در دبی های بالا مناسب هستند و با کاستن از سرعت ورود مایع، $NPSH_R$ را کم می کنند.
 - استفاده از پروانه های با سطح مکش وسیع تر در چشمه پروانه^۱ که این تدبیر نیز سرعت ورود مایع و در نتیجه $NPSH_R$ را کم می کند. البته این روش دارای عوارضی جانبی همچون سر و صدا و سایش است و چندان توصیه نمی شود.
 - استفاده از یک پمپ بزرگتر هم می تواند $NPSH_R$ را کم کند ولی به دلیل عوارضی چون سر و صدا و سایش و ... توصیه نمی شود.
 - استفاده از پیشران^۲، که پروانه هایی کوچکتر از پروانه اصلی می باشند، می تواند $NPSH_R$ را گاهی تا ۵۰٪ هم کاهش دهد. البته نباید از این روش در دبی های خیلی بالا یا خیلی کم استفاده کرد زیرا اثر معکوس دارد.

1 - Eye Area
2 - Inducer

- استفاده از چند پمپ کوچک به جای یک پمپ بزرگ. این عمل علاوه بر کاهش $NPSH_R$ می تواند در شرایطی که دبی در طول سال متغیر است، منجر به انعطاف پذیری بیشتر فرایند گردد.
- کاهش تعداد تیغه ها و باریک تر کردن آنها هم منجر به کاهش $NPSH_R$ می شود.

۳-۶-۴-۶: محاسبه ارتفاع مکش ماکزیمم

ماکزیمم ارتفاعی که یک پمپ می تواند در بالاتر از سطح آزاد مایع منبع مکش نصب شود توسط مقدار $NPSH_R$ محدود می شود. اگر برای سیستم نشان داده شده در شکل زیر بین نقطه e (نقطه حداقل فشار در داخل پمپ) و سطح مخزن معادله برنولی را برقرار سازیم خواهیم داشت:



$$\frac{P_e}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g} + H_s = \frac{P_{at}}{\gamma} + 0 + 0 - h_L$$

برای اینکه کاویتاسیون رخ دهد باید $P_e = P_v$:

طبق تعریف:

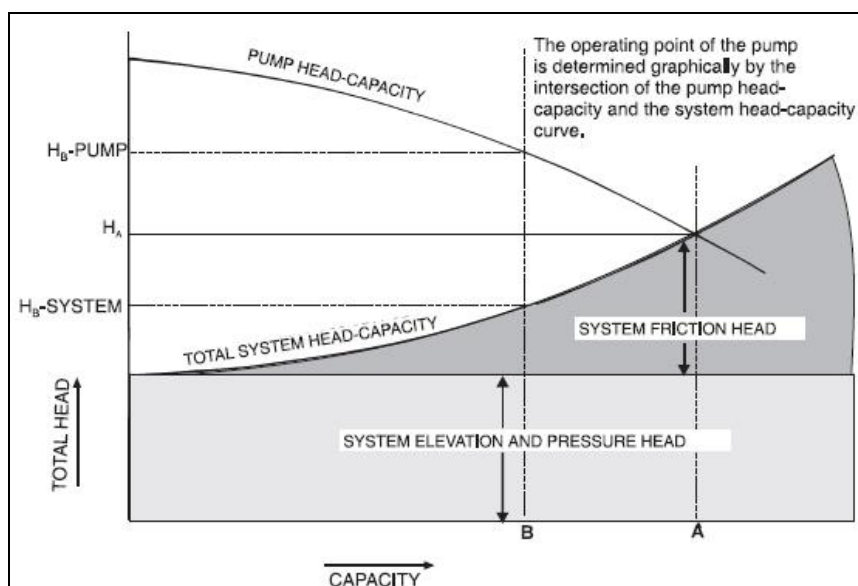
$$NPSH_{\min} = \frac{V_e^2}{2g} = \frac{P_{at} - P_v}{\gamma} - H_{S_{\max}} - h_L$$

$$\Rightarrow H_{S_{\max}} = \frac{P_{at} - P_v}{\gamma} - NPSH_{\min} - h_L$$

در این معادله $H_{S_{\max}}$ حداکثر H_s برای حالت کارکرد بدون کاویتاسیون پمپ می باشد که آنرا از طریق آزمایش های تجربی محاسبه کرده و از روی آن از معادله بالا $NPSH_{\min}$ را محاسبه می کنند. $NPSH_R$ به $NPSH$ ای اطلاق می شود که در H_s کوچکتر از $H_{S_{\max}}$ محاسبه می شود و مقدار آن بسته به نوع سیال و دمای آن تغییر می کند.

۶-۴-۷: محاسبات مربوط به منحنی مشخصه سیستم و پمپ و ضرایب تصحیح

منحنی های مشخصه تولیدی توسط تأمین کنندگان عموماً برای آب تهیه می شود. منحنی مشخصه سیستم^۱ بیانگر تغییرات هد کل (جمع هد استاتیک و هد دینامیک) سیستم در برابر تغییرات دبی می باشد. اما منحنی مشخصه پمپ^۲ که توسط شرکت سازنده ارائه می شود، بیانگر تغییرات هد در مقابل تغییرات دبی می باشد که محل تلاقی آن با منحنی سیستم را نقطه عملکرد^۳ می نامند. کارخانه گاهی این منحنی ها را برای سرعت های مختلف تهیه می کند و در اختیار خریدار قرار می دهد. هدف اصلی از ارائه این منحنی ها این است که ما قادر باشیم اولاً پمپی را انتخاب و خریداری کنیم که متناسب با نیاز ما باشد و ثانیاً بعد از تهیه و نصب پمپ، بدانیم در چه دبی هایی می توانیم از پمپ کار بکشیم طوری که به الکترو موتور آن فشار وارد نیاید.



یک موضوع مهم این است که چون منحنی مشخصه پمپهای سانتریفوژ برای آب خالص ارائه می شوند، در صورت استفاده از سایر مایعات که دارای دانسیته یا ویسکوزیته متفاوتی می باشند یا حاوی ذرات جامد هستند، باید تغییراتی را در منحنی مشخصه انتظار داشت و مقادیر به دست آمده از آنها را با ضرایب تصحیح مناسب بکار برد.

الف- اگر وزن مخصوص مایع بیشتر از آب باشد، صرفاً توان مصرفی با یک رابطه خطی افزایش می یابد بنابراین کافی است که توان را از منحنی مشخصه پیدا کنیم و آنرا در G یعنی وزن مخصوص مایع ضرب

- 1 - System Curve
- 2 - Pump Curve
- 3 - Operating or Duty Point

کنیم (البته بدیهی است این توصیه مربوط به زمانی است که توان را از منحنی مشخصه پمپ قرائت کرده باشیم وگرنه در فرمولهای محاسبه توان، این تدبیر اندیشیده شده است).

ب- اگر ذرات جامد در مایع وجود داشته باشند، هد و راندمان پمپ کم می شود ولی اثر چندانی روی دبی ندارد. علت کاهش هد و راندمان دو چیز است؛ اولاً لغزش بین ذرات جامد و مایع و ثانیاً علت مهمتر برخورد ذرات جامد با یکدیگر است که این دو دلیل منجر به اتلاف انرژی داده شده به مایع می گردند.

ج- اگر ویسکوزیته مایع بیشتر از آب (1 cSt) باشد، دبی، هد و بویژه راندمان پمپ کاهش خواهد یافت و توان مصرفی زیاد می شود. البته باید بدانیم که اگر ویسکوزیته مایع بیش از ۲۰۰ cSt باشد، اساساً از پمپ سانتریفوژ نباید برای پمپاژ آن استفاده کرد و عموماً از پمپهای دورانی^۱ برای چنین مایعاتی استفاده می شود.

۶-۴-۸: محاسبات افزایش دمای مایع در اثر پمپاژ

افزایش دمای مایع (Tr) بر حسب درجه فارنهایت، با رابطه زیر حساب می شود:

$$T_r = \frac{H \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right)}{780 C_p}$$

در این رابطه H هد بر حسب ft و Cp ظرفیت گرمایی ویژه مایع و η راندمان پمپ است.

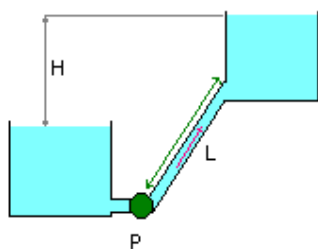
۶-۵: محاسبات فرآیندی پمپ های رفت و برگشتی

پمپهای رفت و برگشتی بر خلاف پمپ سانتریفوژ (که در آنها دبی در برابر تغییرات مقاومت موجود در سیستم دستخوش تغییر می شود) دارای منحنی مشخصه یا همان منحنی عملکرد هد - دبی نیستند زیرا در آنها چنین تغییراتی وجود ندارد و پمپ با یک ریتم یکنواخت از حجم مایع ورودی به خود (ظرفیت یا دبی ثابت) عمل می کند و جایی برای تغییرات دبی وجود ندارد (زیرا فضایی که هر بار مقداری از مایع در آن به دام می افتد محدود است). به همین دلیل یک استفاده مهم از پمپ رفت و برگشتی زمانی است به رغم وجود تغییر شرایط در سیستم، ما خواهان یک دبی ثابت هستیم. در این پمپها می توان گفت که دو قسمت مکش و تخلیه کاملاً از هم مجزا شده اند.

این پمپها دو شیر یکطرفه در دو سوی خود دارند که موجب می شوند هر بار قسمتی از مایع به درون سیلندر پمپ راه یابد و تحت فشار قرار گیرد تا هد لازم به آن داده شود. در پمپ جابجایی مثبت، انتقال انرژی به سیال از طریق تبدیل انرژی جنبشی (سرعت) به فشار انجام نمی شود بلکه از طریق کاهش حجم و تراکم مایع به دام افتاده صورت می پذیرد.

تمرین

۲- در شکل مقابل مطلوبست توان پمپ



$$H = 50m \quad D = 0.2m \quad L = 10m \quad k_1 = k_2 = 1 \quad Q = 0.2 \frac{m^3}{s} \quad \gamma = 9806 \frac{N}{m^3}$$

$$e_p = 90\% \quad f = 0.02$$

ابتدا رابطه برنولی را بین دو نقطه می نویسیم .

$$H_p + \frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_f \Rightarrow H_p + (z_1 - z_2) = h_f \quad , \quad H_p = H_s + h_f$$

$$h_f = (k_1 + f \frac{L}{D} + k_2) \frac{v^2}{2g} \quad v = \frac{Q}{A} = \frac{0.2}{\pi \frac{0.2^2}{4}} = 6.4 \frac{m}{s} \Rightarrow h_f = (1 + 0.02 \times \frac{10}{0.2} + 1) \frac{6.4^2}{2 \times 9.8}$$

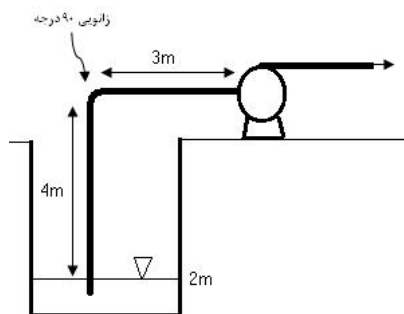
$$\Rightarrow h_f = 6.29m \quad \Rightarrow H_p = 50 + 6.29 = 56.3$$

$$P_T = \gamma QH \Rightarrow P_h = 9806 \times 0.2 \times 56.3 = 110 \text{ kw}$$

$$P_b = \frac{P_h}{e_p} = \frac{110}{0.9} = 122.5 \text{ kw}$$

تمرین

مقدار $NPSH$ موجود برای پمپ شکل زیر را که به منظور انتقال آب با دمای ۴۰ درجه سانتیگراد از مخزن به کار می رود محاسبه نمایید. جنس لوله ها در قسمت مکش PVC و قطر آنها ۱۶ اینچ با sch 40 است. فشار در مخزن ذخیره آب برابر 201.32 kpa است.



- در دمای ۴۰ درجه سانتیگراد فشار بخار آب برابر 7.39 kpa است.
- با توجه به اطلاعات موجود در کاتالوگ زانویی، هد سرعت را برابر 0.45 در نظر بگیرید.

$$NPSH_A = \left(\frac{P_S - P_V}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_S^2}{2g} \right) - H_S - h_{FS}$$

$$= \left(\frac{201.32 - 7.39}{1000 * 9.8} \right) * 1000 + 0 - 4 - h_{FS}$$

تلفات مسیر (h_{FS}) را به کمک نرم افزار Pipesys محاسبه نمایید.



طراحی تجهیزات فرآیندی

جلسه دهم

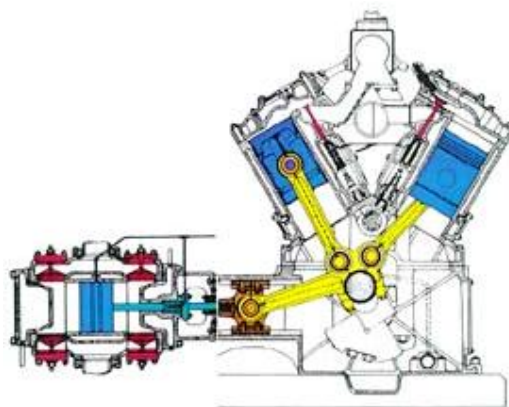
- معرفی کمپرسور ها
- محاسبات کمپرسورهای سانتریفیوژ و حل مثال

۷: کمپرسور

جهت انتقال گازها برای فشارهای بالای ۲ بار باید از کمپرسور استفاده کنیم و برای فشارهای کمتر از آن می توان از دمنده ها استفاده کرد. کمپرسور دستگاهی می باشد که قادر است سیال تراکم پذیر را تحت فشار قرار داده و با فشار بیشتری انتقال دهد. زمانی که یک سیال متراکم می شود علاوه بر فشار، دمای آن نیز افزایش می یابد. در هنگام متراکم شدن، مولکول ها تماس بیشتری با یکدیگر دارند و این عامل باعث ایجاد اصطکاک بین آنها می شود. در صنعت نفت و گاز حداکثر فشار مورد نیاز حدود ۶۰۰ بار است.

۷-۱: انواع کمپرسورها**۷-۱-۱: کمپرسورهای رفت و برگشتی یا تناوبی (Reciprocating Compressor)**

این نوع کمپرسورها زیر مجموعه کمپرسورهای جریان متناوب^۱ یا کمپرسورهای جابجایی مثبت می باشند. در کمپرسورهای جابجایی مثبت سیال از یک محفظه بزرگتر مثل سیلندر وارد یک محفظه کوچکتر شده و سپس فشار آن بالا برده می شود. این کمپرسورها برای دبی های کم و فشارهای زیاد مناسبند و معمولاً تا دبی های $2000 \text{ m}^3/\text{hr}$ و تا فشارهای ۶۰۰ بار کاربرد دارند. راندمان کمپرسورهای جابجایی مثبت در نسبت تراکم بالای ۱/۵ بیشتر از سایر کمپرسورها است. بنابراین مزیت اصلی این کمپرسورها بالا بودن راندمان و قابلیت رساندن سیال به فشارهای بالاست.



شکل (۷-۱): نمونه کمپرسور رفت و برگشتی (تناوبی)

بطور کلی زمانی از کمپرسورهای جابجایی مثبت استفاده می شود که یا حجم گاز خیلی کمتر از آن است که بخواهیم آنرا با کمپرسور سانتریفوژ متراکم کنیم یا آنکه هد بسیار بالایی مورد نیاز است که اگر

1 - Intermittent Flow

از کمپرسور سانتریفوژ استفاده کنیم به تعداد مراحل خیلی زیادی نیاز خواهد بود. در فرایندهای حساس مانند پالایشگاه ها به دلیل نیازمندی کمپرسورها به تعمیر و نگهداری مداوم، باید همواره ظرفیت یدکی آنها را ۱۰۰٪ لحاظ کنیم^۱.

ویژگیهای مهم کمپرسورهای رفت و برگشتی عبارتند از:

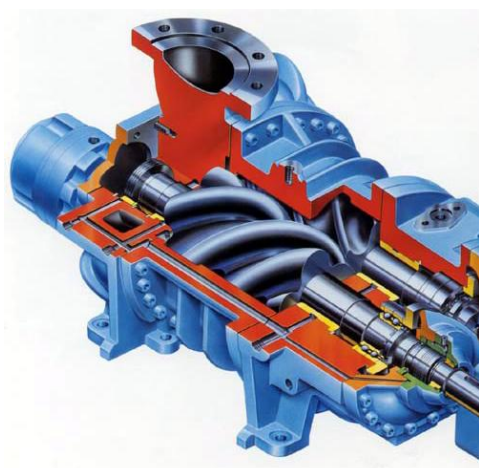
- تغییر جرم مولکولی گاز در قسمت مکش تأثیری روی عملکرد کمپرسورهای رفت و برگشتی ندارد.
- پدیده Surging در این کمپرسورها رخ نمی دهد.
- در خیلی از واحدهای صنعتی، بخش اعظم انرژی مصرفی در کمپرسورها استفاده می شود. لذا انتخاب کمپرسور با راندمان بالا نقش مهمی در کاهش هزینه های جاری آن واحد دارد. از این جهت انتخاب کمپرسور رفت و برگشتی دارای مزیت است.
- یکی از ویژگیهای منحصر به فرد این کمپرسورها استفاده از یک کمپرسور برای تراکم چند گاز مختلف می باشد که در انواع دیگر کمپرسورها امکان پذیر نمی باشد. یعنی در یک کمپرسور با چند پیستون، از هر سیلندر می توان برای تراکم یک گاز استفاده کرد. بعنوان مثال از یک سیلندر می توان برای تراکم گاز پروپان و راه اندازی سیستم تبرید استفاده نموده و بقیه سیلندرها به تراکم گاز اصلی سیستم اختصاص داده شود.
- قیمت اولیه، هزینه های تعمیر و نگهداری و ... این کمپرسورها نسبتاً بالا است و اساساً دارای قطعات فرسایشی زیادی نظیر سوپاپها، رینگها و ... می باشند.
- لرزش این کمپرسورها در مقایسه با انواع دیگر کمپرسورها (دورانی و گریز از مرکز) بیشتر بوده و به همین خاطر امکان انتقال لرزش به سایر تجهیزات از طریق لوله ها و فوندانسیون وجود دارد. لذا این کمپرسورها نیاز به فوندانسیون سنگین تری دارند و استفاده از قطعات ضربه گیر^۲ در خروجی آنها ضروری است.
- این کمپرسورها نسبت به حضور مایع در گاز ورودی حساسند. این امر می تواند باعث بروز مشکلاتی نظیر خرابی سوپاپها، کج شدن شاتون یا شفت پیستون و حتی بریدن میل لنگ گردد.

1 - full-capacity spare
2 - Damping Device

- در کمپرسورهای بزرگ سیلندرها دارای ژاکت بیرونی هستند که در آن جریان آب برقرار است تا گاز مورد تراکم توسط آن خنک شود. کمپرسورهای رفت و برگشتی کوچک اغلب با جریان هوا خنک می شوند.
- در کمپرسورهای رفت و برگشتی در حجم ثابت، هد متغیر وجود دارد.
- کمپرسورهای تناوبی اساساً جزء ماشین های با ظرفیت ثابت می باشند.

۷-۱-۲: کمپرسور دورانی ۱

این کمپرسورها زیر مجموعه کمپرسورهای جابجایی مثبت هستند و عملکرد آنها در حد فاصل کمپرسورهای رفت و برگشتی و گریز از مرکز قرار می گیرد. کمپرسورهای دورانی تنها زمانی استفاده می شوند که از روی تجربه ثابت شده باشد که در یک فرآیند خاص، نسبت به نوع رفت و برگشتی دارای مزایای مشخصی هستند.



شکل (۷-۲): نمونه کمپرسور دورانی

این نوع کمپرسور سیال را از میان پره های خود فشرده کرده و به سمت جلو می راند. کمپرسور دورانی دارای یک یا دو و یا چند طبقه پره میباشد که زاویه پره ها در طبقه اول زیاد است و به تدریج به سمت خروجی زاویه پره ها کم می شود و از سرعت سیال کم شده و به فشار و دمای آن افزوده می شود. این کمپرسورها می توانند یک یا چند روتور داشته باشند.

این کمپرسورها انتخاب خوبی برای گازهای با ویسکوزیته بالا هستند و قادرند گازهای چسبناک و قابل پلیمریزاسیون را متراکم نمایند.

ویژگیهای مهم کمپرسورهای دورانی عبارتند از:

- تفاوت کمپرسورهای دورانی با کمپرسورهای تناوبی که هم خانواده می باشند در حذف سوپاپها در این نوع کمپرسورها است.
- درمقایسه با کمپرسورهای تناوبی، از نظر وزن سبکتر بوده و به علت حذف نیروهای لرزاننده به فونداسیون سنگین نیاز ندارند.
- فشار کاری اساساً در این نوع کمپرسورها پائین بوده و غالباً تا ۱۵ بار بیشتر نمی باشد. البته طرحهای خاصی از این کمپرسورها که چند مرحله ای می باشند قادرند تا فشارهای بالاتر مثلاً برای ۴۰ بار هم ساخته شوند.
- کمپرسورهای دورانی از نظر طراحی تنوع زیادی دارند و در طرحهای مختلفی ساخته می شوند. مهمترین نوع کمپرسورهای دورانی، انواع حلزونی^۱ هستند که تا فشار ۴۰ بار و ظرفیت m^3/min ۱۲۰۰ برای انواع روانکاری شونده و m^3/min ۱/۵ برای انواع خشک موجودند و دارای راندمان ۷۵٪ تا ۸۵٪ هستند.
- کمپرسور های دورانی می توانند با سرعت های متناسب با الکتروموتورهای معمولی کار کنند. بنابراین برای نسبت تراکم های متغیر و دامنه وسیعی از ظرفیت گزینه مناسبی بشمار می روند.
- هزینه تعمیر و نگهداری آنها مشابه کمپرسورهای گریز از مرکز و حدود یک سوم کمپرسورهای تناوبی با ظرفیت مشابه می باشد.
- خطر Surge در این نوع از کمپرسورها بسیار کم است.
- یکی از معایب این کمپرسورها بالا بودن صدای آنها می باشد که جزء ویژگیهای ذاتی آنهاست به همین خاطر تمامی کمپرسورهای دورانی در قسمت مکش و دهش مجهز به صدا خفه کن هستند.

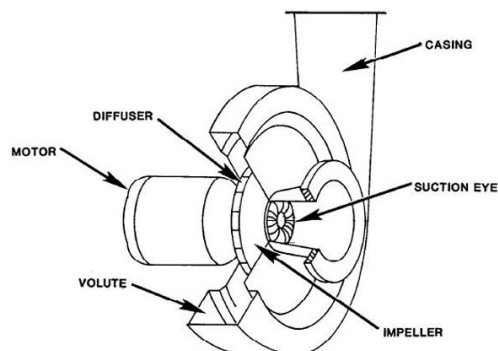
۷-۱-۳: کمپرسورهای محوری^۲

این کمپرسورها کاربرد زیادی ندارند و برای دبی های بسیار زیاد و هد های خیلی کم مناسب هستند و صرفاً می توانند برای هوا و گازهای شیرین و غیر خورنده استفاده شوند. حداقل دبی ورودی آنها باید m^3/h ۸۵۰۰ و حداکثر آن چیزی در حدود m^3/h ۱۷۰۰۰۰ می تواند باشد.

1 - Screw or helical lube
2 - Axial compressors

۴-۱-۷: کمپرسور سانتریفیوژ یا گریز از مرکز یا جریان پیوسته یا Radial Flow

در کمپرسورهای گریز از مرکز، نخست انرژی جنبشی گاز ورودی به درون کمپرسور با اعمال نیروی گریز از مرکز توسط پروانه افزایش داده شده و با عبور گاز از پوسته کمپرسور که شکل حلزونی دارد، انرژی جنبشی (سرعت) به انرژی پتانسیل (فشار) تبدیل می شود و نهایتاً گاز از مجرای دهش کمپرسور خارج می شود.



شکل (۷-۳): نمونه کمپرسور سانتریفیوژ

این نوع از کمپرسور دارای پره های بسته می باشد و سیال را از میان پره های خود عبور نمی دهد بلکه آن را در راستای شعاع خود به سمت بیرون می راند و سیال پس از برخورد به بدنه از سرعتش کاسته شده و به دما و فشارش افزوده می شود. در کمپرسورهای سانتریفیوژ هد تقریباً ثابت و حجم متغییر می باشد.

کمپرسورهای گریز از مرکز برای فشار کم و دبی زیاد مناسبند. این کمپرسورها خشک^۱ هستند و لذا نیاز به تعمیرات و نگهداری کمتری دارند. در این کمپرسورها دبی تا $۳۴۰۰۰\text{ m}^3/\text{h}$ (برای یک مرحله ای تا $۲۲۵۰۰۰\text{ m}^3/\text{h}$)، فشار تا ۷۰۰ بار و تعداد مراحل تا ۱۶ قابل دسترسی است. بیشتر کمپرسورهای سانتریفیوژ در سرعت های ۳۰۰۰ rpm و بالاتر کار می کنند.

طبق مرجع IPS-E-PR-750 اگر دبی خروجی بالای $۳۰۰\text{ m}^3/\text{h}$ مورد نیاز باشد باید از کمپرسور سانتریفیوژ استفاده شود.

1 - Oil free

کمپرسورهای سانتریفیوژ دارای انواع یک طرفه و دو طرفه می باشند. در نوع دو طرفه گاز از هر دو سمت پروانه وارد آن می شود که در این حالت هم ظرفیت افزایش می یابد و هم با تعادل بیشتری کار می کند.

همچنین کمپرسورهای سانتریفیوژ می توانند یک یا چند مرحله ای باشند. در نوع تک مرحله ای جریان به موازات محور وارد شده و عمود بر آن در جهت شعاع پره ها از آن خارج می شود ولی در نوع چند مرحله ای جریان گاز عموماً در جهت محور است. از این کمپرسورها برای تراکم گازهای فرآیندی استفاده می شود. کمپرسورهای سانتریفیوژ بر حسب نوع نصب پروانه در دو نوع افقی و عمودی ساخته می شوند. در کمپرسورهای چند مرحله ای بیشتر از نوع افقی استفاده می شود.

ویژگیهای عمده کمپرسورهای سانتریفیوژ عبارتند از:

۱- تعمیر و نگهداری آنها آسان می باشد و با باز کردن قسمت فوقانی پوسته، کلیه قسمت های داخلی کمپرسور در دسترس بوده و روتور آن را می توان بدون جدا کردن از کمپرسور بیرون کشید.

۲- این کمپرسورها به فونداسیون کوچکتر و سبکتری نیاز دارند.

۳- مصرف انرژی بالایی دارند و در مناطقی که قیمت انرژی پائین باشد مناسبند.

۴- سرعت گاز در طی فرآیند تراکم در کمپرسورهای گریز از مرکز بالا می باشد این امر موجب بروز تحول پلی تروپیک در کمپرسور می شود که در آن شاهد نزدیک شدن سرعت گاز به سرعت صوت هستیم که منشأ پدیده Stone wall می باشد.

۵- کمپرسورهای سانتریفیوژ قادرند در فشارهای متغیر، ظرفیت ثابت یا در فشارهای ثابت، ظرفیت متغیر، یا ترکیبی از ظرفیت و فشار متغیر ایجاد کنند. در کمپرسورهای سانتریفیوژ سرعت چرخش کمپرسور رابطه مستقیمی با دبی جریان و هد و انرژی مورد نیاز دارد.

۷-۲: پدیده موج^۱ یا سکتته در کمپرسورهای سانتریفیوژ

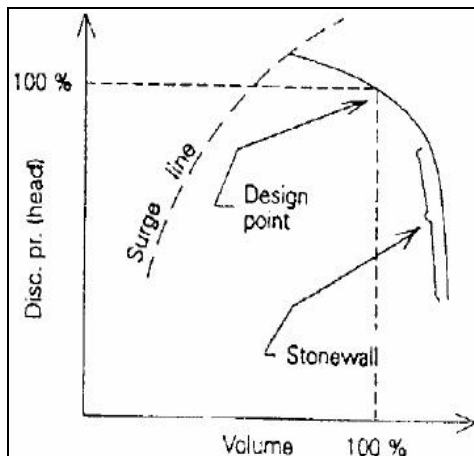
اگر در یک لحظه معین حداکثر فشار تولیدی توسط کمپرسور (P_{Casing}) کمتر از فشار دهش (P_2) باشد، در اینصورت جریان گاز در کمپرسور برعکس شده و جریان گاز متراکم از قسمت دهش به داخل بدنه کمپرسور^۲ برمی گردد و این شروع پدیده موجدار شدن می باشد. بعد از چند لحظه چون گاز پر فشار به درون بدنه راه یافته و پروانه هم در حال گردش است، مجدداً فشار داخل بدنه بالاتر از فشار خروجی می شود و گاز به بیرون رانده می شود و این سیکل مخرب همینطور ادامه می یابد و صدمات زیادی بر جا می گذارد. دلیل اینکه فشار داخل سیستم بطور لحظه ای ممکن است کمتر از فشار خروجی شود می تواند یکی از موارد زیر باشد:

- اگر تجهیزات یا واحدهایی که دریافت کننده گاز پر فشار تولیدی توسط کمپرسور هستند به هر دلیلی نتوانند این گاز را به مصرف برسانند (یا مجرای جریان گاز خروجی دچار گرفتگی گردد) طبعاً گاز پر فشار در خروجی کمپرسور انباشته می شود (به اصطلاح مقاومت خروجی کمپرسور زیاد می گردد) و فشار آن (P_2) سیر صعودی پیدا می کند تا جایی که از فشار داخل بدنه هم تجاوز می نماید و در این شرایط گاز خروجی به داخل بدنه باز می گردد ($P_2 > P_{Casing}$).
- اگر جرم ملوکولی گاز ورودی دستخوش تغییر شود، چون کمپرسور سانتریفیوژ اغلب باید هد خروجی یعنی ارتفاع پلی تروپیک (H_p) را ثابت نگه دارد (یعنی همان فشار خروجی) لذا ناچار است با کم کردن از دبی ورودی این کار را انجام دهد (البته با فرض سرعت دورانی ثابت) که در نتیجه این امر نقطه عملکرد کمپرسور به سمت چپ یا همان محدوده موج^۳ نزدیکتر می شود.
- گرفتگی مجرای جریان گاز ورودی به کمپرسور یا هر علت دیگری که منجر به کاهش شدید دبی ورودی گردد که نتیجه آن حرکت نقطه عملکرد کمپرسور به سوی محدوده Surge است.
- کاهش سرعت دورانی پروانه به ویژه در حالت استفاده از الکترو موتورهایی دور متغییر که در نتیجه آن باز هم $P_2 > P_{Casing}$ می شود.
- سایش پروانه به پوسته کمپرسور هم طبعاً منجر به $P_2 > P_{Casing}$ می شود.

مطابق شکل زیر منحنی عملکرد کمپرسورهای سانتریفیوژ در دو مرز که به عنوان Stone wall و Surge

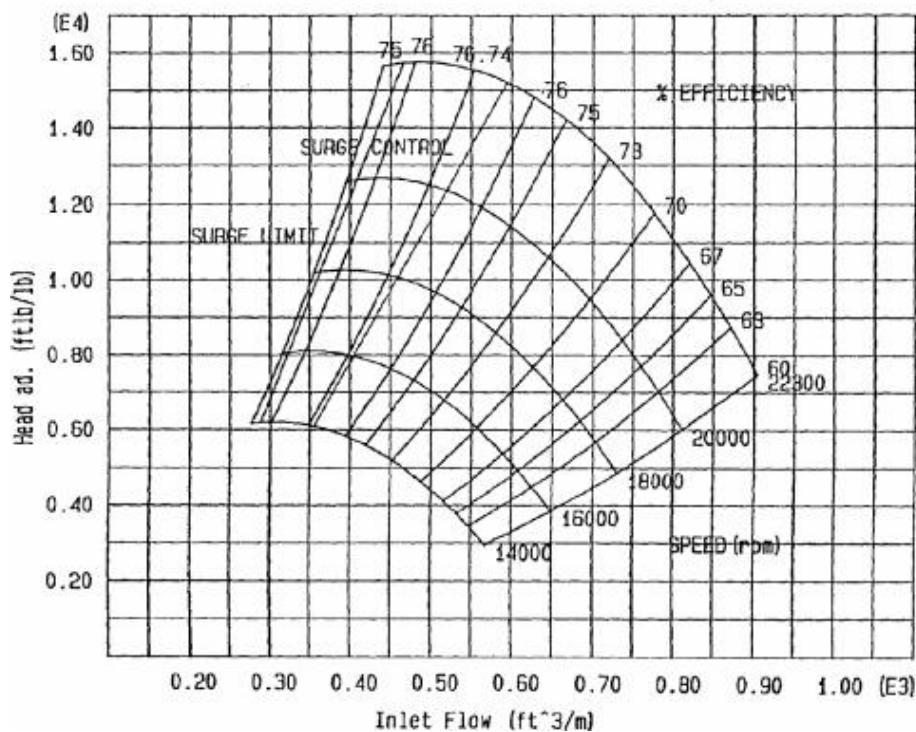
limit نامیده می شوند محدود می شود.

- 1 - Surging
- 2 - Casing
- 3 - Surge Point



شکل (۷-۴ الف): منحنی عملکرد کمپرسورهای سانتریفیوژ

نوسانات کمپرسور شامل نوسانات شدید فشار (هد) و حجم می باشد. اگر فشار ورودی کمپرسور به بیش از فشار طراحی آن افزایش یابد یا دبی کمپرسور کمتر از حد معینی باشد پدیده موج دار شدن رخ می دهد. به همین دلیل است که در منحنی مشخصه کمپرسورها، منحنی با فاصله مشخصی از $Q = 0$ رسم می شود. به بیان دیگر در منحنی عملکرد یک کمپرسور نقاطی با کمترین جریان ممکن و ماکزیمم هد وجود دارد که این هد جهت غلبه کردن بر مقاومت سیستم کافی نمی باشد و محدوده Surge نامیده می شود.



شکل (۷-۴ ب): منحنی عملکرد کمپرسورهای سانتریفیوژ

عوارض ناشی از بروز پدیده موج:

۱. فرسایش زودرس یاطاقانها و وارد آمدن فشار زیاد به محور کمپرسور به علت بروز پدیده جریان رفت و برگشتی گاز در طرفین پره ها (روتور هر بار از یک طرف تحت فشار قرار می گیرد و فشار زیادی به یاطاقانهای کمپرسور وارد می شود).
۲. لرزش شدید کمپرسور که می تواند باعث صدمه دیدن فونداسیون و سیستم آب بندی (و احتمال نشت گاز) گردد.
۳. از آنجا که در طول بروز این پدیده، انرژی به طور پیوسته به سیستم داده می شود و این امر بدون خروج واقعی گاز از کمپرسور می باشد، دمای گاز درون بدنه بطور مستمر افزایش می یابد.
۴. افزایش مقدار توان مصرفی و کاهش شدید ظرفیت کمپرسور.
۵. آسیب دیدن سیستم راه اندازی به ویژه گیربکسها به لحاظ نوسانات شدید در مقدار گشتاور.
۶. ایجاد سروصدای زیاد.

هر چه کمپرسور در سرعت بالاتری کار کند این پدیده تشدید می شود بطوریکه کمپرسورهایی که در سرعت دورانی کمتر از ۳۰۰۰ دور در دقیقه کار می کنند در مقابل این پدیده کاملاً ایمن هستند و این در حالی است که کمپرسورهای با سرعت دورانی ۱۰۰۰۰ دور در دقیقه شدیداً نسبت به این پدیده حساس بوده و در صورت مساعد بودن شرایط در معرض این پدیده قرار می گیرند.

۳-۷: کنترل پدیده موج یا نوسانات^۱ کمپرسور سانتریفیوژ

در کلیه کمپرسورهای سانتریفیوژ به منظور جلوگیری از پدیده نوسانات کمپرسور که در جریان های پایین تر از ۵۰٪ تا ۷۰٪ سرعت جریان اتفاق می افتد، لازم است یک سیستم کنترل نوسانات طراحی شود. سیستم کنترل نوسانات، میزان فشار را پایین تر از محدوده Surge نگه می دارد و این کار را با برگشت مقداری از جریان به ورودی کمپرسور انجام می دهد. جریان برگشتی را به منظور جلوگیری از افزایش دما باید خنک کرد.

۴-۷: پدیده Stone wall یا خفگی در کمپرسورهای سانتریفیوژ

پدیده Stone wall زمانی اتفاق می افتد که در یک نقطه از کمپرسور (دبی بالا و هد کم) سرعت گاز به سرعت صوت برسد. زمانیکه برای یک گاز معین به این نقطه برسیم، جریان داخل کمپرسور نمی تواند بیشتر

1 - Anti surge control

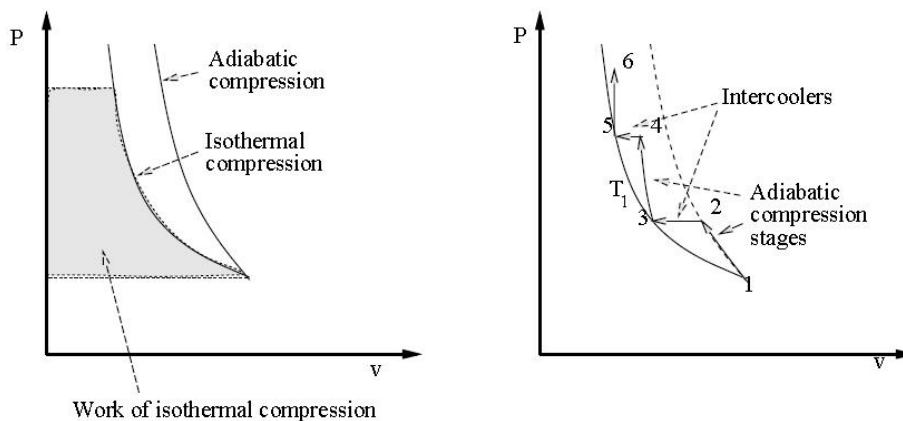
افزایش یابد. همانطور که در شکل مربوطه مشاهده می شود منحنی عملکرد کمپرسور در این محدوده تقریباً بصورت عمودی و نزولی است.

۷-۵: چند مرحله ای کردن کمپرسورها و نصب کولرهای میانی و محدودیت دمای خروجی

فرایند تراکم در کمپرسور ها یک فرآیند به شدت گرمازا است. اگر قصد افزایش فشار به مقدار قابل توجهی را داشته باشیم طبعاً دما خیلی بالا می رود و ممکن است تمام قطعات کمپرسور توان تحمل این دما را برای مدت زیادی نداشته باشند و روغنکاری کمپرسور هم با مشکل مواجه شود.

به همین دلیل می بایست با افزایش تعداد مراحل کمپرسور ها و با نصب کولرهای میانی عملیات تراکم گاز را حتی المقدور به حالت ایزوترم نزدیک نماییم. در اینصورت به دلیل اینکه حجم مولی گاز با گرفتن حرارت آن، در حداقل مقدار ممکن باقی می ماند، کار کمتری انجام می شود، لذا راندمان کار بالا رفته و مصرف انرژی هم مطابق شکل زیر کمتر خواهد شد.

$$W = \int PdV$$



شکل (۷-۵): مقایسه منحنی های تراکم چند مرحله ای آدیاباتیک و همدم

بنابراین با چند مرحله ای کردن کمپرسورها می توان قطعات مکانیکی کمپرسور را از مواجهه با دماهای زیاد مصون نگه داشت. همچنین با چند مرحله ای کردن کمپرسور، لازم نخواهد بود بدنه و قطعات تمام این مراحل برای فشارهای بالا طراحی شوند و صرفاً مراحل آخر با مترتال مناسب برای فشارهای بالا سفارش داده می شوند که طبعاً از نظر هزینه تمام شده مفید واقع خواهد شد.

در تراکم چند مرحله ای بهتر است تا دمای هر مرحله را تا دمای ورودی به کمپرسور کم کنیم ولی همواره به دلیل محدودیتهایی از قبیل میعان گاز در ورودی و هزینه های مربوط به سرد سازی چنین اتفاقی نمی افتد.

۶-۷: روش های کاهش دما در کمپرسورهای چند مرحله ای

گاز ممکن است در داخل بدنه یا یک مبدل حرارتی خارجی خنک شود. اگر خنک سازی در داخل بدنه صورت پذیرد، دو روش برای آن وجود دارد:

۱- استفاده از دیافراگم بین هر مرحله

در سیستم خنک سازی دیافراگمی آب با سرعت بالا در داخل بدنه^۱ سیرکوله می شود.

۲- تزریق آب بصورت مستقیم به گاز

در روش تزریق آب، آب را بصورت مستقیم به داخل گاز اسپری می کنند اما در این روش احتمال

خوردگی و فرسایش کمپرسور زیاد است. این روش از ارزانهترین روش های کنترل دمای خروجی می باشد.

۷-۷: کمپرسورهای چند مرحله ای

اگر بخواهیم تنها با یک مرحله فشار زیادی تولید کنیم، نسبت تراکم در یک کمپرسور خیلی بالا می رود و منجر به وارد آمدن فشار زیاد به کمپرسور و پیچیده شدن طراحی و متریال آن و گران شدن قیمت تمام شده و حتی ایمنی کمتر آن می شود. بنابراین در عمل از نسبت تراکمهایی بین ۲-۱/۲ استفاده می شود (در اغلب ایستگاه های تراکم گاز از نسبت تراکم بین ۱/۷۵-۱/۳۵ استفاده می شود). به همین دلیل در طراحی باید از چند مرحله کمپرسور سری استفاده نماییم. از دید سازندگان نسبت تراکم حداکثر تا ۶ برای کمپرسورها قابل قبول است. اما از طرف دیگر محدودیت انتخاب کمپرسورهای تک مرحله ای دمای خروجی کمپرسور می باشد که نباید بیش از محدوده ۳۵۰-۲۵۰ درجه فارنهایت یا ۱۷۵-۱۲۰ درجه سانتیگراد باشد.

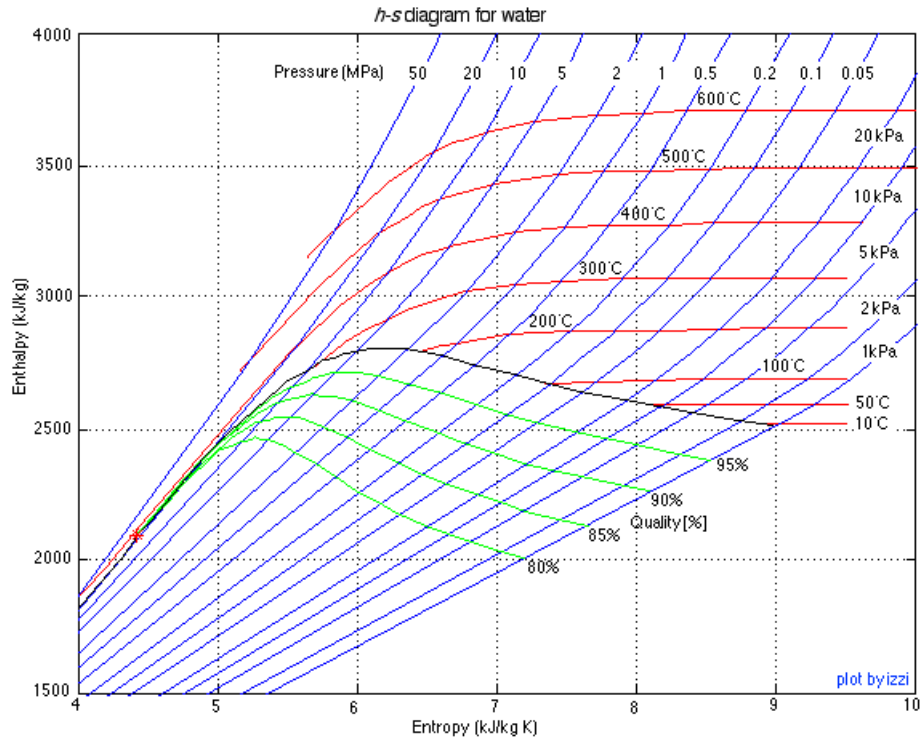
۷-۸: نسبت تراکم و یافتن تعداد مراحل کمپرسورها

نسبت تراکم در هر مرحله برابر است با میانگین هندسی فشار ورودی به اولین مرحله و فشار خروجی از آخرین مرحله. پارامتر N تعداد مراحل است.

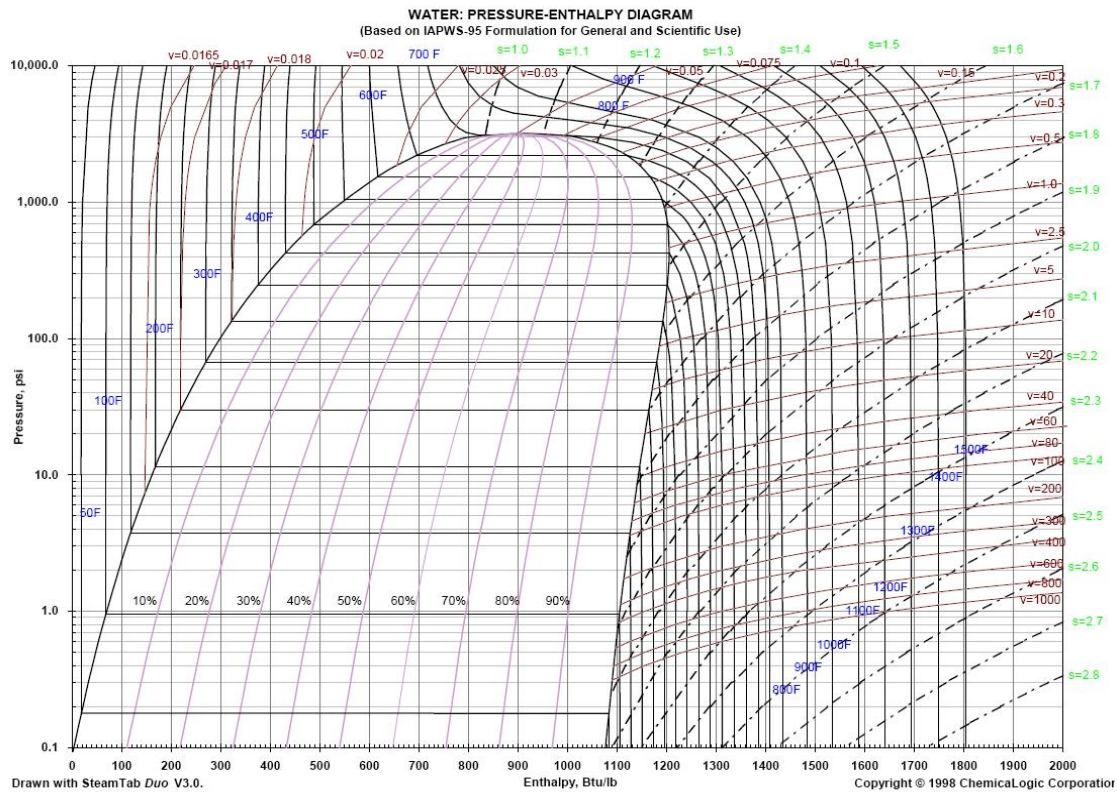
$$r = \left(\frac{P_N}{P_1} \right)^{\frac{1}{N}} \quad (7-1)$$

البته این رابطه برای حالت گاز ایده آل ($Z=1$) است و برای گازهای واقعی باید از دیاگرام مولیر^۲ استفاده کرد که به نام منحنی های آنتالپی - آنتروپی و آنتالپی - فشار معروفند.

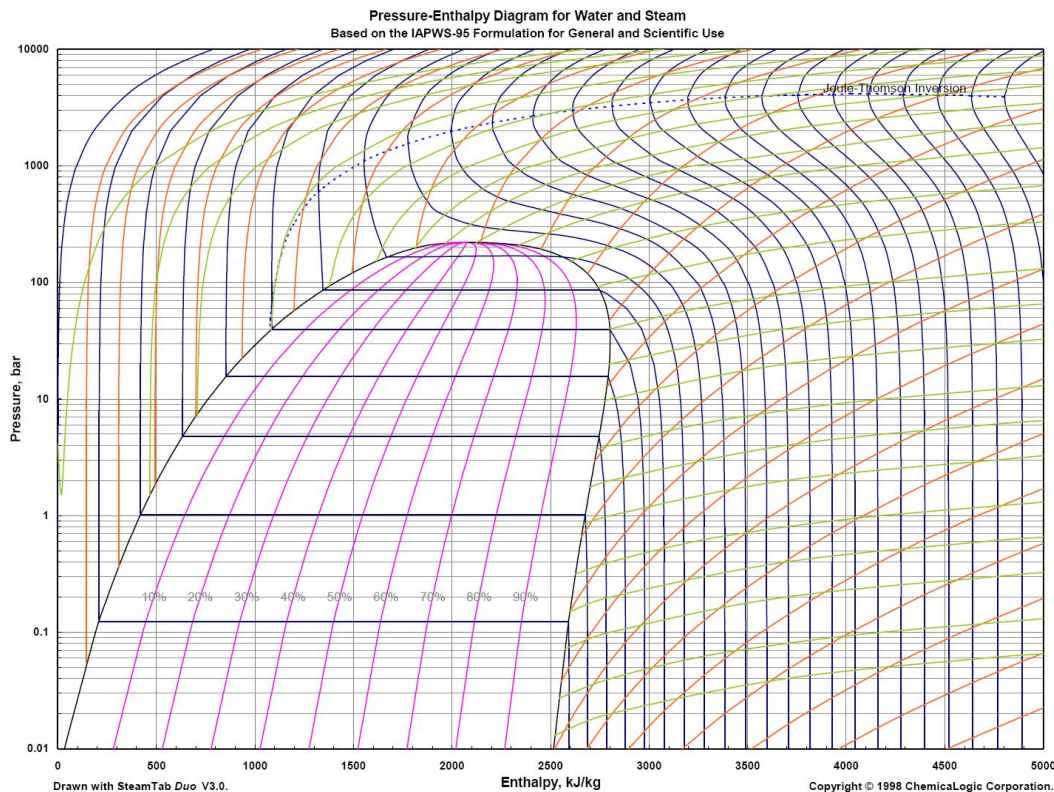
1 - Casing
2 - Mollier



شکل (۷-۶ الف): دیاگرام آنتالپی-آنتروپی مولیر برای محاسبه شرایط خروجی کمپرسور (سیال آب)



شکل (۷-۶ ب): دیاگرام آنتالپی-آنتروپی مولیر برای محاسبه شرایط خروجی کمپرسور (سیال آب)، سیستم انگلیسی



شکل (۷-۶ ج): دیاگرام آنتالپی-آنترپی مولیر برای محاسبه شرایط خروجی کمپرسور (سیال آب)، سیستم متریک

با این منحنی ها می توان، دمای دهش، هد و سرمایه‌ش مورد نیاز را به دست آورد. اغلب سعی بر این است که کمپرسورهای چند مرحله ای دارای نسبت تراکمهای مساوی باشند. مثلاً برای رساندن فشار از ۱۰۰ psi تا ۱۶۰۰ psi اگر از دو مرحله استفاده شود، نسبت تراکم ۴ مناسب است. در اینصورت فشار در مرحله اول تا $100 \times 4 = 400$ psi و در مرحله دوم تا $400 \times 4 = 1600$ psi رسانده می شود.

برای یافتن تعداد بهینه مراحل کمپرسورها به ازای $N=1$ و $N=2$ و ... مقدار r را به دست می آوریم. با اولین مقدار N که شرط $r \leq 6$ در مورد آن صدق کند ادامه بررسی را انجام می دهیم که عبارت است از محاسبه دمای خروجی از کمپرسور و تحقیق اینکه آیا شرط $T_2 \leq 300^\circ F$ در مورد آن صادق است یا خیر؟ البته به جای $^\circ F$ 300 ممکن است دمای کمتر یا بیشتری مد نظر قرار گیرد که باید از استانداردهای مرتبط آن را یافت. دمای خروجی را با رابطه زیر به دست می آوریم.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad : (7-2)$$

اگر شرط $T_2 \leq 300^\circ\text{F}$ برقرار باشد تعداد مراحل محاسبه شده درست است اما اگر این شرط برقرار نباشد دو راه حل وجود دارد:

۱- دمای گاز ورودی از قسمت مکش با نصب یک کولر کاهش داده شود. برای اینکه بدانیم چقدر دمای ورودی را باید کم کرد $T_h = 300^\circ\text{F}$ را (بعد از تبدیل آن به دمای مطلق) در رابطه بالا قرار می دهیم تا حداکثر دمای قابل قبول برای T_1 محاسبه شود.

۲- تعداد مراحل را افزایش دهیم. بطوریکه اگر مثلاً در حالت قبل حالت دو مرحله ای را انتخاب کرده بودیم، این بار حالت سه مرحله ای را امتحان می کنیم و باز هم دمای خروجی را چک می کنیم.

۹-۷: محاسبات کمپرسورهای سانتریفوژ

محاسبات کمپرسورها شامل تعیین دبی ورودی، ارتفاع کلی، تعداد مراحل، ارتفاع هر مرحله، سرعت خطی لبه پروانه، قطر پروانه و راندمان کمپرسور می باشد. در گام نخست ارتفاع پلی تروپیک باید محاسبه شود. برای این منظور از رابطه زیر استفاده می شود.

$$H_p = Z.Mw.T_1 \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \left(r_p^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} - 1 \right) \quad : (7-3)$$

$$r_p = \frac{P_2}{P_1}$$

در این رابطه Z ضریب تراکم پذیری است که معمولاً برابر یک فرض می شود، Mw جرم مولکولی گاز و T_p نسبت تراکم کلی است. در این رابطه برای محاسبه ارتفاع پلی تروپیک باید نمای پلی تروپیک (γ) را محاسبه کنیم. برای محاسبه نمای پلی تروپیک به روش زیر عمل می کنیم:

اگر دما در خروجی کمپرسور معلوم باشد، γ از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\gamma = \frac{\ln \frac{P_2}{P_1}}{\ln \frac{P_2}{P_1} - \ln \frac{T_2}{T_1}} \quad : (7-4)$$

اگر دما در خروجی کمپرسور معلوم نباشد باید به روش سعی و خطا γ را محاسبه کنیم. به این منظور ابتدا باید مقدار K (توان آدیاباتیک) را در قسمت ورودی کمپرسور محاسبه نماییم و سپس با فرض راندمان پلی تروپیک (η_p)، مقدار اولیه γ را از رابطه زیر محاسبه کنیم:

$$\eta_p = \frac{\left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)}{\left(\frac{k}{k-1}\right)} \quad : (7-5)$$

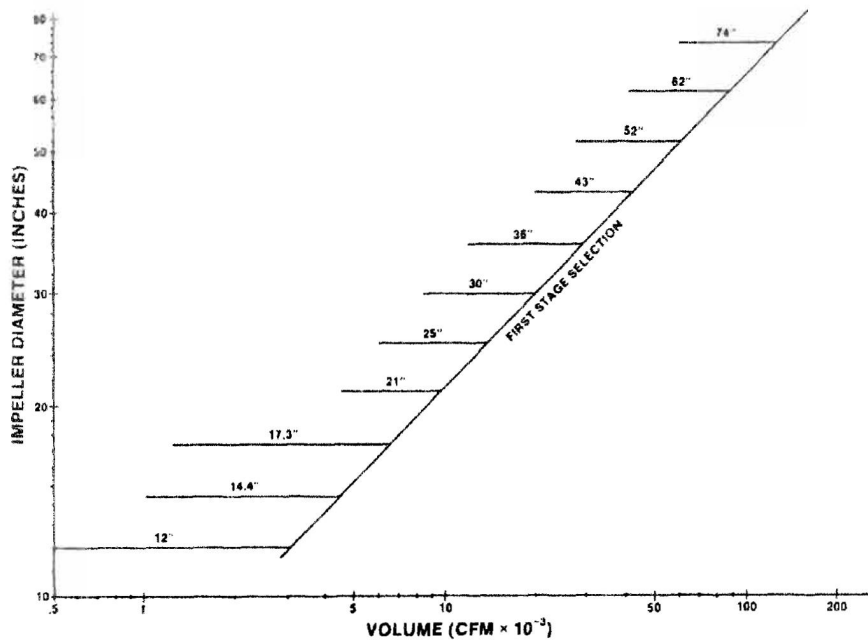
$$K = \frac{C_p}{C_v}$$

با توجه به مقدار اولیه محاسبه شده برای γ ، T_2 را از رابطه (۷-۲) محاسبه می کنیم و با استفاده از آن، γ را مجدداً از رابطه (۷-۴) محاسبه می کنیم. در صورتیکه مقدار γ ها یکی نبود باید مقدار η_p را تغییر داده و مجدداً این کار را تکرار کرد تا مقدار واقعی γ بدست آید.

پس از محاسبه ارتفاع پلی تروپیک، باید تعداد مراحل کمپرسور را محاسبه کرد. جهت این کار فرض می شود که هر پروانه یک مرحله را تشکیل دهد و ارتفاع هر مرحله ۳۰۴۸ متر یا ۱۰۰۰۰ فوت باشد. مقدار فوق برای گازهای با جرم مولکولی ۲۸ تا ۳۰ نظیر ازت و هوا مورد تأیید است. برای گازهای با جرم مولکولی بالاتر از این مقدار، به ازاء هر واحد افزایش در جرم مولکولی مقدار ارتفاع باید ۳۰ متر کاهش داده شود و به ازاء هر واحد کاهش در جرم مولکولی مقدار ارتفاع باید ۶۰ متر افزایش یابد. روش اصلاحی فوق برای گازهای با جرم مولکولی ۲ تا ۷۰ دارای نتایج قابل قبولی است. با تقسیم H_p بر ارتفاع هر مرحله تعداد مراحل کمپرسور به دست می آید. عدد غیر صحیح را به عدد صحیح بزرگتر گرد کرده و سپس با تقسیم مجدد H_p بر عدد گرد شده، ارتفاع واقعی هر مرحله را محاسبه می کنیم. تعداد مراحل در هر پوسته نباید از ۸ تجاوز نماید. سرعت گاز در لبه پروانه را از رابطه زیر محاسبه می کنیم:

$$u = \left(\frac{H_p \cdot g}{\mu}\right)^{0.5} \quad : (7-6)$$

μ ضریب ارتفاع پلی تروپیک است که معمولاً برابر ۰/۴۸ است. قطر پروانه را با استفاده از نمودار (۷-۷) و با توجه به مقدار دبی گاز ورودی، به دست می آوریم:



شکل (۷-۷): نمودار تخمین قطر پروانه در کمپرسورهای سانتریفیوژی از روی دبی ورودی

بعد از تبدیل قطر از اینچ به متر، از رابطه زیر سرعت دورانی کمپرسور را بر حسب rpm به دست می آوریم:

$$N = \frac{60u}{\pi.d} \quad (7-7)$$

برای محاسبه راندمان کمپرسور هم به روش زیر عمل می کنیم:

دبی خروجی از آخرین مرحله کمپرسور را از رابطه (۷-۸) محاسبه می کنیم. در این رابطه Z شماره آخرین مرحله است.

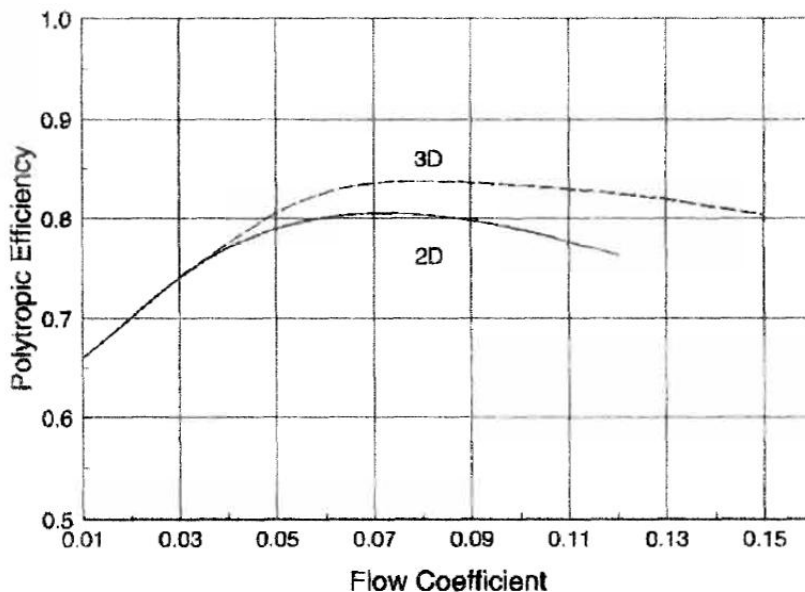
$$Q_d = \frac{Q_{in}}{\left(r_p \left(\frac{z-1}{z}\right)\right)^{\frac{1}{\gamma}}} \quad (7-8)$$

نکته: دبی حجمی ورودی و خروجی کمپرسور متفاوتند. در محاسبات کمپرسورها منظور از دبی دبی ورودی می باشد.

سپس از رابطه (۷-۹) ضریب جریان را یک بار برای جریان ورودی (Q_{in}) و یک بار برای جریان خروجی کمپرسور (Q_d) محاسبه می کنیم:

$$\sigma = 0.405 \frac{Q}{N.d^3} \quad (7-9)$$

مقدار ضریب جریان برای اولین مرحله نباید از ۰/۱ بیشتر بوده و نباید برای آخرین مرحله کمتر از ۰/۰۲ باشد. اگر مقدار ضریب جریان از محدوده های ذکر شده تجاوز نمود باید قطر پروانه را با توجه به شکل (۷-۷) تغییر داد. بعد از محاسبه ضریب جریان برای مراحل اول و آخر کمپرسور مقدار متوسط آن را محاسبه کرده و با استفاده از آن راندمان پلی تروپیک را با توجه به شکل (۷-۸) محاسبه می کنیم. با توجه به راندمان پلی تروپیک جدید و رابطه (۷-۵)، نمای پلی تروپیک (۷) را محاسبه کرده و با مقدار قبلی آن مقایسه می کنیم. در صورت اختلاف محاسبات را تکرار می کنیم تا صحت مقادیر فرض شده ثابت شود.



شکل (۷-۸): نمودار تخمین راندمان پلی تروپیک کمپرسورهای سانتریفیوژ از روی ضریب جریان

حال به کمک رابطه زیر می توانیم توان نهایی کمپرسور را به دست آوریم.

$$W_p = \frac{W \times H_p}{1000 \times \eta_p} + \text{Mechanical Loss} \quad (7-10)$$

W در این رابطه دبی جرمی بر حسب $\frac{kg}{min}$ است.

W_p هم توان کمپرسور بر حسب kw است.

افت مکانیکی در کمپرسورهای سانتریفیوژ حدود ۱ درصد است و به عبارتی راندمان مکانیکی حدود ۹۹٪

است. بنابراین برای محاسبه BHP نهایی، می توان GHP را در ۱/۰۱ ضرب کرد.

در روش گفته شده فرض بر اینست که سیستم فاقد خنک کن بین مرحله ای بوده و از میزان تلفات ارتفاع در بین مراحل صرفنظر شده است. ولی در عمل می بایست موارد فوق را نیز منظور نمود. در محاسبه هد کمپرسورها، برای محاسبه افت اتصالات گوناگون می توان از اطلاعات جدول (۷-۱) استفاده کرد. جدول (۷-۱): ضرایب هد سرعت برای اتصالات مختلف در محاسبه هد کمپرسورها

Velocity Head Multipliers	
Description	K-factor
Reducer contraction	
0.75	0.2
0.50	0.3
Reducer enlargement	
0.75	0.5
0.50	0.6
0.25	0.9
Gate valve	
Fully open	0.15
0.25 open	25.0
Elbow	
Long radius	0.15
Short radius	0.25
Miter	1.10
Close return bend	0.5
Swing check or ball valve	2.2
Tee flow through bull-head	1.8
Angle valve, open	3.0
Globe valve, open	5.0
Filters	
Clean	4.0
Foul	20.0
Intercoolers	17.0
Gas separators	7.0
Surge bottles	
No choke tube	4.0
With choke tube	12.0
Casing inlet nozzle	0.5
Sidestream inlet nozzle (diaphragm)	1.0
Sidestream inlet nozzle (stage space)	0.8
Casing discharge nozzle	0.5
Extraction nozzle	0.8

مقدار افت فشار در خنک کن بین مرحله ای را می توان ۲٪ فشار ورودی خنک کن منظور نمود. برای کمپرسورهائی که در فشار کم کار می کنند، افت فشار معادل ۲٪ قابل قبول نبوده و باید حداکثر ۲ psi باشد. برای کمپرسورهای سه مرحله ای به بالا هم افت فشار ۵-۱ psi قابل قبول است. دمای خروجی کمپرسور نباید بیش از ۳۵۰-۲۵۰ درجه فارنهایت یا ۱۷۵-۱۲۰ درجه سانتیگراد باشد. هر چه میزان اکسیژن در گاز بیشتر باشد دمای پایینتر قابل قبول است. اگر در این مورد محدودیتی ذکر نشود حد °F

۳۰۰ را حد نهایی فرض می کنیم. برای تراکم هیدروژن دما نباید از ۱۳۵ درجه سانتیگراد تجاوز کند و در تراکم گازهایی مانند اکسیژن، کلرین، استیلن لازم است که دما پایین تر از ۱۰۰ درجه سانتی گراد نگه داشته شود.

تمرین

مطلوبست محاسبات سایزینگ کمپرسور با شرایط زیر؟

$$Q_1 = 175 \frac{m^3}{min}, W_m = 3.3 \frac{kg}{min}, Mw = 28.46 \frac{kg}{kgmole}, P_1 = 1 bar, P_2 = 2.72 bar$$

$$T_1 = 30^\circ C, K = 1.395$$

راندمان پلی تروپیک را برابر ۷۵٪ فرض کرده و مقدار اولیه γ را از رابطه (۷-۵) محاسبه کنیم:

$$0.75 = \frac{\left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)}{\left(\frac{1.395}{1.395-1}\right)} \Rightarrow \gamma = 1.608$$

با توجه به مقدار اولیه محاسبه شده برای γ ، دمای گاز خروجی از مرحله آخر را محاسبه می کنیم:

$$\left\{ \begin{array}{l} r_p = \frac{P_2}{P_1} = \frac{2.72}{1} = 2.72 \\ \Rightarrow T_2 = (30 + 273) \times 2.72^{\left(\frac{1.608-1}{1.608}\right)} = 442.33^\circ K \\ \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \end{array} \right.$$

مقدار جدید γ را از رابطه (۷-۴) محاسبه کرده و با مقدار قبلی آن مقایسه می کنیم:

$$\gamma = \frac{\ln 2.72}{\ln 2.72 - \ln \frac{442.33}{303}} = 1.6078 \approx 1.608$$

ارتفاع پلی تروپیک را از رابطه (۷-۳) محاسبه می کنیم:

$$H_p = 1 \times 28.46 \times 303 \times \left(\frac{1.608}{1.608-1}\right) \left(2.72^{\left(\frac{1.608-1}{1.608}\right)} - 1\right) = 11076 m$$

تعداد مراحل کمپرسور برابر خواهد بود با:

$$Z = \frac{11076}{3048} = 3.63 \approx 4$$

ارتفاع هر مرحله بعد از گرد کردن مراحل برابر است با:

$$H_p = \frac{11076}{4} = 2769 \text{ m}$$

با فرض ضریب ارتفاع برابر با ۰/۴۸ سرعت دورانی کمپرسور از رابطه (۷-۶) برابر است با:

$$u = \left(\frac{2769 \times 9.81}{0.48} \right)^{0.5} = 238 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

قطر پروانه با توجه به مقدار دبی به کمک شکل (۷-۷) برابر ۱۷/۳ اینچ (۰/۴۴ متر) بدست می آید. سرعت دورانی شفت هم از رابطه (۷-۷) محاسبه می شود:

$$N = \frac{60 \times 238}{\pi \times 0.44} = 10349 \text{ rpm}$$

برای محاسبه راندمان کمپرسور دبی خروجی از آخرین مرحله کمپرسور را از رابطه (۷-۸) محاسبه می کنیم:

$$Q_d = \frac{175}{\left(2.72^{\left(\frac{4-1}{4} \right)^{\frac{1}{1.608}}} \right)} = 109.5 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

با استفاده از رابطه (۷-۹):

$$\sigma = 0.405 \times \frac{175}{10349 \times 0.44^3} \approx 0.08 \Rightarrow \eta_p = 0.79$$

$$\sigma = 0.405 \times \frac{109.5}{10349 \times 0.44^3} \approx 0.05 \Rightarrow \eta_p = 0.79$$

متوسط راندمان پلی تروپیک برابر ۷۹٪ خواهد بود.

لازم است در این مرحله نمای پلی تروپیک اصلاح شود:

$$0.79 = \frac{\left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right)}{\left(\frac{1.395}{1.395 - 1} \right)} \Rightarrow \gamma = 2.787$$

$$\Rightarrow T_2 = (30 + 273) \times 2.72^{\left(\frac{2.787-1}{2.787} \right)} = 437 \text{ }^\circ\text{K}$$

به دلیل اینکه تغییرات راندمان ناچیز است از محاسبه مجدد ارتفاع پلی تروپیک صرف نظر می شود.

حال به کمک رابطه (۷-۱۰) می توانیم توان کمپرسور را به دست آوریم:

$$W_p = \frac{1.01 \times 9.81 \times 3.3 \times 11076}{1000 \times 0.79} = 458.4 \text{ kW}$$



طراحی تجهیزات فرآیندی

جلسه یازدهم

- آشنایی با شیرهای صنعتی
- آشنایی با تئوری کامل طراحی شیرهای کنترل (Control Valve Sizing)
- آشنایی با طراحی، شبیه سازی و چک کردن شیرهای کنترل در نرم افزار Aspen Plus
- حل تمرین

۸-۱: معرفی شیرهای صنعتی (VALVES):

چهار وظیفه اصلی شیرهای صنعتی را می توان به صورت زیر خلاصه نمود :

۱. باز و بسته کردن جریان
۲. کنترل جریان و تنظیم مقدار سیال عبوری
۳. جلوگیری از بازگشت جریان
۴. کنترل و تنظیم فشار
۵. کنترل و ایمن نگه داشتن دستگاه های تحت فشار

شیر های صنعتی در یک تقسیم بندی کلی به سه دسته تقسیم می شوند:

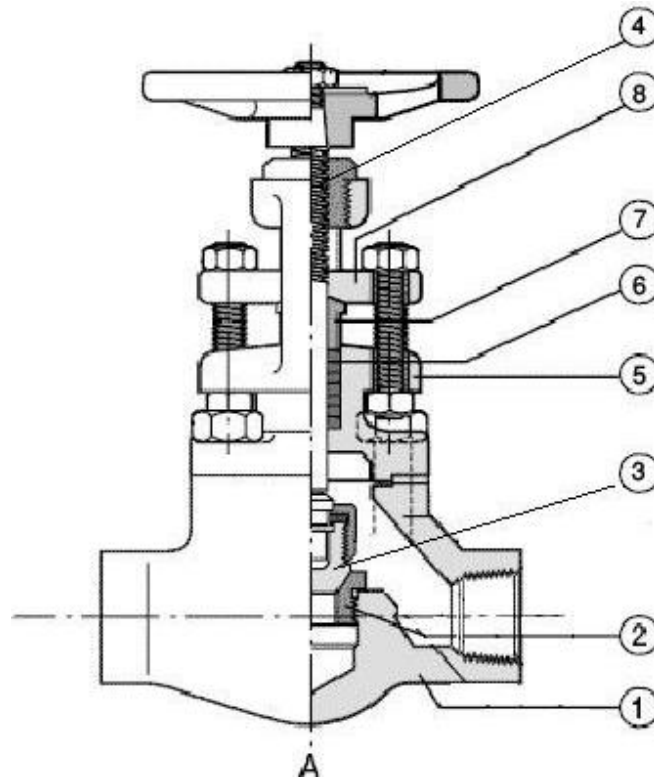
۱. شیرهای دستی که با نیروی انسانی باز و بسته می شوند (Manual Valves)
۲. شیرهای خودکار که با نیروی هوا کار می کنند (Control Valves)
۳. شیر های خودکار که با نیروی برق کار می کنند (Solenoid Valves)

شیرهای صنعتی از لحاظ شکل و نحوه محدود کردن جریان در انواع مختلف ساخته می شود که عبارتند از:

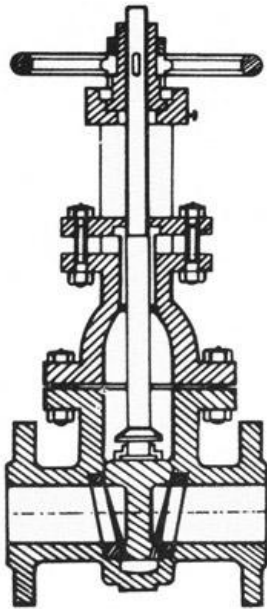
- شیرهای قطع و وصل جریان
 - ✓ شیرهای کشوئی (Gate Valves)
 - ✓ شیرهای سماوری (Plug or Cock Valves)
 - ✓ شیرهای توپی (Ball Valves)
 - شیرهای تنظیم جریان
 - ✓ شیرهای کروی (Globe Valves)
 - ✓ شیرهای سوزنی (Needle Valves)
 - ✓ پروانه ای (Butterfly Valves)
 - شیرهای یکطرفه (None Return or Check Valves)
 - شیرهای دیافرامگی (Diaphragm Valves)
 - شیر اطمینان (Safety Valves)
- با توجه به محدوده دما و فشار، نوع سیال (گاز یا مایع) و میزان خوردگی سیال، اجزا و ساختمان ولو ها می توانند تغییر کنند.

ساختمان عمومی شیرها مطابق شکل متشکل از قسمت های مهم زیر است:

۱. بدنه شیر که کلیه قسمت های داخلی شیر را در خود جای می دهد.
۲. نشیمنگاه یا SEAT که قسمت متحرک بر روی آن قرار میگیرد و هنگامی که ولو بسته است وظیفه آب بندی ولو در مقابل جریان را نیز بر عهده دارد. این قسمت به بدنه شیر متصل می گردد.
۳. قسمتی که وظیفه باز و بسته کردن مسیر را بر عهده دارد و معمولاً بصورت دیسک یا توپی است.
۴. ساقه یا STEM که وظیفه ایجاد ارتباط بین کاربر و قسمت داخلی را بر عهده دارد.
۵. سرپوش یا Bonnet که در قسمت فوقانی بدنه قرار می گیرد .
۶. قسمت آب بندی (Packing) که مانع نشت سیال از قسمت فوقانی می گردد.
۷. Stuffing Box قسمتی ما بین Stem و Bonnet که Packing در آن قرار می گیرد.
۸. دسته شیر که به ساقه شیر متصل است.
۹. در برخی موارد برای باز و بسته کردن ولو از یک محرک بیرونی مانند یک موتور الکتریکی استفاده می شود که به آن Actuator می گویند.

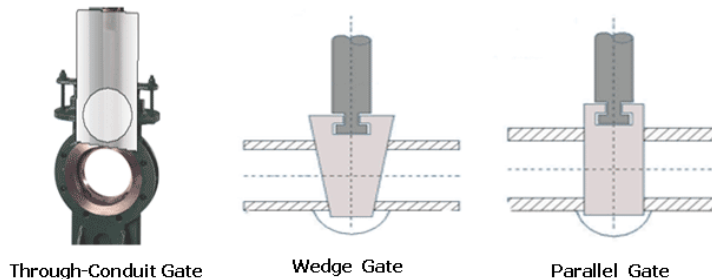


۸-۱-۱: شیرهای کشویی (Gate Valves) :



این شیر اکثراً در جاهایی که بخواهند جریان سیال را به طور کامل باز و بسته نمایند بکار می رود. عمل باز و بسته شدن در این شیرها توسط حرکت عمود بر جریان یک صفحه کشویی که بین دو نشیمنگاه محصور شده صورت می گیرد. در این نوع شیر افت فشار در حالت باز نسبت به بقیه شیرها کمتر است، این شیر برای کنترل جریان مورد استفاده قرار نمی گیرد. البته در سائزهای بالا از برخی از این نوع شیرها برای کنترل جریان هم می توان استفاده کرد. کاربرد این نوع شیر معمولاً در سیستم های یوتیلیتی (آب ، هوا، بخار و ...) و لوله های طویل است. این شیر از عمومی ترین و پر استفاده ترین شیرها می باشد. شکل زیر یک نمونه Gate Valve ساده را نمایش می دهد. Gate یا عضو مسدود کننده شیر های دروازه ای می تواند به سه

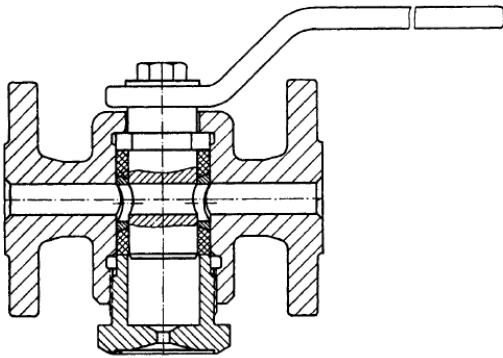
صورت تخت (Parallel) ، گوه ای شکل (Wedge) ، مجرای مُدور یا چاقویی (Through-Conduit or Knife) باشد.



در نوع صفحه موازی، عضو مسدود کننده یا Gate صفحه تخت با ضخامت یکسان می باشد، در حالیکه این قسمت در نوع دوم گوه ای شکل بوده و باز کردن شیر در این نوع راحت تر از حالت تخت می باشد، در ضمن میزان تنش وارده به صفحه در حالت گوه ای کمتر است ولی به دلیل اینکه هنگام باز بودن شیر، جریان به قسمت بالا نیز راه می یابد ، افت فشار آن در این حالت بیشتر است و جریان مغشوش تر می شود. در نوع سوم gate صفحه ای با مقطع مستطیلی است که حفره ای دایره ای شکل به اندازه مجرای ورودی شیر بر سطح آن ایجاد شده است. در نوع آخر، عضو مسدود کننده دارای لبه های تیز است تا چنانچه ذراتی در seat قرار گرفته باشد ، آنها را قطع کند و آب بندی بهتر صورت گیرد. باتوجه به سادگی ساختمان Gate Valve تعمیر و تعویض قطعات آن راحت تر و کم هزینه تر از بقیه شیرهاست .

۸-۱-۲: شیرهای سماوری Plug Valves

شیرهای سماوری با یک چرخش ۹۰ درجه ای، از حالت کاملاً بسته به حالت کاملاً باز و برعکس تبدیل می گردند. این شیرها برای کنترل جریان بصورت دستی جهت قطع و وصل کامل جریان استفاده می شوند.

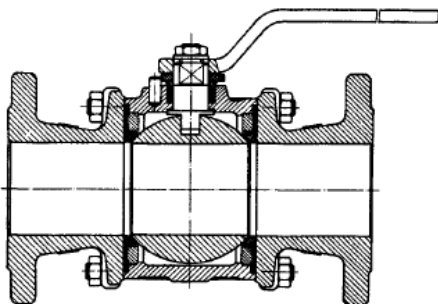


در این نوع شیر دریچه شیر در بدنه آن قرار دارد و بالا و پایین نمی رود و تنها می تواند بگردد. ظرفیت این شیرها بستگی به قطر ارفیس و مساحت سطح روزنه شیر دارد و هر چه قدر نسبت این قطر به قطر لوله نزدیک باشد بازده شیر به عنوان یک وسیله کنترل کننده جریان، کم خواهد شد. این شیرها نسبتاً ارزان هستند و در همان وضعیتی که تنظیم می شوند باقی

می مانند و اپراتورها می توانند وضعیت باز و بسته بودن شیر را کنترل کنند. این نوع شیر را به راحتی می توان به صورت چند دریچه ای ساخت. استفاده از شیرهای سه راهه و یا چهار راهه در فرآیندهای نفت و گاز و انرژی هسته ای بسیار معمول است.

۸-۱-۳: شیرهای توپی (Ball Valves)

شیر توپی اساساً شیر پلاگی است که پلاگ آن کروی و نشیمنگاه آن چاله مانند است و از آن برای قطع و وصل کامل جریان استفاده می شود. با یک چرخش ۹۰ درجه ای، از حالت کاملاً بسته به حالت کاملاً باز و برعکس تبدیل می گردند. در صورت باز بودن شیر مواد در خط مستقیم و بدون برخورد با مانع در مجرای



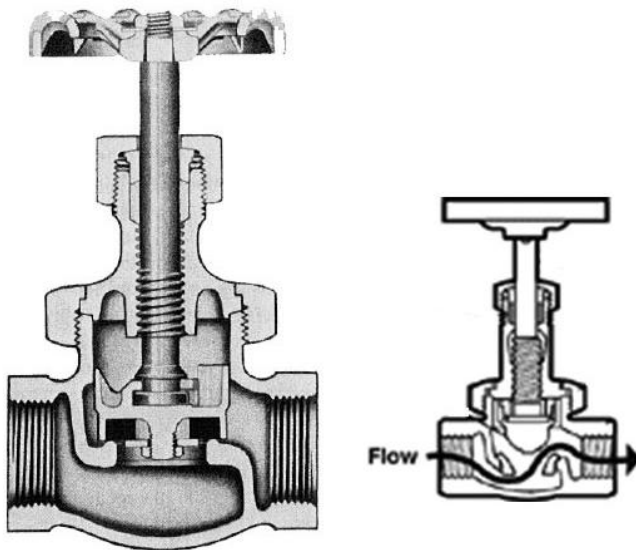
به اندازه لوله ای متصل به آن حرکت می کند. این نوع شیرها روان و نرم بوده و در درجات مختلف دما و فشارهای مختلف کار می کند. این نوع شیر در صنعت کاربرد زیادی دارد و به دو صورت نوع توپی شناور^۱ (برای کاربرد در فشارهای پایین) و نوع توپی متصل به محور گردنده^۲ ساخته می شود. این شیرها برای فشارهای بسیار بالا هم کاربرد دارند.

1 - Floating Ball

2 -Trunnion Mounted Ball

۸-۱-۴: شیر کروی (Globe Valves)

نام این شیر از شکل کروی قسمت مسدود کننده آن (globular) نشأت می گیرد. در این نوع شیر جریان از یک مسیر مستقیم عبور نمی کند، بنابراین مقاومت آن در برابر جریان افزایش یافته و افت فشار قابل توجهی

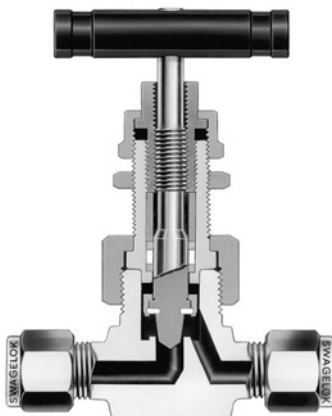


را ایجاد می کند. حرکت جریان سیال در این نوع شیر تقریباً سینوسی ۱۸۰ درجه ای است. بر خلاف Gate Valve، در این شیر یک رابطه مستقیم بین تعداد دور های باز شدن شیر و میزان جریان عبوری دارد. بطور مثال اگر در چهار دور یک شیر بطور کامل باز شود، با دو دور باز کردن میزان جریان حدود پنجاه درصد خواهد بود. تفاوت دیگر آن این است که در شیرهای

Globe عضو مسدود کننده موازی جریان حرکت می کند، در حالیکه این قسمت در شیرهای کشویی عمود بر جریان حرکت می کند. به احتمال قریب به یقین می توان گفت، این نوع شیر پر مصرف ترین شیر در سرویس ها و لوله کشی ها است و برای کنترل جریان مناسب است. در محل هایی که شیر بصورت مکرر باز و بسته می شود از این نوع شیر می توان استفاده کرد. در این نوع شیرها سائیدگی قطعات به نسبت شیرهای کشویی کمتر و یکنواخت تر است. تعمیر و نگهداری این نوع شیرها نسبتاً ساده است و می توان آن را بر روی خط تعمیر کرد بدون آنکه نیاز به جابجا کردن آن باشد.

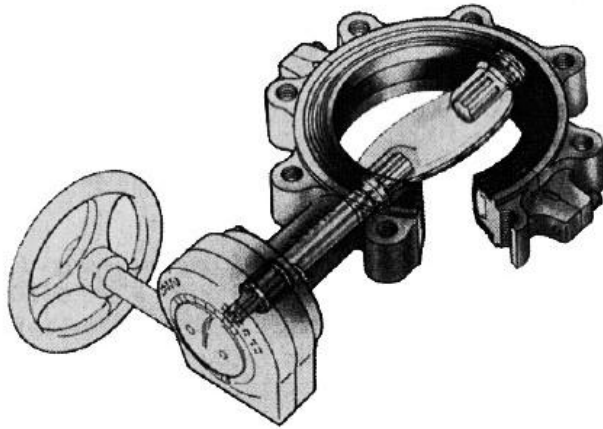
۸-۱-۵: شیرهای سوزنی (Needle Valves)

این شیر از خانواده شیرهای کروی است که از لحاظ ساختمانی بسیار ظریف و تقریباً کوچک است و در عملیات آزمایشگاهی بسیار دقیق و حساس به کار می رود.



۸-۱-۶: شیرهای پروانه ای (Butterfly Valves)

یکی از ساده ترین شیرهای صنعتی شیرهای پروانه ای هستند. ساختمان آن از یک بدنه معمولی و یک صفحه مدور که در وسط آن قرار دارد، تشکیل شده است. این صفحه حول میله متصل به آن در حدود ۹۰ درجه می چرخد و باعث باز و بسته شدن شیر می گردد. این شیرها در واحدهایی که فشار آنها در حین کار کم باشد بسیار متداول است. از ویژگی خاص این شیرها به حداکثر رساندن سرعت جریان سیال در حداقل

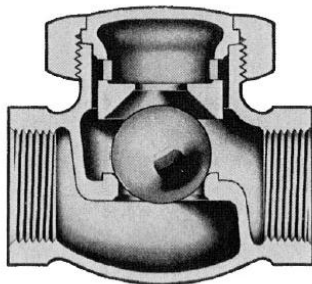


زمان می باشد. همچنین این نوع شیرها در حجم زیاد انتقال سیال مورد استفاده قرار می گیرند. شیرهای پروانه ای برای سیالات خورنده مناسب و ارزان هستند. از معایب این شیر اینست که برای دماها و فشارهای پایین مناسب هستند و برای بسته نگه داشتن نیاز به نیروی خارجی دارند.

۸-۱-۷: شیرهای یکطرفه (None Return or Check Valves)

از این شیر برای جلوگیری از بازگشت موادی که به مقصد فرستاده می شود استفاده می گردد. طرز عملکرد این شیرها بدین صورت است که فشار سیال دریچه شیر را بلند کرده و باعث عبور سیال می شود و تا زمانی که فشار زیر دریچه بیشتر از فشار روی آن باشد، شیر باز می ماند و عبور مایع یا گاز ادامه می یابد. اگر به هر علتی فشار زیر دریچه کمتر از فشار روی آن شود، وزن خود دریچه و موادی که قصد برگشتن دارند باعث بسته شدن شیر و جلوگیری از برگشت مواد می شوند. این شیرها در انواع مختلفی ساخته می شوند که عبارتند از:

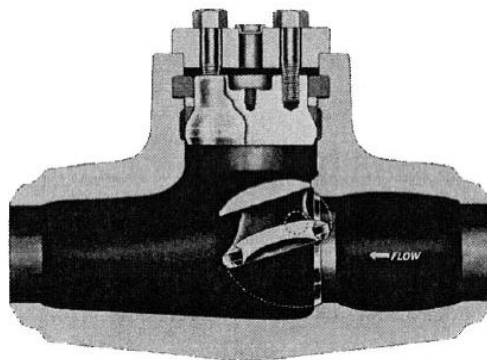
- شیرهای یکطرفه تویی



این شیر دارای یک توپ در فضای استوانه ای است که هنگام عبور جریان بالا آمده و مسیر جریان باز می شود ولی در صورت برگشت جریان به محل نشست برگشته و مسیر عبور را مسدود می کند.

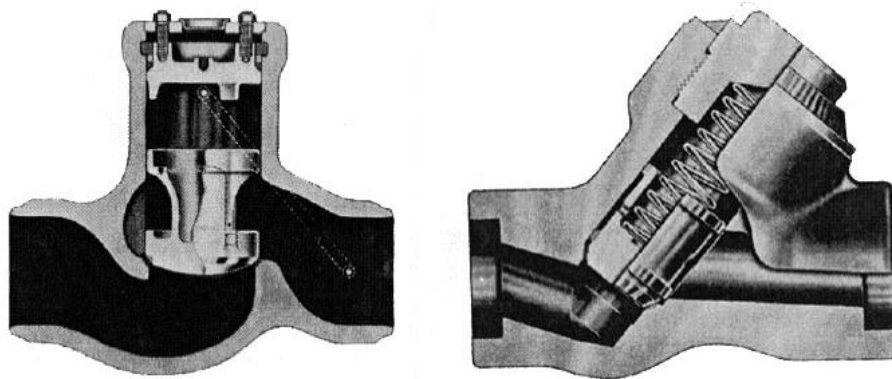
- شیر یکطرفه دیسکی

این شیر مانند شیر یکطرفه توپی عمل می کند اما به جای توپ دارای یک صفحه است که به بدنه لولا شده است.



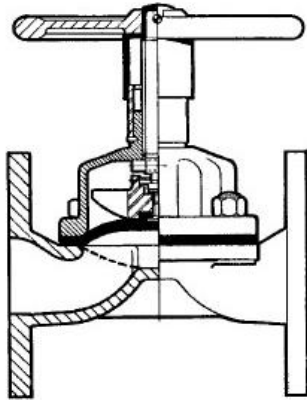
- شیر یکطرفه پیستونی

این شیر دارای یک پیستون متصل به فنر است که در یک فضای استوانه ای حرکت می کند. جریان در مسیر رفت به پیستون فشار آورده و آنرا از محل نشیمنگاه بلند کرده و باعث عبور جریان می شود ولی در صورت برگشت جریان پیستون در اثر نیروی فنر به محل نشیمنگاه برگشته و مسیر عبور را مسدود می کند.



۸-۱-۸: شیر پرده ای (دیافراگمی) (Diaphragm Valve)

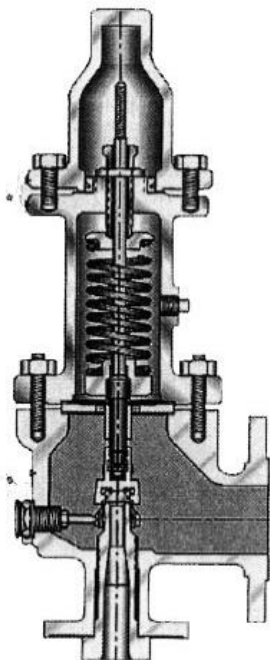
این شیر از یک پرده لاستیکی تقویت شده یا جنس قابل ارتجاع دیگر ساخته شده است که داخل بدنه شیر به ساقه شیر متصل شده است که با حرکت آن پرده قابل ارتجاع بالا و پایین شده و مجرای عبور سیال را کم و زیاد و در نتیجه مقدار عبور سیال را کنترل می نماید. از این نوع شیر برای کنترل مواد خورنده مانند اسیدها استفاده می شود. این شیر کاملاً آب بند است و نیاز به وسایل آب بندی ندارد. در صورتی که مواد از



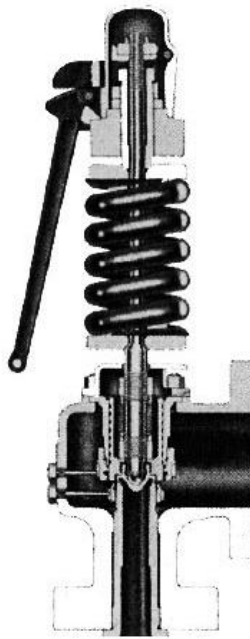
اطراف شیر بیرون بریزد نشانگر سوراخ شدن پرده است. باید توجه داشت که بکار بردن این شیر در دماهای بالا به دلیل ذوب شدن پرده بی فایده است. از این نوع شیر در فشارهای پایین و دماهای کم استفاده می شود.

۸-۱-۹: شیر اطمینان (Safety or Relife Valves)

تأسیسات تحت فشار که محتوی گاز یا مایع هستند اغلب شرایط کارشان طوری است که با فشار بالا رونده ولی تحت کنترل مواجه می باشند. برخی اوقات ممکن است ابزار کنترل کننده دچار مشکل شوند و کار خود را انجام ندهند و باعث بالا رفتن بیش از حد مجاز فشار دستگاه ها گردند که در این صورت امکان انفجار و بروز خسارات مالی و جانی وجود دارد. برای جلوگیری از چنین حالتی علاوه بر ابزار کنترل کننده از وسیله دیگری به نام شیر ایمنی روی دستگاه های تحت فشار استفاده می کنند که در صورت بالا رفتن فشار از حد مجاز بصورت خودکار عمل کرده و با باز شدن و خارج کردن مقداری از محتوی سیال مایع یا گاز دستگاه، فشار آنرا تا حد مجاز پایین می آورد. مکانیزم عملکرد این شیر ها بدین صورت است که زمانی



Relife Valve



Safety Valve

که فشار سیال زیر دریچه شیر از مقاومت فنر روی آن بیشتر شود دریچه باز و مقداری از محتوی دستگاه خارج می گردد و زمانی که فشار دستگاه به میزانی کمتر از مقاومت فنر برسد به کمک نیروی فنر دریچه بسته می شود. گاز های خارج شده در این شیرها اگر سمی یا اشتعال زا باشند به سمت فلر فرستاده می شوند و گرنه در فضا رها

می شوند.

انواع این شیرها عبارتند از:

- Safety Valve که روی ظروف محتوی گاز فشار بالا نصب می شوند و به شیر ایمنی فشار معروفند.
- Relife Valve که روی ظروف محتوی مایع فشار بالا نصب می شوند و به شیر فشار شکن معروفند.
- Safety & Relife Valve که روی ظروف محتوی گاز و مایع فشار بالا نصب می شوند.

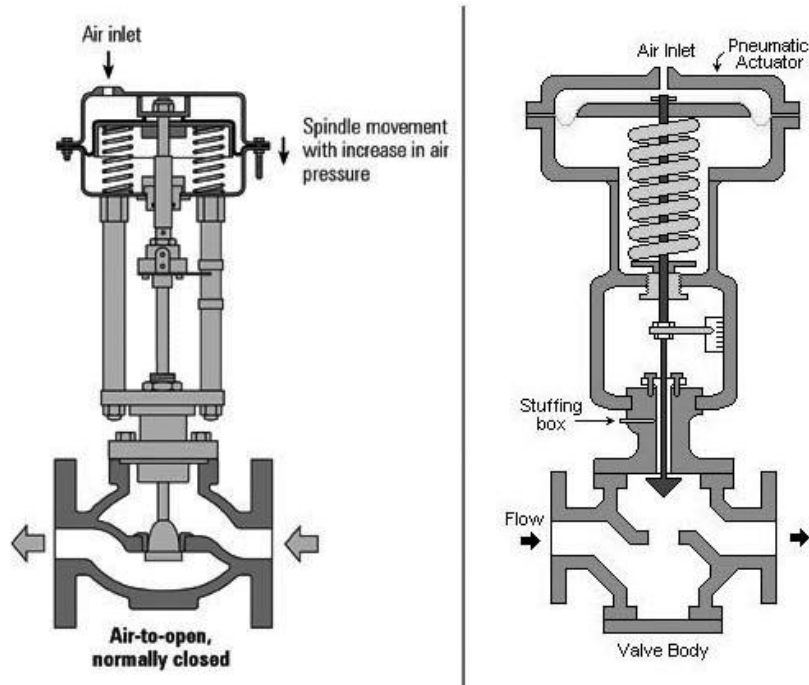
۸-۱-۱۰: شیرهای کنترل

معمولاً در واحدهای صنعتی شیرهای متعددی بکار برده می شوند که اغلب آنها در مواقع راه اندازی و یا از سرویس خارج کردن دستگاه ها یکبار با دست باز و بسته می شوند. اما در یک واحد صنعتی علاوه بر این شیرها شیرهای دیگری نیز وجود دارند که دائماً به صورت خودکار باز و بسته می شوند و عملیات واحد را کنترل می کنند. ساختمان شیرهای کنترل همانند شیرهای دستی می باشد با این تفاوت که برای باز و بسته کردن شیر از یک عامل نیروی محرکه استفاده می شود که به آن محرک (actuator) گفته می شود. سه نوع محرک برای شیرها وجود دارد؛ محرک تمام گرد (Multi turn) که برای شیرهای کشویی، کروی و دیافراگمی استفاده می شود. نوع دوم محرک ربع گرد است که در شیرهای پروانه ای، سماوری و تویی مورد استفاده قرار می گیرد. نوع سوم نیز محرک خطی است که در شیرهای کشویی، کروی و دیافراگمی مورد استفاده قرار می گیرد. نیروی محرک شیر می تواند به یکی از سه صورت زیر باشد:

۱. شیرهایی که با سیگنال الکتریکی عمل می کنند (شیرهای الکتریکی) و دو دسته می شوند:

- **شیرهای سولنوئیدی** که در آن یک سیم پچ حول ساقه شیر کنترل پیچیده شده است و عبور جریان الکتریکی از آن نیرویی ایجاد می کند که باعث باز و بسته شدن شیر کنترل می شود. از این شیرها در مواقعی که جهت باز و بسته شدن شیر به نیروی کم نیاز باشد استفاده می شود.
- **شیرهای موتوری** که در آن ساقه شیر بوسیله یک موتور که به آن متصل است حرکت می کند. از این شیر در مواقعی استفاده می شود که برای کنترل دبی زیاد گاز یا مایع قدرت زیادی لازم باشد.

۲. شیرهایی که با سیگنال بادی عمل می کنند (شیرهای بادی). در این شیرها دیافراگم قابل ارتجاع و فنری وجود دارد که در اثر فشار هوای وارده باعث فشردگی فنر شده و میزان بازی یا بسته بودن شیر را تعیین می کند.



۳. شیرهایی که با سیگنال هیدرولیکی عمل می کنند (شیرهای هیدرولیکی).

۸-۲: طراحی شیرهای کنترل

لازمه طراحی (Sizing) شیرهای کنترل آگاهی از فرمول های طراحی ، سیالات فرآیندی و شرایط سرویس برای شیر است. در ابتدا توضیح مختصری درباره فاکتور C_v که توسط آن شیرهای کنترل محاسبه و طراحی می شوند داده می شود.

شیرکنترل به عنوان عنصر نهایی یک حلقه کنترل محسوب می شود که در اکثر موارد ، حتی موقعی که یک شیر کنترلی با طراحی غلط بکار برده شود ، به خاطر موارد ذیل تعیین کننده عملکرد مناسب یک سیستم کنترلی است :

۱. تنوع بالای شیرهای کنترل
۲. انعطاف پذیری بالای تنظیمات کنترلرها
۳. نیاز به دبی های بالا که اغلب مورد نیازند.
۴. افت فشارهای موجود معمولاً بالاتر از مقادیر در نظر گرفته شده برای طراحی هستند.
۵. قابلیت در دسترس بودن شیرهای کنترل بای پس

صرفنظر از فاکتورهای بالا ، در انتخاب و طراحی شیرهای کنترل باید دقت لازم را به عمل آورد. به خاطر اینکه فاکتورهای بالا ضرورتاً ایرادات مربوط به انتخاب و طراحی شیرهای کنترل را پوشش نمی دهند. در بهترین حالت برای یک سیستم کنترل خوب ، شیرکنترل باید قادر باشد تا حداقل مقدار شدت جریان و ۱۲۰٪ حداکثر مقدار شدت جریان را جوابگو باشد.

آشنایی با اصطلاحات زیر برای طراحی شیرهای کنترل لازم و ضروری می باشند:

• تعریف C_v

مفهوم فاکتور ظرفیت C_v برای شیرهای کنترل در سال ۱۹۴۴ معرفی شد و مفهوم آن عبارت است از مقدار گالن بر دقیقه از آب ۶۰ درجه فارنهایت که یک شیر کنترل با افت فشار ۱ psi از خود عبور دهد.

مثلاً برای یک شیر با $C_v = ۱۲$ ، ۱۲ گالن در دقیقه آب را با افت فشار ۱ psi عبور می دهد. به منظور طراحی شیر کنترل ، می بایست تمامی شدت جریان های سیال فرآیندی به جریان های معادل با سیال مرجع (آب برای شدت جریان های مایع و هوا برای شدت جریان های گازی) تبدیل شوند. به خاطر اینکه

مقدار پارامتر C_V برای شیرهای کنترل توسط آزمایش های تجربی با سیال های مرجع آب و هوا تعیین می شوند.

• تعریف x_T

x_T فاکتور نسبت افت فشار (Pressure drop ratio factor) جریان شوک برای جریان گاز عبوری می باشد. این فاکتور اثر ساختمان داخلی شیر روی تغییر چگالی سیال هنگام عبور از شیر را نشان می دهد. این فاکتور تجربی بوده و از کاتالوگ همراه شیر به دست می آید. سازندگان شیر بر اساس درصد باز بودن شیر مقادیر C_V و x_T متفاوتی را برای شیرها ذکر می کنند.

$$x_T = \frac{1}{F_k} \left[\frac{dP_{ch}}{P_{in}} \right], \quad F_k = \frac{C_P}{C_V}$$

• تعریف F_L

F_L فاکتور بازیافت فشار (Pressure Recovery Factor) می باشد و برای اعمال تأثیرات هندسه داخلی شیر روی ظرفیت جریان مایع عبوری تحت شرایط شوک به کار می رود. سازندگان شیر بر اساس درصد باز بودن شیر مقادیر C_V ، x_T و F_L متفاوتی را برای شیرها ذکر می کنند.

$$F_L = \sqrt{\frac{(P_1 - P_2)}{(P_1 - P_{VC})}}$$

معادلات

مطالعات متعددی در رابطه با طراحی شیرهای کنترل تا کنون منتشر شده است. به خاطر روش های مختلفی که هر کدام برای حالت های خاص طراحی استفاده می شوند ، ممکن است عملیات طراحی مشکل به نظر برسد و نیاز به مهارت های آزمایشگاهی خاص داشته باشد. ولی در عمل در بیشتر موارد اینگونه نیست و به غیر از حالت هایی که در آنها عملیات فلش ، کاپیتاسیون ، کار با سیالات با ویسکوزیته بالا و جریان های چند فازی رخ می دهد ، با استفاده از یک سری فرمول ها و مفاهیم ساده کار طراحی انجام می شود. معادلاتی که برای این منظور توسعه داده شده اند برای طراحی های خیلی مشکل نیز هستند که در اینجا به طور خلاصه توضیح داده می شوند.

کلیه معادلات تجربی و معادلات طراحی که در اثر مرور مقالات مربوطه بدست آمده اند و عمده مسائل طراحی شیرهای کنترل را پوشش می دهند ، در انتهای این مقاله در جدولی آورده شده اند. معادلات

اساسی که همه فرمول های طراحی شیرهای کنترل از آنها منتج شده اند ، معادلات ساده شده FCI هستند که در زیر به آنها اشاره می شود. کلیه علائم و اختصاراتی که در این معادلات به کار برده شده اند در انتهای این مقاله فهرست شده اند.

معادلات پایه

معادله پایه استفاده شده برای تولید معادلات طراحی شیرهای کنترلی برای جریان های مایع ، گازها و بخار آب همانند معادلات مربوط به عبور جریان از میان یک اریفیس می باشند:

$$V = c\sqrt{2gh} \quad (1)$$

که در آن:

V : سرعت بر واحد $\frac{ft}{s}$

g : ثابت گراویته ، $32/2 \text{ ft/s}^2$

h : هد جریان سیال بر حسب فوت

c : ثابت خروجی اریفیس که با آزمایش های تجربی توسط سازندگان شیرها بدست می آید و ارتباط مستقیمی با اثرات توزیع سرعت ، اثرات اصطکاکی مربوط به هندسه شیر و ... دارد. برای مسائل مربوط به طراحی شیرها ، مقدار شدت جریان گذرنده از شیر که برابر با حاصلضرب سرعت در سطح مقطع جریان ورودی است ، پارامتر مهمی است.

معادلات ISA

معادلات طراحی شیرهای کنترل در فصل ششم کتاب ISA Handbook of Control Valves, 2nd Ed., ISA, 1976 موجود است که به یک روش طراحی شیر کنترل با دقت بسیار بالا اشاره می کند. فرمول های ISA همراه با فاکتورهای تبدیل احاد به متریک و انگلیسی و محدودیت های مربوط به این معادلات که به تفصیل توضیح داده شده اند، در جدولی در انتهای این مقاله آورده شده اند. معادلات ISA در مقایسه با معادلات FCI که در پاراگراف بعدی توضیح داده خواهند شد بسیار دقیق ترند. با این حال معادلات FCI برای طراحی شیرهای کنترل کافی و مناسب هستند.

معادلات FCI

با توجه به معادله پایه جریان که در قسمت قبلی توضیح داده شد، یک سری فرمول های متنوع برای تعیین اندازه شیرهای کنترل توسط تولیدکنندگان و کاربران، توسعه داده شده اند. موسسه کنترل سیالات (Fluid Control Institute, Inc. (FCI)) در سال ۱۹۵۲ مطالعه ای را به منظور استاندارد سازی روش های تعیین مقدار C_v انجام داد. نهایتاً کمیته استاندارد سازی شیرهای کنترلی در سال ۱۹۶۱ به یک توافقی دست پیدا کردند و نتایج مطالعات خود را تحت عنوان معادلات FCI منتشر نمودند.

این معادلات ساده شده برای مایعات، گازها و جریان بخار آب که از سال ۱۹۶۱ استفاده می شوند در ادامه توضیح داده خواهند شد. لازم به ذکر است که در این معادلات اثرات ویسکوزیته، فلش، تراکم پذیری، و خواص برگشت پذیری جریان و ... در نظر گرفته نشده اند. محدودیت های مربوط به این معادلات ساده شده در ادامه به طور خلاصه توضیح داده خواهند شد.

فرمول مربوط به مایعات

بر اساس حجمی:

$$C_v = Q\sqrt{G/\Delta P} \quad (2)$$

بر اساس وزنی:

$$C_v = W/(500\sqrt{\Delta P \times G}) \quad (3)$$

معادلات ۲ و ۳ شامل محاسبات شیرهای کنترل با فرض صرفنظر از اثرات فلش، ویسکوزیته بالا، جریان دو فاز یا افت فشار بالا می باشد.

فرمول مربوط به گازها

بر اساس حجمی:

$$C_v = (Q/1360)\sqrt{2GT/[\Delta P(P_1 + P_2)]} \quad (4)$$

معادله ۴ با فرض صرفنظر از اثرات تراکم پذیری، چند فاز بودن جریان یا افت فشار بالا می باشد. اثرات تراکم پذیری در معادلات ۱۳ و ۱۴ لحاظ شده است. اثرات چند فاز بودن جریان هم در قسمت جداگانه ای شرح داده خواهد شد.

افت فشار مورد استفاده برای محاسبات طراحی شیرهای کنترل برای جریان های گاز ، بخار و بخار آب معمولاً برابر با یک دوم فشار مطلق ورودی شیر است. به صورت تقریبی سرعت بحرانی (سرعت صوت) هم محاسبه می شود. که سرعت بحرانی برابر با سرعتی است که در آن با هر کاهش اضافی فشار پایین دستی ، سرعت عبوری از میان شیر افزایش پیدا نخواهد کرد، بنابراین در این حالت (سرعت بحرانی) با کاهش فشار هیچ گونه افزایشی در شدت جریان نخواهیم داشت.

فرمول مربوط به بخار آب

$$C_V = \frac{W(1 + 0.0007 T_{sh})}{2.1 \sqrt{\Delta P (P_1 + P_2)}} \quad (5)$$

شرایط خاص

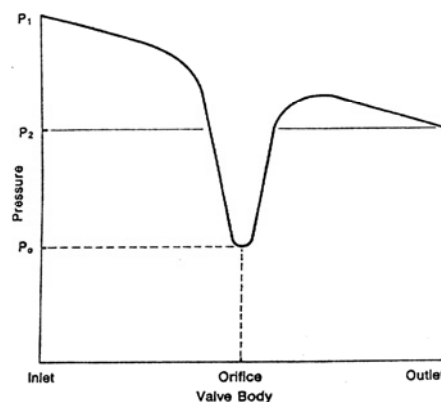
معادلات داده شده در زیر برای تصحیح شرایط گفته شده قبلی (اثرات فلش ، ویسکوزیته بالا ، جریان دو فازی یا افت فشار بالا) است که عدم اعمال آنها باعث طراحی غلط می شود. معادلات FCI همراه با اعمال این تصحیحات منجر به طراحی درست شیر های کنترل می شود.

مایعات

حالت وقوع فلش

پدیده فلش زمانی اتفاق می افتد که مایع ورودی به شیر در و یا نزدیک نقطه جوش خود باشد. که در این حالت مایع بخار شده و باعث افزایش فشار می شود.

با به بازار آمدن شیرهای High Recovery ، این مشکل دو چندان شده است. شیرهای High Recovery نسبت به شیرهای کنترل استاندارد منجر به افت فشارهای بالاتری در طول شیر می شوند (شکل ۱).



(شکل ۱)

زمانیکه فشار در اریفیس تا حد فشار بخار جریان سیال در دمای مربوطه تنزل می کند، بیشترین ظرفیت شیر حاصل می شود. به خاطر اینکه فلش در طول اریفیس شیر اتفاق می افتد و جریان بخارات خروجی مشابه حالت بحرانی از شیر خارج می شوند. در شرایط فلش دو روش زیر پیشنهاد می شوند:

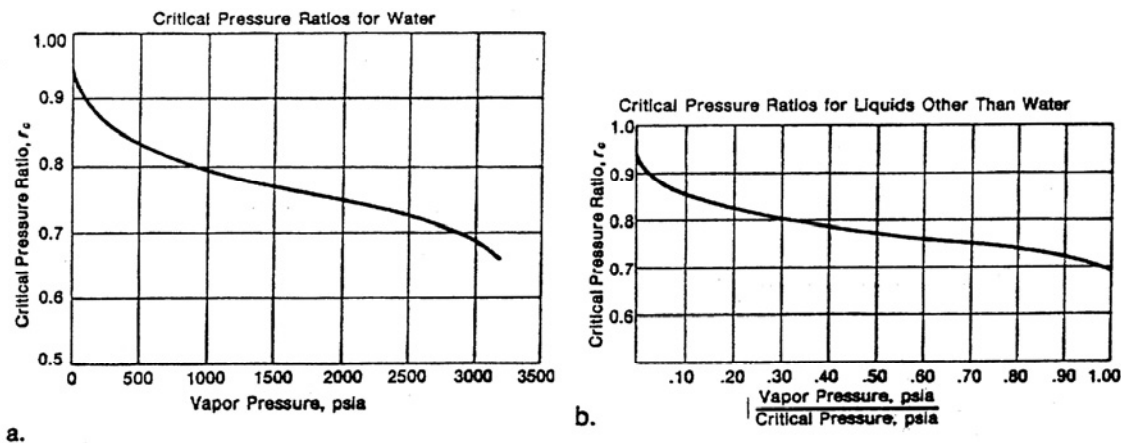
۱- روش Hans D. Baumann که در مقاله ISA Transaction, Volume 2, Number 2(April, 1963) بدان اشاره شده است، معادله ای را در تابعیت از فاکتور C_f (که توسط سازنده شیر ارائه می شود) برای کمک به تعیین ظرفیت شیر در حالت وقوع پدیده فلش را معرفی می کند. این معادله همچنین بر اساس استفاده از فشار بخار مایع P_v است:

$$C_v = (Q / C_f) \sqrt{G / (P_1 - P_v)} \quad (6)$$

۲- روش C. B. Schuder, Fisher Controls که در مقاله "How to Size High Recovery Valves Correctly" بدان اشاره شده است، مربوط به طراحی شیرهای کنترلی High Recovery می باشد و معادله ای را برای محاسبه ماکزیمم افت فشار مورد استفاده برای طراحی شیر کنترل در حالت جریان مایع معرفی می نماید:

$$\Delta P_m = K_m (P_1 - r_c P_v) \quad (7)$$

مقادیر r_c در شکل ۲ ملاحظه می شود.



(شکل ۲)

زمانیکه افت فشار معادله ۷ در معادله ۲ استفاده شود، منجر به طراحی شیری می شود که در آن فلش اتفاق نمی افتد مگر اینکه مقدار افت فشار بیشتر از مقدار محاسبه شده معادله ۷ شود که در این صورت

پدیده فلش و کاویتاسیون اتفاق می افتد. کاویتاسیون در اینجا به حالتی اطلاق می شود که در آن وقتی فشار استاتیک به بالاتر از فشار نقطه جوش مایع افزایش پیدا کند، عمل میعان ناگهانی بخارات اتفاق می افتد. برای فرآیندهایی که احتمال وقوع پدیده فلش وجود دارد شیرهای کنترل High Recovery نباید استفاده شوند. روش دوم یک روش خوب برای رفع مشکل فلش محسوب می شود.

رابطه تصحیح ویسکوزیته

فرمول های طراحی در حالت مایع در کاربرد های متداول آن فاقد فاکتور تصحیح ویسکوزیته می باشند. این اصلاح شامل یک تابع پیچیده می شود که تابع عدد رینولدز است که با اندازه شیر، سطح دهانه ورودی، سرعت و ویسکوزیته تغییر می کند. برای مقادیر ویسکوزیته زیر ۱۰۰ SSU نیاز به اصلاح رابطه اصلی و در نظر گرفتن اثرات ویسکوزیته نداریم. و برای مقادیر ویسکوزیته بالای ۱۰۰ SSU دو معادله وجود دارد:

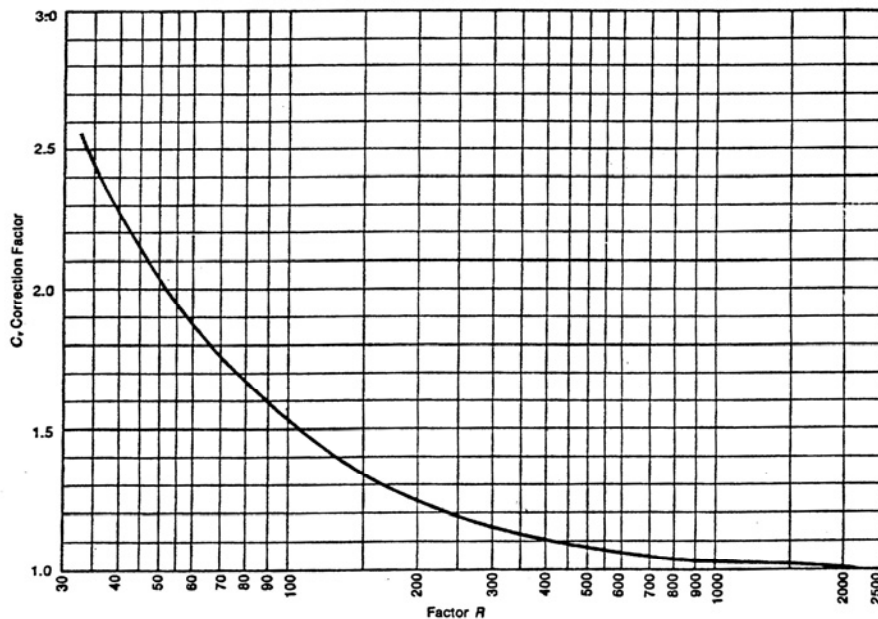
$$R = (10,000 \times q) / \sqrt{C_v} \times cs \quad (8)$$

این معادله برای مقادیر ویسکوزیته بین ۱۰۰ و ۲۰۰ SSU استفاده می شود؛ در این رابطه ویسکوزیته باید به واحد سنتی استوک تبدیل شود. برای مقادیر ویسکوزیته بالای ۲۰۰ SSU معادله عبارت خواهد بود:

$$R = (46,500 \times q) / \sqrt{C_v} \times SSU \quad (9)$$

برای در نظر گرفتن اثرات ویسکوزیته در محاسبه C_v مراحل زیر باید دنبال شوند:

۱. مقدار C_v را از رابطه های قبلی گفته شده بدون در نظر گرفتن اثرات ویسکوزیته محاسبه می کنیم.
۲. با استفاده از معادلات ۸ و ۹ فاکتور اصلاحی R را محاسبه می کنیم.
۳. از تقاطع مقدار R محاسبه شده با منحنی شکل ۳ فاکتور اصلاح C_v را قرائت می کنیم.
۴. مقدار C_v محاسبه شده در مرحله ۱ را در فاکتور اصلاحی بدست آمده از مرحله ۳ ضرب می کنیم تا مقدار صحیح C_v بدست آید.



(شکل ۳)

گازها و بخارات

معادله ساده شده برای گازها و بخارات (معادله ۴) برای شیرهای توپی (globe valves) مطابقت خیلی خوبی با داده های تجربی دارد ولی برای شیرهای High Recovery مطابقت خوبی ندارد.

یک معادله جامع و کامل که توسط C. B. Schuder, Fisher Controls, in Instrumentation Technology, February, 1968 گزارش شد؛ تطابق بسیار عالی با نتایج تجربی در گستره وسیعی از ساختارهای مختلف بدنه شیر و نسبت های مختلف افت فشار از خود نشان می دهد.

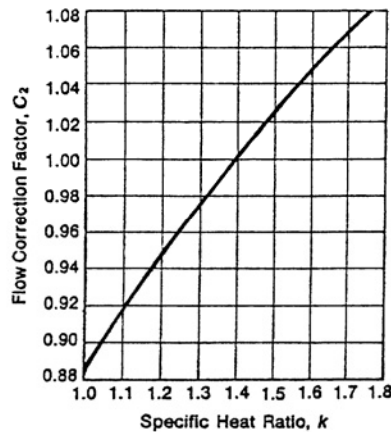
بر اساس حجمی :

$$Q = \sqrt{\frac{520}{GT}} C_1 C_2 C_v P_1 \sin \left[\frac{3417}{C_1 C_2} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right] \text{ Deg.} \quad (10)$$

بر اساس وزنی :

$$W = 1.06 \sqrt{dP_1 Z} C_1 C_2 C_v \sin \left[\frac{3417}{C_1 C_2} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right] \text{ Deg.} \quad (11)$$

فاکتور C_1 در معادله ۱۰ و ۱۱ از داده های شرکت Fisher Controls برای شیرها در دسترس است . کمپانی های دیگر این داده ها را منتشر نکرده اند و فاکتور C_2 از شکل ۴ بدست می آید.



(شکل ۴)

یک معادله دیگر برای گازها و بخارات توسط کمپانی Fox boro ارائه شد (Foxboro TI Bulletin 31-4K) که دقیقاً همانند معادله FCI است بجز اینکه در آن به جای پارامتر $\frac{(P_1 + P_2)}{2}$ پارامتر P_2 استفاده شده است:

$$C_v = (Q/1360)\sqrt{GT/[\Delta P(P_2)]} \quad (12)$$

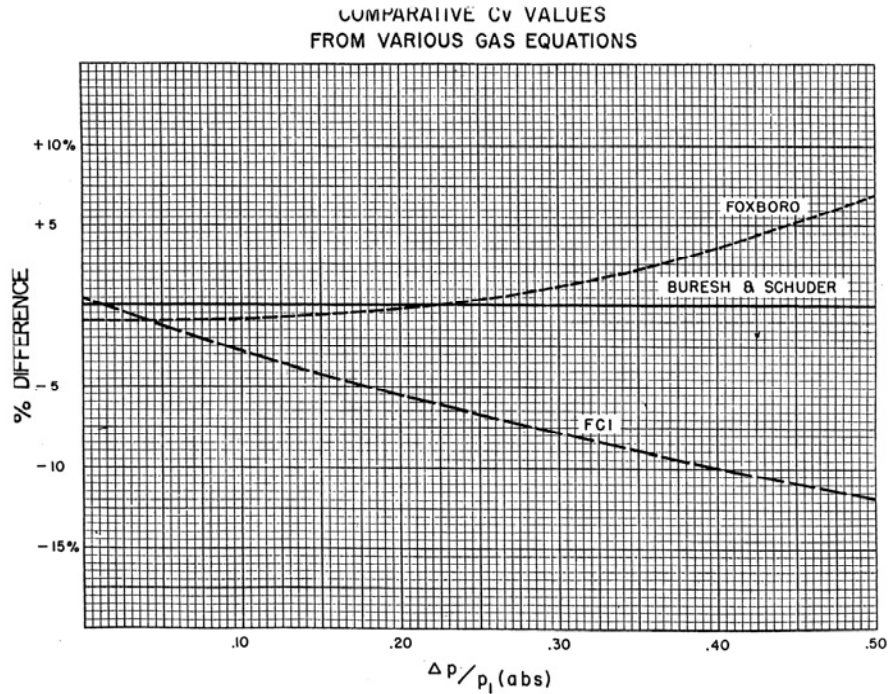
مقایسه روابط Fisher Universal ، FCI و Foxboro در بولتن TI Bulletin 31-4K آمده است. نمودار داده شده در شکل ۵ مقایسه نتایج حاصل از این سه معادله را با داده های یکسان نشان می دهد. معادله Foxboro مقادیر C_v را در مقادیر افت فشار بالای ۲۵٪ از P_1 همانند معادله Universal محاسبه می کند و برای یک افت فشار ۵۰٪ از P_1 منجر به مقادیر ۷٪ بزرگتر از نتایج معادله Universal می شود. برای نسبت های بالای $\Delta P/P_1$ یک شیر کمی بزرگتر برای خروج بخارات انبساط یافته باید مفید باشد. همین بیان مشابه برای جریان بخار آب هم وجود دارد که نمودارهای آن داده نشده است.

برای اصلاح انحراف از قانون گاز Universal فاکتور تراکم پذیری در معادله ۱۲ اعمال شد:

$$C_v = (Q/1360)\sqrt{G_b TZ/[\Delta P(P_2)]} \quad (13)$$

و بر اساس وزنی این رابطه عبارت خواهد بود از:

$$C_v = (W/104)\sqrt{TZ/[\Delta P \times P_2 \times G_b]} \quad (14)$$



(شکل ۵)

برای جریان چند فازی

جریان چند فازی معمولاً زمانی رخ می دهد که :

۱. جریان مایع توسط جریان گاز حمل شود.
۲. جریان مایع در نقطه جوش یا نزدیک به نقطه جوش حین عبور از خط لوله بخار شود.

همانطور که در توضیحات مربوط به قسمت فلش هم گفته شد ، پدیده فلش زمانی کاهش پیدا می کند یا کاملاً برطرف می شود که افت فشار در طول شیر کم شود. زمانی که جریان دو فازی در شیر کنترلی ایجاد شود و یا از آن عبور کند دو روش برای طراحی شیرها در این حالت وجود خواهد داشت:

۱. یک قانون سرانگشتی که سالها برای محاسبه C_v استفاده می شد محاسبه C_v بر اساس فقط فاز مایع و انتخاب شیر با اندازه یک سایز بزرگتر بود. در بیشتر حالت ها این روش کاملاً رضایتبخش بود ولی نسبت های مختلف تغییرات مایع به بخار جواب خوبی نمی داد.
۲. روش مرجع اینست که ابتدا مقادیر فازهای مایع و بخار را تعیین نموده و سپس برای هر فاز مقدار C_v را محاسبه نماییم. C_v نهایی حاصل جمع این دو C_v خواهد بود.

مثال:

Example:

Fluid—Propane

100 gpm @ 300° psia and 130°F

s.g. @ 130°F = 0.444

s.g. @ 60°F = 0.5077

s.g. @ P₂ (200 psia) = 0.466 @ 104°F $\Delta P = 100$ psi

% vaporization = 15.05%

M.W. = 44

Z = 0.8

 $G_b = 44/29 = 1.518$

Flow = 100 gpm x 0.444 = 22,200 lb/hr

Vapor = 22,200 x 0.1505 = 3,340 lb/hr

Liquid = 22,200 - 3,340 = 18,860 lb/hr

Using Equation 14:

$$C_p(\text{vapor}) = (W/104) \sqrt{(T \times Z)/(\Delta P \times G_b \times P_2)}$$

$$= (3340/104) \sqrt{(564)(.8)/(100(1.518)(200)}$$

$$= 3.92$$

Using Equation 3:

$$C_p(\text{liquid}) = (W/500)/(18,860/\sqrt{\Delta P \times G})$$

$$= 18,860/(500 \sqrt{100 \times .466})$$

$$= 5.53$$

$$\dots C_p(\text{total}) = 3.92 + 5.53$$

$$= 9.45$$

افت فشار

یکی از مهمترین پارامترهای تأثیر گذار در طراحی شیرهای کنترل افت فشار در دسترس است. در کل دو نوع سیستم در رابطه با اثرات افت فشار برای فرض کنترل خوب سیستم وجود دارد:

۱. یک سیستم با افت فشار ثابت

۲. یک سیستم با افت فشار متغیر

در هر کدام از این سیستم ها افت فشار کلی در اثر تلفات دینامیکی و استاتیکی داخل سیستم ایجاد می شوند.

سیستم های فشار ثابت

سیستم فشار ثابت (شکل ۶) به سیستمی اطلاق می شود که در آن جریان سیال از یک ظرف به ظرف دیگر بدون هیچ وسیله بالابرنده فشار (پمپ و ...) انتقال پیدا کند و فشار در دو ظرف ثابت شده باشد. بنابراین افت فشار برای یک شیرکنترل در یک سیستم فشار ثابت حاصل اختلاف بین دو فشار ابتدایی و انتهایی بعلاوه یا منهای اختلاف ارتفاع منهای تلفات دینامیکی در خط لوله می باشد.

$$\Delta P = (P_s - P_r) \pm 0.433 hG - F \quad (15)$$

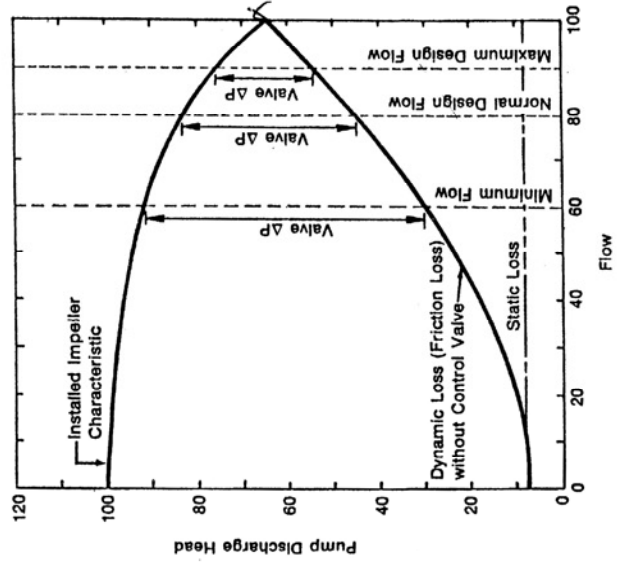
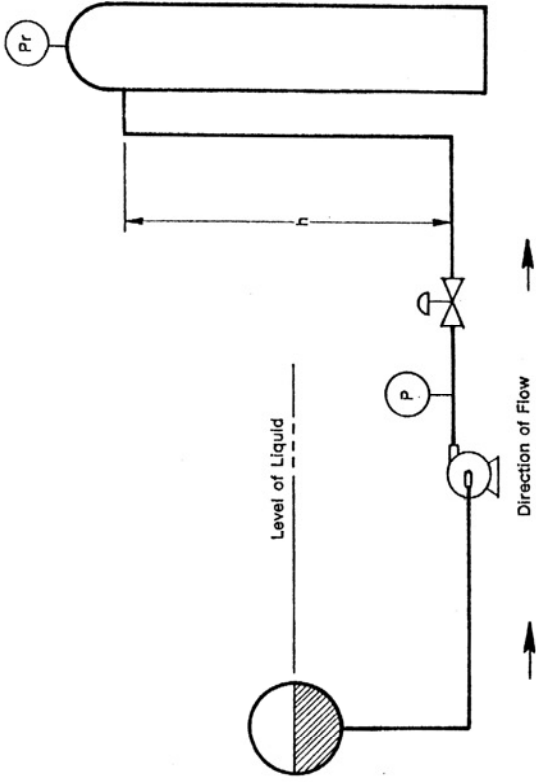
سیستم فشار متغییر

یک سیستم با فشار متغیر شبیه به یک سیستم فشار ثابت است، جز اینکه از یک پمپ برای افزایش فشار در آن استفاده می شود (شکل ۷). افت فشار در دسترس برای شیر کنترل از یک روش مشابه بالا تعیین می شود که عبارت است از:

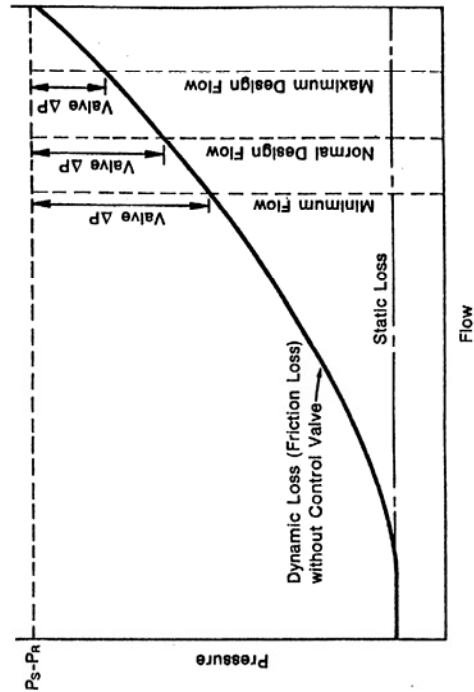
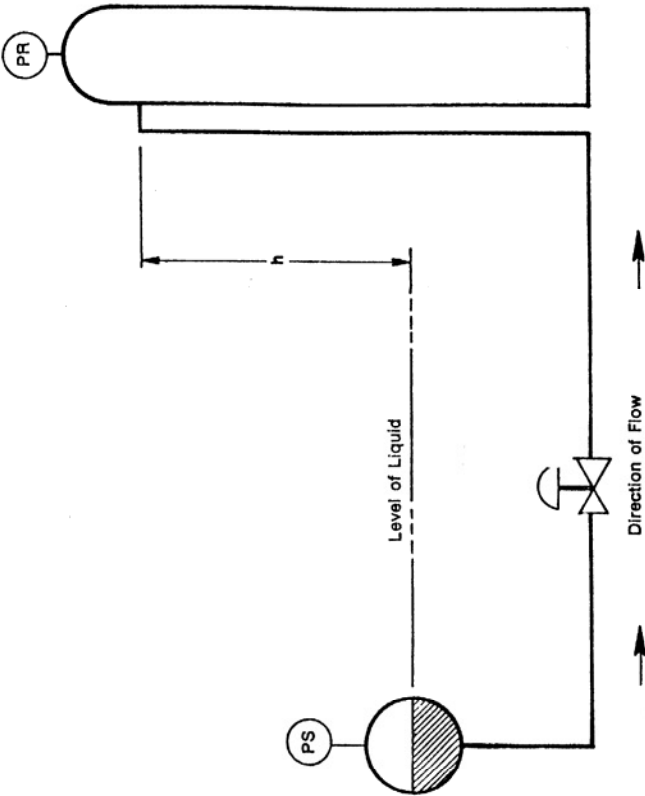
$$\Delta P = (P - P_r) \pm 0.433hG - F \quad (16)$$

در این حالت، P فشار خروجی پمپ است. مقدار استفاده شده برای P تابع منحنی مشخصه پمپ است که از تقاطع منحنی مشخصه پمپ و ماکزیمم شدت جریان فرآیند (شکل ۷) بدست می آید. علاوه بر محاسبه C_v برای حالت ماکزیمم شدت جریان، باید چک کرد که آیا مقدار C_v در حالت شرایط عملیاتی نرمال و مینیمم منطقی است یا خیر؟

این امر معلوم می کند که یک شیر تحت این شرایط چگونه باید عمل کند؟ برای این بررسی ها، مقادیری را برای P فرض کنید طوری که مقادیر مینیمم و ماکزیمم شدت جریان فرآیند منحنی مشخصه پمپ را قطع کند. از شکل ۷ ملاحظه می شود که ΔP برای شیر در حالت مینیمم مقدار شدت جریان به مراتب بزرگتر از حالت ماکزیمم مقدار شدت جریان است. به خاطر اینکه تلفات خط لوله کمتر است و فشار خروجی پمپ تحت شرایط حداقل شدت جریان بیشتر است.



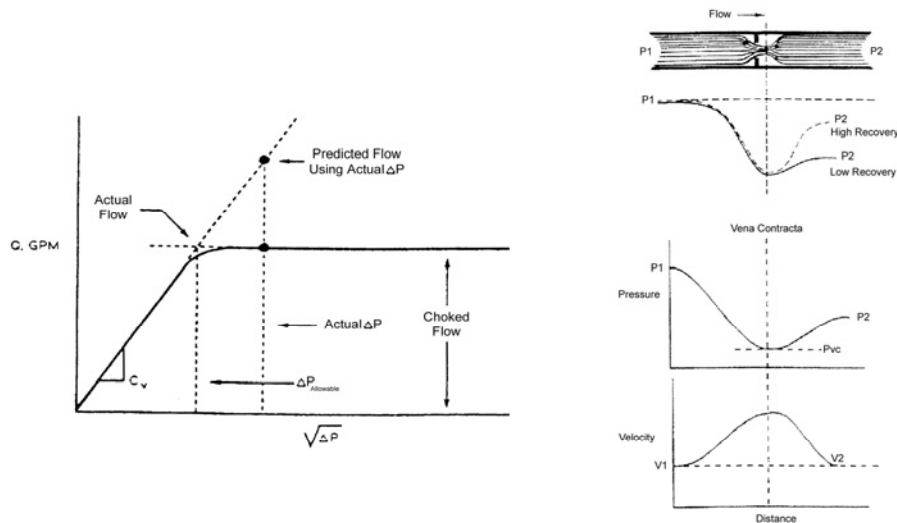
(شکل ۷)



(شکل ۶)

پدیده شوک در شیرها

این پدیده عمدتاً برای جریان های گاز عبوری از شیر مطرح است. در شیرها نقطه ای وجود دارد که در آن نقطه فشار مینیمم مقدار خود و سرعت ماکزیمم مقدار خود را دارد. این نقطه اصطلاحاً Vena Contracta نام دارد. جریان بعد از عبور از این نقطه شروع به افزایش فشار می کند تا در نهایت با فشار P_2 از شیر خارج می شود. پدیده شوک زمانی رخ می دهد که سرعت در Vena Contracta برابر سرعت صوت در سیال شود. در اینصورت افت فشار هر چقدر افزایش یابد، دبی تغییر نمی کند و ثابت خواهد بود.



(شکل ۸)

این پدیده نباید در شیرها اتفاق بیافتد. زیرا باعث آسیب به بدنه شیر خواهد شد. لذا لازم است در شیرها برای جلوگیری از این امر ماکزیمم دبی عبوری از شیر مشخص شود و دبی از این مقدار افزایش پیدا نکند. دبی ماکزیمم از رابطه زیر محاسبه می شود که در جدول پیوست به روش ISA هم قابل ملاحظه است:

$$W_{\max} = N_1 F_L C_V \sqrt{(P_1 - F_f P_{VC}) \times \gamma} \quad \left(F_f = \frac{P_{VC}}{P_1} : \text{Liquid Critical Pressure Ratio Factor} \right)$$

$$F_L = \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{P_1 - P_{VC}}} \quad (F_L : \text{Pressure Recovery Factor})$$

پدیده کاویتاسیون در شیرها

وقتی فشار مایع در شیر برابر فشار بخار مایع در آن دما شود، مقداری از مایع شروع به بخار شدن می کند. این پدیده را اصطلاحاً کاویتاسیون می نامند. حباب های ایجاد شده به دیواره شیر ضربه می زنند و سبب

آسیب به بدنه شیر می شوند. نرم افزار ASPEN برای کنترل وقوع کاویتاسیون از اندیس کاویتاسیون K_C استفاده می کند:

$$K_C = \frac{P_{in} - P_{out}}{P_{in} - P_V}$$

راهنمای انتخاب شیرها

برای انتخاب مناسب یک شیر کنترلی موارد زیر باید مورد توجه واقع شوند:

۱. بعد از محاسبه مقدار C_v مورد نیاز در شرایط مینیمم و ماکزیمم ، اندازه شیری را انتخاب نمایید

که بتواند ماکزیمم مقدار C_v را در ۸۵ تا ۹۰٪ بازی شیر و مینیمم مقدار C_v را در حالت ۱۰ تا ۱۵٪ بازی شیر جابجا کند.

۲. برای سیستم های کنترل سطح (Level Control) و برای سیستم های دیگر زمانی که ۴۰٪ یا بیشتر از افت فشار سیستم توسط شیر کنترل استفاده می شود شیر با مشخصه خطی (Linear Trim) را استفاده نمایید و برای کاربرد های دیگر از شیر با مشخصه درصدهای مساوی (Equal Percentage Trim) بکار ببرید.

۳. از شیر های High Recovery برای سرویس هایی که در آنها پدیده فلش و کاویتاسیون اتفاق می افتند استفاده نکنید.

۴. زمانیکه اندازه یک شیر کنترل بزرگتر یا مساوی اندازه خط لوله باشد ، در هر دو طراحی باید بازنگری صورت گیرد تا اینکه یک شیر کنترلی با اندازه کوچکتر از اندازه خط لوله انتخاب شود.

۵. افت فشار در طول شیر باید ۲۰٪ یا بزرگتر از کل تلفات دینامیکی باشد.

برای آگاهی از جزئیات بیشتر در رابطه با انتخاب شیرها از نظر نوع مواد ، محدوده عملکرد شیر ، طراحی بدنه و ... به فصل قبلی مراجعه شود.

نتیجه گیری

فرمول ها و مراحل ذکر شده در اینجا برای طراحی شیرهای کنترل یک ابزار بسیار قوی برای حل مشکلات شیرهای کنترل فراهم می کند. همانطور که ذکر شد برخی از مراحل طراحی شیرهای کنترلی بر اساس یکسری فرضیات که طبق یکسری داده های تجربی ارزیابی شده اند استوار است. بدون استفاده از تئوری پایه و فرضیات منطقی مشکلات مربوط به طراحی شیرهای کنترلی بسیار پیچیده می شود. همچنین برای

تخمین تجربی C_v در شیرهای کنترلی، بر اساس داده های تجربی و اصلاح شده در اثر تلفات ناشی از بدنه و راندمان دهانه ورودی و مسیرها، موارد زیر در نظر گرفته نشده است:

- تغییرات مشخصه های سیال
 - تغییرات حالت سیال
 - تغییرات گسترده افت فشار و سرعت که در موقعیت های مختلف نصب شیر متغیر است.
- در این حالت عمل بر اساس قوانین سرانگشتی که به فرضیات تجربی و منطقی استوار است، لازم و ضروری است. تکنیک های اصلاح شده و تخمین های دقیق تر رفتار سیالات تحت شرایط مختلف ممکن است دقت روابط تئوری را بهبود بخشد، اما دقت کلی همچنان محدود به ارزیابی درست شرایط عملیاتی است.

Nomenclature for FCI Formulas

- c = orifice discharge coefficient
- C_1 = valve sizing factor
- C_2 = specific heat correction (refer to Figure 5.4)
- C_f = critical flow factor, from valve supplier
- cs = viscosity at flowing temperature, centistokes
- C_v = valve flow coefficient
- d = density of vapors at valve inlet, lb/ft.³
- d_1 = density of vapors at valve outlet, lb/ft.³
- F = system dynamic loss, psig
- G = specific gravity of fluid at flowing temperature, water = 1.0
- G_b = specific gravity of gas or vapor at base condition
- g = acceleration of gravity, 32.2 ft/sec²
- h = pressure drop or change in elevation in a process system, feet of fluid
- K_m = valve recovery coefficient
- $M.W.$ = molecular weight of vapors
- P = pump discharge
- P_1 = valve upstream pressure, psia
- P_2 = valve downstream pressure, psia
- P_o = valve orifice pressure, psia
- P_r = receiver vessel pressure, psig (refer to Figure 5.6)
- P_s = source vessel pressure, psig (refer to Figure 5.6)
- P_v = fluid vapor pressure at flowing temperature, psia
- ΔP = pressure drop ($P_1 - P_2$), psi
- ΔP_m = maximum usable ΔP (choked flow occurs), psi
- q = flow at conditions, gpm
- Q = flow of vapors, SCFH
- R = factor for use in Figure 5.3
- r_c = theoretical critical pressure ratio at P_v , given in Figure 5.2a or 5.2b
- SSU = viscosity, Saybolt Seconds Universal at flowing temperature
- T_{sh} = degrees superheat, °F
- T = flowing temperature, degrees Rankine
- V = velocity of fluid, ft/sec
- W = flow of fluid, lb/hr
- Z = compressibility factor

Table of ISA Formulas

REMARKS	EQUATIONS	VALUE OF N ¹ U.S.	SI
LIQUID Turbulent and Non-Cavitating	$q_f = N_1 F_p C_v \sqrt{\frac{\Delta p}{G_f}}$ $w_f = N_6 F_p C_v \sqrt{\Delta p}$	1.00 63.3	0.0865 2.73
Choked	$q_f = N_1 F_p C_v \sqrt{\frac{P_1 P_{vc}}{G_f}}$ $w_f = N_6 F_p C_v \sqrt{\frac{P_1 P_{vc}}{G_f}}$ $P_{vc} = F_p P_v$ $F_p = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_v}{P_c}}$ $F_{LP} = \left[\frac{1 + K_1}{F_L^2 N_2^2} (C_d)^2 \right]^{-1/2}$ $K_1 =$ (See Piping Geometry Factor)	1.00 63.3	0.0865 2.73
Laminar	$q_f = N_{10} \frac{\Delta p}{\mu} \left(\frac{F_s F_p C_v}{N_2} \right)^{3/2}$ $F_s = \left(\frac{F_p d^4}{F_{LP}} \right)^{1/3} \left[\frac{(F_{LP} C_v)^2}{N_2 d^4} + 1 \right]^{1/6}$	52 890	173 0.00214
Transitional	$q_f = N_1 F_p F_p C_v \sqrt{\frac{\Delta p}{G_f}}$	1.00	0.0865

¹ U.S. units are: pounds per hour, gallons per minute, pounds per square inch absolute, pounds per cubic foot, "R, and inches.

SI units are: kilograms per hour, cubic meters per hour, kPa, kilograms per cubic meter, *K, and millimeters.

(Reprinted with permission of Instrument Society of America, from ISA Handbook of Control Valves, 2nd Edition © Instrument Society of America, 1976.)

REMARKS	EQUATIONS	VALUE OF N U.S.	SI
Gas or Vapor - (All Equations: $x \leq F_k x_T$)	$w_g = N_6 F_p C_v Y \sqrt{x P_1 Y}$ $q_g = N_7 F_p C_v P_1 Y \sqrt{\frac{x}{G_g T_1 Z}}$	63.3 1360	2.73 4.17
Variations for Selected units.	$w_g = N_8 F_p C_v P_1 Y \sqrt{\frac{x M}{T_1 Z}}$ $q_g = N_9 F_p C_v P_1 Y \sqrt{\frac{x}{M T_1 Z}}$	19.3 7320	0.948 22.4
Expansion factor lower limit = 0.687	$Y = 1 - \frac{x}{3 F_k x_T}$		
Sp. ht. ratio factor	$F_k = 1/1.40$		
Mfr's. Factors	$x_T = C_1^2 = 0.84 C_f^2$ $\frac{1600}{1600}$		
x_T with reducers	$x_{TP} = \frac{x_T}{F_p} \left[\frac{x_T K_1}{N_5} (C_d)^2 + 1 \right]^{-1}$ $K_1 =$ (See Piping Geometry Factor)	1000	0.0024
Steam (Dry and Saturated)			
For $x < x_{TP}$	$w = N F_p C_v P_1 \left(3 - \frac{x}{x_{TP}} \right) \left(\sqrt{x} \right)$	1.0	0.152
For $x \geq x_{TP}$ (Choked Flow)	$w = N F_p C_v P_1 \sqrt{x_{TP}}$	2.0	0.304

Calculated Values of F_p and x_{TP} for Valves Installed Between Short Pipe Reducers Assuming Two Reducers of the Same Size with Abrupt Change in Area

Cd	10					15					20				25				30							
	x_T	.40	.50	.60	.70	.80	.40	.50	.60	.70	.80	.40	.50	.60	.70	.20	.30	.40	.50	.15	.20	.25				
d/D	x_{TP}					F_p	x_{TP}					F_p	x_{TP}				F_p	x_{TP}			F_p					
.80	.40	.49	.59	.69	.78	.99	.40	.49	.58	.67	.75	.98	.39	.48	.56	.64	.96	.21	.30	.39	.47	.94	.17	.21	.26	.91
.75	.40	.50	.59	.69	.78	.98	.40	.49	.58	.67	.75	.97	.40	.49	.57	.65	.94	.22	.31	.40	.48	.91	.18	.23	.27	.88
.67	.40	.50	.60	.69	.78	.98	.41	.50	.59	.68	.76	.95	.42	.51	.59	.67	.91	.24	.33	.43	.51	.87	.19	.25	.30	.83
.60	.41	.51	.60	.70	.79	.97	.42	.52	.61	.69	.78	.93	.43	.53	.61	.69	.89	.25	.36	.45	.54	.84	.21	.27	.32	.79
.50	.41	.52	.61	.70	.80	.96	.44	.53	.63	.71	.79	.91	.46	.55	.64	.72	.85	.28	.39	.49	.58	.79	.24	.30	.36	.73
.40	.42	.52	.62	.71	.80	.95	.44	.55	.65	.74	.82	.89	.49	.58	.67	.75	.82	.30	.42	.53	.62	.76	.26	.33	.40	.70
.33	.43	.53	.62	.72	.81	.94	.46	.56	.66	.75	.83	.88	.50	.60	.69	.78	.81	.31	.44	.55	.64	.74	.27	.34	.40	.69
.25	.44	.53	.63	.73	.83	.93	.48	.58	.67	.76	.85	.87	.52	.62	.71	.79	.79	.33	.46	.57	.67	.72	.27	.37	.44	.65

EXAMPLE: A 2-inch valve is rated at $C_v = 80$ and $x_T = 0.65$. Find F_p and x_{TP} if the valve is installed in a 3-inch pipe line with short reducers. $C_d = C_v/d^4$ or 20 and $d/D = 2/3$ or 0.67. Under the heading $C_d = 20$ on line $d/D = 0.67$ find $F_p = 0.91$. For x_{TP} interpolate the values given in the columns headed $x_T = 0.60$ and $x_T = 0.70$ (0.59 and 0.67 respectively). The answer is $x_{TP} = 0.63$.

(Reprinted with permission of Instrument Society of America; from ISA Handbook of Control Valves, 2nd Edition © Instrument Society of America, 1975.)

Table of ISA Formulas (continued)

REMARKS	EQUATIONS	VALUE OF N U.S.	SI
Piping Geometry Factor For F_p , see "Liquid Choked Flow"	$F_p = \left[\frac{\sum K}{N_2} \left(C_d \right)^2 + 1 \right]^{-1/4}$	890	0.00214
Sum of velocity head coefficients	$\sum K = K_1 + K_2 + K_{B1} - K_{B2}$		
Bernoulli coefficient	$K_{B1} = K_{B2} = 1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4$		
Resistance coefficients for abrupt transitions	$K_1 = 0.5 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^5 \right]^2$		
Inlet fitting co- efficient for F_p and x_{TP} .	$K_2 = 1.0 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^5 \right]^2$ $K_1 = K_1 + K_{B1}$		
Line Velocity	Feet/Second	Meters/Second	Range (ft./Sec.)
Liquid	$U = \frac{q}{2.45D^2}$	$U = 354 \frac{q}{D^2}$	5-10 Norm. 40-50 Max.
Gas	$U = \frac{qT}{695pD^2}$	$U = 1.24 \frac{qT}{pD^2}$	250-400
Vapor	$U = \frac{w}{19.67D^2}$	$U = 354 \frac{W}{7D^2}$	70 Wet 300 superheated
Steam	$U = \frac{23w}{pD^2}$	$U = 685 \frac{W}{pD^2}$	
Acoustic Velocity (Mach 1.0)			
Gas	$U_a = 223 \sqrt{\frac{kT}{M}}$	$U_a = 91 \sqrt{\frac{kT}{M}}$	< 0.3 Mach
Air	$U_a = 49 \sqrt{T}$	$U_a = 20 \sqrt{T}$	
Steam, Superheated	$U_a = 60 \sqrt{T}$	$U_a = 24.5 \sqrt{T}$	< 0.15 Mach
Steam, Dry Saturated	$U_a = 1650$	$U_a = 500$	< 0.10 Mach
Vapor	$U_a = 68.1 \sqrt{kp_v}$	$U_a = 1038 \sqrt{kp_v}$	

Valve Sizing Data
Representative Valve Factors

BODY & TRIM TYPE	FLOW DIRECTION	LINE SIZE BODY (D=d)						HALF SIZE (D=2d)			
		Cd	FL	X _T	F _d ¹	F _s	K _c	N ₂ C _v ²	F _{LP}	x _{TP}	F _s
Single Seat Globe Wing Guided V-Skirt Contoured Contoured V-Plug Cage Cage	Either	11	.90	.75	1.0	1.05	c	2.8	.85	.75	1.04
	Either	9	.90	.75	1.5	1.38	c	2.3	.86	.75	1.36
	Open	11	.90	.72	1.0	1.05	.65	2.8	.85	.73	1.04
	Close	11	.90	.55	1.0	1.09	.58	2.8	.76	.57	1.08
	Either	9.5	.90	.75	1.0	1.05	.80	2.4	.86	.75	1.04
	Open	14	.90	.75	1.0	1.06	.65	3.5	.82	.75	1.04
Close	16	.80	.70	1.0	1.11	c	4.0	.72	.71	1.08	
Double Seat Globe Wing Guided V-Skirt Contoured V-Plug	-	14	.90	.75	.71	0.84	c	3.5	.82	.75	0.83
	-	13	.90	.75	.71	0.84	c	3.3	.83	.75	0.83
	-	13	.85	.70	.71	0.85	.70	3.3	.79	.71	0.84
	-	12.5	.90	.75	.71	0.84	.80	3.1	.83	.75	0.84
	-										
Angle Full Port Contour Full Port Contour Restricted Contour Restricted Contour Z1 Tapered Orif. Cage Cage Cage Venturi	Close	20	.80	.65	1.0	1.12	.53	5.0	.69	.68	1.08
	Open	17	.90	.72	1.0	1.08	.64	4.3	.78	.73	1.04
	Close	>6	.70	.55	1.0	1.13	c	1.5	.69	.56	1.13
	Open	>6.5	.95	.80	1.0	1.02	c	1.3	.93	.80	1.02
	Close	12	.45	.15	1.0	1.31	c	3.0	.44	.17	1.31
	Open	12 ^a	.85	.65	1.0	1.08	c	3.0	.80	.66	1.06
	Close	12 ^a	.80	.60	1.0	1.10	c	3.0	.75	.62	1.06
	Close	22	.50	.20	1.0	1.29	.17	5.5	.46	.26	1.26
	Ball Std. Bore ^b Characterized	-	30	.55	.15	1.0	1.28	.25	7.5	.47	.24
-		25	.57	.25	1.0	1.25	.22	6.3	.50	.33	1.21
Butterfly 60-Deg. Open 90-Deg. Open	-	17	.68	.38	.71	0.92	.3	4.3	.63	.43	0.91
	-	>30	.55	.20	.71	1.01	c	>7.5	.45	.33	0.97

¹The values of F_d are based on limited test data which have not been corroborated by independent laboratories.

Reference Data for Steam and Gases

	SP. GRAVITY G	SP. HEATS RATIO k	FACTOR F _k
Acetylene	0.897	1.28	0.914
Air	1.000	1.40	1.00
Ammonia	0.587	1.29	0.921
Argon	1.377	1.67	1.19
Carbon Dioxide	1.516	1.28	0.914
Carbon Monoxide	0.965	1.41	1.01
Ethylene	0.967	1.22	0.871
Helium	0.138	1.66	1.19
Hydrogen Chloride	1.256	1.40	1.00
Hydrogen	0.0695	1.40	1.00
Methane	0.553	1.26	0.900
Methyl Chloride	1.738	1.20	0.857
Nitrogen	0.966	1.40	1.00
Nitric Oxide	1.034	1.40	1.00
Nitrous Oxide	1.518	1.26	0.900
Oxygen	1.103	1.40	1.00
Sulphur Dioxide	2.208	1.25	0.893
Steam (dry saturated)			
F _h			
0-80		1.32	0.94
80-245		1.30	0.93
245-475		1.29	0.92
475-800		1.27	0.91
800-1050		1.26	0.90
1050-1250		1.25	0.89
1250-1400		1.23	0.88

(Reprinted with permission of Instrument Society of America; from ISA Handbook of Control Valves, 2nd Edition © Instrument Society of America, 1976.)

Nomenclature of ISA Formulas

a	Area of orifice or valve opening, in. ²	K _c	Cavitation index. Actually the ratio $\Delta p / (p_1 - p_v)$ at which cavitation measurably affects the value of C _v .
C	Coefficient of discharge, dimensionless. Includes effect of jet contraction and Reynolds number, mach number (gas at high velocities), turbulence.	K _i	Inlet velocity head coefficient, $K_1 + K_{BI}$
C _d	Relative capacity (at rated C _v) $C_d = N_3 C_v / d^2$.	K ₁	Resistance coefficient for inlet fitting.
c _p	Specific heat at constant pressure.	K ₂	Resistance coefficient for outlet fitting.
c _v	Specific heat at constant volume.	k	Ratio of specific heats of a gas = c_p / c_v , dimensionless.
C _v	Valve coefficient, 38 a \bar{K} / F_L	M	Molecular weight.
d	Valve inlet diameter, inches or mm.	m	Ratio of areas.
D	Pipe diameter, inches or mm	N	Numerical constant (See Table I)
F	Velocity of approach factor = $\frac{1}{\sqrt{1-m^2}}$	P	Absolute static pressure.
F _d	Experimentally determined factor relating valve C _v to an equivalent diameter for Reynolds number. (See Table IV)	P _c	Thermodynamic critical pressure
f	Weight fraction	P _r	Reduced pressure, p/P_c
F _F	Liquid critical pressure ratio factor, $F_F = P_v / p_v$	P _v	Vapor pressure of liquid at inlet.
F _k	Ratio of specific heats factor.	q	Volume rate of flow
F _L	Pressure recovery factor. When the valve is not choked: $F_L = \sqrt{(p_1 - p_2) / (p_1 - p_{vc})}$	Re _v	Reynolds number for a valve.
F _{LP}	Combined pressure loss and piping geometry factors for valve/fitting assembly.	T	Absolute temperature.
F _P	Correction factor for piping around valve (e.g. reducers) $F_P C_v = \text{effective } C_v \text{ for valve/fitting assembly.}$	T _c	Thermodynamic critical temperature
F _R	Correction factor for Reynolds number, where $F_R C_v = \text{effective } C_v$.	T _r	Reduced temperature, T/T_c
F _s	Laminar, or streamline, flow factor.	U	Average velocity.
g	Acceleration due to gravity.	v	Specific volume (1/γ).
G _f	Specific gravity of liquids at flowing temperature relative to water at 60°F or 15°C.	w	Weight rate of flow.
G _g	Specific gravity of gas relative to air with both at standard temperature and pressure.	x	Ratio of differential pressure to absolute inlet static pressure, $x = (p_1 - p_2) / P_1$
h	Effective differential head, height of fluid	x _T	Terminal or ultimate value of x, used to establish expansion factor, Y.
K	Flow coefficient = CF, dimensionless.	x _{TP}	Value of x _T for valve/fitting assembly.
Σ K	Sum total of effective velocity head coefficients where $K(U^2/2g) = h$.	Y	Expansion factor. Ratio of flow coefficient for a gas to that for a liquid at the same Reynolds number (includes radial as well as longitudinal expansion effects).
K _B	Bernoulli coefficient = $1 - (d/D)^4$.		

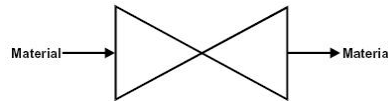
(Reprinted with permission of Instrument Society of America: from ISA Handbook of Control Valves, 2nd Edition © Instrument Society of America, 1976.)

Nomenclature of ISA Formulas

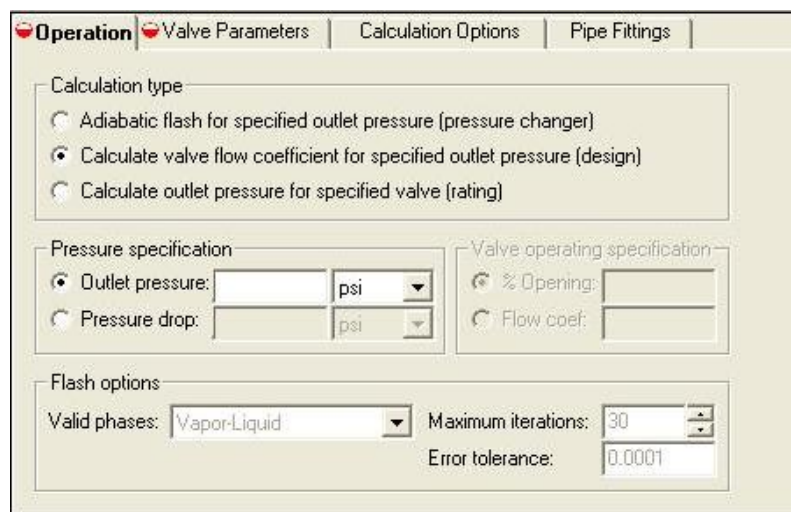
a	Area of orifice or valve opening, in. ²	K _c	Cavitation index. Actually the ratio $\Delta p / (p_1 - p_v)$ at which cavitation measurably affects the value of C _v .
C	Coefficient of discharge, dimensionless. Includes effect of jet contraction and Reynolds number, mach number (gas at high velocities), turbulence.	K _i	Inlet velocity head coefficient, $K_1 + K_{BI}$
C _d	Relative capacity (at rated C _v) $C_d = N_3 C_v / d^2$.	K ₁	Resistance coefficient for inlet fitting.
c _p	Specific heat at constant pressure.	K ₂	Resistance coefficient for outlet fitting.
c _v	Specific heat at constant volume.	k	Ratio of specific heats of a gas = c_p / c_v , dimensionless.
C _v	Valve coefficient, 38 a \bar{K} / F_L	M	Molecular weight.
d	Valve inlet diameter, inches or mm.	m	Ratio of areas.
D	Pipe diameter, inches or mm	N	Numerical constant (See Table I)
F	Velocity of approach factor = $\frac{1}{\sqrt{1-m^2}}$	P	Absolute static pressure.
F _d	Experimentally determined factor relating valve C _v to an equivalent diameter for Reynolds number. (See Table IV)	P _c	Thermodynamic critical pressure
f	Weight fraction	P _r	Reduced pressure, p/P_c
F _F	Liquid critical pressure ratio factor, $F_F = P_v / p_v$	P _v	Vapor pressure of liquid at inlet.
F _k	Ratio of specific heats factor.	q	Volume rate of flow
F _L	Pressure recovery factor. When the valve is not choked: $F_L = \sqrt{(p_1 - p_2) / (p_1 - p_{vc})}$	Re _v	Reynolds number for a valve.
F _{LP}	Combined pressure loss and piping geometry factors for valve/fitting assembly.	T	Absolute temperature.
F _P	Correction factor for piping around valve (e.g. reducers) $F_P C_v = \text{effective } C_v \text{ for valve/fitting assembly.}$	T _c	Thermodynamic critical temperature
F _R	Correction factor for Reynolds number, where $F_R C_v = \text{effective } C_v$.	T _r	Reduced temperature, T/T_c
F _s	Laminar, or streamline, flow factor.	U	Average velocity.
g	Acceleration due to gravity.	v	Specific volume (1/γ).
G _f	Specific gravity of liquids at flowing temperature relative to water at 60°F or 15°C.	w	Weight rate of flow.
G _g	Specific gravity of gas relative to air with both at standard temperature and pressure.	x	Ratio of differential pressure to absolute inlet static pressure, $x = (p_1 - p_2) / P_1$
h	Effective differential head, height of fluid	x _T	Terminal or ultimate value of x, used to establish expansion factor, Y.
K	Flow coefficient = CF, dimensionless.	x _{TP}	Value of x _T for valve/fitting assembly.
ΣK	Sum total of effective velocity head coefficients where $K(U^2/2g) = h$.	Y	Expansion factor. Ratio of flow coefficient for a gas to that for a liquid at the same Reynolds number (includes radial as well as longitudinal expansion effects).
K _B	Bernoulli coefficient = $1 - (d/D)^4$.		

(Reprinted with permission of Instrument Society of America: from ISA Handbook of Control Valves, 2nd Edition © Instrument Society of America, 1976.)

طراحی، شبیه سازی و چک کردن شیرها در نرم افزار Aspen Plus
از این بلوک برای مدل کردن انواع شیرها استفاده می شود.



نرم افزار ASPEN برای محاسبات مربوط به شیرها مطابق با روش ISA (Instrument Society Of America, 1985) عمل می کند که توضیحات مربوط به آن مفصلاً در ادامه شرح داده خواهد شد.
جهت ورود به صفحه اصلی شیرها دو بار روی آن کلیک می نماییم. اولین صفحه، صفحه Operation ظاهر خواهد شد:



همانطور که در این صفحه هم ملاحظه می شود، بلوک شیر در ASPEN توانایی انجام سه نوع محاسبه را دارد:

۱. Adiabatic flash for specified outlet pressure

با انتخاب این گزینه کافیست که در قسمت Pressure Specification، فشار خروجی یا افت فشار کل را مشخص کنیم. در این حالت شیر محاسبات را با فرض آدیاباتیک بودن انجام می دهد و شرایط جریان خروجی را مشخص می کند.

۲. Calculate valve flow coefficient for specified outlet pressure (design)

با انتخاب این گزینه لازمست که در قسمت Pressure Specification، فشار خروجی یا افت فشار کل را مشخص کنیم. در این حالت صفحه valve parameter فعال می شود:

در این صفحه می توان از قسمت **library valve** یک شیر را انتخاب کرد. این **library** بر اساس شیرهای ساخت شرکت **Neles-Jamesbury** گرد آوری شده است. با تعیین نوع و سایز شیر انتخابی پارامترهای طراحی شیر از قبیل C_V ، X_L ، F_I و F_L فراخوانی می شوند. در غیر اینصورت می توان داده های C_V و X_L ، F_I مربوط به درصدهای مختلف باز بودن شیر را (حداقل چهار سری) بر اساس اطلاعات در دسترس شیر مورد نظر وارد جدول نمود. برای حالتیکه داده های در دسترس ما فقط شامل اطلاعات مربوط به شرایط عملیاتی شیر باشند و یا مقادیر داده های C_V و X_L ، F_I در مقابل میزان تغییرات باز شدن شیر ثابت باشند، در اینصورت در قسمت **Valve Characteristics**، فاکتور نسبت افت فشار (X_L)، فاکتور بازیافت فشار (F_I)، مشخصه شیر (خطی، سهموی و ...) و میزان ضریب جریان (C_V) را برای حالت ۱۰۰٪ بازی شیر مشخص می نماییم. مشخصه های شیر در **ASPEN** بر مبنای انتخاب یکی از گزینه های شش گانه جدول زیر است:

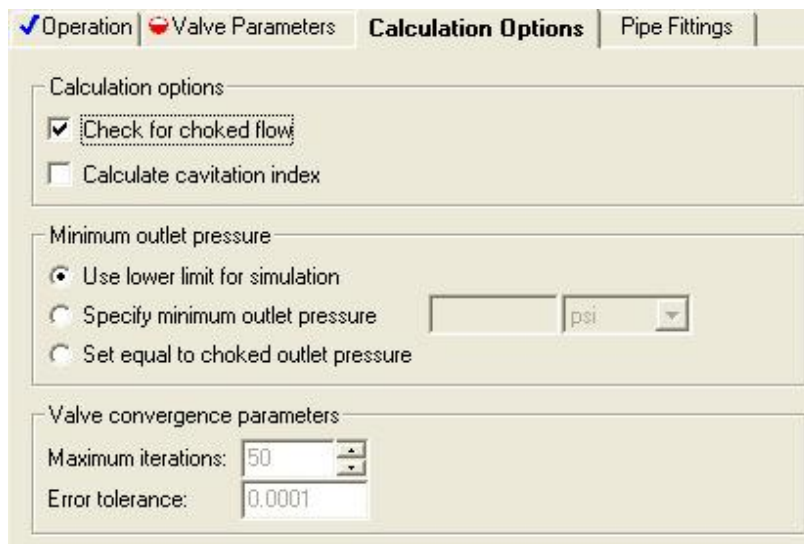
Type	Equation †
Linear	$V = P$
Parabolic	$V = 0.01P^2$
Square Root	$V = 10.0\sqrt{P}$
Quick Opening	$V = \frac{10.0P}{\sqrt{(1.0 + 9.9 \times 10^{-3} P^2)}}$
Equal Percentage	$V = \frac{0.01P^2}{\sqrt{2.0 - 1.0 \times 10^{-8} P^4}}$
Hyperbolic	$V = \frac{0.1P}{\sqrt{(1.0 - 9.9 \times 10^{-5} P^2)}}$

† Where:

P = Valve opening as a percentage of maximum opening

V = Flow coefficient as a percentage of flow coefficient at maximum opening

در این جدول معادلات تابعیت فشار و سرعت بر مبنای نوع شیر انتخابی ملاحظه می شود. صفحه بعدی صفحه Calculation Option می باشد:



در این صفحه به کاربر اجازه داده می شود تا با انتخاب گزینه های مربوطه شرایط ایجاد پدیده های شوک و کاویتاسیون را در شیر کنترل بررسی نماید.

صفحه آخری صفحه Pipe Fitting است که در مواقعی که قطر لوله با قطر شیر متفاوت است استفاده می شود. در این حالت ضریب جریان شیر متأثر از این تغییر قطر می شود که لازم است این صفحه تکمیل شود.

۳. Calculate outlet pressure for Specified Valve (Rating)

برای حالتیکه هدف محاسبه میزان افت فشار ایجاد شده برای یک شیر مشخص باشد، از این گزینه استفاده می کنیم. در این حالت در قسمت Valve Operating Specification درصد باز بودن شیر یا مقدار ضریب جریان شیر را وارد می کنیم:

صفحات بعدی را هم بر اساس اطلاعات موجود مطابق آنچه که قبلاً توضیح داده شد پر می کنیم.

تمرین

جریانی از آب در فشار 50 psig و دمای 290°F ، با دبی 6000 lb/hr از یک لوله ۴ اینچی عبور می کند. یک شیر ۳ اینچی در مسیر این جریان قرار دارد. جریان خروجی از این شیر با فشار 41 psig وارد لوله ۴ اینچی می شود. در چه فشاری از جریان خروجی پدیده شوک اتفاق می افتد؟



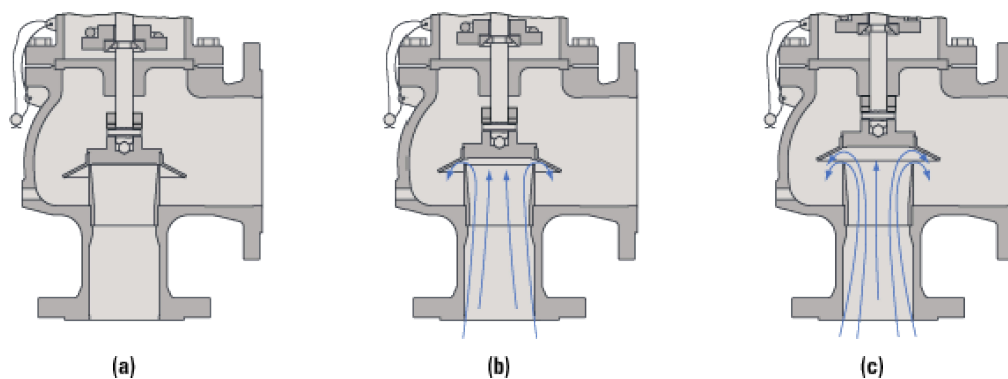
طراحی تجهیزات فرآیندی

جلسه دوازدهم

- آشنایی با انواع شیرهای اطمینان و فشار شکن (Pressure Relief Valve)
- آشنایی با تئوری طراحی شیرهای اطمینان و فشار شکن
- آشنایی با روش شبیه سازی شیرهای اطمینان و فشار شکن در نرم افزار Aspen Plus
- تمرین

۹: شیرهای ایمنی

تمام تأسیسات تحت فشار از قبیل کمپرسورها، توربین ها، بویلرها، ظروف و لوله های تحت فشار که محتوی گاز یا مایع هستند بر اساس شرایط عملیاتی شان با فشار بالا رونده مواجه هستند. اگر به هر دلیلی در تجهیزات کنترلی این تجهیزات اشکالی به وجود بیاید باعث بالا رفتن بیش از حد فشار و در نتیجه موجب آسیب دیدگی دستگاه یا ترکیدن آن می شود. برای جلوگیری از این حوادث علاوه بر تجهیزات کنترلی وسیله دیگری به نام شیر ایمنی روی تجهیزات تحت فشار نصب می شود که در صورت بالا رفتن فشار از حد مجاز، بطور خودکار باز شده و با خارج کردن مقداری از سیال ظرف، فشار آن را تا حد مجاز پایین می آورد. این شیرها یک پیچ مخصوص تنظیم فشار دارند که به وسیله آن فشار خروجی شیر تنظیم می شود. طریقه عملکرد این شیرها در شکل زیر نشان داده شده است:



محدوده وسیعی از انواع مختلف شیر های اطمینان و فشار شکن وجود دارد که توسط صنایع مختلف برای کاربرد ها و عملیات های مختلف سفارش داده می شوند. گذشته از این استانداردهای بین المللی انواع مختلف شیرهای اطمینان و فشار شکن را تعریف کرده اند. برای مثال استانداردهای ASME Section I, VIII (استاندارد بویلر و ظرف های تحت فشار) و ASME/ANSIPTC 25.3 (استاندارد شیرهای اطمینان و شیرهای فشار شکن) انواع مختلف شیرهای فشار شکن را به صورت زیر طبقه بندی کرده اند:

• ASME I valve

این نوع شیر فشار شکن مطابق با کد استاندارد ASME Section I برای کاربردهای بویلر استفاده می شود که طبق آن شیر در ۳٪ بالاتر از فشار مقرر عمل می کند و در ۴٪ پایین تر از فشار مقرر بسته می شود. در این شیر از دو عدد blowdown rings استفاده می شود.

• ASME VIII valve

این نوع شیر فشار شکن مطابق با کد استاندارد ASME Section VIII برای کاربردهای ظروف تحت فشار استفاده می شود که طبق آن شیر در ۱۰٪ بالاتر از فشار مقرر عمل می کند و در ۷٪ پایین تر از فشار مقرر بسته می شود.

• Low lift safety valve

در این نوع شیر، دیسک فقط به فاصله کوچکی از روی نشیمنگاه بلند می شود (ماکزیمم به اندازه $1/24^{\text{th}}$ قطر نازل ورودی) و سطح مقطع تخلیه سیال یا ظرفیت شیر از موقعیت داخلی دیسک تعیین می شود. این نوع شیر ظرفیت بسیار کمتری در مقایسه با نوع Full lift دارد.

• Full lift safety valve

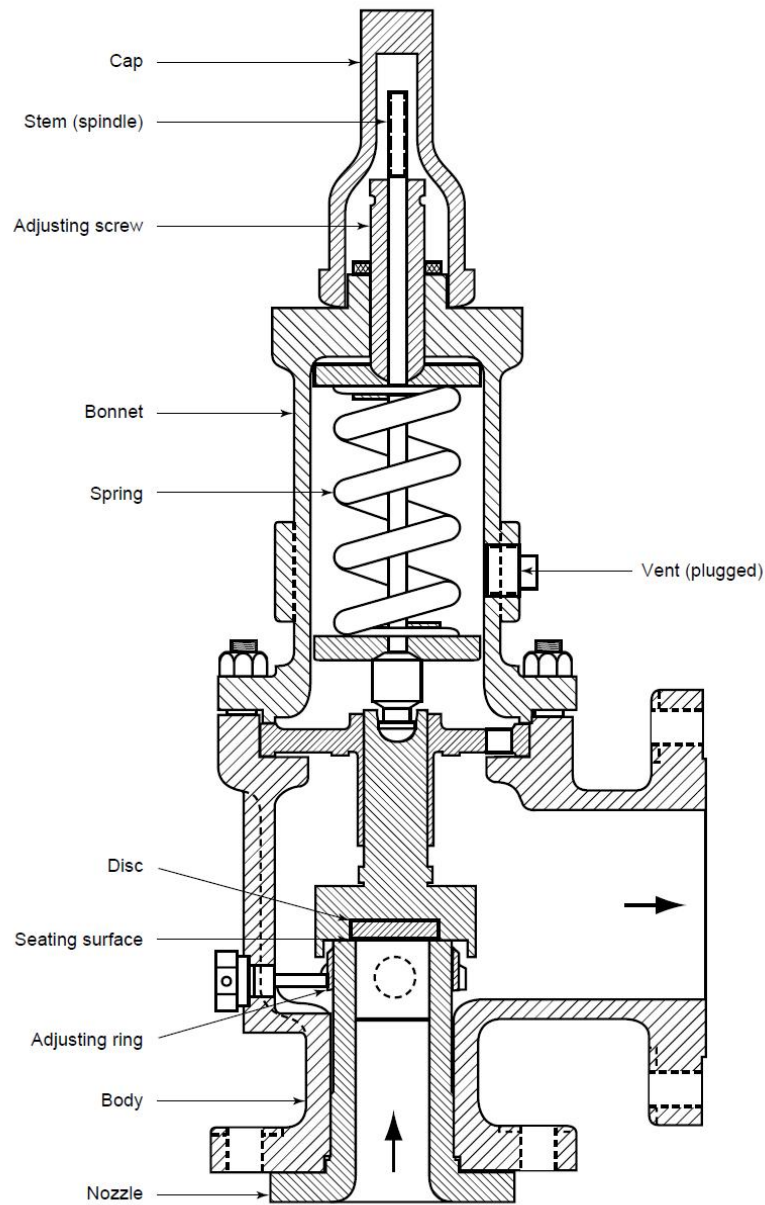
در این نوع شیر دیسک به اندازه فاصله ای برابر با $1/4^{\text{th}}$ قطر نازل ورودی بلند می شود. در نتیجه سطح مقطع تخلیه سیال یا ظرفیت شیر با سطح نازل ورودی برابر خواهد بود و ظرفیت شیر از روی سطح نازل ورودی تعیین می شود. این شیرها برای کاربردهای بخار بهترین گزینه هستند.

• Full bore safety valve

این نوع از شیر ظرفیت بالاتری نسبت به نوع low lift و Full lift دارد.

• Conventional safety relief valve

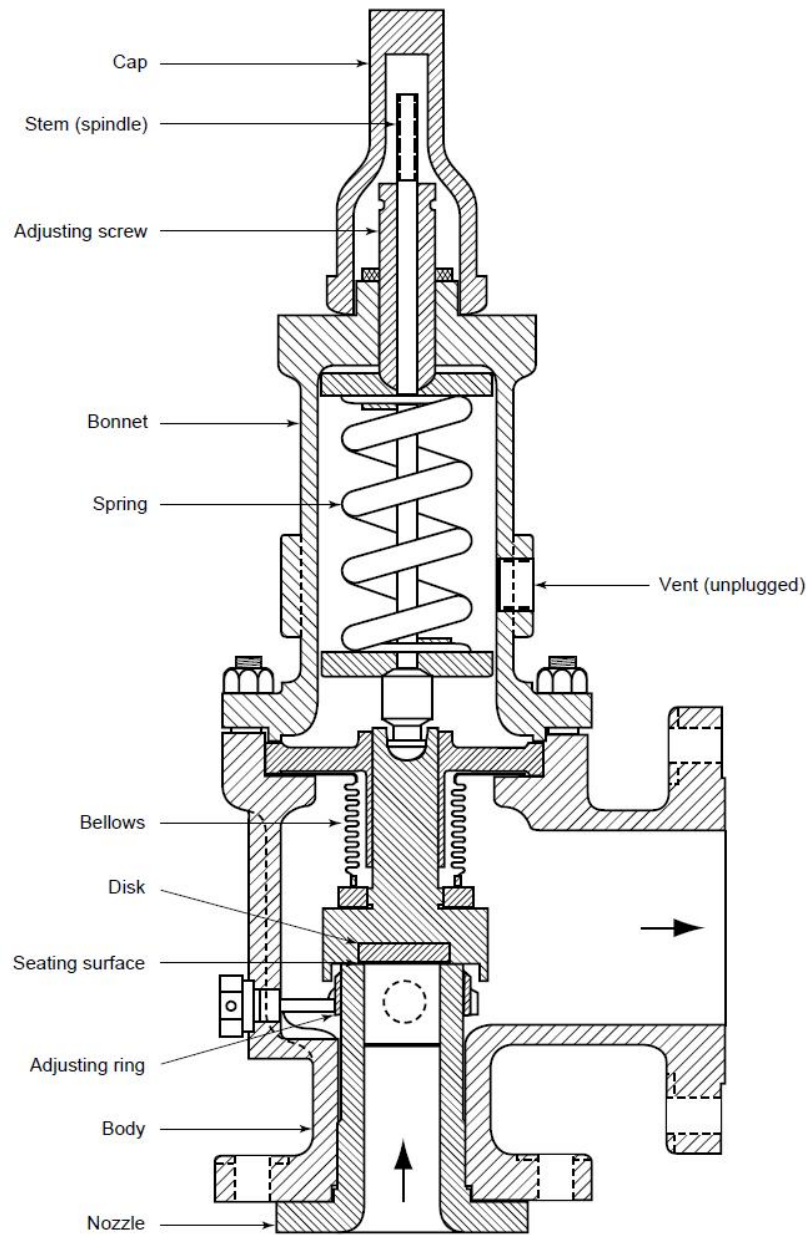
در این نوع شیر یک دیسک متحرک وجود دارد که روی نازل جریان ورودی قرار گرفته است و با میزان بالا رفتن آن میزان دبی خروجی از شیر کنترل می شود. موقعیت دیسک توسط نیروی فنر که پشت آن قرار دارد و فشار سیالی که از نازل به آن وارد می شود، تغییر می کند. اگر فشار سیال در نازل ورودی کمتر از فشار مقرر باشد شیر در حالت بسته است و در غیر اینصورت شیر در موقعیت باز قرار می گیرد. در این شیرها فشار مقرر با توجه به فشار در قسمت تخلیه شیر (Back Pressure) تغییر می کند. به خاطر اینکه علاوه بر فشار فنر، فشار انتهایی هم به آن اضافه می شود. اگر فشار انتهایی متغیر باشد باعث می شود که فشار مقرر یعنی فشاری که شیر باید در آن باز شود دائم تغییر کند. این شیرها باید برای سیالات تمیز و غیر خورنده یا سیستم خورنده ای که خوردگی آن تحت کنترل است (با افزودن مواد ممانعت کننده) استفاده شود. اغلب شیرهای ایمنی از این نوع هستند و نوع ساده و ارزان به حساب می آیند و در سیستمهای بخار زیاد استفاده می شوند.



• balanced-bellows Pressure relief valve

اگر فشار انتهایی (فشار در قسمت تخلیه شیر) متغیر باشد از این نوع شیرها استفاده می شود. در این نوع شیرها از یک قطعه اضافی به نام بلوز^۱ استفاده می شود که از یک پوسته ارتجاعی تشکیل شده است و دور میله نگهدارنده دیسک قرار می گیرد. بلوز باید سطحی برابر با سطح نشیمن دیسک روی نازل را در طرف دیگر دیسک اشغال کند تا اثرات فشار انتهایی خنثی شود. با اضافه کردن بلوز فشار مقرر در مقابل تغییرات فشار انتهایی ثابت باقی خواهد ماند.

1 -Bellows

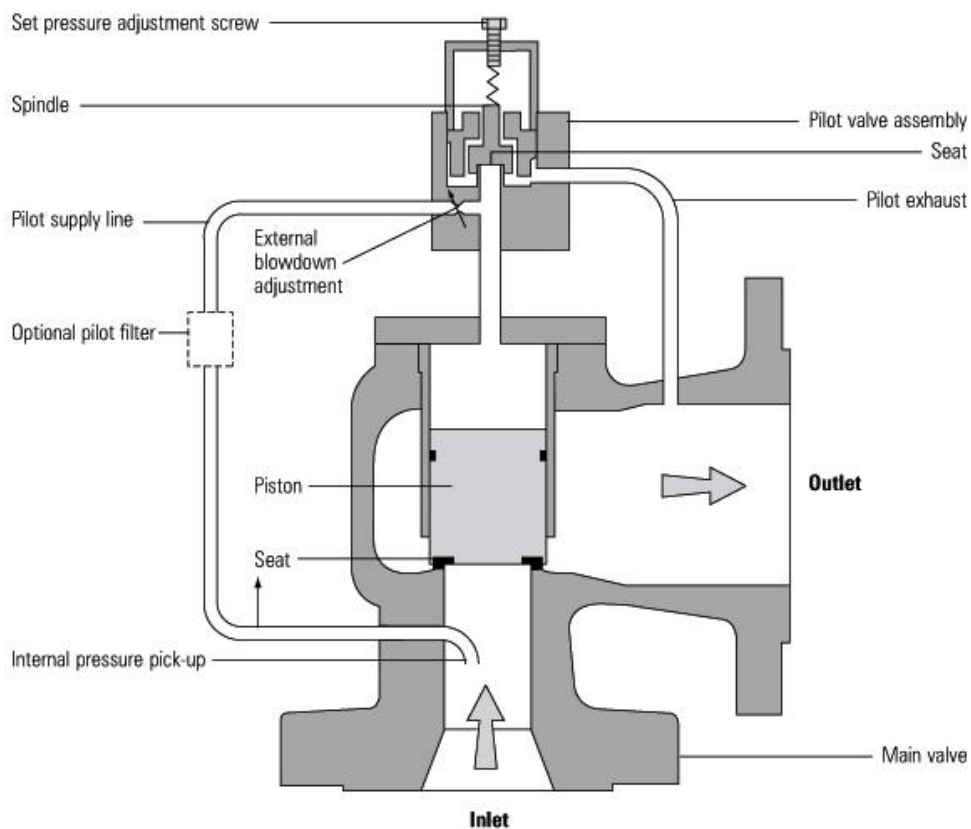


• Pilot operated pressure relief valve

در این شیرها برای باز و بسته کردن دریچه شیر به جای نیروی فنر از نیروی فشار خود سیال توسط یک شیر پیلوتی^۱ که در قسمت فوقانی شیر ایمنی نصب شده است، استفاده می شود. در این شیرها سطح مقطع فشار در پشت پیستون از سطح مقطع فشار پیستون در نازل ورودی بزرگتر است در نتیجه زمانیکه فشار سیال ورودی از فشار مقرر پایین تر باشد، نیروی وارده بر پشت پیستون بالاتر از نیروی وارده به پیستون در قسمت ورودی خواهد بود در نتیجه شیر اطمینان در

1 - Pilot Valve

حالت بسته خواهد ماند. ولی زمانیکه فشار سیال از فشار مقرر بالاتر باشد سیال از لوله خروجی پیلوت به بیرون تخلیه می شود در نتیجه فشار پشت پیستون کمتر از فشار ورودی پیستون خواهد شد و شیر در حالت باز قرار می گیرد. این شیرها دقیق و با قابلیت اطمینان بالا هستند. زمانی که برای کمترین میزان تجاوز فشار از فشار مقرر نیاز به بالاترین ظرفیت تخلیه داشته باشیم از این نوع شیر استفاده می شود. این شیرها موقع پایین آمدن فشار بسته نمی شوند. بنابراین با عمل نمودن این شیرها باید آن را موقتا از سرویس خارج نمود و شیر اطمینان مورد نظر را تنظیم و یا تعویض کرد. این شیرها باید برای سیالات تمیز و غیر خورنده استفاده شوند. بزرگترین عیب این شیرها مسدود شدن خط لوله پیلوت با جریانات کندانس یا ذرات خارجی است. این شیرها کوچکتر و سبکتر از سایر شیرهای ایمنی هستند و قیمت بالایی دارند.



• Power-actuated safety relief valve

شیر فشار شکن با یک تجهیز دیگر که از یک منبع انرژی جداگانه استفاده می کند، ترکیب و کنترل می شود. بدین صورت که پس از عمل کردن شیر زمانی که فشار سیال به فشار مقرر رسید یک نیروی خارجی به بسته شدن شیر کمک می کند.

انواع مختلف شیرهای اطمینان و فشار شکن که در آلمان و کشورهای اروپایی تحت استاندارد DIN 3320 به بازار عرضه می شوند عبارتند از:

- **Standard safety valve**

این شیر در افزایش فشارهای کوچکتر از ۱۰٪ فشار مقرر عمل می کند. این شیر به عنوان شیر high lift شناخته می شود.

- **Full lift safety valve**

این شیر در افزایش فشار بالای ۵٪ فشار مقرر به سرعت عمل کرده و تا حد کامل باز می شود.

- **Direct loaded safety valve**

در این نوع شیر نیروی بسته شدن شیر توسط یک فنر یا یک وزنه تأمین می شود.

- **Proportional safety valve**

در این نوع شیر میزان باز و بسته بودن شیر متناسب با میزان فشار وارده بر دیسک می باشد. باز شدن ناگهانی شیر زمانی رخ می دهد که میزان بلند شدن دیسک به ۱۰٪ محدوده آن برسد.

- **Diaphragm safety valve**

این شیر از نوع Direct Loaded Safety Valve می باشد که قسمت های متحرک و فنر آن توسط یک دیافراگم در مقابل اثرات سیال محافظت می شود.

- **Bellows safety valve**

این شیر از نوع Direct Loaded Safety Valve می باشد که قسمت های متحرک و فنر آن توسط یک بلوز در مقابل اثرات سیال محافظت می شود. همچنین بلوز مانع از اثرات فشار انتهایی بر عملکرد شیر می شود.

- **Controlled safety valve**

از شیر اصلی و یک تجهیز کنترلی تشکیل شده است. پس از عمل کردن شیر زمانی که فشار سیال به فشار مقرر رسید یک نیروی خارجی به بسته شدن شیر کمک می کند.

انواع مختلف شیرهای اطمینان و فشار شکن طبق استاندارد EN ISO 4126 عبارتند از:

• **Safety valve**

در این نوع شیر وقتی فشار سیال به بالاتر از فشار مقرر برسد دریچه شیر به صورت اتوماتیک و فقط با انرژی خود سیال باز می شود و یک مقدار از سیال تا رسیدن فشار سیال به پایین تر از فشار مقرر به بیرون تخلیه می شود و پس از رسیدن به شرایط فشار نرمال به صورت خودکار بسته می شود. این شیر در دو نوع Pop action و Proportional وجود دارد.

• **Direct loaded safety valve**

در این نوع شیر نیروی بسته شدن شیر توسط یک فنر یا یک وزنه یا یک وزنه و اهرم^۱ تأمین می شود.

• **Assisted safety valve**

یک شیر اطمینان است که همراه با آن یک شیر پیلوت وجود دارد. شیر اصلی توسط شیر پیلوت باز و بسته می شود و باز و بسته شدن شیر پیلوت هم توسط یک شیر سلونوئیدی کنترل می شود.

• **Supplementary loaded safety valve**

در این حالت شیر فشار شکن با یک تجهیز دیگر که از یک منبع انرژی جداگانه استفاده می کند، ترکیب و کنترل می شود. بدین صورت که پس از عمل کردن شیر زمانی که فشار سیال به فشار مقرر رسید یک نیروی خارجی به بسته شدن شیر کمک می کند و نیروی آببندی^۲ شیر را زیاد می کند.

• **Pilot operated safety valve**

در این شیرها برای باز و بسته کردن دریچه شیر به جای نیروی فنر از نیروی فشار خود سیال، توسط یک شیر پیلوتی که در قسمت فوقانی شیر ایمنی نصب شده است، استفاده می شود.

1 - lever and weight
2 - Sealing Force

گاز هایی که از شیر ایمنی خارج می شوند اگر مضر نباشند در فضا رها می شوند ولی اگر مضر باشند به داخل سیستم جمع آوری گازهای بی مصرف هدایت شده و در فلر سوزانده می شوند. مایعاتی هم که از شیرهای فشار شکن خارج می شوند جمع آوری شده و مجدداً مورد استفاده قرار می گیرند.

انواع مختلف شیرهای ایمنی عبارتند از:

۱- شیر ایمنی فشار

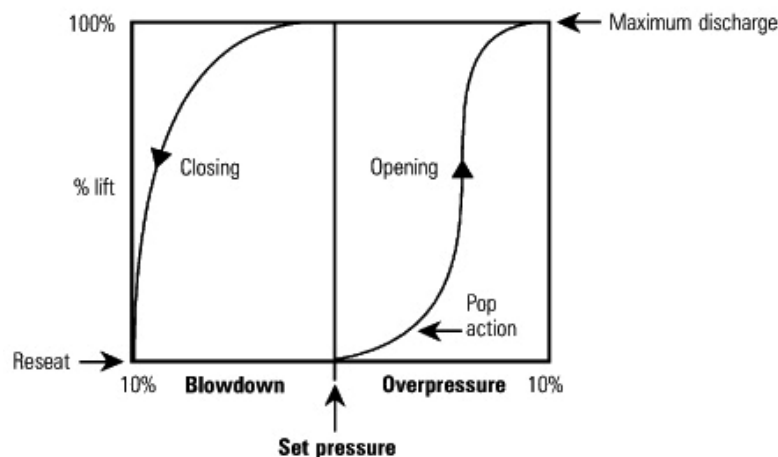
شیرهای ایمنی فشار باید برای تمام تجهیزاتی که در معرض افزایش فشار^۱ ناشی از انسداد مسیر^۲ قرار دارند (از قبیل ظروف تحت فشار، خروجی پمپهای جابجایی مثبت و پمپهای سانتریفیوژ، روی خط سوخت ورودی به موتورهای گازی، در بالا دست یا پایین دست تمام شیر های کنترل) لحاظ گردند تا اگر فشار دستگاه از فشار طراحی^۳ آن فراتر رفت، عمل کند و سیال را تخلیه نماید تا خطر انفجار مرتفع گردد. کاربرد دیگر این شیرها محافظت ظروف تحت فشار در مقابل خطر حریق^۴ است. اگر ظروف تحت فشار حاوی بیش از ۲ تن هیدروکربنهای C₄ و سبکتر از آن باشند، لازم است در مواقع اضطراری جهت جلوگیری از خطر آتش سوزی، سیال داخل مخزن توسط سیستم تقلیل فشار^۵ از طریق صدور فرمان از اطاق کنترل به سمت فلر هدایت و تخلیه شود. در پایین دست شیر ایمنی فشار به هیچ وجه نباید از شیر کنترل یا ادباتی که امکان انسداد مسیر توسط آنها وجود دارد استفاده شوند.

شیرهای ایمنی فشار از نظر کاربرد به سه دسته زیر تقسیم می شوند:

- شیر هایی که روی ظرف ها و دستگاه های تحت فشار محتوی گاز یا بخار نصب می شوند و با رسیدن فشار بالادست به فشار مقرر^۶ بطور ناگهانی^۷ باز می شوند که به آنها Pressure Safety Valve اطلاق می شود. نحوه باز شدن شیرهای اطمینان فشار و مشخصات کاری آنها ارتباط مستقیم با نحوه طراحی قطعات داخلی شیر دارد. در اغلب موارد این طراحی بگونه

1 - Over Pressure
2 - Blocked Outlet
3 - Design Pressure
4 - Fire Case
5 - Depressurizing
6 - Set pressure
7 - pop action

ای انجام می گیرد که پس از شروع باز شدن شیر، در اثر ازدیاد فشار شیر به یکباره و به سرعت، در اثر خاصیت (POP Action)، تا حد کامل باز می شود. شکل زیر نشان دهنده عملکرد یک شیر اطمینان فشار می باشد.



در این شکل Set Pressure فشاری است که لحظه باز شدن شیر اطمینان فشار را تعیین می کند. Over Pressure هم فشاری است که شیر اطمینان فشار در وضعیت کاملاً باز قرار می گیرد و حداکثر ظرفیت تخلیه خود را دارا می باشد و طبق استاندارد مقدار آن حداکثر ده درصد بالاتر از فشار مقرر در نظر گرفته می شود. Blowdown به فشار پائین تر از فشار مقرر گفته می شود که جهت بسته شدن کامل شیر اطمینان فشار پس از باز شدن آن مورد نیاز است و میزان آن طبق استاندارد ده درصد پایین تر از فشار مقرر در نظر گرفته می شود.

- شیرهایی که روی ظرف ها و دستگاه های تحت فشار محتوی مایع نصب می شوند و با رسیدن فشار بالادست به فشار مقرر متناسب با مقدار فشار بالادست باز می شود و بر خلاف شیرهای PSV بطور ناگهانی عمل نمی کنند که به این شیرها Pressure Relief Valve اطلاق می شود.
- شیرهایی که دو منظوره هستند و روی ظرف ها و دستگاه های تحت فشار محتوی گاز و مایع نصب می شوند. به این شیرها Pressure Safety Relief Valve اطلاق می شود. استفاده از این شیرها خیلی متداول است. معمولاً این شیرها طوری طراحی و تنظیم می شوند که وقتی فشار دستگاه ۱۰٪ از حد مجاز بالاتر برود باز شود و وقتی ۱۰٪ از حد مجاز پایینتر برود بسته شود.

۲- شیر ایمنی دما^۱ (TSV)

عملکرد شیر اطمینان دما همانند شیر اطمینان فشار است و در تجهیزاتی که افزایش دما موجب افزایش فشار سیال می شود کاربرد دارد. این شیرها طراحی ندارند و بر مبنای حداقل قطر ممکن انشعاب روی تجهیزات یا لوله ها انتخاب می شوند که یا نیم اینچی و یا حداکثر یک اینچی هستند. این شیرها باید در موارد زیر بکار روند:

- در مسیر جریان خروجی از کوره ها (اگر به هر علتی جریان خروجی از کوره مسدود شود، افزایش دمای سیال متوقف شده در داخل لوله ها منجر به افزایش شدید فشار سیال می شود که در اینصورت احتمال انفجار لوله ها وجود خواهد داشت).
- در جریان سرد خروجی از مبدلهایی که در صورت انسداد آن منجر به افزایش شدید دما و در نتیجه افزایش شدید فشار می شود.
- در لوله های ژاکت دار که برای گرم کردن مایع حاوی آن از بخار آب استفاده می شود. اگر به هر علتی مسیر لوله مسدود شود در این صورت دمای مایع داخل لوله بالا رفته و شروع به بخار شدن می کند و در نتیجه در اثر افزایش فشار احتمال انفجار لوله وجود خواهد داشت.
- روی لوله هایی که حاوی مایعات سرد کننده^۲ هستند و ممکن است ورودی آنها مسدود شود و آنها برای مدتی در معرض دمای محیط واقع شوند که می تواند منجر به افزایش بسیار شدید فشار در آنها شود.
- روی لوله هایی که به طول بیش از ۳۰ متر در معرض تابش خورشید قرار دارند و در صورت انسداد ورودی آنها، احتمال تبخیر مایع درونشان و مواجهه با فشار بالا وجود دارد.

۳- شیر ایمنی خلأ^۳ (VSV)

شیرهای ایمنی خلأ معمولاً روی مخازن ذخیره و تانکها، مخازن خوراک کمپرسورها و روی مخازن بسته ای که آب محتوی آنها مستقیماً با دمیدن بخار به درون مخزن گرم می شود، نصب می شوند. کار این شیرها جلوگیری از ایجاد خلأ در داخل مخازن و لوله هاست که در زمان ایجاد خلأ عمل نموده و باعث تزریق هوا و از بین رفتن خلأ در داخل مخزن یا خط می شود. گاهی اگر شیرهای ایمنی خلأ برای ممانعت از ایجاد فشارهای منفی (و مچاله شدن ظروف) مورد استفاده قرار بگیرند به آنها شیر خلأ شکن^۴ اطلاق می شود.

1 - Temperature Safety Valve or Thermal Expansion Valve

2 - Refrigerant

3 - Vacuum Relief (Safety) Valves

4 - Vacuum Breaking Device

شیرهای ایمنی یدکی

اگر زمان بازرسی دوره ای شیر اطمینان کمتر از زمان بازرسی واحد فرایندی باشد از شیر ایمنی یدکی استفاده می شود. سایز شیرهای ایمنی یدکی همانند شیر ایمنی اصلی است. برای TSV ها شیر ایمنی یدکی مورد نیاز نیست.

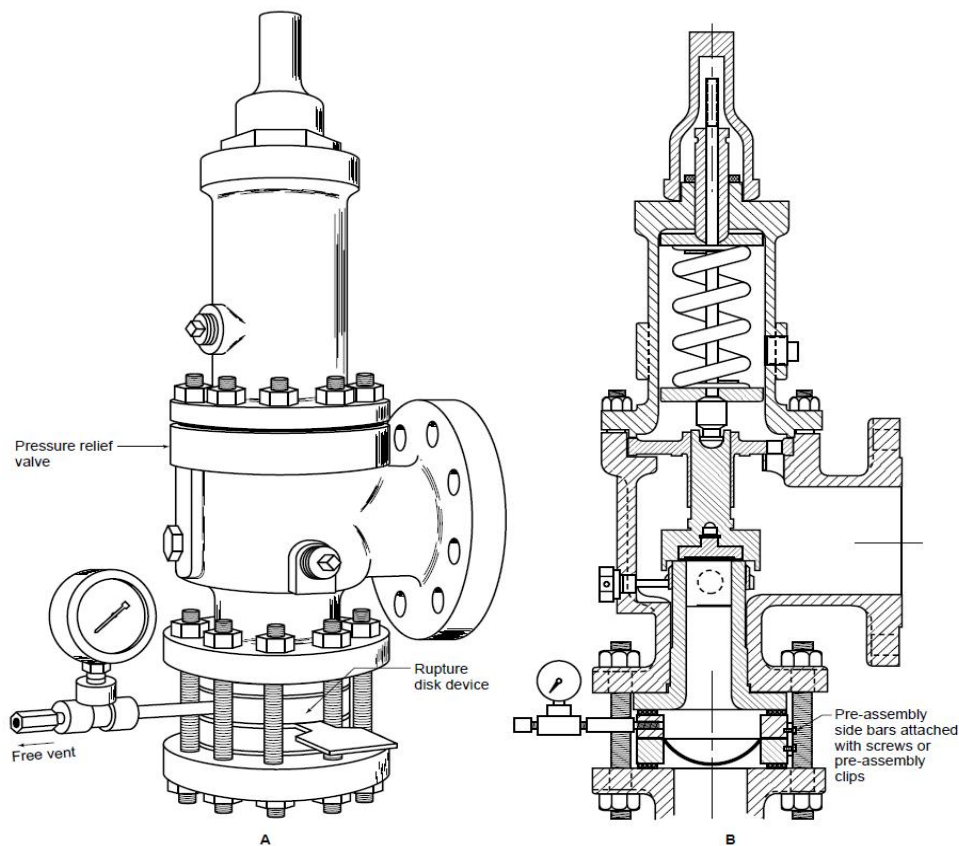
دیسکهای ایمنی^۱

دیسک های ایمنی تجهیزاتی هستند که برای حفاظت از ظرف ها و لوله ها در مقابل فشار و خلأ اضافی بکار برده می شوند و پس از یک بار عمل کردن قابل استفاده مجدد نیستند. همانطور که در شکل زیر هم ملاحظه می شود ساختمان دیسک ایمنی ساده است و دارای هیچ گونه قسمت متحرکی نمی باشد و سریعتر از شیر های اطمینان عمل می کند.



دیسک های ایمنی می توانند به تنهایی و یا همراه با شیر اطمینان (مطابق شکل زیر) بکار برده شوند. اگر دیسک ایمنی همراه با یک شیر اطمینان استفاده شود در فاصله بین شیر اطمینان و دیسک ایمنی باید یک شیر تخلیه^۲ کوچک که به اتمسفر تخلیه می گردد نصب شود.

1 -Rupture Disc
2 - Vent



در موارد زیر دیسک ایمنی قبل از شیر اطمینان نصب می شود:

- ۱- وقتی به دلیل فشار بالای سیستم و یا نوسانات زیاد فشار سیستم (مانند کمپرسور های رفت و برگشتی) نتوان از نشتی شیر اطمینان ممانعت کرد.
- ۲- وقتی ظرف حاوی مواد سمی و خطرناک باشد.
- ۳- وقتی ظرف حاوی مواد با ارزش باشد و باز شدنهای مداوم شیر اطمینان می توان مقدار زیادی از ماده با ارزش را به هدر دهد.
- ۴- وقتی که هدف حفاظت و فلسفه استفاده از شیر اطمینان نه داخل ظرف بلکه بیرون آن باشد یعنی خروجی شیر اطمینان با محیط مورد حفاظت در تماس باشد.
- ۵- وقتی سیال داخل ظرف خیلی خورنده باشد و لذا شیر اطمینان در صورت تماس با سیال، دچار خوردگی شود و استفاده از شیر اطمینان با جنس مقاوم در برابر خوردگی هم مقرون به صرفه نباشد، قبل از شیر اطمینان یک دیسک ایمنی نصب می کنند و به این ترتیب شیر سالم می ماند و هزینه های نگهداری هم کاهش می یابد. در مواردی که خوردگی خیلی بالا باشد از دو دیسک ایمنی استفاده می شود.

در موارد زیر دیسک ایمنی بعد از شیر اطمینان نصب می شود:

- ۱- وقتی که شرایط در خروجی شیر اطمینان، شرایط خورنده باشد.
 - ۲- وقتی که بخواهیم شیر اطمینان را از شرایط فشاری محیط بیرون (مثلاً فشار اتمسفری) حفاظت کنیم باید دیسک ایمنی را بعد از شیر اطمینان نصب کنیم.
- البته گاهی موارد ممکن است یک افزایش فشار پیش بینی نشده رخ دهد (مثلاً در یک رآکتور با واکنش گرمازا که ممکن است فشار از کنترل خارج گردد) در اینصورت شیر اطمینان و دیسک ایمنی را بصورت موازی نصب می کنند.

طراحی شیر ایمنی

طراحی شیرهای کنترل بر اساس استانداردهای (API 520 (Part 1 Sizing) و API 526 انجام می شود. درگام اول برای طراحی شیرهای اطمینان باید با بررسی همه جانبه فرایند تعیین نمود که چه عواملی می توانند منجر به افزایش فشار تجهیز شوند و هر یک از این عوامل تا چه مقدار فشار تجهیز را بالا می برند. در این خصوص صرفاً نمی توان به جداول موازنه جرم و انرژی اکتفا کرد. در جدول دوم API 521 به مواردی از امکان افزایش فشار تجهیزات مختلف اشاره شده است.

مراحل طراحی شیرهای اطمینان عبارتند از:

۱- تعیین مقدار Set Pressure

در درجه اول باید مقدار فشار مقرر برای شیر اطمینان تعیین شود. در جدول زیر مقادیر فشار مقرر و حداکثر فشار انباشته^۱ ظرف در زمان باز بودن کامل شیر اطمینان برای هر دو حالت Non-fire Conditions و fire Conditions ملاحظه می شود. برای حالتیکه خطر آتش سوزی جدی نباشد یک شیر ایمنی روی تجهیز نصب می شود و مقدار فشار مقرر برای هر دو حالت یکی است اما وقتی خطر آتش سوزی جدی باشد از دو شیر ایمنی (Multiple Valve) استفاده می شود که یکی برای حالت افزایش فشار و دیگری برای حالت آتش سوزی است. در این حالت مقدار فشار مقرر در شیر دومی بالاتر است.

1 - Maximum Pressure Accumulation

فشار مقرر و حداکثر فشار انباشته ظرف در دو حالت **fire Conditions** و **Non-fire Conditions**

DESCRIPTION	MAXIMUM SET PRESSURE (SP)		MAXIMUM ACCUMULATION PRESSURE	
	Non-fire Conditions	Fire conditions	Non-fire conditions	Fire Conditions
Single valve	100% of MAWP*	100% of MAWP	110% of MAWP	121% of MAWP
Multiple valves	First valve at 100% of MAWP and Additional valves at 105% of MAWP	First valve at 100% of MAWP and Additional valves at 105% of MAWP	110% of MAWP	121% of MAWP

*MAWP: Maximum Allowable Working Pressure

	_____	BURST PRESSURE
	_____	OVERPRESSURE VALUE (PSI)
ACCUMULATION	_____	DESIGN PRESSURE
	_____	MAX. ALLOWABLE WORKING PRESSURE**
	_____	SET PRESSURE*
OPERATING MARGIN	_____	NORMAL WORKING PRESSURE

* The SET PRESSURE is not allowed by Code to exceed the MAWP.

** Depending on the application, this pressure value can simultaneously be the SET PRESSURE and/or DESIGN PRESSURE

محدوده فشارهای مختلف طراحی شیر اطمینان

برای برخی از موارد خاص فشار مقرر با معیار زیر انتخاب می شود:

- در شیر اطمینان نصب شده روی خط خروجی تجهیزات دوار دارای موتور الکتریکی فشار مقرر برابر حداکثر فشار تعیین شده برای خاموش شدن تجهیز^۱ است.
- در بویلرهای تولید بخار فشار مقرر برابر ۱/۱ برابر فشار نرمال یا فشار نرمال به علاوه ۱۰۰ kpa (هر کدام که بزرگتر باشد) است به شرطی که از فشار مقرر بویلرهای احتمالی دیگر که خوراک این بویلر را تأمین می کنند بیشتر نباشد.

1 - Max Shut off Pressure

- در شیر اطمینان نصب شده روی جریان سرد خروجی از مبدلها فشار مقرر باید ۱/۵ برابر حداقل فشار طراحی قسمتهای مختلف مبدل باشد.
- برای دیسک های ایمنی^۱ اگر تنها بکار روند فشار ترکیب دیسک^۲ که معادل همان فشار مقرر است نباید کمتر از ۳۳٪ بالاتر از فشار نرمال برای دیسکهای فلزی و نباید کمتر از ۲۵٪ بالاتر از فشار نرمال برای دیسکهای پلاستیکی باشد.
- برای شیر های اطمینان خلأ فشار مقرر برابر فشار اتمسفریک است.

۲- محاسبه سطح مؤثر^۳ یا سطح تخلیه^۴ یا سطح مورد نیاز اریفیس^۵ شیر اطمینان

سطح مؤثر اریفیس شیر اطمینان طبق استاندارد (Part I- Sizing) API RP 520 محاسبه می شود. جهت انتخاب سطح مناسب اریفیس، سطح مؤثر محاسبه شده با مقادیر استاندارد سطوح اریفیس های تجاری که در جدول ۱ استاندارد API Standard 526 (جدول زیر) ذکر شده است مقایسه می شود. اولین سطح بزرگتر از سطح مؤثر محاسبه شده را به عنوان سطح مناسب اریفیس انتخاب می کنیم.

Relief Valve Designations

Standard Orifice Designation	Orifice Area cm ²	Orifice Area (in. ²)	Valve Body Size (Inlet Diameter × Outlet Diameter)										
			1×2	1.5×2	1.5×2.5	1.5×3	2×3	2.5×4	3×4	4×6	6×8	6×10	8×10
D	0.710	0.110	.	.	.								
E	1.265	0.196	.	.	.								
F	1.981	0.307	.	.	.								
G	3.245	0.503			.	.	.						
H	5.065	0.785				.	.						
J	8.303	1.287					.	.	.				
K	11.858	1.838							.				
L	18.406	2.853							.	.			
M	23.226	3.60								.			
N	28.000	4.34								.			
P	41.161	6.38								.			
Q	71.290	11.05									.		
R	103.226	16.0									.	.	
T	167.742	26.0											.
	in.		1×2	1.5×2	1.5×2.5	1.5×3	2×3	2.5×4	3×4	4×6	6×8	6×10	8×10
	mm		25×50	38×50	38×62	38×75	50×75	38×100	75×100	100×150	150×200	150×250	200×250

- 1 - Rupture Disk
- 2 - Burst Pressure
- 3 - Effective orifice area
- 4 - Discharge area
- 5 - Required orifice area

سپس مشخصات کامل شیر (از قبیل جنس شیر، سایز و کلاس فلنجهای ورودی و خروجی شیر) را با توجه به سطح انتخاب شده در مرحله قبل، محدوده دمایی سیال و حداکثر فشار ظرف یا خط لوله از جداول ۲ تا ۲۹ استخراج می‌کنیم. در این جداول کلاس فشاری فلنجهای ورودی و خروجی بصورت 150×300 و سایز فلنجهای ورودی و خروجی بصورت $1\frac{1}{2}G3$ (قطر فلنج ورودی $\frac{1}{5}$ اینچ و قطر فلنج خروجی ۳ اینچ) نمایش داده می‌شود. G هم مربوط به نوع شیر می‌شود. البته باید توجه داشت که جنس پیشنهاد شده در این جداول شامل مبحث خوردگی نمی‌شود و در صورت نیاز باید آن را لحاظ کرد.

الف – محاسبه سطح اریفیس برای بخارات و گازها

مبنای روابط ارائه شده برای محاسبه سطح اریفیس در جریان های گاز و بخار اینست که سرعت گاز خروجی نباید از سرعت صوت تجاوز کند. دبی گاز که با سرعت صوت از شیر ایمنی عبور می‌کند دبی بحرانی نامیده می‌شود. سطح اریفیس شیر اطمینان در جریان بخار و گاز در دو حالت بحرانی و غیر بحرانی به صورت زیر محاسبه می‌شود (روابط بر حسب سیستم انگلیسی هستند):

• محاسبه سطح اریفیس برای بخارات و گازها در جریان بحرانی

ابتدا باید فشار بحرانی در نازل خروجی شیر اطمینان را از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$\frac{P_{cf}}{P_1} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{k/(k-1)}$$

P_1 : فشار بالا سری شیر اطمینان^۱ که بر حسب psia برابر است با:

$$P_1 = \text{Atm pressure} + \text{Set pressure} + \text{Allowable Overpressure (Max Accumulated Pressure)}$$

k: نسبت گرماهای ویژه است.

P_2 : فشار در قسمت تخلیه شیر قبل از عمل کردن شیر است. اگر تخلیه سیال به اتمسفر باشد مقدار آن برابر با psia 14.7 است.

اگر $P_2 \leq P_{cf}$ باشد، جریان بحرانی اتفاق خواهد افتاد، در غیر اینصورت جریان غیر بحرانی خواهد بود. بر اساس یک قانون سر انگشتی اگر فشار مطلق پایین دست شیر فشار شکن، P_2 ، بزرگتر از نصف فشار مطلق ورودی، P_1 ، باشد در اینصورت جریان در نازل خروجی اریفیس در شرایط غیر بحرانی خواهد بود.

1 - Upstream Relieving Pressure

2 - Back pressure

**Table 2—Spring-Loaded Pressure Relief Valves
“D” Orifice (Effective Orifice Area = 0.110 square inch)**

Materials(2)		Valve Size	ANSI Flange Class		Maximum Pressure (psig)						Center To Face Dimensions (inches)			
Body/ Bonnet	Spring	Inlet by Orifice by Outlet	Inlet	Outlet	Conventional and Balanced Bellows Valves						Conventional Valves		Inlet	Outlet
					Set Pressure Limit						Bellows Valves			
					Outlet Pressure Limit(1)									
					-450°F to -76°F	-75°F to -21°F	-20°F to 100°F	450°F	800°F	1000°F	100°F	100°F		
Temperature Range, -20°F to 450°F Inclusive														
Carbon Steel	Carbon Steel	1D2	150	150		285	185				285	230	4-½	4-½
		1D2	300	150		285	285				285	230	4-½	4-½
		1D2	300	150		740	615				285	230	4-½	4-½
		1D2	600	150		1480	1235				285	230	4-½	4-½
		1-½ D2	900	300		2220	1845				600	500	4-½	5-½
		1-½ D2	1500	300		3705	3080				600	500	4-½	5-½
		1-½ D3	2500	300		6000	5135				740	500	5-½	7
Temperature Range, 451°F to 800°F Inclusive														
Carbon Steel	High Temperature Alloy Steel	1D2	150	150		185	80				285	230	4-½	4-½
		1D2	300	150		285	285				285	230	4-½	4-½
		1D2	300	150		615	410				285	230	4-½	4-½
		1D2	600	150		1235	825				285	230	4-½	4-½
		1-½ D2	900	300		1845	1235				600	500	4-½	5-½
		1-½ D2	1500	300		3080	2060				600	500	4-½	5-½
		1-½ D3	2500	300		5135	3430				740	500	5-½	7
Temperature Range, 801°F to 1000°F Inclusive														
Chrome Molybdenum Steel	High Temperature Alloy Steel	1D2	300	150			510	225			285	230	4-½	4-½
		1D2	600	150			1015	445			285	230	4-½	4-½
		1-½ D2	900	300			1525	670			600	500	4-½	5-½
		1-½ D2	1500	300			2540	1115			600	500	4-½	5-½
		1-½ D3	2500	300			4230	1860			740	500	5-½	7
Temperature Range, -21°F to -75°F Inclusive														
Austenitic Stainless Steel	Carbon Steel	1D2	150	150		275					275	230	4-½	4-½
		1D2	300	150		275					275	230	4-½	4-½
		1D2	300	150		720					275	230	4-½	4-½
		1D2	600	150		1440					275	230	4-½	4-½
		1-½ D2	900	300		2160					600	500	4-½	5-½
		1-½ D2	1500	300		3600					600	500	4-½	5-½
		1-½ D3	2500	300		6000					720	500	5-½	7
Temperature Range, -76°F to -450°F Inclusive														
Austenitic Stainless Steel	Low Temperature Alloy Steel	1D2	150	150		275					275	230	4-½	4-½
		1D2	300	150		275					275	230	4-½	4-½
		1D2	300	150		720					275	230	4-½	4-½
		1D2	600	150		1440					275	230	4-½	4-½
		1-½ D2	900	300		2160					600	500	4-½	5-½
		1-½ D2	1500	300		3600					600	500	4-½	5-½
		1-½ D3	2500	300		4000					720	500	5-½	7

Notes:

1. Outlet pressure limit for temperatures above 100°F shall not exceed the rating in ANSI/ASME B 16.34.
2. Materials given are minimum requirements for the pressure and temperature ratings. Other suitable materials may be used, as required for the service involved.

سطح مؤثر اریفیس را در شرایط بحرانی برای گازها از هر یک از سه رابطه زیر می توان محاسبه نمود که معمولاً از رابطه اولی استفاده می شود. شیری که سطح اریفیس آن مساوی یا بزرگتر از سطح مؤثر محاسبه شده باشد انتخاب می شود.

$$A = \frac{W}{CK_d P_1 K_b K_c} \sqrt{\frac{TZ}{M}}$$

$$A = \frac{V \sqrt{TZM}}{6.32 CK_d P_1 K_b K_c}$$

$$A = \frac{V \sqrt{TZG}}{1.175 CK_d P_1 K_b K_c}$$

سطح مؤثر اریفیس برای جریان بخار در شرایط بحرانی از رابطه زیر محاسبه می شود (برای بخار فقط حالت جریان بحرانی را داریم):

$$A = \frac{W}{51.5 \times P_1 K_d K_b K_c K_N K_{SH}}$$

• محاسبه سطح اریفیس برای بخارات و گازها در جریان غیر بحرانی

برای محاسبه سطح اریفیس برای بخارات و گازها در جریان غیر بحرانی از روابط زیر استفاده می شود:

$$A = \frac{W}{735 \times F_2 K_d K_c} \sqrt{\frac{ZT}{MP_1(P_1 - P_2)}}$$

$$A = \frac{V}{4645 \times F_2 K_d K_c} \sqrt{\frac{ZTM}{P_1(P_1 - P_2)}}$$

$$A = \frac{V}{864 \times F_2 K_d K_c} \sqrt{\frac{ZTG}{P_1(P_1 - P_2)}}$$

که در این روابط:

W: دبی جرمی گاز خروجی از شیر برای بدبینانه ترین حالت ممکن (lb/h) است. برای مثال اگر شیر ایمنی روی خط لوله نصب شود، برابر با دبی گذرنده از خط لوله در نظر می گیریم، اگر روی ظرف تحت فشار نصب شود برابر با دبی گاز خروجی از بالای ظرف در نظر می گیریم.

V: حجم تخلیه سیال برای بدبینانه ترین حالت ممکن بر اساس شرایط استاندارد (sft³/min)

M: جرم مولکولی گاز در شرایط P₁

G: جرم مخصوص گاز در شرایط استاندارد

T: دما در ورودی شیر بر حسب درجه رانکین

Z: ضریب تراکم پذیری گاز در شرایط P₁

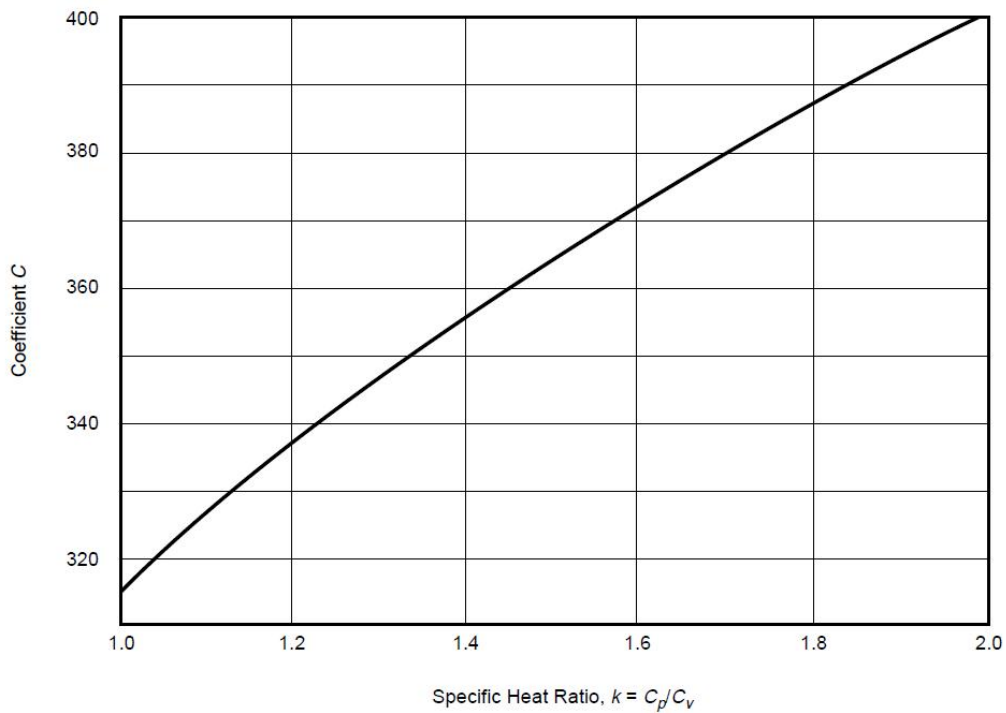
C: ضریبی است که با داشتن نسبت گرمای ویژه سیال (K) در شرایط گاز ایده آل و با استفاده از جدول ۸ و یا شکل

۳۲ استاندارد API 520.1 به دست می آید:

Table 8—Values of Coefficient C

<i>k</i>	<i>C</i>	<i>k</i>	<i>C</i>	<i>k</i>	<i>C</i>	<i>k</i>	<i>C</i>
1.00	315 ^a	1.30	347	1.60	372	1.90	394
1.01	317	1.31	348	1.61	373	1.91	395
1.02	318	1.32	349	1.62	374	1.92	395
1.03	319	1.33	350	1.63	375	1.93	396
1.04	320	1.34	351	1.64	376	1.94	397
1.05	321	1.35	352	1.65	376	1.95	397
1.06	322	1.36	353	1.66	377	1.96	398
1.07	323	1.37	353	1.67	378	1.97	398
1.08	325	1.38	354	1.68	379	1.98	399
1.09	326	1.39	355	1.69	379	1.99	400
1.10	327	1.40	356	1.70	380	2.00	400
1.11	328	1.41	357	1.71	381	—	—
1.12	329	1.42	358	1.72	382	—	—
1.13	330	1.43	359	1.73	382	—	—
1.14	331	1.44	360	1.74	383	—	—
1.15	332	1.45	360	1.75	384	—	—
1.16	333	1.46	361	1.76	384	—	—
1.17	334	1.47	362	1.77	385	—	—
1.18	335	1.48	363	1.78	386	—	—
1.19	336	1.49	364	1.79	386	—	—
1.20	337	1.50	365	1.80	387	—	—
1.21	338	1.51	365	1.81	388	—	—
1.22	339	1.52	366	1.82	389	—	—
1.23	340	1.53	367	1.83	389	—	—
1.24	341	1.54	368	1.84	390	—	—
1.25	342	1.55	369	1.85	391	—	—
1.26	343	1.56	369	1.86	391	—	—
1.27	344	1.57	370	1.87	392	—	—
1.28	345	1.58	371	1.88	393	—	—
1.29	346	1.59	372	1.89	393	—	—
1.30	347	1.60	373	1.90	394	—	—

^aThe limit of C, as *k* approaches 1.00, is 315.



Notes:

1. The equation for this curve is $C = 520 \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}$.
2. The units for the coefficient C are $\sqrt{\text{lb}_m \text{lb}_{mole} \text{ } ^\circ\text{R} / \text{lb}_f \text{hr}}$.

Figure 32—Curve for Evaluating Coefficient C in the Flow Equation from the Specific Heat Ratio, Assuming Ideal Gas Behavior

F_2 : ضریب اصلاح برای جریان غیر بحرانی^۱ می باشد. این ضریب برای حالت جریان غیر بحرانی است و با رابطه زیر محاسبه می شود. در این رابطه $r = P_2/P_1$ است.

$$= \sqrt{\left(\frac{k}{k-1} \right) (r)^{2/k} \left[\frac{1-r^{(k-1)/k}}{1-r} \right]}$$

به کمک شکل ۳۴ استاندارد API 520.1 هم می توان F_2 را بدست آورد.

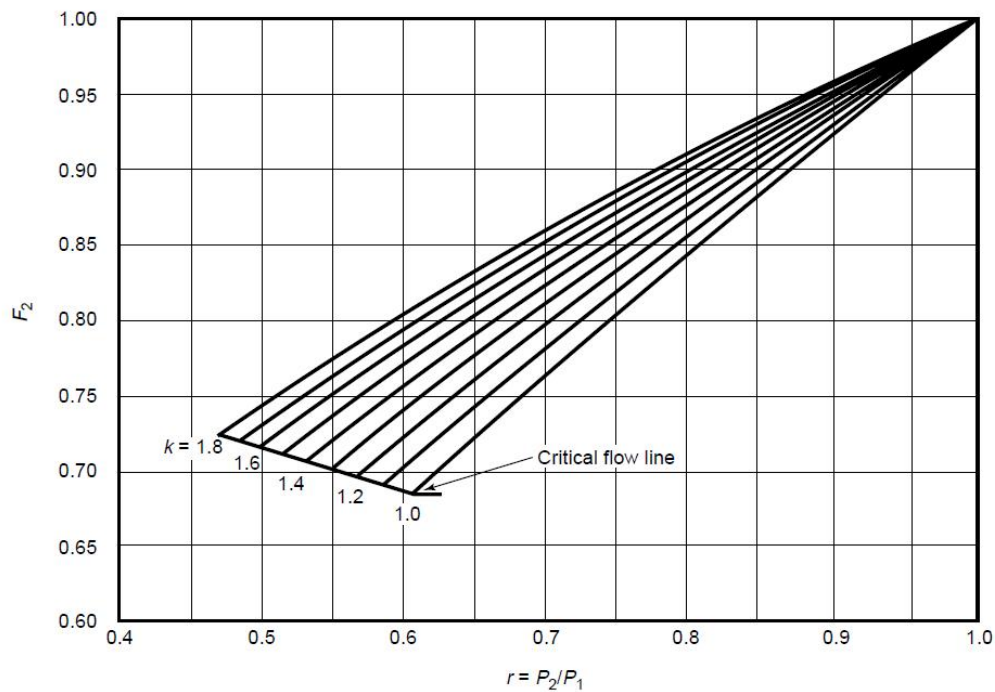


Figure 34—Values of F_2 for Subcritical Flow

K_b : فاکتور اصلاح ظرفیت بر اساس فشار انتهایی^۱ می باشد. این ضریب فقط برای شیرهای ایمنی از نوع Balanced Bellows کاربرد دارد و برای سایر شیرهای ایمنی برابر با ۱ است. برای شیرهای مذکور مقدار این ضریب توسط سازنده ارائه می شود و یا از شکل ۳۵ استاندارد API 520.1 قابل محاسبه است.

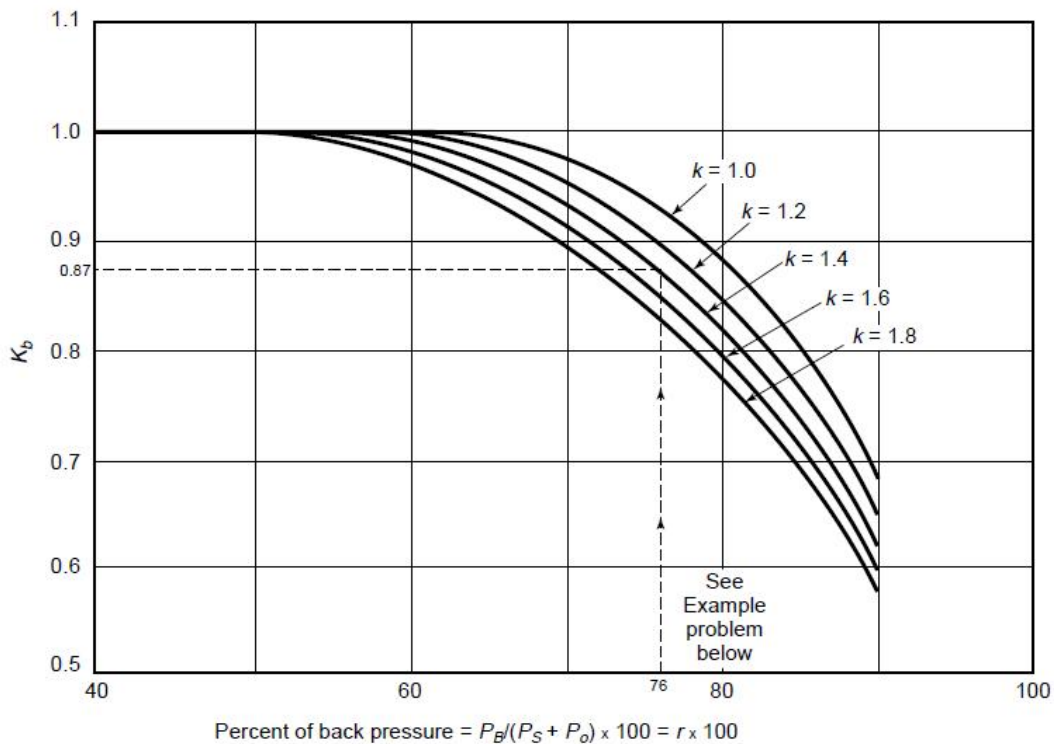
K_c : ضریب اصلاح ظرفیت برای دیسک های ایمنی^۲ می باشد. اگر شیر بدون دیسک ایمنی نصب شود مقدار آن برابر با ۱ است و اگر همراه با دیسک ایمنی باشد مقدار آن برابر ۰/۹ است.

K_d : ضریب مؤثر تخلیه^۳ می باشد و مقدار آن در فرضهای اولیه برابر ۰/۹۷۵ است. این ضریب برای دیسکهای ایمنی هم وجود دارد و اگر یک دیسک ایمنی مستقیماً سیال را به سمت اتمسفر تخلیه کند مقدار آن برابر ۰/۶۲ است.

K_N : فاکتور اصلاح رابطه ناپیر^۴ می باشد. اگر $P_1 \leq 10.3 \text{ bara}$ یا $P_1 \leq 1515 \text{ psia}$ مقدار آن برابر ۱ است و اگر $(1500 \leq P_1 \leq 3215 \text{ psia})$ مقدار آن از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$= \frac{0.1906 \times P_1 - 1000}{0.2292 \times P_1 - 1061}$$

- 1 - Capacity Correction Factor Due to Back Pressure or Back Pressure Factor
- 2 - Capacity Correction for Rupture Disk or Combination Capacity Factor
- 3 - Effective Discharge Coefficient
- 4 - Correction Factor for Napier Equation



K_b = back pressure correction factor,
 P_B = back pressure, in psia,
 P_S = set pressure, in psia,
 P_O = overpressure, in psi.

Example Problem

Set Pressure (MAWP)	= 100 psig
Overpressure	= 10 psi
Superimposed Back Pressure (constant)	= 70 psig
Spring Set	= 30 psi
Built-up Back Pressure	= 10 psi
Percent Absolute Back Pressure	= $\frac{(70 + 10 + 14.7)}{(100 + 10 + 14.7)} \times 100$
	= 76
K_b (follow dotted line for $C_P/C_V = k = 1.4$)	= 0.87 (from the curve)

Note: This chart is typical and suitable for use only when the make of the valve or the actual critical flow pressure point for the vapor or gas is unknown; otherwise, the valve manufacturer should be consulted for specific data. This correction factor should be used only in the sizing of conventional (nonbalanced) pressure relief valves that have their spring setting adjusted to compensate for the superimposed back pressure. It should not be used to size balanced-type valves.

Figure 35—Constant Back Pressure Correction Factor, K_b , for Conventional Pressure Relief Valves (Vapors and Gases Only)

K_{SH} : فاکتور اصلاح بخار سوپر هیت^۱ می باشد. برای بخار اشباع در هر فشاری برابر با ۱ است ولی برای بخار سوپر هیت در دما و فشارهای مختلف از جدول ۹ استاندارد API 520.1 به دست می آید:

Table 9—Superheat Correction Factors, K_{SH}

Set Pressure (psig)	Temperature (degrees Fahrenheit)									
	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
15	1.00	0.98	0.93	0.88	0.84	0.80	0.77	0.74	0.72	0.70
20	1.00	0.98	0.93	0.88	0.84	0.80	0.77	0.74	0.72	0.70
40	1.00	0.99	0.93	0.88	0.84	0.81	0.77	0.74	0.72	0.70
60	1.00	0.99	0.93	0.88	0.84	0.81	0.77	0.75	0.72	0.70
80	1.00	0.99	0.93	0.88	0.84	0.81	0.77	0.75	0.72	0.70
100	1.00	0.99	0.94	0.89	0.84	0.81	0.77	0.75	0.72	0.70
120	1.00	0.99	0.94	0.89	0.84	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
140	1.00	0.99	0.94	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
160	1.00	0.99	0.94	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
180	1.00	0.99	0.94	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
200	1.00	0.99	0.95	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
220	1.00	0.99	0.95	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
240	—	1.00	0.95	0.90	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
260	—	1.00	0.95	0.90	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
280	—	1.00	0.96	0.90	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
300	—	1.00	0.96	0.90	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
350	—	1.00	0.96	0.90	0.86	0.82	0.78	0.75	0.72	0.70
400	—	1.00	0.96	0.91	0.86	0.82	0.78	0.75	0.72	0.70
500	—	1.00	0.96	0.92	0.86	0.82	0.78	0.75	0.73	0.70
600	—	1.00	0.97	0.92	0.87	0.82	0.79	0.75	0.73	0.70
800	—	—	1.00	0.95	0.88	0.83	0.79	0.76	0.73	0.70
1000	—	—	1.00	0.96	0.89	0.84	0.78	0.76	0.73	0.71
1250	—	—	1.00	0.97	0.91	0.85	0.80	0.77	0.74	0.71
1500	—	—	—	1.00	0.93	0.86	0.81	0.77	0.74	0.71
1750	—	—	—	1.00	0.94	0.86	0.81	0.77	0.73	0.70
2000	—	—	—	1.00	0.95	0.86	0.80	0.76	0.72	0.69
2500	—	—	—	1.00	0.95	0.85	0.78	0.73	0.69	0.66
3000	—	—	—	—	1.00	0.82	0.74	0.69	0.65	0.62

ب: محاسبه سطح اریفیس برای جریان مایعات

- محاسبه سطح اریفیس برای شیرهای ایمنی نیازمند به تأییدیه ظرفیت^۲:

طبق استاندارد Section VIII, Division I of ASME Code ظرفی که برای آن شیر اطمینان در سرویس های مایع طراحی می شود، باید دارای تأییدیه ظرفیت باشد. روش اخذ این تأییدیه شامل تعیین ضریب تخلیه برای طراحی شیر اطمینان در ۱۰٪ بالاتر از فشار مقرر می شود. سطح اریفیس برای شیرهایی که طبق استاندارد ASME نیاز به یک ظرفیت دارند از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$A = \frac{Q}{38K_d K_w K_c K_v} \sqrt{\frac{G}{p_1 - p_2}}$$

1 - Superheat Steam Correction Factor
2 - Capacity Certification

که در آن:

P_1 : فشار تخلیه بالا سری^۱ (فشار ورودی شیر ایمنی در شرایط تخلیه شیر اطمینان) می باشد. بر خلاف رابطه مربوط به گازها P_1 بر حسب psig است که مقدار آن برابر است با:

$$P_1 = \text{Set pressure} + \text{Allowable Overpressure (Max Accumulated Pressure)}$$

P_2 : فشار پایین دست شیر اطمینان

Q : دبی مایع بر حسب gpm

K_c : ضریب اصلاح برای ترکیب شیر اطمینان با دیسک ایمنی (وقتی که دیسک ایمنی در ورودی شیر اطمینان نصب شده باشد) می باشد که مقادیر آن توسط National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspectors برای ترکیب های مختلف شیر و دیسک ارائه شده است. اگر مقدار آن موجود نبود می توان از مقدار ۰/۹ استفاده کرد. این مقدار سطح جریان را مساوی یا بزرگتر از ورودی شیر اطمینان فشار فراهم می کند.

K_d : ضریب تخلیه مجاز^۲ می باشد که باید توسط سازنده ارائه شود. به عنوان فرض اولیه مقدار آن برای حالت تأییدیه ظرفیت ۰/۶۵ و برای حالت بدون نیاز به تأییدیه ظرفیت ۰/۶۲ لحاظ می شود.

K_v : فاکتور اصلاح ویسکوزیته^۳ می باشد. این ضریب از شکل ۳۶ استاندارد API 520.1 به دست می آید که برای محاسبه آن ابتدا باید عدد رینولدز محاسبه شود.

K_w : ضریب اصلاح فشار پایین سری^۴ می باشد. اگر فشار پایین سری برابر فشار اتمسفریک باشد مقدار آن برابر ۱ است این ضریب صرفاً برای شیرهای Balanced bellows کاربرد دارد که مقدار آن از شکل ۳۱ استاندارد API 520.1 به دست می آید و برای شیرهای معمولی و پیلوتی برابر ۱ است.

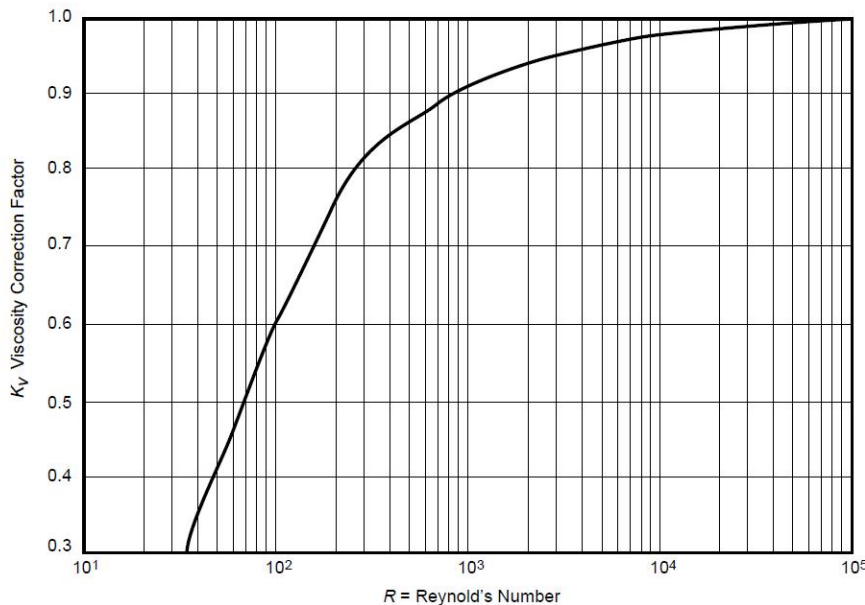
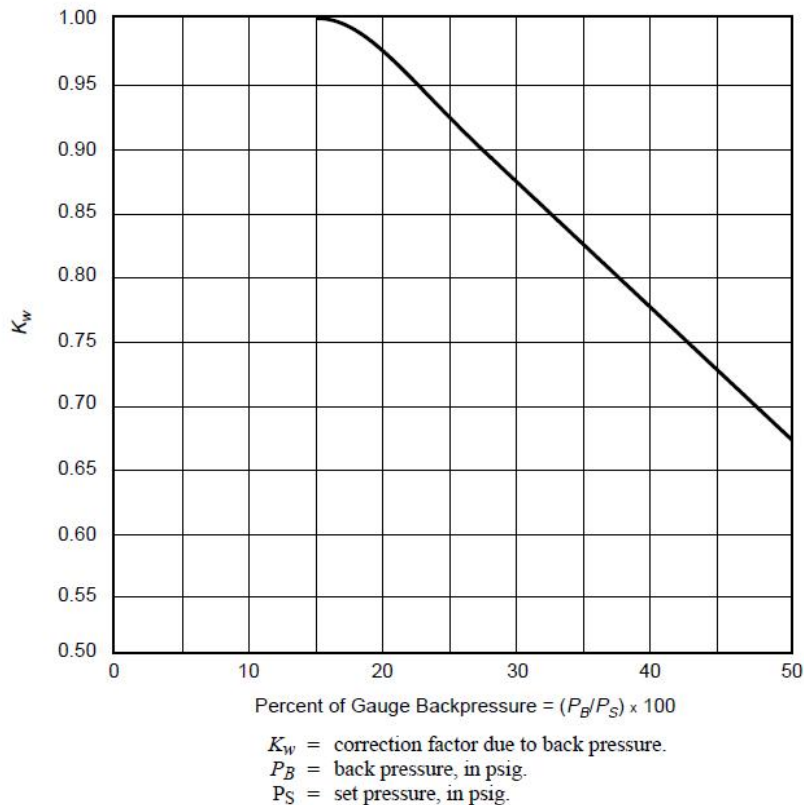


Figure 36—Capacity Correction Factor, K_v , Due to Viscosity

- 1 - Upstream Relieving Pressure
- 2 - rated coefficient of discharge
- 3 - correction factor due to viscosity
- 4 - correction factor due to back pressure



Note: The curve above represents values recommended by various manufacturers. This curve may be used when the manufacturer is not known. Otherwise, the manufacturer should be consulted for the applicable correction factor.

Figure 31—Capacity Correction Factor, K_w Due to Back Pressure on Balanced-Bellows Pressure Relief Valves in Liquid Service

اگر ویسکوزیته مایع بزرگ باشد، برای محاسبه سطح اریفیس ابتدا با در نظر گرفتن $KV=1$ (بدون اثر دادن ویسکوزیته در محاسبه سطح) مقدار A را محاسبه کرده و اولین سطح مساوی و یا بزرگتر از آن را از جدول ۱ استاندارد API 526 استخراج کرده و با استفاده از آن عدد رینولدز را به کمک یکی از دو رابطه زیر محاسبه می کنیم. در روابط زیر μ ویسکوزیته بر حسب cp و U ویسکوزیته SSU می باشد که هر دو این ویسکوزیته ها در دمای جریان هستند.

$$R = \frac{Q(2800G)}{\mu\sqrt{A}}$$

$$R = \frac{12,700Q}{U\sqrt{A}}$$

1 - Saybolt Universal seconds

اکنون با داشتن عدد رینولدز برای مایع ویسکوز و با مراجعه به شکل ۳۲ استاندارد API 520.1 مقدار Kv را بدست آورده و سپس با استفاده از Kv جدید A را مجدداً با فرمول اصلی به دست می آوریم. (برای این کار کافیست که A محاسبه شده اولیه را بر Kv تقسیم کنیم). اگر A جدید از مقدار A که از جدول ۱ استاندارد API 526 استخراج شده بود کوچکتر بود، محاسبه پایان می یابد وگرنه باید یک بار دیگر محاسبات را تکرار نماییم.

• محاسبه سطح اریفیس برای شیرهای ایمنی بدون نیاز به تأییدیه ظرفیت:

قبل از اینکه در استاندارد ASME Code تأییدیه ظرفیت دیده شود طراحی شیرها عموماً در سرویس های مایع از رابطه زیر صورت می گرفت. در این روش ضریب تخلیه $K_d = 0.62$ با افزایش فشار 2 ۲۵٪ (بالای فشار مقرر) فرض می شود. غیر از فاکتور افزایش فشار ۲۵٪ یک فاکتور اضافی دیگر به نام فاکتور اصلاح ظرفیت 3 (Kp) می باشد. بر حسب اینکه میزان افزایش فشار چند درصد باشد می توان این ضریب را از شکل ۳۳ استاندارد API 520.1 به دست آورد. مقدار Kp برای ۲۵٪ افزایش فشار برابر با ۱ است. این روش طراحی می تواند برای حالتی که نیاز به تأییدیه ظرفیت نیست و یا مقدار آن معلوم نباشد استفاده شود:

$$A = \frac{Q}{38K_d K_w K_c K_v K_p} \sqrt{\frac{G}{1.25p - p_b}}$$

در این رابطه P برابر با فشار مقرر و P_b برابر با فشار کل پایین دست شیر اطمینان^۴ است. هر دو فشار بر حسب psig هستند.

ج- محاسبه سطح اریفیس برای شیرهای ایمنی با جریان دو فازی

در جریان دوفازی نکته مهم این است که تولید بخار هم در نظر گرفته شود. جریان بخار ممکن است ظرفیت مؤثر عبور جریان جرمی را از شیر کاهش دهد. برای این نوع جریان هیچ نوع شیر اطمینانی با تأییدیه ظرفیت وجود ندارد زیرا روش تست آن موجود نیست. رویه طراحی شیر ایمنی برای جریان دوفازی در APP D استاندارد API 520.1 آورده شده است.

1 - Discharge Coefficient
2 - Over Pressure
3 - correction factor due to overpressure
4 - Total Back pressure

د- طراحی دیسکهای ایمنی

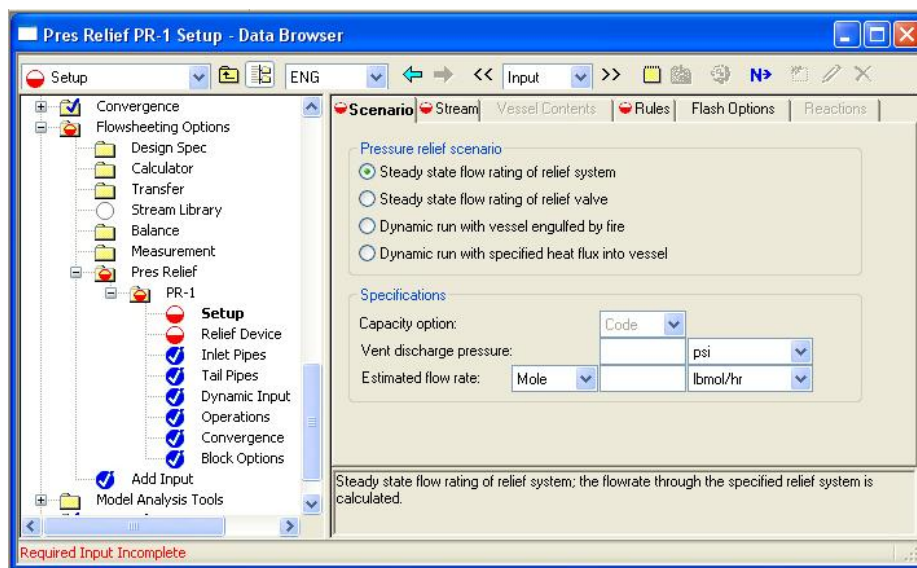
اگر دیسک ایمنی به تنهایی بکار رود و سیال را به اتمسفر تخلیه کند، حسب اینکه سیال گاز یا بخار یا مایع باشد، می توان از روابطی که در بالا برای شیرهای ایمنی معرفی شدند، برای محاسبه سطح دیسکهای ایمنی استفاده کرد. لازم به ذکر است که برای دیسک ایمنی باید $K_d=0.62$ را بکار برد. روش دیگر طراحی دیسکهای ایمنی روش مقاومت جریان¹ نام دارد که در APP E از استاندارد API 520.1 آورده شده است.

1 - Flow Resistance

شبیه سازی شیرهای اطمینان در نرم افزار Aspen Plus

در نرم افزار Aspen Plus به دو منظور از شیرهای اطمینان استفاده می شود:

- ۱- تعیین شدت جریان پایا در سیستم های فشار شکن
 - ۲- مدل کردن دینامیکی ظرف هایی که فشار آنها در اثر پدیده هایی مانند آتش سوزی یا فلاکس حرارتی ورودی به ظرف یا وقوع واکنش بالا می روند.
- جهت کار با سیستم های فشار شکن در نرم افزار Aspen Plus مطابق شکل زیر باید از مسیر Flowsheeting Option\Pres Relief یک صفحه جدید باز کرد:



با استفاده از فرم Setup در صفحه Scenario می توان پارامترهای زیر را انتخاب کرد:

- ۱- نوع سناریو (سناریو به وضعیت عمل کردن سیستم فشار شکن اطلاق می شود).
- ۲- برای تعیین ظرفیت تجهیز فشار شکن دو روش قابل انتخاب است:
 - Code: با انتخاب این حالت ظرفیت تجهیز انتخاب شده طبق استاندارد ASME Code مجدداً محاسبه و چک می شود.
 - Actual: با انتخاب این حالت ظرفیت تجهیز انتخاب شده از روی استاندارد چک نمی شود و بهترین تخمین برای جریان واقعی از سیستم از روی ظرفیت شیر محاسبه می شود.
- ۳- فشار تخلیه خروجی^۱
- ۴- شدت جریان تخمینی^۱

1 - Discharge pressure

در صفحه Scenario در قسمت Pressure relief scenario چهار سناریو به شرح ذیل قابل انتخاب است:

۱. Steady state flow rating of relief system

با انتخاب این سناریو می توان دبی جریان را با توجه به ترکیبات و سیستم ایمنی انتخاب شده محاسبه کرد. در صورت انتخاب این سناریو باید شدت جریان تخمینی تخلیه، مشخصات لوله کشی، ترکیب درصد و شرایط جریان خوراک وارد برنامه شوند.

۲. Steady state flow rating of relief valve

با انتخاب این سناریو می توان دبی جریان عبوری از شیر را با توجه به ترکیبات و شرایط داده شده در ورودی شیر محاسبه کرد. این سناریو ساده ترین سناریو است و مشابه سناریوی قبلیست با این تفاوت که هیچ گونه لوله کشی در آن منظور نمی شود.

۳. Dynamic run with vessel engulfed by fire

از این سناریو برای مدل کردن یک ظرف که دچار آتش سوزی شده است استفاده می شود. در این مدل باید اطلاعات زیر وارد برنامه شوند:

- هندسه ظرف

- ترکیبات داخل ظرف

در این حالت نرم افزار انرژی ورودی به ظرف را بر طبق استاندارد های زیر محاسبه می کند:

- NFPA-30

- API-520

- API-2000

نرم افزار فرض می کند انرژی محاسبه شده ورودی طی زمان تخلیه ظرف ثابت است. در این حالت نرم افزار از فاکتورهای اعتبار^۲ برای تخلیه ظرف^۳، پاشیدن آب^۴، تجهیزات اتفاه حریق^۵ و عایق^۶ برای کاهش انرژی ورودی، اگر طبق استاندارد انتخاب شده عملی باشد، استفاده می کند. وقتی از استانداردهای API-520 و API-2000 استفاده شود می توان از فاکتور اعتبار عایق که از فرمول زیر محاسبه می شود استفاده کرد:

-
- 1 - Estimated flow rate
 - 2 - Credit factors
 - 3 - Drainage
 - 4 - Water-spray
 - 5 - Fire-fighting equipment
 - 6 - Insulation

$$F = \frac{k(1660 - T_f)}{21000t}$$

Where:

- k = Thermal conductivity of insulation, in British thermal units per hour per square foot per degree Fahrenheit per inch at mean temperature.
- T_f = Temperature of vessel contents at relieving conditions, in degrees Fahrenheit.
- t = Thickness of insulation, in inches.

Assuming a k value of 4.0, and T_f of 0.0, the following table, which was taken from API-2000, gives values of F for various values of insulation thickness:

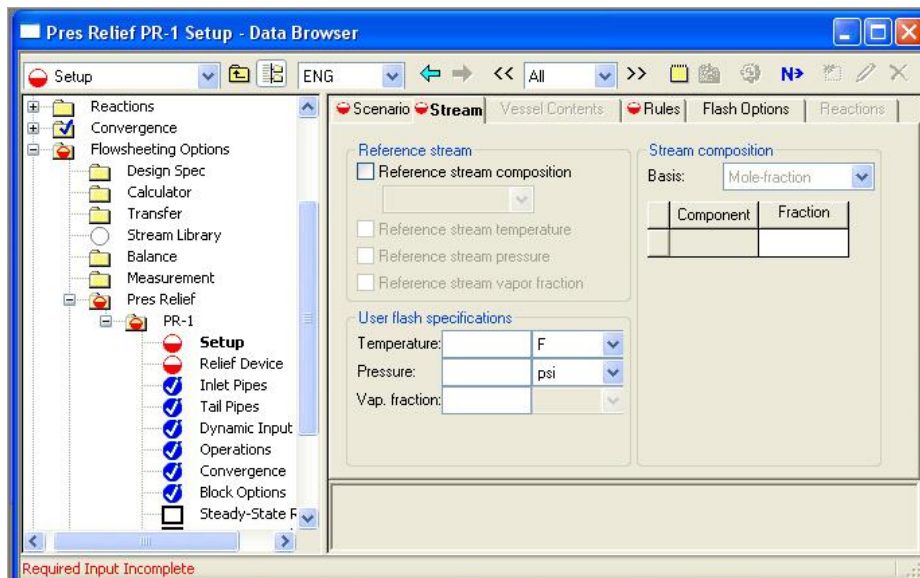
Insulation thickness (t)	F Factor
6 inches (152 millimeters)	0.05
8 inches (203 millimeters)	0.037
10 inches (254 millimeters)	0.03
12 inches (305 millimeters) or more	0.025

کاربر می تواند به جای فاکتورهای اعتبار جداگانه، فاکتور اعتبار کلی را وارد برنامه نماید. زمان آتش سوزی نیز باید وارد برنامه شود. در سناریوی دینامیکی محتویات ظرف و شدت تخلیه تابعی از زمان است. نرم افزار سطح خیس، انرژی ورودی و فاکتورهای اعتبار را جداگانه بر اساس سه استاندارد مختلف محاسبه می کند و پروفایل های سیستم تخلیه را در تابعیت از زمان برای یک آتش سوزی تعیین شده تولید می کند.

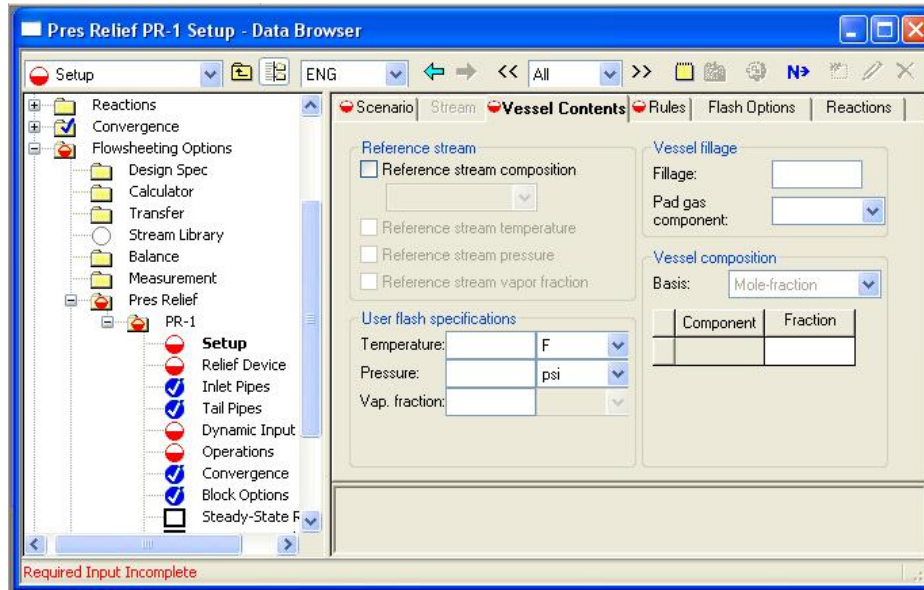
۴. Dynamic run with specified heat flux into vessel

در این سناریو نرم افزار پروفایل های سیستم تخلیه را در تابعیت از زمان برای یک انرژی ورودی معین تولید می کند.

با استفاده از فرم Setup در صفحه Stream می توان شرایط جریان ورودی را وارد برنامه کرد. لازم به ذکر است که این صفحه زمانی فعال است که یکی از دو سناریوی اول یا دوم انتخاب شده باشد.



با استفاده از فرم Setup در صفحه Vessel Contents می توان شرایط ترکیبات داخل ظرف را وارد برنامه کرد. لازم به ذکر است که این صفحه زمانی فعال است که یکی از دو سناریوی سوم یا چهارم انتخاب شده باشد. در قسمت Fillage درصد حجمی مایع داخل ظرف^۱ وارد می شود. در قسمت Pad Gas Component هم از لیست ترکیبات می توان ترکیب گازی را به منظور رساندن فشار ظرف به فشار مورد نظر اضافه کرد.



با استفاده از فرم Setup در صفحه Rules می توان پارامترهای مربوط به افت فشار دستگاه فشار شکن را از جمله موارد زیر وارد برنامه کرد:

۱- در قسمت Maximum Vessel Pressure حداکثر فشار ظرف می تواند به صورت درصدی از MAWP وارد برنامه شود یا مقدار آن مستقیماً توسط کاربر وارد برنامه شود.

۲- در قسمت Inlet Pipe Pressure Loss حداکثر افت فشار لوله کشی ورودی تجهیز فشار شکن به صورت درصدی از اختلاف فشار مقرر^۲ وارد برنامه می شود. در صورتی که افت فشار کل در قسمت لوله کشی ورودی بزرگتر یا مساوی درصد اختلاف فشار مقرر باشد برنامه خطا می دهد. اغلب مقدار آن برابر ۳٪ است.

۳- در قسمت Tail Pipe Pressure Loss روش محاسبه افت فشار لوله خروجی از تجهیز فشار شکن انتخاب می شود که یکی از سه روش زیر است:

1 -Liquid Holdup Fraction

2 -Differential Set Pressure (The pressure differential between the set pressure and the constant superimposed back pressure)

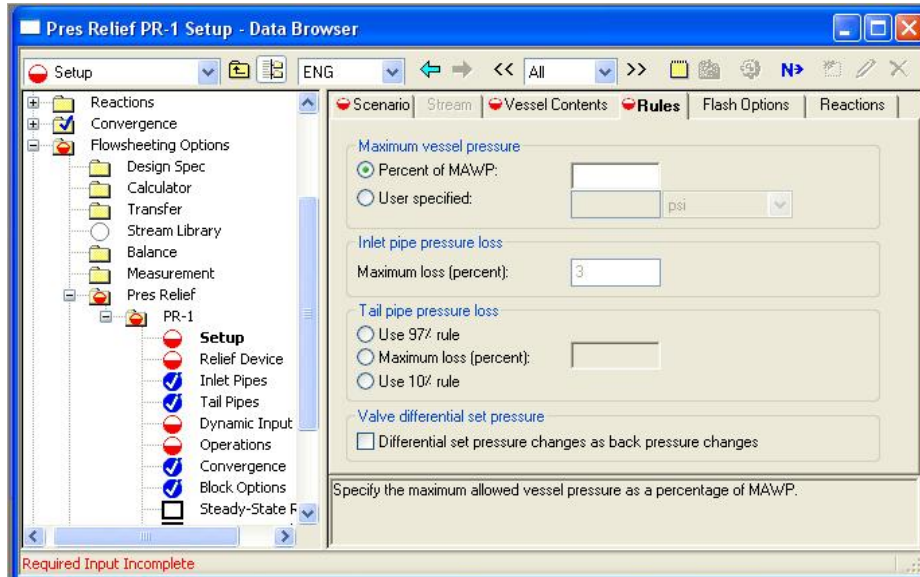
- 97% Rule: بر اساس این قانون برای شیری که افزایش فشار آن ۱۰٪ بالاتر از فشار مقرر یا برابر آن باشد، می بایست ۹۷٪ اختلاف فشار مقرر هر لحظه در طول شیر برقرار باشد.
- X% Rule: بر اساس این قانون ماکزیمم تلفات به صورت درصدی از اختلاف فشار مقرر وارد برنامه می شود و اگر افت فشار محاسبه شده توسط برنامه بیشتر از X% شود برنامه خطا می دهد.
- 10% Rule: این قانون همان قانون X% است که در آن X=10 است.

بر اساس راهنمای خود نرم افزار مطابق جدول زیر مقادیر X برای برخی از مهمترین انواع شیرهای ایمنی ذکر شده است:

Valve Type	Suggested Tail Piping Rule
Standard spring loaded	97% Rule or X% with X=10
Pop action pilot with unbalanced pilot vented to discharge	97% Rule or X% with X=10
Balanced bellows spring loaded	X% with X=30
Modulating pilot with balanced pilots or pilots vented to atmosphere	X% with X=40

در قسمت Valve Differential Set Pressure اگر چک مارک مربوطه انتخاب شود در اینصورت با تغییرات فشار در قسمت هدر خروجی شیر اختلاف فشار مقرر هم تغییر خواهد کرد. بر اساس راهنمای خود نرم افزار مطابق جدول زیر راهنمای انتخاب این گزینه برای برخی از مهمترین انواع شیرهای ایمنی ذکر شده است:

Valve Type	Does DSP change?
Standard spring loaded	Yes
Pop action pilot with unbalanced pilot vented to discharge	Yes
Balanced bellows spring loaded	No
Modulating pilot with balanced pilots or pilots vented to atmosphere	No



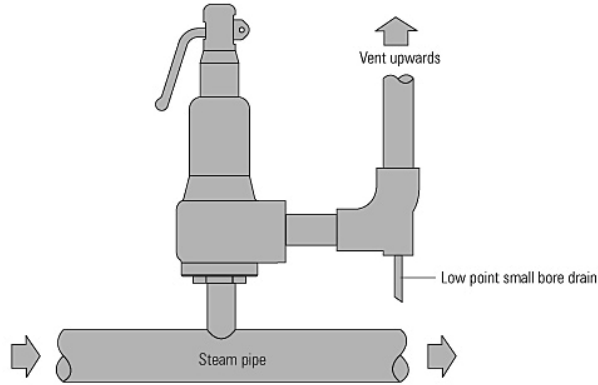
با استفاده از فرم Setup در صفحه Reactions می توان هرگونه وقوع واکنشی را در داخل ظرف تعریف کرد. البته این حالت فقط در سناریوی دینامیکی رخ می دهد.

یک سیستم تخلیه شامل قسمت های زیر می شود:

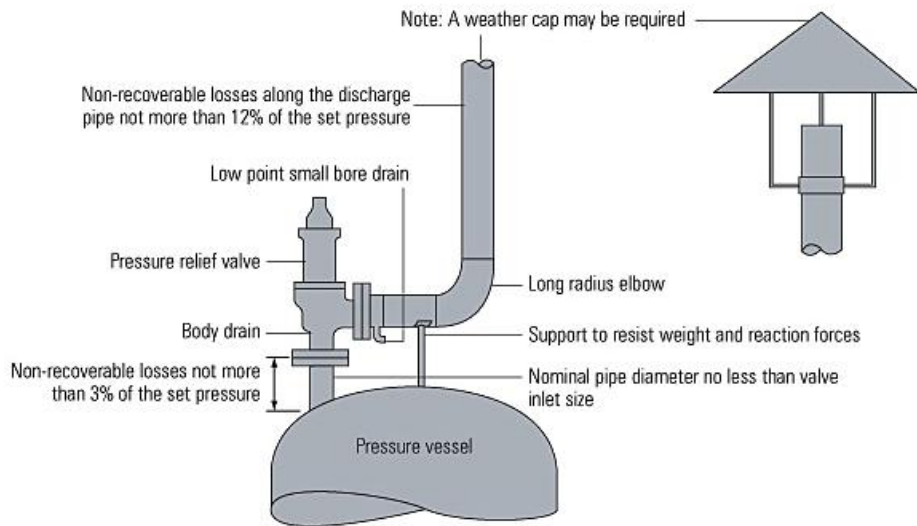
- ۱- گردن ظرف^۱ (گردن ظرف یک تکه لوله می باشد که ظرف را به اولین قسمت از لوله ورودی یا به تجهیز فشار شکن متصل می کند)
- ۲- یک یا دو قسمت از لوله ورودی^۲
- ۳- تجهیز تخلیه کننده^۳
- ۴- یک یا دو قسمت از لوله خروجی^۴

در شبیه سازی، سیستمی که مدل می شود ممکن است شامل یک لوله ورودی بدون تجهیز تخلیه کننده باشد یا شامل تجهیز تخلیه کننده متصل به ظرف و بدون لوله ورودی باشد. قرار دادن لوله های خروجی اختیاری است.

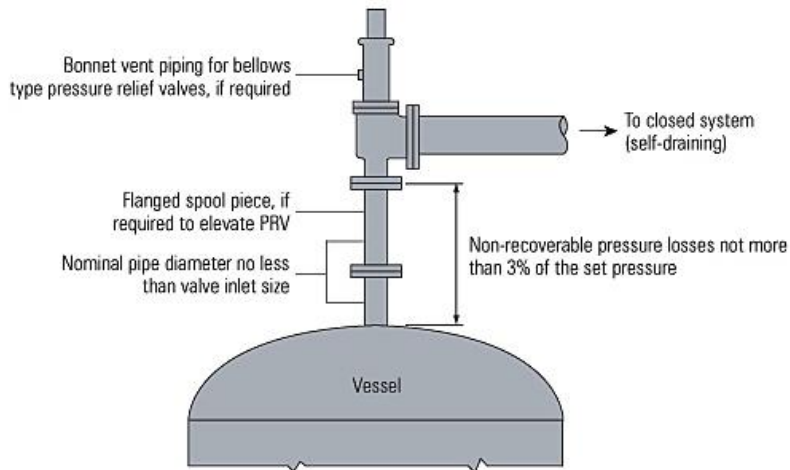
- 1 -A Vessel Neck
- 2 -One or Two Sections of Inlet Pipe
- 3 -Relief Device
- 4 - One or Two Sections of Outlet Pipe



شیر اطمینان نصب شده روی خط لوله بخار



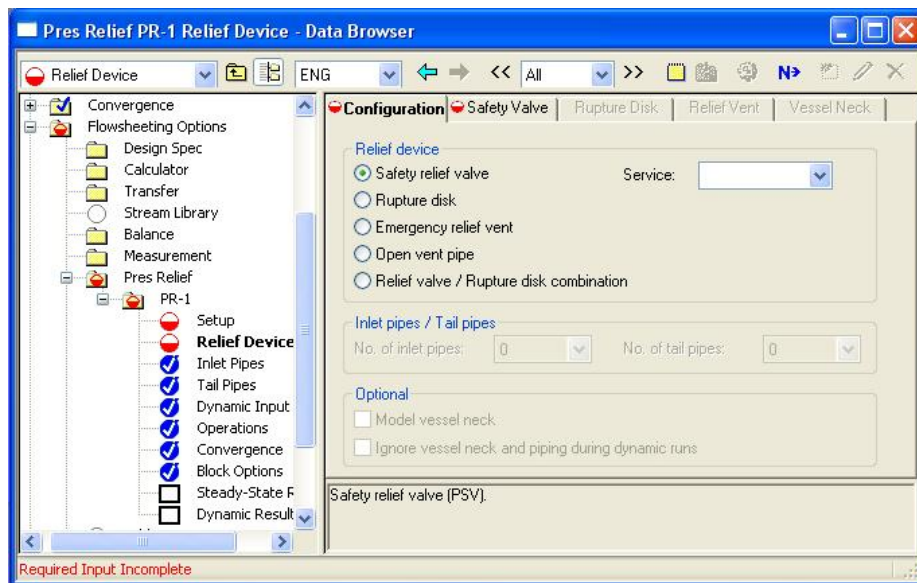
شیر اطمینان نصب شده روی ظرف تحت فشار برای سیستم باز



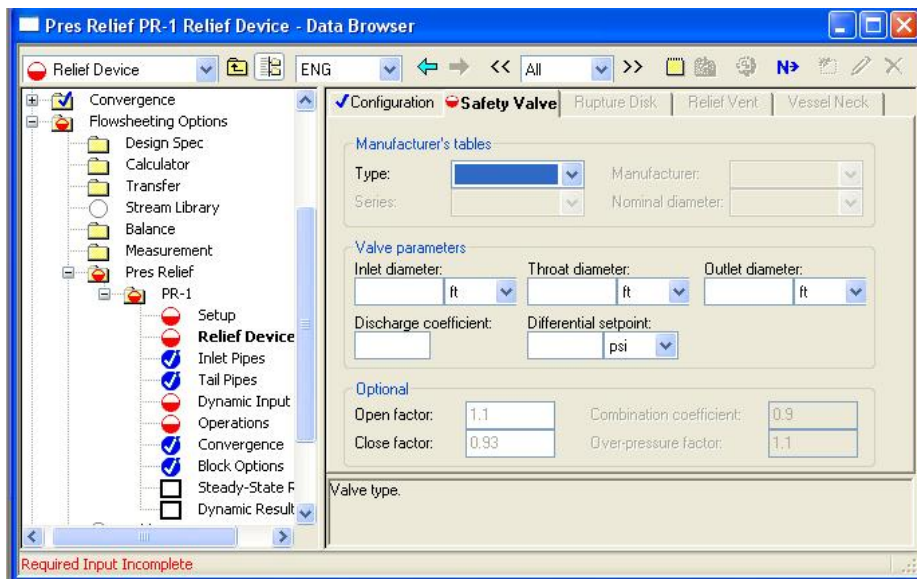
شیر اطمینان نصب شده روی ظرف تحت فشار برای سیستم بسته

با استفاده از فرم Relief Device در صفحه Configuration می توان پارامترهای زیر را انتخاب کرد:

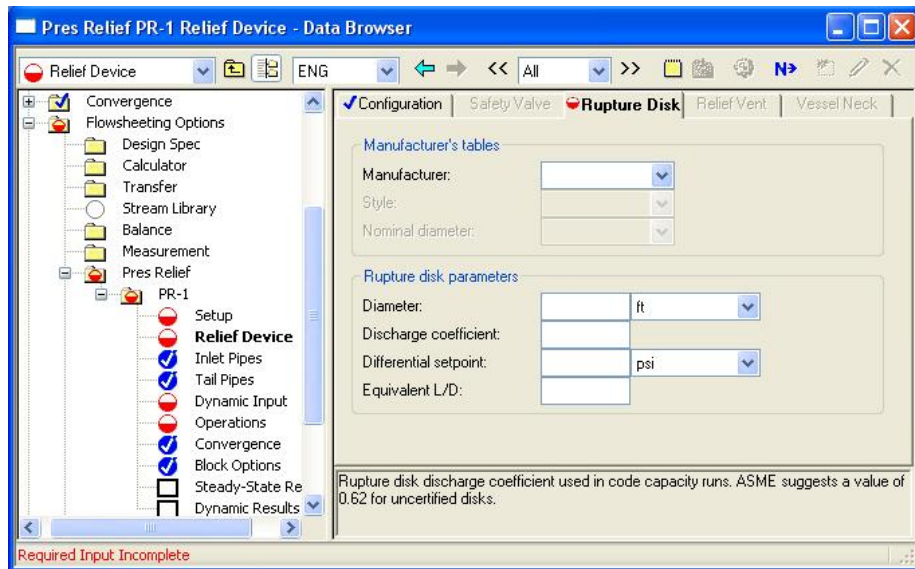
- ۱- انتخاب سیستم تخلیه فشار
- ۲- تعداد لوله های ورودی و خروجی از سیستم فشار شکن
- ۳- فعال و یا غیر فعال کردن اثرات گردن ظرف در محاسبات مربوط به شیر فشار شکن



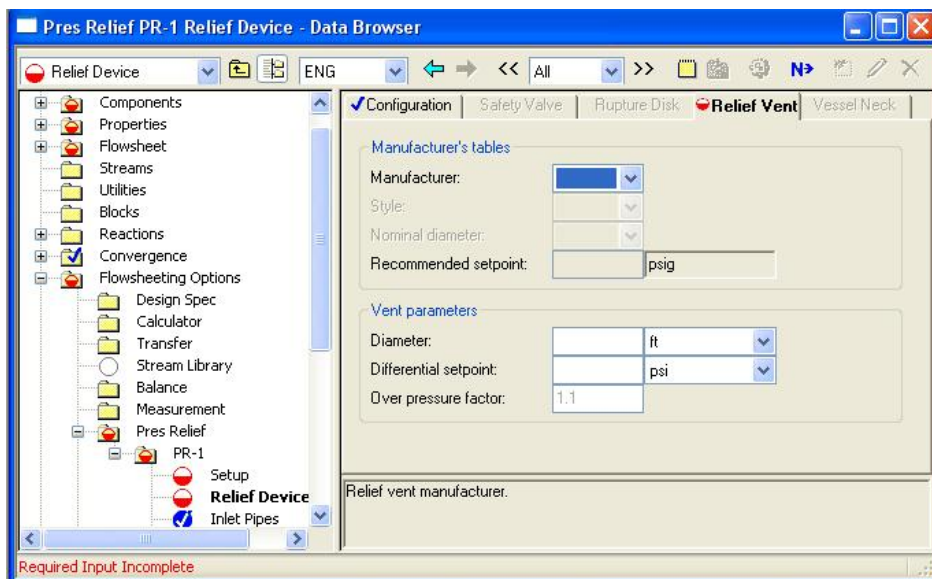
با استفاده از فرم Relief Device در صفحه Safety valve مطابق شکل زیر می توان دستگاه تخلیه فشار را همراه با مشخصات آن انتخاب کرد:



در صورتیکه در فرم Relief Device در صفحه Configuration نوع تجهیز، دیسک ایمنی انتخاب شده باشد در اینصورت صفحه Rupture Disk فعال می شود. در این صفحه مطابق شکل زیر می توان مشخصات دیسک ایمنی را وارد برنامه کرد:

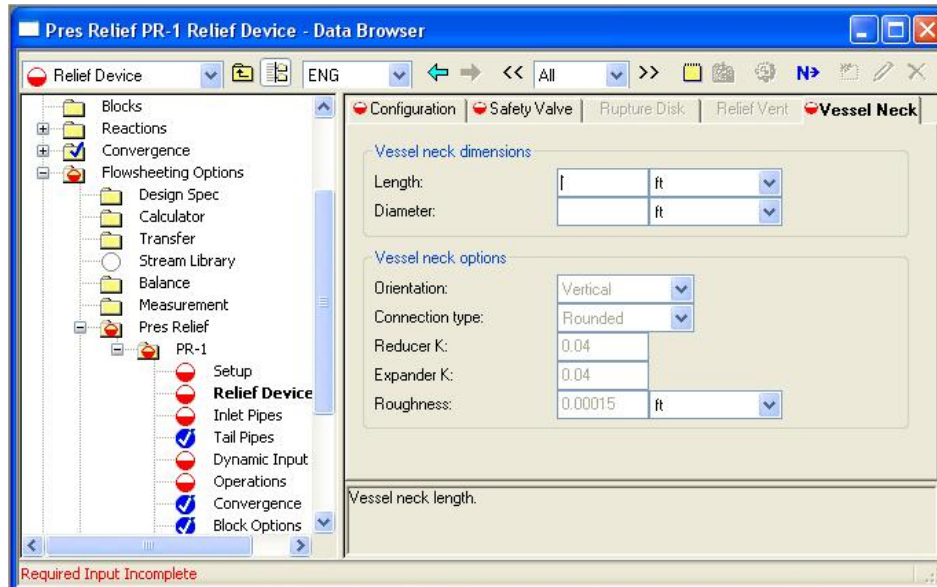


در صورتیکه در فرم Relief Device در صفحه Configuration نوع تجهیز، شیر تخلیه اضطراری^۱ (شیر تخلیه اضطراری بیشتر در سیستم های کم فشار استفاده می شود) انتخاب شده باشد در اینصورت صفحه Relief Vent فعال می شود. در این صفحه مطابق شکل زیر می توان مشخصات شیر تخلیه اضطراری را وارد برنامه کرد:

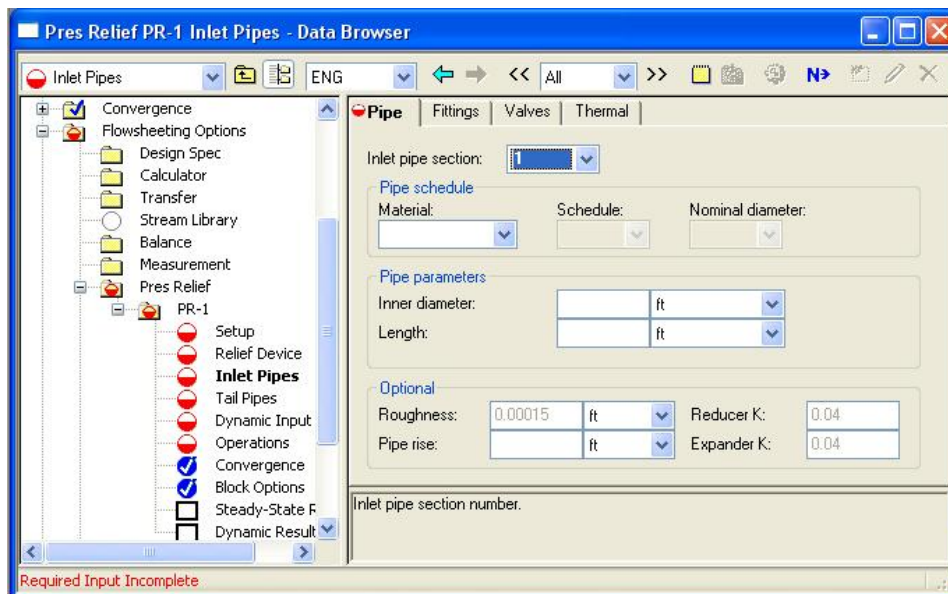


1 -Emergency Relief Vent (ERV)

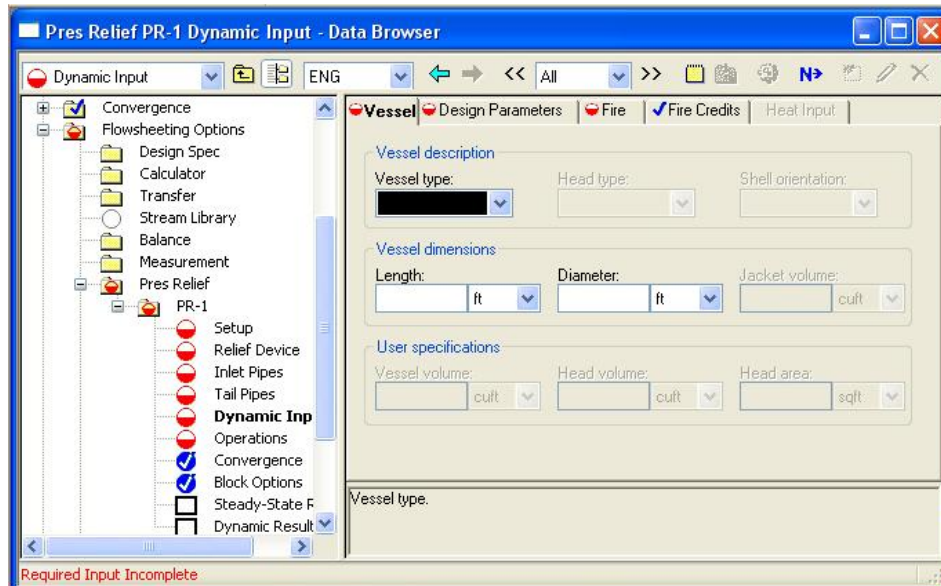
در صورتیکه در فرم Relief Device در صفحه Configuration چک باکس Model Vessel Neck انتخاب شده باشد، در اینصورت صفحه Vessel Neck فعال می شود. در این صفحه مطابق شکل زیر می توان مشخصات گردن ظرف را وارد برنامه کرد. این صفحه بیشتر در سناریوهای دینامیکی کاربرد دارد:



در صورتیکه در فرم Relief Device در صفحه Configuration تعداد لوله های ورودی و خروجی بیشتر از صفر انتخاب شده باشد، در اینصورت فرم های Inlet Pipes و Tail Pipes فعال می شوند. در این صفحه مطابق شکل زیر می توان مشخصات لوله ها را وارد برنامه کرد:



با استفاده از فرم Dynamic Input می توان پارامترهای مورد نیاز زیر را برای سناریوهای دینامیکی انتخاب کرد. در صفحه Vessel نوع و مشخصات ظرف مطابق شکل زیر وارد برنامه می شود:

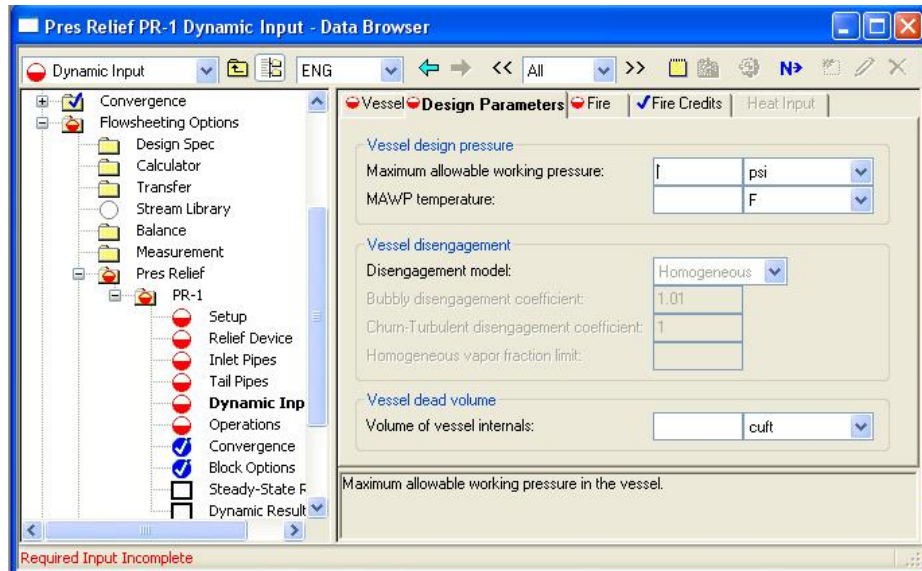


نوع ظرف های قابل انتخاب در قسمت Vessel Type عبارتند از:

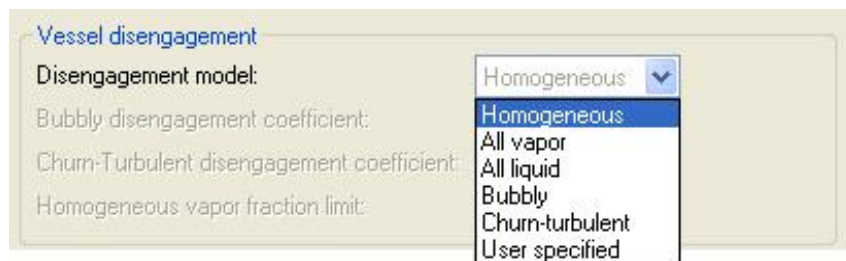


در فرم Dynamic Input و در صفحه Design Parameters مدل های رهایی^۱، MAWP، دمای MAWP و حجم فضای مرده در داخل ظرف از قبیل مجموع حجم میکسر، بافل ها و ... مطابق شکل زیر وارد برنامه می شوند:

1 - disengagement

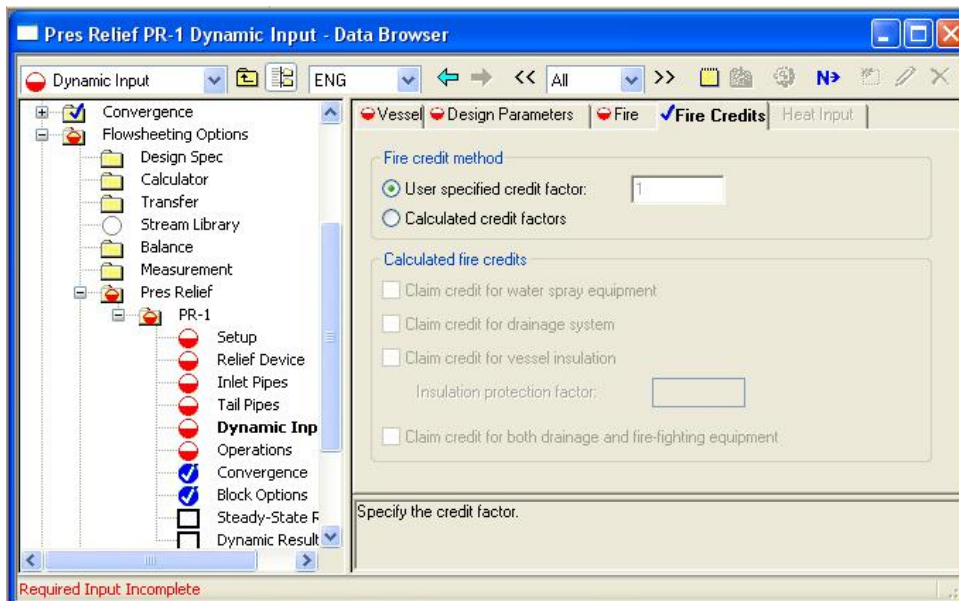
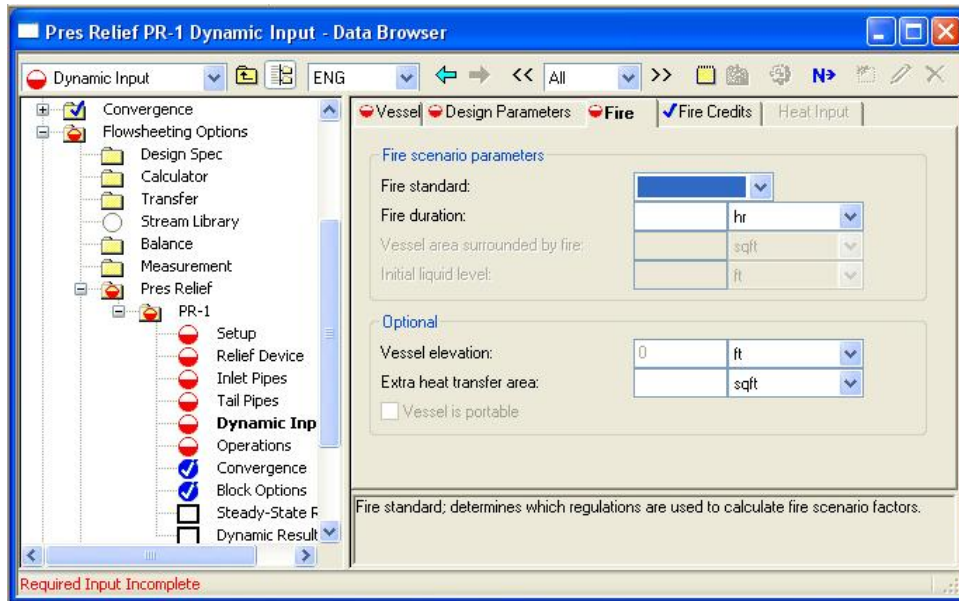


مدل های رهایی قابل انتخاب در قسمت Vessel Disengagement عبارتند از:



در صورت انتخاب گزینه Homogeneous درصد بخار^۱ خروجی از ظرف همان درصد بخار موجود در داخل ظرف خواهد بود. در صورت انتخاب گزینه های All Vapor و یا All Liquid به ترتیب ترکیبات خروجی از ظرف همگی بخار و یا همگی مایع خواهند بود. در صورت انتخاب گزینه Bubbly از مدل DIERS Bubbly برای محاسبه درصد بخار خروجی از ظرف استفاده می شود. و همچنین در صورت انتخاب گزینه Churn-turbulent از مدل DIERS Churn-turbulent برای محاسبه درصد بخار خروجی از ظرف استفاده می شود. با انتخاب گزینه User specified هم تخلیه به صورت Homogeneous انجام می شود و وقتی که درصد بخار داخل ظرف به درصد بخار تعیین شده توسط کاربر رسید پس از این زمان تخلیه فقط به صورت All Vapor انجام خواهد شد.

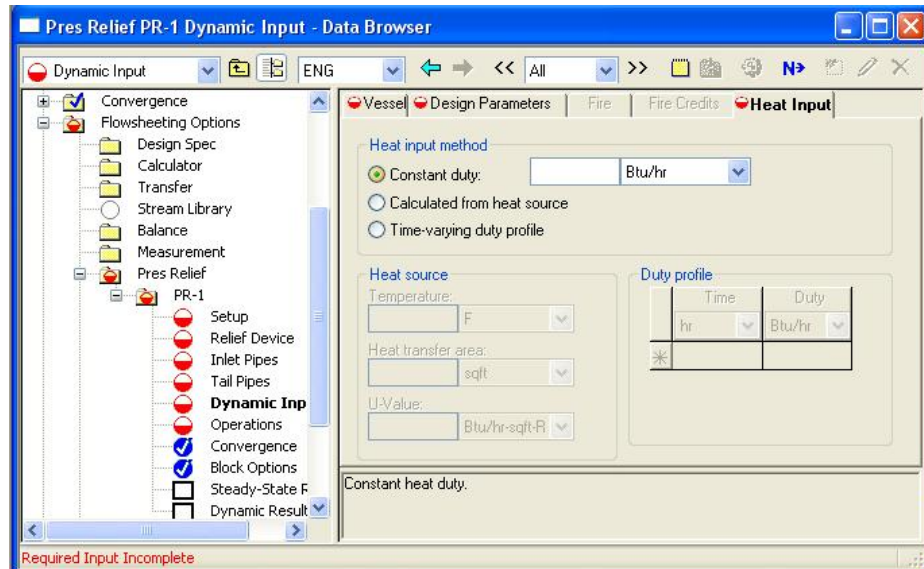
در صورتیکه در فرم Setup در صفحه Scenario، سناریوی سوم (Dynamic run with vessel engulfed with fire) انتخاب شده باشد در اینصورت در فرم Dynamic Input صفحات Fire و Fire Credits مطابق شکل های زیر فعال خواهند شد.



در صفحه Fire باید یکی از سه استاندارد آتش سوزی NFPA-30، API-520، API-2000، زمان آتش سوزی، سطح ظرف در معرض حریق، سطح مایع داخل ظرف، ارتفاع ظرف از سطح زمین و سطوح انتقال حرارت

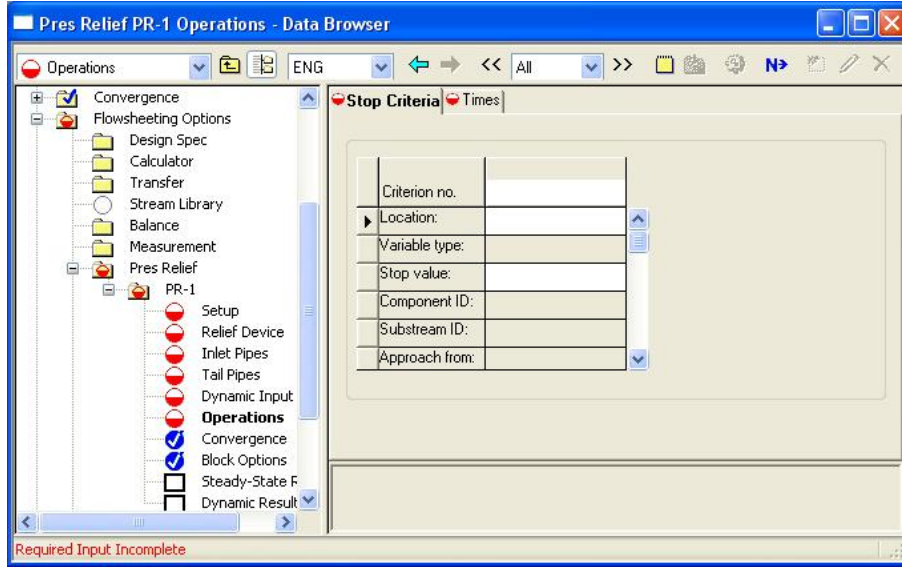
اضافه بر سطح ظرف را وارد برنامه کرد. در صفحه Fire Credits همانطور که قبلاً هم توضیح داده شد فاکتور های اعتبار وارد برنامه می شوند.

در صورتیکه در فرم Setup در صفحه Scenario، سناریوی چهارم (Dynamic run with Specified Heat Flux) در صورتیکه در فرم Dynamic Input صفحه Heat Input مطابق شکل زیر into Vessel) انتخاب شده باشد در اینصورت در فرم Dynamic Input صفحه Heat Input مطابق شکل زیر فعال خواهد شد.

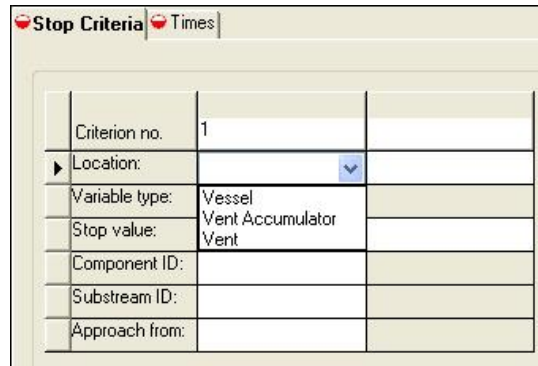


در این صفحه برای فلاکس حرارتی ورودی سه روش وجود دارد. در حالت Constant Duty فلاکس حرارتی ثابت وارد برنامه می شود. در حالت Calculated From Heat Source میزان فلاکس حرارتی با وارد کردن مشخصات منبع حرارتی از قبیل دما، سطح انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت محاسبه می شود و با انتخاب حالت Time Varying Duty Profile پروفایل دما بر حسب زمان توسط کاربر وارد برنامه می شود. در سناریو های دینامیکی از فرم Operation برای تعیین یک یا چندین متغیر به عنوان معیار توقف^۱ استفاده می شود. در این صورت زمانیکه مقدار هر کدام از این متغیرها از محدوده تعریف شده تجاوز نماید شبیه سازی متوقف می شود.

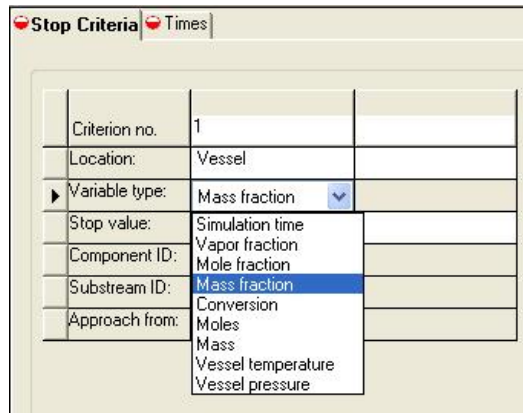
1 - stop criteria



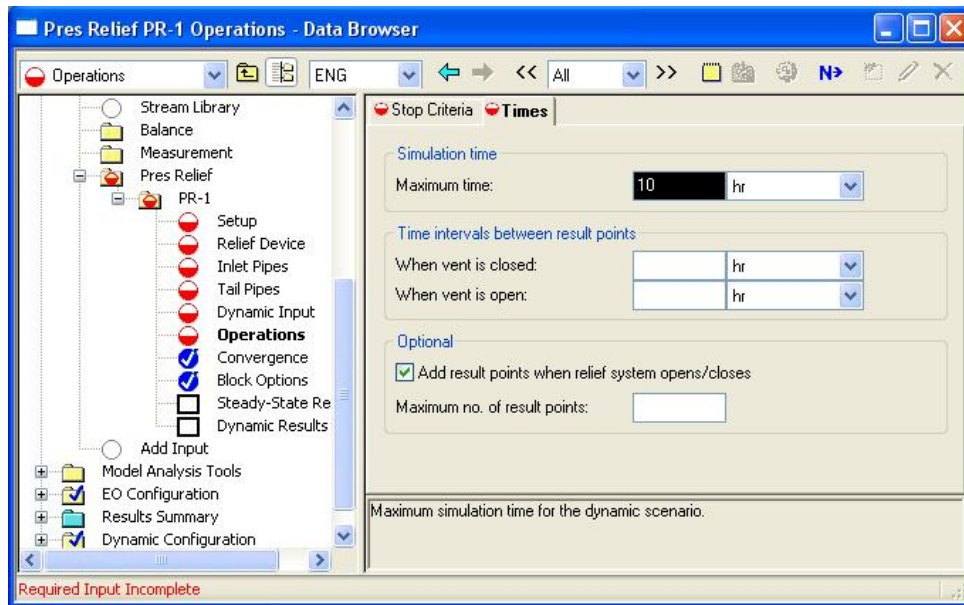
در این صفحه در قسمت Location موقعیت اعمال معیار توقف مطابق شکل زیر انتخاب می شود.



و در قسمت Variable Type بر حسب Location انتخاب شده نوع متغیر معیار توقف انتخاب می شود.



و در قسمت Stop Value مقدار متغیر انتخاب شده وارد می شود. در صفحه Times هم زمان های شبیه سازی و بازه های زمانی بین نقاط پروفایل نتایج در دو حالت باز و بسته بودن شیر تخلیه وارد برنامه می شود.



تحلیل نتایج در حالت پایا

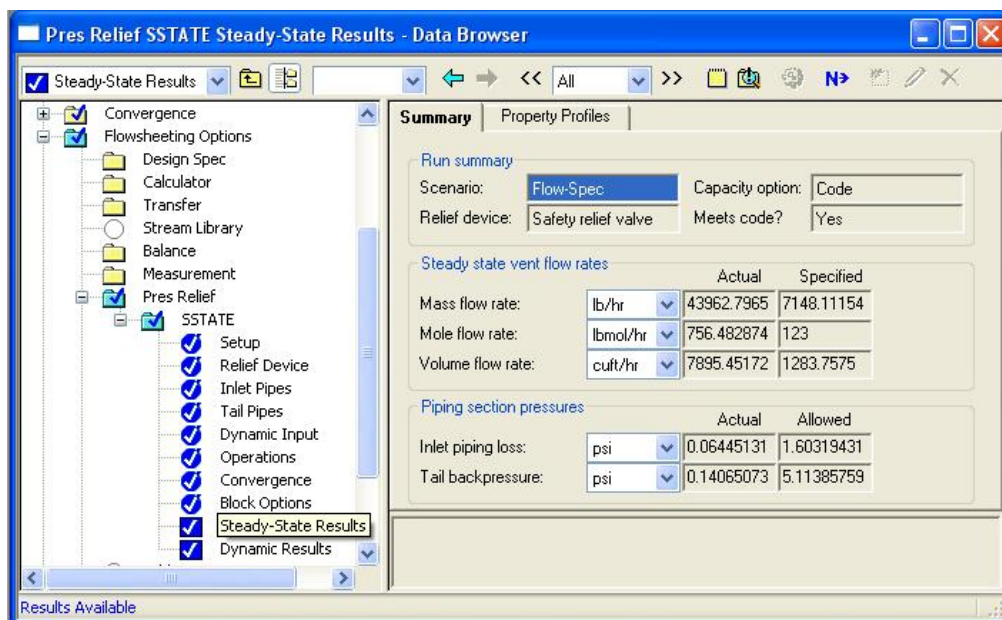
در حالت اجرای پایا فرم نتایج از دو صفحه Summary و Property Profiles تشکیل شده است. در صفحه Summary همانطور که ملاحظه می شود موارد زیر گزارش می شوند:

- خلاصه ورودی های برنامه (سناریو، نوع تجهیز فشار شکن و ...)
 - اینکه شرایط کد تأمین شده یا نه؟
 - شدت جریان (مولی، جرمی و حجمی) واقعی گذرنده از شیر فشار شکن که توسط برنامه محاسبه می شود.
 - شدت جریان تخمینی که توسط کاربر در صفحه انتخاب سناریو وارد برنامه می شود.
 - افت فشار مجاز و افت فشار واقعی محاسبه شده در لوله های ورودی شیر فشار شکن
 - Back Pressure مجاز و واقعی محاسبه شده توسط نرم افزار در لوله های خروجی شیر فشار شکن
- اگر در قسمت Meet Code عبارت NO نمایش داده شود (شرایط کد تأمین نشود) می بایست در صفحه بعدی در قسمت Status دلیل آنرا پیگیری کرد. به یکی از دلایل زیر ممکن است شرایط کد تأمین نشود:

- افت فشار در لوله ورودی خیلی بالا باشد.
- افت فشار در لوله خروجی خیلی بالا باشد.
- قانون ۹۷٪ نقض شود.
- نقاط چوک در تجهیز فشار شکن اتفاق نیافتد.

در قسمت لوله کشی ورودی تلفات واقعی (محاسبه شده) برابر با افت فشار گردن ظرف و لوله های ورودی است که در ۱۰٪ فشار بالاتر از فشار مقرر محاسبه می شود. اگر این فیلد خالی باشد به این معنی است که فشار منبأً بزرگتر از ۱۰٪ فشار بالاتر از فشار مقرر است. افت فشار مجاز هم به صورت درصدی از اختلاف فشار مقرر که در فرم Setup در صفحه Rules وارد شده است، محاسبه می شود.

برای لوله کشی خروجی هم فشار معکوس واقعی (محاسبه شده) در ۱۰٪ فشار بالاتر از فشار مقرر محاسبه می شود. اگر این فیلد خالی باشد به این معنی است که فشار معکوس بزرگتر از ۱۰٪ فشار بالاتر از فشار مقرر بوده یا از قانون ۹۷٪ استفاده شده است. افت فشار مجاز هم از ماکزیمم درصد مجاز تعیین شده در فرم Setup در صفحه Rules، محاسبه می شود.



در صفحه Property Profile هم وضعیت جریان (از نظر اینکه چوک اتفاق می افتد یا نه) و پروفایل های فشار، دما و درصد بخار در طول شیر فشار شکن گزارش می شود.

Summary Property Profiles

Relief system property profiles

Position	Status	Pressure	Temperature	Vapor fraction
		psi	F	
VESSEL	OK	73.47974	50	0.12152693
FLOWING VES NECK INLET	OK	73.1036776	49.8372011	0.12244634
FLOWING VES NECK OUTLET	OK	73.03033	49.7944933	0.12256542
STAG VES NECK OUTLET	OK	73.4065323	49.9576091	0.12164526
FLOWING INLET-1 INLET	OK	73.0297204	49.7942282	0.12256691
FLOWING INLET-1 OUTLET	OK	73.0021981	49.7799419	0.12262135
STAG INLET-1 OUTLET	OK	73.3786286	49.9432073	0.12170028
FLOWING PSV THROAT	CHOKED	51.1945969	38.0248187	0.18330495
STAG PSV BODY	OK	15.6641209	-2.1081627	0.3437281
FLOWING PSV BODY	OK	14.8366007	-3.8369159	0.34959954
STAG PSV OUTLET FLANGE	OK	15.6635335	-2.1093618	0.3437322
FLOWING TAIL-1 INLET	OK	14.835968	-3.8382687	0.34960411
FLOWING TAIL-1 OUTLET	OK	14.6959602	-4.1456615	0.35056641
STAG TAIL-1 OUTLET	OK	14.6959602	-4.1456615	0.35056641

تحلیل نتایج در حالت ناپایا

در حالت اجرای شبیه سازی پویا فرم نتایج از هفت صفحه تشکیل شده است. در صفحه اول، Summary، همانطور که در شکل زیر ملاحظه می شود موارد زیر گزارش می شوند:

Summary Parameters Vessel Vent Accumulator X-Y-Z Vessel Mass

Run summary

Scenario: Fire Capacity option: Code
 Relief device: Rupture disk Meets code? Yes

Vessel pressure and temperature

	Initial	Final	Maximum	Allowed
Pres: psi	73.47974	100.10198	102.488109	108.530405
Temp: F	50.0000005	144.480578	144.480356	100

Piping section pressures

	Actual	Allowed
Inlet piping loss:		
Tail backpressure:		

- خلاصه ورودی های برنامه (سناریو، نوع تجهیز فشار شکن و ...)
- اینکه شرایط کد تأمین شده یا نه؟
- فشارهای ابتدا، انتها، ماکزیمم و مجاز ظرف
- دماهای ابتدا، انتها، ماکزیمم و مجاز ظرف
- افت فشار واقعی و مجاز از میان گردن ظرف و لوله های ورودی
- فشار معکوس واقعی و مجاز در لوله های خروجی

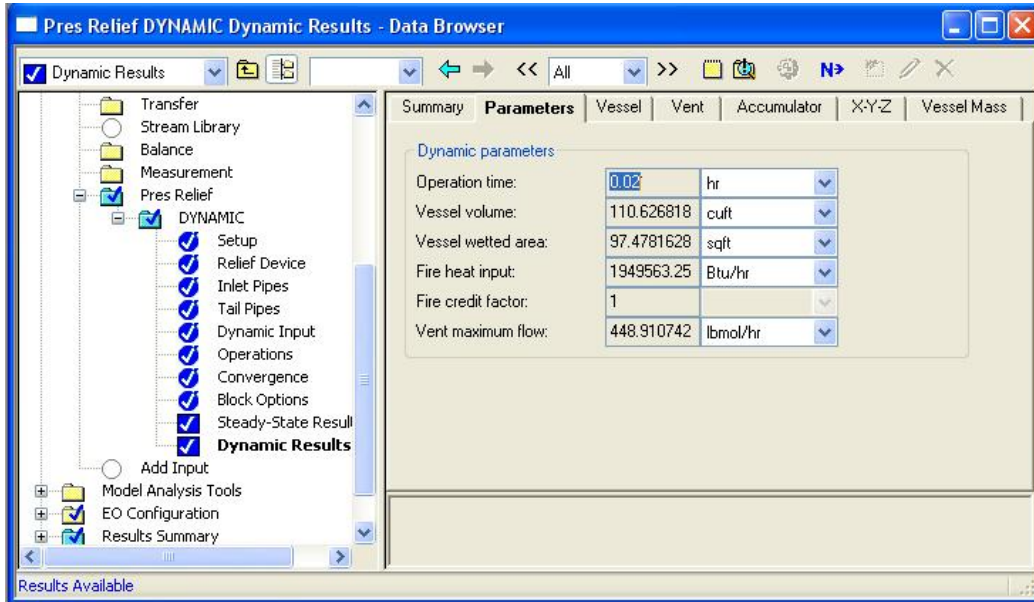
اگر در قسمت Meet Code عبارت NO نمایش داده شود (شرایط کد تأمین نشود) می بایست در صفحه Vessel در قسمت Status دلیل آنرا پیگیری کرد. به یکی از دلایل زیر ممکن است شرایط کد تأمین نشود:

- افت فشار در لوله ورودی در ۱۰٪ فشار بالاتر از فشار مقرر خیلی بالا باشد.
- افت فشار در لوله خروجی در ۱۰٪ فشار بالاتر از فشار مقرر خیلی بالا باشد.
- قانون ۹۷٪ نقض شود.
- نقاط چوک در تجهیز فشار شکن اتفاق نیافتد.
- فشار ظرف از ماکزیمم فشار مجاز تجاوز نماید.

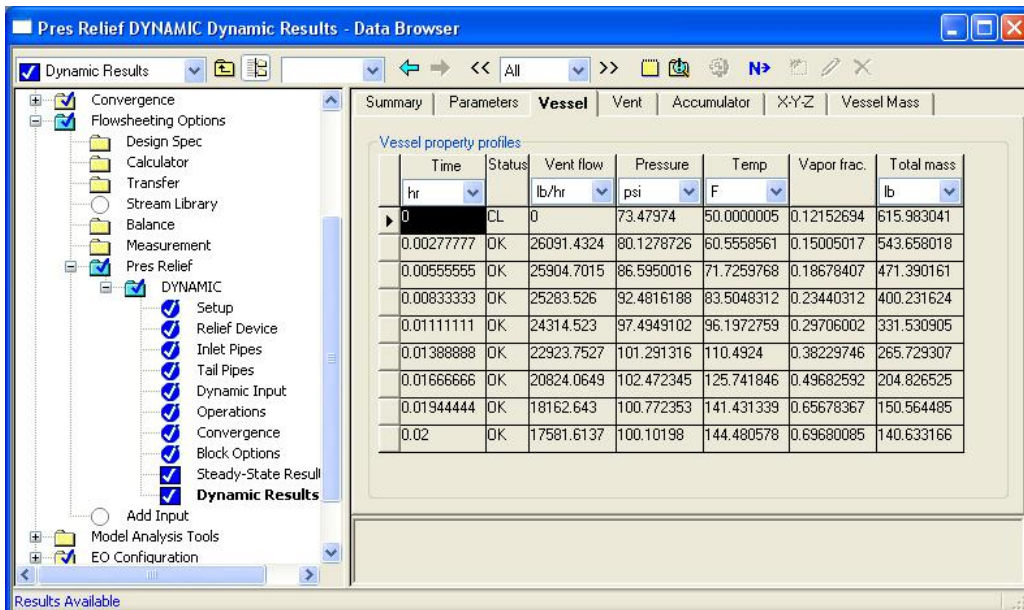
در قسمت لوله کشی ورودی تلفات واقعی (محاسبه شده) برابر با افت فشار گردن ظرف و لوله های ورودی است که در ۱۰٪ فشار بالاتر از فشار مقرر محاسبه می شود. اگر این فیلد خالی باشد به این معنی است که فشار منبأ بزرگتر از ۱۰٪ فشار بالاتر از فشار مقرر است. افت فشار مجاز هم به صورت درصدی از اختلاف فشار مقرر که در فرم Setup در صفحه Rules وارد شده است، محاسبه می شود.

برای لوله کشی خروجی هم فشار معکوس واقعی (محاسبه شده) در ۱۰٪ فشار بالاتر از فشار مقرر محاسبه می شود. اگر این فیلد خالی باشد به این معنی است که فشار معکوس بزرگتر از ۱۰٪ فشار بالاتر از فشار مقرر بوده یا از قانون ۹۷٪ استفاده شده است. افت فشار مجاز هم از ماکزیمم درصد مجاز تعیین شده در فرم Setup در صفحه Rules، محاسبه می شود.

در صفحه بعدی، Parameter، زمان اجرای برنامه (زمان عملکرد تجهیز فشار شکن)، حجم ظرف محاسبه شده، سطح خیس محاسبه شده برای ظرف، انرژی ورودی از آتش به ظرف بر اساس سطح خیس، فاکتورهای اعتبار آتش و ماکزیمم جریان خروجی از تجهیز فشار شکن گزارش می شوند.



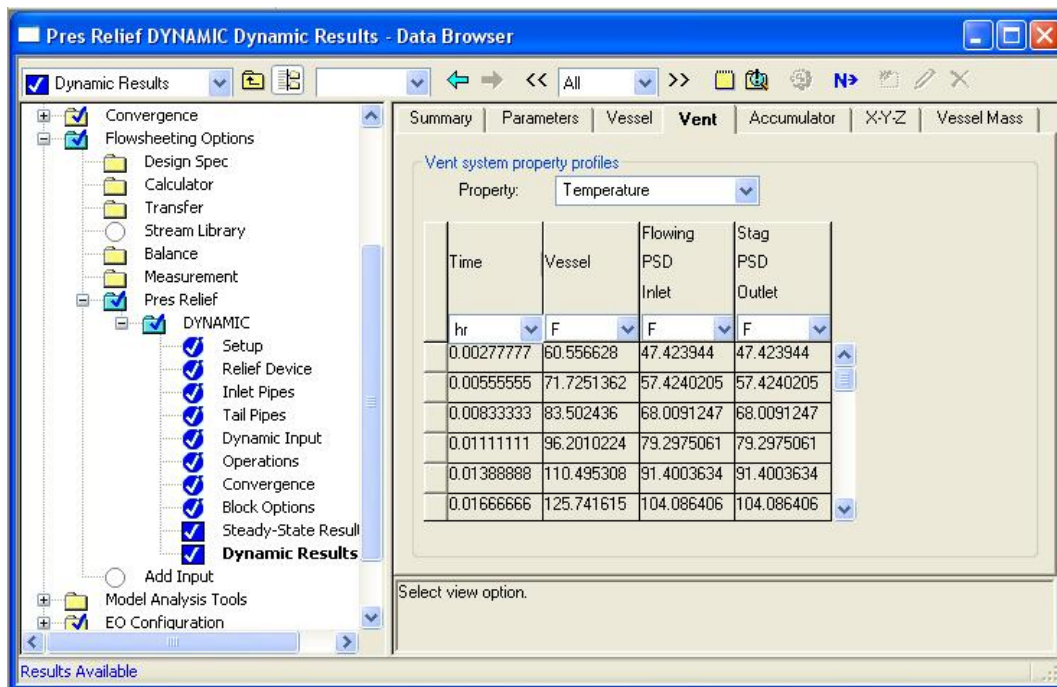
در صفحه بعدی، Vessel، جدول مشخصات ظرف در برابر زمان از قبیل وضعیت وقوع چوک در طول شیر، شدت جریان خروجی، فشار، دما، درصد بخار و جرم کلی گزارش می شود.



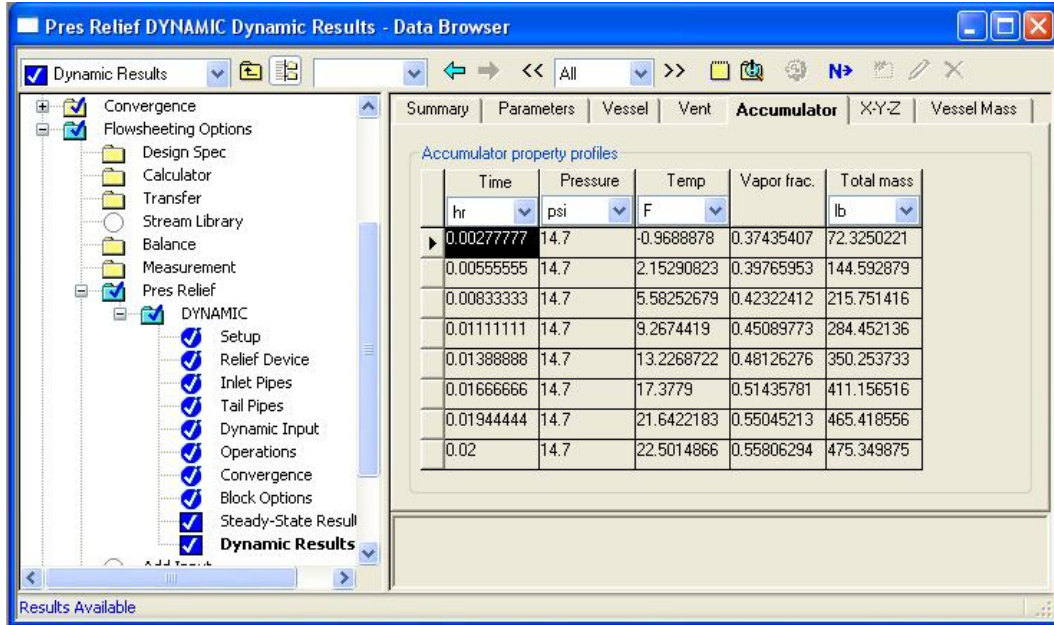
حالت های مختلفی که برای بیان پدیده چوک در ستون Status اتفاق می افتد در جدول زیر توضیح داده شده است:

Status	Meaning
CL	Vent closed
OK	Acceptable choke location and pressure
N	Choke at vessel neck
VF	Choke at valve flange
I1	Choke at Inlet Pipe 1
I2	Choke at Inlet Pipe 2
T1	Choke at Tail Pipe 1
T2	Choke at Tail Pipe 2
SH	Large static head
XT	Excess tail pressure

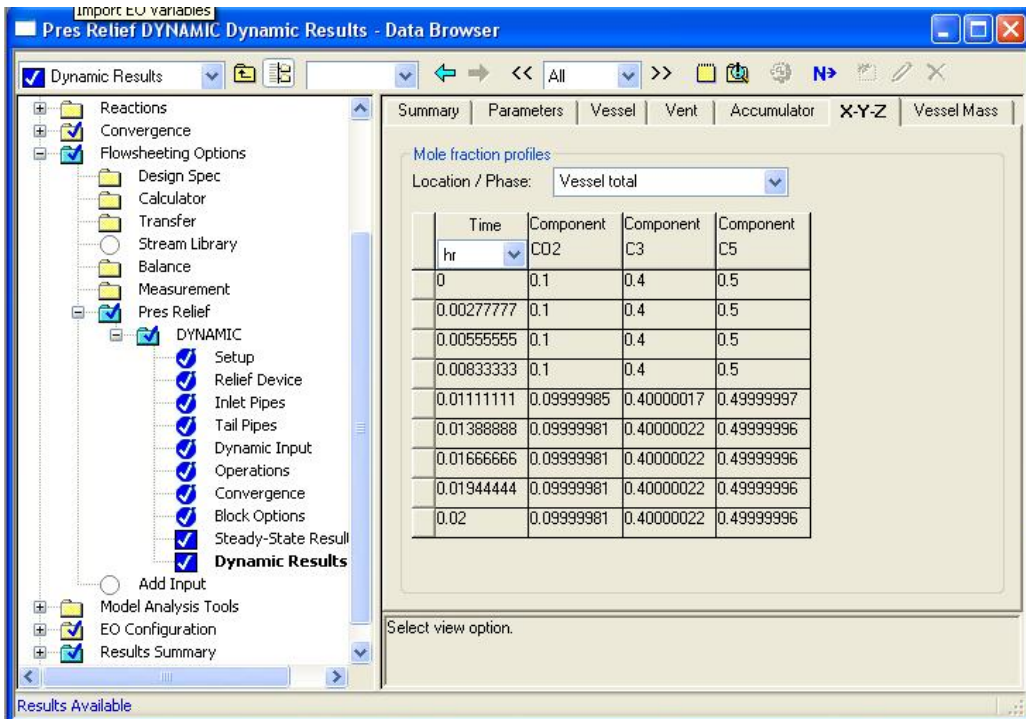
در صفحه Vent هم می توان پروفایل های دما، فشار، درصد بخار و دانسیته جرمی در ظرف و تجهیز فشار شکن را در برابر زمان مشاهده کرد:



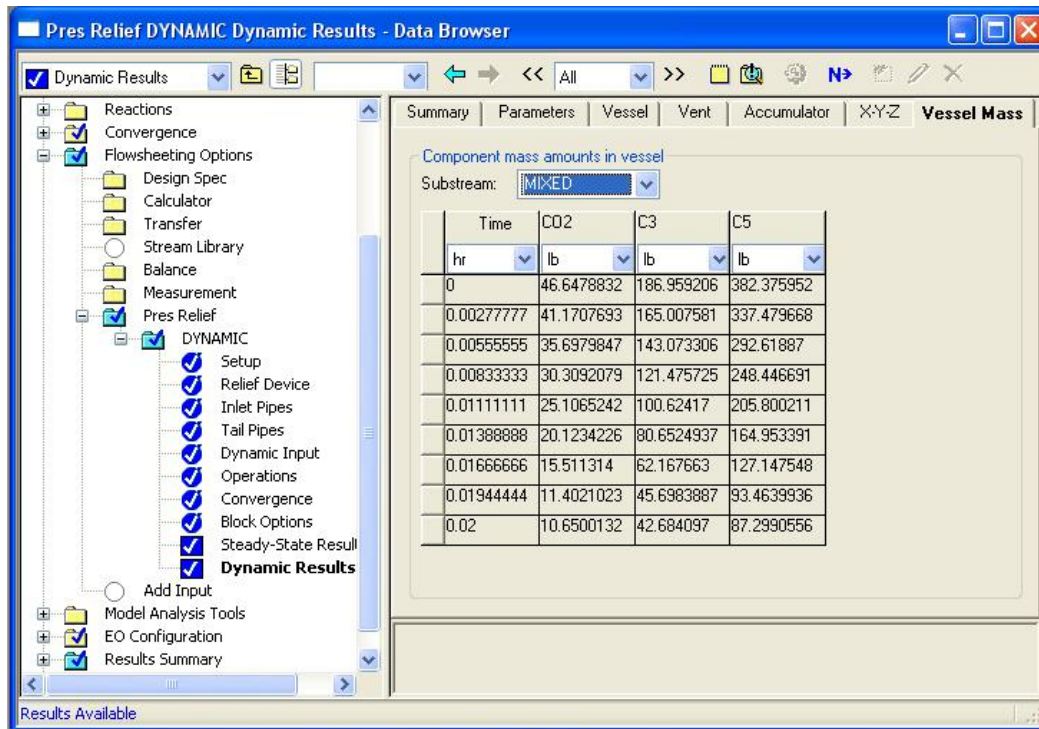
در صفحه accumulator نیز مطابق شکل زیر می توان پروفایل های فشار، دما، درصد بخار و جرم کلی در داخل انباره را بر حسب زمان ملاحظه کرد:



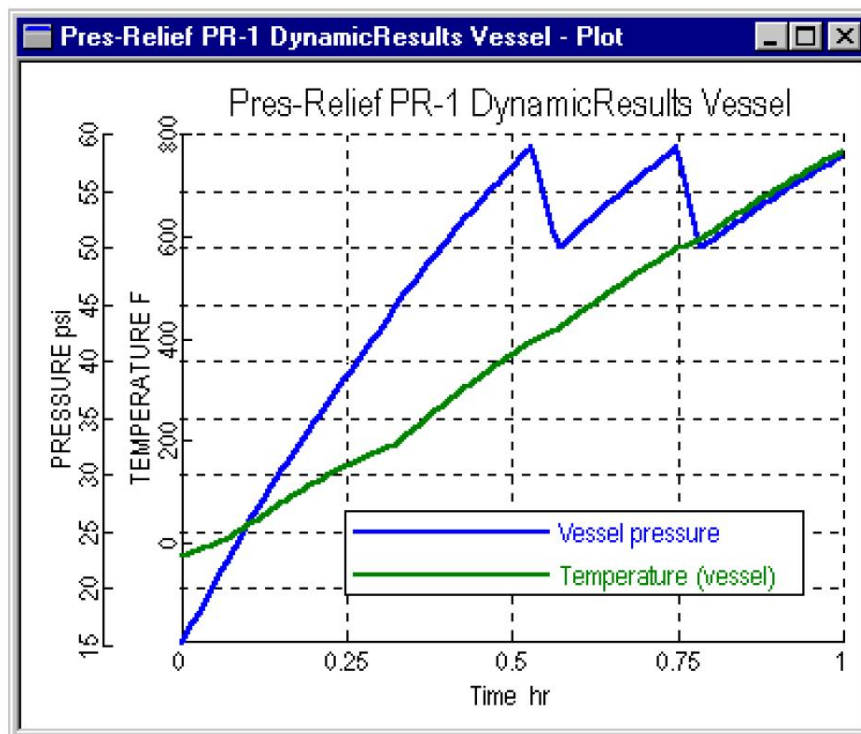
در صفحه X-Y-Z مطابق شکل زیر می توان پروفایل های غلظت (جزء مولی) را در محتوی مایع ظرف، فضای بخار ظرف، کل ظرف، محل تخلیه شیر و انباره بر حسب زمان مشاهده کرد:



در صفحه Vessel Mass مطابق شکل زیر می توان مقادیر جرمی اجزاء رادر داخل ظرف بر حسب زمان برای کلاس جریان مورد نظر مشاهده کرد:



در شکل زیر یک نمونه از پروفایل دما و فشار ظرف بر حسب زمان برای مثالی از اجرای دینامیکی یک شیر فشار شکن نشان داده شده است:



تمرین

ابتدا جریانی را با مشخصات جدول زیر ایجاد نمایید. معادله ترمودینامیکی را معادله IDEAL در نظر بگیرید.

مشخصات خوراک	
دما (F)	۵۰
فشار (atm)	۵
شدت جریان مولی lbmole/hr	۱۰
درصد مولی CO ₂	۰/۱
درصد مولی پروپان	۰/۴
درصد مولی ایزوپنتان	۰/۵

الف) بررسی نمایید آیا سیستم فشار شکن با مشخصات جدول زیر برای تخلیه جریان به اتمسفر با مشخصات جریان ۵ و با دبی تخلیه ۱۲۳ lbmole/hr مناسب است یا خیر؟ مشخصات شیر فشار شکن مطابق جدول زیر است:

قطر ورودی شیر (in)	۴
قطر گلوگاه شیر (in)	۲/۲۸
قطر خروجی شیر (in)	۶
ضریب تخلیه خروجی	۰/۷۲۹
اختلاف فشار مقرر (atm)	۳/۸

- گردن ظرف را به طول ۶ اینچ و قطر ۴ اینچ در نظر بگیرید.
- لوله ورودی شیر فشار شکن به قطر ۴ اینچ و به طول ۱۲ اینچ و از جنس کربن استیل (Schedule 40) می باشد. ماکزیمم تلفات لوله ورودی را برابر ۳٪ DSP در نظر بگیرید.
- لوله خروجی شیر فشار شکن به قطر ۶ اینچ و به طول ۲۴ اینچ و از جنس کربن استیل (Schedule 40) می باشد. ماکزیمم تلفات لوله خروجی را برابر ۱۰٪ DSP در نظر بگیرید.

ب) مخزن افقی به طول ۸ فوت و به قطر ۴ فوت و با هد فلنجی، با محتویات و شرایط جریان ۵ در نظر بگیرید که برای سیستم فشار شکن آن یک دیسک ایمنی با مشخصات جدول زیر در نظر گرفته شده است که موقع عمل کردن محتوی مخزن به سمت اتمسفر تخلیه می شود. اگر این مخزن به مدت یک ساعت در معرض آتش سوزی قرار گیرد منحنی تغییرات دما و فشار در برابر زمان را برای معیار توقف ۰/۰۲ ساعت گزارش نمایید. در چه فشاری دیسک ایمنی عمل می کند؟

MAWP مخزن را برابر ۱۰۰ psia و دمای MAWP را برابر ۱۰۰ F و ماکزیمم فشار مجاز ظرف را ۱۱۰٪ فشار MAWP در نظر بگیرید.

دیسک ایمنی	
شرکت سازنده	ZOOK
نوع	MONO
قطر اسمی (in)	۱/۵
اختلاف فشار مقرر (psi)	۵



طراحی تجهیزات فرآیندی

جلسه سیزدهم

- آشنایی با انواع مختلف برج ها
- آشنایی با تجهیزات داخلی برج ها
- مراحل طراحی برج های سینی دار و آکنه
- تمرین

۱-۱۰: ساختمان داخلی برج ها

انواع مختلف ساختمان داخلی برج ها در فرآیندها مطابق جدول زیر است که در ادامه به توضیح هر کدام پرداخته خواهد شد:

جدول (۱-۱۰): انواع برج ها از نظر ساختمان داخلی

۱- سینی کلاهکی ^۱	} ۱. برجهای سینی دار:
۲- سینی غربالی ^۲	
۳- سینی دودکشی ^۳	
۴- سینی دربجه ای ^۴	
۱- آکنه منظم	} ۲. برجهای آکنده ^۵ :
۲- آکنه نامنظم	
	۳. برجهای جداره مرطوب
	۴. برجهای سینی دار باران زا

۱-۱-۱۰: برجهای سینی دار

متداولترین برجهای استفاده شده در صنعت از نوع سینی دار می باشند. در برجهای سینی دار خالص سازی و جداسازی در روی سینی ها صورت می گیرد. در این برجها فاز مایع از بالا وارد برج شده و تحت اثر نیروی ثقل به طرف پایین جریان می یابد و در مسیر خود از روی سینی های افقی یکی پس از دیگری عبور می کند. فاز بخار در داخل برج از درون مجراهایی که به اشکال و انواع مختلف روی سینی تعبیه شده است به سمت بالا حرکت می کند. در اثر تماس فاز بخار با فاز مایع ترکیبات سبک تر از فاز مایع به فاز بخار و ترکیبات سنگین تر از فاز بخار به فاز مایع منتقل می شوند این مسئله اساس انتقال جرم است که منجر به جداسازی مواد سبک از مواد سنگین می گردد. بسته به حجم جریان ورودی و نوع ترکیباتی که باید جدا شوند قطر و تعداد سینی ها تغییر می کند. باید توجه داشت که تعداد سینی ها برای یک جریان با ترکیبات ثابت همواره ثابت است و تنها با افزایش دبی جریان ورودی به قطر و ارتفاع برج افزوده می شود. معمولاً برای قطرهای بالای ۴ فوت از برج های سینی دار استفاده می شود.

- 1 -Bubble Cap
- 2 -Sieve Tray
- 3 -chimney Tray
- 4 -Valve Tray
- 5 -Packed Column

مزایای این برج ها عبارتند از:

- دارای روابط تئوریک کامل هستند و لذا در طراحی آنها با مشکل خاصی مواجه نمی شویم.
- توزیع مایع در آنها بهتر صورت می گیرد.
- احتمال طغیان در آنها کمتر است.
- نظافت آنها راحت است.
- زمان ساخت و قیمت تمام شده آنها کمتر است.
- برای سیالات با تغییرات دمای زیاد می تواند استفاده شود.

و معایب این برج ها عبارتند از:

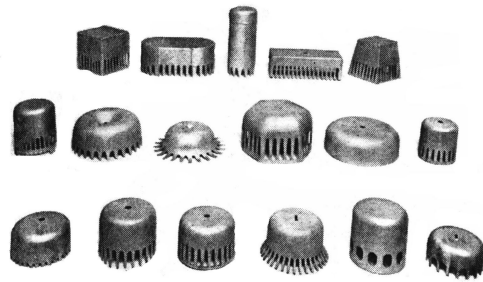
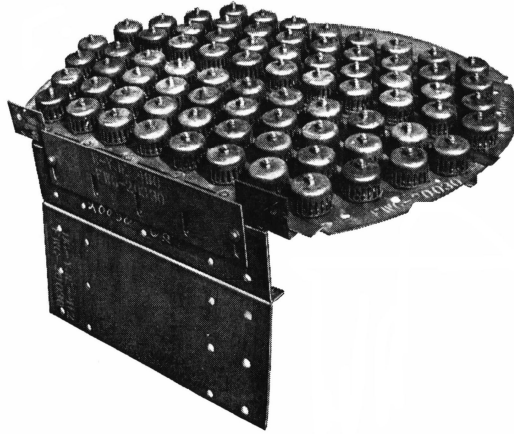
- برای شرایط تشکیل کف مناسب نیستند.
- در سرویسهای خورنده، این برج بیشتر در معرض آسیب قرار دارد.
- عملیات تحت خلاء در آن مشکلتر است.

انواع مختلف سینی در برج های سینی دار عبارتند از:

• سینی کلاهکی

در این نوع سینی گاز یا بخار از طریق مجاری بالابرنده بخار وارد کلاهک هایی می شوند که بالای این مجاری قرار گرفته اند. در اطراف این کلاهک شکاف هایی تعبیه شده است که بخار پس از خروج از مجراها از درون آنها عبور کرده و به صورت حباب هایی وارد فاز مایع می گردد. سینی های کلاهکی بازده بالایی دارند.

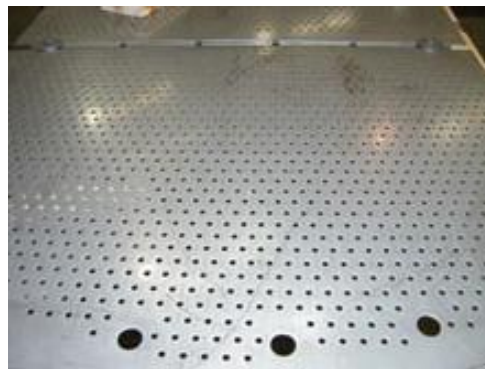
اما گاهی شیب زیادتر از حد مایع روی سینی اشکالاتی را در عملکرد برج ایجاد می کند در این حالت ملاحظه می شود که بخار از کلاهک هایی که در نزدیک بند خروجی قرار گرفته عبور می کند در حالی که عمق زیاد مایع در طرف دیگر سینی فشار زیادی روی شکاف ها وارد کرده و مانع ورود بخار می گردد علاوه براین فشار زیاد مایع در این قسمت از سینی باعث می شود که مایع از مجرای بالابرنده بخار به پایین ریخته و وارد سینی زیرین شود و این خود باعث کاهش بازده سینی می گردد زیرا در این حالت قسمتی از مایع بدون عبور از روی سینی و تماس با فاز بخار به پایین برج منتقل می شود.



شکل (۱۰-۱): نمونه سینی کلاهکی

• سینی غربالی

صفحه های نازک فلزی با سوراخ های گرد و ریز هستند که در آن فاز بخار پس از عبور از سوراخ ها با فاز مایع که در روی سینی جریان دارد تماس پیدا می کند. حرکت بخار از درون سوراخ ها به بالا مانع از ریزش مایع به پایین می گردد. گاز پس از عبور از سوراخ ها به صورت حباب های ریز در درون لایه مایع پراکنده شده و کف متلاطمی را روی سینی به وجود می آورد با ایجاد این کف انتقال مواد بین دو فاز افزایش می یابد.



شکل (۱۰-۲): نمونه سینی غربالی

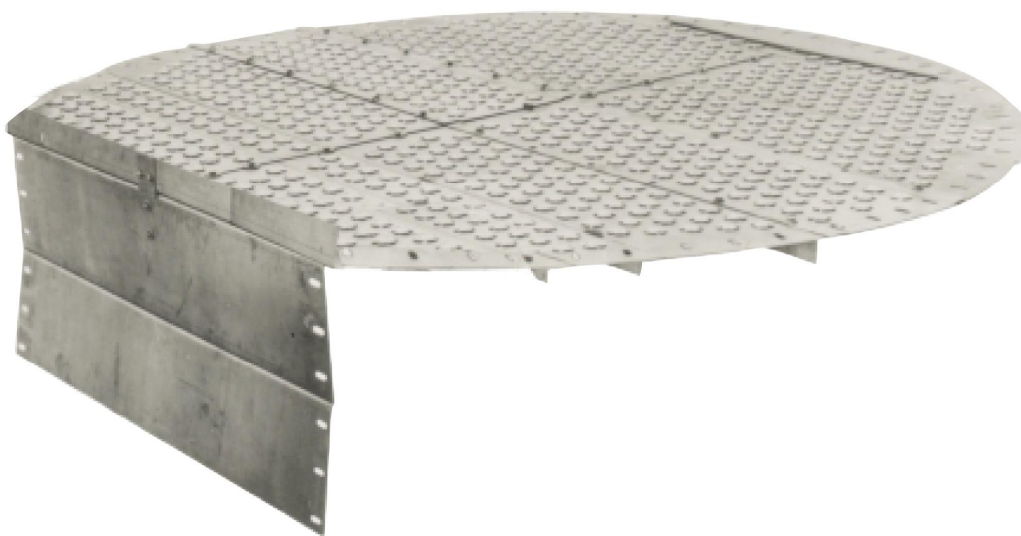
این نوع سینی به دلیل کارایی بالا و هزینه نصب و نگهداری پایین در صنایع کاربرد فراوانی دارد.

• سینی دریچه ای

این سینی ها نوع کامل تری از سینی های غربالی می باشند. اندازه ی سوراخ های این سینی در مقایسه با سینی های غربالی بزرگ تر است. روی این سوراخ ها درپوشی قرار گرفته که با تغییر سرعت بخار، بالا و پایین می رود یعنی در اثر کاهش سرعت گاز درپوش پایین آمده و از انتقال مایع به سینی پایین تر جلوگیری می نماید.



شکل (۱۰-۳ الف): نمونه سینی دریچه ای



شکل (۱۰-۳ ب): نمونه سینی دریچه ای

امروزه این سینی ها به دلیل بازده بالا و درصد جداسازی زیاد در طول فرآیند، متداولترین نوع سینی در صنایع شیمیایی می باشد. در پیچه های این سینی بسته به کاربردهایشان شکل های متفاوتی دارند.

• سینی دودکشی

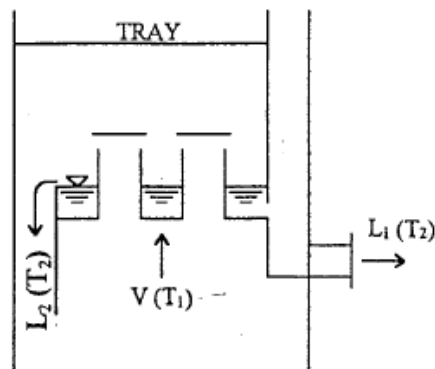
اگر برج دارای جریان های جانبی محصول باشد، در صورتی که محصول مورد نظر فاز مایع باشد جهت جلوگیری از خروج بخار به همراه مایع از جریان جانبی لازم است فازهای مایع و بخار در سینی خروج محصول با هم تماس نداشته باشند به این منظور از سینی دودکشی استفاده می شود.



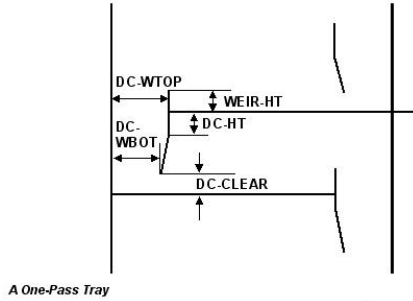
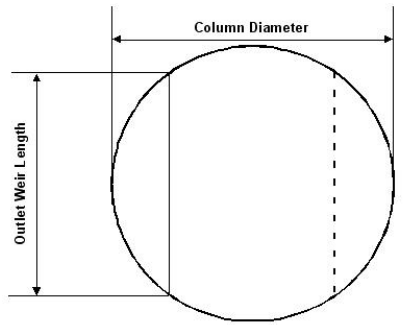
شکل (۱۰-۴ الف): نمونه سینی دودکشی



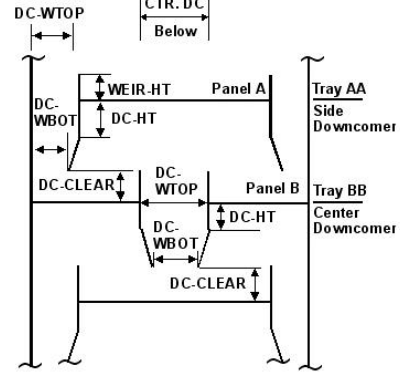
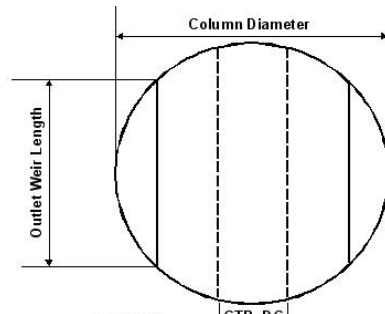
شکل (۱۰-۴ ب): نمونه سینی دودکشی



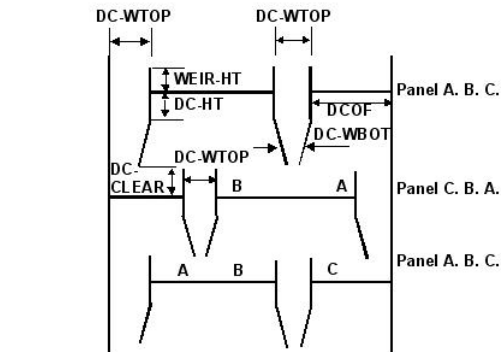
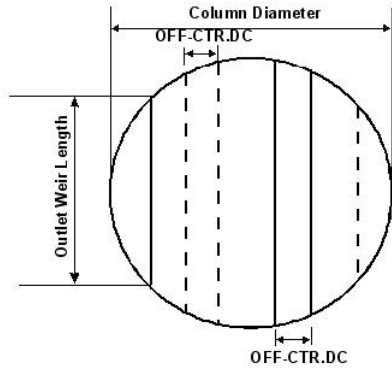
شکل (۱۰-۵): نحوه کارکرد سینی دودکشی



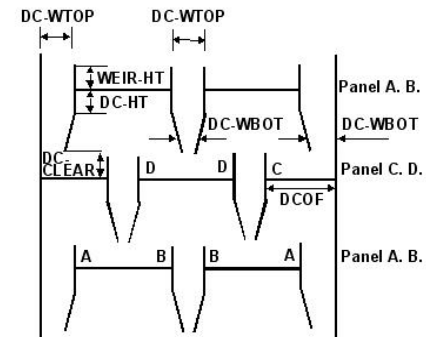
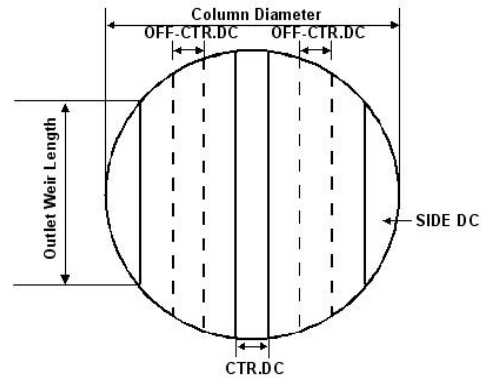
A One-Pass Tray



A Two-Pass Tray



A Three-Pass Tray



A Four-Pass Tray

شکل (۱۰-۶): ساختار سینی های برج بر اساس تعداد پاسهای مختلف سینی

معمولاً تا زمانی که قطر برج کوچکتر از ۱۵۰۰ mm است، معمولاً از ۱ pass استفاده می شود. برای قطر های بالاتر می توان از الگوی جدول (۱۰-۲) بهره برد:

جدول (۱۰-۲): الگوی انتخاب تعداد پاس های سینی

قطر برج	pass
۱۵۰۰ mm-۲۴۰۰mm	۲
۲۴۰۰ mm-۳۰۰۰mm	۳
۳۰۰۰ mm-۴۰۰۰mm	۴
>۴۰۰۰mm	۵

۱۰-۱-۲: برج های آکنه

برج های آکنه برج هایی هستند که از قطعاتی به نام آکنه پر می شوند. آکنه ها با وجود حجم کم سطح تماس زیادی بین فازهای مایع و بخار فراهم می کنند. تماس بین دو فاز در روی سطوح مرطوب آکنه ها صورت می گیرد. این برج ها اغلب در فرآیند جذب و تقطیر مورد استفاده قرار می گیرند. آکنه ها در مقایسه با سینی ها برای یک کاربرد مشابه سطح تماس زیاد، افت فشار پایین و راندمان جداسازی بالا دارند. برای یک فرآیند معین ارتفاع برج های آکنه کوتاهتر از برج های سینی دار خواهد بود. بنابراین با توجه به راندمان بالاتر و ارتفاع کمتر این برج ها، استفاده از آنها در صنایع شیمیایی رو به افزایش است. برجهای پر شده برای قطرهای کم طراحی می شوند و به ندرت ممکن است برای قطرهای بالای ۲ فوت استفاده شوند. برای قطرهای بین ۲ و ۴ فوت ممکن است از هر یک از دو نوع سینی دار یا پر شده استفاده شود.

مزایای برج های آکنه عبارتند از:

- ۱- برجهای پر شده در برابر تشکیل کف مقاومت بالاتری دارند.
- ۲- برج پر شده دارای زمان ماند بیشتری هستند.
- ۳- برج پر شده برای مواد خورنده بهتر است.
- ۴- مهمترین مزیت برج پر شده این است که عملیات تحت خلاء در آن بهتر انجام می شود.

معایب این برج ها هم عبارتند از:

- ۱- یک عیب برج پر شده این است که دارای روابط تئوریک قطعی نیست و بیشتر متکی به داده های آزمایشگاهی و مدل های پایلوتی می باشد.

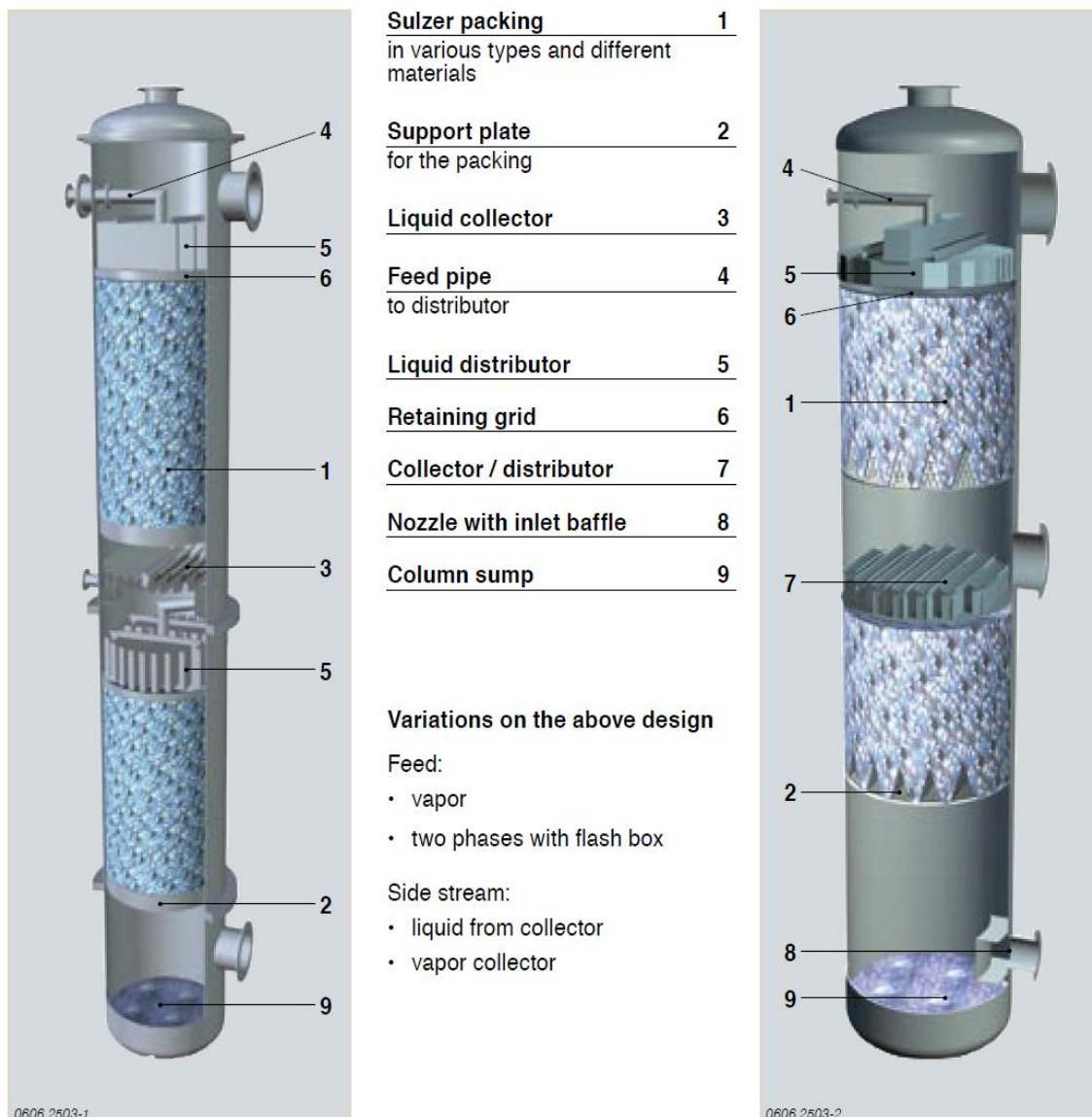
۲- توزیع مایع در آن مشکلتر است.

۳- قیمت تمام شده و نیز زمان ساخت و سرویس آن بالاست.

۴- اگر تغییرات دمایی بالا باشد، به علت انبساط و انقباض بدنه برج، امکان خورد شدن پکینگها وجود دارد.

۵- نظافت آن مشکل است.

۶- در دبی های بالا امکان طغیان بالاست.



شکل (۱۰-۶): ساختمان داخلی برج های پر شده

آکنه ها به دو صورت منظم و نامنظم تقسیم بندی می شوند:

• آکنه منظم

آکنه های منظم دارای ساختار منظم از صفحات فلزی، پلیمری و یا از جنس سرامیک می باشند. این آکنه ها در سه نوع شیاردار، رنده ای و صاف ساخته می شوند. صفحات آکنه به نحوی کنار هم قرار گرفته اند که همواره لایه یکنواخت و نازکی از مایع روی تمام سطوح آکنه جاری باشد برای این منظور صفحات را مشبک و ناصاف می سازند.

Mellapak



Sulzer plastic Gauze packings



شکل (۷-۱۰): دو نمونه از آکنه های منظم شرکت Sulzer



0695 2510-13
Installation of packing



0692 2512-18
Revamping of a vacuum column with Mellapak



0661 2505-2
Inspecting packings after installation

شکل (۱۰-۸): نحوه نصب آکنه های منظم

مزیت اصلی آکنده منظم کاهش افت فشار در برج و امکان افزایش شدت جریان سیالات در داخل برج است از معایب اکندن منظم هزینه نصب بالای آن نسبت به آکنه نامنظم است.

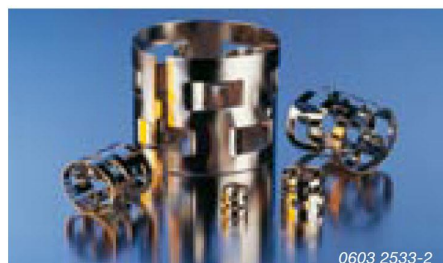
• آکنده نامنظم

آکنه ها در این روش به طور عادی به درون برج ریخته می شوند تا پس از سقوط به طور نامنظم بر روی هم انباشته شوند. در گذشته استفاده از قطعات سنگ، شن و زغال به عنوان آکنه متداول بوده است ولی با وجود ارزان بودن استفاده از موارد فوق عملاً مناسب نمی باشد؛ زیرا علاوه بر اینکه سطح تماس کوچکی را دارا هستند فاقد ویژگی های لازم برای جریان سیالات می باشند. بدین منظور آکنه ها با اشکال هندسی خاص ساخته شده اند. استفاده از آکنه های کوچک موجب زیاد شدن افت فشار برج و استفاده از آکنه های بزرگ سبب کاهش هزینه ساخت برج می گردد. برای پر کردن برج از آکنه ها ابتدا برج را از آب پر می کنند و سپس آکنه ها را به درون آن می ریزند این کار با کاهش سرعت سقوط آکنه از شکسته شدن آن در هنگام ریختن به درون برج جلوگیری می کند.



Nutter Ring

0603 2535-2



P-Ring

0603 2533-2



I-Ring

0603 2532-1



R-Ring

0603 2534-1



C-Ring

0606 2501-2

Metal Random Packing

SULZER

Sulzer Chemtech

شکل (۱۰-۹): انواع مختلف آکنه های نامنظم شرکت Sulzer

۱۰-۱-۳: برج های جداره مرطوب

در برج های جداره مرطوب لایه ی نازکی از مایع روی جداره ی داخلی برج به سمت پایین برج جریان می یابد و فاز گاز به صورت هم جهت و یا متقابل از وسط برج جریان پیدا می کند. در مقایسه با سایر دستگاه های جداسازی گاز و مایع تحت شرایط مساوی، افت فشار حاصله در این برج ها بسیار کم است. معمولاً از این برج ها برای حذف یک جز نامطلوب که به میزان کم در فاز گاز موجود است استفاده می کنند. به این عملیات، عملیات شستشوی گاز یا اسکرابینگ گفته می شود.

۱۰-۱-۴: برج های سینی دار باران زا

در سینی های باران زا بر خلاف سینی های معمولی سوراخ ها در قطاعی از انتهای سینی تعبیه شده اند. این سینی ها با شیب ملایمی در طول برج نصب می شوند فاز مایع از بالای برج به روی سینی ها می ریزد و پس از عبور از سینی از قسمت انتهایی برج شروع به ریزش می کند. فاز گاز نیز بر خلاف

سینی های دیگر به جای عبور از سوراخ های سینی از کنار سینی ها می گذرد و در طول این حرکت با قطرات مایع تماس پیدا می کند. انتقال جرم در این برج از طریق تماس فاز گاز با قطرات مایع حاصل می شود این برج کاربرد گستردهای در صنایع پتروشیمی ندارد اما در مواردی که یک جز به میزان کم در فاز مایع وجود دارد و می خواهیم آن را دفع کنیم می توان از این برج ها استفاده نمود.

۱۰-۲: فاکتور های موثر در انتخاب نوع برج

برای انتخاب نوع برج برای یک فرآیند خاص از بین سینی دار یا آکنه باید موارد زیر را مد نظر قرار داد:

• افت فشار

برج های آکنه افت فشار کمتری نیاز دارند. این مطلب خصوصاً در فرآیند تقطیر خلأ اهمیت بالایی دارد.

• مقدار مایع

برج های آکنه اساساً موجودی مایع کمتری دارند این مطلب هنگامی که تجزیه مایع در دماهای بالا اتفاق می افتد و داشتن زمان ماند کوتاه ضروری است، اهمیت پیدا می کند. زمانیکه در تقطیر نا پیوسته به جداسازی سریع نیاز داریم نیز باید مد نظر قرار گیرد.

• نسبت گاز / مایع

اگر نسبت گاز/ مایع در برج کم باشد استفاده از برج سینی دار مناسب تر است و اگر این نسبت بزرگ باشد برج آکنه کارایی بیشتری خواهد داشت.

• خنک شدن مایع

نصب کوپل های خنک کننده برای برج های سینی دار راحت تر است.

• جریان های جانبی

در برج های سینی دار جریان مایع از روی سینی ها آسانتر از بستر آکنه خارج می شود.

• سیستم های کف کننده

برج های آکنه در هنگام عملیات، حباب های گاز کمتری درون مایع ایجاد می کنند و لذا برای سیستم های کف کننده مناسب تر می باشند.

- **خوردگی**

در شرایطی که خوردگی شدید است برج های آکنه انتخاب مناسبتری هستند.

- **حضور ذرات جامد**

در صورت وجود ذرات جامد هیچکدام از این دو نوع کارایی مناسبی ندارند و این ذرات را باید حتما از جریان های ورودی جدا کرد. ذرات گرد و غبار موجود در گاز را می توان به وسیله یک شستشو دهنده ونچوری در انتهای برج خارج کرد و ذرات جامد موجود در مایع را باید فیلتر کرد.

- **تمیز کردن**

تمیز کردن دوره ای برج های سینی دار آسان تر است.

- **نوسان شدید دما**

آکنه های سرامیکی و یا گرافیتی در این شرایط آسیب می بینند. در این حالت آکنه های فلزی و یا استفاده از برج سینی دار انتخاب مناسبی خواهد بود.

- **بار تحمیلی به کف برج**

برج های آکنه از آکنه های پلاستیکی از برج های سینی دار سبک ترند. برج های سینی دار نیز از انواع آکنه های سرامیکی و فلزی سبک تر اند. در هنگام طراحی بار تحمیلی به کف برج در شرایطی که برج کاملا از مایع پر می شود باید لحاظ شود.

- **قیمت**

با در نظر گرفتن شرایط مشابه در انتها قیمت مهمترین فاکتوری است که باید در انتخاب نوع برج ها مد نظر قرار گیرد.

۱۰-۳: کاربردهای مختلف برج ها

کاربردهای مختلف برج ها از نظر استفاده در فرآیند مطابق جدول زیر است که در ادامه به توضیح هر کدام پرداخته خواهد شد:

جدول (۱۰-۳): انواع مختلف کاربرد برج ها در صنعت

۱. فرآیند جذب
۲. فرآیند دفع
۳. فرآیند تقطیر
۱- تقطیر ناپیوسته
۲- تقطیر پیوسته
۴. فرآیند استخراج

۱۰-۳-۱: فرآیند جذب

در فرآیند جذب گاز اساس جداسازی تفاوت حلالیت اجزا موجود در فاز گاز می باشد. در اثر تماس فاز گاز با مایع یک یا چند جز از مخلوط گازی جذب مایع شده و از فاز گاز جدا می گردد. در فرآیند جذب انتقال اجزا از فاز گاز به فاز مایع می باشد. در این فرآیند می توان جز حل شده را با روش تقطیر یا با استفاده از کاهش فشار در یک برج دیگر از حلال جدا کرد. به این ترتیب حلال را می توان دوباره مورد استفاده قرار داد که منجر به اقتصادی تر شدن فرآیند و توجیه پذیری آن می گردد. با توجه به اینکه انتقال اجزا از فاز گاز به فاز مایع نیازمند فشار بالاست، این فرآیند در فشار بالا صورت می گیرد. از این فرآیند در عملیات شیرین سازی گاز نیز به طور گسترده استفاده می شود که در آنها گاز CO_2 و H_2S توسط آمین جذب می شود. در یک برج جذب بر خلاف تقطیر لزوماً از ریپولر و کندانسور استفاده نمی شود. برج جذب می تواند از نوع آکنه یا سینی دار باشد.

۱۰-۳-۲: فرآیند دفع

فرآیند دفع عکس فرآیند جذب است در این فرآیند انتقال جرم از فاز مایع به فاز گاز صورت می گیرد. به این منظور فاز مایع را در مجاورت فاز گاز قرار داده که در اثر تماس این دو فاز یک یا چند جز از اجزای مایع دفع شده و وارد فاز گاز می گردد. به عنوان مثال در فرآیند شیرین سازی نفت در برج های دفع (برج های استریپر) گاز های هیدروکربنی سبک، CO_2 و H_2S توسط بخار آب از نفت جدا می شوند. با افزایش دما و کاهش فشار شرایط برای عمل دفع مناسب تر می گردد.

۱۰-۳-۳: فرآیند تقطیر

یکی از مهمترین و متداول ترین روش های جداسازی اجزای یک مخلوط، تقطیر می باشد. اساس جداسازی ترکیبات در تقطیر اختلاف نقطه جوش آنهاست به عنوان مثال آب دارای نقطه جوش ۱۰۰ درجه سانتیگراد و الکل دارای نقطه جوش ۷۸ درجه سانتیگراد می باشد. اگر مخلوط آب و الکل حرارت داده شود به دلیل پایین تر بودن نقطه جوش الکل مقدار الکل موجود در فاز بخار بیشتر از مقدار آن در فاز مایع می شود و با سرد کردن فاز بخار می توان الکل نسبتاً خالصی بدست آورد. بدین ترتیب مشاهده می شود که گرما به عنوان عامل جدا کننده، دو جز آب و الکل را تقریباً به طور کامل از یکدیگر جدا می کند. در بسیاری از موارد ترکیبات به دو جز محدود نمی شوند. مانند نفت خام که از ترکیب چند جز تشکیل شده است. بنابراین در طول برج با توجه به فاصله نقطه جوش ترکیبات مختلف محصولات مختلف می توان بدست آورد. فرآیند تقطیر به دو دسته زیر تقسیم می شود:

• تقطیر ناپیوسته

تقطیر ناپیوسته زمانی مناسب است که محصولات با ارزش شیمیایی بالا و به مقدار کم مورد نیاز باشند. بیشترین فایده استفاده از یک ستون تقطیر ناپیوسته انعطاف پذیری آن می باشد. برخلاف ستون تقطیر پیوسته که فقط برای یک خوراک مشخص طراحی و استفاده می شود، در یک سیستم تقطیر ناپیوسته مخلوط های مختلفی را می توان با تغییر شرایط عملیاتی برج تقطیر کرد. اشکال اصلی استفاده از یک سیستم تقطیر ناپیوسته این است که برای ترکیباتی که مقاومت حرارتی پایینی دارند نمی توان بکار برد. انرژی مصرفی این نوع تقطیر نسبتاً بالاست. یک سیستم تقطیر ناپیوسته شامل یک برج تقطیر، یک کندانسور و یک ریویلر می باشد. برج در فرآیند تقطیر ناپیوسته می تواند سینی دار یا آکنه باشد. معمولاً در این برج ها در صنعت پتروشیمی برای جداسازی مواد جامد از مایع در واحد های پلیمری استفاده می شود.

• تقطیر پیوسته

در فرآیند تقطیر پیوسته یک جریان خوراک وارد برج می شود. این خوراک معمولاً از قسمت میانی برج وارد آن می شود. قسمتی از برج که در بالای ورودی خوراک قرار گرفته

قسمت جذب یا غنی سازی نامیده می شود و بخش دیگری که در پایین خوراک قرار گرفته قسمت بازیابی یا دفع نامیده می شود. در قسمت غنی سازی فاز بخار هنگام بالا رفتن با فاز مایع تماس پیدا می کند و در اثر این تماس جز یا اجزایی که فراریت کمتری دارند از فاز بخار وارد فاز مایع می گردند. مایع مورد نیاز این قسمت از سرد شدن بخشی یا تمام بخارات خارج شده از بالای برج تامین می شود. به این صورت که پس از سرد کردن بخارات در دستگاهی به نام کندانسور بخشی یا تمام مایع حاصله به عنوان جریان برگشتی یا رفلکس به برج باز می گردد و روی بالاترین سینی برج می ریزد. محصول بخار و مایعی که از بالای برج خارج می شوند محصولات تقطیر بالای برج است که دارای درصد بسیار زیادی از جز یا اجزای فرارتر است. در قسمت پایین برج در اثر تماس فاز بخار با فاز مایع، اجزای فرارتر از فاز مایع جدا و وارد فاز گاز می شوند. مایعی که از پایین برج خارج می شود شامل درصد زیادی از جز یا اجزای غیر فرار است که محصول باقیمانده نامیده می شود. مایعات پایین برج وارد ریویولر شده و در اثر گرم شدن قسمتی از آن به بخار تبدیل می شود. با توجه به تغییرات غلظت مواد در سینی های مختلف، دما در طول برج متغیر بوده و به طور مثال دمای بالای برج به دلیل وجود اجزای فرارتر پایینتر از دمای قسمت پایینی آن است.

۱۰-۳-۴: فرآیند استخراج

زمانی که جداسازی اجزای یک محلول مایع به دلیل نزدیک بودن نقطه جوش آنها به یکدیگر با روش تقطیر امکان پذیر نیست و یا حرارت به مواد آسیب می رساند، از فرآیند استخراج استفاده می شود. در این فرآیند با ایجاد تماس بین محلول و ماده دیگری به عنوان حلال جز مورد نظر در حلال حل شده و از محلول خارج می شود. عامل اساسی جداسازی در استخراج میزان حلالیت جز مورد نظر در حلال می باشد. محصول غنی از حلال تحت عنوان اکسترکت^۷ از برج خارج شده و مایع باقیمانده که ماده حل شونده از آن به حلال انتقال یافته تحت عنوان رفینیت^۸ از برج خارج می شود. در این فرآیند محصولی که تحت عنوان اکسترکت خارج می شود شامل حلال و جز استخراج شده می باشد که این دو را می توان با استفاده از عملیات تقطیر از یکدیگر جدا کرد. از حلال بازیابی شده مجدداً در فرآیند استخراج استفاده می شود.

7 - Extract

8 - Raffinate

۱۰-۴: اجزا و مشخصات داخلی برج های سینی دار:

۱۰-۴-۱: جداره برج

برای ساخت برج با توجه به مشخصات فرآیند و میزان خوردگی موادی که به برج وارد می شوند می توان از مواد مختلف استفاده نمود. با وجود اینکه استفاده از شیشه، فلزات همراه با استر شیشه ای، کربن نفوذ ناپذیر، مواد پلاستیکی و حتی چوب متداول است اما در عمل در بیشتر موارد برای ساخت برج از فلزات استفاده می شود. گاهی اوقات از آجر ضد خوردگی در داخل جداره فلزی برج به عنوان پوشش محافظ استفاده می شود. این آجرها بسته به میزان خوردگی مواد از جنس های متفاوتی ساخته می شوند. در جداره داخلی برج لبه هایی وجود دارند که سینی ها را هنگام نصب به آنها پیچ می کنند.

۱۰-۴-۲: قطر برج

قطر برج بر اساس میزان شدت جریان فازهای بخار و مایع موجود روی سینی ها تعیین می گردد. با وجود اینکه عموماً مقادیر دو فاز تا حدی در طول برج تغییر می کند تغییر دادن سطح مقطع برج از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه نخواهد بود. به این جهت معمولاً بیشترین مقدار هر فاز در برج برای تعیین سطح مقطع یکسان برای تمام طول برج به عنوان مبنای محاسبات در نظر گرفته می شود. در بعضی از موارد که برای ساختن برج و سینی ها از آلیاژهای گران قیمت استفاده می شود و یا در مواقعی که تغییرات شدت جریان دو فاز در طول برج بسیار زیاد است، در اینگونه موارد برج با دو قطر متفاوت ساخته می شود. در طراحی و تعیین ابعاد برج همواره باید به حداقل رساندن هزینه ساخت برج مد نظر باشد. با افزایش فاصله بین سینی ها طول برج و در نتیجه هزینه ساخت آن افزایش می یابد.

۱۰-۴-۳: فواصل سینی ها

فاصله سینی ها از یکدیگر با توجه به هزینه ساخت، نگهداری و شرایط عملکرد برج تعیین می گردد. در موارد خاص به خاطر محدودیت ارتفاع برج، فاصله سینی ها از یکدیگر ۱۵ سانتی متر اختیار شده است. در اکثر موارد به استثنای حالتی که برج قطر کوچکی دارد استفاده از فاصله ۲۰ سانتی متر عملی تر می باشد که نظافت و شستشوی سینی ها را ممکن می سازد. در بیشتر پالایشگاه های نفت برای برج هایی که قطر آنها کمتر از ۱/۲ متر است فاصله سینی ها ۴۵ تا ۵۰

سانتی متر و برای برج های با قطر بالا فاصله بیشتری در نظر گرفته می شود. منظور کردن چنین فواصلی شستشو و تعمیرات داخل برج را آسان می کند.

۱۰-۴-۴: ناودان

ناودان مجرای انتقال مایع از هر سینی به سینی پایین تر است. این ناودان ها به اشکال مختلف ساخته می شوند. مثلا می توان از لوله های استوانه ای که دو سینی را به هم مرتبط می سازند استفاده نمود. اما در اغلب موارد صفحه عمودی را به انتهای سینی متصل و با امتداد آن تا سینی پایین قطاعی از برج را جدا می کنند. فضای خالی ایجاد شده بین این صفحه و جداره برج مسیر عبور جریان مایع از یک سینی به سینی پایین تر یا ناودان است. به دلیل ریزش مایع از سینی بالا روی سینی پایین تر در داخل ناودان ها کف ایجاد می شود که باید از ورود کف به سینی پایین جلوگیری کرد. به عبارت دیگر فقط مایع شفاف باید روی سینی پایین جاری شود. برای از بین رفتن کف باید به مایع زمان لازم داده شود. فاصله بین دو سینی زمان لازم را فراهم می کند. به عبارت دیگر یکی از دلایل وجود فاصله بین دو سینی، دادن زمان مناسب به مایع داخل ناودان است تا کف ایجاد شده از بین برود و فقط مایع شفاف روی سینی جریان یابد.

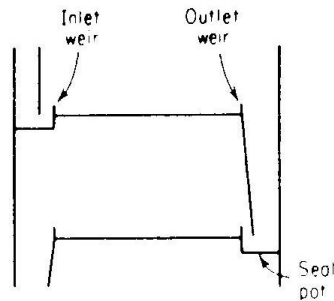
جدول (۱۰-۴): تعیین حداقل تعداد ناودان ها از روی قطر برج

Numbers of risers				
Number of pass of the above tray	Location of downcomer of the above tray	Number of pass of the below tray	Tower diameter	Minimum number of risers
1	-	-	-	1
2	-	-	$3600 \leq$	2
	-	-	$6200 \leq$	4
	-	-	$6200 >$	6
4	Off center Center	-	-	6
		4	-	6
		2	$3600 \leq$	2
			$6200 \leq$	4
			$6200 >$	6

انتهای ناودان را باید به اندازه کافی به سینی پایین نزدیک کرد تا سطح مایع موجود روی سینی بالاتر از آن قرار گیرد. معمولا انتهای ناودان بین ۲/۵ تا ۳ سانتی متر پایین تر از لبه بند خارجی قرار می گیرد. در غیر این صورت فاز بخار که در حال صعود به سینی بالایی است به جای اینکه از سوراخ ها و کلاهک های بالایی سینی عبور کند از داخل ناودان به بالا خواهد رفت.

۱۰-۴-۵: بند^۹ خارجی و بند داخلی

برای ایجاد تماس کافی بین حباب های گاز و مایع روی سینی باید مقداری از مایع روی سینی جمع شود. به این منظور از مانعی در انتهای سینی استفاده می کنند که بند نامیده می شود. این بند می تواند از امتداد صفحه ای که ناودان را تشکیل می دهد به سمت بالا بوجود آید و یا به صورت قطعه ای جدا گانه بر روی سینی نصب گردد. بند ها معمولا به شکل مستطیل با لبه صاف و در بعضی موارد با لبه دندانه ای می باشند. استفاده از نوع مدور آنها که از امتداد ناودان های استوانه ای به سمت بالا ایجاد می گردد توصیه نمی شود. این نوع از بندها چون در قسمت انتهایی سینی قرار دارند بند خارجی نامیده می شوند. گاهی اوقات مایع خروجی از ناودان مطابق شکل زیر وارد یک ظرف کوچک شده و سپس بر روی سینی جاری می گردد.



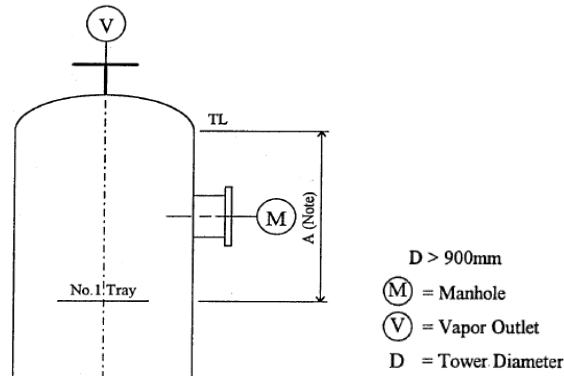
شکل (۱۰-۱۰): ساختار ظروف جمع آوری کننده مایع زیر ناودان

فاصله سوراخ های سینی از بند باید در حدود ۷ تا ۱۰ سانتی متر باشند تا در هدایت مایع روی سینی اشکالی ایجاد نشود. به علاوه در مدت زمانیکه مایع این فاصله را طی می کند حباب های موجود در مایع نیز از آن خارج می گردند.

۱۰-۴-۶: دریچه عبور اپراتور^{۱۰}

در روی جداره خارجی برج دریچه هایی تعبیه می گردد تا بتوان در هنگام نیاز از طریق آنها برای نصب سینی ها و سایر قطعات داخلی برج و همچنین شستشو و نظافت داخل آن به درون برج دسترسی پیدا نمود. معمولا برج دارای دو دریچه عبور اپراتور است که اولی برای دسترسی اپراتور در میانه یا پایین برج در نظر گرفته می شود و دومی در بالای برج برای تهویه در زمان تعمیرات و بازرسی سیستم مورد استفاده قرار می گیرد. اگر ارتفاع برج زیاد باشد دریچه های بیشتری بر روی جداره برج تعبیه می شود تا دسترسی به تمام قسمت های برج آسان شود.

9 - Weir
10 - manhole



شکل (۱۰-۱۱): الگوی طراحی دریچه عبور اپراتور

در طراحی ها مقدار A برای دریچه های ۲۰ اینچی ۱ متر و برای دریچه های ۲۴ اینچی برابر ۱/۲ متر در نظر گرفته می شود.

در برج های قطور از سینی هایی با قطعات مجزا استفاده می شود. در هنگام ساخت برج می توان قطعات این سینی ها را برای نصب جدا از هم از طریق دریچه عبور اپراتور وارد برج نمود.

۱۰-۴-۷: پوششهای ایزوله جداره

در بسیاری از موارد حفظ و کنترل دما در مسیر حرکت سیالات اهمیت ویژه ای دارد. در این موارد از پوششهای ایزوله استفاده می شود. این پوششها برای جلوگیری از تبادل حرارت به جهت جلوگیری از افت دما و یا به منظور جلوگیری از افزایش دما به کار می رود. نحوه نصب این پوششها به این صورت است که ابتدا روی جداره خارجی برج و یا هر دستگاه دیگر نظیر مبدل های حرارتی، شیر ها و حتی خطوط لوله، لایه ای عایق به ضخامت معین قرار می گیرد. سپس لایه ای از فلز گالوانیزه روی آن پرچ می شود تا عایق را در جای خود ثابت نگه دارد.

۱۰-۴-۸: سینی

سینی ها معمولا از ورق های فلزی و در صورت لزوم از آلیاژ های مخصوص ساخته می شوند. ضخامت این ورقه ها با توجه به میزان خوردگی سیالات موجود روی سینی ها تعیین می گردد. برای جلوگیری از شکم دادن سینی ها و سفت کردن آنها از میله نگهدارنده فلزی که در زیر سینی نصب می شود استفاده می گردد. همچنین برای جلوگیری از حرکت سینی ها در داخل برج که در اثر بروز اختلال ناگهانی در فاز گاز روی می دهد سینی ها را به جداره برج وصل می کنند. در نصب سینی ها لازم است فاصله کافی بین جداره و سینی منظور شود تا انبساط بر اثر گرما ایجاد اشکال

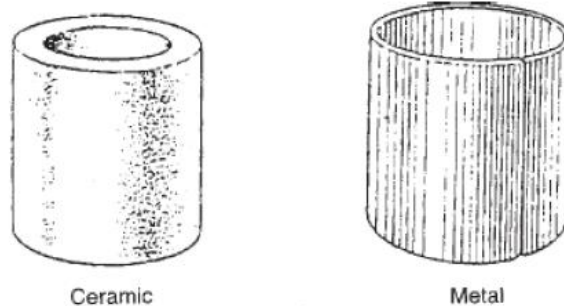
نماید. برای نصب سینی ها به برج از حلقه های نگهدارنده که به جداره برج متصل شده است استفاده می گردد. از درون شکاف هایی که روی این حلقه ها تعبیه شده است سینی بر روی حلقه پیچ می شود. سینی های بزرگ از قطعات جداگانه ساخته می شوند این کار علاوه بر اینکه نصب سینی ها را در درون برج آسان می سازد. در مواردی که برای شستشو و یا تعمیر نیاز به عبور فردی از داخل برج است، بالا رفتن و رسیدن به سینی ها از نقطه ای به نقطه دیگر در داخل برج را ممکن می سازد. سینی ها در داخل برج معمولاً به صورت افقی قرار می گیرند. و با اختلاف حداکثر ۳/۵ سانتی متر بین دو انتها تراز می شوند.

همان طوری که قبلاً گفته شد حرکت مایع روی سینی به صورت افقی بوده و بخار به صورت عمودی از زیر سینی وارد می شود. در سینی ها برای انتقال مایع به سینی پایین تر از ناودان استفاده می شود. زمانی که مقدار مایع روی سینی نسبت به گاز بیشتر باشد از ناودان های بیشتری برای انتقال مایع به سینی های زیرین استفاده می کنند. وجود ناودان ها در وسط سینی باعث می شود شیب مایع روی سینی کاهش یافته و با گاز تماس بیشتری حاصل نماید. معمولاً در برج های با قطر کم از سینی با یک گذر و در برج های با قطر زیاد از سینی ها با دو یا چند گذر استفاده می کنند.

۱۰-۵: اجزا و مشخصات داخلی برج های آکنه

۱۰-۵-۱: انواع آکنه از نظر جنس و شکل

آکنه ها را بر اساس کاربرد هایشان به شکل های مختلفی می سازند. نوع متداول این آکنه ها، حلقه های راشینگ^{۱۱} است که به صورت استوانه ای تو خالی از جنس سرامیک به قطر ۳/۵ تا ۱۰ سانتی متر و یا حتی بیشتر ساخته می شوند که در تمامی موارد به استثنای مواردی که فاز مایع قلیایی و یا اسید فلوریدریک باشد قابل استفاده است. انواع فلزی و کربنی آنها نیز وجود دارند.



در مواردی که مواد داخل برج اکسید کننده های قوی باشند از انواع کربنی نمی توان استفاده کرد. مزایای نوع فلزی آنها سبکی آنها می باشد.

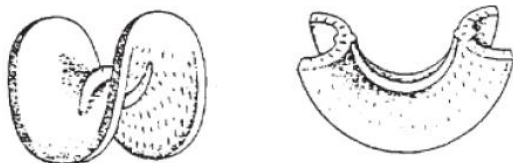
از انواع دیگر آکنه های استوانه ای، حلقه های لسینگ^{۱۲} را که استوانه ای شکل هستند و در وسط آنها تیغه ای تعبیه شده است می توان نام برد. این حلقه ها در مقایسه با حلقه های راشینگ استفاده کمتری دارند.



نوع دیگر آکنه های استوانه ای حلقه پال^{۱۳} است که به صورت استوانه تو خالی از جنس فلز یا پلاستیک ساخته می شود که قسمت هایی از بدنه آن به سمت داخل استوانه متمایل شده است. این نوع آکنه ها به دلیل دارا بودن سطح تماس زیاد بین فاز مایع و فاز بخار بازده بالایی دارند.



از انواع دیگر آکنه ها به آکنه های زین اسبی^{۱۴} می توان اشاره کرد. جنس این آکنه ها معمولا سرامیک بوده و در اندازه های مختلف بین ۳ تا ۷ سانتی متر ساخته می شوند.



آکنه های زین اسبی فلزی^{۱۵} مطابق شکل زیر ساخته می شوند:



12 -Lessing Ring

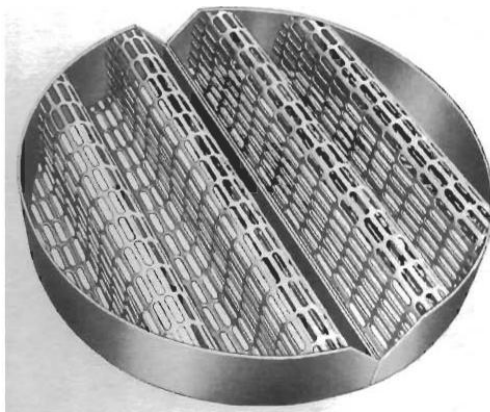
13 - pall ring

14 -Berl Saddle & Intalox Saddle

15 - Metal Intalox

۱۰-۵-۲: صفحه نگهدارنده

در برج های آکنه یک فضای خالی در پایین برج در نظر گرفته می شود تا بخار ابتدا وارد این فضا شده و سپس به طور یکنواخت در تمام سطح بستر آکنه توزیع شود. برای جلوگیری از ریختن آکنه ها به درون این فضا از صفحه نگهدارنده (مطابق شکل زیر) استفاده می شود. باید دقت نمود که این صفحه به اندازه کافی مقاوم باشد تا بتواند وزن قطعاتی را که روی آن قرار گرفته است تحمل کند. برای اینکه عبور گاز و مایع به آسانی صورت گیرد و موجب افزایش افت فشار و یا تجمع بیش از حد مایع درون برج نگردد، از منافذ و سوراخ های درشت در صفحه نگهدارنده استفاده می شود. انواع صفحات نگهدارنده با طرح های گوناگون وجود دارند.



شکل (۱۰-۱۲): صفحه نگهدارنده آکنه ها

۱۰-۵-۳: صفحه بازدارنده

بستر های آکنه در اثر ازدیاد ناگهانی فشار گاز به حرکت در می آیند. برای جلوگیری از این پدیده از صفحه بازدارنده که در بالای بستر آکنه نصب می شود استفاده می کنند. برای ساختن این صفحه بازدارنده می توان از توری های مقاوم و یا شبکه های میله ای استفاده نمود.

۱۰-۵-۴: دستگاه بازیابی مایع

در مواردی که سرعت فاز بخار بسیار زیاد باشد قسمتی از فاز مایع به شکل قطرات بسیار ریز همراه با فاز بخار از بالای برج خارج می شود. برای بازیابی این قطرات می توان بخار را پس از خروج از برج از میان رطوبت گیر (لایه ای متشکل از کلاف های سیمی به ضخامت چند اینچ) و یا بستر آکنه نامنظم خشک به طول ۶۰ تا ۹۰ سانتیمتر عبور داد.

جدول (۱۰-۵): جدول مقایسه برج های سینی دار و آکنه

Comparison of Trays and Packing		
	Trays	Packing
Design	Required for each case	Standard
Distributor	Simple	Complicated
Opening ratio for vapor pass	Small (5 - 20%/plate)	Large (60 - 95%/volume)
Pressure drop (per one HETP)	Large	Small (about 1/10 of tray)
Efficiency *	Low	High
Capacity	Low	High
Cost (per unit height)	Low	High
Operation range	Wide	Narrow
Maintenance	Easy	Difficult
Material selection	Limited	Wide
Number of applications	Many	Few

* Overall tray efficiency for trays and HETP for packings.

جدول (۱۰-۶): جدول کاربرد برج های سینی دار و آکنه

Typical Application of Trays and Packing		
	Trays	Packing
High pressure service (High L/V ratio)	O	
Low pressure service (Low L/V ratio)		O
Large diameter tower	O	
Small diameter tower		O
Distillation column	O	
Absorber		O
Fouling service	O	

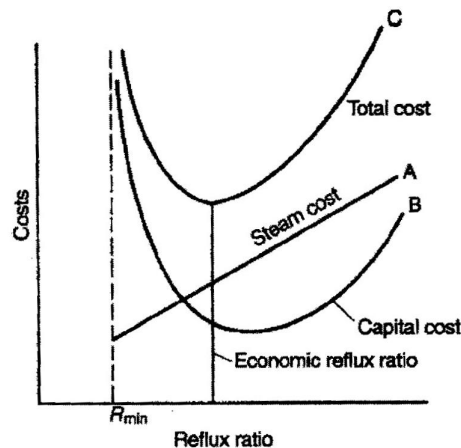
۱۰-۶: عوامل موثر بر طراحی برجها

۱۰-۶-۱: فشار عملیاتی

در عملیات تقطیر فشار پایین مطلوبست. با کاهش فشار فاصله منحنی تعادلی با خط $Y=X$ بیشتر می شود که به معنی کاهش مراحل تعادلی لازم برای جدا سازی است. به دلیل کاهش فراریت نسبی اجزاء در فشارهای بالا، جداسازی در فشار های بالا مشکل است. اگر فشار بالا باشد تعداد سینی ها و نسبت مایع برگشتی زیاد می شود که مطلوب نیست. همچنین در فشار بالا دمای کندانسور و ریویلر بالا می رود و در نتیجه به علت تجزیه حرارتی، احتمال تشکیل رسوب در لوله های آنها زیادتر می شود. با وجود همه این موارد در تعیین فشار عملیاتی برج، هزینه های عملیاتی تمام شده در کندانسور و ریویلر، پارامتر تعیین کننده خواهد بود. در تنظیم فشار برج، فشار باید تا حدی بالا انتخاب شود که دمای جوش محصول بالای برج حدود ۱۰ درجه سانتی گراد بالاتر از دمای آب خنک کننده (در فصل تابستان) در کندانسور باشد تا از عملکرد کندانسور در زیر دمای محیط پرهیز شود.

۱۰-۶-۲: نسبت مایع برگشتی

افزایش مقدار جریان برگشتی باعث کاهش تعداد سینی ها، کاهش ارتفاع برج، افزایش بار حرارتی ریویولر و کندانسور و کاهش دبی محصول بالای برج (D) می شود. لذا باید مقدار بهینه ای برای جریان برگشتی تعیین شود. جریان برگشتی را باید کمی سردتر از دمای حباب سیال به برج برگشت داد. مقدار اپتیمم جریان برگشتی از طریق برآورد اقتصادی تعیین می شود که دیاگرام آن در شکل زیر مشاهده می شود.



شکل (۱۰-۱۳): تعیین جریان برگشتی اپتیمم

مقدار جریان برگشتی اپتیمم معمولاً ۱/۱۱ تا ۱/۵ برابر مقدار جریان برگشتی مینیمم پیشنهاد می شود. البته برای برج های تقطیر در خلأ بیشتر از این مقدار هم استفاده می شود. جریان برگشتی مینیمم از رابطه Underwood محاسبه می شود:

$$R_m = \frac{x_d - \left(\frac{\alpha x_f}{1 + (\alpha - 1)x_f} \right)}{\left(\frac{\alpha x_f}{1 + (\alpha - 1)x_f} \right)}$$

در مینیمم جریان برگشتی تعداد سینی ها به سمت بی نهایت میل خواهد کرد.

۱۰-۶-۳: حالت خوراک ورودی

حالت خوراک ورودی نسبت به دو مورد بالا اهمیت کمتری دارد. اگر خوراک با عبور از یک هیتر و بصورت بخار وارد برج شود (مانند پالایشگاه ها)، تعداد سینی های بالای سینی خوراک افزایش می یابد و تعداد سینی های پایینی کم می شوند و در نتیجه بار حرارتی ریویولر کمتر می شود و بار حرارتی کندانسور افزایش می یابد. اما اگر خوراک زیر دمای جوش خود وارد شود عکس حالات فوق اتفاق می افتد.

۷-۱۰: مراحل طراحی برج های سینی دار

۱- محاسبه دبی های حجمی گاز و مایع گذرنده از برج

$$\dot{m}_G = \text{دبی مولی گاز} \times M_w \quad \text{دبی گاز} = Q = \frac{\dot{m}_G}{\rho_G}$$

$$M_w = \sum y_i M_i \quad \text{جرم مولکولی متوسط گاز}$$

$$\rho_G = \frac{M_w \cdot P}{RT}$$

$$\dot{m}_L = \text{دبی مولی مایع} \times M_w \quad \text{دبی حجمی مایع} = q = \frac{\dot{m}_L}{\rho_L}$$

از داده های مسئله : ρ_L

۲- محاسبه قطر برج

برای محاسبه قطر برج ابتدا باید از رابطه زیر سطح مقطع خالص برای جریان گاز محاسبه شود:

$$A_n = \frac{Q}{V}$$

A_n : سطح مقطع خالص برای جریان گاز

جهت محاسبه سرعت گاز (V) ابتدا باید سرعت طغیان (V_F) را محاسبه کرد:

$$V_F = C_F \left[\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G} \right]$$

$$C_F = \left[\alpha \log \frac{1}{\left(\frac{L'}{G'} \right) \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5}} + \beta \left(\frac{\sigma}{0.02} \right)^{0.2} \right]$$

سپس سرعت گاز را (V)، (75-80)% سرعت طغیان در نظر می گیریم.

که در آن:

L' : سرعت جرمی مایع

G' : سرعت جرمی گاز

σ : کشش سطحی

برای محاسبه α ، β از جدول زیر (۷-۱۰) استفاده می کنیم. برای این کار ابتدا باید $\frac{A_0}{A_a}$ را محاسبه کرد.

$$\frac{A_0}{A_a} = 0.907 \left(\frac{d_0}{P'} \right)$$

که در آن:

A_0 سطح سوراخ ها و A_a سطح فعال سینی می باشد.

d_0 : قطر منفذ که معمولا برابر 4.5 mm در نظر می گیرند.

P' : فاصله بین مراکز منافذ است و معمولا 5-2.5 برابر قطر منافذ است. این فاصله را گام (pitch) می نامند.

t : فاصله بین سینی هاست که از جدول زیر (۶-۱) تخمین زده می شود.

جدول (۷-۱۰): ابعاد توصیه شده برای برج های با سینی مشبک

1. Flooding constant C_F [Eqs. (6.29) and (6.30)], $d_o < 6 \text{ mm}$ ($\frac{1}{4}$ in)

Range of $\frac{A_o}{A_s}$	Range of $\frac{L'}{G'} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5}$	Units of t	Units of σ	Units of V_F	α, β
> 0.1	0.01-0.1, use values at 0.1	m	N/m	m/s	$\alpha = 0.0744t + 0.01173$ $\beta = 0.0304t + 0.015$
		in	dyn/cm $\times 10^{-3}$	ft/s	$\alpha = 0.0062t + 0.0385$ $\beta = 0.00253t + 0.050$
< 0.1	Multiply α and β by $5A_o/A_s + 0.5$				

2. Hole diameter and plate thickness

Hole diameter		Plate thickness/hole diameter	
mm	in	Stainless steel	Carbon steel
3.0	$\frac{1}{8}$	0.65	
4.5	$\frac{3}{16}$	0.43	
6.0	$\frac{1}{4}$	0.32	
9.0	$\frac{3}{8}$	0.22	0.5
12.0	$\frac{1}{2}$	0.16	0.38
15.0	$\frac{5}{8}$	0.17	0.3
18.0	$\frac{3}{4}$	0.11	0.25

3. Liquid depth

50 mm (2 in) minimum, 100 mm (4 in) maximum

4. Typical active area

Tower diameter		$\frac{A_a}{A_r}$
m	ft	
1	3	0.65
1.25	4	0.70
2	6	0.74
2.5	8	0.76
3	10	0.78

جدول (۸-۱۰): مشخصات عمومی و ابعاد توصیه شده در طراحی برج های سینی دار

1. Tray spacing

Tower diameter T		Tray spacing t	
m	ft	m	in
1 or less	4 or less	0.15	6 minimum
1-3	4-10	0.50	20
3-4	10-12	0.60	24
4-8	12-24	0.75	30
		0.90	36

2. Liquid flow

- a. Not over $0.015 \text{ m}^3/(\text{m diam}) \cdot \text{s}$ ($0.165 \text{ ft}^3/\text{ft} \cdot \text{s}$) for single-pass cross-flow trays
 b. Not over $0.032 \text{ m}^3/(\text{m weir length}) \cdot \text{s}$ ($0.35 \text{ ft}^3/\text{ft} \cdot \text{s}$) for others

3. Downspout seal

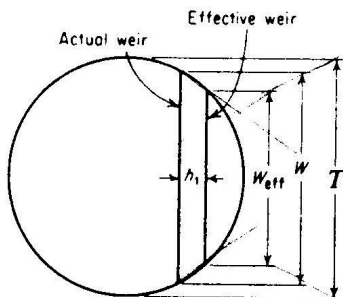
- a. Vacuum, 5 mm minimum, 10 mm preferred ($\frac{1}{4}$ – $\frac{1}{2}$ in)
 b. Atmospheric pressure and higher, 25 mm minimum, 40 mm preferred (1–1.5 in)

4. Weir length for straight, rectangular weirs, cross-flow trays, $0.6T$ to $0.8T$, $0.7T$ typical

Weir length W	Distance from center of tower	Tower area used by one downspout, %
$0.55T$	$0.4181T$	3.877
$0.60T$	$0.3993T$	5.257
$0.65T$	$0.2516T$	6.899
$0.70T$	$0.3562T$	8.808
$0.75T$	$0.3296T$	11.255
$0.80T$	$0.1991T$	14.145

5. Typical pressure drop per tray

Total pressure	Pressure drop
35 mmHg abs	3 mmHg or less
1 std atm	$500\text{--}800 \text{ N/m}^2$ ($0.07\text{--}0.12 \text{ lb}_f/\text{in}^2$)
$2 \times 10^6 \text{ N/m}^2$	1000 N/m^2
$300 \text{ lb}_f/\text{in}^2$	$0.15 \text{ lb}_f/\text{in}^2$



شکل (۱۴-۱۰): عرض مؤثر بند

w : طول بند

برای محاسبه سطح مقطع کل برج می بایست سطح اشغال شده توسط مجرای ریزش مایع را محاسبه نماییم. جهت این کار ابتدا باید طول بند را معین کنیم. معمولاً:

$$w = (0.6 - 0.8)T \quad , \quad W = 0.7T$$

با توجه به جدول (۸-۱۰) سطح اشغال شده A_d توسط یک مجرای ریزش مایع (سطح محل ریزش مایع) به سطح کل صفحه A_t را بدست می آوریم.

$$\frac{A_d}{A_t} = k$$

$$A_d = A_t - A_n \quad \Rightarrow \quad \frac{A_t - A_n}{A_t} = k \quad \Rightarrow \quad \frac{A_n}{A_t} = 1 - k \quad A_n = A_t(1 - k)$$

$$A_t = \frac{A_n}{1 - k}$$

قطر واقعی برج از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$T = \left(\frac{4 \times A_t^2}{\pi} \right)^{0.5}$$

عرض بند اصلاح شده برابر خواهد بود با:

$$W = 0.7T$$

۳- محاسبه سطح مشبک (سطح مؤثر) A_a :

$$A_a = A_t - 2A_d - (\text{سطح اشغال شده توسط محافظ صفحه} + \text{سطوح تلف شده کناری})$$

۴- محاسبه افت فشار فاز گاز

$$h_G = h_D + h_L + h_R$$

h_D : افت فشار در سینی خشک که شامل اصطکاک حاصله در اثر ورود گاز به سینی و عبور گاز از منافذ

سینی که به شکل لوله های کوتاهی هستند و نیز خروج گاز از منافذ می باشد و از رابطه زیر بدست می آید.

$$\frac{2h_D g \rho_L}{V_0^2 \rho_G} = C_0 \left[0.4 \left(1.25 - \frac{A_0}{A_n} \right) + \frac{4fL}{d_0} + \left(1 - \frac{A_0}{A_n} \right)^2 \right]$$

V_0 : سرعت از درون یک روزنه

$$V_0 = \frac{Q}{A_0} \quad \frac{A_0}{A_a} = 0.907 \left(\frac{d_0}{P'} \right)^2$$

C_0 : ضریب روزنه

$$C_0 = 1.09 \left(\frac{d_0}{l} \right)^{0.25}$$

l : ضخامت سینی

f : ضریب اصطکاک فنینگ که با استفاده از نمودار بدست می آید.

$$Re = \frac{d_0 V_0 \rho_G}{\mu_G}$$

h_L : در منطقه مشبک صفحه مایع به صورت کف آلود است عمق مایع معادل مایع صاف h_L در صورتی روی صفحه وجود خواهد داشت که کف شکسته شود. این ارتفاع با افزایش شدت گاز کاهش می یابد.

$$h_L = 6.1 \times 10^{-3} + 0.725 h_w - 0.238 h_w V_a \rho_G^{0.5} + 1.225 \frac{q}{z} \quad z = \frac{T+w}{2}$$

z : متوسط عرض جریان مایع

$$V_a = \frac{Q}{A_a}$$

V_a : سرعت گاز بر مبنای A_a

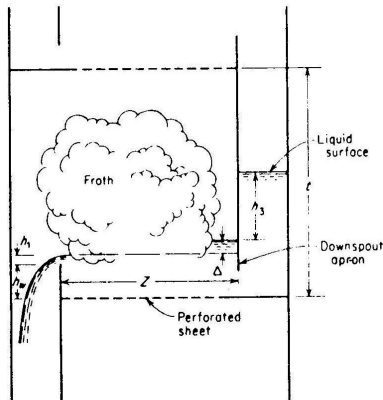
h_w : ارتفاع بند که معمولا ۵۰ میلیمتر در نظر می گیرند.

h_R : افت فشار مربوط به عوامل دیگر از جمله کشش سطحی

$$h_R = \frac{\Delta P_R g_c}{\rho_L g} \quad \Delta P_R = \frac{6\sigma}{d_p}$$

۱۰-۷-۱: بررسی پدیده طغیان در برج های سینی دار

در یک طراحی مطمئن سطح مایع صاف در مجرا نباید بیشتر از نصف فاصله دو صفحه باشد.



$$h_w + h_1 + h_3 + \Delta < \frac{t}{2}, \quad h_3 = h_G + h_2$$

Δ : گرادیان مایع

t : فاصله بین دو صفحه

h_G : افت فشار فاز گاز

h_1 : ارتفاع مایع روی بند

h_2 : افت فشار در محل ورود مایع به سینی

h_3 : ارتفاع مایع در ناودان

$$h_2 = \frac{3}{2g} \left(\frac{q}{A_{da}} \right)^2$$

A_{da} : سطح مقطع محل ریزش مایع یا سطح مقطع فضای آزاد بین انتهای محل ریزش و کف سینی

$$A_{da} = h_w \times w, \quad h'_w = h_w - 0.025$$

$$h_1 = 0.666 \left(\frac{q}{w} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{w}{w_{eff}} \right)^{\frac{2}{3}}$$

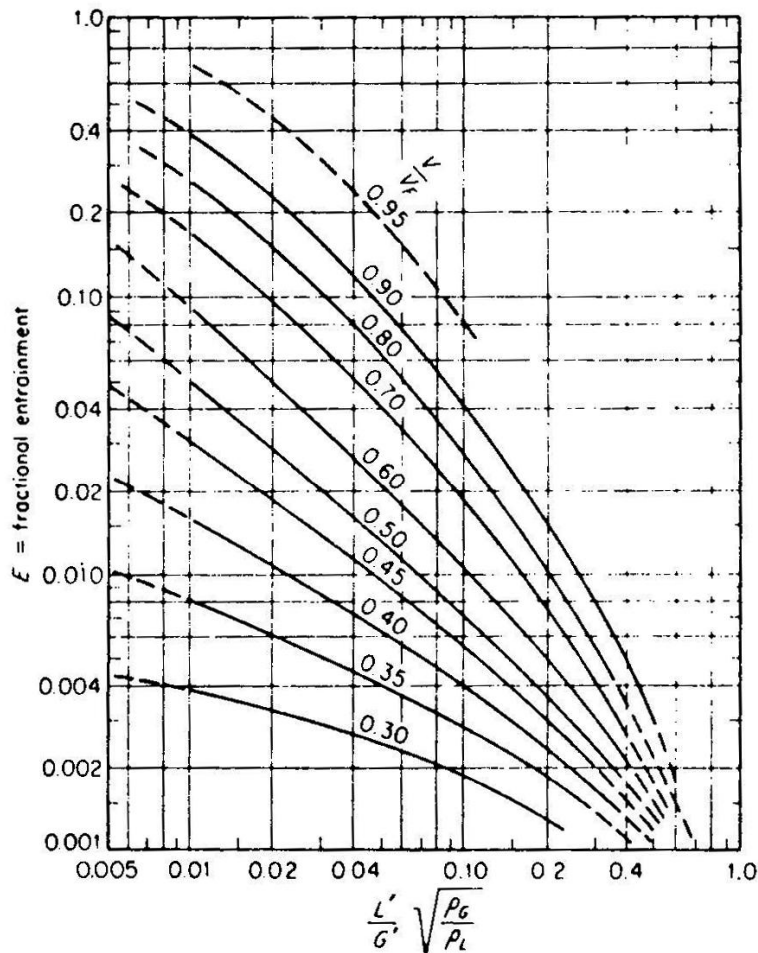
حل با حدس و خطا

$$\left(\frac{w_{eff}}{w} \right)^2 = \left(\frac{T}{w} \right)^2 - \left\{ \left[\left(\frac{T}{w} \right)^2 - 1 \right]^{0.5} + \frac{2h_1}{T} \times \frac{T}{w} \right\}^2$$

ابتدا h_1 را حدس زده $\frac{w}{w_{eff}}$ را محاسبه نموده و سپس مجدداً h_1 را محاسبه نموده و نهایتاً h_1 ها را با یکدیگر مقایسه می‌نماییم.

۱۰-۷-۲: بررسی میزان ماندگی مایع در گاز

میزان ماندگی مایع در فاز گاز با استفاده از نمودار (۱۰-۱۵) محاسبه می‌شود:



شکل (۱۰-۱۵): تخمین میزان ماندگی مایع در فاز گاز

۸-۱۰: مراحل طراحی برج های آکنه

۱- محاسبه دبی های جرمی گاز و مایع گذرنده از برج

$$\dot{m}_G = Q \cdot \rho_G \quad \text{دبی جرمی گاز}$$

$$\rho_G = \frac{M_w \cdot P}{RT} \quad M_w = \sum y_i M_i \quad \text{جرم مولکولی متوسط گاز}$$

$$\dot{m}_G = \text{دبی مولی گاز} \left(\frac{\text{kmol}}{\text{sec}} \right) \times M_w$$

$$\dot{m}_L = \text{دبی جرمی مایع ورودی به برج} + \text{دبی جرمی گاز ورودی} \times Y \quad \text{دبی مولی گاز} \times (M_w)_A$$

از داده های مسئله ρ_L :

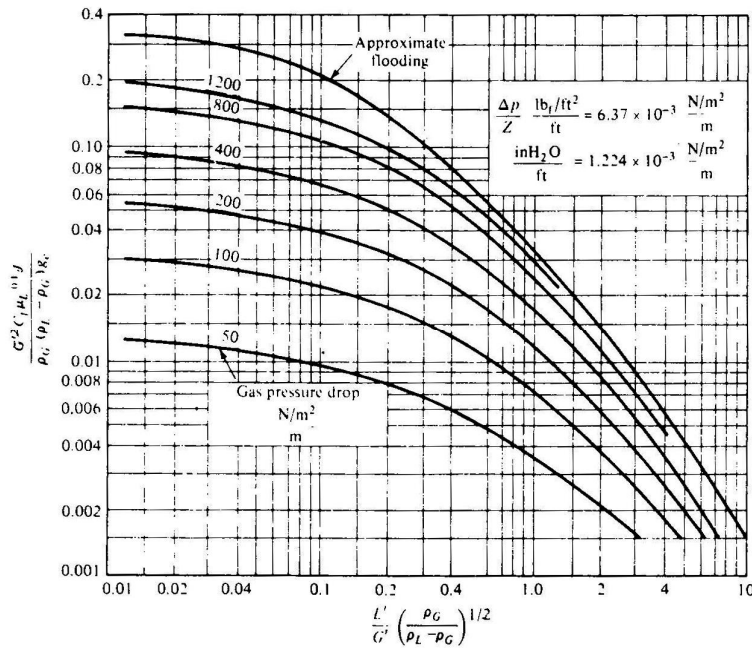
۲- محاسبه قطر برج

$$A = \frac{\dot{m}_G}{G'}$$

$$G' : \text{سرعت جرمی } (\rho V)_G$$

$$\dot{m}_G : \text{دبی جرمی گاز ورودی}$$

ابتدا پارامتر مشخصه جریان در برج آکنه را از نمودار (۱۰-۱۶) محاسبه می کنیم.



شکل (۱۰-۱۶): تخمین پارامتر مشخصه جریان در برج آکنه

$$\text{پارامتر مشخصه جریان در برج} \quad \frac{L'}{G'} \left[\frac{\rho_G}{\rho_L - \rho_G} \right]^{0.5}, \quad \frac{L'}{G'} = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_G}$$

با توجه به پارامتر مشخصه جریان به دست آمده در برج، به ازاء افت فشار معین گاز در هر متر از برج آکنه، از نمودار (۱۰-۱۶) مقدار پارامتر $\frac{G'^2 C_f \mu_L^{0.1} J}{\rho_G (\rho_L - \rho_G) g_c}$ را بدست می آوریم. از پارامتر بدست آمده مقدار G' را بدست می آوریم تا قطر برج محاسبه شود.

C_f : ضریب مشخصه پرکن که از جدول (۶-۳) بدست می آید.
 J : که در سیستم SI برابر ۱ و در سیستم انگلیسی برابر ۱/۵۰۲ است.

۳- محاسبه افت فشار گاز

$$\Delta P_t = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

ΔP_1 : افت فشار بستر مرطوب به ازاء هر متر از عمق پرکن ها که معمولا ستون های جذب و دفع برای افت فشار فاز گاز بین ۲۰۰ الی ۴۰۰ $\frac{N}{m^2}$ به ازاء هر متر از عمق پرکن ها طراحی می شوند.

ΔP_2 : افت فشار مربوط به جریان عبور فاز گاز از داخل ستون آکنه در حالتیکه جریان مایع از بالای برج نداشته باشیم:

$$\frac{\Delta P_2}{Z} \cdot \frac{g_c \cdot \varepsilon^3 \cdot d_p \cdot \rho_G}{(1-\varepsilon)G'^2} = \frac{150(1-\varepsilon)}{Re} + 1.75 \quad \text{رابطه ارگام}$$

$$\frac{\Delta P}{Z} = C_D \frac{G'^2}{\rho_G} \quad \text{رابطه تجربی}$$

مقادیر CD از جدول (۱۰-۹) بدست می آید.

مقدار G' (سرعت جرمی گاز) را باید برای حالت عبور از آکنه های خشک محاسبه کرد. در این حالت باید G' را برای گاز عاری از جزء A محاسبه کرد.

$$G' = \frac{\dot{m}_G}{A} = \left\{ \dot{m}_G - (\text{ورودی } Y) \left(\frac{kmol}{sec} \right) \times (M_w)_A \right\} / A \quad (\text{سطح مقطع برج})$$

جدول (۱۰-۹): مشخصات پرکن های نامنظم

Packing	Nominal size, mm (in)										
	6 (1/4)	9.5 (3/8)	13 (1/2)	16 (5/8)	19 (3/4)	25 (1)	32 (1 1/4)	38 (1 1/2)	50 (2)	76 (3)	89 (3 1/2)
Raschig ring											
Ceramic:											
Wall thickness, mm	0.8	1.6	2.4	2.4	2.4	3	4.8	4.8	6	9.5	
C_f	1600	1000	580	380	255	155	125	95	65	37	
C_D			909	749	457	301		181.8	135.6		
ε	0.73	0.68	0.63	0.68	0.73	0.73	0.74	0.71	0.74	0.78	
$\rho_p, m^3/m^3 (ft^3/ft^3)$	787 (240)	508 (155)	364 (111)	328 (100)	262 (80)	190 (58)	148 (45)	125 (38)	92 (28)	62 (19)	
Metal:											
0.8-mm wall:											
C_f	700	390	300	170	155	115					
ε	0.69		0.84		0.88	0.92					
$\rho_p, m^3/m^3 (ft^3/ft^3)$	774 (236)		420 (128)		274 (83.5)	206 (62.7)					
1.6-mm wall:											
C_f			410	290	220	137	110	83	57	32	
C_D			688	431	485	304		172.9	133.5		
ε			0.73		0.78	0.85	0.87	0.90	0.92	0.95	
$\rho_p, m^3/m^3 (ft^3/ft^3)$			387 (118)		236 (71.8)	186 (56.7)	162 (49.3)	135 (41.2)	103 (31.4)	68 (20.6)	

Pall rings											
Plastic:											
C_f				97		52		40	25		16
C_D				207		105.2		61.8	47.5		23.9
ϵ				0.87		0.90		0.91	0.92		0.92
$a_p, m^2/m^3 (ft^2/ft^3)$				341 (104)		206 (63)		128 (39)	102 (31)		85 (26)
Metal:											
C_f				70		48		28	20		16
C_D				133.4		95.5		56.6	36.5		
ϵ				0.93		0.94		0.95	0.96		
$a_p, m^2/m^3 (ft^2/ft^3)$				341 (104)		206 (63)		128 (39)	102 (31)		
Flexirings:											
C_f				78		45		28	22		18
ϵ				0.92		0.94		0.96	0.96		0.97
$a_p, m^2/m^3 (ft^2/ft^3)$				345 (105)		213 (65)		131 (40)	115 (35)		92 (28)
Hy-pak:‡											
C_f						45			18	15	
C_D						88.1			28.7	26.6	
ϵ						0.96			0.97	0.97	

Packing	Nominal size, mm (in)										
	6 (½)	9.5 (¾)	13 (½)	16 (¾)	19 (¾)	25 (1)	32 (1¼)	38 (1½)	50 (2)	76 (3)	89 (3½)
Berl saddles											
Ceramic:											
C_f	900		240		170	110		65	45		
C_D			508		295	184					
ϵ	0.60		0.63		0.66	0.69		0.75	0.72		
$a_p, m^2/m^3 (ft^2/ft^3)$	899 (274)		466 (142)		269 (82)	249 (76)		144 (44)	105 (32)		

Intalox saddles											
Ceramic:											
C_f	725	330	200		145	98		52	40	22	
C_D			399		256	241.5		96.2	71.3	40.6	
ϵ	0.75		0.78		0.77	0.775		0.81	0.79		
$a_p, m^2/m^3 (ft^2/ft^3)$	984 (300)		623 (190)		335 (102)	256 (78)		195 (59.5)	118 (36)		
Plastic:											
C_f						33			21	16	
C_D						96.7			56.5	30.1	
ϵ						0.91			0.93	0.94	
$a_p, m^2/m^3 (ft^2/ft^3)$						207 (63)			108 (33)	89 (27)	

Super Intalox											
Ceramic:‡											
C_f						60			30		
C_D						123			63.3		
ϵ						0.79			0.81		
$a_p, m^2/m^3 (ft^2/ft^3)$						253 (77)			105 (32)		
Plastic:‡											
C_f						33			21	16	
C_D						79.5			53.5	30.1	
ϵ						0.90			0.93	0.94	
$a_p, m^2/m^3 (ft^2/ft^3)$						207 (63)			108 (33)	89 (27)	

Tellerettes											
Plastic:											
C_f						40			20	67-mm	95-mm (R)
ϵ						0.87			0.93	0.93	0.92
$a_p, m^2/m^3 (ft^2/ft^3)$						180 (55)			112 (34)	112 (34)	

لیست برنامه های کامپیوتری برای محاسبات طراحی برج ها مطابق جدول زیر است:

جدول (۱۰-۱): مشخصات برنامه های کامپیوتری برای محاسبات طراحی برج ها

Machine	Name of System	Description
P/C	FLEX PC	Flexi tray design / rating
	SIEV PC	Sieve tray design / rating
	BCAPPC	Bubble cap tray design / rating
	FRI Sieve Tray Rating Program	Sieve tray rating by FRI method
	FRI Dualflow Tray Rating Program	Dualflow tray rating by FRI method
	FRI Bubble Cap Tray Rating Program	Bubble cap tray rating by FRI method
	FRI Packed Bed Rating Program	Packed Bed rating by FRI method
	Norton Packed Tower Design Program	Packed Tower rating with Norton packing or ordinary packing
	Koch Tower Design Program	Tower rating with koch packing & tray

تمرین ۱

هدف طراحی برجی مجهز به سینی های مشبک جهت جداسازی یک محلول آنیلین-آب توسط بخار آب در دمای ۹۸/۵ درجه سانتیگراد و فشار ۷۴۵ میلیمتر جیوه مطلق است. شرایط در بالای برج به شرح زیر است :

مایع :

- ترکیب نسبی = ۷٪ وزنی آنیلین
- شدت = ۶/۳ کیلوگرم بر ثانیه = ۵۰۰۰۰ پاوند بر ساعت
- جرم ویژه (جرم حجمی) = ۹۶۱ کیلوگرم بر متر مکعب = ۶۰ پاوند بر فوت مکعب
- ویسکوزیته = ۰/۳ سانتی پواز = $\frac{kg}{m.s} \times 10^{-4} \times 3$
- کشش سطحی = ۰/۰۵۸ نیوتن بر متر
- ضریب نفوذ آنیلین = $\frac{m}{s} \times 10^{-10} \times 52$

بخار:

- ترکیب نسبی = ۳/۶٪ مولی آنیلین
- شدت جریان = ۳/۱۵ کیلوگرم بر ثانیه = ۲۵۰۰۰ پاوند بر ساعت
- ضریب نفوذ آنیلین = $\frac{m}{s} \times 10^{-5} \times 1/261$
- نتایج تعادل نشان می دهد که در این غلظت $m=0/0636$ است.

الف) سینی مناسبی با جریان های متقاطع طراحی کنید. جزئیات ضروری یعنی اندازه و آرایش سوراخ ها، قطر برج، فواصل سینی ها، طول و ارتفاع بند، بست مجرای مایع (ناودان)، افت فشار گاز، ارتفاع مایع در مجرا و شدت حمل آن توسط گاز را ذکر کنید. برج را از نظر ریزش قطرات مایع weeping کنترل نمایید.

ب) بازده سینی را برای طراحی قسمت الف تخمین بزنید.

حل:

جرم مولکولی آنیلین = 93، جرم مولکولی آب = 18 است جرم مولکولی متوسط گاز عبارت است از:

$$\bar{M}_G = 0.036(93) + 0.964(18) = 20.7 \text{ kg/kmol}$$

$$\rho_G = \frac{20.7}{22.41} \frac{273}{273 + 98.5} \frac{745}{760} = 0.665 \text{ kg/m}^3 = \text{جرم حجمی گاز}$$

$$Q = \frac{3.15}{0.665} = 4.737 \text{ m}^3/\text{s} = \text{شدت حجمی بخار}$$

$$\rho_L = 961 \text{ kg/m}^3 = \text{جرم حجمی مایع}$$

$$\bar{M}_L = \frac{100}{7/93 + 93/18} = 19.08 \text{ kg/kmol}$$

$$q = \frac{6.3}{961} = 6.556 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = \text{شدت حجمی مایع}$$

منافذ: قطر هر منفذ $d_o = 4.5 \text{ mm}$ انتخاب می شود و منافذ با آرایش مثلثی و فاصله مراکز منافذ 13mm در نظر گرفته می شود. ضخامت صفحه 2mm انتخاب می شود.

$$\frac{A_o}{A_s} = 0.907 \left(\frac{d_o}{p'} \right)^2 \Rightarrow \frac{A_o}{A_s} = 0.907 \left(\frac{0.0045}{0.013} \right)^2 = 0.1087$$

قطر برج: با فرض اینکه فاصله در صفحه از همدیگر $t = 0.6 \text{ m}$ باشد داریم:

$$\frac{L'}{G'} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} = \frac{q \rho_L}{Q \rho_G} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} = \frac{q}{Q} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.5} = \frac{6.556 \times 10^{-3}}{4.737} \left(\frac{961}{0.665} \right)^{0.5} = 0.0526$$

با استفاده از جدول (۶-۲):

$$\alpha = 0.0744(0.6) + 0.01173 = 0.05637$$

$$\beta = 0.0304(0.6) + 0.015 = 0.03324$$

چون $L'/G' (\rho_G/\rho_L)^{0.5}$ کوچکتر از 0.1 است بنابراین در معادله (۶-۳) به جای آن از مقدار 0.1 استفاده می شود کشتش سطحی

برابر $\sigma = 0.058 \text{ N/m}$ است پس:

$$C_F = \left[\alpha \log \frac{1}{(L'/G') (\rho_G/\rho_L)^{0.5}} + \beta \right] \left(\frac{\sigma}{0.020} \right)^{0.2}$$

$$\Rightarrow C_F = \left[0.05637 \log \frac{1}{0.1} + 0.03324 \right] \left(\frac{0.058}{0.020} \right)^{0.2} = 0.1109$$

$$V_F = C_F \left(\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G} \right)^{0.5} \Rightarrow V_F = 0.1109 \left(\frac{961 - 0.665}{0.665} \right)^{0.5} = 4.214 \text{ m/s}$$

سرعت گاز را 75 درصد سرعت طغیان در نظر می گیریم. $V = 0.75(4.214) = 3.161 \text{ m/s}$ که بر مبنای A_n است.

$$A_n = \frac{Q}{V} = \frac{4.737}{3.161} = 1.498 \text{ m}^2$$

طول بند را 65 درصد قطر سینی انتخاب می‌کنیم $W = 0.65 T$ با توجه به جدول (۶-۱) سطح اشغال شده توسط یک مجرای ریزش مایع در این حالت 6.899 درصد از سطح کل صفحه خواهد بود.

$$A_t = \frac{1.498}{1 - 0.06899} = 1.609 \text{ m}^2$$

$$T = \left[\frac{4(1.609)}{\pi} \right]^{1/2} = 1.43 \text{ m یا } 1.45 \text{ m}$$

سطح تصحیح شده برابر خواهد بود با :

$$A_t = \frac{\pi(1.45)^2}{4} = 1.651 \text{ m}^2$$

$$W = 0.65 (1.45) = 0.9425 \text{ m}$$

$$A_d = 0.06899(1.6513) = 0.114 \text{ m}^2$$

$$A_s = A_t - 2A_d - (\text{سطح اشغال شده توسط محافظ صفحه + سطوح تلف شده کناری})$$

مانند طراحی انجام شده در مثال کتاب اگر پهنای حلقه‌های محافظ 40mm و پهنای ستونهای بین مجاری ریزش مایع و مناطق تفکیک و توزیع 50 mm باشد مجموعاً سطحی برابر 0.222 m^2 خواهیم داشت یعنی :

$$0.222 \text{ m}^2 = \text{سطح اشغال شده توسط محافظ صفحه + سطوح تلف شده کناری}$$

$$A_s = 1.6513 - 2(0.114) - 0.222 = 1.601 \text{ m}^2$$

حال باید شرط $\frac{q}{T} < 0.015 \text{ m}^3/\text{ms}$ را بررسی کنیم.

$$\frac{q}{T} = \frac{6.556 \times 10^{-3}}{1.45} = 0.00452 < 0.015 \quad (\text{قابل قبول است})$$

ارتفاع قوس مایع روی بند h_1 و ارتفاع بند h_w :

$$\text{فرض می‌کنیم } h_1 = 25 \text{ m} = 0.025 \text{ m}$$

$$\frac{h_1}{T} = \frac{0.025}{1.45} = 0.017, \quad \frac{T}{W} = \frac{1}{0.65} = 1.538$$

$$\left(\frac{W_{eff}}{W} \right)^2 = \left(\frac{T}{W} \right)^2 - \left\{ \left[\left(\frac{T}{W} \right)^2 - 1 \right]^{0.6} + \frac{2h_1}{T} \frac{T}{W} \right\}^2$$

$$\left(\frac{W_{eff}}{W} \right)^2 = (1.538)^2 - \left\{ \left[(1.538)^2 - 1 \right]^{0.6} + 2(0.017)(1.538) \right\}^2 = 0.875$$

$$\Rightarrow \left(\frac{W_{eff}}{W} \right) = 0.935$$

$$h_1 = 0.666 \left(\frac{q}{W} \right)^{2/3} \left[\frac{W}{W_{eff}} \right] \Rightarrow h_1 = 0.666 \left(\frac{6.556 \times 10^{-3}}{0.9425} \right)^{2/3} (0.935) = 0.0227$$

محاسبه را با $h_1 = 0.0227$ تکرار می‌کنیم.

$$(معادله ۶-۳۴) \Rightarrow \frac{W_{eff}}{W} = 0.9344$$

$$(معادله ۶-۳۳) \Rightarrow h_1 = 0.021 \text{ m} \quad (\text{قابل قبول})$$

ارتفاع بند را $h_w = 50 \text{ mm} = 0.05 \text{ m}$ در نظر می‌گیریم.

لغجه فشار گذار در سپتی خشکه h_D :

$$C_o = 1.09 \left(\frac{d_o}{1} \right)^{0.25} \Rightarrow C_o = 1.09 \left(\frac{0.0045}{0.002} \right)^{0.25} = 1.335$$

$$A_o = 0.1087 A_n = 0.1087 (1.601) = 0.1740 \text{ m}^2$$

$$V_o = \frac{Q}{A_o} = \frac{4.737}{0.174} = 27.22 \text{ m/s}$$

$$\mu_G = 1.25 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

$$Re = \frac{d_o V_o \rho_G}{\mu_G} = \frac{0.0045 (27.22) (0.665)}{1.25 \times 10^{-5}} = 6517$$

عدد رینولدز برای منافذ:

$$\Rightarrow f \approx 0.009$$

$$\frac{2h_D g \rho_L}{V_o^2 \rho_G} = C_o \left[0.4 \left(1.25 - \frac{A_o}{A_n} \right) + \frac{4lf}{d_o} + \left(1 - \frac{A_o}{A_n} \right)^2 \right]$$

$$\frac{2h_D (9.81) (961)}{(27.22)^2 (0.665)} = 1.335 \left[0.4 \left(1.25 - \frac{0.174}{1.498} \right) + \frac{4(0.002)(0.009)}{0.0045} + \left(1 - \frac{0.174}{1.498} \right)^2 \right]$$

$$\Rightarrow h_D = 0.0436 \text{ m}$$

ارتفاع مایع معادل در روی سپتی h_L :

$$V_n = \frac{Q}{A_n} = \frac{4.737}{1.601} = 2.96 \text{ m/s}$$

$$z = \frac{T + W}{2} = \frac{1.45 + 0.9425}{2} = 1.196 \text{ m}$$

$$h_L = 6.10 \times 10^{-3} + 0.725 h_w - 0.238 h_w V_n \rho_G^{0.5} + 1.225 \frac{4}{2}$$

$$\Rightarrow h_L = 6.10 \times 10^{-3} + 0.725 (0.05) - 0.238 (0.05) (2.96) (0.665)^{0.5} + 1.225 \left(\frac{6.556 \times 10^{-3}}{1.196} \right) = 0.0203 \text{ m}$$

افس فشار مربوط به مولمل دیگر h_R :

$$h_R = \frac{6 \sigma g_c}{\rho_L d_o g} \Rightarrow h_R = \frac{6(0.058)(1)}{961(0.0045)(9.81)} = 0.0082 \text{ m}$$

کل افس فشار فاز گاز h_G :

$$h_G = h_D + h_L + h_R = 0.0436 + 0.0203 + 0.0082 = 0.0721 \text{ m}$$

افس فشار مایع در هنگام ورود به سینی h_2 :

لبه مجرای ریزش مایع را به فاصله $0.025 \text{ m} = 0.025 \text{ m} - h_w$ بالاتر از سینی قرار می‌دهیم.

سطح زیر این لبه برابر خواهد بود با: $0.025 W = 0.025(0.9425) = 0.0236 \text{ m}^2$ چون این سطح کوچکتر از سطح

$$A_{ds} = 0.0236 \text{ m}^2 \quad \text{است پس} :$$

$$h_2 = \frac{3}{2g} \left(\frac{q}{A_{ds}} \right)^2 \Rightarrow h_2 = \frac{3}{2(9.81)} \left(\frac{6.556 \times 10^{-3}}{0.0236} \right)^2 = 0.0118 \text{ m}$$

افس فشار مایع در محل ریزش بین دو سینی h_3 :

$$h_3 = h_G + h_2 \Rightarrow h_3 = 0.0721 + 0.0118 = 0.0839 \text{ m}$$

بررسی پدیده طغیان :

$$h_w + h_1 + h_3 = 0.05 + 0.021 + 0.0839 = 0.1549 \text{ m}$$

چون عدد بدست آمده در فوق کوچکتر از کمیت $t/2 = 0.6/2 = 0.3 \text{ m}$ است پس t انتخاب شده قابل قبول است.

ماندگی مایع در گاز :

$$\frac{V}{V_F} = 0.75 \quad , \quad \frac{L'}{G'} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} = 0.0526$$

$$E = 0.05$$

در نتیجه مقدار مایمی که به سبب ماندگی در گاز در بین دو سینی گردش می‌کند بسیار کم بوده و اثرش بر روی هیدرولیک سینی‌ها ناچیز است.

تمرین ۲

هدف طراحی یک برج جذب پر شده جهت جداسازی بنزن از مخلوط بنزن-ازت با جریان متقابل نفت سفید است. شرایط بقرار زیر است :

- گاز ورودی ۱/۵ متر مکعب بر ثانیه، محتوی ۵٪ مولی بنزن در ۲۵ درجه سلسیوس و فشار 1.0×10^5 نیوتن بر متر مربع است.
- گاز خروجی ازت تقریباً خالص است.
- مایع ورودی ۴ کیلو گرم بر ثانیه با جرم حجمی ۸۰۰ کیلوگرم بر متر مکعب می باشد.
- ویسکوزیته مایع برابر 0.0023 کیلوگرم بر متر ثانیه است.
- پرکن ها از نوع حلقه پال فلزی ۵۰ میلیمتری انتخاب می شود و قطر برج به نحوی تعیین می گردد که افت فشار گاز در هر متر از ارتفاع برابر ۴۰۰ نیوتن بر متر مربع در برج کاملاً خیس باشد.

الف) قطر برج را محاسبه کنید.

ب) فرض کنید که در قطر انتخاب شده ۶ متر از ارتفاع پر شده برج در معرض جریان مایع قرار گیرد و یک متر از پرکن های خشک در بالای ورودی مایع واقع شده و نقش جدا کننده گاز از مایع را داشته باشد. افت فشار کل گاز را محاسبه نمایید.

حل:

$$\bar{M}_G = 0.05(78) + 0.95(28) = 30.5 \text{ kmol/kg}$$

شدت گاز ورودی :

$$1.5 \frac{273}{298} \frac{110}{101.3} \frac{30.5}{22.41} = 0.0666 \text{ kmol/s}$$

یا

$$30.5(0.0666) = 2.0313 \text{ kg/s}$$

$$\rho_G = \frac{2.0313}{1.5} = 1.354 \text{ kg/m}^3$$

$$0.05(0.0666)(78) = 0.2597 \text{ kg/s}$$

اگر فرض کنیم تمام بنزن جذب شده است :

$$\text{شدت مایع خروجی} = 4 + 0.2597 = 4.2597 \text{ kg/s}$$

$$\frac{L'}{G'} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L - \rho_G} \right)^{1/2} = \frac{4.2597}{2.0313} \left(\frac{1.354}{800 - 1.354} \right)^{1/2} = 0.0863$$

با استفاده از شکل ۳۴-۶ و برای افت فشار $400 \text{ (N/m}^2\text{)/m}$ داریم:

$$\frac{G'^2 C_F \mu_L^{0.1} J}{\rho_G (\rho_L - \rho_G)} = 0.069$$

برای پرکن از نوع حلقه پال فلزی میلی‌متری از جدول (۳-۶) : $C_F = 20$

$$G' = \left[\frac{0.069 \rho_G (\rho_L - \rho_G)}{C_F \mu_L^{0.1} J} \right]^{0.5} = \left[\frac{0.069 (1.354) (800 - 1.354)}{20 (0.0023)^{0.1} (1)} \right]^{0.5} = 2.617$$

$$A = \frac{G}{G'} = \frac{2.0313}{2.617} = 0.776 \text{ m}^2 \Rightarrow T = \left[\frac{4(0.776)}{\pi} \right]^{1/2} = 0.994 \text{ m} \approx 1 \text{ m}$$

اگر قطر برج را برابر 1m انتخاب کنیم سطح مقطع برابر 0.785 m^2 خواهد بود.

(ب)

برای 6 متر از پرکن مرطوب افت فشار تقریباً $2400 \text{ N/m}^2 = 400(6)$ می‌شود.

$$G' = \frac{2.0313 - 0.2597}{0.785} = 2.257 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \quad \text{شدت گاز برای پرکن خشک :}$$

$$p_G = 1.1 \times 10^5 - 2400 = 107600 \text{ N/m}^2 \quad \text{فشار گاز ورودی بر پرکن خشک :}$$

$$\rho_G = \frac{28}{22.41} \frac{273}{298} \frac{107600}{110000} = 1.1196 \text{ kg/m}^3$$

از جدول ۳-۶ برای پرکن مورد نظر: $C_D = 36.5$

شدت گاز برای پرکن خشک عبارت است از :

$$G' = \frac{2.0313 - 0.2597}{0.785} = 2.257 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\frac{\Delta p}{z} = C_D \frac{G'^2}{\rho_G} \Rightarrow \frac{\Delta p}{z} = 36.5 \frac{(2.257)^2}{1.1196} = 166 \text{ pa/m}$$

$$\Delta p = 1(166) = 166 \text{ pa} \quad \text{برای یک متر از پرکن خشک :}$$

$$\Delta p_t = 2400 + 166 = 2566 \text{ pa} \quad \text{کل افت فشار فاز گاز :}$$