بسمه تعالی

فهرست مندرجات

عنوان	صفحه
پیش گفتار :	۲- ۲
بخش اول : تاریخچه کمپرسورها	۳- ۸
بخش دوم : ترمودینامیک گازها و فرآیندهای تراکم در کمپرسورها	۹- ۲۱
بخش سوم : دسته بندی کمپرسورها	۲۲- ۲۷
بخش چهارم : کمپرسورهای تناوبی	۲۸- ٦٥
بخش پنجم : کمپرسورهای دورانی	٦٦- ۸۲
بخش ششم : کمپرسورهای گریز ازمرکز	۸۳- ۱۰٦
بخش هفتم : روانکاری کمپرسورها	۱۰۷- ۱۲۲
بخش هشتم : خشک کردن گازها	۱۲۳- ۱۳٥
مراجع :	۱۳٦- ۱۳٦

پیش گفتار:

کمپرسور به ماشینی اطلاق می‌شود که از آن برای افزایش فشار سیالات تراکم پذیر (گازها و بخارات) استفاده می‌شود. کمپرسور در رفاه زندگی بشری و گسترش صنایع از آنچنان اهمیتی برخوردار بوده بنحوی که امروزه اصطلاحاً آن را اسب بارکش (Work Horse)) صنایع می‌نامند.

با گسترش صنایع که از نیمه دوم قرن نوزدهم شروع گردید و با رشدی شتابان قرن بیستم را پشت سر گذاشت، باید انتظار داشت که این ماشین پرارزش نقش مهمتری را در قرنی که بتازگی شروع شده در رفاه بشر و توسعه صنایع بعهده داشته باشد. در اهمیت کمپرسورها همین بس که دامنه بکارگیری از آن در شاخه‌های مختلف صنایع، پزشکی، لوازم خانگی و غیره بسرعت در حال توسعه بوده، بطوری که امروزه حضور آن در جای جای جوامع بشری بشدت بچشم می‌خورد که عمده ترین آنها عبارتند از وسائل خانگی (یخچال، فریزر، کولر گازی، جاروبرقی)، تجهیزات پزشکی (دریل‌های دندانپزشکی، هوای مورد استفاده در بیمارستانها) صنایع هواپیمائی (تأمین هوای فشرده برای موتور توربین) و صنایع (تامین هوای فشرده برای سیستم‌های پنوماتیکی، میعان گازها، ذخیره سازی گاز و...).

شرایط بهره برداری از کمپرسورها در صنایع از چنان دامنه وسیعی برخوردار است که امروزه انواع مختلف کمپرسورها در ظرفیت‌های مختلف و از فشار مکش بسیار کم (خلاءِ) تا فشار دهش بسیار زیاد (بیش از ۶۰۰۰ بار) بکارگرفته می‌شود. اهمیت ویژه کمپرسورها و نقش مستقیم آن در عملکرد واحدهای تولیدی و صنعتی مؤلف را بر آن داشت تا این مجموعه را تهیه و در اختیار خوانندگان محترم قرار دهد. در بخش اول تاریخچه کمپرسورها و اصطلاحات رایج مربوط به آن مورد اشاره قرار می‌گیرد. بخش دوم به ترمودینامیک گازها و فرآیندهای تراکم در کمپرسورها اختصاص داده شده است. در بخش سوم دسته بندی انواع کمپرسورها و ویژگیهای عمومی آنها مورد بررسی قرار می گیرد. در بخش چهارم کمپرسورهای تناوبی، بخش پنجم کمپرسورهای دورانی و بخش ششم کمپرسورهای گریز ازمرکز مورد بررسی قرار گرفته و به ویژگیهای هر یک از آنها شاره خواهد شد. بخش هفتم به بررسی روش‌های روانکاری و روانکارهای مناسب در انواع کمپرسورها اختصاص داده شده است. با توجه به مشکلات ناشی از حضور رطوبت در گازها، روش‌های رطوبت زدائی در بخش هشتم شرح داده خواهند شد. هرچند که عیب یابی و تعمیر و نگهداری کمپرسورها از موضوعات مورد علاقه کارشناسان و تکنسین‌های صنایع می‌باشد ولی بلحاظ موضوعی ترجیح داده شدکه این امر در مجموعه ای جداگانه تدوین ودراختیار خوانندگان محترم قرارداده شود.

احمد کاویانی

مهر ۱۳۸٤

فصل اول:
تاریخچه کمپرسورها و اصطلاحات رایج در آن

۱-۱-تاریخچه کمپرسورها:

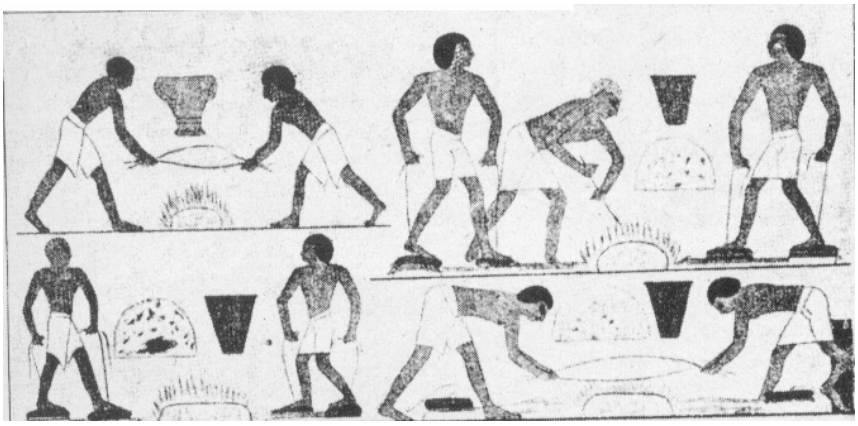
بسیاری از پیشرفتهای تکنولوژی امروزی اقتباس تکامل یافته ای ازدستاوردهای مراحل نخستین زندگی بشر می‌باشند. به عنوان مثال، اولین مورد استفاده ازهوای فشرده مربوط به زمانی است که انسان نخستین بادمیدن به کنده‌های نیم سوزی که براثر صاعقه بوجود آمده بود، آتش را روشن نگه می‌داشت.

هوای مورد نیاز برای دمیدن راشش‌های وی که کمپرسوری خدادادی بامشخصات شگفت انگیز است، تأمین می‌کرد.شش‌های انسان عادی قادر است ۱۰۰ لیتر در دقیقه ویاشش مترمکعب درساعت با فشاری معادل ۰,۰۸-۰,۰۲ بار تأمین کند. درصورت سالم بودن، این کمپرسور اولیه انسانی به نحو شایسته وبدون رقیب وبی وقفه کارکرده وهزینه نگهداری وتعمیرات آن درحد صفر می‌باشد.

اهمیت کیفی این کمپرسور طبیعی درروشن کردن اولین آتش است. چون اگر شش‌های انسان درانجام این امر مهم قاصر بود، بدون شک تمدن امروزی بشر مسیر دیگری راطی می‌کرد.

امادرسه هزارسال قبل ازمیلاد حضرت مسیح، زمانیکه بشر فلزاتی ازقبیل، طلا، مس، قلع وسرب راکه بصورت خالص درطبیعت وجود داشت کشف کرد وهمچنین پس ازگذشت چندی، هنگامیکه برای احیاءِ اکسید این فلزات،که درواقع اولین مواد خام برای استفاده فلزکاران جهت مصنوعات فلزی آن روز بود، احتیاج به عمل ذوب وتولید هوای فشرده برای ایجاد حرارت مورد نیاز راداشت. دراین هنگام کمپرسور انسانی یعنی شش‌ها دیگر قادر به تأمین هوای مورد نیاز نبودند. برای رفع این مشکل وایجاد دمای حدود یک هزار درجه سانتی گراد ازکمپرسورقوی تردیگری که آنهم به دست طبیعت ساخته شده بود، استفاده کرد.

باید توجه داشت که اختراع دمی (اولین کمپرسور مکانیکی) رابابد به عنوان تولدی تازه برای تولید هوای فشره به حساب آورد. این وسیله ودستگاه‌هائی که توسط چرخ دوارآبی کار می‌کردند، تادویست سال بعد بدون وقفه مورد استفاده قرارگرفتند.



(۱-۱): نمونه ای از دمی آهنگری مورد استفاده در مصر باستان

درحدود سال‌های ۱۷۰۰ میلادی حجم کوره‌های ذوب فلزات روبه افزایش گذاشت. ولی دستگاه‌های دمی موجود درآن زمان ازعهده انجام کارهای مربوط به گداخت این کوره‌ها برنمی آمدند.تاسرانجام درسال ۱۷۶۲ میلادی جان اسمیتون (John Smeaton) برای اولین بار سیلندر هوائی رااختراع کرد.این دستگاه هرچند بسیار ابتدائی بود ولی به هرصورت برای کوره‌های موجود مورد استفاده قرارگرفت. زیرا ساخت یک سیلندر دقیق وخوب برای تولید هوای فشرده درآن زمان امکان پذیر نبود.

وضعیت کار به همین منوال ادامه داشت تااینکه درسال ۱۷۷۶میلادی جان ویلکینسون (John Wilkinson) دستگاه ماشین تراشی برای ساختن توپ اختراع کردکه توسط آن می‌شد سیلندرهای دقیقی ازفولاد ریختگی راتراشید. اولین دستگاه هوای فشرده دقیق توسط ویلکینسون ساخته ودرکارگاهش نصب شد. این کمپرسور مکانیکی فقط قادر بود هوای فشرده ای بافشاری برابر یک بار تولید کند وتراکم بیش ازآن امکان پذیر نبود. چرا که در صورت افزایش فشار، دمای کمپرسور زیادشده وبندهاوتسمه‌های چرمی که به سوپاپ‌های چوبی اتصال داشتند تاب حرارت رانیاورده وازبین می‌رفتند.

اولین انتقال عظیم وموفق هوای فشرده هنگام تسریع در ساختمان تونل مونت سنیس (Mt.Ce Nis) درکوه‌های آلپ سویس صورت گرفت. این تونل پس ازتکمیل دارای دوریل وطولی برابر ۱۳/۶ کیلومتر بود. عملیات احداث تونل درسال ۱۸۵۷ بااستفاده ازچکش‌های دستی شروع شد. ولی باسرعتی که کارحفاری پیش می‌رفت، ساختن این تونل سی سال به طول می‌انجامید. بنابراین از روی ضرورت واجبار مدیران راه آهن تصمیم گرفتند ازچکش‌های بادی که با هوای فشرده با فشار ۶ آتمسفر کار می‌کردند استفاده کنند.

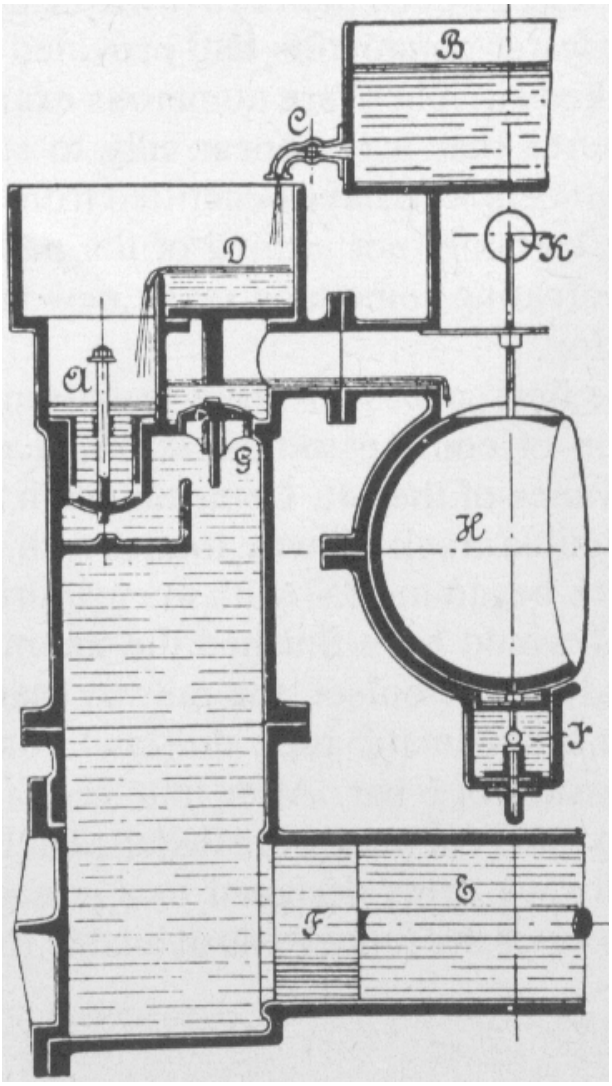
ساختن کمپرسورها چهارسال طول کشید ودردودهانه تونل نصب شد.درطول این مدت نیز چکش‌های بادی، توسط مهندس ارشد تونل‌ها جرمن سومیلر (Germain Sommeiller) طراحی شد تا مورد استفاده قرارگیرد. باید توجه داشت که مشکلات وگرفتاریهائی که درکاراین کمپرسورها وچکش‌های مربوطه به وجود آمد، باعث پیشرفتهای فراوانی در زمینه ساختمان کمپرسورها وچکش‌ها ی بعدی شد وفن حفاری تونل گامی بزرگ به سوی تکامل برداشت. لازم به توضیح است که هردو کمپرسور ازنوع خنک شونده آبی بودند، که آب برای خنک کردن هوای داخل سیلندرها استفاده می‌شد(شکل ۲-۱).

این طرح ظاهراً قدیمی، سعی وکوششی بود که درجهت تکامل وپیشرفت وتوسعه دمی‌های هوائی قبلی صورت گرفته بود.زیرا مهندسین وطراحان از بوجود آمدن یک دیواره حرارتی بین سیلندرها، سوپاپها، شیرها و دریچه‌ها که به صورت مشکل غیرقابل حلی جلوه گر می‌شد، بیم داشتند. خوشبختانه دردسرهای جدی ومتعدد این سوپاپها و دریچه‌ها که به صورت ظاهر شدن

فواره آب درآنها به سرعت بروز کرد، باعث به وجود آمدن تکنیک‌های جدید وماندنی به صورت پیستون‌های آبی شد.همچنین مشکلات موجود در اولین کوشش برای استفاده ازاین چکش‌های سنگ شکن در حدی بود که برای بهره برداری از ۹ دریل، ٥٤ عدد از آن در کارگاه در دست تعمیر بودند.

هنگامیکه دوگروه حفاری به یکدیگر رسیدند، تقریباً از ۷۰۰۰ متر لوله برای انتقال هوای فشرده‌ای که از دهانه‌ها تا قسمت اصلی حفاری کشیده شده بود، استفاده می‌شد. این اقدام نشان دادکه نیروی هوای فشرده تامسافت‌های دور نیز قابل انتقال واستفاده می‌باشد. اخبار مربوط به حفر تونل مونت سنیس درروزنامه‌ها ومجلات صنعتی چاپ شدومورد توجه اکثر مردم ومهندسین ودانشمندان درسراسر جهان قرارگرفت.

بحث وابراز عقیده ودادن راهکارهای لازم درباره امکانات ایجاد وساخت شبکه‌های انتقال نیروی هوای فشرده



(۲-۱): نمونه ای از اولین کمپرسور صنعتی

وتغذیه واستفاده صنایع وتجارت ازاین نیرو، رونق گرفت. در سال ۱۸۷۵ درنزدیکی منطقه ای صنعتی واقع درجنوب سوئد، بزرگترین کارخانه هیدروالکتریک (تولید نیروی برق ازآب) به قدرت اولیه ۳۶۰۰ kw وقابل توسعه تا ۱۳۰۰۰۰ kw برای تأمین نیروی لازم و به حرکت درآوردن کمپرسورهای تولید هوای فشرده ایجاد شد. ولی این پروژه موفقیت اقتصادی مطلوبی را در پی نداشت.

با استفاده از ابزارها و وسایل بادی، قدرت وشعاع عمل دست بشر، بدون آنکه ازمیزان حساسیت، دقت وانعطاف پذیری غیرقابل رقابتش کاسته شودبه مقدار قابل ملاحظه ای توسعه یافته وپیشرفت کرده است واین ضروری ترین مسئله ای است که درانجام کار باید صورت بگیرد. ابزارهای هوائی کم وزن، جمع وجور، بادوام، مطمئن ودقیق اند.کارکردن باآنها برای فرد ایجاد خستگی نکرده ودارای ایمنی بالایی می‌باشند.

هوای فشرده برای کنترل ونظارت، تنظیم از راه دور ونزدیک وانجام فرمان‌های متناوب وزمان دار وگاهی نیز همراه وهمزمان وهماهنگ باسیستم‌های هیدرولیکی، الکتریکی والکترونیکی برای انجام مقاصد مورد نظر، درخدمت بشردرآمده است.

باگسترش چشمگیری که در نیمه دوم قرن نوزدهم برای صنایع به وقوع پیوست، تولید انبوه محصولات وضرورت دستیابی به دبی وفشار بالاتر ومحدودیت‌هائی که کمپرسورهای تناوبی در دبی زیاد دارند باعث شد تا صنعتگران مجبور شوند در فکر طراحی وساخت انواع جدیدتری ازکمپرسورها باشند.

هرچند که کمپرسورهای تناوبی ازنظر قابلیت دستیابی به فشار بالا و راندمان هنوز هم مناسب ترین کمپرسورها می‌باشند ولی بالا بودن قیمت اولیه، محدودیت دستیابی به دبی زیاد، پائین بودن قابلیت اعتماد، توقف‌های ناخواسته همراه با بالابودن هزینه‌های تعمیرات عملاً باعث گردید تا این کمپرسورها قادر به تأمین تمامی نیازهای صنایعی که بارشدی شتابان درحال گسترش بودند نباشد. به همین خاطر ازاواخر دهه ۱۸۶۰ نسل جدیدی ازکمپرسورها که درحین دارابودن بسیاری از ویژگیهای مطلوب کمپرسورهای تناوبی، قادر به تراکم و جابجا کردن حجم وسیعتری ازگاز بودند ابداع گردید که به لحاظ ماهیت رفتار ظاهری به کمپرسورهای دورانی (Rotary) معروف شدند.

کمپرسورهای گوشواره ای (Lobe) رامی توان اولین نمونه ازکمپرسورهای دورانی دانست که تولید آن ازدهه ۱۸۶۰ شروع گردید. دراواخر قرن نوزدهم شرکت Rootsنمونه ای ازدمنده فوق راکه دارای گوشوارهائی به قطر ۷/۵ متر بودند برای تهویه معادن بکار گرفت که قادر بود ۱۷٤۰۰۰ مترمکعب درساعت هوارا جهت تهویه به داخل تونل‌های معدنی بفرستد. قابلیت‌های این دمنده آنچنان بالا بود که بنام شرکت سازنده (Roots) معروف گردیدوهنوز هم در بسیاری

ازمراجع علمی کمپرسورهای گوشواره ای بنام Roots نامیده می‌شوند. اولین کمپرسور تیغه لغزنده (Sliding Vane) درسال ۱۸۹۰ در آمریکا ساخته شدکه بصورت خشک (Dry) طراحی شده بودند. پائین بودن راندمان ومشکل گرم کردن جزءِ معایب اساسی این کمپرسورها بوده تا اینکه درسال ۱۹٤۷ با تزریق روغن که نقش آب بند کننده وخنک کاری کمپرسور را بعهده داشت، کارآئی، عمرمفید و قابلیت‌های این کمپرسور به مقدار چشمگیری افزایش داده شد وامروزه نسل جدیدی ازکمپرسورهای دورانی بصورت روغن کاری شونده (Lubricated) درصد بالائی از بازار فروش کمپرسورها رابه خود اختصاص داده است. هرچند که کمپرسورهای دورانی درمقایسه با کمپرسورهای تناوبی ازقابلیت بالاتری درامر متراکم کردن گازها بادبی بیشتر برخوردار بودند ولی با این وجود قادر به تأمین تمامی نیازهای صنایع روبه گسترش که هر ساله ازنظر ظرفیت توسعه می‌یافتند نبودند.

کمپرسورهای گریز ازمرکز رامی توان پاسخ مناسبی برای مشکل ظرفیت کمپرسورها دانست. اولین کمپرسور گریز ازمرکز درسال ۱۸۹۹ توسط یک مهندس فرانسوی بنام Rateau با ظرفیت ۲۰۰۰ مترمکعب درساعت وبانسبت تراکم ۱: ۱/۶ (فشارخروجی ۱/۶۲ بار مطلق) ساخته شد. درسال ۱۹۰۳ کمپرسور گریز ازمرکز ۵ مرحله ای بانسبت تراکم کلی ۱: ۵ طراحی وبکار گرفته شد تولید کمپرسورهای گریز ازمرکز باظرفیت وفشار خروجی بالاتر دائماً دردستور کار شرکت‌های سازنده قرارگرفته، بنحوی که امروزه این کمپرسورها درظرفیت بیش از ۱۲۵۰۰۰۰ مترمکعب درساعت ساخته می‌شود. فشار قابل دسترسی دراین دسته ازکمپرسورها ازطریق افزایش تعدا دطبقات تا ۱۶ طبقه به بیش از ۷۰۰ بار نیز رسانیده شد کمپرسورهای گریز ازمرکز ذاتاً ازنوع خشک (Oil Free) بوده وبعلت بالابودن قابلیت اعتماد آن، دوره‌ها ی بهره برداری بدون توقف آن به بیش از سه سال نیز میرسد.

بخش دوم:
ترمودینامیک گازها و
فرآیندهای تراکم در کمپرسورها

۱-۲: فشار Pressure

بنابر تعریف نیروی وارده بر واحد سطح رافشار می‌گویند. اگر نیرویی برابر با F بر سطحی معادل A اثر کند، فشاری معادل P برآن وارد می‌سازد که از رابطه (۱-۲) بدست می‌آید.

$$P = \frac{F}{A} \qquad (۲-۱)$$

۱-۱-۲: فشار جو

کره زمین توسط جو خود پوشانیده شده است که ارتفاع آن به حدود ۸۰ کیلومتر می‌رسد، از آن جائی که هوا دارای وزن می‌باشد لذا ستون هوا به ارتفاع فوق، فشاری برزمین وسایر اجسام وارد می‌سازد که آن را فشار جو (فشار اتمسفر) می‌نامند.

فشار جو برحسب ارتفاع محیط، درجه حرارت، رطوبت هوا و... متفاوت بوده ومقدارآن در سطح دریا معادل ۱٤,٦۹۶ psia (با تقریب کافی ۱٤,۷ psia) معادل ۷۶ سانتی متر جیوه می‌باشد، بدیهی است که فشار جو با افزایش ارتفاع، کاهش می‌یابد جدول (۱-۲).

۲-۱-۲: فشار مطلق وفشار سنجشی (اضافی) Gauge Pressure

فشار مطلق همان فشار واقعی (کلی) درسیستم بوده، درصورتی که فشاری را که فشار سنج نشان می‌دهد، فشار سنجشی می‌باشد که برابر است باتفاضل فشار مطلق وفشار جو. مثلاً در کنار دریا، فشار سنج مقدار صفر را نشان داده، حال آنکه فشار واقعی ۱bar(a) می‌باشد.

فشار مطلق = فشار جو ± فشار سنجشی (۲-۲)

علامت منفی برای مواقعی است که فشار سیستم، از فشار اتمسفر کمتر باشد.

۲-۲: کار WORK

اگرنیرویی مانند F بر جسمی وارد وآن را به اندازه L جابجا نماید، کاری برابر با W انجام شده است که مقدارآن برابر است با: $W = F \times L$ (۲-۳)

۳-۲: توان (انرژی) POWER

کار انجام شده در واحد زمان را توان می‌نامند. برای انجام کار همواره به صرف انرژی نیاز می‌باشد.

$$P = \frac{W}{t} \qquad (۲-٤)$$

انرژی درطبیعت به شکلهای مختلفی وجود داشته که عمده ترین آنها عبارتند از:

الف: انرژی جنبشی (KINETIC ENERGY)

انرژی که در جسم در حال حرکت وجود دارد را انرژی جنبشی (حرکتی) می‌نامند K.E))

ب: انرژی پتانسیل (POTENTIAL ENERGY)

انرژی پتانسیل مانند مقدار انرژیی است که در فنر متراکم شده ذخیره شده و یا انرژی ناشی از فشار گاز

۲-۴: دما (درجه حرارت) TEMPERATURE

درجه حرارت یکی از خواص فیزیکی ماده بوده که جهت نمایش گرمی آن بکار می‌رود، متداولترین واحدهای مورد استفاده در صنعت درجه سانتیگراد (^oC) ودرجه فارنهایت (^oF) می باشند.

$$^oF = ۱,۸\ ^oC + ۳۲ \qquad (۲-۵)$$

$$^oC = \frac{۵}{۹}\ (^oF - ۳۲) \qquad (۲-۶)$$

۲-۴-۱: دمای مطلق

بنابرقرار داد دمای ۲۷۳ - درجه سانتیگراد (یا ٤٦٠ - درجه فارنهایت) راصفر مطلق می‌گویند و عبارتست از دمائی که درآن کلیه حرکتهای ذرات اجسام صفر می‌گردد. دمای مطلق اجسام را می‌توان با کلوین (K) ویا رانکین (^OR) نشان داد. دمای مطلق اجسام وسیالات رابا T نمایش می‌دهند.

$$K = ۲۷۳ + ^oC \qquad (۲-۷)$$

$$^OR = ٤٦٠ + ^oF \qquad (۲-۸)$$

۲-۵: قوانین گازها

جهت آشنائی با تحولاتی که در سیستمهای تراکم به وقوع می‌پیوندد، تغییرات فشار، دما وحجم گازهای ایده آل تحت تحولات مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرد.

الف: قانون چارلز

تحت فشار ثابت، باگرم کردن گازها حجم آن افزایش وباسرد کردن گاز حجم آن کاهش می‌یابد.بطوری که:

$$(\frac{T_۱}{T_۲})_P = (\frac{V_۱}{V_۲})_P \qquad (۲-۹)$$

که درآن P فشار مطلق، T دمای مطلق و V حجم گاز می‌باشد. این تراکم را اصطلاحا" تک فشار (Isobar) می‌نامند. اندیس p دربیرون پرانتز مبین ثابت بودن فشار می‌باشد.

ب: قانون بویل

تحت دمای ثابت، باافزایش فشار (تراکم) حجم گاز کاهش وباکاهش فشار(انبساط) حجم آن افزایش می‌یابد. این تحول را تک دما (Isothermal) می‌نامند.

$$(\frac{P_۱}{P_۲})_T = (\frac{V_۲}{V_۱})_T \qquad (۲-۱۰)$$

ج: قانون آمونتون

تحت حجم ثابت، با افزایش فشار، دمای گاز افزایش یافته وباکاهش فشار دمای آن کاهش می‌یابد.

$$(\frac{P_1}{P_2})_v = (\frac{T_1}{T_2})_v \qquad (۲-۱۱)$$

۲-۶: قانون کلی گازهای ایده آل

با ترکیب روابط فوق می‌توان در حالت کلی، تغییرات فشار، دما وحجم گازها رادر صورت تغییر حداقل یکی از سه عامل فوق از رابطه (۲-۱۳) بدست آورد.

$$\frac{P_1V_1}{T_1} = \frac{P_2V_2}{T_2} \qquad (۲-۱۲)$$

۲-۷: قانون گازهای کامل

بین حجم، دما وفشار گازهای کامل همواره یک رابطه برقرار بوده که بارابطه (۲-۱٤) نشان داده شده است:

$$PV = MRT \qquad (۲-۱۳)$$

که درآن P فشار مطلق، V حجم، M جرم مولکولی گاز، R ضریب ثابت گاز و T دمای مطلق می‌باشد. مقدار R برای گازهای مختلط در جدول (۲-۲) نشان داده شده است.

۲-۸: گرمای ویژه: Specific Heat

مقدار حرارت لازم برای گرم کردن یک کیلومول از ماده به ازاء یک درجه سانتیگراد افزایش دما رابرحسب Kcal گرمای ویژه می‌نامند. در سیستم متریک واحد گرمای ویژه $mol.^oC\,Kcal\,/$ می‌باشد.

اگر عمل گرم کردن درفشار ثابت صورت گیرد آن را گرمای ویژه در فشار ثابت (C_P) واگردرحجم ثابت صورت گیرد آن را گرمای ویژه در حجم ثابت (C_v) می‌نامند. رابطه (C_P) و (C_v) بصورت زیر می‌باشد.

$$C_p - C_v = R \qquad {}^{KJ}\!/_{Kg.mol.K} \qquad (۲-۱٤)$$

نسبت $\frac{C_P}{C_V}$ برای هر گاز تقریبا" مقداری است ثابت که آن راثابت نمائی درتراکم آدیاباتیک می‌نامند وبا حرف (K) نشان می‌دهند.

$$K = \frac{C_P}{C_V} \qquad (۲-۱۵)$$

مقدارK در جدول (۲-۱) ارائه شده است.

۲-۹: تحول آدیاباتیک ADIABATIC PROCESS

اگر در طی تحولی، سیستم با خارج هیچگونه حرارتی را مبادله ننماید، آن را تحول آدیاباتیک می‌نامند، بنابراین درتحول آدیاباتیک $\Delta Q = ۰$ خواهد بود، یعنی حرارت جسم هیچگونه تغییری نخواهد نمود.

Values of $K = c_p/c_v$ for Frequently Used Gases

Gas	At 25 °C	At 130 °C
Air	1.41	
Monoatomic perfect gas	1.667	1.667
Diatomic perfect gas	1.400	1.400
H_2	1.405	1.399
N_2	1.400	1.397
CO	1.399	1.395
O_2	1.395	1.382
Triatomic perfect gas	1.330	1.330
H_2O vapor	1.329	1.321
CO_2	1.288	1.252
CH_4	1.303	1.256
Ethane	1.187	1.145
Propane	1.127	1.097
Butane	1.092	1.072
Coke oven gas	about 1.37	
Natural gas H type	about 1.28	
Petroleum gas	1.23	1.27

جدول (۱-۲): مقادیر ثابت نمائی آدیاباتیک برای گازهای مختلف

Mass Gas Constant R for Some Common Gases

Gas	SI (J/K-kg)
Air, dry	287.14
O^2	259.96
N^2	296.85
H^2	4,126.09
CO	297.15
CO^2	189.04

جدول (۲-۲): ثابت گازها برای گازهای مختلف

۲-۱۰: تحول تک دما ISOTHERMAL PROCESS

تحول تک دما به تحولی گفته می‌شود که سیستم با تبادل حرارت با خارج همواره دمای خود را ثابت نگه می‌دارد. بدیهی است از آنجاکه اکثر تحولات ترمودینامیکی نظیر تراکم در کمپرسورها با تغییر درجه حرارت گاز صورت می‌گیرد، لذا تحول تک دما تنها در صورتی امکان پذیر است که تمامی حرارت ایجاد شده که می‌تواند موجب گرم شدن گاز گردد بطور کامل ازسیستم خارج شود که عملاً در کمپرسورهای واقعی امکان پذیر نمی باشد. درتحول تک دما $\Delta T = 0$ خواهدبود.

۲-۱۱: تحول پولی تروپیک Polytropic

قبلا" گفته شد که در تحول تک دما، درجه حرارت گاز ثابت مانده ودرتحول آدیاباتیک،گاز هیچگونه حرارتی باخارج تبادل نمی کند. در تراکم گاز در کمپرسور باوجود اینکه سیلندرها مجهز به سیستم خنک کن آبی یا هوائی هستند وسعی می‌شود تاحرارت ایجادشده درمرحله تراکم گاز گرفته شود، بااین وجود عملا" گاز بهنگام خروج از کمپرسور گرمتر از گازورودی درقسمت

مکش کمپرسورمی باشد، بعبارت دیگر فرآیند تراکم گاز درکمپرسور نه از نوع تک دما ونه از نوع آدیاباتیک می‌باشد. چراکه هم درجه حرارت تغییر نموده وهم مقداری حرارت از گاز توسط سیستم خنک کن گرفته می‌شود (سیستم باخارج تبادل حرارتی می‌نماید)، بنابراین می‌توان تراکم درکمپرسور رادرعمل تحولی بین دوحالت فوق (تک دما - آدیاباتیک) دانست که آنرا تحول پولی تروپیک می‌نامند. بادرنظر گرفتن کلیه تحولات ذکرشده دربالا وقانون گازها می‌توان رابطه بین فشار وحجم گازها راکلا" بصورت زیر خلاصه نمود:

$$PV^{\gamma} = C \qquad (۲-۱۶)$$

که درآن P و V به ترتیب فشار وحجم گازبوده و C مقداری است ثابت. نمای پولی تروپیک(γ) به نوع تحول بستگی داشته که میتواند مقادیر زیررا اختیار نماید:

تحول با فشار ثابت $\gamma = ۰ \Rightarrow PV^{۰} = ثابت \Rightarrow P = ثابت$

تحول تک دما $\gamma = ۱ \Rightarrow PV = ثابت \Rightarrow T = ثابت$

تحول آدیاباتیک $\gamma = k \Rightarrow PV^{k} = ثابت$

تحول با حجم ثابت (Isochor) $\gamma = \pm\infty \Rightarrow P^{\frac{۱}{\gamma}} \cdot V = C \Rightarrow V = ثابت$

تحول پولی تروپیک $\gamma = \gamma \Rightarrow PV^{\gamma} = C$

نمای پولی تروپیک (γ)به شرایط تراکم بستگی داشته ومقدارآن برابر است با: $K\rangle\gamma\rangle۱$

اساساً هر چه مقدار γ بیشتر باشد، با کاهش حجم گاز، افزایش فشار با شدت بیشتری صورت پذیرفته یا بعبارت دیگر سطح زیر منحنی P-V که بیانگر انرژی مصرف شده برای تراکم گاز می‌باشد افزایش بیشتری می‌یابد. تراکم واقعی (پولی تروپیک) در کمپرسورها به تحول آدیاباتیک نزدیک تر است تا تحول تک دما.

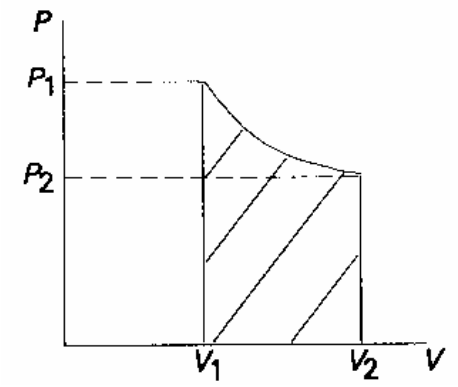
۱۲-۲- محاسبه توان مصرفی در انواع تحول‌ها:

الف: تحول تک دما

در این تحول که عمدتاً جنبه فرضی داشته تا عملی در طی فرآیند تراکم عملیات خنک‌کاری گاز به نحوی صورت می‌گیرد که با خارج سازی حرارت از گاز مورد تراکم دمای آن ثابت بماند. شکل واقعی‌تر این فرآیند افزایش مراحل به تعداد بسیار زیاد (در حد بی‌نهایت) می‌باشد. هرچند که این اقدام موجب بهبود راندمان و کاهش توان مصرفی می‌شود ولی بلحاظ مسائل اقتصادی و اجرائی عملاً هیچگاه جنبه واقعیت را بخود نمی‌گیرد. در شکل (۱-۲) نمودار تغییرات حجم و فشار در یک تحول تک دما نشان داده شده است.

کار انجام شده بر روی گاز در طی تحول (با توان مصرفی کمپرسور برابر نمی‌باشد) سطح زیر منحنی P- V می‌باشد. که بر اساس روابط ترمودینامیکی برابر است با:

$$W = mRTLn\frac{P_2}{P_1} \qquad (۲-۱۷)$$



شکل (۱-۲)دیاگرام P- V برای تحول تک دما

که در آن m دبی برحسب کیلوگرم در ثانیه، R ثابت گاز، T دمای گاز (مطلق)، P_1 و P_2 به ترتیب فشار مطلق ورودی و خروجی و Ln لگاریتم نپرین می‌باشد.

مثال ۱-۲: ۱۲ کیلوگرم هوادر هر ثانیه دردمای ٤٠ درجه سانتیگراد بطور تک دما توسط کمپرسوری متراکم شده وفشار آن از یک به ۵ بار(مطلق) رسانیده می‌شود. مطلوبست میزان انرژی مصرف شده در کمپرسور.

حل:

طبق جدول (۲-۲)، مقدار R برای هوا درسیستم SI برابر $۲۸۷\ J/Kg.^{\circ}K$ می‌باشد. بنابراین با توجه به رابطه (۲-۱۷):

$$W = ۱۲ \times ۲۸۷ \times (۴۰ + ۲۷۳)Ln\frac{۵}{۱} = ۱۷۳۴۹۳۰w = ۱۷۳۵kw$$

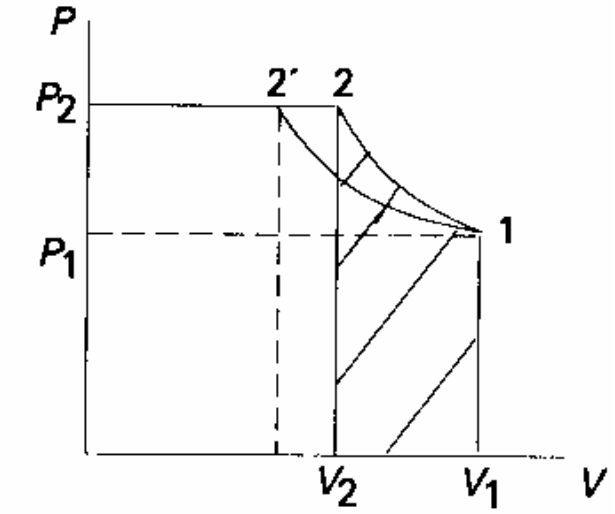
ب) تحول آدیاباتیک

با توجه به عدم تبادل حرارت توسط گاز با بیرون در طی تراکم، کار مصرف شده در کمپرسور صرف افزایش انرژی داخلی گاز می‌شود. در این تراکم PV^k مقداری ثابت بوده که در آن K نمای آدیاباتیک گاز می‌باشد.در شکل (۲-۲) نمودار تحول تک دما با منحنی (۱-۲') و نمودار تحول آدیاباتیک با منحنی (۱-۲) نشان داده شده است. توان مصرف شده در طی تراکم آدیاباتیک برابر است با:

$$W = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{K-1} = \frac{mR(T_2 - T_1)}{K-1} = mRT_1\frac{K}{K-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} - 1\right] \qquad (۲-۱۸)$$

لازم به ذکر است که رابطه (۲-۱۸) بیانگر کار انجام شده توسط کمپرسور نبوده، بلکه کار داده شده به گاز جهت تغییر شرایط از وضعیت (۱) به وضعیت (۲) می‌باشد. تغییرات درجه حرارت در تراکم آدیاباتیک از رابطه (۲-۱۹) بدست می‌آید:

$$T_۲ = T_۱\left(\frac{P_۲}{P_۱}\right)^{\frac{K-۱}{K}} \qquad (۲-۱۹)$$



شکل (۲-۲)نمودار تراکم در تحول تک دما و آدیاباتیک

تذکر:اگر در محاسبه توان مصرفی برای تراکم گاز بجای دبی جرمی، دبی حجمی مورد استفاده قرار گیرد در این صورت توان مصرفی در تحولات آدیاباتیک وتک دما را به می‌توان از روابط زیر محاسبه کرد:

$$W_{ad} = P_۱Q_۱\frac{K}{K-۱}\left[\left(\frac{P_۲}{P_۱}\right)^{\frac{K-۱}{K}} - ۱\right] \qquad (۲-۲۰)$$

$$W_{iso} = P_۱Q_۱Ln\frac{P_۲}{P_۱} \qquad (۲-۲۱)$$

که در آن $P_۱$ فشار مکش بر حسب پاسکال ($۱bar = ۱۰^۵ Pa$) و $Q_۱$ دبی حجمی گاز در شرایط مکش برحسب متر مکعب در ثانیه و W توان مصرفی برحسب کیلووات می‌باشد.

مثال ۲-۲: اگر عمل تراکم در مثال (۱-۲) به صورت آدیاباتیک صورت پذیرد، بافرض K = ۱,٤ میزان توان مصرفی رامحاسبه کنید.

حل: اگر دبی جرمی گاز دردست باشد مقدار توان مصرفی در تحول آدیاباتیک براساس رابطه

$$W = ۱۲ \times ۰.۲۸۷\frac{۱.۴}{۱.۴-۱}[(\frac{۵}{۱})^{\frac{۱.۴-۱}{۱.۴}} - ۱] = ۲۲۰۲.۷kw \qquad (۲-۲۰)$$

اختلاف توان مصرفی برابر با ٤٦٧,٧٦ kw = ۱۷۳٤,۹۳ - ۲۲۰۲,٦۹ می‌باشد.به عبارت دیگر توان مصرفی درحالت تک دما حدود ۲۱,۲ درصد کمتر می‌باشد.

ج: تحول پولی تروپیک: Polytropic Compression

دونوع تحول تعریف شده در قبل (آدیاباتیک وتک دما) عملاً درکمپرسورهااتفاق نمی افتند. استفاده از سیستم‌های خنک کن در جداره سیلندر (یاپوسته)و خنک کاری بکمک هوایا آب موجب می‌شودتابخشی از حرارتی که درطی فرآیند تراکم حاصل می‌شود توسط سیال خنک کننده (آب

یاهوا) از سیستم خارج شده ویا دراثر پدیده تشعشع از جداره سیلندر به محیط اطراف داده شود. بنابراین عملاً نمی توان تراکم را آدیاباتیک ($\Delta Q = ۰$) دانست. گرم شدن گاز درطی مراحل تراکم پدیده ای محسوس بوده وغیر قابل چشمپوشی می‌باشد. لذا فرآیند تراکم درکمپرسورها رانمی توان تک دما فرض نمود.ولی واقعیت امر این است که فرآیند واقعی تراکم که در کمپرسورهابوقوع می‌پیوندد، فرآیندی است بین آدیاباتیک وتک دما، اما آنکه درچه مرحله ای از حد فاصل آن دوقرارمی گیرد بستگی به طراحی کمپرسور دارد.بدیهی است هرچه گرمای ناشی ازتراکم به مقداربیشتری ازسیستم خارج شود،فرایندتراکم ازحالت آدیاباتیک به سمت تک دمامیل می‌کند. اماواقعیت امراین است که دور شدن از حالت آدیاباتیک (وبه عبارت دیگرنزدیک شدن به فرآیندتک دما) نیازبه بکارگیری از روش‌های پیچیده ای نظیرافزایش تعدادمراحل واستفاده ازخنک کن بین مرحله ای وبهره گیری از روش مناسب خنک کردن درهرمرحله(مثلااستفاده ازژاکت‌های خنک کن در جداره سیلندربا آب)و...دارد. واین امرنهایتاموجب پیچیده شدن،گرانی،افزایش هزینه تعمیرات و... کمپرسورمی شود.*لذادرنهایت امرمی توان فرآیندهای تراکم واقعی(پولی تروپیک)راهرچندغیرآدیاباتیک ولی نزدیک به آن دانست.*

برای محاسبه توان مصرفی در کمپرسور در تحول پولی تروپیک کافی است که در رابطه (۲-۲۰) بجای K، γ قرار گیرد.

$$W_{ad} = P_۱Q_۱ \frac{\gamma}{\gamma - ۱}\left[\left(\frac{P_۲}{P_۱}\right)^{\frac{\gamma-۱}{\gamma}} - ۱\right] \qquad (۲-۲۲)$$

دمای گازدرقسمت دهش رابکمک رابطه (۲-۲۳)محاسبه می‌نمایند.

$$T_۲ = T_۱(\frac{P_۲}{P_۱})^{\frac{\gamma-۱}{\gamma}} \qquad (۲-۲۳)$$

راندمان پولی تروپیک (η_p) برابر است با:

$$\eta_p = \frac{\gamma/\gamma - ۱}{k/k - ۱} \qquad (۲-۲٤)$$

لازم به یادآوری است که دمای به دست آمده از رابطه (۲-۲۸) دمای واقعی گازخروجی بوده، مشروط براینکه از خنک کن آبی درپشت سیلندرها Jacket Cooling)) استفاده شود.

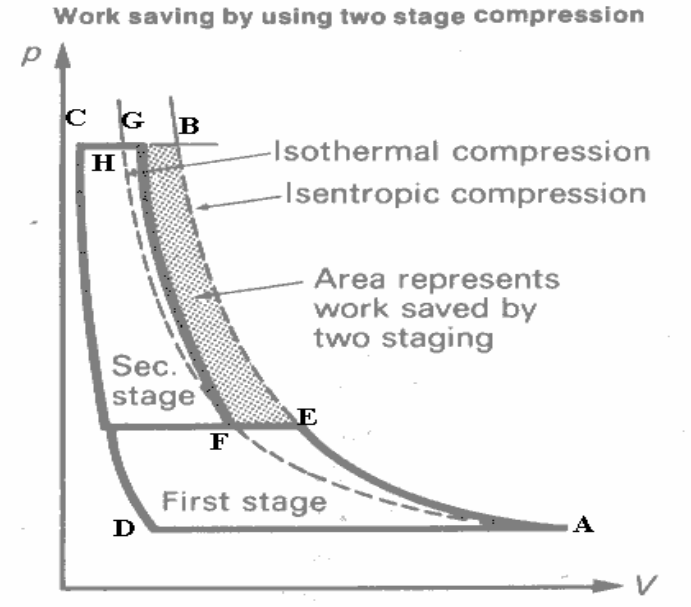
۱۳-۲: تراکم چند مرحله‌ای

در بعضی از کمپرسورها بخاطر محدودیت‌های ذاتی (نظیر کمپرسورهای گریز از مرکز) و در بسیاری از موارد بلحاظ محدودیت‌های دمائی (افزایش غیر مجاز درجه حرارت در اثر تراکم و حساسیت قطعات مکانیکی به لحاظ رعایت لقی‌ها و آثار نامطلوب درجه حرارت بر روی ماده

روان‌کننده) عملاً دست‌یابی به فشار مورد نظر در کمپرسورهای یک مرحله‌ای میسر نبوده و بعد از تراکم گاز در مرحله اول لازم است که قبل از استمرارتراکم گاز، آن را از کمپرسور خارج کرده و بعد از خنک کردن جهت دستیابی به فشار مورد نظر به مرحله (یا مراحل) بعدی فرستاده شود. کمپرسورهائی که در آن فرآیند تراکم در چند مرحله صورت می‌گیرد را اصطلاحاً کمپرسورهای چند مرحله‌ای (Multistage) می‌نامند.

البته گاهی اوقات چندمرحله‌ای کردن تراکم گاز در کمپرسور بخاطر بهبود راندمان کمپرسور صورت می‌گیرد. هرچند که افزایش تعداد مراحل کمپرسور موجب گران‌شدن قیمت اولیه و در مواردی افزایش هزینه‌های تعمیر و نگهداری آن می‌گردد ولی با توجه به اهمیت انرژی مصرفی و ارتباط آن با راندمان کمپرسور و تأثیر چشمگیر آن بر هزینه‌های بهره‌برداری بسیاری از خریداران ترجیح می‌دهند که از کمپرسورهای چندمرحله‌ای بجای کمپرسورهای یک‌مرحله‌ای استفاده نمایند.

در طراحی خنک‌کن‌های بین مرحله‌ای سعی براین است که گاز مورد تراکم قبل از ورود به مرحله بعدی تا دمای ورودی به مرحله اول خنک شود. ولی این نظریه همواره صادق نبوده و عامل تعیین‌کننده در این زمینه هزینه‌های خنک‌کاری، تأثیر آن بر راندمان کمپرسور، صرفه‌جوئی در هزینه‌های بهره‌برداری و محدودیت خنک کاری از نظر بروز میعان در مراحل بعدی کمپرسور می‌باشد. در شکل (۳-۲) فرآیند تراکم در یک کمپرسور دومرحله‌ای نشان داده شده است.

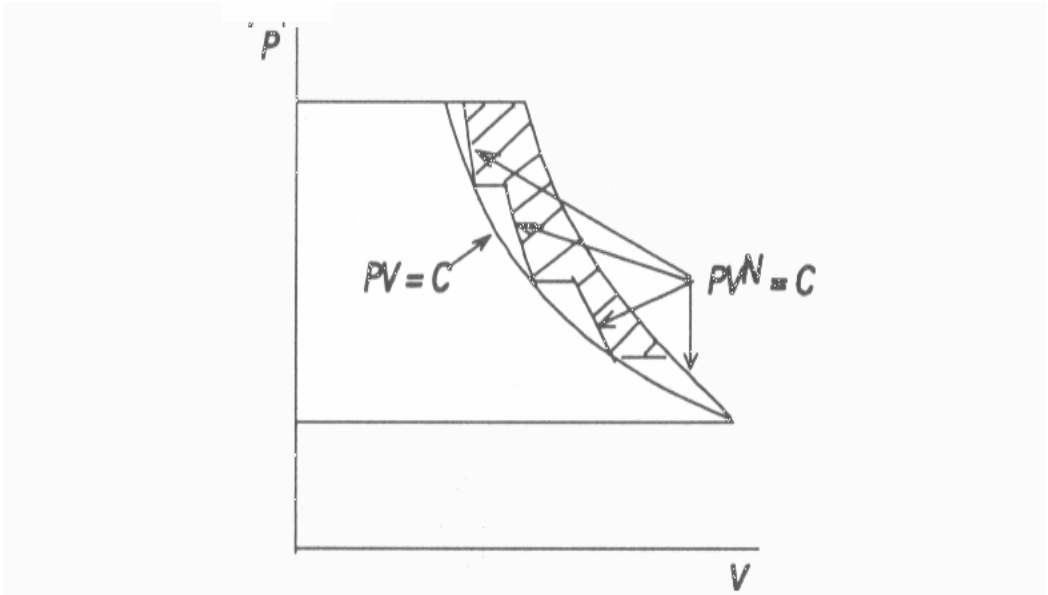


شکل (۳-۲)تراکم در یک کمپرسور دو مرحله‌ای همراه با خنک‌کن بین مرحله‌ای

منحنی AEB به تراکم آدیاباتیک و منحنی AFH به تراکم تک دما مربوط می‌شود.در کمپرسور دو مرحله‌ای هنگامی که فشار گاز به نقطه E رسید، گاز از محفظه تراکم مرحله اول خارج شده

و جهت خنک‌کاری به خنک‌کن بین مرحله‌ای فرستاده می‌شود تا دمای آن به دمـای گـاز ورودی به مرحله اول رسانیده شود. خنک شدن گاز خروجی از خنک کن بـین مرحلـه‌ای موجـب کـاهش حجم آن گردیده (نقطه F) و سپس برای ادامه تراکم به مرحله دوم فرستاده مـی‌شـود (منحنـی FG). دو مرحله‌ای کردن تراکم موجب کاهش توان مصرفی در کمپرسور گردیده که مقدار آن سطح‌هاشور زده (سطح EFGB) می‌باشد. البته نمودار فوق جنبه ایـده‌ال داشـته و از افـت فـشار ناشی از عبور گاز از خنک‌کن بین مرحله‌ای صرفه‌نظر شده است.

در شکل (٤-٢) نمودار P- V مربوط به تراکم در یک کمپرسور چند مرحله‌ای همراه با بکـاگیری از خنک کن بین مرحله‌ای در بین دو مرحله متوالی نشان داده شده است.



شکل (٤-٢)دیاگرام P- V در یک کمپرسور چندمرحله‌ای همراه با خنک‌کن بین مرحله‌ای

بدیهی است که با افزایش تعداد مراحل، منحنی تراکم بسمت حالـت تـک دمـا متمایـل مـی‌شـود. افزایش تعداد مراحل موجب افزایش راندمان کمپرسور و کاهش توان مصرفی در آن می‌گـردد ولی این اقدام موجب پیچیده شدن ساختار مکانیکی کمپرسور، افزایش قیمت اولیه، افزایش هزینه تعمیر و نگهداری (با وجود افزایش عمر مفید قطعات در اثر کاهش درجه حرارت) بلحاظ افزایش و تنوع قطعات مصرفی در کمپرسور، افزایش از دست رفت انرژی ناشی از افزایش اصـطکاک در قطعات مکانیکی و افزایش از دست رفت انرژی (افت فشار) در خنک‌کن‌های بـین مرحلـه‌ای و ... خواهد شد.

برای این منظور در یک جمع‌بندی کلی و در انتخاب نهـائی تعـداد مراحـل بایـد محـدودیت‌هـای اجرائی و تحلیل اقتصادی تأثیر افزایش تعداد مراحل بر روی هزینه‌هـای ثابـت و جـاری را مـورد توجه قرار داد.

به همین خاطر لازم است که نسبت تراکم بهینه در کمپرسورهای چندمرحله‌ای مورد بررسی قرار گیرد. در یک کمپرسور چندمرحله‌ای (مثلاً دو مرحله‌ای) توان مصرفی برابر است با جمع توان مصرفی در هر یک از مراحل کمپرسور. توان مصرفی هنگامی به حداقل خود میرسد که مشتق W نسبت به فشار بین مرحله‌ای(P_i) مساوی صفر شود. بر اساس این نظریه در یک کمپرسور دومرحله‌ای برای اینکه توان مصرفی از نظرتئوری به حداقل خود برسد باید فشار بین مرحله‌ای واسطه هندسی بین فشار مکش و دهش کمپرسور باشد.

برای یک کمپرسور دو مرحله ای فرض براین می‌شود که P_1, P_2, P_3 به ترتیب فشار مکش، دهش وبین مرحله ای باشد. لذا توان مصرفی کل برابر است با جمع توان مصرفی دردو مرحله یا:

$$W = P_1V_1 \frac{\gamma}{\gamma-1}[(\frac{P_i}{P_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1] + P_iV_i \frac{\gamma}{\gamma-1}[(\frac{P_2}{P_i})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1] \qquad (۲-۲۵)$$

در طراحی کمپرسور فرض براین بود که خنک کن بین مرحله ای دمای گاز ورودی به مرحله دوم را مساوی دمای گاز ورودی به مرحله اول نماید. دراین صورت:

$$P_1V_1 = P_i\ V_i \qquad (۲-۲۶)$$

به عبارت دیگر خواهیم داشت:

$$W = P_1V_1 \frac{\gamma}{\gamma-1}\left[(\frac{P_i}{P_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + (\frac{P_2}{P_i})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 2\right] \qquad (۲-۲۷)$$

توان مصرفی موقعی حداقل است که $\frac{dW}{dP_i} = 0$ باشد. بافرض $\frac{\gamma-1}{\gamma} = a$ ومشتق گیری از رابطه (۲-۲۷) نتیجه می‌شود:

$$P_i^2 = P_1P_2 \qquad (۲-۲۸)$$

ویا:

$$P_i = \sqrt{P_iP_2} \qquad (۲-۲۹)$$

یعنی P_i باید واسطه هندسی بین فشار ابتدائی وانتهائی کمپرسور باشد. برای کمپرسورهای N مرحله ای، نسبت تراکم هرمرحله برابر است با:

$$(r)_{stg} = \sqrt[N]{\frac{P_2}{P_1}} \qquad (۲-۳۰)$$

تذکر: درمحاسبات انجام شده گازها ایده آل فرض شده اند. حال آنکه درخیلی از موارد به لحاظ تغییر $Z \neq 1, C_p$ نتایج به دست آمده برای گازهای واقعی دارای مغایرت‌های غیر قابل چشم پوشی خواهد بود. برای چنین مواردی (نظیر سیستم‌های تبرید) بهتراست که از دیاگرام مولیر (Mollier) استفاده شود. ضمناً در بررسی فوق از افت فشار در خنک‌کن بین مرحله‌ای صرفه‌نظر شده است.

۲-۱۴: جمع‌بندی کلی:

جهت بررسی تأثیر خنک‌کاری بر روی توان مصرفی کمپرسور می‌توان از شکل (۲-۸) استفاده

کرد. در این شکل فرض شده است که:

الف) خنک‌کاری در بالاترین سطح فشار صورت پذیرد.

ب) دمای گاز خروجی از خنک‌کن بین مرحله‌ای مساوی دمای گاز ورودی به محفظه تراکم مرحله قبلی باشد.

ج) افت فشار در خنک‌کن بین مرحله‌ای در حد ۲ درصد است.

د) متوسط راندمان پولی تروپیک ۷۵ درصد باشد.

نتایج بررسی:

۱- در نسبت تراکم‌های پائین (مثلاً ۲) تأثیر تعداد خنک‌کن بین مرحله‌ای بر روی توان مصرفی در مقایسه با تراکم آدیاباتیک بسیار ناچیز می‌باشد.

۲- با افزایش نسبت تراکم، تأثیر تعداد خنک‌کن‌های بین مرحله‌ای (تعداد مراحل تراکم) افزایش می‌یابد.

۳- تأثیر افزایش تعداد مراحل (تعداد خنک‌کن‌های بین مرحله‌ای) برروی توان مصرفی مقدار ثابتی نبوده و سیر نزولی را بخود می‌گیرد. بعنوان مثال در نسبت تراکم ۸، اگر توان مصرفی در تراکم آدیاباتیک ۱۰۰ واحد انرژی باشد، اضافه کردن یک خنک‌کن بین مرحله‌ای (تراکم دومرحله‌ای)، توان مصرفی به ۸۲ واحد انرژی کاهش می‌یابد (۱۸ درصد کاهش توان مصرفی). اما با اضافه کردن دومین خنک‌کن بین مرحله‌ای (کمپرسور سه مرحله‌ای)، توان مصرفی به ۷۷ واحد انرژی کاهش یافته و با افزودن سومین خنک‌کن بین مرحله‌ای (کمپرسور ٤ مرحله‌ای) توان مصرفی به ۷۵ واحد انرژی و چهارمین خنک‌کن بین مرحله‌ای (کمپرسور ۵ مرحله‌ای) توان مصرفی به ۷۳/۵ واحد انرژی کاهش می‌یابد. شاید بتوان تأثیر افزایش تعداد مراحل کمپرسور را برروی توان مصرفی، حالتی از قانون اصل «نزولی بودن مطلوبیت» دانست که بر اساس آن با افزایش کمیت، تغییرات افزایش کیفیت شکلی نزولی را بخود می‌گیرد.

نوع تراکم	توان مصرفی	تأثیر افزایش یک مرحله برروی توان مصرفی
یک مرحله ای- آدیاباتیک	۱۰۰	۰
دو مرحله ای - پولی تروپیک	۸۲	۱۸
سه مرحله ای - پولی تروپیک	۷۷	۵
چهار مرحله ای -پولی تروپیک	۷۵	۲
پنج مرحله ای - پولی تروپیک	۷۳,۵	۱,۵

بخش سوم:
دسته بندی کمپرسورها

۳-۱: مقدمه:

همانطوری که قبلاً گفته شد کمپرسور به ماشینی اطلاق می‌شود که از آن برای افزایش فشار سیالات تراکم پذیر(گازها وبخارات) استفاده می گردد. فشار مکش درکمپرسور می‌تواند از خلاءِ تامقادیر بسیاربالا تغییرنموده وبه همین ترتیب فشار دهش برکمپرسور می‌تواند از فشار زیر اتمسفرتا bar ۶۰۰۰ باشد وجرم مولکولی گاز مورد تراکم می‌تواند از ۲ (هیدروژن) تا ۳۵۲ (هگزافلوئورو اورانیم) تغییر کند.

موارد مصرف کمپرسور بسیار متنوع می‌باشد.یخچالهای خانگی تا صنایع پیچیده ووسیع پتروشیمی نمونه‌های گوناگونی از مصرف کمپرسور در صنایع و مصارف خصوصی تغییر کند. صنایع پتروشیمی، پالایشگاهها، صنایع کاغذ سازی، تولید ازت واکسیژن از هوا، بازیافت بخارات، تراکم بخارآب و... عمده ترین واحدهای مصرف کننده کمپرسور می‌باشند.

امروزه ماشین آلات مختلفی در صنعت وجود دارد که با اسامی مختلف نامیده می‌شوند. ولی باتوجه به تعریف بنیادی که برای کمپرسورها ارائه گردید، اصولا" بایستی آنها را نوع خاصی از کمپرسورها دانست.

پمپهای خلاءِ، هواکش‌ها (Fans)، دمنده‌ها (Blowers) ونهایتا" کمپرسورها انواع خاصی از خانواده کمپرسورها می‌باشند. آنچه که اساسا" موجب این نامگذاری‌ها گردیده است تفاوت فشار مکش و یا فشاردهش آنها می‌باشد.

۳-۲: هدف از بکارگیری کمپرسورها در صنایع

هر چند که وظیفه کمپرسورها افزایش گازها و یا بخارات می‌باشد ولی این عمل می‌تواند بنا به دلایل مختلفی باشد که عمده ترین آنها عبارتند از:

الف: غلبه بر از دست رفت انرژی د رهنگام انتقال گازها(نظیر خطوط گاز سراسری).

ب: صرفه جوئی در حجم مخازن در زمان نگهداری گازها (ذخیره سازی گازها)

ج: تغذیه گازها به منابع زیر زمینی جهت افزایش بازیابی منابع نفتی.

د: افزایش فشار گاز جهت میعان آن (سیستم تبرید).

هـ: تامین نیروی محرکه لازم برای انجام کار مکانیکی (پنوماتیک، ابزار دقیق).

و: افزایش فشار گاز جهت انجام واکنش شیمیائی و تولید فرآورده‌های پتروشیمی (تولید آمونیاک)

۳-۳: دسته بندی کمپرسورها

دسته بندی کمپرسورها می‌تواند همانند بسیاری از دیگر تقسیم بندی‌های اجتماعی و صنعتی از دیدگاههای مختلف صورت پذیرد. کمپرسورها را می‌توان از نظر رفتاری، از دیدگاه فشار، دبی، روغن کاری شدن (Lubricated) یا خشک بودن (Dry or Oil Free) و... تقسیم بندی کرد.

۳-۴: دسته بندی کمپرسورها برحسب فشار مکش، دهش و ظرفیت آنها

۳-۴-۱: پمپ خلاء Vaccum Pumps

بر خلاف اسم آن، در واقع پمپهای خلاءِ نوعی کمپرسور بوده که فشار قسمت مکش آن از فشار جو کمتر و فشار دهش آن اندکی از فشار جو بیشتر می‌باشد. پمپهای خلاءِ در طرحهای مختلفی ساخته شده که دارای قابلیت‌های زیر می‌باشند.

گریزازمرکز	حداکثر خلاءِ قابل دسترس	۶ mmHg
تناوبی	حداکثر خلاءِ قابل دسترس	۰,۳ mmHg
اژکتورهای بخاری	حداکثر خلاءِ قابل دسترس	۰,۰۵ mmHg
دورانی	حداکثر خلاءِ قابل دسترس	۰,۰۰۰۰۵ mmHg

در بین طرحهای فوق پمپهای خلاءِ از نوع دورانی از مصونیت بیشتری برخوردار می‌باشد.

۳-۴-۲: هواکش‌ها Fans

این نوع کمپرسورها عموماً برای دبی زیاد وفشار کم (تا ۰,۱ بار) ساخته شده و عموماً ازخانواده گریزازمرکز می‌باشند.

۳-۴-۳-: دمنده‌ها Blowers

دمنده‌ها نوع خاصی از کمپرسورها بوده که فشار نسبتاً کم و دبی نسبتاً زیاد دارند. حداکثر فشار قابل دسترس توسط آنها(۲-۱,۵ بار) می‌باشد. دمنده‌های بافشار کم ودبی زیاد ازنوع گریزازمرکز ساخته می‌شوند. حال آنکه برای فشارهای بالا (نزدیک به ۲ بار)ودبی کمتر نوع دورانی (Rotary) متداول تر می‌باشد ساخت دمنده‌های از نوع تناوبی (رفت و برگشتی) عملاً منتفی است.

۳-۴-۴: کمپرسورها Compressors

کمپرسورها که موضوع اصلی این مجموعه می‌باشند عموماً برای فشارهای بالا (بیشتر از ۲ بار) مورد استفاده قرار می‌گیرند. امروزه کمپرسورها یی ساخته شده اند که قادر به تراکم گازها تا فشار ۶۰۰۰ bar می‌باشند.

۳-۵: دسته بندی کمپرسورها از نظر رفتاری

برحسب چگونگی فرآیند تراکم، کمپرسورها به دو دسته تقسیم می‌شوند:

الف: کمپرسورهای جابجائی مثبت Positive Displacement

ب: کمپرسورهای گریزازمرکز Centrifugal

درکمپرسورهای جابجائی مثبت همواره مقدارمعینی ازگاز بین دوقطعه به تله انداخته شده و باکاهش حجم محفظه،فشارگاز افزایش می‌یابد.این کمپرسورها خودبه دودسته تناوبی

(Reciprocating) ودورانی (Rotary) تقسیم می‌شوند. البته هریک از دسته‌های فوق تنوع زیادی درشکل وساختار مکانیکی داشته ولی از لحاظ رفتاری دارای ویژگیهای نسبتا" یکسانی هستند. درکمپرسورهای جریان پیوسته (گریزازمرکز) ابتدا انرژی جنبشی گاز مورد تراکم افزایش داده شده وسپس بخش اعظمی از انرژی جنبشی آن در یک مجرای گشادشونده بنام حلزونی (Voulte) به انرژی پتانسیل (فشار) تبدیل می‌شود. در شکل (۱-۳) دسته بندی انواع کمپرسورها نشان داده شده است.

انتخاب کمپرسور مناسب به شرایط کار ونوع کار بستگی دارد که اهم آن به شرح زیرمی باشد:

۱) فشار و دبی مورد نیاز
۲) حساسیت به حضور روغن
۳) خواص فیزیکی وشیمیائی گاز مورد تراکم
٤) بهای انرژی
۵) قابلیت اعتماد
۶) هزینه‌های تعمیر ونگهداری وقطعات یدکی
۷) قیمت اولیه
۸) حداکثر درجه حرارت قابل قبول

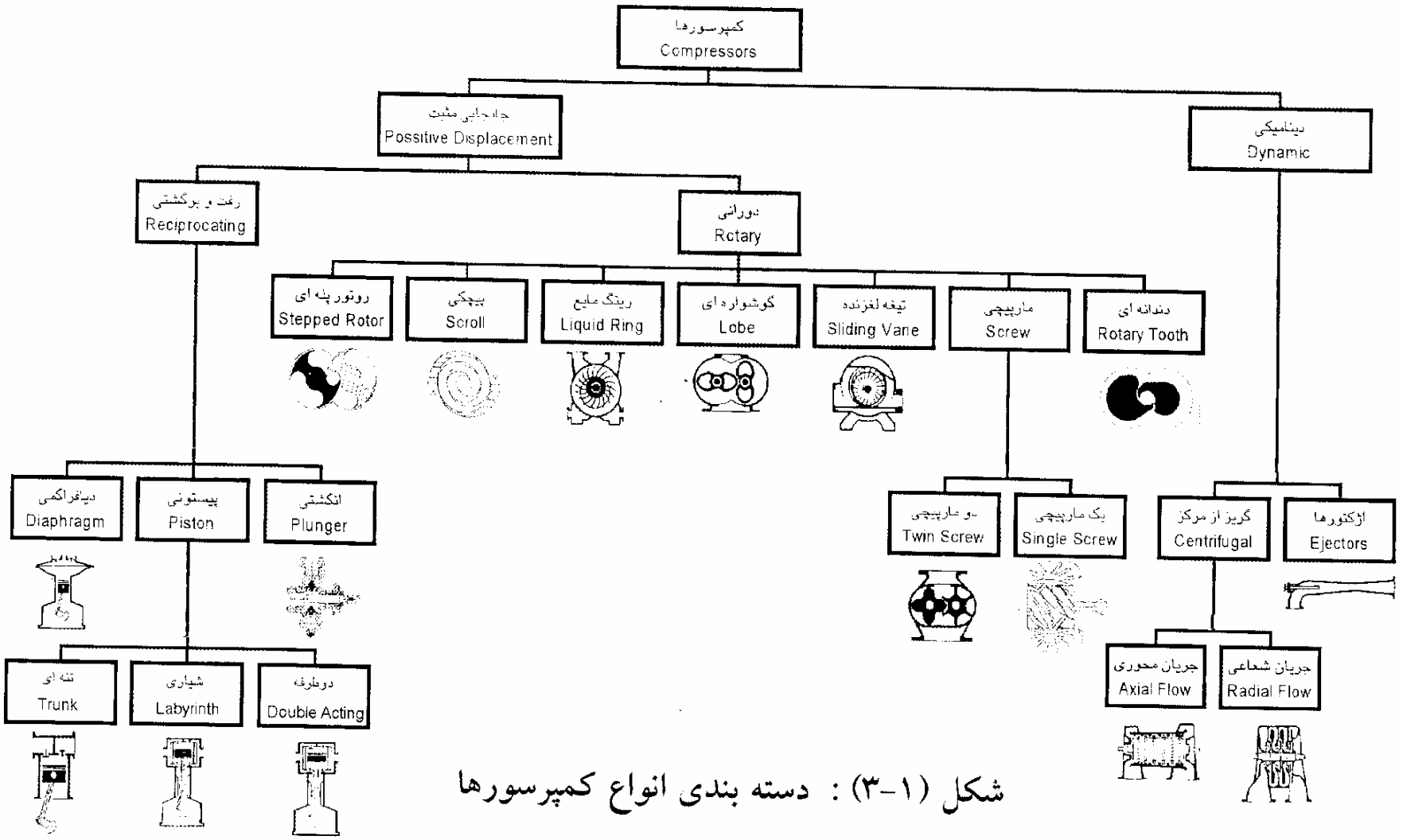
۶-۳: دسته بندی کمپرسورها از نظر روغن کاری شدن

منظور از روغن کاری شدن، تماس روغن با گاز در محفظه تراکم می‌باشد. بر این اساس کمپرسورها را می توان بدو دسته خشک یا فاقد روغن (Dry or Oil Free) و روغن کاری شونده (Lubricated) تقسیم کرد.

در کمپرسورهای خشک، محفظه تراکم از قسمت انتقال قدرت کاملاً جدا بوده و لذا عملاً گاز مورد تراکم هیچگونه تماسی با ماده روان کننده ندارد. در کمپرسور از نوع پیستونی روان کاری شونده، اختلاط روغن با گاز مورد تراکم بطور ناخواسته و از طریق نشت روغن از کارتل به بالای پیستونها و از کناره رینگها صورت می‌گیرد.

در کمپرسورهای از نوع دورانی روان کاری شونده اختلاط روغن با گاز مورد تراکم بطور عمدی صورت می‌گیرد. در این دسته از کمپرسورها روغن تحت فشار گاز خروجی از کمپرسور به محفظه تراکم فرستاده شده و ضمن اختلاط با گاز مورد تراکم عملیات روانکاری، خنک کاری و کاهش نشتی گاز از لقی موجود در بین قطعات را بعهده دارد. روغن مخلوط شده با گاز مورد تراکم در تله جدا کننده روغن (Oil Seprator) از آن جدا شده و بعد از خنک کاری به محفظه تراکم برگشت داده می‌شود.

امروزه با وجود مشکلات و مسائل متعددی که در زمینه بهره برداری از کمپرسورهای خشک وجود دارد، در بسیاری از موارد شرایط بهره برداری و مشخصه‌های فیزیکی و شیمیائی گاز مورد تراکم ایجاب می‌کند که عمل تراکم گاز در محفظه تراکم در غیاب روغن صورت پذیرد.



شکل (۱-۳) : دسته بندی انواع کمپرسورها

تولید اکسیژن، صنایع غذائی و داروئی، تراکم بسیاری از گازهای مورد استفاده در صنایع پتروشیمی و... نمونه‌هایی از صنایعی بوده که نسبت به حضور روغن در گاز مورد تراکم حساس می‌باشند. هرچند که کمپرسورهای گریز از مرکز ذاتاً فاقد روغن (Oil Free) می‌باشند ولی در کمپرسورهای رفت وبرگشتی و دورانی با اعمال تدابیر لازم می‌توان مانع از حضور روغن در محفظه تراکم شد. کمپرسورهای خشک هر چند که از نظر حداکثر دمای قابل تحمل در محفظه تراکم در مقایسه با کمپرسورهای روانکاری شونده دارای مزیت می‌باشند (دمای مجاز در آن حدود ۳۰ تا ۷۰ درجه سانتیگراد از دمای مجاز در کمپرسورهای روانکاری شونده بیشتر بوده و به همین خاطر نسبت تراکم بالاتری را در هر مرحله از این کمپرسورها می‌توان پیش بینی کرد) ولی بلحاظ قیمت بالاتر، هزینه‌های تعمیر و نگهداری بیشتر، پائین بودن راندمان، قابلیت اعتماد کمتر و... امروزه جزءِ در موارد اجباری حتی الامکان سعی می‌شود از کمپرسورهای خشک استفاده نشود. ویژگیهای نامطلوب کمپرسورهای خشک باعث شده تا امروزه نگرش جدیدی در این زمینه مطرح شود و آن عبارتست از تزریق روغن به مقدار بسیار کم (در حد چند ppm) با سازگاری لازم با گاز مورد تراکم. حضور روغن، حتی به مقدار ناچیز موجب بهبود نسبی در عملکرد کمپرسورهای خشک می‌گردد.

در کمپرسورهائی که بصورت خشک طراحی می‌شوند لازم است تا قطعاتی که در معرض سایش قرار دارند از کیفیت مطلوب تری در مقابل اصطکاک و عوارض ناشی از آن برخوردار باشند.

موادی نظیر تفلن گرافیتی، گرافیت و... بعنوان مواد اولیه با ضریب اصطکاک پائین، خاصیت خود روانکاری و.. جزءِ ترکیبات مطلوب در ساخت رینگهای‌هادی و تراکم در کمپرسورهای پیستونی و بعنوان ماده پوشش دهنده در ساخت روتور کمپرسورهای حلزونی شدیداً مورد توجه می‌باشند

بخش چهارم:
کمپرسورهای تناوبی

۱-۴: مقدمه

کمپرسورهای تناوبی (Reciprocating)نیز نامیده می‌شوند، یکی از قدیمی ترین انواع کمپرسورها می‌باشند. اولین نمونه‌های این کمپرسورها با سیلندر چوبی (مثلاً از جنس نی بامبو Bamboo) ساخته شده و پیستون آن بوسیله نیروی انسانی (دستی) عقب و جلو برده می‌شد. آب بندی پیستون توسط پر پرندگان صورت می‌گرفت تا از این طریق در مرحله مکش هوا وارد کمپرسور شده و در مرحله تراکم از آن خارج شود. از این کمپرسور غالباً برای ذوب فلزات استفاده میگردید. بر اساس شواهد تاریخی یونانیان در ۱۵۰ سال قبل از میلاد مسیح توانستند کمپرسورهای فلزی بسازند که در آن از آلیاژهای برنزی استفاده شده بود. بهر حال در ساختار این کمپرسورها تا قرن هیجدهم میلادی پیشرفت چندانی صورت نگرفت تا اینکه یک مهندس انگلیسی بنام J.Wilkinson کمپرسوری را طراحی کرد که شبیه کمپرسورهای امروزی بوده و سیلندر آن از چدن ریخته گری ساخته و ماشین کاری شده بود.

کمپرسورهای تناوبی عموماً برای دبی کم وفشار زیاد مورد استفاده قرار می‌گیرند. دبی گاز دراین نوع کمپرسورها از مقادیر کم تا $۲۰۰۰ \ m^3/hr$ می‌رسد وباآن می‌توان به فشارهای بسیار زیاد (تا۶۰۰۰ بار) دست یافت. درنسبت‌های تراکم بالاتر از ۱,۵ این کمپرسورها در مقایسه با سایر انواع کمپرسورها از راندمان بالاتری برخوردار میباشند. کمپرسورهای تناوبی اساساً جزءِ ماشینهای با ظرفیت ثابت می‌باشند ولی در شرایط خاصی می‌توان ظرفیت آن را برحسب شرایط مورد نظر تغییرداد که شرح کامل روش‌های متداول برای این منظور در قسمت‌های بعد ارائه خواهد شد.

بزرگترین مزیت این کمپرسورها در مقایسه با سایر انواع مورد استفاده در صنایع (دورانی و گریزازمرکز) بالا بودن راندمان کلی آن وقابلیت دست یابی به فشارهای بالا می‌باشد.

با پیشرفت صنعت، در طی قرون نوزدهم و بیستم تغییرات مهمی در ساختار و طراحی کمپرسورهای پیستونی حاصل شد و این امر در درجه اول مدیون انقلاب صنعتی و گسترش صنایع شیمائی و پتروشیمی می‌باشد.

از اواخر دهه ۱۹۵۰ تا ۱۹۷۰ میزان استفاده از این کمپرسورها رو به کاهش نهاد. علت امر در این بود که هرچند این کمپرسورها ازلحاظ راندمان کلی بالاتر بوده ونهایتاً میزان انرژی مصرفی برای هر مترمکعب گاز مورد تراکم دراین نوع کمپرسورها در مقایسه با سایر انواع کمپرسورها کمتر می‌باشد، ولی به ازاءِ آن قیمت اولیه، هزینه‌های تعمیر ونگهداری و... این کمپرسورها نسبتاً بالا بوده وبا توجه به ارزان بودن قیمت انرژی درآن دوران، فواید بالا بودن راندمان و وپائین بودن انرژی مصرفی در مقایسه با سایر هزینه‌ها (قیمت اولیه وهزینه تعمیر ونگهداری) چندان

مطلوب نبوده واستفاده از کمپرسورهای ارزان تر و ساده تر (نظیر کمپرسورهای ازنوع گریزازمرکز یا دورانی) به سرعت رو به رشد نهاد.

بعداز افزایش ناگهانی قیمت نفت در اواسط دهه ۱۹۷۰ مسئله صرفه جوئی در انرژی در صنعت مطرح گردید و استفاده از کمپرسورها تناوبی مجدداً مورد توجه قرار گرفت. یکی از ویژگیهای منحصربه فرد این کمپرسورها استفاده از یک کمپرسور برای تراکم چند گاز مختلف می‌باشد که در سایر انواع کمپرسورها امکان پذیر نمی باشد. در یک کمپرسور با چند پیستون از هر سیلندر می‌توان برای تراکم یک گاز استفاده کرد. بعنوان مثال از یک سیلندر می‌توان برای تراکم گاز پروپان وراه اندازی سیستم تبرید استفاده نموده وبقیه سیلندرها به تراکم گاز اصلی سیستم اختصاص داده شود.

کمپرسورها بلا استثناءِ جزءِ ماشن آلاتی هستند که در اغلب واحدهای صنعتی مورد استفاده قرار می‌گیرند. کمپرسور هوا بهترین ماشین برای صرفه جوئی در نیروی انسانی وکار بدنی وافزایش راندمان تولید می‌باشد. بنابراین انتخاب کمپرسور برای شرایط مورد نیاز به تجربه وتحلیل دقیق نیاز دارد.

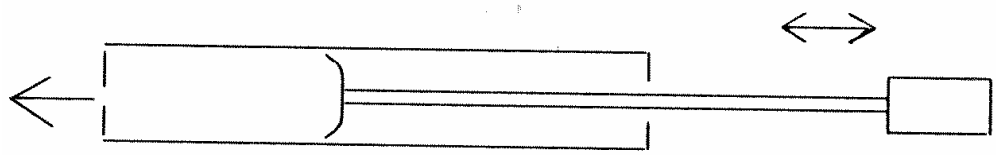
در خیلی از واحدهای صنعتی بخش اعظمی از انرژی مورد نیاز صرف راه اندازی کمپرسورها شده ولذا انتخاب کمپرسور باراندمان بالا نقش مهمی در هزینه‌های جاری آن واحددارد. علاوه برآن انتخاب کمپرسور مناسب می‌تواند موجب صرفه جوئی در تأسیسات بالاخص زمین، آب خنک کننده، هزینه تعمیر ونگهداری و... گردد.

یکی از مسائل مهمی که در طراحی کمپرسور باید مورد توجه قرار گیرد، نحوه خنک کردن سیلندرها می‌باشد. درکمپرسورهای بزرگ سیلندرها دارای ژاکت بیرونی جهت جریان آب بوده تا گاز مورد تراکم توسط آن خنک شود. درعوض کمپرسورهای کوچک غالبا" باهواخنک می‌شوند.

۲-۴-اصول بهره برداری

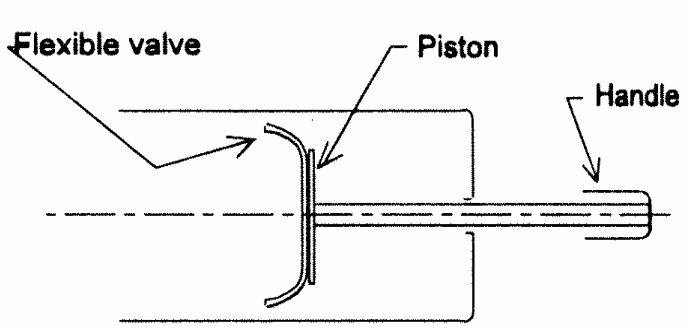
در کمپرسورهای پیستونی با حرکت پیستون بسمت عقب گاز بدرون سیلندر وارد گردیده و فضای درون سیلندر را پر می‌کند. در حرکت رو بجلو، با اعمال نیرو از سوی پیستون گاز حبس شده در سیلندر متراکم می‌گردد.

جهت سهولت در ورود و خروج گاز در سیلندر و ایجاد شرایط لازم برای تراکم آن در حرکت رو به جلوی پیستون، این کمپرسورها مجهز به سوپاپهای مکش و دهش می‌باشند. جهت شناخت مقدماتی عملکرد کمپرسورهای پیستونی می‌توان تلمبه‌های باد دستی را مورد بررسی قرار داد، چرا که این تلمبه‌ها ضمن سادگی در رفتار دارای تمامی مشخصه‌های یک کمپرسور پیستونی می‌باشند (شکل ۱-٤).



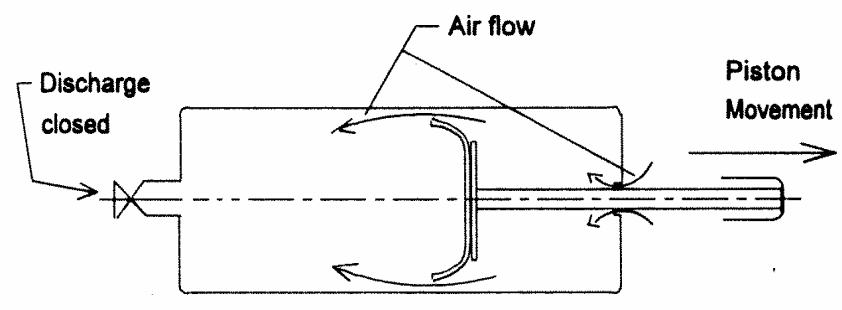
شکل (۱-٤): یک تلمبه باد دوچرخه، نمونه ساده ای از کمپرسورهای پیستونی

تلمبه‌ها شامل پیستون، سیلندر و سوپاپهای مکش و دهش بوده و نیروی محرکه لازم برای تراکم هوا توسط نیروی انسانی تامین می‌گردد. سوپاپ دهش این کمپرسورها همان والو (Valve) لاستیک دوچرخه بوده که مانع از نشت هوا از لاستیک (قسمت دهش) بدرون تلمبه در هنگام حرکت رو بعقب پیستون (مرحله مکش) می‌گردد. سوپاپ مکش این تلمبه‌ها برروی پیستون آن نصب گردیده است. این قطعه بصورت فنجانی شکل (Cup-Shaped) بوده که از جنس چرم و یا مواد مشابه آن ساخته شده است (شکل ۲-٤).



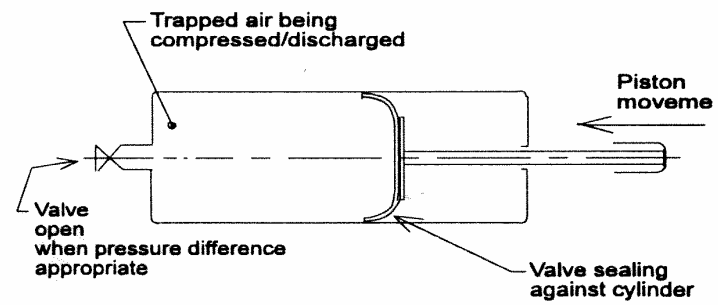
شکل (۲-٤): سوپاپ مکش در تلمبه باد دو چرخه

در حالت مکش، در اثر حرکت رو بعقب پیستون، هوای جلوی پیستون منبسط شده و درون سیلندر خلاء ایجاد می‌شود. با توجه به اینکه هوای سمت بیرون پیستون تحت فشار اتمسفر قرار دارد، همین امر باعث جدا شدن قطعه چرمی از کناره سیلندر گردیده و هوا می‌تواند از این طریق وارد سیلندر شده و آن را پر نماید (شکل ۳-٤).



شکل (۳-٤): مرحله مکش در تلمبه‌های دستی

در حرکت رو بجلوی پیستون، با کاهش حجم گاز، فشار گاز درون سیلندر افزایش یافته و نیروی حاصل از آن برروی قطعه چرمی اثر نموده و باعث چسبیدن آن به کناره پیستون گردیده و موجب آب بند کردن پیستون شده و مانع ازنشت گاز ازکناره پیستون خارج می‌شود(شکل ٤-٤).



شکل (٤-٤): مرحله تراکم (دهش)در تلمبه دستی

با تراکم گاز در سیلندر و افزایش فشار هوای حبس شده در آن، لحظه ای فرا می‌رسد که فشار درون سیلندر، از فشار درون تیوب لاستیک بیشتر شده و باعث باز شدن سوپاپ لاستیک گردیده و هوای متراکم شده از درون سیلندر به داخل لاستیک فرستاده می‌شود. بدیهی است هر چه فشار درون لاستیک بیشتر باشد، سوپاپ آن دیرتر باز شده و انرژی بیشتری برای تراکم گاز وارسال آن بدا خل لاستیک مورد نیاز می‌باشد. بعبارت دیگر اگر مقاومتی در جلوی تلمبه نباشد و مستقیماً به اتمسفر متصل باشد، برای تخلیه گاز از درون تلمبه به انرژی ناچیزی نیاز خواهد بود. براین اساس می‌توان نتیجه گرفت که:

در کمپرسورهای پیستونی انرژی لازم برای تراکم گاز به فشار دهش بستگی دارد. از سوی دیگر فشار دهش قابل دسترس در این کمپرسورها به مقاومت موجود در مقابل جریان گاز بستگی داشته که توسط عوامل مکانیکی و حرارتی دارای محدودیت‌هائی می‌باشد ولی به سرعت حرکت پیستون و خواص گاز مورد تراکم مرتبط نمی باشد.

هنگامی که پیستون به انتهای کورس تراکم خود می‌رسد، اگر دسته پیستون آزاد شود، بطور خود کار به سمت عقب بر می‌گردد. چرا که همواره در پایان حرکت رو به جلوی پیستون، بین پیستون و انتهای سیلندر مقداری فاصله هوائی وجود دارد که اصلاحاً فضای مرده (Clearance Volume) نامیده می‌شود. این فضا حاوی گاز متراکم شده بوده که به بیرون فرستاده نشده است. با آزاد کردن دسته پیستون انرژی پتانسیل ذخیره شده در گاز باقیمانده در فضای مرده برروی پیستون نیرو وارد کرده و آن را بسمت عقب می‌راند. بدیهی است با عقب رفتن پیستون، گاز حبس شده در فضای مرده منبسط شده و تا زمانی که فشار درون سیلندر به فشار اتمسفر نرسد، پیستون دارای حرکت رو بعقب خواهد بود. بررسی موارد ذکر شده در بالا دارای نتایج جالبی می‌باشد که نیاز به بررسی و تجزیه و تحلیل بیشتری دارد.

اولاً انبساط گاز موجب انجام کار مفیدی می‌گردد که نمونه ای از آن حرکت رو بعقب پیستون می‌باشد، بعبارت دیگر بخشی از انرژی صرف شده در مرحله تراکم، در این فرآیند بازیابی می‌شود، یعنی وجود فضای مرده در کمپرسور باعث هدر رفتن تمامی انرژی مکانیکی نمی گردد.

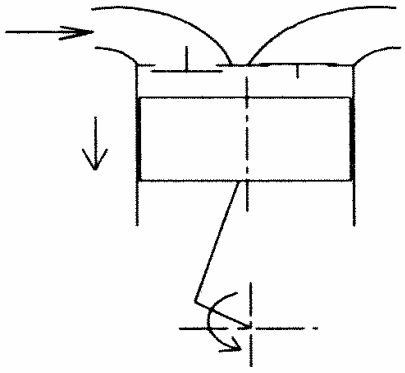
ثانیاً در مرحله انبساط گاز حبس شده در فضای مرده و کاهش فشار آن تا فشار مکش کمپرسور هیچگونه گازی از بیرون وارد سیلندر نمی شود و فقط هنگامی که تعادل فشار در دوسمت پیستون برقرار گردید، حرکت رو بعقب پیستون موجب ایجاد خلاءِ در سیلندر گردیده و از این به بعد گاز مکش می‌تواند از طریق سوپاپ مکش وارد سیلندر شود.

ثالثاً راندمان حجمی کمپرسوری که دارای فضای مرده می‌باشد (که البته وجود آن الزامی است) به در صد فضای مرده مرتبط است. نمونه ای از کمپرسور پیستونی که عملاً براساس فرآیندهای فوق کار می‌کند بصورت ساده در شکل (۵-٤) نشان داده شده است.

حرکت رفت و برگشتی پیستون از طریق میل لنگ (Crank Shaft) و شاتون (Connecting Rod) تامین می‌شود. سوپاپهای مکش و دهش نصب شده در بالای سیلندر در جهت عکس یکدیگر عمل می‌کنند.

هنگامی که فشار در داخل سیلندر از فشار مکش کمتر شود سوپاپ مکش باز شده و برعکس اگر فشار درون سیلندر با فشار مکش مساوی و یا بیشتر باشد، سوپاپ مکش بسته می‌شود.

سوپاپها اساساً یک شیر یک طرفه بوده که در شرایط عادی (فشار دو سمت آن یکسان باشد) بسته است. بسته بودن سوپاپها بوسیله نیروی فنر (یا فنرهائی) که در آن بکار برده شده است صورت می‌گیرد. بنابراین برای باز شدن سوپاپ مکش، لازم است که فشار درون سیلندر، آنقدر کاهش یابد که اختلاف فشار بین لوله خط مکش و داخل سیلندر بحدی برسد که بتواند بر نیروی وارده از سوی فنر نیز غلبه نماید.



شکل (۵-٤): طرحی ساده از یک کمپرسور پیستونی

علاوه بر آن، جریان گاز از درون سوپاپها نیز بلحاظ مقاومتی که در مسیر جریان گاز وجود دارد باعث افت فشار می‌گردد. وجود دو پدیده فوق بسهم خود نیاز به صرف انرژی داشته که بر خلاف انرژی لازم برای تراکم گاز حبس شده درفضای مرده قابل بازیابی نبوده وباید آن را بعنوان انرژی از دست رفته شده تلقی کرد.

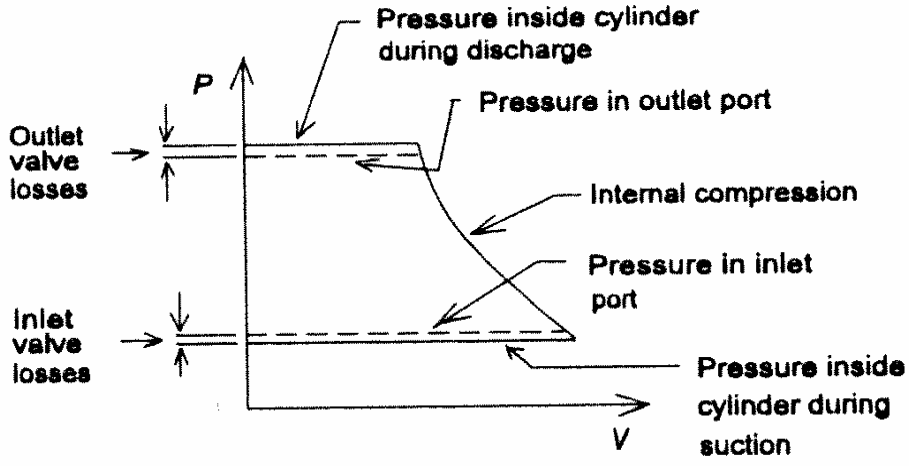
سوپاپ دهش نیز هنگامی باز می‌شود که فشار درون سیلندر از فشار خط دهش بیشتر شود. در این مرحله نیز نیروی لازم برای غلبه بر نیروی فنر (فنرها) و از دست رفت انرژی ناشی از

اصطکاک موجود در مسیر عبور گاز از درون سوپاپها باید مورد توجه قرار گیرد. همانند سوپاپهای مکش، انرژی مصرف شده برای غلبه بر نیروی فنر و از دست رفت انرژی ناشی از اصطکاک حاصل از عبور جریان گاز از درون سوپاپها، بعنوان از دست رفت انرژی محسوب می‌شود که جزءِ معایب کمپرسورها پیستونی محسوب می‌شوند.

۳-۴: تراکم در کمپرسورها

همانطوری که قبلاً گفته شد، تخلیه گاز از درون سیلندر هنگامی صورت می‌گیرد که فشار درون سیلندر به حدی افزایش یابد که اولاً از فشار خط دهش بیشتر شده، تا حدی که بتواند بر نیروی فنر و اصطکاک ناشی از عبور گاز از درون سوپاپ دهش غلبه کند. برای این منظور لازم است که فرآیند فشار سازی (افزایش فشار) در داخل سیلندر صورت پذیرد. بدیهی است که اگر قسمت دهش به اتمسفر متصل باشد، عمل تراکم باید در حدی صورت پذیرد که بتواند بر نیروی فنر و اصطکاک جریان گاز از درون سوپاپ غلبه کند و یا بعبارت دیگر سوپاپ دهش با کمترین میزان تراکم باز می‌شود.

اگر کمپرسور فاقد فضای مرده باشد (فرض فوق عملاً منتفی است) سیکل تراکم در کمپرسور دارای دیاگرام P-V (فشار-حجم) مشابه شکل (۶-٤) می‌باشد. در این دیاگرام عوارض مربوط به از دست رفت انرژی در سوپاپهای مکش و دهش بدون رعایت مقادیر واقعی آن (Scale) نشان داده شده است.



شکل (٦-٤): دیاگرام P-V در کمپرسورهای پیستونی فاقد فضای مرده

همانطوری که از دیاگرام فوق پیداست، تحول تراکم در کمپرسور در حدی است که بتواند بر مقاومت ناشی از فشار در لوله دهش و از دست رفت‌های انرژی ناشی از اصطکاک در سوپاپها و نیروی فنر غلبه کند.

بررسی پدیده‌های فوق نشان می‌دهد، که از دست رفت انرژی در سوپاپ مکش موجب کاهش فشار گاز ورودی به داخل سیلندر گردیده و همین امر باعث کاهش دبی جرمی جریان گاز

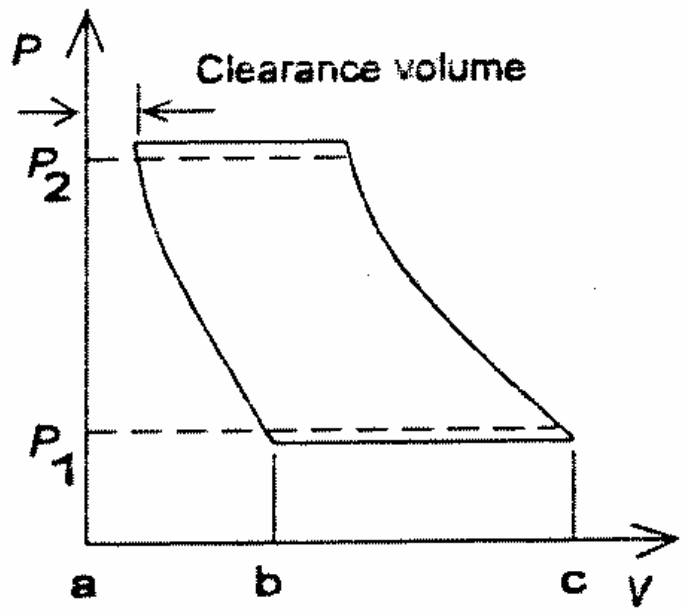
بدرون سیلندر می‌گردد. چرا که با توجه به ثابت بودن حجم گاز پر شده در سیلندر، با کاهش فشار، دانسیته گاز ورودی به سیلندر کاهش یافته که نهایتاً منجر به کاهش جرم گاز وارد شده بدرون سیلندر در هر سیکل تراکم می‌گردد. علاوه بر آن با توجه به افزایش نسبت تراکم (بلحاظ ثابت بودن فشار دهش و کاهش فشار مکش) توان مصرفی مخصوص (Specific Power) که توان مصرفی برای تراکم واحد جرم (و یا واحد حجم در شرایط استاندارد)می باشد، افزایش می‌یابد.

هر چند که شاید از دست رفت انرژی فوق درصد کمی از کل انرژی مصرفی در کمپرسور را بخود اختصاص دهد، ولی با این وجود در مقایسه با انواع دیگر کمپرسورها (نظیر کمپرسورهای دورانی و گریز از مرکز) که فاقد سوپاپ می‌باشند، از دست رفت انرژی در سوپاپها جزءِ معایب کمپرسورهای پیستونی می‌باشد. تأثیر از دست رفت انرژی در سوپاپها بویژه در کمپرسورهائی که با فشار مکش پائین کار می‌کنند از اهمیت بیشتری برخوردار است، چرا که افت فشار درصد بیشتری از فشار مکش را کاهش می‌دهد، حال آنکه در کمپرسورهای با فشار مکش بالا، درصد آن کمتر می‌باشد.

۴-۴: فضای مرده

بنا به دلایل متعدد، وجود فضای مرده در کمپرسورهای پیستونی اجتناب ناپذیر می‌باشد. بلحاظ انبساط حرارتی قطعات کمپرسور (پیستون، شاتون، شافت پیستون و...) در اثر گرم شدن ناشی از تراکم گاز، جهت جلوگیری از برخورد مکانیکی پیستون با سرسیلندر در هنگام بهره برداری از کمپرسور باید بین پیستون در نقطه مرگ فوقانی(Top Dead Center یا باختصار TDC) با سرسیلندر یک فاصله هوائی وجود داشته باشد. بی توجهی به پدیده فوق در طراحی کمپرسور باعث می‌شود که بعد از راه اندازی کمپرسور و گرم شدن آن، در اثر انبساط طولی قطعات، پیستون با سرسیلندر برخورد مکانیکی نموده که می‌تواند منجر به خرابی قطعات، ایجاد سروصدا، لرزش و... گردد.

علاوه بر آن، بین قسمت بالائی رینگهای تراکم تا سرسیلندرنیز فضای خالی وجود داشته که بخشی از فضای مرده کمپرسور به آن مربوط می‌شود. برای قرار دادن سوپاپها در سیلندرها لازم است که قسمتی از سیلندر و یا سر سیلندر خالی شده که خود مقداری فضای خالی ایجاد می‌کند. راهگاههای عبور گاز در سوپاپهای در حد فاصل بین محل آب بندی سوپاپ (Valve Seat) تا لبه پائین بدنه سوپاپ نیز ماشین کاری شده که برروی فضای مرده تأثیر می‌گذارد.مجموعه فضاهای خالی شده در بالا که در پایان سیکل تراکم حاوی گاز تراکم شده می‌باشد را فضای مرده کمپرسور می‌نامند.تأثیر فضای مرده برروی دیاگرام P-Vدر شکل(۷-٤) نشان داده شده است.



شکل (۷-٤): دیاگرP-V برای کمپرسورهای پیستونی با احتساب تأثیر فضای مرده برروی آن

اگر حجم گاز وارد شده بدرون سیلندر کمپرسوری که فاقد فضای مرده است c-aباشد، مقدار آن در حالتی که کمپرسور دارای فضای مرده می‌باشد به c-b کاهش می‌یابد. اختلاف دو مقدار فوق که b-a خواهد بود، حجمی از فضای جارو شده توسط پیستون می‌باشد که صرف انبساط گاز متراکم شده باقیمانده در فضای مرده می‌گردد که در این محدوده گازی از قسمت مکش سیلندر وارد نمی شود. در طراحی کمپرسور همواره سعی بر این است که در صد فضای مرده را حتی الامکان کاهش دهند، ولی تجربیات عملی در کمپرسورها نشان می‌دهد آن دسته از کمپرسورهائی که با درصد فضای مرده کم طراحی شده اند در هنگام بهره برداری سر و صدای بیشتری دارند. امروزه اکثر کمپرسورهای پیستونی با فضای مرده حدود ۱۲-۶ درصد (گاهی اوقات مقدار فوق به ۱۵ درصد نیز میرسد) طراحی و ساخته می‌شوند. منظور از ذکر درصد، نسبت حجم فضای مرده به حجم جارو شده توسط پیستون می‌باشد. اثر فضای مرده برروی توان مصرفی و راندمان حجمی کمپرسورها بطور کامل در بخشهای بعدی مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۵ -۴: طرحهای اصلی کمپرسورهای پیستونی

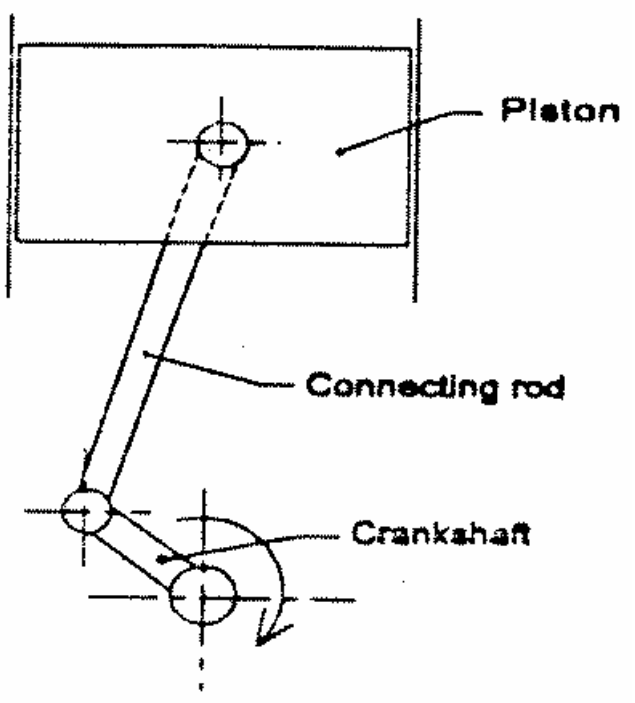
هرچند که تمامی کمپرسورهای پیستونی بر مبنای اصول ذکر شده در بالا کار می‌کنند، ولی با این وجود بعلت شرایط مختلف بهره برداری از آنها، امروزه در طرحهای متفاوتی ساخته می‌شوند. دسته بندی کمپرسورهای پیستونی از دیدگاههای متفاوت به صورتهای مختلف صورت می‌گیرد:

کمپرسورها را می‌توان بدو دسته تنه ای (مستقیم Trunk) و یا با شافت‌هادی (Cross head) تقسیم کرد. کمپرسورها ی پیستونی می‌توانند بصورت یک طرفه (Singl Acting) و یا دو طرفه (Doble Acting) ساخته شوند. بر حسب حضوریا عدم حضور روغن در محفظه تراکم، این

کمپرسورها به دو دسته روغنکاری شونده (Lubricated) و یا فاقد روغن (Oil Free) تقسیم بندی می‌شوند. آرایش سیلندرها بصورت"L" , "V", "W" شکل پیستون ویک یاچند مرحله‌ای بودن، روشهای دیگر تقسیم بندی طراحی این کمپرسورها می‌باشد.

۱-۵-۴ : کمپرسورهای پیستونی از نوع تنه ای (مستقیم)

در کمپرسورهای از نوع تنه‌ای، پیستون مستقیماً توسط شاتون به میل لنگ متصل می‌شود (شکل ۸-٤).



شکل (۸-٤): کمپرسورهای با طرح تنه ای (مستقیم)

استفاده از این طرح موجب سادگی، کوچک شدن ابعاد و کاهش قطعات مصرفی متحرک در کمپرسور می‌گردد. در این طرح پیستون از قسمت زیرین به کارتل متصل بوده و لذا برای روانکاری سیلندر و سایر قطعات کمپرسور (میل لنگ، یاطاقانها، گژن پین، بوش گژن پین و...) می‌توان از یک نوع روغن در کمپرسور استفاده کرد. یکی از مسائل مهم در این طرح این است که رینگها نه تنها باعث آب بند کردن پیستون با سیلندر در مرحله تراکم می‌گردند، بلکه مقداری از نیروهای حاصل از انتقال قدرت از شاتون به پیستون را برروی خود حذف می‌کند.

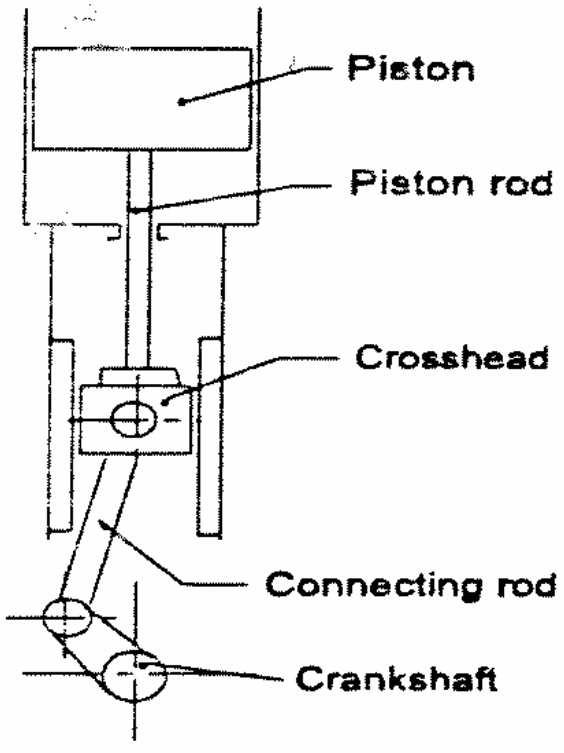
بکارگیری از این طرح برای ساخت کمپرسورهای فاقد روغن (Oil Free) عملاً غیر ممکن می‌باشد، چرا که همواره مقداری روغن از طریق شاتون و گژن پین و از کناره دیواره سیلندر به قسمت بالای پیستون رسیده و با گاز مورد تراکم مخلوط می‌شود. البته در بعضی از کمپرسورهای با شرایط بهره برداری آسان که در آن یاطاقانها از قبل روغن کاری شده اند و کارتل آن خشک می‌باشد می‌توان از این طرح برای ساخت کمپرسورهای فاقد روغن استفاده

نمود. بلحاظ محدودیت‌های زیادی که در این زمینه وجود دارد، استفاده از این طرح برای ساخت کمپرسورهای فاقد روغن عملاً منتفی می‌باشد.

در بعضی از طرحها این کمپرسورها، پیستون بشکل پله ای (Stepped) بوده و بصورت دو طرفه کار می‌کنند.

۲-۵-۴- کمپرسورهای پیستونی با شافت‌هادی

در این طرح، پیستون بطور مستقیم به میل لنگ متصل نمی باشد بلکه برای انتقال قدرت از شاتون به شافت پیستون از قطعه ای که اصطلاحاً آن را شافت‌هادی(Crosshead) می‌نامند استفاده می‌شود. این قطعه تقریباً تمامی نیروهای افقی حاصل از حرکت شاتون را حذف می‌نماید. نمونه ای از کمپرسورهای پیستونی مجهز به شافت‌هادی در شکل (۹-٤) نشان داده شده است.



شکل (۹-٤): کمپرسور پیستونی مجهزبه شافت‌هادی

این طرح دارای ویژگیهای خاص خود می‌باشد که مهمترین آنها بشرح زیر است:

الف: پیستون هیچگونه نیرویی در راستای افقی دریافت نکرده و در نتیجه آن را به رینگها و دیواره سیلندر منتقل نمی کند.

ب: از آنجائی که شافت پیستون بصورت ثابت به پیستون متصل می‌باشد، به روانکاری خاصی نیاز ندارد.

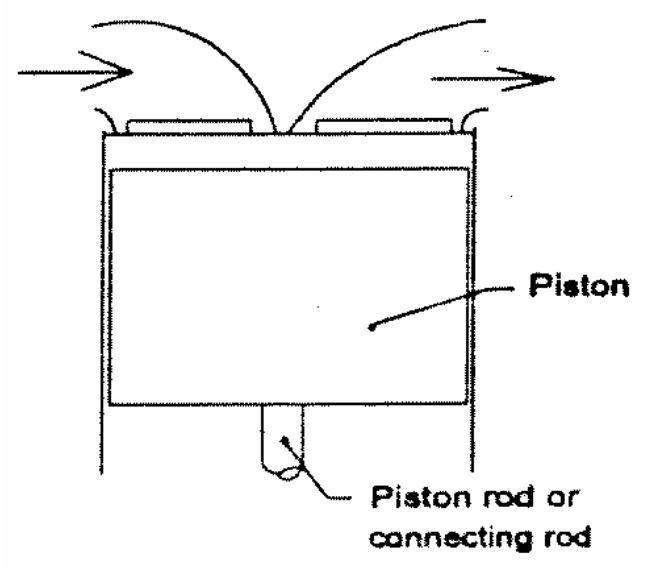
ج: حرکت عمودی شافت پیستون این امکان را مهیّا می‌کند که بتوان با آب بند کردن آن، محفظه تراکم را از کارتل جدا نمود. لذا می‌توان برای روانکاری سیلندر (در صورت نیاز) از روغن‌های مخصوص که با روغن مورد استفاده در کارتل یکسان نیست، استفاده کرد. لازم به ذکر است که

در صورت استفاده از روغن برای روانکاری سیلندر، روغن قابل بازیابی نبوده و همراه گاز متراکم شده از کمپرسور خارج می‌شود.

د: در این طرح، برخلاف طراحی از نوع تنه ای (مستقیم)، پیستون را می‌توان از نوع دو طرفه ساخت. امروزه بسیاری از کمپرسورهای پیستونی مجهز به شافت‌هادی بوده و می‌توان آنرا بصورت افقی، "L" , "V" , W" و یا از نوع آرایش متقابل پیستون (Opposed Piston)) ساخت. استفاده از این طرح برای تراکم گاز در فشارهای بالا امکان پذیر می‌باشد. قرار گرفتن پیستونها در دو سمت میل لنگ موجب متعادل شدن و کاهش بار وارده بر میل لنگ و نهایتاً کاهش لرزش در کمپرسور می‌شود.

۳-۵-۴ : کمپرسورهای با پیستون یک طرفه

واژه یک طرفه (Single Acting) به این معنی است که در فرآیند تراکم، تنها از یک طرف پیستون برای تراکم گاز استفاده می‌شود. (شکل ۱۰-٤).



شکل (۱۰-٤): کمپرسورهای پیستونی از نوع یک طرفه

ظرفیت تئوریک کمپرسورهای پیستونی (حجم جارو شده توسط پیستون‌ها) برابر است با:

$$Q_t = \pi \frac{D^2}{4} \times S \times N \times n \qquad (٤-١$$

که در آن:

Q_t = ظرفیت تئوریک کمپرسور — متر مکعب در دقیقه

D= قطر داخلی سیلندر — متر

S= کورس پیستون — متر

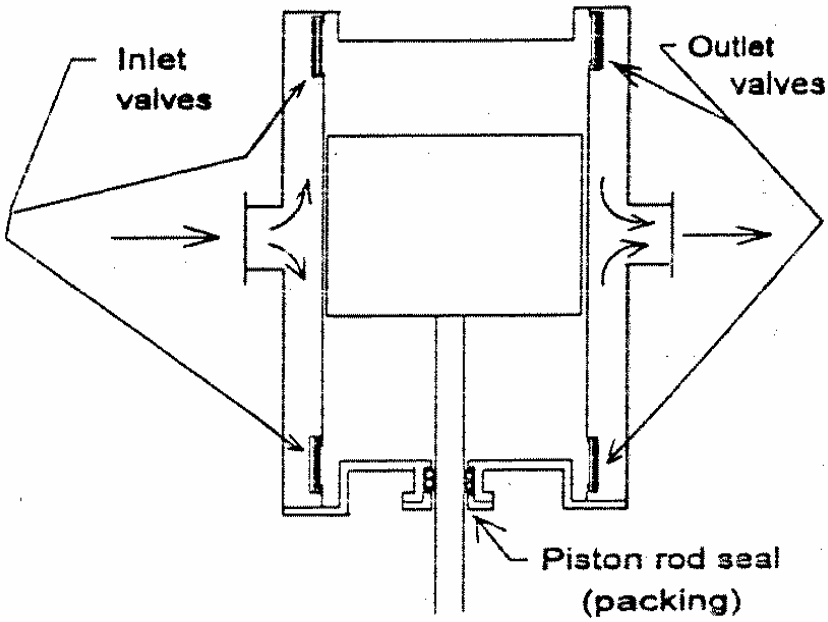
N= سرعت دورانی کمپرسور — دور در دقیقه

n= تعداد سیلندرهای مرحله اول

پیستون‌های یک طرفه را می‌توان بصورت تنه ای (مستقیم) و یا مجهز به شافت‌هادی ساخت.

۴-۵-۴- کمپرسورهای با پیستون دو طرفه

برخلاف کمپرسورهای یک طرفه، در این طرح از هر دو سمت پیستون برای تراکم گاز استفاده می‌شود. برای این منظور لازم است قسمتی که شافت پیستون از سیلندر خارج می‌شود آب بندی گردد. استفاده از شافت‌هادی در این طرح اجباری است تا شافت پیستون فقط دارای حرکت عمودی بوده و آب بند کردن آن در محل خروج از سیلندر امکان پذیر باشد. نمونه ای از کمپرسورهای پیستونی دو طرفه در شکل (٤-١١) نشان داده شده است. سوپاپها را می‌توان در قسمت‌های جانبی، بالا و یا پائین سیلندر نصب نمود. باید دقت شود که راهگاههای جریان گاز مکش و دهش طوری طراحی شوند که گاز بتواند به قسمت‌های فوقانی و تحتانی پیستون رسیده (در مرحله مکش) و یا از آن خارج شود (در مرحله دهش).



شکل (٤-١١): کمپرسور پیستونی دو طرفه

بدیهی است که با دوطرفه کردن پیستون، حجم جارو شده توسط پیستون افزایش می‌یابد، چرا که وقتی یک سمت پیستون در حال مکش می‌باشد، سمت دیگردر وضعیت تراکم قرار می‌گیرد و به همین خاطر در هر کورس پیستون، حجم جارو شده تقریبا دو برابر می‌شود. البته بدیهی است بخاطر حضور شافت پیستون در قسمت زیرین آن میزان گاز حبس شده در قسمت زیرین در مقایسه با قسمت فوقانی اندکی کمتر می‌باشد.

V_S = حجم جارو شده توسط قسمت بالای پیستون +حجم جارو شده توسط زیرین پیستون

$$V_S = \frac{\pi}{۴}(D^۲ - d^۲) \times S + \frac{\pi}{۴} D^۲ \times S = \frac{\pi}{۴}(۲D^۲ - d^۲) \times S \qquad (٤-۲)$$

V_S = حجم جارو شده در هر کورس پیستون

d= قطر شافت پیستون

$$Q_t = V_S \times N \times n \qquad (٤-۳)$$

۵-۵ -۴- کمپرسورهای پیستونی روغنکاری شونده

این کمپرسورها می‌توانند از نوع تنه ای (مستقیم) و یا مجهز به شافت‌هادی باشند.

در کمپرسورهای تنه‌ای یک طرفه، روانکاری سیلندر بطور مستقیم صورت می‌گیرد. روغن بکاربرده شده برای روانکاری سیلندر توسط رینگهای روغنی (Scraper Ring) از روی سیلندر جدا شده و به کارتل برگشت داده می‌شود. روغن را می‌توان از طریق کانالی که در شاتون، بوش گژن پین و پیستون تعبیه شده است به سیلندر رسانید. روغنکاری سیلندر ممکن است توسط بخار روغن ناشی از گرم شدن روغن در کارتل صورت گیرد. روش دیگر روغنکاری می‌تواند بصورت پاششی Splash)) باشد. در اثر حرکت میل لنگ در داخل روغن درون کارتل، روغن به اطراف و منجمله سیلندر رسانیده می‌شود. بدیهی است که در این روش فقط از یک نوع روغن برای روانکاری تمامی قسمتهای مورد نظر در کمپرسور استفاده می‌شود.

در کمپرسورهائی که دارای شافت‌هادی می‌باشند می‌توان از تمامی ویژگیهای فوق استفاده نموده و در کنار آن امکان روغنکاری سیلندر با روغنی متفاوت با روغن بکار برده شده در کارتل نیز وجود دارد. روغنکاری سیلندر می‌تواند بروش اجباری (Forced) و یا تزریقی (Injection) صورت پذیرد. روغن بکار برده شده برای روان کاری سیلندر همراه با گاز متراکم شده از کمپرسورخارج شده و غیر قابل بازیابی می‌باشد. البته در مواردی که حساسیت گاز به روغن بکاربرده شده مهم بوده و یا مقدار آن نبایستی از حدی تجاوز نماید می توان از سیستم جداسازی روغن از گاز (Oil Seprator) برای بازیابی بخش اعظمی از روغن مخلوط با گاز متراکم شده استفاده کرد. با این روش می‌توان غلظت روغن در گاز خروجی را تاحد ppm ۵-۳ کاهش داد. حسن مهم این نوع روغنکاری در این است که می‌توان برای روغنکاری قطعات متحرک درون کارتل از یک نوع روغن مناسب آن استفاده نمود و در کنار آن بر حسب شرایط مورد نیاز در سیلندر نظیر سازگاری با گاز مورد تراکم، پایداری در مقابل درجه حرارت، پایداری در مقابل فرسایش و... می‌توان روغن مناسب برای روانکاری سیلندر انتخاب نمود.

امروزه بکمک روغن‌های مصنوعی (Synthetic Oils) با خواص روغن کاری عالی و قابلیت ریز کردن آن جهت روغنکاری بروش ذره ای (Micro Lube) این امکان را ایجاد کرده است که بتوان میزان روغن باقیمانده در گاز متراکم شده را به حداقل ممکن کاهش داد. این ویژگیها باعث کاهش آلودگی گاز، کاهش احتمال آتش گرفتن روغن و کاهش هزینه‌های بهره برداری از کمپرسور می‌گردد.

۶-۵-۴- کمپرسورهای پیستونی فاقد روغن

در این قسمت نخست لازم است که اصطلاح فاقد روغن(Dry or oil Free) در کمپرسورها مورد بحث قرار گیرد. منظور از کمپرسورهای خشک و یا فاقد روغن، عدم بکارگیری از هر نوع

روغن در کمپرسور نمی باشد. چرا که بهر حال قسمت‌های متعددی از کمپرسور نظیر یاطاقانها، شاتون، بوشها، دنده‌ها و... تحت هر شرایطی باید روغن کاری شده و لذا منظور از کمپرسورهای فاقد روغن (یا خشک) عدم بکارگیری روغن بطور مطلق در کمپرسور نمی باشد بلکه هدف عدم حضور روغن در محفظه تراکم بوده تا گاز مورد تراکم با روغن مخلوط نشود. چرا که در بسیاری از موارد حضور روغن در گاز مورد تراکم چندان مطلوب نبوده و در موارد خاصی می‌تواند بسیار خطرناک باشد (نظیر واحدهای تولید اکسیژن که حضور روغن بمیزان کم می‌تواند موجب بروز انفجار در واحد گردد). امروزه کمپرسورهای پیستونی فاقد روغن را می توان به دو روش طراحی و تولید نمود.

الف: استفاده از رینگهائی با خاصیت خود روانکاری و مقاومت سایشی خوب. برای این منظور ترکیباتی نظیر گرافیت، تفلن (تفلن نام تجاری ماده ای پلیمری بنام پولی تترافلوئور و کربن یا بطور خلاصه PTFE می‌باشد که نخستین بار در سال ۱۹۳۸ توسط شرکت Du Pont تولید گردیده و امروزه کار برد وسیعی در صنعت دارد) آغشته شده به گرافیت، کربن با الیاف شیشه (Fiber Glass) و... می‌باشد.

این رینگها در مقایسه با رینگهای فلزی که در کمپرسورهای روغنکاری شونده بکار برده می‌شوند دارای عمر مفید کمتری می‌باشند. در صورت ضرورت می‌توان کمپرسورهائی را که مجهز به شافت‌هادی هستند و سیلندر آن روغنکاری می‌شود را به کمپرسورهای فاقد روغن تبدیل کرد.

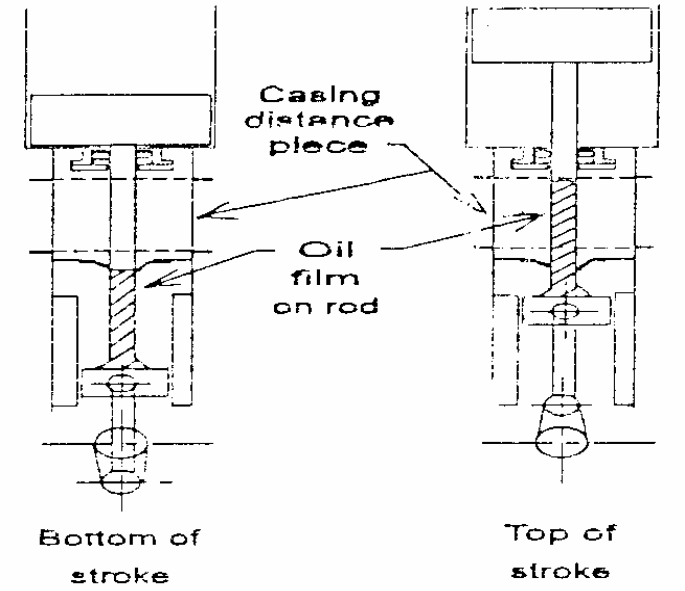
امروزه بلحاظ مشکلات عدیده ای که کمپرسورهای فاقد روغن دارند که عمده ترین آنها فرسایش زودرس رینگها، گرانی، پائین بودن راندمان، بالا بودن هزینه‌های تعمیر و نگهداری و.... می‌باشد، اگر خلوص بالای گاز متراکم شده چندان ضروری نباشد، بسیاری از شرکت‌های سازنده کمپرسور و خریداران آن ترجیح می‌دهند که سطح سیلندر را با مقادیر جزئی روغن روانکاری نمایند. این امر بشدت بر روی عمر مفید رینگها تأثیر گذاشته و موجب کاهش فرسایش آن می‌گردد.

در اینجا بررسی به شافت پیستون نیز ضروری می‌باشد. شافت پیستون در قسمت‌های زیرین که با شافت‌هادی در تماس می‌باشد آغشته به روغن شده و برای جلوگیری از نشت روغن به محفظه تراکم از طرحهای مختلفی برای تمیز کردن سطح شافت از روغن استفاده می‌شود که (Oil Wiper) نامیده می‌شود. با وجود تمامی اقداماتی که برای بهبود رفتار این قطعه و تمیز کردن سطح شافت پیستون بکار برده شده است، بازهم ممکن است مقداری روغن به محفظه تراکم برسد.

در چنین وضعیتی، هر چند که کمپرسور فاقد روغن می‌باشد ولی از نظر شیمیائی نمی توان گاز مورد تراکم را مطلقاً فاقد روغن دانست. حال اگر لازم باشد که گاز مورد تراکم مطلقاً فاقد

روغن باشد (نظیر هوای مورد استفاده در صنایع غذائی، داروئی و یا هسته ای) این شرایط نمی تواند مورد قبول واقع گردد و باید روش مناسب تری برای جلوگیری از ورود روغن به محفظه تراکم مورد استفاده قرار گیرد.

از سوی دیگر اگر روغن مورد استفاده با گاز مورد تراکم واکنش شیمیائی انجام دهد، وجود لایه روغن برروی شافت پیستون نه تنها باعث آلوده شدن گاز می‌گردد، بلکه محصول واکنش شیمیائی می‌تواند موجب فرسایش آب بند کننده شافت گردیده و در یک دوره زمانی طولانی باعث فاسد شدن روغن گردد. برای حل این مشکل، سازندگان کمپرسور با بکارگیری از یک قطعه رابط (Distance Piece) و افزایش طول شافت پیستون طوری عمل می‌کنند که قسمت آغشته شده به روغن شافت در قسمت انتهائی کورس پیستون (در حرکت رو به بالا) نتواند وارد محفظه تراکم گردیده تا از این طریق بتوان مانع از اختلاط روغن با گاز مورد تراکم شد. به این ترتیب کمپرسور را می‌توان از نظر شیمیائی نیز فاقد روغن دانست (شکل ١٢-٤).

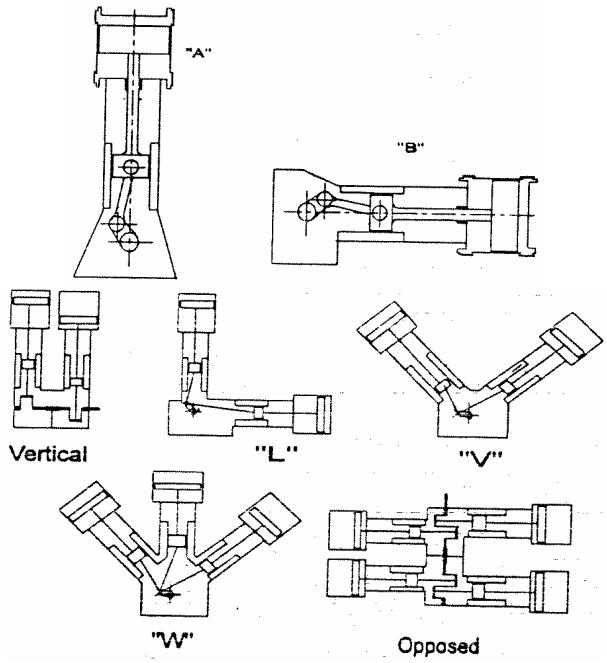


شکل (١٢-٤): کمپرسورهای پیستونی دارای شافت‌هادی مجهز به قطعه رابط

امروزه تقریباً تمامی کمپرسورهای فاقد روغن را مجهز به شافت‌هادی و قطعه رابط می‌سازند.

٧-٥-٤- آرایش سیلندرها

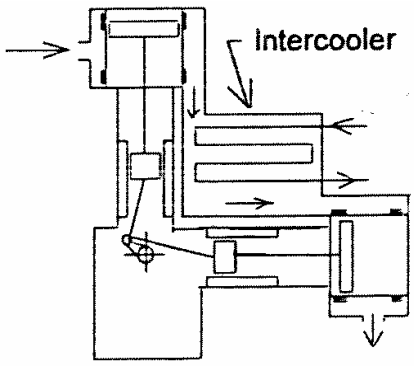
امروزه برای ساخت کمپرسورهای پیستونی از طرحهای مختلفی استفاده می‌شود. برای انتخاب آرایش و طراحی مناسب کمپرسور عوامل متعددی باید مورد توجه قرار گیرد. نوع گازمورد متراکم، شرایط بهره برداری، تعداد مراحل مورد نیاز برای تراکم گاز تا فشار مورد نظر، هزینه‌های تولید، روش راه اندازی و شرایط نصب کمپرسور مهمترین عواملی هستند که در انتخاب آرایش مناسب سیلندرها تأثیر می‌گذارند. کمپرسورهای یک مرحله ای بایک سیلندر را می‌توان بصورت عمودی و یا افقی ساخت. نمونه‌هائی از انواع طرحهای کمپرسورهای پیستونی درشکل (١٣-٤) نشان داده شده است.



شکل (١٣-٤): انواع آرایش‌های متداول در ساخت کمپرسورهای پیستونی

برای اینکه کمپرسور بصورت چند مرحله ساخته شود، لازم است که سیلندرها دارای قطرهای مختلفی بوده و یا اینکه اگر قطر داخلی سیلندرها یکی باشند، تعداد سیلندرهای هر مرحله باید از تعداد سیلندرهای مرحله بعدی بیشتر باشد تا عمل تراکم گاز در فضای کوچکتری صورت پذیرد. با توجه به ضرورت خنک کردن گاز در بین دو مرحله، بعضی از طرحها براساس سهولت نصب خنک کن داخلی(Intercooler) انتخاب می‌شوند. بعنوان نمونه در شکل (١٤-٤)، یک کمپرسور دو مرحله ای با طرح "L" که خنک کن بین مرحله ای در داخل آن جاسازی شده است نشان داده شده است.

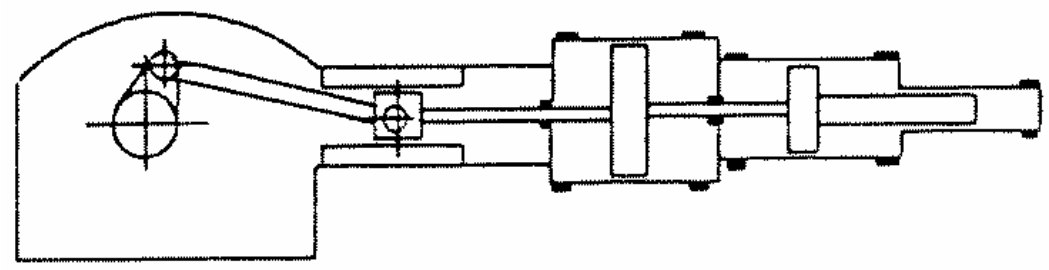
آرایش عمودی از این نظر می‌تواند مطلوب باشد که تمامی نیروی وزن پیستون و سایر قطعات متصل به آن به میل لنگ تحمیل شده حال آنکه در آرایش افقی، وزن پیستون برروی درگیری رینگها با سیلندر تأثیر گذاشته و باعث تشدید میزان سایش رینگها می‌شود. با این وجود آرایش افقی بلحاظ سهولت در امر تعمیرات در بسیاری از موارد بر آرایش عمودی و طرحهای مشابه به آن ترجیح داده می‌شود.



شکل (١٤-٤): آرایش L یک کمپرسور پیستونی دومرحله ای با خنک کن بین مرحله ای

گاهی اوقات از یک کمپرسور برای تراکم چند گاز مختلف استفاده می‌شود و یا اینکه تعدادی از سیلندرها بعنوان موتور احتراق داخلی مورد استفاده قرار گرفته و از این طریق انرژی لازم برای تراکم گاز تأمین می‌شود.

با پله ای کردن پیستون می‌توان با تعداد کمتری سیلندر، تعداد مراحل تراکم را در کمپرسور افزایش داد. در شکل (۱۹) نمونه ای از یک کمپرسور پیستونی با پیستون‌های پله ای نشان داده شده است.



شکل (۱۵-٤): کمپرسور پیستونی چند مرحله ای با پیستون‌های پله ای

بعلت بالا رفتن جرم قطعات متحرک، این طرح دارای محدودیت‌هائی می‌باشد. تعمیرات این کمپرسورها در مقایسه با طرحهای دیگر مشکل تر بوده و فقط در شرایط خاصی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۶-۴: قطر سیلندر و کورس پیستون

همانطوری که قبلاً گفته شد، حجم جارو شده توسط پیستون در هر دور چرخش کمپرسور به قطر سیلندر و کورس آن بستگی دارد. فرض می‌شود که کمپرسوری یک طرفه، با n سیلندر در مرحله اول به قطر D_1 و کورس S_1 با سرعت دورانی N کارکند در این صورت ظرفیت تئوریک کمپرسور برابر است با:

$$Q_t = \frac{\pi D_1^2}{4} \times S_1 \times N \times n \qquad (٤-١)$$

حال فرض می‌شود که قطر پیستون مرحله اول به $D_2 = 2D_1$ افزایش و در عوض کورس آن به S_2 کاهش یافته و سرعت دورانی پیستون و حجم جارو شده توسط پیستون ثابت بماند د راین صورت:

$$\pi \frac{D_2^2}{4} \times S_2 \times N \times n = \frac{\pi D^2_1}{4} \times S_1 \times N \times n$$

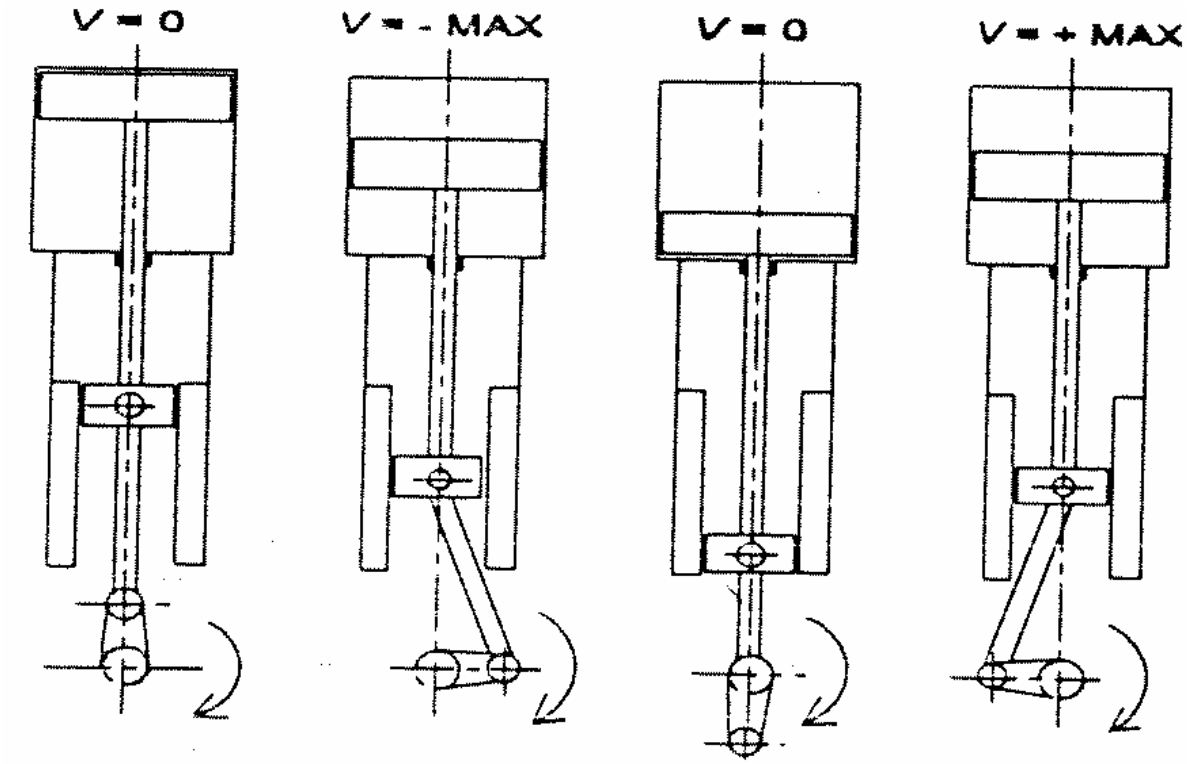
$$D_2 = 2D_1 \Rightarrow S_2 = S_1/4 \qquad (٤-٤)$$

همانطوری که مشاهده می‌شود، چون ظرفیت کمپرسور با مربع قطر پیستون متناسب می‌باشد، لذا اگر قطر سیلندر دو برابر شود، جهت ثابت نگهداشتن ظرفیت کمپرسور باید کورس پیستون ٤ برابر کاهش یابد.

همانطوری که قبلاً نیز گفته شد، با افزایش قطر سیلندر فضای نصب سوپاپها بیشتر شده و این امر اجازه می‌دهد که سوپاپهای بزرگتر و یا تعداد بیشتری را در سیلندر و یا سر سیلندر جاسازی کرد که نهایتا منجر به کاهش از دست رفت انرژی در هنگام عبور گاز از درون سوپاپ‌ها می‌گردد. بحث فوق برای کمپرسورهای دو طرفه نیز صادق می‌باشد.

در ادامه این بحث لازم است که سرعت پیستون که یکی از عوامل محدود کننده در طراحی کمپرسورها می‌باشد مورد بررسی قرار گیرد. سرعت پیستون در یک دوره کامل تراکم مقدار ثابتی نبوده و دائماً در حال تغییر می‌باشد. سرعت پیستون در نقاط مرگ فوقانی(TDC) و تحتانی (BDC) صفر بوده و در عوض در میانه کورس، پیستون دارای حداکثر سرعت می‌باشد. حداکثر سرعت پیستون درست در لحظه ای است که میل لنگ در سطح موازی با زمین قرار می‌گیرد شکل (١٦-٤). با توجه به توضیحات فوق می‌توان نتیجه گرفت که سرعت پیستون بصورت یک موج سینوسی در حال تغییر می‌باشد. حداکثر سرعت پیستون برابر است با:

$$v_{max} = ٢ \pi r N \qquad (٤-٥)$$

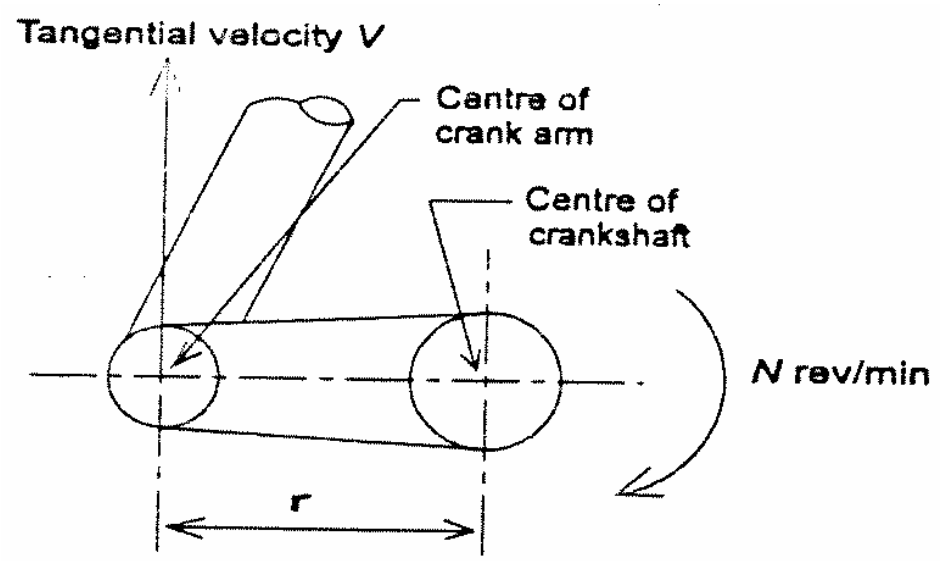


شکل (١٦-٤): تغییرات سرعت پیستون در موقعیت‌های مختلف میل لنگ

علائم بکار برده شده در رابطه فوق در شکل (١٧-٤) نشان داده شده است. از آنجائی که سرعت پیستون دائماً در حال تغییر می‌باشد، لذا در محاسبات لازم است که از مقدار متوسط سرعت پیستون استفاده شود.

$$V_M = ٢ \times S \times \frac{N}{٦٠} \qquad (٤-٦)$$

که در آن V_M سرعت متوسط پیستون بر حسب متر بر ثانیه می‌باشد.



شکل (۱۷-٤): عوامل مؤثر در سرعت پیستون

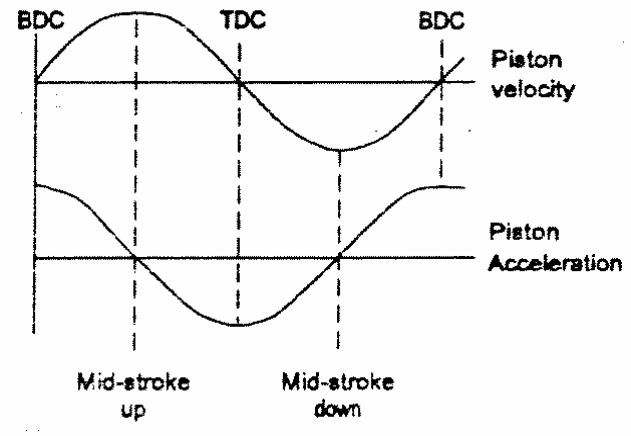
ضریب ۲ در رابطه فوق به این علت است که پیستون در هر دور دو بار کورس خود را S)) طی می‌کند.

لازم به ذکر است که سرعت متوسط پیستون، در طراحی کمپرسور دارای محدودیت‌هایی می‌باشد. این محدودیت به عوامل متعددی بستگی دارد که عمده ترین آن روغن کاری شدن (و یا نشدن) سیلندر و تأثیر آن برروی عمر مفید رینگها می‌باشد. برای کمپرسورهای فاقد روغن که از رینگهای گرافیتی و یا تفلن گرافیتی استفاده می‌شود حداکثر سرعت متوسط مجاز در طراحی کمپرسور ۳,٤-۳ متر در ثانیه بوده، حال آنکه مقدار فوق برای کمپرسورهایی که سیلندر آن روغنکاری می‌شود تا بیش از ٤ متر بر ثانیه نیز می‌رسد. با توجه به محدودیت فوق در دست یابی به ظرفیت ثابت کمپرسور، سعی می‌شود که ترکیب مطلوبی بین کورس، قطر سیلندر و سرعت دورانی کمپرسور انتخاب شود تا کمپرسور دارای حداکثر کارآئی و کمترین استهلاک گردد.

در یک سرعت ثابت، کورس و سرعت دورانی با یکدیگرنسبت عکس دارند. ظرفیت کمپرسور طبق رابطه (۱-٤) با $S \times D^2$ متناسب می‌باشد. اگر سرعت خطی پیستون ثابت باشد، در این صورت $S \times D$ ثابت می ماند. بنابراین در ظرفیت ثابت کمپرسور برای کاهش کورس پیستون، باید سرعت دورانی آن را افزایش داد. بدیهی است که با کاهش کورس پیستون ابعاد کمپرسور و بدنبال آن قیمت کمپرسور کاهش می‌یابد. به همین خاطر اکثر سازندگان کمپرسور سعی بر این دارند که برای حفظ ظرفیت کمپرسور، سرعت دورانی آن را افزایش دهند. در ادامه بحث لازم است که تغییرات نیرو و شتاب در کمپرسور نیز مورد بررسی قرار گیرد.

شتاب پیستون که مشتق سرعت می‌باشد نیز شکل سینوسی داشته ولی با سرعت پیستون ۹۰ درجه اختلاف فاز دارد. بنابراین میزان شتاب در مواردی که سرعت به حداکثر خود می‌رسد

(نقطه میانه کورس) صفر بوده و در عوض در نقاط مرگ فوقانی و تحتانی به حداکثر خود می‌رسد. تغییرات سرعت و شتاب پیستون در شکل (١٨-٤) نشان داده شده است.



شکل (١٨-٤): منحنی تغییرات شتاب و سرعت پیستون

بنابراین، در حالتی که سرعت متوسط پیستون ثابت فرض شود، سرعت دورانی و کورس پیستون با یکدیگر نسبت عکس دارند، لذا اگر کورس پیستون نصف شود، سرعت دورانی آن را باید دو برابر کرد. از طرفی با دو برابر کردن سرعت دورانی کمپرسور و بدون تغییر کورس پیستون، شتاب آن ٤ برابر افزایش می‌یابد.

در یک کمپرسور با ظرفیت ثابت با کاهش کورس و افزایش سرعت، نیروهای وارده برروی قطعاتی که دارای حرکت تناوبی می‌باشند (نظیر پیستون، شاتون، شافت‌هادی، شافت پیستون و...) افزایش یافته و این امر منجر به افزایش بار وارده بر کلیه قطعات مربوطه منجمله میل لنگ می‌شود.

بدیهی است که باافزایش سرعت کمپرسور، شتاب گازی که از طریق سوپاپ باید وارد سیلندر شود نیز افزایش می‌یابد که این امر بنوبه خود افزایش افت فشار گاز در اثر اصطکاک را در برخواهد داشت.

افزایش قطر سیلندر، تأثیری روی سرعت و شتاب پیستون نداشته ولی در عوض باعث افزایش حجم جارو شده توسط پیستون (با توان دوم) می‌گردد.البته ذکر این نکته ضروری است که افزایش قطر پیستون منجر به افزایش وزن آن گردیده و لذا بار وارده بر یاطاقانها افزایش می‌یابد.

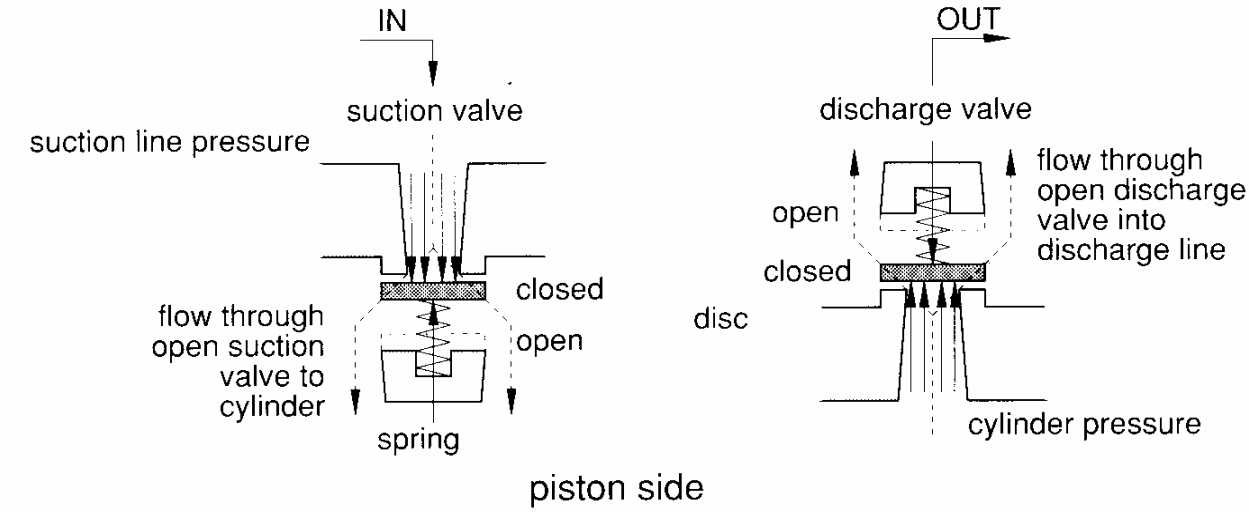
از سوی دیگر با افزایش قطر پیستون، محیط آن نیز افزایش یافته و همین امر باعث افزایش فرسایش رینگ و میزان نشتی گاز از کناره رینگ‌ها می‌گردد. امروزه در تولید کمپرسورها سعی بر این است که کورس آن را کاهش داده و قطرپیستون و سرعت آن را افزایش دهند. استفاده از آلیاژهای سبک برای کاهش وزن پیستون و سایر قطعات متصل به آن یکی از راههای مطلوب برای نیل به اهداف فوق می‌باشد.

۴-۷: سوپاپها Valves

سوپاپهای مورد استفاده در کمپرسورها، یک شیر یک طرفه است که درحالت عادی(فشاردو طرف آن یکسان باشد) بسته بوده ودر صورت وجود اختلاف فشاردردوسمت آن (مشروط به اینکه جهت تأثیر نیروی ناشی از فشارگاز درجهت مخالف تأثیر نیروی فنر باشد) باز می‌شود. البته در موارد خاصی (نظیر کمپرسورهای کوچک) از یک قطعه بادامکی شکل (نظیر میل سوپاپ در ماشینها) برای باز نمودن سوپاپ استفاده می‌شود.

سوپاپها بحرانی ترین قطعه در کمپرسورهای رفت و برگشتی می‌باشند. این قطعه بیشترین تأثیر را روی عملکرد کمپرسور داشته و به همین خاطر هرگونه خرابی در آن می‌تواند بشدت کارآئی کمپرسور را کاهش دهد. هر سوپاپ (مکش و یا دهش) در هر سیکل تراکم یک بار باز و یک بار بسته می‌شود، مثلاً در یک

کمپرسور یک مرحله ای یک طرفه که با سرعت دورانی ۱۰۰۰rpm کار می‌کند، در هر شیفت کاری هشت ساعته هر سوپاپ۹۶۰,۰۰۰ مرتبه باز و بسته می‌شود. به همین خاطر بشدت در معرض استهلاک و فرسایش قرار دارند. بالا بودن شدت کاردر سوپاپها و نوساناتی که در شرایط بهره برداری از کمپرسور وجود دارد، باعث می‌شود که نتوان زمان سرویس و تعمیر آن را تخمین زد. بعنوان مثال در بعضی از واحدها ممکن است در حد هر سه ماه یکبار بوده و در جای دیگر تا سالی یکبار نیز برسد. البته در موارد استثنائی ممکن است که عمر سوپاپ به چند سال هم برسد. در یک جمع بندی کلی توصیه می‌شود که سوپاپها در هر ٤۰۰۰ساعت یکبار بازرسی و سرویس گردند. در شکل (۱۹-٤) نمائی ساده از سوپاپها مکش و دهش نشان داده شده است.



شکل (۱۹-٤)نمائی از ساده از سوپاپها مکش و دهش

جنس قطعات سوپاپها بایستی طوری انتخاب شوند که دوام آن زیاد بوده وسازگاری لازم راباگاز مورد تراکم داشته باشد. محل نصب آن بایستی به نحوی باشد که به سهولت قابل بازوبسته کردن وسرویس بوده، لذا عموماً در قسمت بیرونی سیلندرها قرار داده می‌شوند.

طراحی سوپاپ باید به نحوی صورت گیرد که هیچگاه پرسنل تعمیر کننده نتواند به طور اشتباهی آن را نصب نماید. سوپاپهای مکش ودهش از لحاظ ظاهری بایستی دارای مغایرتهائی باشندتا اشتباها" به جای یکدیگر بسته نشوند وعلاوه برآن نیاز به بازکردن آن درهنگام جاگذاری نباشد.

سوپاپها بدون اغراق میان تمامی قطعات موجود در کمپرسور درمعرض بیشترین صدمات می‌باشند وبه همین خاطر بیشترین توجه اپراتورها وتعمیرکاران باید متوجه این قطعه باشد. تحقیقات انجام شده برروی توقفات کمپرسورها نشان می‌دهد که حدود ۴۰-۳۵ درصد توقفات کمپرسورها به خرابی سوپاپهای آن مرتبط می باشد. سوپاپها نسبت به حضور مایعات وذرات جامد شدیدا" حساس بوده وهمین عوامل مهمترین دلیل شکسته شدن صفحات و فنرهای سوپاپ می‌باشند. هنگامی که صفحه سوپاپ بلند می‌شود قادراست که در یک کورس بدفعات به حفاظ و نشستگاه سوپاپ ضربه بزند. این پدیده را بال زدن سوپاپ(Valve Fluttering) می‌نامند که عامل مهمی در شکسته شدن صفحات سوپاپ می‌باشد.

گازهای با جرم مولکولی کم (نظیر هیدروژن) عامل اصلی بروز این پدیده در سوپاپها بوده وکنترل آن بوسیله محدود کردن میزان بلند شدن صفحه سوپاپ(Lift) امکان پذیر است که در نهایت می‌تواند موجب کنترل سرعت جریان گازدر سوپاپ گردد.

براساس دستورالعمل API سرعت گاز در سوپاپهای کمپرسورهای دو طرفه باید نصف سرعت گاز در سوپاپهای کمپرسورهای یک طرفه باشد. براساس همین دستورالعمل سرعت جریان گاز در سوپاپهای کمپرسورهایی که برای تراکم گاز با جرم مولکولی (M = ۲۰) مورد استفاده قرار می‌گیرند، باید حداکثر ۱۸ متر در ثانیه باشد حال آنکه برای گازهای سبکتر (مثلا" M = ۷) می‌تواند تا۳۵ متر در ثانیه نیز برسد.

روشهائی که امروزه برای طراحی سوپاپها مورد استفاده قرار می‌گیرند عموما" براساس قوانین آئرودینامیک وترمودینامیک می‌باشند تانتایج تجربی. این روش در سالهای اخیر نتایج مطلوبی داده و موجب افزایش راندمان کمپرسور گردیده است.

سوپاپهای مکش و دهش بایستی در فشار دهش آب بند باشند. آب بند کردن سوپاپ مکش جهت جلوگیری از خروج گاز از سیلندر در مرحله تراکم بوده ولی آب بند کردن سوپاپ دهش برای ممانعت از نشت گاز بدرون سیلندر در مرحله مکش می‌باشد.

افت فشار گاز در هنگام عبور از سوپاپ مکش، باعث کاهش دانسیته آن گردیده که در نهایت منجر به کاهش دبی جرمی کمپرسور می‌شود. افت فشار در اثر عبور گاز از درون سوپاپ دهش باعث می‌شود تا کمپرسور برای بازکردن سوپاپ و تخلیه گاز به قسمت دهش، فشاری بیشتر از فشار واقعی قسمت دهش در داخل سیلندر ایجادنماید. از سوی دیگر با توجه به مطالبی

که قبلاً در مورد فضای مرده گفته شد کانالهای زیر قسمت آب بند کننده سوپاپ و مجرائی که سوپاپ‌ها در آن نصب شده اند بخشی از فضای مرده کمپرسور را تشکیل می‌دهند. در یک جمع بندی کلی، از دست رفت انرژی در سوپاپها، افزایش فضای مرده و نیاز به سرویس و تعمیرنگهداری آن جزءِ معایب بکارگیری از سوپاپ در کمپرسورهای پیستونی می‌باشند. مواردی که در سایر انواع کمپرسورها (نظیر دورانی و گریزازمرکز) وجود ندارد.

خنثی کردن ضربات مربوط به باز و بسته شدن سوپاپها (Damping) اهمیت بسیاری زیادی دارد. در عملکرد سوپاپ سعی براین است که هر چه سریعتر باز و یا بسته شوند. همین امر ممکن است پدیده شناور شدن (Bounce) را در بر داشته باشد. این پدیده موجب افزایش نشتی گاز و فرسایش زودرس سوپاپ خواهد شد. به همین خاطر طراحان سوپاپ سعی بر این دارند که این پدیده را بنحوی خنثی ساخته و یا حداقل عوارض آن را کاهش دهند. خواص فیزیکی گاز (جرم مولکولی آن) و میزان بلند شدن صفحه سوپاپ(Lift) نیز برروی شدت این پدیده تأثیر می‌گذارند. به همین خاطر در صورت تغییرات شدید در کیفیت گاز مورد تراکم لازم است که اصلاحات لازم برروی طراحی صفحه سوپاپ صورت پذیرد. مثلاً اگر کمپرسوری برای تراکم هیدروژن (با جرم مولکولی ۲) مورد استفاده قرار می‌گیرد، میزان بلند شدن صفحه سوپاپ آن باید در مقایسه با کمپرسوری که برای تراکم هوا (با جرم مولکولی ۲۹) انتخاب شده است بسیار کمتر باشد.

در شکل (۶-٤) تأثیر افت فشار در سوپاپ و نیروی مقاومت فنر آن و در شکل (۷-٤) تأثیر فضای مرده برروی دیاگرام P-V بطور مختصر مورد اشاره قرار گرفت. با توجه به اهمت عوامل فوق برروی عملکرد کمپرسورهای تناوبی لازم است تا بررسی جامعتری در این زمینه صورت پذیرد که در ادامه این بخش بدان اشاره خواهد شد.

۱-۷-۴ – بررسی دیاگرام P-V در کمپرسورهای پیستونی

بلحاظ وجود عواملی نامطلوب در زمان بهره‌برداری از کمپرسورها، نمودار P–V آن با آنچه که در قسمت‌های قبلی بدان اشاره شد تفاوت‌های چشمگیری داشته و از آنجائی که این عوامل بر عملکرد کمپرسورهای پیستونی تأثیرات نامطلوبی باقی می‌گذارند، لازم است که در این قسمت بطور جامع مورد بررسی قرار گرفته و راه‌حل مناسب برای کاهش عوارض آن بر عملکرد کمپرسورهای پیستونی انتخاب شود.

الف) فضای مرده Clearance Volume

هرچند که طراحان کمپرسورهای پیستونی علاقمندند تا در هنگامی که پیستون به نقطه مرگ فوقانی خود میرسد تمامی گاز متراکم شده در بالای پیستون به قسمت دهش تخلیه شود ولی شرایط واقعی بهره‌برداری از کمپرسور عملاً اجرای چنین نظری را غیرممکن ساخته و همواره

بخاطر وجود فضای مرده در بالای سیلندر مقداری گاز متراکم شده در سیلندر باقی می‌ماند. فضای مرده در بخش(٤-٤) مورد اشاره قرار گرفته و در این قسمت بذکر عوامل بوجود آورنده فضای مرده اکتفا می‌شود.

از آنجائی که در زمان بهره‌برداری از کمپرسور قطعات داخلی آن شامل شاتون، شافت پیستون، پیستون، شافت‌هادی و ... گرمتر از دمای اولیه میگردد، همین امر موجب افزایش طول قطعات فوق گردیده و جهت جلوگیری از برخورد پیستون با سرسیلندر لازم است که لقی مناسب در بالای سرسیلندر پیش‌بینی شود.

حضور سوپاپهای مکش و دهش در قسمت سرسیلندر و وجود فضای آزاد در قسمت زیرین صفحه سوپاپ تا سطح بیرونی نشستگاه سوپاپ (Valve Seat) باعث ایجاد فضای مرده در این قسمت می‌شود.

از آنجائی که قطر خارجی پیستون از قطر داخلی سیلندر کمتر می‌باشد فضای بین لبه بالائی رینگ تراکم فوقانی تا بالای پیستون را باید جزءِ فضای مرده محسوب کرد.

فضای مرده ضمن آنکه باعث تله افتادن مقداری از گاز متراکم شده در سیلندر می‌گردد، موجب تأخیر در باز شدن سوپاپ مکش در مرحله انبساط گشته و به همین خاطر بر راندمان حجمی کمپرسور تأثیر نامطلوب می‌گذارد. شرکت‌های سازنده کمپرسور بر حسب شرایط طراحی و بهره‌برداری کمپرسور همواره سعی بر آن دارند تا مقدار C (درصد فضای مرده) را حتی‌الامکان کاهش دهند. با این وجود مقدار C در کمپرسورهای صنعتی عمدتاً بین ۵-۱۲ درصد و در موارد خاصی ممکن است به ۱۵ درصد نیز برسد. در شکل(٤-۷) تأثیر فضای مرده بر روی دیاگرام P- V نشان داده شده است.

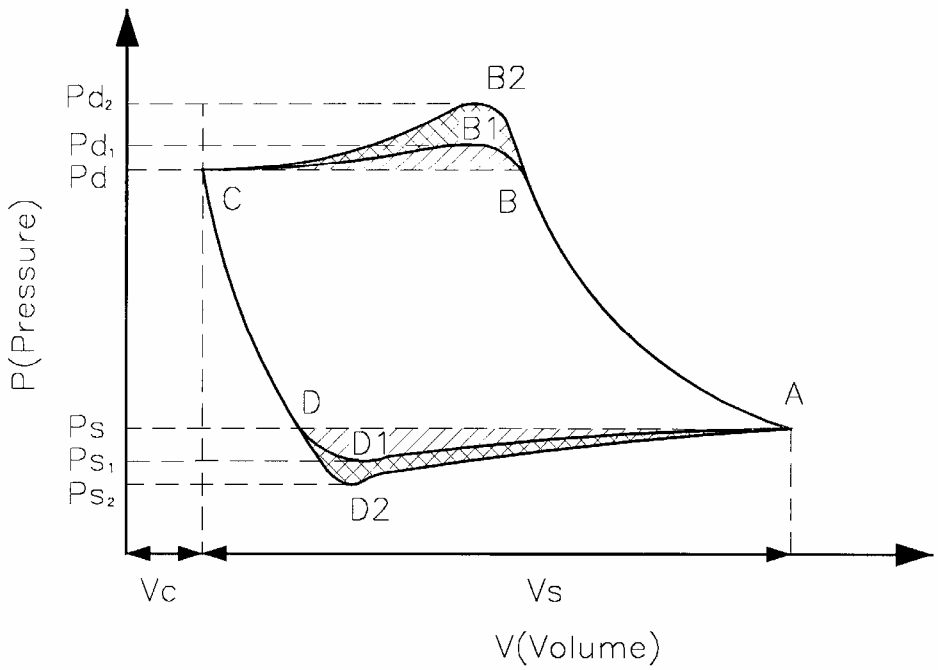
ب) از دست رفتن انرژی در سوپاپها

درکمپرسور ایده‌ال فرض بر این است هنگامی که فشار درون سیلندر به فشار خط دهش رسید سوپاپ دهش باز شده و یا هنگامی که فشار درون سیلندرمعادل فشارلوله مکش گردید،سوپاپ مکش باز شود.درچنین حالتی نمودار P– V مشابه شکل (٤-۷) میشود. ولی شرایط واقعی در کمپرسور بنحوی است که عملاً امکان بروز چنین حالتی میسر نبوده و بنابه دلایل زیر نمودار P- V در حالت واقعی بصورت شکل (٤-۲۰) در می‌آید.

۱: انرژی لازم جهت غلبه بر نیروی فنر

با توجه به تعریف بعمل آمده از سوپاپ، بسته بودن آن در حالت عادی (تساوی فشار در دو سمت آن) بخاطر وجود فنر در آن می‌باشد. بدیهی است همین امر باعث می‌شود تا سوپاپ‌های مکش و دهش در حالت تعادل فشار در سیلندر با قسمت‌های مکش و دهش باز نگردد. سوپاپ مکش هنگامی باز می‌شود که فشار درون سیلندر در مرحله انبساط تا حدی از فشار قسمت مکش

کمتر بوده تا اختلاف آن قادر باشد بر نیروی فنر غلبه کند. به همین خاطر بازشدن سوپاپ مکش بجای فشار P_S در فشار P_{S_1} صورت می‌گیرد. مشابه این پدیده در مورد سوپاپ دهش وجود داشته و بازشدن سوپاپ دهش بجای فشار P_d درفشار P_{d_1} صورت می‌پذیرد.



شکل (۲۰-٤): نمودار **P- V** واقعی

علاوه برآن قوی بودن فنر می‌تواند باعث بروز جریان برگشتی در سوپاپ و برخورد توام با ضربه آن با نشستگاه شده که در نهایت می‌تواند منجر به شکستن صفحه سوپاپ و فرسایش نشستگاه گردد.

به همین خاطر سازندگان کمپرسورها در انتخاب فنر همواره سعی بر آن دارند تا از فنر ضعیف‌تر استفاده نمایند. این اقدام ضمن کاهش انرژی مصرفی برای بازکردن سوپاپ مانع از بروز تأخیر در باز و بسته شدن سوپاپ می‌گردد. در عوض باید دقت شود که فنر انتخاب شده آنچنان ضعیف نباشد که بر کیفیت آب بندکنندگی سوپاپ در زمان بسته بودن آن تأثیر نامطلوب بگذارد.

۲: از دست رفت انرژی ناشی از اصطکاک

جریان گاز از درون سوپاپ و برخورد آن با جداره سوپاپ با اصطکاک توام بوده و باعث از دست رفت انرژی خواهد شد. از سوی دیگر مسیر جریان گاز در سوپاپ با تغییر سطح مقطع و تغییر جهت بردار سرعت توام بوده و همین امر افت فشار را بدنبال خواهد داشت. از دست رفت انرژی در اثر پدیده‌های فوق با مربع دبی (یا سرعت) گاز مرتبط می‌باشد. عموماً سوپاپ در زمانی باز می‌شود که سرعت پیستون در نزدیکی حداکثر سرعت خود قرار داشته و به همین خاطر از دست رفت انرژی در اثر بالابودن سرعت گاز زیاد بوده ولی بتدریج کم شده تا سوپاپ بسته شود (سرعت گاز به صفر برسد).

بروز عوامل فوق باعث می‌شود تا عمل تراکم در کمپرسور در حدی صورت پذیرد که بر دست رفت انرژی در سوپاپ دهش نیز غلبه کند و به همین خاطر سوپاپ دهش عملاً در نقطه B_2 باز می‌شود. مشابه حالت فوق موجب بروز تأخیر در بازشدن سوپاپ مکش گردیده و عملاً در فشار P_{S2} باز می‌شود.

هرگونه کاهش در فشار مکش و افزایش در فشار دهش موجب افزایش نسبت تراکم گردیده که در نهایت منجر به کاهش راندمان حجمی (کاهش ظرفیت کمپرسور)، افزایش توان مصرفی، افزایش درجه حرارت گاز خروجی از کمپرسور، کاهش عمر مفید سوپاپ و افزایش هزینه‌های تعمیر و نگهداری خواهد شد.

همان طوری که قبلاً گفته شد، سطح زیر منحنی P-V نشان دهنده کار مصرفی در تحول تراکم می‌باشد. سطح زیر منحنی ABCD کار مفید انجام شده بر روی گاز بوده، سطح زیر منحنی BB_1C از دست رفت انرژی جهت غلبه بر نیروی فنر در سوپاپ دهش، سطح زیر منحنی BB_2CB_1 از دست رفت انرژی ناشی از جریان گاز از درون سوپاپ دهش می‌باشد.

به همین ترتیب سطح زیر منحنی ADD_1 از دست رفت انرژی ناشی از غلبه بر نیروی فنر در سوپاپ مکش و سطح منحنی AD_2DD_1 از دست رفت انرژی ناشی از جریان گاز در سوپاپ مکش می‌باشد.

از دست رفت انرژی در سوپاپ مکش در مقایسه با سوپاپ دهش تأثیر بیشتری بر روی عملکرد کمپرسور باقی می‌گذارد. این امر بویژه در کمپرسورهایی که فشار مکش آن نسبتاً پائین می‌باشد دارای عوارض نامطلوب بیشتری خواهد بود. چرا که نسبت $\frac{\Delta P}{P_S}$ بلحاظ پائین بودن P_S درصد بیشتری را نشان خواهد داد.

امروزه شرکت‌های سازنده سوپاپ جهت افزایش کارآئی و عمر مفید سوپاپها تدابیر متعددی را اتخاذ می‌کنند که عمده‌ترین آنها بشرح زیر می‌باشد:

۱- استفاده از فنر با حداقل تنش مورد نیاز

۲- طراحی آئرودینامیکی مجاری جریان گاز در سوپاپ

۳- صیقلی نمودن سطح جریان گاز در سوپاپ

٤- افزایش سطح مقطع جریان گاز در سوپاپ جهت کاهش سرعت جریان گاز درآن.

این امر از طریق افزایش سطح کانالهای جریان گاز در سوپاپ و افزایش کورس (Lift) سوپاپ امکان پذیر می‌باشد. البته هریک از دو روش فوق دارای عوارض نامطلوب مربوط به خود خواهد بود. افزایش کورس سوپاپ باعث افزایش سرعت جابجاشدن صفحه سوپاپ و نهایتاً افزایش ضربات در زمان تماس با نشستگاه سوپاپ می‌گردد که همین امر کاهش عمرمفید قطعات فوق را در بر خواهد داشت.

برای افزایش سطح آزاد مجاری گاز در نشستگاه سوپاپ لازم است که سوپاپ با ابعاد بزرگتر ساخته شده و همین امر ضمن افزایش قیمت سوپاپ، محدودیت در فضای جاگذاری سوپاپ، افزایش فضای مرده را بدنبال خواهد داشت. با ثابت نگهداشتن قطر سوپاپ، ا فزایش سطح آزاد جریان گاز از سوپاپ از طریق کاهش ضخامت دیواره‌های نگهدارنده آن میسر می‌باشد که کاهش مقاومت سوپاپ را بدنبال خواهد داشت.

۵- استفاده ازصفحات سوپاپ ازجنس غیرفلزی نظیر تفلن (PTFE)وPEEK (Poly Ether Ether Keytone) جهت افزایش عمرمفید قطعات سوپاپ در مقابل ضربه. این ترکیبات برای دماهای بالا (۲۵۰ درجه سانتیگراد) مناسب نمی‌باشد. سوپاپ‌های با طراحی مطلوب دارای مشخصه‌های زیر می‌باشند:

۱- حداکثر سطح مقطع جریان گاز با کمترین محیط ترشده (Wetted Perimeter)

۲- حداقل تغییر جهت بردار سرعت جریان گاز در زمان عبور از سوپاپ

۳- صیقلی بودن مطلوب سطوح ترشده آن

٤- حداقل کورس صفحه سوپاپ

۵- سبک بودن قطعات متحرک داخلی جهت تسریع در باز و بسته شدن

۶- کم بودن فضای مرده

۷- حرکت نرم و آرام حتی در سرعتهای بالا

۸- قیمت مناسب

طراحی مطلوب و عملکرد مناسب آن تأثیر بسزائی در کارآئی کمپرسورهای پیستونی داشته که عمده‌ترین آنها عبارتند از:

۱- کاهش توقعات کمپرسور

۲- کاهش انرژی مصرفی جهت تراکم گاز (حتی تا ۳۰ درصد)

۳- کاهش درجه حرارت گاز خروجی از سیلندر

٤- افزایش راندمان حجمی (افزایش ظرفیت واقعی کمپرسور)

۵- کاهش هزینه‌های تعمیرات

۲-۷-۴: انواع سوپاپهای مورد استفاده در کمپرسورهای پیستون

امروزه برحسب شرایط بهره‌برداری از کمپرسور، سوپاپها در طرحهای متنوعی ساخته می‌شوند. در طراحی سوپاپ‌ها و انتخاب طرح مناسب، عوامل متعددی نقش داشته که عمده‌ترین آنها عبارتند از سرعت دورانی کمپرسور، جرم مولکولی گاز مورد تراکم، حضور ذرات جامد و مایع در گاز مورد تراکم، قیمت، قابلیت اعتماد مورد نظر، ظرفیت کمپرسور و....عمده‌ترین سوپاپ‌های مورد استفاده در کمپرسورها عبارتند از:

۱- سوپاپ از نوع سوپاپ اتومبیل Poppet Type Valve

۲- سوپاپ‌های پره‌ای یا باله‌ای Reed or Feather Type Valve

۳- سوپاپ‌های کانالی Channel Type Valve

٤- سوپاپ‌های صفحه‌ای Plate Type Valve

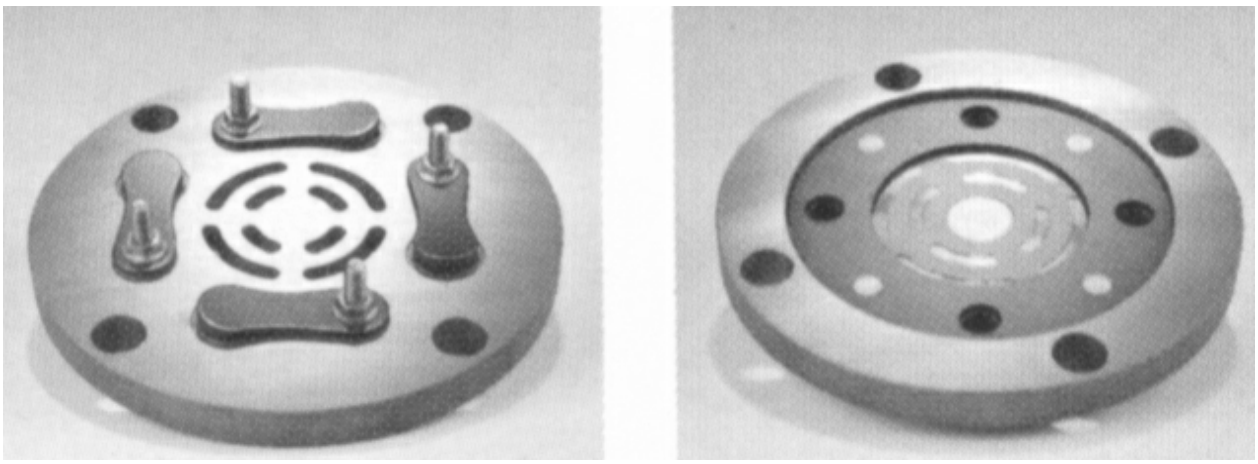
٥- سوپاپ‌های دیسکی Disc or ring type valve

الف: سوپاپهای از نوع ماشین (Poppet Type Valve)

سوپاپ‌های از نوع Poppet)) که شبیه سوپاپ ماشین بوده و توسط میل بادامک کار می‌کنند بندرت در کمپرسورها مورد استفاده قرار می‌گیرند، چراکه اولاً باعث افزایش پیچیدگی کمپرسور شده و ثانیاً کند عمل می‌کنند.این سوپاپها فقط برای کمپرسورهای با سرعت پائین مناسب می‌باشند که امروزه کمتر مورد توجه خریداران قرار دارند.

ب: سوپاپهای باله ای یا پره ای (Reed or Feather Valve)

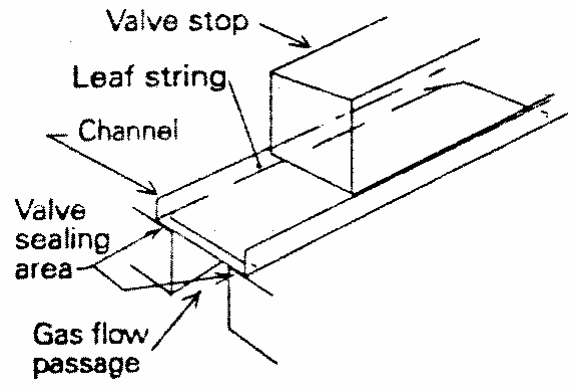
سوپاپ‌های از نوع باله ای یا پره ای دارای ساختمانی بسیار ساده هستند که در آن از یک تیغه با حالت فنری در جلوی مجرای جریان گاز استفاده میشود. با اعمال فشار از سوی گاز، تیغه فوق از جلوی مجرای گاز بلند شده و سوپاپ باز می‌شود و با کاهش فشار (و یا تساوی فشار در دوسمت آن) سوپاپ بسته می‌شود. یکی از ویژگیهای این طرح در این است که سوپاپ‌های مکش و دهش را می‌توان برروی یک بدنه بطور همزمان نصب کرد. این طرح سوپاپ برای کمپرسورهای هوا و تبرید با ظرفیت پائین و سرعت دورانی بالا نظیر کمپرسورهای بسته (Hermetic) و نیمه بسته (Semi-Hermetic) مناسب می‌باشد. نمونه‌هایی از سوپاپ پره ای در شکل (٢١-٤) نشان داده شده است. پائین بودن سروصدا، بالا بودن راندمان، ارزانی و بالا بودن عمر مفید مهمترین ویژگیهای این طرح می‌باشد.



شکل (٢١-٤): سوپاپ‌های از نوع پره ای

ج: سوپاپ از نوع کانالی (Channel Type Valve)

طرح دیگر سوپاپ که در کمپرسورها مورد استفاده قرار می‌گیرد، طرح کانالی (Channel) می‌باشد. در سوپاپهای کانالی تعدادی شیار مستقیم در بدنه سوپاپ ایجاد شده تا از طریق آن گاز بتواند از درون سوپاپ عبور نماید. در قسمت روبروی شیارها، کانالهای آب بند کننده با طراحی خاص قرار داشته تا صفحه سوپاپ فقط در جهت بالا و پائین و نه در سایر جهت‌ها حرکت کند. صفحات سوپاپ در بین کانال و در پوش سوپاپ قرار داشته تا حرکت عمودی کانال را در زمان باز شدن محدود کند. سازگاری فنرها در داخل کانال اهمیت زیادی داشته بنحوی که تراکم فنرها باید بنحوی باشد که خارج شدن گاز از درون سوپاپ با عمل آرام سازی حرکت آن (Damping) توام باشد (شکل ۲۲-٤).



شکل (۲۲-٤): اجزاءسوپاپهای کانالی

در بین دیواره پوشش دهنده، تعدادی شیار وجود داشته که امکان جریان گاز از درون سوپاپ را در زمان باز شدن کانال توسط اختلاف فشار گاز در دوسمت صفحه آب بند کننده میسر می‌سازد

د: سوپاپ صفحه ای (Plate Type Valve)

متداولترین طرح سوپاپ در کمپرسورها نوع صفحه ای (Plate Valve) می‌باشد. در این طرح از یک صفحه که دارای شیارهای متحدالمرکز می‌باشد.برای آب بند کردن سوپاپ استفاده می‌شود. این صفحات با قرار گرفتن در روبروی مجاری گاز در نشستگاه سوپاپ (Valve Seat) با اعمال فشار از سوی گاز و یا نیروی فنر باز و بسته می‌شوند. در شکل (۲۳-٤) نمونه ای از سوپاپ صفحه ای نشان داده شده است.

فنر مورد استفاده در این سوپاپها می‌تواند از نوع صفحه ای (Plate Spring) و یا مخروطی (Conical) باشد. جهت کنترل شرایط شناور شدن صفحه سوپاپ در سرعت‌های بالا، از صفحه ضربه گیر (Damping Plate) استفاده می‌شود. این صفحه در عین حال با کاهش اینرسی صفحه سوپاپ موجب کاهش فرسایش صفحه سوپاپ می‌گردد. تعیین میزان کورس صفحه سوپاپ بعهده واشر کورس (Lift washer) می‌باشد که بر حسب طراحی سوپاپ در حد فاصل نشستگاه

و حفاظ سوپاپ قرار می‌گیرد. در شکل (۲۴-٤) مجموعه ای از قطعات یک سوپاپ صفحه ای نشان داده شده است.

سوپاپ‌های صفحه‌ای از اجزاءِ زیر تشکیل شده است:

۱- نشستگاه سوپاپ Valve seat

وظیفه این قطعه آب‌بند کردن سوپاپ در هنگام بسته بودن و تأمین مجرای جریان گاز می‌باشد.

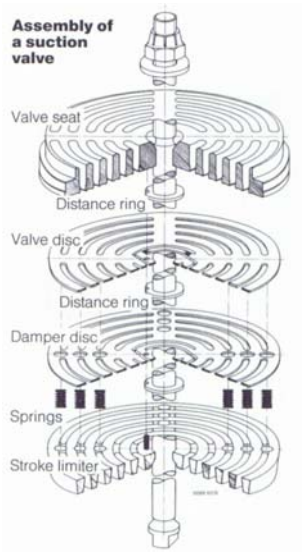
۲- صفحه سوپاپ Valve plate

عمل آب‌بند کردن سوپاپ بین این قطعه و نشستگاه سوپاپ صورت می‌گیرد. این قطعه آسیب‌پذیرترین جزءِ سوپاپ بوده و صیقلی بودن سطح آن و بخشی از نشستگاه که درتماس با آن می‌باشد از اهمیت بالایی برخوردار است.

۳- فنر (فنرها) Springs

وظیفه فنر، بسته نگهداشتن سوپاپ در مواقعی است که فشار در دوسمت سوپاپ برابر باشد.

شکل (۲۳-٤): سوپاپ از نوع صفحه ای



شکل (۲۴-٤): اجزاء تشکیل دهنده سوپاپ صفحه ای

٤- صفحه ضربه‌گیر Damping plate

بکارگیری از صفحه ضربه‌گیر در سوپاپ اجباری نبوده و هدف از بکارگیری از آن کاهش اینرسی صفحه سوپاپ و کاهش ضربه وارده بر صفحه سوپاپ و نشستگاه آن می‌باشد.

۵- واشر کورس Lift washer

کورس سوپاپ (فاصله‌ای که صفحه سوپاپ در طی باز و بسته شدن طی می‌کند) بوسیله واشرکورس مشخص می‌گردد. در سوپاپهایی که برای گازهای سبک نظیر هیدروژن بکار گرفته می‌شود میزان کورس سوپاپ باید حتی‌الامکان کم بوده تا پدیده بال‌زدن (Valve flutering) بوقوع نپیوندد.

۶- حفاظ سوپاپ Valve Guard

این قطعه بکمک نشستگاه سوپاپ، سایر قطعات سوپاپ را در بین خود نگهداری می‌کند.

۷- پین Pin

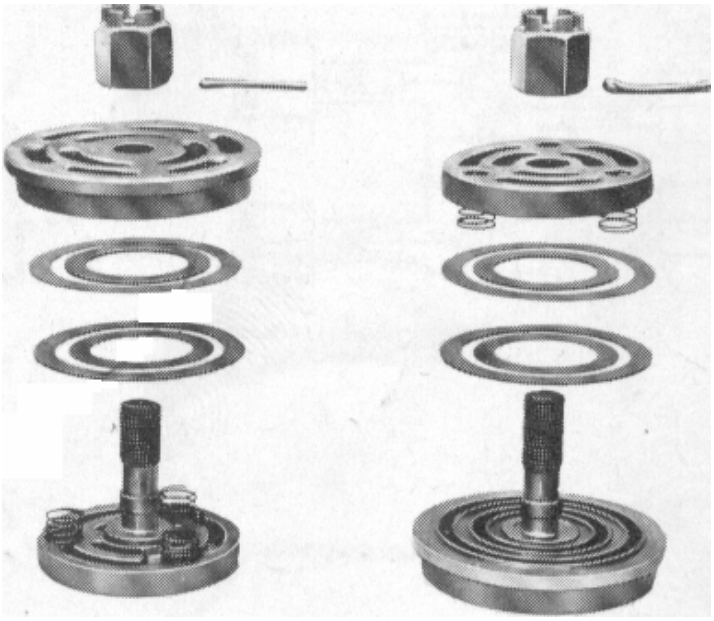
هدف از بکارگیری از پین جلوگیری از جابجائی و چرخش قطعات داخلی سوپاپ می‌باشد.

۸- پیچ و مهره Screw & Nut

هم‌محور نمودن و بسته نگهداشتن قطعات سوپاپ بکمک پیچ و مهره صورت می‌گیرد. از آنجائی که سوپاپ در معرض ضربات متوالی در هنگام باز و بسته شدن قرار دارد،مهره مورداستفاده از آن باید از نوع شیاردار و یا قفل شونده (Locking Nut) باشد تا در طی بهره‌برداری از سوپاپ مهره شل‌نشده و به کمپرسور آسیب نرسد.

۵- سوپاپ دیسکی (حلقه ای) Disc (ring) type valve

گاهی اوقات می‌توان از تعدادی حلقه دایره ای شکل بجای صفحه سوپاپ استفاده کرد که در این صورت سوپاپ را از نوع دیسکی(Disc Valve) می‌نامند. این صفحات توسط تعدادی فنر مخروطی(Conical) به نشستگاه سوپاپ (Valve Seat) می‌چسبد. سوپاپ حلقه ای دارای سطح مقطع آزاد بیشتری در مقابل جریان گازدرمقایسه بانوع صفحه ای می‌باشد. در شکل (۲۵-٤) نمونه ای از سوپاپهای مکش ودهش ازنوع حلقه ای نشان داده شده است.در این طرح تنش‌های حرارتی از نوع صفحه ای کمتر بوده و به همین خاطر عمر مفید آن بیشتر است.



شکل (۲۵-٤): سوپاپهای مکش و دهش از نوع حلقه ای

۳-۷-۴: علائم خرابی سوپاپ

سوپاپ را باید سخت‌کارترین و بحرانی‌ترین قطعه در کمپرسورهای تناوبی دانست. بنابراین بازرسی و سرویس و نگهداری و تعمیرات آن باید بطور منظم و توسط افراد خبره در این زمینه صورت پذیرد. هرچند که غالباً شرکتهای سازنده کمپرسور در دفترچه راهنمای تعمیر و

نگهداری کمپرسور دوره‌های زمانی مناسب را برای بازرسی و تعمیرات سوپاپها اعلام می‌کنند ولی شاید بتوان آن را بصورت حداکثر زمان توصیه شده برای بازرسی سوپاپ عنوان کرد. شرایط بهره‌برداری و مشخصه‌های گاز مورد تراکم می‌توانند بر روی دوره‌های بازرسی سوپاپ تأثیر بگذارند که عمده‌ترین آنها عبارتند از:

١- کیفیت گاز مورد تراکم از نظر حضور مایع و ذرات جامد

٢- درجه حرارت گاز خروجی از سیلندرها

٣- قابلیت تشکیل دوده توسط روغن مورد استفاده در کمپرسور

٤- کیفیت رینگها، سطح سیلندر و پیستون

در هر حال اپراتورها و تعمیرکاران باید همواره نسبت به خرابی سوپاپ‌ها حساس بوده و با مشاهده هریک از علائم زیر نسبت به بازرسی و تعمیر (و یا تعویض) سوپاپ معیوب اقدام نمایند. اساساً سوپاپ معیوب به سوپاپی اطلاق می‌شود که بنابه هر دلیلی، در شرایط عادی (تساوی فشار در دو سمت آن) نشتی داشته باشد. مهمترین علائم خرابی سوپاپها عبارتند از:

١- کاهش ظرفیت کمپرسور (افزایش دوره زیر بار بودن)

٢- گرم کردن گاز خروجی و درپوش سوپاپ

٣- شنیدن صدای غیرعادی در سرسیلندر (صدا می‌تواند از نوع برخورد دو فلز باهم و یا عبور گاز از یک مجرای باریک باشد)

٤- غیرعادی بودن فشار بین مرحله‌ای در کمپرسورهای چند مرحله‌ای

٥- عمل کردن شیر اطمینان بین مرحله‌ای

٦- نشتی گاز از فیلتر مکش (در کمپرسورهای هوا)

٨-٤ : عوامل موثر بر راندمان حجمی کمپرسورهای پیستونی

همانطوری که قبلاً گفته شد دبی حجمی کمپرسور همواره از حجم جابجائی قطعات متراکم کننده در کمپرسور (نظیر پیستونها) کمترمی باشد. علت این امر رابایدعوامل زیر دانست:

١) افت فشاردر قسمت مکش

٢) گرم شدن گاز ورودی

٣) انبساط گاز متراکم شده در فضای مرده در مرحله مکش

٤) نشتی گاز از درون سوپاپها، کناره رینگها و...

٥) تراکم اضافی جهت باز کردن سوپاپ دهش

از آنجائی که هرگز نمی توان کمپرسوری ساخت که فاقد فضای مرده باشد، لذا تازمانی که گاز متراکم شده در فضای مرده تا فشاری کمترازفشار مکش منبسط نشود گازبدرون سیلندر وارد نمی شود.

راندمان حجمی هر کمپرسور عبارت است از حجم گاز خارج شده از کمپرسور به حجم جابجائی پیستونهای مرحله اول وبدیهی است فضای مرده مهمترین عامل مؤثر در آن می‌باشد.
لازم به ذکراست که کمپرسوری باراندمان حجمی بالاتر نمی تواند بطور قطعی بهتر از کمپرسوری باشد که دارای راندمان حجمی کمتری است.

۱-۸-۴ : حجم جابجائی پیستون و راندمان حجمی کمپرسور

حجم جابجائی پیستون همان ظرفیت تئوریک یک سیلندرمرحله اول کمپرسور می‌باشد که به سطح مقطع مفید پیستون مرحله اول، کورس پیستون و سرعت دورانی کمپرسور بستگی دارد.
محاسبه ظرفیت تئوریک کمپرسورها ی یک طرفه و دو طرفه بر اساس روابط (٤-١ تا ٤-٣) بدست می‌آیند. برای کمپرسورهای دوطرفه بامیل شاتون:

$$Q_t = S \times N \times \frac{۲\pi\left(D^۲ - d^۲\right)}{۴} \qquad (٤-٧)$$

راندمان حجمی هر کمپرسور تناوبی را می‌توان از رابطه (٤-٨) بدست آورد.

$$\eta_v = ۱ - \left[\left(\frac{Z_۱}{Z_۲}\right)\left(\frac{P_۲}{P_۱}\right)_i^{\frac{۱}{\gamma}} - ۱\right]C \qquad (٤-٨)$$

که درآن:

$Z_۱, Z_۲$ = ضریب تراکم پذیری گاز در قسمتهای مکش ودهش

$P_۲$ = فشار مطلق دهش

$P_۱$ = فشار مطلق مکش

C = درصد فضای مرده

γ = نمای پولی تروپیک

د رکمپرسورهای هوا عموماً مقدار ۱,۳-۱,۳۵ = γ مورد استفاده قرار می‌گیرد.

تذکر: اندیس (i) در رابطه (٤-٨) به این خاطر است که باید بزگترین مقدار مربوط به نسبت تراکم را در یکی از مراحل کمپرسورهای چند مرحله ای در این رابطه منظور کرد. البته از نظر تئوریک نسبت فوق در تمامی مراحل تراکم باید یکسان بوده ولی در عمل ممکن است که مقدار آن در مراحل مختلف تا حدودی متفاوت باشد. تجربیات به دست آمده برای تمامی کمپرسورها نشان می‌دهد که ظرفیت واقعی کمپرسورها با احتساب راندمان حجمی براساس رابطه (٤-٨) کمتربوده واین امر نشان می‌دهد که عوامل دیگری را باید در محاسبه راندمان حجمی منظور نمود یابه عبارت دیگر راندمان حجمی واقعی هر کمپرسور پیستونی از مقدار به دست آمده از رابطه (٤-٨) کمتر می‌باشد.
بامراجعه مجدد به رابطه فوق می‌توان نتیجه گرفت که اگر فضای مرده ($C=۰$) باشد، راندمان حجمی بایستی برابر ۱ باشد ولی درعمل مقدارآن از ۱ کمتر بوده وعملاً حدود ۰,۹۷ می‌باشد.

علت این امر بروزپدیده(Wire Drawing) برروی گاز در حد فاصل قسمت مکش تا دهانه سوپاپ مکش کمپرسور می‌باشد.

از سویی دیگر تأثیر نشتی از کناره رینگها نیز باید در رابطه فوق منظور گردد که برای این امربایستی از عددی مانند L که به سیستم روغن کاری شدن (و یا فشردن) سیلندر بستگی دارد استفاده نمود.

تجربیات انجام شده دراین زمینه مقدار L را بصورت زیر توصیه می‌نماید:

سیلندرهایی که روغن کاری می‌شوند L = ۰,۰۵ - ۰,۰۶

سیلندرهایی که روغن کاری نمی شوند L = ۰,۰۹ - ۰,۱

باتوجه به موارد ذکرشده در بالا رابطه (٤-٨) را می‌توان بصورت زیر اصلاح نمود:

$$\mu_v = ۰.۹۷ - \left[\left(\frac{Z_۱}{Z_۲}\right)\left(\frac{P_۲}{P_۱}\right)^{\frac{۱}{\gamma}} - ۱\right]C - L \qquad (٤-٩)$$

که در آن $Z_۲ \text{ ç} Z_۱$ ضرایب تراکم پذیری گاز در قسمت‌های مکش و دهش می‌باشد.

تذکر: برای گازهای ایده آل و یا گازهای حقیقی در فشارهای نسبتاً پائین $Z_۲ \text{ ç} Z_۱$ را می‌توان یک فرض نمود. در این صورت رابطه (٤-٩) را می‌توان بصورت زیر مورد استفاده قرار داد.

$$\mu_v = ۰.۹۷ - \left[\left(\frac{P_۲}{P_۱}\right)^{\frac{۱}{\gamma}} - ۱\right]C - L \qquad (٤-١٠)$$

ونهایتا" ظرفیت واقعی کمپرسور برابر است با: $Q = \eta_v . P_d$ (٤-١١)

مثال (٤-١): مطلوبست محاسبه ظرفیت واقعی کمپرسوری یک مرحله ای دو طرفه با سیلندر روغن کاری شده در شرایط زیر:

قطر سیلندر = ۶ اینچ = ۰/۱۵۲٤ m

کورس پیستون = ۱۲ اینچ = ۰,۳۰٤۸ m

سرعت دورانی = ۳۰۰ دوردردقیقه

قطر شافت پیستون = ۲,۵ اینچ = ۰,۰۶۳۵ m

C = ٪۱۲

گاز = $co_۲$

فشار ورودی = ۱۷۲۰ psia = ۱۱۷ بار

فشار دهش = ۳٤٤۰ psia = ۲۳٤ بار

دمای ورودی = ۱۱۵ درجه فارنهایت = ٤۶/۱ درجه سانتیگراد

$\gamma_{Co^۲}$ = ۱/۳

حل: با توجه به رابطه (٤-٢)

$$P_d = \frac{۰.۳۰۴۸ \times ۳۰۰ \times ۳.۱۴ \times \left[۲ \times (۰.۱۵۲۴)^۲ - (۰.۰۶۳۵)^۲\right]}{۴} \times ۶۰ = ۱۸۲.۷$$ ساعت / متر مکعب

براساس محاسبات انجام شده مقادیر $Z_۱, Z_۲$ به ترتیب برابر با ۰,۵۷۵ و ۰,۳۱۲ می‌باشند. بنابراین راندمان حجمی کمپرسور بر اساس رابطه (۹-٤) برابر است با:

$$\eta_v = ۰.۹۷ - \left[\frac{۰.۳۱۲}{۰.۵۷۵} \times \left(\frac{۲۳۴}{۱۱۷}\right)^{\frac{۱}{۱.۳}} - ۱\right] \times ۰.۱۲ - ۰.۰۵ = ۰.۹۳$$

لذا ظرفیت واقعی کمپرسور برابراست با:

$$Q = P_d \times \eta_v = ۱۸۲.۷ \times ۰.۹۳ = ۱۶۹.۹$$ ساعت / متر مکعب

دریک جمع بندی کلی می‌توان نتیجه گرفت که راندمان حجمی کمپرسور به عوامل زیر بستگی دارد:

الف: نسبت تراکم

ب: ضریب تراکم پذیری گاز (Z) در شرایط مکش و دهش کمپرسور

ج: در صد فضای مرده.

د: افت فشار ناشی از عبور گازها از درون سوپاپها

س: نشتی از کناره رینگها که خود به روغنکاری شدن یا نشدن سیلندر،کیفیت سطح سیلندر، کیفیت رینگها، تعداد رینگها و... بستگی دارد.

ش: خواص فیزیکی گاز (نمای پولی ترو پیک و دانسیته گاز)

ص: میزان گرم شدن گاز در حد فاصل دهانه مکش تا خروجی سوپاپ مکش

هـ: میزان رطوبت موجود در گاز مورد تراکم

لازم به ذکر است که در نسبت تراکم‌های بالا (۱۵-۶)، تأثیر فضای مرده برروی راندمان حجمی از تأثیرافت فشار در سوپاپها بیشتر می‌باشد. حال آنکه در نسبت تراکم‌های متوسط (۶-۳) دو پدیده فوق تقریباً بطور یکسان برروی راندمان حجمی تأثیر می‌گذارند و بالا خره در نسبت تراکم‌های کم (کمتر از ۳) افت فشار در سوپاپها در مقایسه با فضای مرده تأثیر بیشتری برروی راندمان حجمی باقی می‌گذارد.

۹-۴: خلاصه‌ای از ویژگیهای کمپرسورهای پیستونی

۱- این کمپرسورها از نوع رفت و برگشتی بوده و لذا همواره مقداری نیروی متعادل نشده در آن باقی می‌ماند و به همین خاطر نیاز به فوندانسیون سنگین‌تری دارند.

۲- میزان لرزش در این کمپرسورها در مقایسه با سایر انواع کمپرسورها (دورانی و گریز از مرکز) بیشتر بوده و به همین خاطر امکان انتقال لرزش به سایر تجهیزات از طریق لوله‌ها و فوندانسیون وجود دارد.

۳- اکثر این کمپرسورها بصورت روانکاری شونده ساخته می‌شوند ولی ممکن است در شرایط خاصی بصورت خشک ساخته شوند. عدم روانکاری سیلندر موجب افزایش فرسایش رینگها، کاهش راندمان و افزایش هزینه‌های تعمیراتی می‌گردد. در طرح شیاری آن (Labyrinth) بعلت عدم بکارگیری از رینگ فرسایش رینگها منتفی بوده ولی بعلت نشت گاز از کناره پیستون، راندمان حجمی آن می‌تواند کمتر نیز باشد.

٤- بروز پدیده موجدار شدن (Surging) در این کمپرسورها منتفی است.

۵- تغییر جرم مولکولی گاز در قسمت مکش تأثیری روی عملکرد این کمپرسورها باقی نمی‌گذارد.

۶- فشار گاز خروجی از این کمپرسورها مستقل از سرعت دورانی آن می‌باشد.

۷- گاز خروجی از کمپرسور دارای ضربات (Pulse) بوده و به همین خاطر در صورت بهره‌برداری از چند کمپرسور پیستونی بطور موازی می‌تواند باعث بروز مشکلاتی نظیر تشدید (Resonance) گردد. لذا در چنین حالتی بکارگیری از قطعات ضربه‌گیر (Damping Element) در قسمت دهش ضروری است.

۸- راندمان آنها در مقایسه با سایر انواع کمپرسورها بالاتر بوده و امکان طراحی آن بصورت چندمرحله‌ای با بکارگیری از خنک‌کن بین مرحله‌ای وجود داشته و به همین خاطر برای شرایط سخت بهره‌برداری کمپرسور مناسبی می‌باشد.

۹- بکارگیری از سوپاپ‌های مکش و دهش در این کمپرسورها ضروری بوده و همین امر باعث کاهش کارآئی و افزایش خرابی و توقف در کمپرسور می‌گردد. مشکلات مربوط به سوپاپ بویژه در شرایطی که فشار مکش پائین می‌باشد از اهمیت بیشتری برخوردار است.

۱۰- کمپرسورهای پیستونی دارای قطعات فرسایش زیادی نظیر سوپاپها، رینگهای متراکم و روغنی (و یاهادی)، یاطاقانها و ... بوده و به همین خاطر به سرویس و نگهداری و تعمیرات بیشتری در مقایسه با سایر انواع کمپرسورها نیاز دارند.

۱۱- این کمپرسورها نسبت به حضور مایع در گاز مورد تراکم حساس بوده و می‌تواند باعث بروز مشکلاتی نظیر خرابی سوپاپها، کج‌شدن شاتون یا شافت پیستون و حتی بریدن میل‌لنگ گردد.

۱۲-برای شرایطی که فشار دهش بسیار بالا موردنظر باشد کمپرسور بلارقیبی بوده ولی از نظر ظرفیت برای دبی کم تا متوسط مناسب می‌باشند.

۱۳- سرعت دورانی آنها نسبتاً پائین بوده و به همین خاطر اساساً ماشینی کم سروصدا می‌باشد.

١٤- کنترل ظرفیت آنها به روشهای مختلفی امکان‌پذیر می‌باشد که در این زمینه در مقایسه با سایر انواع کمپرسورها از تنوع بیشتری برخوردار است.

۱۵- کمپرسورهای پیستونی دارای فضای مرده بوده و به همین خاطر راندمان حجمی آنها بویژه در نسبت تراکم‌های بالا، پائین می‌باشد. به همین خاطر نمی‌توان از آن برای دست‌یابی به خلاءِ پائین استفاده کرد.

۱۶- روانکاری قسمت انتقال قدرت (میل‌لنگ و ...) را می‌توان با روغن‌های مناسب و روانکاری قسمت تراکم آن را با روغن سازگار با گاز مورد تراکم و شرایط بهره‌برداری انجام داد. به همین خاطر بسیاری از مشکلات حضور روغن در گاز مورد تراکم را می‌توان بر طرف کرد.

۱۷- محل خروج شافت از محفظه تراکم را می‌توان با سیستم آب‌بند کنندهٔ مناسب آب‌بندی کرده و یا با بکارگیری از گاز خنثی آن را تحت فشار نگهداشت تا مانع از نشت گاز مورد تراکم به بیرون شد.

بخش پنجم:

کمپرسورهای دورانی

(Rotary Compressors)

۱-۵: مقدمه:

کمپرسورهای دورانی از نظر رفتاری جزءِ کمپرسورهای جابجائی مثبت بوده ولی از دیدگاه نیروهای وارد برآن همانند کمپرسورهای گریزازمرکز یک ماشین بالانس شده می‌باشند. مهمترین تفاوت کمپرسورهای دورانی با کمپرسورهای تناوبی که هم خانواده می‌باشند در حذف سوپاپها در کمپرسورهای دورانی است. اساساً درمقایسه با کمپرسورهای تناوبی از نظر وزن، سبکتربوده وبعلت حذف نیروهای لرزاننده (Shaking Forces) به فوندانسیون سنگین نیاز ندارند. هرچندکه این کمپرسورها دارای ساختمان نسبتاً ساده تری در مقایسه با کمپرسورهای تناوبی می‌باشند، بااین وجود از نظر طراحی دارای تنوع زیادی بوده ودر طرحهای مختلفی ساخته می‌شوند.

کمپرسورهای دورانی را باید پاسخ مناسبی برای دامنه ای ازکاربرد کمپرسورها در صنعت دانست که در حدفاصل بین کمپرسورهای تناوبی وگریزازمرکز قرار می‌گیرد. ماشینی است مناسب برای نسبت تراکم‌های متغیر ودامنه وسیعی از ظرفیت. کمپرسوری که می‌تواند باسرعت متناسب با الکتروموتورهای معمولی کارنموده وازنظر هزینه تعمیر ونگهداری مشابه کمپرسورهای گریزازمرکز می‌باشد، بطوری که هزینه تعمیرنگهداری آن حدود یک سوم کمپرسورهای تناوبی با ظرفیت مشابه می‌باشد. حذف سوپاپ دراین کمپرسورها بخش اعظمی از مشکلات وتوقفات مرتبطه راکه درکمپرسورهای تناوبی وجوددارد‌منتفی می‌سازد.درکمپرسورهای دورانی حجم معینی از گاز در فضای بین دو قطعه محبوس شده وسپس در اثر کاهش حجم فضائی که گازدر آن گیرافتاده است، فشارآن افزایش داده شده وبه سمت قسمت دهش هدایت می‌شود. سرعت گاز در طی فرآیند تراکم چندان بالا نبوده وهمین امرموجب جلوگیری از تأثیر تحول پولی تروپیک در کمپرسور می‌شود، پدیده ای که در اثرنزدیک شدن سرعت گاز به سرعت صوت در کمپرسورهای گریزازمرکز منشأ مشکلات زیادی می‌باشد.

فشارکار اساساً دراین نوع کمپرسورها پائین بوده وغالباً تا ۱۵ بار بیشتر نمی باشد. البته طرحهای خاصی از این کمپرسورها که چند مرحله ای می‌باشند قادرند تا فشارهای بالاتری (مثلاً ٤٠ بار) کارکنند این کمپرسورها بصورت خشک (Dry) ویا روغن کاری شده مورد استفاده قرار می‌گیرند. همانطوری که قبلاً گفته شد کمپرسورهای دورانی درطرحهای مختلفی ساخته می‌شوند که متداولترین آنها به شرح زیر می‌باشد:

۱- کمپرسورهای حلزونی (بایک یادو حلزون) ((Single Or Twin Screw(s)

۲- کمپرسورهای گوشواره ای (Lobe Type)

۳- کمپرسورهای تیغه لغزنده (Sliding Vane)

٤- کمپرسورهای رینگ مایع (Liquid Ring)

٥- کمپرسورهای دندانه چرخنده (Rotary Tooth)

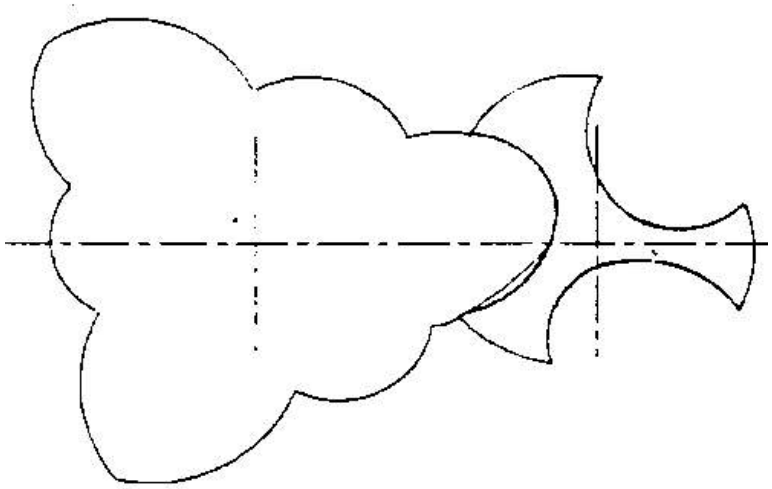
۲-۵: کمپرسورهای حلزونی Screw(s) Or Helical Lobe

۱-۲-۵: تاریخچه

هرچندکه اولین کمپرسور حلزونی درسال ۱۸۷۸ درآلمان ساخته شد، ولی این کمپرسورها با طرحهای مشابه کمپرسورهای امروزی نخستین بار در سال ۱۹۳٤ توسط Lysholm مهندس ارشدشرکت Sevenska Rotor Maskiner (SRM) ابداع گردید لذا این کمپرسورها رامی توان جزءِ کمپرسورهای جدید درصنایع دانست. اوسعی براین داشت تا کمپرسوری ازخانواده دورانی، باسرعت بالاتراز کمپرسورهای تناوبی که بتوان مستقیما" آن راباتوربینهای گازی راه اندازی نمود وفاقد مشکلات پدیده موجدارشدن (Surging) که در کمپرسورهای گریزازمرکز به وقوع می‌پیوندد باشد، طراحی وتولید نماید.

اولین کمپرسور ساخته شده توسط وی ازنوع خشک (Oil Free) که دارای دنده زمان بندی کننده (Timming Gear) بوده تاموجب همزمانی چرخش روتورها گردد. آرایش روتورها به صورت ۳+۳طراحی گردید (روتور نری با سه برجستگی وروتور مادگی با سه فضای مقعر) ودارای زاویه پیچش تندی (Steep) بوده که اجازه می‌دهد تاکمپرسور بانسبت تراکم داخلی (Built - in Compression Ratio)بالاتر وفشار خروجی بیشتری کارکند. فشاردهش درطرحهای اولیه این کمپرسورها حدود psig ۳۰ - ۲۰ بود.

متأسفانه طرح فوق باعث ایجاد فضای گیر انداختن (Trapped Pocket) در کمپرسور گردیده واین امرموجب بالارفتن فشارگاز قبل از خروج گاز از کمپرسور شده که نهایتا" کاهش راندمان وافزایش سروصدای کمپرسور را بدنبال داشت.شکل (۱-۵)



Outline of Lysholm early profile

شکل(۱-۵): اولین طرح روتورها باآرایش (۳+۳)

در دهه ۱۹٤۰ Hans Nilson مهندس ارشد شرکت SRM تغییراتی را در کمپرسورهای اولیه بوجود آورد. در طرح وی روتور نری (Male Rotor) با چهار گوشواره وروتور مادگی (Female Rotor) با شش محفظه مقعر (آرایش ۶ + ٤) ساخته شد. این تغییرات موجب حذف فضای گیرافتادن وافزایش زاویه پیچش حلزونی گردیده که در نهایت باعث افزایش نیبت تراکم وراندمان کمپرسور می‌شد. شکل(۲-۵)

پیشرفت در طراحی وساخت ماشینهای تراش حلزونی به شرکت Howden که یک شرکت اسکاتلندی بود اجازه داد تا تولید نسل جدیدی از کمپرسورهای حلزونی راکه روغن کاری می‌شدند (Oil Flooded) را توسعه وگسترش دهند.

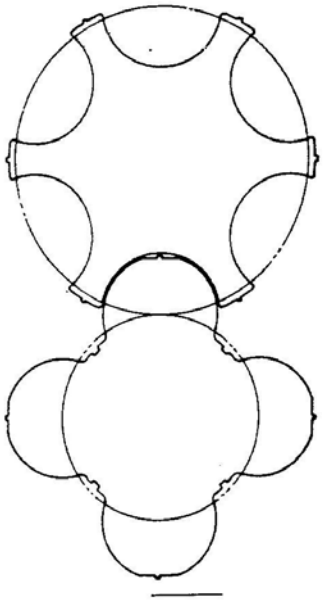


Fig. 3—Rotor profiles of the four-lobe male and the six-lobe female. Built-in clearance exists between the two rotors. (Courtesy of Beloit Power Systems, Inc.)

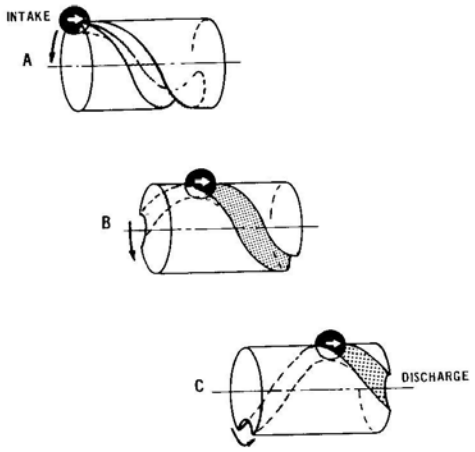


Figure 4-1. The compression cycle of a helical screw compressor. (Courtesy of Joy Manufacturing.)

شکل(۲-۵): طرح روتورها باآرایش (٦+٤)

استفاده از شیر لغزشی (Slid Valve) در سالهای اولیه دهه ۱۹۵۰ موجب شدتاشرکت SRM بتواند درکنار تغییرابعاد کمپرسور ظرفیت آنهارانیز کنترل نماید. کنترل ظرفیت که یکی از عوامل محدود کننده در طراحی کمپرسور بود اجازه داد تابتوان نسبت تراکم را دریک دامنده وسیعی از تغییرات دبی، تحت کنترل درآورد. امروزه استفاده از شیر لغزنده درکنترل ظرفیت کمپرسورهای حلزونی ازنوع روغن کاری شونده کاربرد وسیعی دارد. روغن کاری کمپرسور علاوه برافزایش راندمان کمپرسور به میزان ۸ تا ۱۰ درصد درمقایسه با کمپرسورهای خشک،موجب افزایش نسبت تراکم مجاز گردیده و نیاز به دنده‌های زمان بندی کننده رادر بهره برداری از کمپرسورهای حلزونی منتفی ساخته است.لایه روغن موجود بین روتورها اجازه می‌دهد تاروتور مادگی توسط روتور محرک (روتور نری) بچرخش درآید. این امر نخستین بار توسط شرکت اطلس کوپکودرسال ۱۹۵۷به مرحله اجراءِ درآمد. استفاده از شیر لغزنده همراه با روغن کاری به روش تزریقی نخستین بار در سیستم تبرید در سال ۱۹۶۰ بکارگرفته شد.

تغییردرساختار روتورها وتغییر شکل آن بصورت غیر متقارن Asymmetric)) در سال ۱۹۶۹ توسط شرکت Sullair صورت پذیرفت. تغییر شکل روتورها باعث کاهش میزان نشتی در طول مسیر تراکم گردیده که در نهایت افزایش راندمان را به دنبال داشت. بهبود کارآئی در سرعت کم اجازه می‌دهد تااین کمپرسورهارابتوان بطور مستقیم توسط الکتروموتورها مورد بهره برداری قرار داد.

۲-۲-۵: ویژگیهای کمپرسورهای حلزونی

همانطوری که قبلاً گفته شد مشخصه‌های کمپرسورهای حلزونی به نحوی است که در حد فاصل بین مشخصه‌های کمپرسورهای تناوبی وگریزازمرکز قرار می‌گیرند وحتی در مواردی قادرند در محدوده کار هریک از کمپرسورهای فوق به کار گرفته شوند. کمپرسورهای حلزونی از نظر ظرفیت بعداز کمپرسورهای گریزازمرکز قرار داشته وفشار دهش درآنها از چند میلی بار (Torr) تا ٤٠ بارمی رسد.

کمپرسورهای حلزونی در ظرفیت تا ۱۲۰۰ متر مکعب در دقیقه طراحی وساخته می‌شوند. مقادیر زیاد ظرفیت آن در محدوده کار کمپرسورهای گریزازمرکز قرارداشته ولی به علت بالا بودن راندمان آن(حدود۷۵ تا۸۵ درصد) در یک چنین مواردی بر کمپرسورهای گریزازمرکز ارجعیت دارد. از این کمپرسورها در ظرفیت‌های پایین برای سیستم تهویه مطبوع اتومبیل‌ها استفاده می‌شود، محدوده ای که اصولاً در اختیار کمپرسورهای تناوبی قرار دارد. کمپرسورهای حلزونی خشک حداکثر در ظرفیت ۱/۵ متر مکعب در دقیقه ساخته می‌شوند. یکی دیگر از محاسن این کمپرسورها در مقایسه با انواع گریزازمرکز دراین است که عملکرد آنها برخلاف کمپرسورهای گریزازمرکز وابستگی چندانی به جرم مولکولی گاز ندارند. از نظر اقتصادی در محدوده توان مصرفی ۱۵۰۰ - ۲۰۰ اسب بخار از کمپرسورهای گریزازمرکز ارزانتر می‌باشد.

هرچندکه کمپرسورهای رفت وبرگشتی از راندمان بالاتری نسبت به کمپرسورهای حلزونی برخوردار می‌باشند، ولی برای دبی معینی از جریان گاز، کمپرسور حلزونی دارای ابعاد کوچکتری می‌باشند وبه همین خاطربه فضای کمتری برای نصب نیاز دارند.البته انرژی مخصوص(توان مصرفی برای تراکم واحدظرفیت)آنهااز کمپرسورهای تناوبی بیشتراست. به علت عدم وجود نیروهای بالانس نشده نیاز فوندانسیون سنگینی نداشته ولذا هزینه نصب آنها کمتر می‌باشد.

این کمپرسورها قادرند گازهای چسبناک(Sticky) وقابل پلیمریزاسیون را متراکم نمایند. در واقع حضور ذرات نرم (Soft Deposit) در گاز مورد تراکم باعث کاهش تأثیر لقی (Clearance) روتورها برروی راندمان کمپرسور گردیده وموجب کاهش نشتی وافزایش راندمان حجمی آن می‌گردد.یکی ازمعایب این کمپرسورها بالا بودن صدای آنها می‌باشدکه جزءویژگیهای ذاتی آن

می‌باشد.به همین خاطرتمامی کمپرسورهای دورانی درقسمت مکش ودهش مجهزبه صداخفه کن(Silencer)می باشد.

۳-۲-۵: تقسیم بندی کمپرسورهای حلزونی

کمپرسورهای حلزونی ازنظر تعداد روتورها به دو دسته تک روتور (Single) شکل (۳-۵) و دوتائی (Twin) شکل (٤-۵) تقسیم بندی می‌کنند.

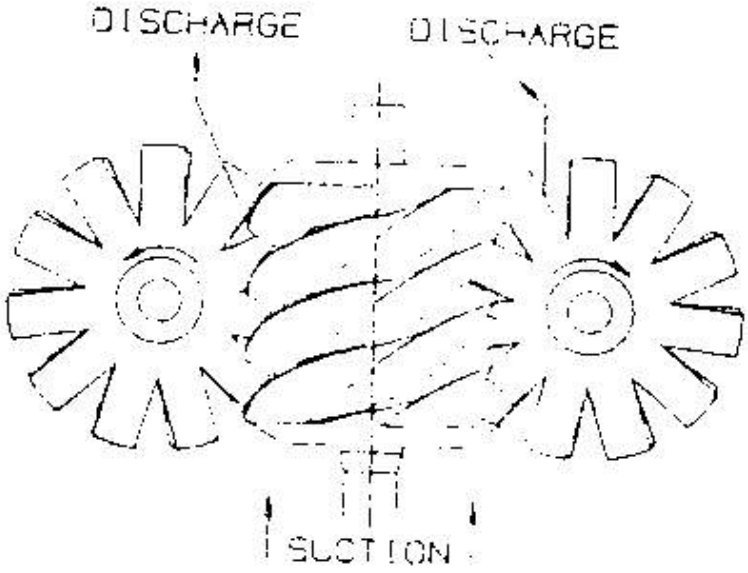


FIGURE 43.2 Single-screw compressor. (*Single Screw Compressor, Inc.*)

شکل (۳-۵): کمپرسور حلزونی بایک روتور

شکل (٤-۵): کمپرسور حلزونی بادو روتور

ازآنجائی که کمپرسورهای با یک روتور امروزه کاربرد چندانی در صنعت ندارند، این مبحث کلا" به بررسی کمپرسورهای حلزونی بادو روتور اختصاص داده شده است. لازم به ذکراست که کمپرسورهای حلزونی همانند کمپرسورهای تناوبی، بصورت یک یاچند مرحله ساخته می‌شوند.

مثلا" شرکت اسکاتلندی Howden امروزه کمپرسورهای حلزونی ٤ مرحله ای ساخته که قادر است تا فشار ٤١ بار گاز رامتراکم نماید.

از سوی دیگر کمپرسورهای حلزونی خود به دودسته خشک (Dry) و روغن کاری شونده (Oil Flooded) تقسیم می‌شوند. مغایرت درطراحی این دودسته کمپرسورها تاحدی است که می‌توان حتی آنها رادردودسته جداگانه مورد بررسی قرار داد. ولی از آنجائی که اساس کاراین کمپرسورها مشابهت زیادی دارند، لذا نیازی به جداکردن اصول کار آنها نبوده وهردودریک مبحث مورد بررسی قرار می‌گیرند. البته بدیهی است در مواردی که این دو کمپرسور ازنظر رفتاری وطراحی دارای مغایرتهائی باشند، هریک بطور جداگانه مورد بررسی قرار خواهند گرفت.

۴-۲-۵: مبانی کارکمپرسورهای حلزونی

کمپرسورهای حلزونی جزء کمپرسورهای جابجائی مثبت می‌باشند که درآن عمل تراکم بین دو عدد روتور حلزونی (Helical) در مرحله درهم رفتگی (Inter Meshing) صورت پذیرد. روتورها اصطلاحا" بدوشکل نری (Male) ومادگی (Female) ساخته می‌شوند. روتور نری دارای گوشواره (Lobe) محدب وروتور مادگی دارای شکل مقعر می‌باشد. شکل (۱-۸).

درمرحله مکش، گاز وارد فضای مقعر حلزون مادگی شده وآنره پر می‌کند. در مرحله تراکم قسمت محدب روتور نری فضای تقعرروتور مادگی راپر کرده وبا کاهش حجم گاز جمع شده درآن، باعث افزایش فشار گاز می‌گردد. هنگامی که فشار گاز اندکی از فشار گاز خط دهش بیشتر گردد، گازمتراکم شده به سمت لوله دهش رانده شده وعمل تخلیه گاز صورت می‌گیرد. عمل تراکم باتکرار این فرآیند درطول دوران حلزونی‌هاشکل پیوسته ای رابه خود می‌گیرد.

روتور نری دارای عموماً ٤ گوشواره وروتورهای مادگی دارای ۶ محفظه مقعر می‌باشد. در طول دوران روتورها هیچگونه تماس مکانیکی نباید بین آنها وجود داشته باشد، در کمپرسورهای خشک چرخش روتور مادگی بکمک دنده‌هائی که نقش تنظیم زمان بندی دوران روتورها را بعهده دارند(Timming Gear) صورت می‌پذیرد. این فرآیند درهردورگردش روتور ماده ۶ دفعه وبه ازاء هردورگردش روتور نری ٤ بار تکرار می‌شود. بعبارت دیگر سرعت دوران روتور ماده دو سوم سرعت دورانی روتور نری می‌باشد.

میزان تراکمی که در هر سیکل تراکم صورت میگیرد به طول روتور، زاویه حلزونی ونسبت تراکم در کمپرسوربستگی دارد. بعبارت دیگر مجاری جریان گاز ازنظر ابعادی طوری ساخته می‌شوند که بتوان به نسبت تراکم مورد نظر دست یافت.

وجود فرآیند تراکم داخلی باعث افزایش راندمان حجمی کمپرسور گردیده وهمین مزیت یکی از دلایل برتری این کمپرسورها در مقایسه با کمپرسورهای گوشواره ای می‌باشد. جهت دست یابی به راندمان مطلوب لازم است که لقی بین روتور تاحد ممکن کم باشد.در شکل (۵-۸) ٤ دیاگرام مختلف برای شرایط مختلف تراکم نشان داده شده است.

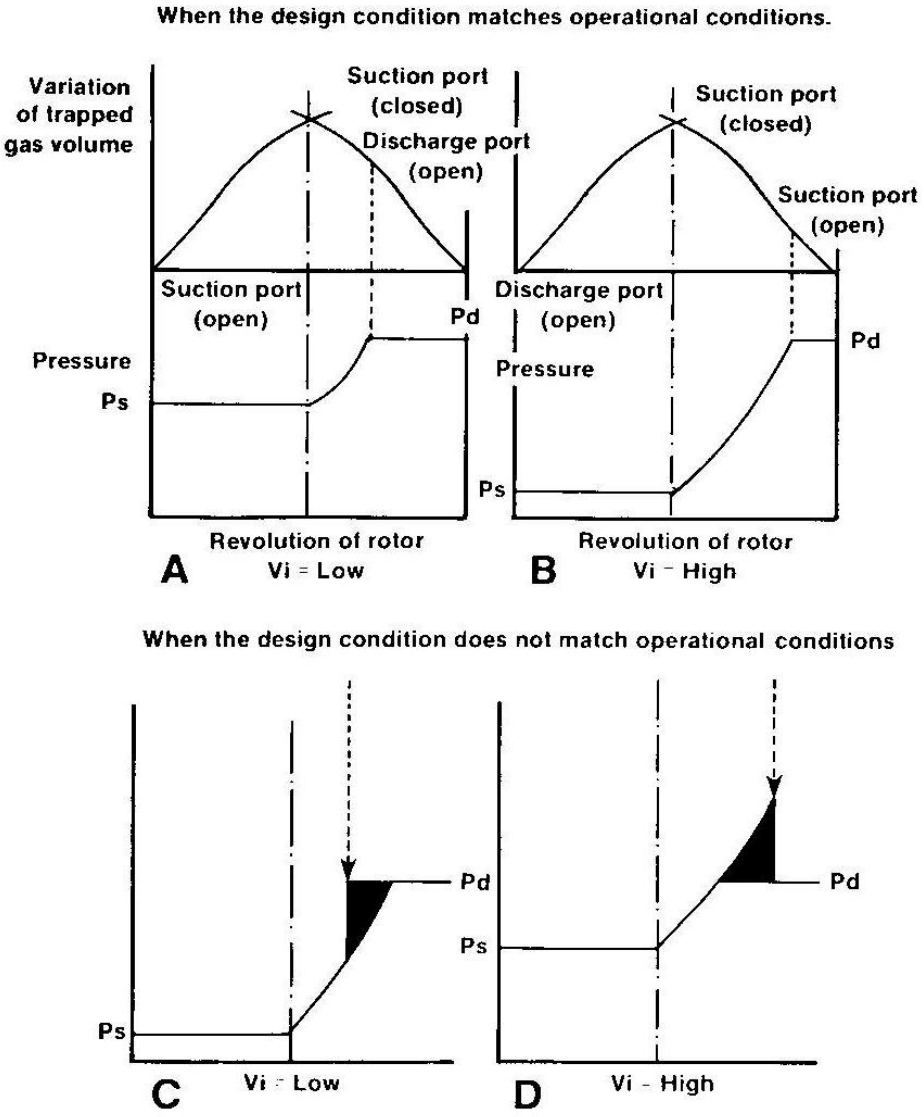


Figure 4-2. Effects of low and high volume ratios on the cycle of a screw compressor. (Courtesy of Mayekawa Manufacturing Company, Ltd.)

شکل (۵-۵): تأثیر نسبت حجمی کم وزیاد برروی سیکل تراکم در کمپرسورهای حلزونی

حالت (A) نسبت تراکمی کم و حالت (B)نسبت تراکمی زیاد را نشان می‌دهد.

حالت (C) نسبت حجمی کم درحالتی که شرایط طراحی باشرایط کارسازگاری ندارد را نمایش داده و حالت (D) نسبت حجمی زیاد درحالتی که شرایط طراحی باشرایط کارسازگاری ندارد را نشان میدهد.

ازآنجائی گازی که به قسمت تخلیه کمپرسور می‌رسد دارای فشار کافی نمی باشد، مقداری گاز ازقسمت دهش برگشت نموده وهمین امر باعث ازدست رفت انرژی می‌گردد.

دیاگرام(D) کمپرسوری رابا نسبت حجمی بالا دریک فرآیند نشان می‌دهد.

اگرگاز مورد تراکم تافشاری بالاتر ازفشار گاز دهش متراکم گردد، کاراضافی که برای تراکم اضافی صرف شده است بشکلی ازدست رفت انرژی محسوب می‌گردد.

دربررسی کمپرسورهای دروانی دو اصطلاح نسبت حجمی (V_i) ونسبت تراکم (r_p) مورد استفاده زیادی دارد.

نسبت حجمی(V_i) عبارت است از نسبت حجم گاز گیرانداخته شده در شروع تراکم به حجم گازی که در شرایط خروج از کمپرسور قرار دارد.

نسبت فشار، همان نسبت تراکم بوده وعبارت است از نسبت فشار گازدهش به فشار گاز مکش.

رابطه بین V_i و r_p طبق رابطه (۵-۱) نمایش داده می‌شود.

$$r_p = V_i^k \qquad (۵-۱)$$

که درآن:

r_p = نسبت فشار

k = نمای آیزنتروپیک

V_i = نسبت حجم

۵-۲-۵: جابجائی Displacement

جابجائی کمپرسورهای حلزونی تابعی از حجم فضای خالی بین روتورها وسرعت کمپرسور می‌باشد. حجم فضای بین روتورهابه شکل هندسی (Profile)، قطر وطول روتور بستگی دارد که از رابطه (۵-۲) بدست می‌آید.

$$Q_c = \frac{d^3(L/d)}{c} \qquad (۵-۲)$$

که درآن:

Q_r = حجم جابجائی در هردور کمپرسور

d = قطر روتور

L = طول روتور

c = ثابت هندسی روتور

که مقدار آن برای آرایش روتور ۶+٤ وقتی که مقطع روتور دایره ای باشد ۲,۲۳۱ واگر بصورت غیر متقارن باشد ۲,۰۵۵ در نظر گرفته می‌شود.

$$Q_d = Q_r \times N \qquad (۵-۳)$$

$$Q_i = Q_d \times E_v \qquad (۵-٤)$$

که درآن:

Q_d = جابجائی روتور

N = سرعت دورانی کمپرسور

E_v = راندمان حجمی

Q_i = حجم مکش واقعی

از آنجائی که در کمپرسورهای دورانی، فضای مرده برای انبساط مجدد گاز مورد تـراکم وجـود ندارد، راندمان حجمی تابعی از لغزش روتور می‌باشد که عبارت است از مقدار نـشتی از قـسمت فشار قوی به قسمت فشار ضعیف، که نهایتا" موجب کاهش ظرفیت کمپرسور می‌گردد.

Q_d = جابجائی روتور

N = سرعت دورانی کمپرسور

E_v = راندمان حجمی

Q_i = حجم مکش واقعی

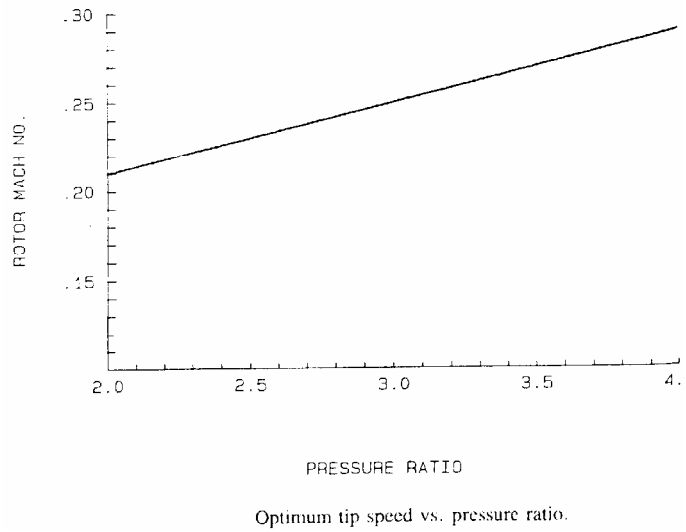
از آنجائی که در کمپرسورهای دورانی ، فضای مرده برای انبساط مجدد گاز مورد تراکم وجـود ندارد ، راندمان حجمی تابعی از لغزش روتور می باشد که عبارت است از مقدار نشتی از قـسمت فشار قوی به قسمت فشار ضعیف ، که نهایتا" موجب کاهش ظرفیت کمپرسور می گردد .

۶-۲-۵: کمپرسورهای خشک

در کمپرسورهای خشک میزان نشتی داخلی به سرعت لبه ای روتور بستگی دارد. سـرعت لبـه ای روتور برابر است با :

$$u = R\omega = R.2\pi N = \pi dN \qquad (۵-۵)$$

در نسبت تراکم حدود ۳ بهینه ترین سرعت لبه ای حدود ۰٫۲۵M می باشد(۱ M معادل یک ماخ). با افزایش نسبت تراکم ، سرعت لبه ای بهینه افزایش می یابد (شکل ۶-۵) .



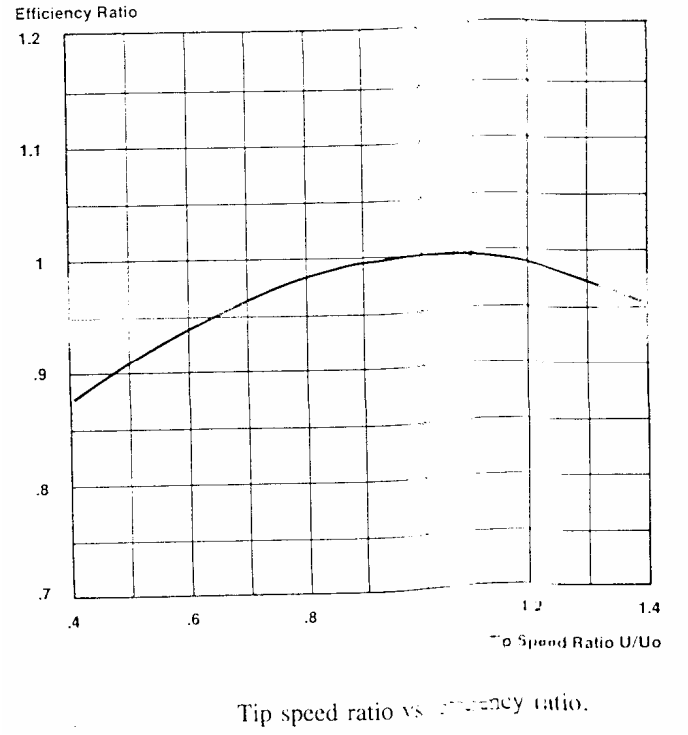
Optimum tip speed vs. pressure ratio.

شکل (٦-٥) : سرعت لبه ای بهینه بر حسب نسبت تراکم

نشتی داخلی علاوه بر تأثیر برروی راندمان حجمی، برروی راندمان آدیاباتیک نیز تأثیر می گذارد. در شکل (۷-۵) تغییرات نسبت راندمان به راندمان بهینه در مقایسه با تغییرات نسبت سرعت لبه ای به سرعت بهینه نشان داده شده است .

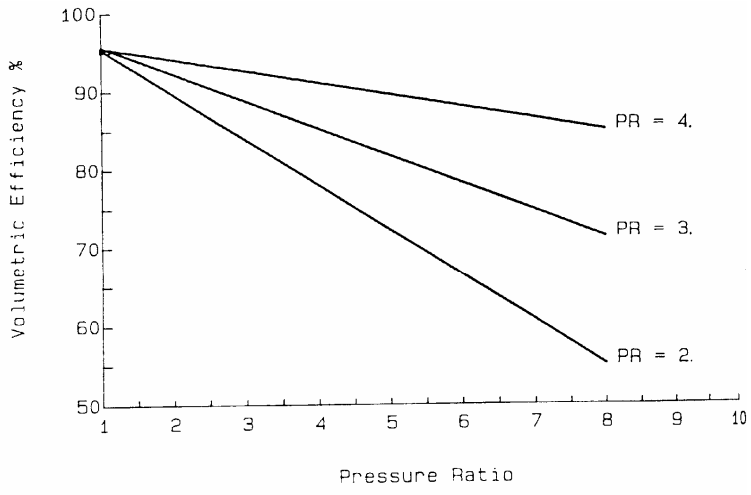
در شکل های (۸-۵) و (۹-۵) منحنی های راندمان حجمی و راندمان آدیاباتیک برای سه نسبت تراکم ذاتی مختلف نشان داده شده است .

لازم به ذکر است که راندمان آدیاباتیک کمپرسور باید نسبت به جرم مولکولی گاز مورد تراکم تصحیح شود. اساساً راندمان کمپرسور با افزایش جرم مولکولی گاز افزایش می یابد (وبالعکس).



Tip speed ratio vs [illegible] ratio.

شکل (۷-۵) : تغییرات راندمان نسبت به سرعت لبه ای



. Pressure ratio vs. volumetric efficiency for an SRM compressor.

شکل (۸-۵) : تغییرات راندمان حجمی به نسبت تراکم

در یک محاسبه سرانگشتی ، راندمان کمپرسور برای هیدروژن (M=۲) حدود ۳ درصد کاهش یافته و برای گازی با جرم مولکولی M=۵۶ حدود ۳ درصد افزایش می یابد. مثلاً اگر راندمان کمپرسور برای هوا ۷۸ درصد باشد . وقتی گاز مورد تراکم هیدروژن باشد راندمان به ۷۵ درصد کاهش می یابد .

توان آدیاباتیک را می توان از رابطه داده شده برای حالت آدیاباتیک محاصبه کرد .

$$W_A = P_1 Q_1 \frac{k}{\eta_a (K-1)} (r_P^{\frac{K-1}{K}} - 1) \qquad (۵-۶)$$

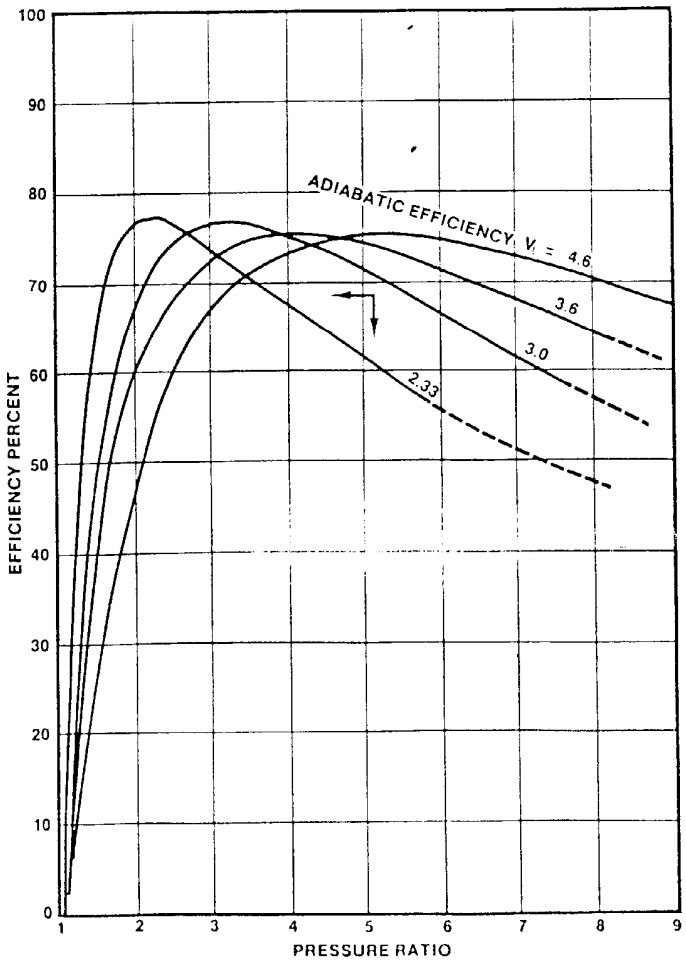
که در آن :

توان آدیاباتیک داده شده به کمپرسور $W_a =$

فشار ورودی $P_1 =$

حجم ورودی $Q_1 =$

راندمان آدیاباتیک $\eta_a =$



Pressure ratio vs. adiabatic efficiency for an SRM compressor

شکل (۹-۵) :تغییرات راندمان آدیاباتیک به نسبت تراکم

و دمای گاز خروجی برابر است با :

$$T_2 = t_1 + \frac{T_1(r_P^{\frac{K-1}{K}} - 1)}{\eta_a} \times \eta_t \qquad (۵-۷)$$

که در آن T_1 و t_1 دمای گاز ورودی (به ترتیب بر حسب درجه سانتیگراد و کلوین)، $\eta_{öa}$ راندمان آدیابانتیک و η_t راندمان افزایش دمای کمپرسور می باشد .

از آنجا که توان واقعی برابر است با توان آدیاباتیک بعلاوه از دست رفت مکانیکی در کمپرسور:

$$W_S = W_{at} + W_{mach} \qquad (۵-۸)$$

در اغلب کمپرسورها ، از دست رفت مکانیکی حدود ۷ درصد توان آدیاباتیک می باشد .

مثال (۱-۵) :

کمپرسوری باشرایط زیر برای تراکم هوا مورد استفاده قرار می گیرد .

$d = ۱۰.۵ in (۰.۲۶۶۷ m)$

$L/d = ۱.۵$

$M.W = ۲۸.۹۵$

$Q_1 = ۲۵۰۰ acfm (۱.۱۸ m^3/s)$

$t_1 = ۱۰۰^{oF} (۳۷.۸^{oC})$

$P_1 = ۱۴.۵ Psia = ۱ bar(a) = ۱۰۱ Pa$

$P_2 = ۴۳.۵ Psia = ۳ bar(a) = ۳۰۳ Pa$

$r_P = ۳$

$K = ۱.۳۹۵$

$W = ۱۷۴.۷۱ bs/\min (۱.۳۲ Kg/s)$

مشخصه های کاری کمپرسو فوق را مشخص کنید.

حل :

$$Q_r = \frac{d^3/(L/d)}{C} = \frac{۰.۲۶۶۷^3 (۱.۵)}{۲.۲۳۱} = ۰.۰۱۲۷۵ \ M^3/rev$$

با استفاده از شکل (۵-۸) برای نسبت تراکم ۳ ، $E_v = ۸۹\%$

$$Q_d = ۱.۱۸/۰.۸۹ = ۱.۳۲۶ \ m^3/s$$

$$N = \frac{Q_d}{Q_r} = \frac{۱.۳۲۶}{۰.۰۱۲۷۵} = ۱۰۴ \ RPS = ۶۲۴۰ \ RPM$$

سرعت صوت در شرایط بهره برداری برابر است با :

$$a = \sqrt{KMgT} = \sqrt{۱.۳۹۵ \times ۲۸.۹۵ \times ۹.۸۱(۲۷۳.۱ + ۳۷.۸)} = ۳۵۱ \ m/s$$

$$u = \frac{\pi d \ RPM}{۶۰} = \frac{۳.۱۴ \times ۰.۲۶۶۷ \times ۶۲۴۰}{۶۰} = ۸۷.۱ \ m/s$$

با توجه به شکل (۶-۵) ، برای نسبت تراکم ۳ ، نسبت سرعت لبه ای بهینه روتور ($u_.$) به سرعت صوت $u_./a = ۰.۲۵$ می باشد ، بنابراین سرعت لبه ای بهینه برابر است با :

$$u_. = ۰.۲۵ \times ۳۵۱ = ۸۷.۷۵ \quad m/s$$

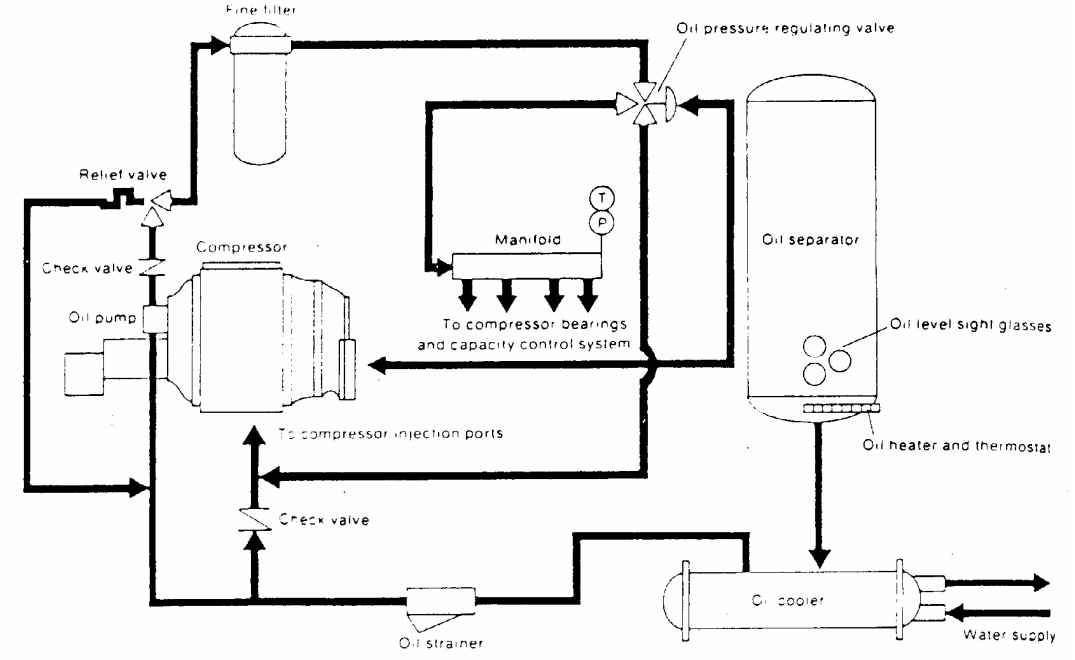
$$u/u_. = \frac{۸۷.۱}{۸۷.۷۵} = ۰.۹۹۲۶$$

این دسته از کمپرسورها را می توان جانشین های مناسبی برای کمپرسورهای گریز ازمرکز داشت. از آنجا که دست یابی به ارتفاع آدیاباتیک زیاد در کمپرسورهای گریزازمرکز بسیار گران تمامی می شود ، می توان با بکارگیری از کمپرسورهای مارپیچی خشک و تزریق مایع خنک کننده مسئله آب بند کردن روتورها و کاخش درجه حرارت را بنحو مطلوب بهبود بخشید .

ب: کمپرسورهای روغنی

مهمترین مسئله در کمپرسورهای روغنی، بازیابی حرارت جذب شده توسط مایع روان کننده (خنک کننده) می باشد.

در طرحهای معمولی روغن تزریق شده بداخل محفظه تراکم در پایان فرآیند تراکم، با گاز مورد تراکم مخلوط شده و بعد از خارج شدن از محفظه تراکم در یک تله جداکننده، از گاز متراکم جدا شده و بعد از خنک کاری و فیلتراسیون بداخل محفظه تراکم برگشت داده می شود. در (شکل ۱۰-۵) نمودار مسیر جریان روغن در این دسته از کمپرسورها نشان داده شده است.



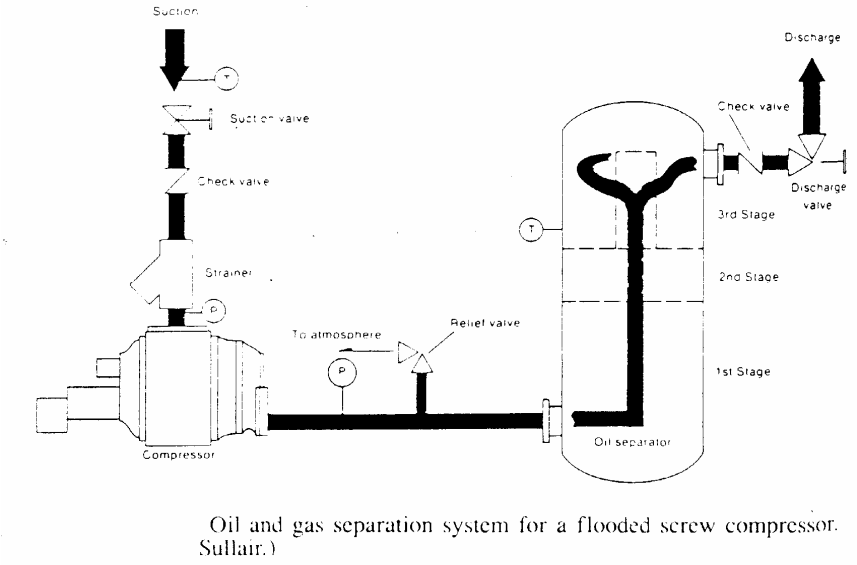
Lubrication diagram for a flooded screw compressor.

شکل (۱۰-۵) : سیستم روغن کاری در کمپرسورهای مارپیچی روغنی

این روش برای مواردی که حضور مقادیر جزئی روغن در گاز مورد تراکم (نظیر هوا) چندان مشکل ساز نباشند، روشی مطلوب خواهد بود. ولی اگر حضور روغن حتی در مقادیر جزئی قابل

تحمل نباشد، نیازمند اتخاذ تدابیر ویژه بوده وتا حدودی پیچیده می باشد(نظیر بکارگیری از فیلتر های باخانه های ریزMicrofiltter).

با توجه به بالا نبودن دمای مخلوط روغن و گاز خارج شده از محفظه تراکم، جداسازی روغن از گاز چندان سخت نمی باشد، ولی چون روغن خارج شده به همراه گاز حالت بخار را دارد مقدار آن خیلی ناچیز بوده و در بسیاری از موارد قابل تحمل می باشد. ولی اگر لازم باشد که گاز مورد تراکم در حد فاقد روغن (Oil Free)، روغن گیری شود باید عملیات جداسازی روغن با کیفیت بالاتری صورت پذیرد که نمونه ای از آن در شکل (۱۱-۵) نشان داده شده است.



Oil and gas separation system for a flooded screw compressor. Sullair.)

شکل (۱۱-۵) : جداسازی روغن از گاز مورد تراکم در کمپرسورهای مارپیچی روغنی

در چنین مواردی اپراتورها موظفند توجه بیشتری به تمیز نگهداشتن فیلتر جدا کننده روغن از گاز بنمایند. در سیستم های تبرید با انبساط مستقیم (DX)، حضور روغن در مبرد خروجی از کمپرسور چندان مشکل ساز نمی باشد چرا که روغن خارج شده از کمپرسور مجدداً توسط مبرد به آن برگشت داده می شود. تنها باید مراقب بود که درجه حرارت در تبخیر کننده خیلی پائین نباشد تا در برگشت مبرد و روغن به کمپرسور اختلالی وارد نشود.

انتخاب روغن با نقطه ریزش (Drop Point) مناسب می تواند جهت حل این مشکل مفید واقع شود. در چیلرهای از نوع مخزنی (Kettle Type) باید از تدابیر خاصی برای برگشت روغن استفاده شود. جدا کردن روغن از مخزن توسط جارو کننده ها (Skimmer) بسیار مرسوم می باشد. البته از آنجائی که جدا کردن روغن باید در شرایط مثنوعی نظیر جوشیدن و یا کف کردن مبرد صورت پذیرد چندان آسان نخواهد بود.

لازم بذکر است که کنترل درجه حرارت در چگونگی برگشت روغن بسیار تاثیر گذار می باشد. اگر روغن در تبخیر کننده بصورت جامد در آید، برگشت آن به کمپرسورتقریباً غیر ممکن می

شود. در هر حال نصب صحیح تبخیر کننده می تواند تا حدود زیادی مشکل برگشت روغن به کمپرسور را حل کند.

یکی از ویژگیهای کمپرسورهای مارپیچی (خشک یا روغنی) در این است که فشار خروجی از آن چندان به جرم مولکولی گاز مورد تراکم بستگی نخواهد داشت. لذا برای مواردی که درصد ترکیبات سازنده گاز مورد تراکم دائماً در حال تغییر می باشد، این کمپرسورمی تواند با راندمان نسبتاً ثابتی کار کند (وضعیتی که در کمپرسور های گریز ازمرکز می تواند مشکلات زیادی را در پی داشته باشد).

۵-۲-۷ : پوسته

اکثر پوسته های محفظه تراکم از جنس چدن خاکستری ساخته می شوند. بر اساس استاندارد API۶۱۹ استفاده از پوسته چدنی برای فشار بالاتر از (۲۷,۲ bar) ٤۰۰psig در دمای بالاتر از ۲۶۰ درجه سانتیگراد (۵۰۰ درجه فارنهایت) و گازهای سمی و اشتعال پذیر مجاز نمی باشد. در شرایط بسیار نادری ممکن است از فولادهای آلیاژی با نیکل بالا برای ساخت پوسته استفاده شود.

پوسته کمپرسورهای خشک مجهز به ژاکت برای جریان آب یا روغن خنک کننده می باشد. حضور آب یا سایر مایعات خنک کننده در پشت پوسته موجب کنترل درجه حرارت و تنظیم لقی بین روتورها و پوسته می گردد. در کمپرسورهای خشک بزرگ ، پوسته بصورت افقی دو تکه ساخته می شود تا در آوردن روتورهای سنگین آن بسهولت انجام شود.

۵-۲-۸ :روتورها

روتورها را باید قطعه اصلی این کمپرسورها دانست که عمل تراکم گاز توسط آن صورت می گیرد. ماشین کاری آن بنحوی صورت می گیرد که جریان گاز بصورت محوری همراه با تراگم گاز در آن صورت پذیرد. در بعضی از کمپرسورهای خشک، روتورها بصورت توخالی ساخته می شوند تا بتوان سیال خنک کننده را از درون آن عبور داد . همانند ژاکت اطراف پوسته ، وظیفه سیال خنک کننده حفظ ابعاد روتورها و ثابت نگهداشتن لقی بین آنها می باشد. روتورها عموماً از فولاد و بصورت آهنگری (Forging) و یا (BarStock) ساخته می شود. طرح اخیر به ابعاد روتور و امکان تهیه ماده اولیه در اندازه مورد نظر بستگی دارد.

در مواردی که گاز مورد تراکم با فولاد سازگاری لازم را نداشته باشد از سایر مواد اولیه نظیر فولاد ضد زنگ، فولاد آستنیتک و یا کروم و یا آلیاژهای Exotic نیکل ساخته می شود.

بعضی از سازندگان جهت افزایش مقاومت روتورها در مقابل سایش و حفظ لقی بین آنها، آن را ماده مناسب روکش می دهند. تفلن (PTFE) متداول ترین ماده اولیه برای روکش دادن روتورها می باشد. ضخامت روکش به عوامل متعددی بستگی دارد. جهت بازیابی لقی بین روتورها گاهی اوقات سازندگان ترجیح می دهند که از نوار سایشی برروی روتورها استفاده

کنند. این ایده برای حفظ لقی بین نوارهای سایشی در حد ۰,۰۰۱mm-۰,۰۰۶ به ازاءِ هر میلی متر از قطر روتور پیشنهاد می شود.

مثلاًاگر کمپرسور برای دمای ۲۳۰ درجه سانتیگراد طراحی شده ولی در دمای ۲۶۰ درجه سانتیگراد مورد بهره برداری قرار گیرد، تغییر سطح جریان گاز موجب کاهش راندمان کمپرسور بمیزان ۱-۰,۵ درصد می شود.

سرعت دورانی روتورها درحدی است که بالانس دینامیکی آن برای کنترل لرزش در کمپرسور ضروری می باشد. از آنجا که سرعت بحرانی بالاتر از سرعت بهره برداری از کمپرسورمی باشد، لذا بررسی دوره ای روتورها از نظر دینامیکی نباید فراموش شود و این امر بویژه در کمپرسورهای خشک اهمیت زیادی دارد.

۹-۲-۵: یاطاقانها و آب بند کننده ها

در این بخش انواع یاطاقانها و آب بند کننده های مورد استفاده در کمپرسورهای دورانی مورد بررسی قرار می گیرد. در اغلب کمپرسورهای خشک فرآیندی با ابعاد بزرگ، یاطاقانهای شعاعی از نوع غلافی (Sleeve) و یا (Tilting Pad) می باشد. در این طرح یک لایه از بابیت قلع برروی پوسته فولادی ریخته گری می شود. براساس دستورالعمل API۶۱۹ یاطاقانها باید طوری ساخته شوند که تعویض آنها بدون در آوردن روتورها و یا نیمه بالائی پوسته هایی که از نوع دو تکه افقی می باشند میسر باشد.

یاطاقانهای محوری عموماً از نوع Tilt Pad بوده و اجباراً نباید متقارن باشند. در کمپرسورهای هوا و تبریدی استاندارد یاطاقانها غالباً از نوع ضد اصطکاکی ساخته می شوند .

بخش ششم:

کمپرسورهای گریز ازمرکز

Centrifugal Compressors

۱-۶: مقدمه

کمپرسورهای گریزازمرکز بعداز کمپرسورهای تناوبی پرمصرف ترین کمپرسورها در صنایع می‌باشند به ویژه به عنوان کمپرسور مورد استفاده در فرآیندها درزده اول قرار دارند.حال اگر به جای تعداد، ظرفیت ویا توان مصرفی معیار انتخاب قرار گیرد، کمپرسورهای گریزازمرکز بالاترین سهم را در فرآیند تراکم گازهادر صنایع به خود اختصاص می‌دهند.

در طول ٤٠ سال اخیر به لحاظ ابعاد نسبی کوچکتر ووزن کمتر (درمقایسه با کمپرسورهای تناوبی)، بارشد وتوسعه صنایع، بکار گیری از کمپرسورهای فوق در فرآیندها بیشترین توجه را به خود معطوف داشته است. پائین بودن باروارده برروی فوندانسیون درایـن کمپرسورها موجب گردیده تادر نصب آنها به فوندانسیون کوچکتر وسبکتری نیاز باشد. در قدمهای اولیه ساخت این کمپرسورها، راندمان آنها بسیار پائین بوده وقدرت رقابت با کمپرسورهای تناوبی رانداشتند. ولی در مناطقی که قیمت انرژی پائین باشد (نظیر کشورما) می‌تواند برای خود سهم بزرگی را در بازار فروش کمپرسورها اختصاص دهد.

در طرحهای اولیه، از این کمپرسورهابرای مواقعی که فشار مورد نیاز کم ودبی زیاد مورد نظربود، استفاده می‌شد. در سالهای اولیه دهه ۱۹۳۰ در صنایع فولاد از این کمپرسورها برای کوره‌های ازنوع(Blast Furnace) استفاده می‌شد. درهمین دوران استفاده از این کمپرسورها برای کشیدن گازهای حاصل از تبدیل ذغال سنگ به کک در کوره‌های کک مرسوم گردید.

در سالهای پایانی دهه ۱۹۳۰ صنایع تبرید برای تهویه مطبوع ساختمانها، استفاده از این کمپرسورهارا به لحاظ کوچکی ابعاد وپائین بودن میزان لرزش وفوندانسیون مورد نیاز دردستور کارمهندسین تاسیسات قرار گرفت. بالارفتن ظرفیت واحدهای صنعتی وارزان بودن قیمت انرژی دلیل خوبی بود تابهره گیری از این کمپرسورهادر صنایع در سالهای دهه ۱۹۵۰ رشد بیشتری داشته باشد.

افزایش قیمت انرژی در سالهای ۱۹۷۰ هرچندکه تا حدودی موجب محدودیت انتخاب این کمپرسورها گردید ولی زمینه مناسبی بود تابرروی افزایش راندمان این کمپرسورها اصلاحات بنیادی صورت پذیرد. از سوی دیگر نیاز به افزایش قابلیت اعتماد (Reliability) در بهره گیری از کمپرسور خود کمک بزرگی برای توسعه بازار فروش کمپرسورهای گریزازمرکز شد. چراکه در بسیاری از موارد این کمپرسورها قادر بودند بدون نیاز به هرگونه تعمیر اساسی به مدت سه سال درواحدهای مربوطه درحال کار باشند و این زمان در بعضی از موارد حتی به ۶ سال نیز می‌رسید. عامل فوق به لحاظ کاهش عوارض زیانبار توقف خط تولید جهت تعمیرات وبویژه در واحدهای بزرگ دلیل خوبی بود تااین نوع کمپرسورها نگاه‌های متخصصان صنایع را متوجه خود سازند، وهمین جابود که قابلیت اعتماد، عنصر اولیه انتخاب کمپرسورها شد تا قیمت انرژی.

کمپرسورهای گریزازمرکز برای دبی ($\frac{m^3}{hr}$ ۱۰۰۰۰۰۰ - ۱۷۰۰) ساخته می‌شوند. بدیهی است که به همین خاطر استفاده از این کمپرسورهادردبی‌های کم که چندان اقتصادی نمی باشند نتوانست موفقیت چندانی راکسب نماید. نسبت تراکم قابل دسترسی در کمپرسورهای یک طبقه گریزازمرکز به حدود ۳ نیز می‌رسد ولی در کمپرسورهای گریزازمرکز چند طبقه که برای هواویاازت به کارگرفته می‌شوند، مقدارآن کمتر از ۲ می‌باشد.

۲-۶: دسته بندی Classification

قبل از ورود به هر بحثی در این زمینه نخست لازم است که واژه مرحله (Stage) در کمپرسورها مجدداً تعریف گردد. درزمینه کمپرسورهای تناوبی این واژه تعریفی استاندارد داشته وعبارت است از تعداد دفعاتی که گاز در فضای بین پیستون وسیلندر تحت فرآیند تراکم قرار می‌گیرد و در بین مراحل خنک می‌شود. اما در مورد کمپرسورهای گریزازمرکز این واژه از نظر سازندگان کمپرسور ومهندسین فرآیند دارای تعابیر متفاوتی می‌باشد.

از نظر سازنده کمپرسور، مجموعه یک پروانه ویک پیچک (Diffuser) رایک مرحله می‌گویند. حال آنکه از نظر مهندسین فرآیند این واژه در یک محدوده از فرآیندتراکم معنی پیدا می‌کند که گاز تحت عمل خنک کردن مجدد قرار گیرد. مثلاً اگر کمپرسور دارای ۶ پروانه ویک خنک کن بین مرحله ای باشد، سازندگان کمپرسور آنرا ۶ مرحله ای ومصرف کنندگان آنرا ۲ مرحله ای می‌نامند. این اختلاف نظر در کمپرسورهایی که دارای یک پروانه می‌باشند مسئله مهمی نبوده چراکه هردو یک مفهوم را می‌رسانند. اما وقتی که تعداد پروانه‌های یک پوسته افزایش می‌یابد اختلاف نظرها خودرانشان می‌دهند.

یکی از حالتهای دسته بندی کمپرسورهای گریزازمرکز شکل پوسته آن می‌باشد. با توجه به اینکه پوسته‌ها دوتکه می‌باشند برحسب اتصال تکه‌ها به یکدیگر کمپرسورها راافقی (Horizental) و یا عمودی (Vertical) می‌نامند. کمپرسور یک طبقه ای که پروانه آن به صورت آویزان (Overhung) می‌باشد نمونه ای ازکمپرسور یک مرحله ای پوسته عمودی (Vertical Split) می‌باشد که در شکل (۱-۶) نشان داده شده است. کمپرسورهای گریزازمرکز چند مرحله ای غالباً به شکل افقی ساخته می‌شوند.

حسن بزرگ کمپرسورهای افقی، سهولت در تعمیر ونگهداری آن می‌باشد. باباز کردن قسمت فوقانی پوسته کلیه قسمت‌های درونی کمپرسور در دسترس بوده وروتور آن را می‌توان بدون جداکردن از کمپرسور بیرون کشید. در کمپرسورهایی که در فشار بالا ویا برای تراکم گازهای با جرم مولکولی کم کار می‌کنند، آب بند کردن پوسته مشکل بوده ودراین گونه موارد ترجیح داده می‌شود که کمپرسور به شکل بشکه ای (Barrel type) ساخته شود. در مدلهای چند مرحله ای کمپرسورهای بشکه ای، یک بشکه داخلی به صورت افقی درون پوسته اصلی کار گذاشته شده

است، بطوریکه می‌توان روتور رابدون جداکردن پروانه‌ها بیرون کشید. در کمپرسورهای با پروانه آویزان جداکردن روتور بدون جداسازی پروانه‌ها امکان پذیر نمی باشد. طرح دیگر کمپرسورهای گریزازمرکز، مدل گیربکسی آن است. این نوع کمپرسورها غالبا" از نوع پروانه آویزان بوده که دارای یک دنده بزرگ (Bull Gear) بوده و انتقال نیرو به پروانه‌ها توسط دنده‌های کوچکتر (Pinion) صورت می‌گیرد شکل (۲-۶).

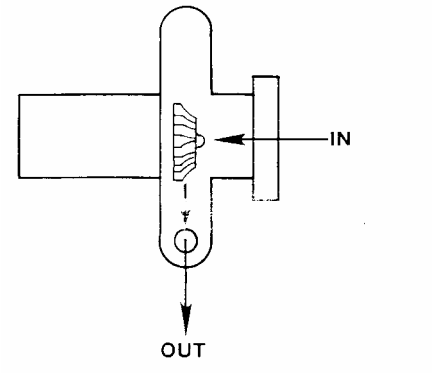
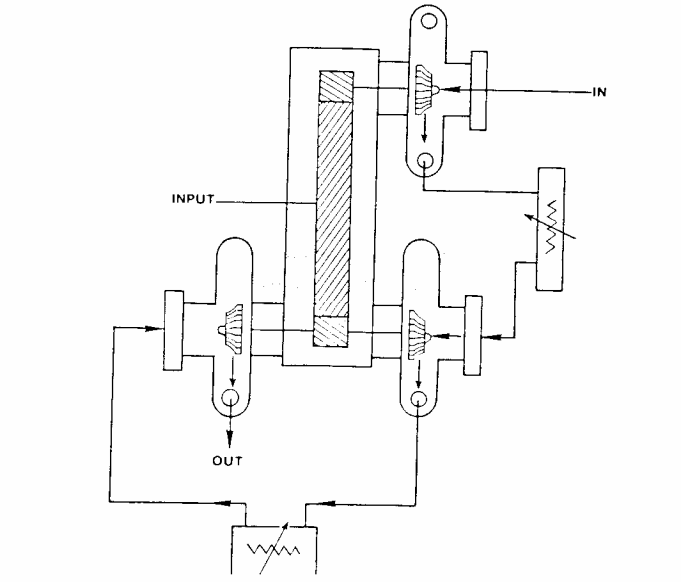


Diagram of a single-stage overhung type centrifugal compressor.

شکل (۱-٦): کمپرسورهای یک مرحله ای پوسته عمودی با پروانه آویزان



Flow diagram and schematic of an integrally geared compressor

شکل (۲-٦): کمپرسورهای گریز ازمرکز با پروانه آویزان و گیربکس دار

در این نوع طراحی، پوسته (Casing) به گیر بکسی متصل می‌باشد. این طرح می‌تواند در شکلهای یک یا چند مرحله ای ساخته شوند. کمپرسورهای چند مرحله ای از نوع طرح فوق غالبا" برای تراکم هوا ساخته شده و خنک کن بین مرحله ای آن بخشی از مجموعه کمپرسور می‌باشد.

۳-۶: آرایش Arrangement

همانطوری که قبلا" گفته شد، کمپرسور یک مرحله ای عموما" به شکل پروانه آویزانه می‌باشند که نمونه ای از آن در شکل (۱-۶) نشان داده شده است. در این کمپرسورها گاز درراستای

محور کمپرسور وارد پوسته شده ودر جهت عمود برمحور (ویا به عبارت دیگر در راستای شعاع پروانه) از کمپرسور خارج می‌شود.

کمپرسورهای پروانه آویزان برای طراحی مدل‌های چند مرحله ای کمتر مورد توجه قرار می‌گیرد و حداکثر برای کمپرسورهایی که دارای دو پروانه می‌باشند، قابلیت بکار گیری دارند.

باید دقت نمود که پروانه آویزان باید به دقت بالانس شده باشد، چراکه در صورت کمترین نابالانسی می توانند موجب خرابی یاطاقانها شوند واین در حالی است پروانه‌هایی که به صورت آویزان نیستند (ازدوسمت توسط یاطاقانهامهار گردیده اند)در اثر نابالانس بودن نمی توانند سریعاً به یاطاقانها آسیب برسانند. به عنوان مثال استفاده از پروانه‌های آویزان برای تراکم گازهائی که قادر به تشکیل رسوب ویا خوردگی پروانه‌ها باشند، مناسب نمی باشد، چراکه در حالت فوق احتمال نابالانس شدن پروانه شدیداً وجوددارد. در موارد بسیار استثنائی در کمپرسورهای یک مرحله ای، پروانه برروی دو یاطاقان قرار داده می‌شود که اصطلاحاً آن را (Beam Type) می‌نامند. شکل (۳-۶)

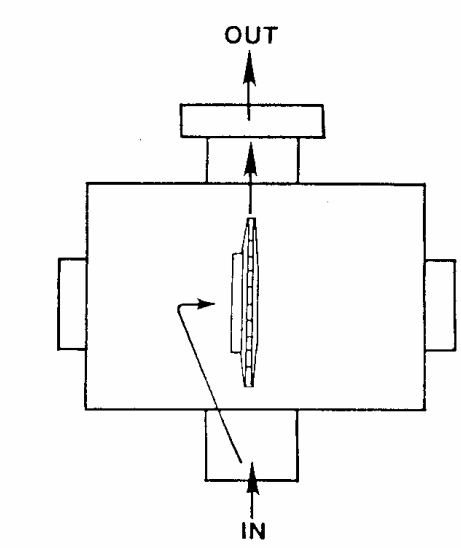


Diagram of a beam type single-stage compressor.

شکل (۳-٦): نمونه ای از یک کمپرسور یک مرحله ای Beam - type

در این کمپرسورها گاز درجهت عمود برشافت وارد پوسته شده وبعداز تراکم، درهمان راستا از کمپرسور خارج می‌شود.ازاین کمپرسورها بیشتر بعنوان تقویت کننده (Booster) در خط لوله‌های انتقال گاز استفاده می شود. حسن آن، بیرون بودن ومحکمی یاطاقانهامی باشد.همانطوری که در شکل (۲-۶) نشان داده شده است، این کمپرسور دارای سه پروانه بوده که اولین مرحله آن روی دنده پینیون نصب شده ودارای سرعت پائین تری در مقایسه بادو پروانه دیگر که روی یک پینیون دیگر نصب شده اند می‌باشد. در یک طرح دیگر از کمپرسور چندمرحله ای که در شکل (٤-۶) نمایش داده شده است، مسیر جریان گاز در جهت محور کمپرسور میباشد.

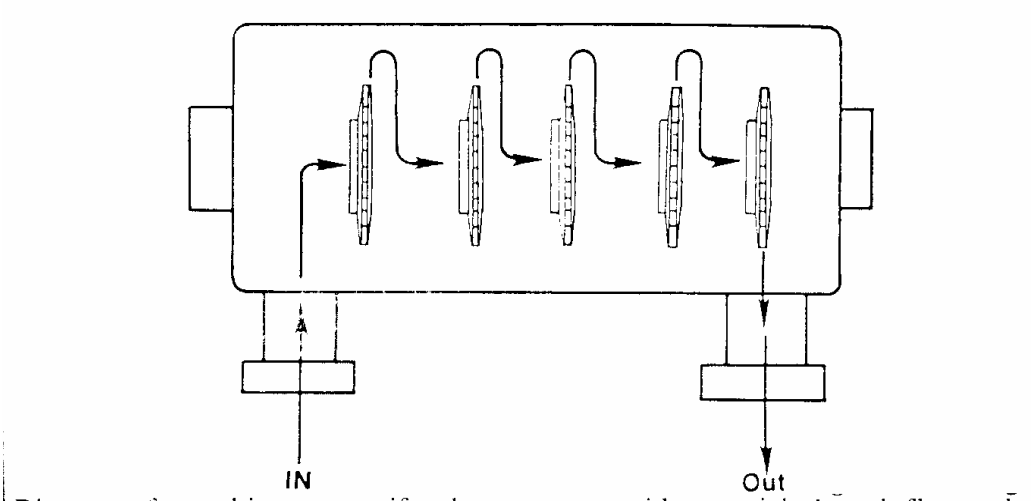


Diagram of a multistage centrifugal compressor with a straight through flow path.

شکل (٤-٦): کمپرسور چندمرحله ای گریزازمرکز با مسیر مستقیم خط جریان گاز

از این کمپرسورها غالبا" برای تراکم گازهای فرآیندی استفاده می‌کنند وگاز مورد تراکم می‌تواند هوا یاگازهای دیگر باشد که درحالت اخیر مبردها متداولترین گاز برای این دسته از کمپرسورهاست. شکل(۵-۶) نمونه کاملتری از طرح فوق بوده که درآن از یک یاچند خنک کن بین مرحله ای استفاده شده است.

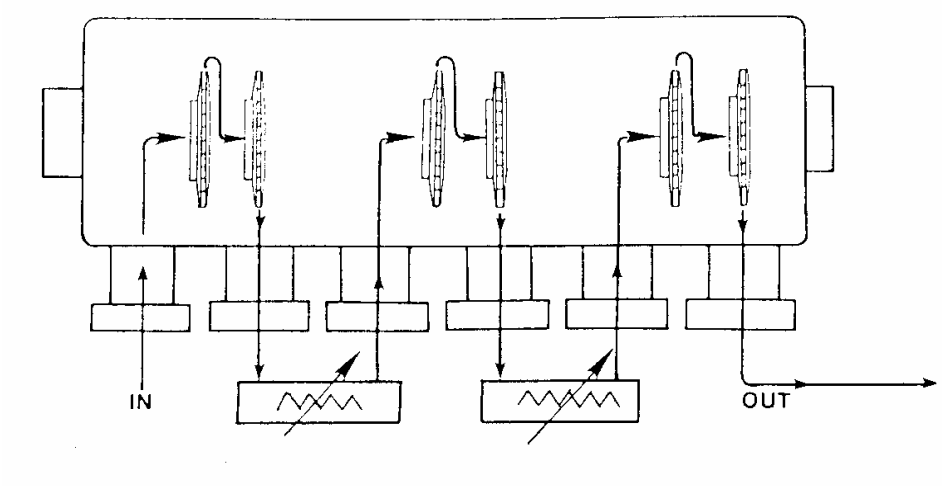


Diagram of a double-cooled centrifugal compressor.

شکل (۵-٦): کمپرسورچندمرحله ای بادوخنک کن بین مرحله ای

اساسا" در اغلب طراحی‌ها جهت نزدیک شدن به حالت تراکم تک دما سعی می‌شود که گاز خروجی از یک یاچند مرحله کمپرسور وارد خنک کن بین مرحله ای گردیده وسپس مجددا" جهت ادامه فرآیند تراکم به درون کمپرسور فرستاده می‌شود. باید دقت شود اگر در طی این عملیات (خنک کردن) گازی در ترکیب مخلوط گازها وجود داشته که احتمال میعان آن میرود (نظیر حضوربخارآب درهوا) لازم است که تدابیر لازم جهت جداسازی مایع ایجاد شده قبل از ارسال به مراحل بعدی اتخاذ گردد. شکل (۵-۶) بیشتر برای گازهائی که نسبت به بالا رفتن درجه حرارت حساس می‌باشند ویااینکه افزایش دما می‌تواند باعث تأثیر نامطلوب گاز برروی فلزات

مورد استفاده در ساخت کمپرسور گردد به کار گرفته می‌شود. بعنوان مثال بعضی از گازها ممکن است دراثر گرم شدن پلیمریزه شده واین پدیده در طی فرآیند تراکم مطلوب نمی باشد. لذا بکارگیری از خنک کن بین مرحله ای جهت کنترل درجه حرارت در حد قابل قبول ضروری می‌باشد. عیب بزرگ این طرح دراین است که منجر به پیچیده شدن ساختمان کمپرسور گردیده ودر مواردی ابعاد کمپرسور ومحل نصب آن امکان اجراءِ این عملیات را نمی دهد. چراکه در درجه اول لازم است که کمپرسور دارای تعداد زیادی دهانه (Nozzel) ورودی وخروجی بوده واحتمال عدم اجراءِ آن برروی ابعاد معینی از کمپرسور ممکن است وجودداشته باشد. در شکل (۶-۶) آرایش جدیدی ارائه گردیده است که اصطلاحا" آن را (Double Flow) می‌نامند. دراین نوع کمپرسورها، جریان گاز به دوقسمت تقسیم شده واز طریق دودهانه وارد کمپرسور شده ودرنهایت توسط یک پروانه که دارای دو چشمه (Eye) می‌باشد از کمپرسور خارج می‌شود. آرایش دیگری که در کمپرسورهای گریزازمرکز مورد استفاده قرار می‌گیرد، تقسیم دبی جریان بین دو پروانه می‌باشد که بصورت پشت به پشت به هم متصل بوده ولی کمپرسور فقط دارای یک دهانه ورودی ویک دهانه خروجی می‌باشد.شکل ۷-۶).

حسن این طرح دراین است که دریک پوسته ثابت می‌توان دبی جریان رادوبرابر نمود. درمحاسبات تئوریک از دست رفت انرژی در مسیر جریان گاز به درون پروانه باید قاعدتا" یکسان باشد ولی در عمل حصول بدان

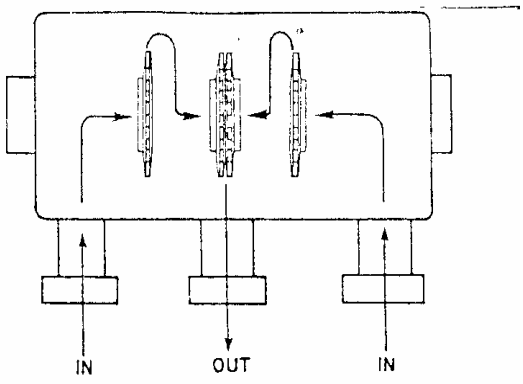


Diagram of a double-flow compressor with two inlets.

شکل (٦-٦): نموداری از یک کمپرسور بادودهانه مکش

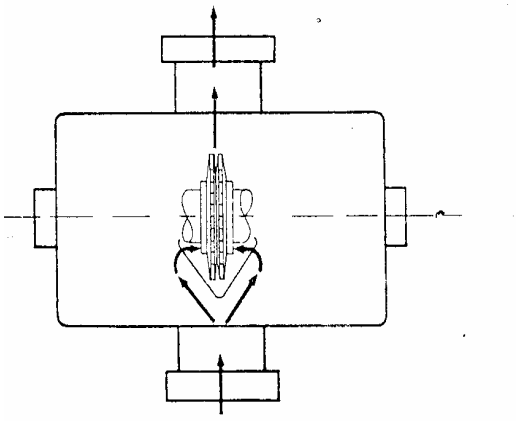


Diagram of a double-flow compressor with flow split internally.

شکل (٧-٦): دیاگرام کمپرسور با پروانه دو مکش

ساده نمی باشد. حساسیت سیستم به ارتفاع نهائی مورد نظربستگی دارد. هرچه ارتفاع مورد نیاز کمترباشد، یکسانی در طراحی کمپرسور شدیدتر احساس می‌شود وهرگونه تفاوت دراین زمینه می‌تواند تأثیرات شدیدتری روی کارآئی کمپرسور بگذارد. لذا استفاده از این نوع آرایش در طراحی کمپرسورها کمتر مورد توجه قرار می‌گیرد، ولی بلحاظ محاسن آن (افزایش دبی درابعاد ثابت پوسته) نمی توان به سادگی ازآن چشم پوشید. آرایش نشان داده شده درشکل

(۸-۶) که غالبا" پشت به پشت (Back To Back) نامیده می‌شود، در بالانس کردن بارمحوری (Trust) طرحی موفقیت آمیز می‌باشد.

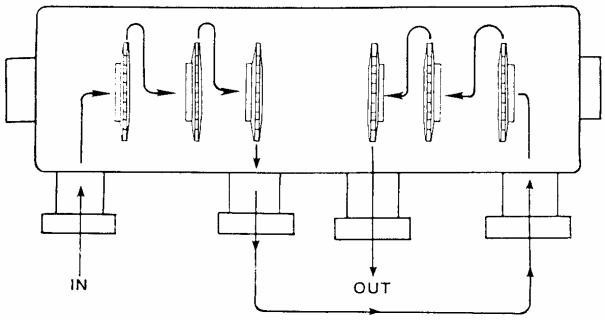


Diagram of an arrangement used to overcome a thrust balance problem.

شکل (۸-٦): آرایش پشت به پشت جهت بالانس کردن بارمحوری.

دراین طرح جریان گازازقسمت‌های ابتدایی پوسته به بیرون هدایت گردیده،وسپس درقسمت انتهائی کمپرسور بدرون آن فرستاده شده ونهایتا" در قسمت میانی از کمپرسور خارج می‌گردد. از آنجائی که در پروانه‌ها، یک بارمحوری باجهت مشخصی وجوددارد، بابه کارگیری ازاین آرایش می‌توان میزان باقیمانده بارمحوری برروی روتور رابه حداقل رسانید. استفاده از این روش به ویژه در کمپرسورهائی که حذف بارمحوری باياطاقانهای باابعاد معمولی امکان پذیرنمی باشد بیشترمورد توجه می‌باشد.

متداولترین طرحی که در صنایع شیمیائی وبه ویژه سیستم‌های تبرید استفاده می‌شود، کمپرسورهای با جریان انشعابی (Side Stream) می‌باشد که در شکل (۹-۶) نشان داده شده است.

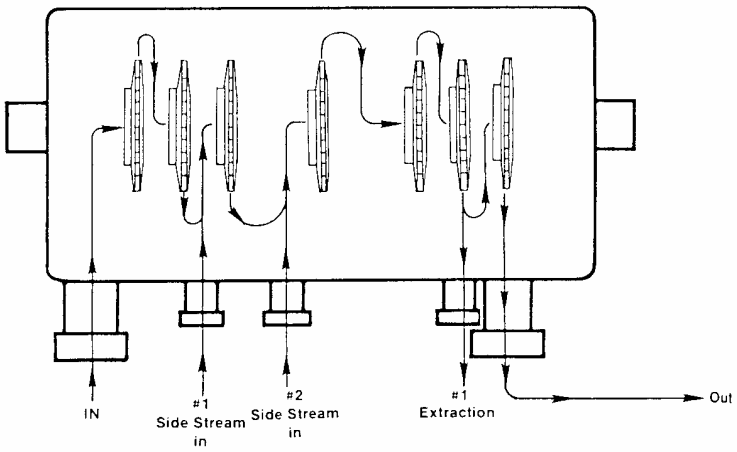


Diagram of flow path through a side stream compressor.

شکل (۹-٦): کمپرسور گریزازمرکز با جریان انشعابی

در این آرایش گازوارد اولین پروانه گردیده وبعداز عبور ازدومین پروانه به سوی پروانه سوم فرستاده می‌شود. در مرحله سوم اولین جریان انشعابی وارد پوسته شده وباجریان اصلی گاز مخلوط گشته ومجموعا" وارد پروانه سوم می‌گردند. خواص گاز بر اثر اختلاط با جریان انشعابی بهبود می‌یابد. به عنوان مثال در سیستم‌های تبرید، مقداری مبرد بعداز تبخیر (Flashed To a

vapor) دردمای اشباع وارد کمپرسور می‌گردد وهمین امر موجب کاهش دمای گاز ورودی به مرحله سوم می‌شود. دبی جرمی گاز وارد شده به مرحله سوم جمع دبی جرمی گاز ورودی به مرحله اول واولین جریان انشعابی می‌باشد.

به کارگیری از جریان انشعابی دوم نیز دارای همین منطق می‌باشد. جهت نمایش انعطاف پذیری سیستم مقداری از گاز مورد تراکم در مرحله ماقبل آخر از کمپرسور استخراج می‌شود. این جریان در مواردی که گاز با فشار کمتر از فشار نهائی مورد نیاز باشد مورد استفاده قرار می‌گیرد. استخراج گاز دراین مرحله موجب صرفه جوئی در مصرف انرژی برای تراکم این بخش از گاز می‌شود. آنگاه ازآن می‌توان به عنوان گرم کن در سایر موارد با عمل خفه کردن (Throttling) استفاده نمود. یکی از موارد استفاده جریان استخراجی به کارگیری ازآن در Reboiler می‌باشد. نحوه آرایش وتعداد مراحل جریانهای انشعابی توسط ابعاد کمپرسور وامکان اجراءِ آن محدودیت دارد. به عنوان مثال استفاده از کمپرسور با سه دهانه چندان غیر معمول نمی باشد.

۴-۶: روش‌های راه اندازی Drive Methods

کمپرسورهای گریزازمرکز امروزه به وسیله‌های مختلف راه اندازی می‌شوند. متداولترین روشی که سابقه تاریخی طولانی دارد استفاده از توربینهای بخار می‌باشد. قبل از بررسی هزینه راه اندازی وصرفه جوئی در آن، قابلیت اعتماد، سهولت وامکان بکارگیری، عناصر مقدماتی در انتخاب ماشین راه انداز کمپرسور می‌باشد. توربین‌های بخارکه قادرند دریک دامنه وسیعی از سرعت کار کنند یک محرک مناسب برای کمپرسورهای گریزازمرکز می‌باشند، چراکه به سادگی می‌توان آن را با سرعت مورد نیاز درراه اندازی کمپرسور برای سازگاری با شرایط فرآیند تنظیم نمود.

بعداز توربینها، الکتروموتورها متداولترین ماشین محرک کمپرسورهای گریزازمرکز می‌باشند. عیب بزرگ این ماشین ثابت بودن سرعت دورانی آنها می‌باشد، بجزءِ موتورهای DC که دور متغیر بوده ولی به علت گران بودن باید برای جایگزین نمودن آن به جای توربین‌های بخاری بررسی اقتصادی صورت پذیرد. الکتروموتورهای جریان متناوب به دودسته سنکرون (Synchrous) ویا القائی (Induction) تقسیم می‌شوند. از الکتروموتورهای سنکرون برای واحدهای بزرگ استفاده می‌شود.

جداازنوع الکتروموتور مورد استفاده به لحاظ محدودیت سرعت آنها ونیاز به بالا بردن سرعت در کمپرسور، استفاده از گیربکس افزاینده سرعت دراین زمینه الزامی می‌باشد.در بعضی از واحدها از توربینهای گازی استفاده می‌شود. قیمت این توربینها زیاد بوده وهزینه تعمیرونگهداری آن بسیارسنگین است.

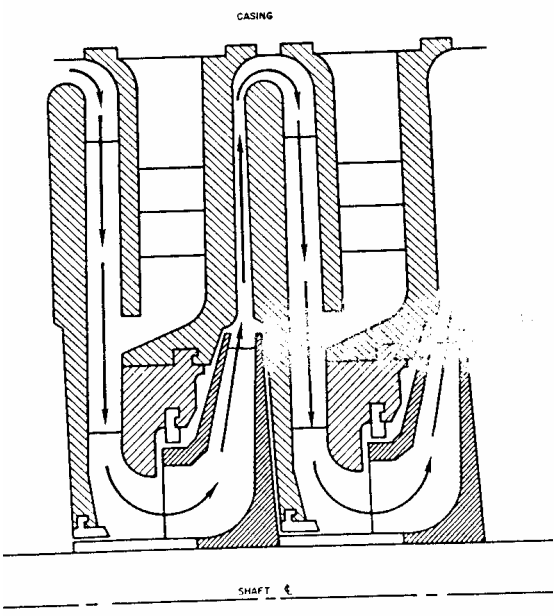
ازسوی دیگرتوربین‌های گازی دارای محدودیت‌هائی ازنظرابعادوقدرت می‌باشندودربعضی مواردنیازبه بکارگیری ازگیربکس داشته که این امرنیزبه سهم خودموجب گران شدن سیستم محرک می‌گردند.وبالاخره منبسط کننده گاز(Gas Expander) یکی ازمحرک‌های نادری می‌باشندکه برای بهره گیری ازکمپرسورهاموردااستفاده قرارمی گیرندوگازموردااستفاده درمنبسط کننده می‌تواندگازداغ و یا گاز فوق سرما (Cryogenic) باشد. استفاده ازگازفوق سرما برای کمپرسورهای کوچک امکان پذیرمی باشد.گازهای داغ برای کمپرسورهای بزرگترتوصیه می‌شودوضمناً برای بهره برداری درکمپرسورهائی است که نیاز به تغییر سرعت دورانی دارند مناسب است.

هرچه دمای گازبالاترباشد، راندمان منبسط کننده بالاتر بوده وانرژی قابل دستیابی بیشتری دارد. باافزایش دما، هزینه لوله کشی گاز افزایش یافته وسیستم ممکن است تا حدی گران شود که هزینه کل سیستم قابل مقایسه با توربین بخار گردد. تراز نمودن سیستم (Alignment) در این حالت بسیار مشکل تر می‌باشد.

۵-۶: کارآئی Performance

در شکل (۱۰-۶) نمائی از یک کمپرسور چندمرحله ای نشان داده شده است. گاز از طریق دهانه مکش به درون اولین پروانه فرستاده می‌شود. دربعضی از طرحها امکان دارد که گاز ورودی به پروانه با گازی که چند مرحله را طی کرده وبه مراحل قبلی برگشت داده شده باشد، به جریان اصلی گاز مخلوط شده وبرای ادامه مراحل تراکم به پروانه‌های بعدی فرستاده شود. در حالت اخیر برای جهت دادن جریان گاز از یک سری تیغه‌ها که (Vane) نامیده می‌شود استفاده می‌شود.

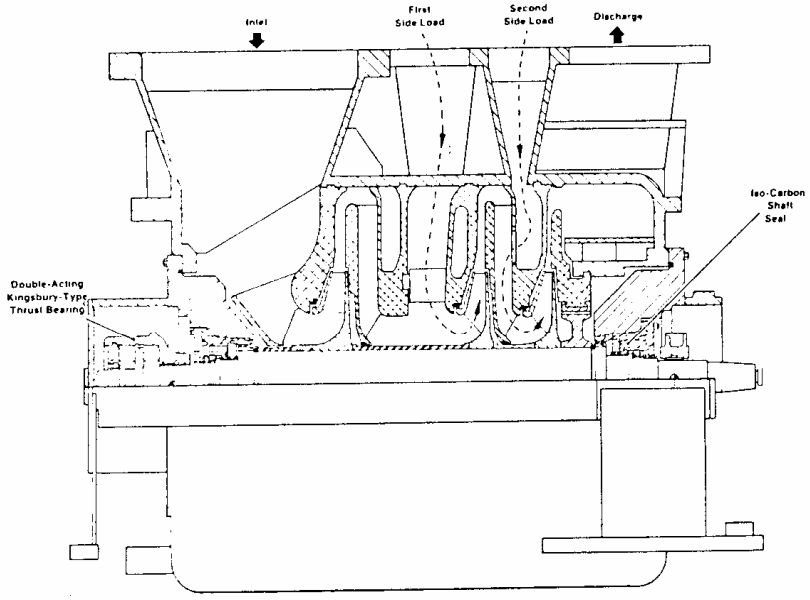
به کمک این تیغه‌ها که تیغه‌های هدایت کننده (Straightener Vanes) نامیده می‌شوند، جریان گاز به صورت محوری هدایت می‌شود تابه چشمه پروانه بعدی برسد. در دهانه پروانه، تیغه‌هائی وجوددارد که آن را تیغه‌های راهنما(Guide Vane) می‌نامند. جریان گاز به طور کاملتر باعمل پیش چرخیدن (Pre Rotation) اصلاح شده وبه درون پروانه فرستاده می‌شود. درحالت دیگری از ورود گاز به درون کمپرسور، ممکن است جریان ورودی از یک دهانه جانبی (Side Stream Nozzle) انجام گیرد. هدایت واختلاط گاز ورودی از دهانه جانبی با جریان گاز اصلی می‌تواند به دوروش مختلف صورت پذیرد که در شکل (۱۱-۶) نشان داده شده است. روش دیگر استفاده از فضای خالی (Blank) بین دو پروانه می‌باشد تا در این فضا گاز اصلی وگاز ورودی از دهانه جانبی با هم مخلوط شده وبه درون چشمه پروانه بعدی فرستاده شود. این روش برای مواقعی که جریان گاز جانبی نسبت به جریان اصلی گاز مقدارزیادی باشد مناسب است.



Flow path through typical stages on a multistage unit

شکل (۱۰-٦): مسیر جریان گاز دریک کمپرسور چندمرحله ای

حال اگر مقدار جریان جانبی در مقایسه با جریان گاز اصلی کم باشد، روش دوم مورد توجه است که دراین حالت از تزریق گاز به مسیر برگشت گاز از مرحله قبلی استفاده می‌شود.



Two methods of directing side stream flows into through flows.

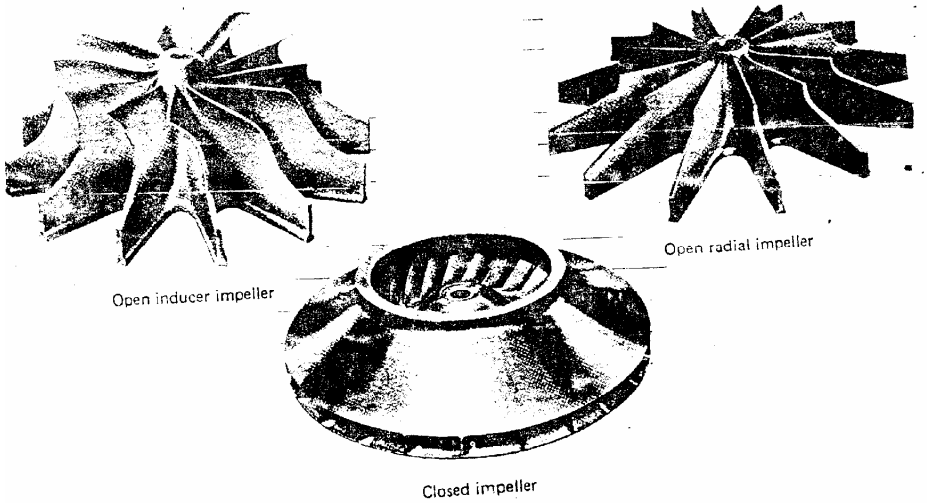
شکل (۱۱-٦): روش‌های هدایت گازازدهانه جانبی به درون پروانه

درروش دوم عمل اختلاط بهتر صورت گرفته ونیاز به فضای کمتری درراستای محور کمپرسور دارد، ولی افت فشار درآن بیشتر می‌باشد.بدیهی است در حالت اول افت فشار کمتر بوده ولی عمل اختلاط درآن به خوبی صورت نمی گیرد ودر ضمن فضای بیشتری رادرراستای محور کمپرسور اشغال می‌کند به طوری که تقریبا" معادل فضای یک مرحله ازکمپرسورمی باشد.

درطراحی کمپرسورهای گریزازمرکز عموما" در قسمت چشمه پروانه تیغه‌هائی Vanes)) وجوددارند که نقش مهمی در کنترل ظرفیت کمپرسور دارند.

۶-۶: پروانه‌ها Impellers

پروانه‌هارامی توان اساسی ترین قطعه کمپرسورهادانست. پروانه عبارتست از یک (یادو) صفحه (Hub) که برروی آن تعدادی تیغه (Blades) نصب شده است. این تیغه‌ها در یک یادو قسمت توسط صفحاتی پوشش داده می‌شوند. اگر هردو صفحه سمت جلو وعقب هرتیغه ساکن باشند، پروانه راباز (Open) می‌نامند و صفحات (Shroud) نامیده می‌شوند. اگرصفحه قسمت عقب پروانه به تیغه‌ها متصل بوده وهمراه آن بچرخد، پروانه رانیمه باز (Semiopend) وبالاخره اگر از هردو سمت توسط صفحات متحرک ومتصل بدان کار کند، پروانه رابسته (Closed) می‌نامند. در شکل (۱۲-۶) نمونه‌هائی از پروانه نشان داده شده است.



شکل (۱۲-٦): نمونه‌های پروانه درکمپرسورهای گریزازمرکز

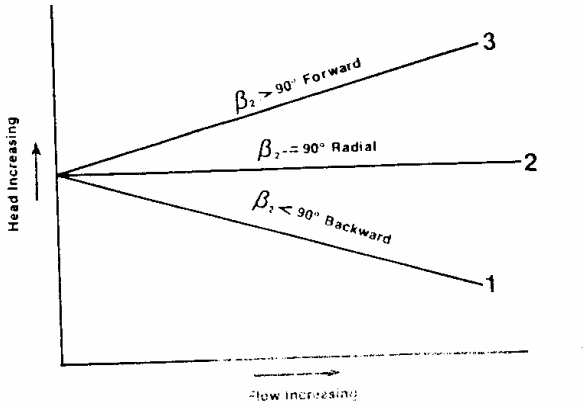
برحسب زاویه تیغه‌ها Blades)) آنها را به سه دسته منحنی روبه جلو (Forward)، شعاعی Radial)) و روبه عقبBackward)) تقسیم می‌کنند. در شکل (۱۳-۶)منحنی مشخصه انواع تیغه‌ها نشان داده شده است.

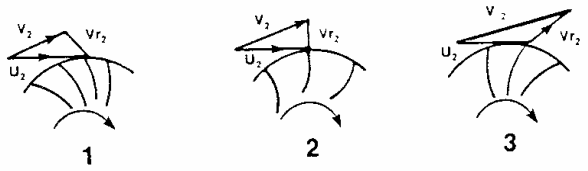
در اغلب کمپرسورها از پروانه‌های رو به عقب ویا شعاعی استفاده می‌شود. درشکل (۱٤-۶) بردارهای سرعت برای پروانه‌ها بازاویه روبه عقب نشان داده شده است.

۶-۷ : مشخصات ابعادی کمپرسورها Compressor Sizing

امروزه روشهای متعددی برای محاسبه وبررسی کمپرسورهای موجوددر دست می‌باشد. درقدم اول ارتفاع پولی تروپیک باید محاسبه شود. برای این منظور رابطه (۱-۶) مورد استفاده قرار می‌گیرد.

$$H_p = ZMT_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1}(r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \qquad (۶-۱)$$



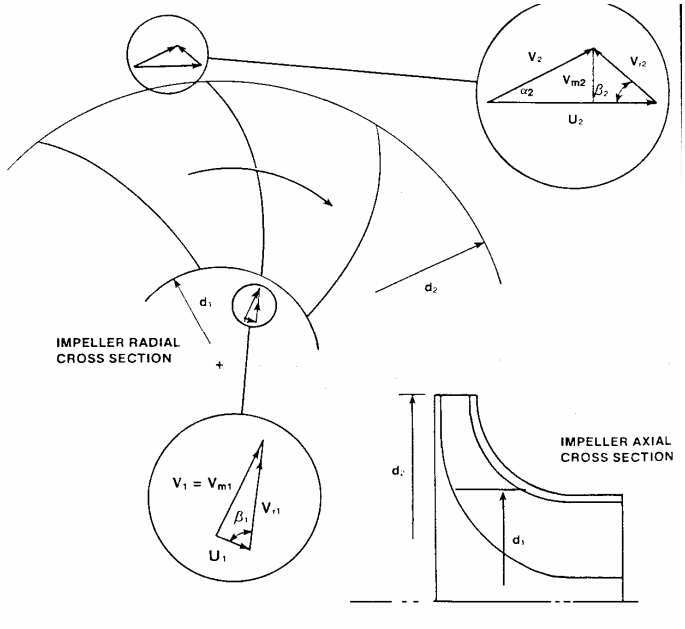


. Diagram depicting backwards, radial and forward-curved blades.

شکل(۱۳-٦)منحنی مشخصه انواع پروانه‌ها برحسب زاویه تیغه‌ها

برای این منظور دردست داشتن مقدار γ (نمای پولی تروپیک) ضروری می‌باشد. برای محاسبه γ می‌توان از رابطه (۲-۶) استفاده کرد.

$$\gamma = \frac{Ln\frac{P_2}{P_1}}{Ln\frac{P_2}{P_1} - Ln\frac{T_2}{T_1}} \qquad (۶-۲)$$



Impeller inlet and outlet flow vector triangles.

شکل (۱٤-٦): بردارهای سرعت در پروانه‌های رو به عقب

اگر مشخصات گاز (T,P) در قسمت‌های مکش ودهش دردست نباشد باید به روش سعی وخطا عمل نمود. برای این منظور اگر شرایط مکش در دست باشد می‌توان مقدار K رادر شرایط مکش مشخص نمود. سپس فرض کرد که راندمان پولی تروپیک حدود ۷۵ ٪ باشد، آنگاه به کمک رابطه (۳-۶) می‌توان γ را محاسبه نموده وبامقدار به دست آمده ازرابطه (۲-۶) مقایسه کرد، درصورت عدم یکسانی بایدمقدار η_p راتغییرداده واین کاررا آنقدر تکرار کرده تامقدار واقعی γ به دست آید.

$$\eta_p = \frac{\gamma / (\gamma - ۱)}{k / (k - ۱)} \qquad (۶-۳)$$

بادردست داشتن جرم مولکولی، دما وفشارمکش وضریب تراکم پذیری وفشاردهش می‌توان مقدار ارتفاع پولی تروپیک را محاسبه کرد. لازم به یادآوری است که مقدار $T_۲$ ازرابطه (۴-۶) به دست می‌آید.

$$T_۲ = T_۱ r_p^{\frac{n-۱}{n}} \qquad (۶-۴)$$

جهت تعیین تعداد مراحل کمپرسورفرض می‌شود که هر پروانه و پیچک یک مرحله را تشکیل دهند وارتفاع قابل دسترس در هرمرحله ۳۰۰۰ باشد. مقدار فوق برای گازهای با جرم مولکولی ۲۸ تا ۳۰ نظیر (ازت، هوا) مورد تأئید است. برای گازهای با جرم مولکولی خارج از مقادیر فوق اصلاحات ابتدائی باید صورت پذیرد. به عنوان یک حساب سرانگشتی به ازاءِ هر واحد افزایش در جرم مولکولی، مقدار ارتفاع باید ۳۰ متر کاهش داده شود. برعکس، به ازاءِ هر واحد کاهش در جرم مولکولی مقدارارتفاع باید ۶۰ مترافزایش یابد. روش اصلاحی فوق برای گازهای با جرم مولکولی ۲ تا ۷۰ دارای نتایج قابل قبولی می‌باشند. بعداز دردست داشتن ارتفاع کلی وارتفاع هرمرحله می‌توان تعداد مراحل کمپرسورراتعیین نمود. در صورت غیر صحیح بودن عدد حاصل بایستی نتیجه به دست آمده بصورت افزایشی گرد شود. اگر جزءِ غیر صحیح کمتر از ۰,۲ باشد می‌توان تعداد مراحل به دست آمده را بصورت کاهشی گرد کرد. بعداز به دست آوردن تعداد مراحل لازم است که ارتفاع واقعی هر مرحله محاسبه شود.

دراین روش فرض براین شده که سیستم فاقد خنک کن بین مرحله ای بوده واز دست رفت ارتفاع در بین مراحل صرف نظر شده و در کمپرسوراز جریان‌های جانبی استفاده نشده است. ولی درعمل باید موارد فوق رانیز منظور نمود ودر اینجاست که محاسبات انجام شده جنبه واقعی به خود می‌گیرد. دراینجا ذکر نکاتی که جنبه محدودیت دارد باید مورد توجه قرارگیرد. به عنوان مثال اگر برای دمای گاز محدودیتی ذکر نگردیده، حداکثر دمای مجاز دهش $۲۵۰\,^{\circ}C$ می‌باشد.

تعداد مراحل در هرپوسته نباید از ۸ تجاوز کند. فاصله بین دهانه‌های کمکی باید با دقت تعیین گردد.

از طرفی : $$H_p = \frac{\mu_p u_2^2}{g} \qquad (۶-۵)$$

که درآن:

H_p = ارتفاع پولی تروپیک متر

μ_p = ۰,۴۸ ضریب ارتفاع پولی تروپیک

u_2 = سرعت گاز در لبه پروانه متر بر ثانیه

g = شتاب ثقل متر برمجذور ثانیه

لذا به کمک رابطه فوق می‌توان مقدار u_2 را محاسبه نمود. و سپس به کمک شکل (۱۵-۶) وبا دردست داشتن دبی جریان می‌توان قطر پروانه را به دست آورد. خط مورب حد نهائی قطر پروانه برای دبی تعیین شده می‌باشد. بعداز تعیین قطر پروانه سرعت دورانی کمپرسور را می‌توان از رابطه (۶-۶) به دست آورد

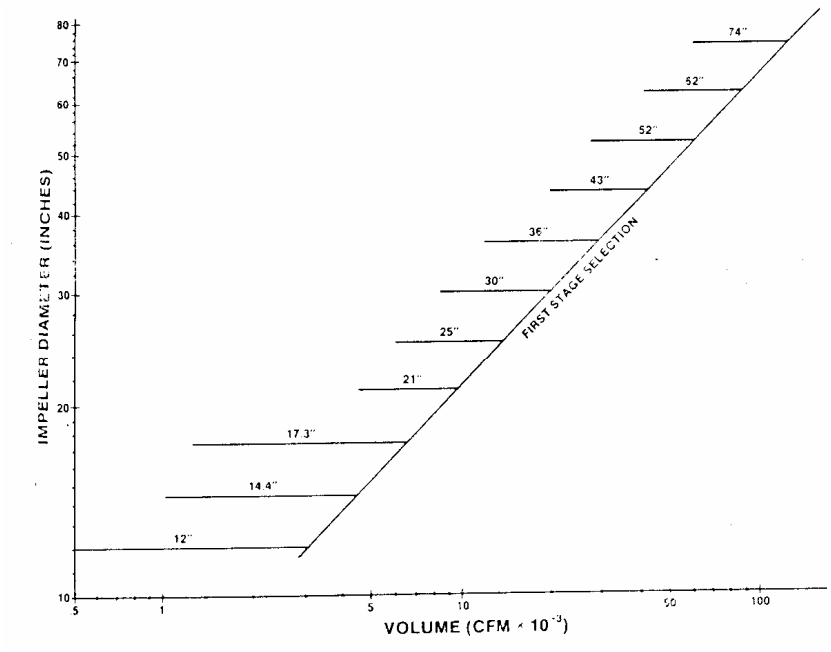
$$N = \frac{60\, u_2}{\pi d_2} \qquad (۶-۶)$$

که درآن:

N = سرعت دورانی دور دردقیقه

u_2 = سرعت خطی درلبه خارجی پروانه متر درثانیه

d_2 = قطر خارجی پروانه متر



Estimation of impeller diameter using inlet volume.

شکل(۱۵-٦): تعیین قطر پروانه براساس دبی جریان

به طور خلاصه می‌توان نتیجه گرفت که تعیین مشخصات کمپرسور عبارتست از دبی ورودی، ارتفاع کلی، تعداد مراحل، ارتفاع هرمرحله، سرعت خطی لبه پروانه وقطر پروانه. دراینجا هنوز یک پارامتر مشخص نگردیده است وآن راندمان کمپرسور می‌باشد. برای محاسبه راندمان، بدون در نظر گرفتن نتایج تجربی می توان از راهنمائی‌های زیر استفاده نمود. اگر Q_{in} دبی حجمی گاز در قسمت مکش باشد، دبی حجمی در
شرایط دهش برابر است با:

$$Q_d = \frac{Q_{in}}{(r_p^{\frac{z-1}{z}})^{\frac{1}{\gamma}}} \qquad (۶-۷)$$

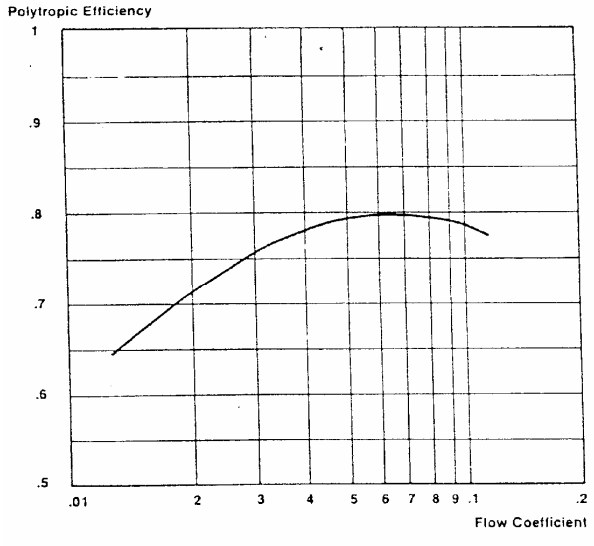
که درآن r_p نسبت تراکم در هر مرحله خنک نشده و Z تعداد مراحل در همان منطقه می‌باشد

وضریب دبی(δ) برابر است با: $\delta = ۰.۴۰۵\frac{Q}{Nd_۲^۳}$ (۶-۸)

که درآن:

$Q =$	دبی حجمی	متر مکعب بر دقیقه
$N =$	سرعت دورانی	دوردردقیقه
$d_۲ =$	قطر پروانه	متر

مقدار δ برای اولین مرحله نباید از ۰,۱ بیشتر بوده وبرای آخرین مرحله نبایستی از ۰,۰۲ کمتر باشد. اگر مقدار δ از محدوده‌های ذکر شده تجاوز نمود، باید قطر پروانه را تغییر داد. برای این منظور می‌توان از منحنی ارائه شده در شکل (۱۵-۶) استفاده نمود.لازم به ذکر است که درانتخاب قطر پروانه بهتر است که از مقادیر نزدیک به خط راهنما (Guide Line)) استفاده شود. بعداز محاسبه δ برای مراحل اول وآخر کمپرسور مقدار متوسط آن باید در شکل (۱۶-۶) مورد استفاده قرار گرفته تا راندمان پولی تروپیک محاسبه گردد.



Centrifugal stage efficiency vs. flow coefficient.

شکل(۱۶-۶): محاسبه راندمان مراحل کمپرسورهای گریزازمرکز برحسب ضریب دبی

همانطوری که از شکل فوق پیداست،حداکثرراندمان برای موقعی است که مقدار متوسط δ حدو ۰,۰۷ باشد.

بعداز محاسبه η سایر محاسبات باید مورد بررسی قرار گرفته تا صحت مقادیر فرض شده ثابت شود.

در صورت مشاهده مغایرت زیاد بین مقدار η فرض شده ومقدار به دست آمده باید از مقدار به دست آمده در فرض اول بررسی، استفاده شود. توان مصرفی در کمپرسور رامی توان از رابطه (۹-۶) به دست آورد.

$$W_p = \frac{wH_p}{\eta_p} + \text{Mech. Losses} \qquad (۹-۶)$$

مقدار ازدست رفت مکانیکی رامی توان ۱ ٪ توان مصرفی فرض نمود. اگر زمان محاسبات چندان مهم نباشد، ویا کمپرسور دارای خنک کن بین مرحله ای بوده ویادارای جریانهای جانبی باشد، لازم است که از مقادیر داده شده در جدول (۱-۶) برای محاسبه واعمال از دست رفت‌های انرژی در دهانه‌های ورودی استفاده کرد. برای خنک کردن بین مرحله ای باید مقدار افت فشار محاسبه ودر بقیه محاسبات مورد استفاده قرار گیرد. مقدار ΔP در خنک کن بین مرحله ای باید از مقدار فشار دهش هر مرحله کسر شده وبه عنوان فشار مکش مرحله بعد مورد استفاده قرار گیرد. مقدار افت فشار در خنک کن بین مرحله ای را می‌توان ۲ ٪ فشار ورودی خنک کن منظور نمود. برای کمپرسورهائی که در فشار کم کار می‌کنند، افت فشار معادل ۲٪ قابل قبول نبوده وحداکثرمقدارآن باید ۲ psi (۰,۱۵ bar) باشد. اگر کمپرسوری بصورت جریان جانبی ورودی - خروجی طراحی شده برای اولین مرحله محاسبات افزایش دمایی حدود $6\,^{\circ}C$ رابابد برای آن منظور کرد.

مثال: کمپرسوری دارای شرایط زیر می‌باشد.

Q_1 = ۱۷۵ متر مکعب

W_m = ۳ کیلوگرم در دقیقه

M = ۲۸,۴۶

P_1 = ۱ با ر (مطلق)

t_1 = ۳۰ درجه سانتیگراد = ۳۰۵ کلوین

K = ۱,۳۹۵

P_2 = ۲,۷۲ بار (مطلق)

مطلوبست محاسبه اندازه‌های کمپرسور

حل: فرض می‌شود که $\eta_p = ۷۵\%$ باشد.

قدم اول: محاسبه نمای پولی تروپیک

$$\frac{\gamma-1}{\gamma}=\frac{k-1}{k}\times\frac{1}{\eta_p}=\frac{1.395-1}{1.395}\times\frac{1}{0.75}\Rightarrow\gamma=1.608$$

$$r_p=\frac{P_2}{P_1}=\frac{2.72}{1}=2.72$$

Table 2-2
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

Source: Modified from [16].

جدول (۱-۶):از دست رفت انرژی در اتصالات و دهانه‌های کمپرسور

قدم دوم: محاسبه ارتفاع پولی تروپیک

فرض می‌شود که $Z_{avg}=1$ باشد. در این صورت ارتفاع پولی تروپیکی کل برابر است با:

$$H_p=1\times 28.46\times 305\left(\frac{1.608}{1.608-1}\right)\left[(2.72)^{\left(\frac{1.608-1}{1.608}\right)}-1\right]=11076\quad m$$

قدم سوم: محاسبه تعداد مراحل

فرض می‌شود که ارتفاع هر مرحله۳۰۴۸ متر(معادل $10000\ ft.lb/lb$) باشد. در این صورت:

$$Z=\frac{11076}{3048}=3.63\cong 4$$

ارتفاع هر مرحله بعداز گرد کردن مراحل برابر است با:

$$H_p = \frac{۱۱۰۷۶}{۴} = ۲۷۶۹ \quad m$$

قدم چهارم: محاسبه سرعت دورانی کمپرسور

فرض می‌شود که ضریب ارتفاع $\mu = ۰.۴۸$ باشد. دراین صورت

$$u_۲ = (\frac{H_p \times g}{\mu})^{۰.۵} = (\frac{۲۷۶۹ \times ۹.۸۱}{۰.۴۸})^{۰.۵} = ۲۳۸ m/s$$

بادردست داشتن Q، قطر پروانه به کمک شکل (۱۵-۶) محاسبه می‌گردد که در حالت فوق مقدار آن ۱۷,۳in (معادل ۰,٤٤ متر) می‌باشد.

سرعت دورانی شافت $$N = \frac{۶۰ \times ۲۳۸}{\pi \times ۰.۴۴} = ۱۰۳۴۹ RPM$$

قدم پنجم: محاسبه راندمان پولی تروپیک

درآخرین مرحله $$Q_۴ = \frac{۱۷۵}{(۲.۷۲^{\frac{۴-۱}{۴}})^{\frac{۱}{۱.۶۰۸}}} = ۱۰۹.۵ \quad m^۳/\min$$

با استفاده ازرابطه (۸-۶)

$$\delta_۱ = (۰.۴۰۵ \times ۱۷۵)/(۱۰۳۴۹ \times ۰.۴۴^۳) = ۰.۰۸ \Rightarrow \eta_p = ۰.۷۹$$

$$\delta_۴ = (۰.۴۰۵ \times ۱۰۹.۵)/(۱۰۳۴۹ \times ۰.۴۴^۳) = ۰.۰۵ \Rightarrow \eta_p = ۰.۷۹$$

لذا متوسط $\eta_p = ۰.۷۹$ درمی آید.

قدم ششم: اصلاح نمای پولی تروپیک

$$\frac{\gamma - ۱}{\gamma} = \frac{۱.۳۹۵ - ۱}{۱.۳۹۵} \times \frac{۱}{۰.۷۹} = ۰.۳۵۹ \Rightarrow \gamma = ۲.۷۸۷$$

بعدازمحاسبه γلازم است که دمای گاز خروجی محاسبه شود.

$$T_۲ = ۳۰۵(۲.۷۲)^{۰.۳۵۹} = ۴۳۷K = ۱۶۴^oC$$

بااحتساب ۰,۰۱ برای ازدست رفت مکانیکی، توان مصرفی درکمپرسور برابر است با:

$$W_p = \frac{۱.۰۱ \times ۹.۸۱ \times ۳.۳ \times ۱۱۰۷۶}{۱۰۰۰ \times ۰.۷۹} = ۴۵۸.۴ \quad KW$$

تذکر: دراین محاسبات ارتفاع پولی تروپیک مجدداً محاسبه نگردیده است. چراکه تغییرات راندمان ناچیز بوده وحداکثر می‌تواند ۰,۰۱ خطا داشته باشد.

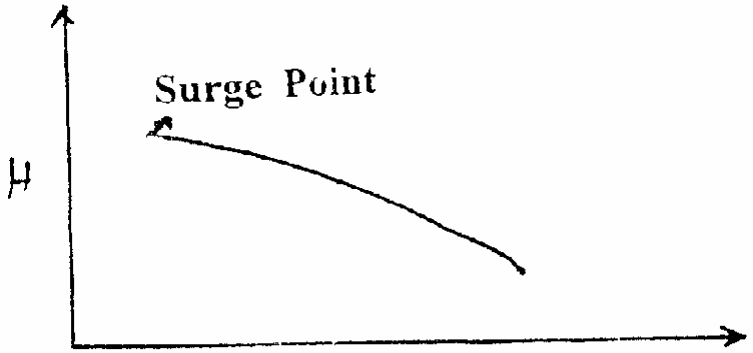
۸-۶: پدیده موجدارشدن Surging

۱-۸-۶: موج Surge چیست؟

در شکل (۱۷-۶) منحنی مشخصه یک کمپرسور گریزازمرکز نشان داده شده است.

همانطوری که از شکل فوق پیداست منحنی در سمت چپ تا مقدار $Q = ۰$ رسم نشده وبلکه دارای بریدگی می‌باشد. حداقل دبی رسم شده دراین شکل دارای عنوان Surge Limit می‌باشد یا به عبارت دیگر اگر مقدار دبی از حد فوق کمتر باشد، سیستم با پدیده ای مواجه خواهد شد

که آن را اصطلاحاً موجدارشدن می نامند. *اولین علامت مشخصه این پدیده بروز یک حالت رفت وبرگشت در جریان گاز در کمپرسور می باشد که با سرو صدای زیادی توأم می‌باشد.*



شکل (۱۷-٦)منحنی مشخصه یک کمپرسور گریزازمرکز

فشار دهش دارای نوسانات شدیدی بوده ودمای گاز افزایش می‌یابد. بدیهی است به لحاظ نوسان فشار، روتور دائماً تحت معرض فشار در جهت‌های روبه جلو وعقب بوده وهمین امر موجب وارد شدن بار اضافی برروی یاطاقان بار محوری (Thrust Bearing) می‌گردد. برحسب سرعت دورانی کمپرسور وکیفیت یاطاقان، پدیده موجدارشدن می‌تواند بعد از ۲۰۰۰ - ۱۰۰ مرتبه تکرار باعث خرابی یاطاقان بار محوری شود. کمپرسورهائی که در سرعت کم کار می‌کنند نسبت به پدیده موج کمتر حساس می‌باشند. به عنوان مثال کمپرسورهائی که در سرعت دورانی کمتر از ۳۰۰۰ دوردر دقیقه کار می‌کنند در مقابل این پدیده کاملاً ایمن بوده واین در حالی است که کمپرسورهای با سرعت دورانی ۱۰۰۰۰ دور در دقیقه شدیداً نسبت به این پدیده حساس بوده ودر صورت مساعد بودن شرایط در معرض پدیده موج قرار می‌گیرند. قبل از ورود به بحث بررسی پدیده موج (Surge) ذکر این نکته ضروری است که کمپرسورهای گریزازمرکز ماشینی هستند که قادرند ارتفاع پولی تروپیک ثابتی را که تابعی از مشخصه‌های مکانیکی کمپرسور، دبی گاز و سرعت آن باشند ایجاد نمایند واین مقدار مستقل از خواص فیزیکی گاز مورد تراکم است. از نظر مهندسین فرآیند آنچه که مهم به نظر می‌رسد، دانستن این امر است که کمپرسور می‌تواند به ازاءِ فشار مکش معین، فشار دهش مشخصی رادر قسمت خروجی کمپرسور ایجاد کند دراین صورت ارتفاع پولی تروپیک در یک کمپرسور برابر است با:

$$H_p = \frac{P_d - P_s}{\rho} \qquad (۶-۱۰)$$

که درآن:

P_d = فشار دهش

P_s = فشار مکش

ρ = دانسیته گاز مورد تراکم

H_p = ارتفاع پولی تروپیک

در اغلب واحدها به ویژه در فرآیندها، ثابت نگهداشتن فشار دهش اهمیت اساسی دارد. حال اگر یک تغییر ناگهانی در جرم مولکولی گاز ورودی به کمپرسور به وجود آید، کمپرسور ناچاراست جهت حفظ فشار دهش، ارتفاع پولی تروپیک رادر شرایط جدید افزایش دهد. در شرایط سرعت ثابت، افزایش ارتفاع تنها از طریق کاهش دبی امکان پذیراست واین به عبارت دیگر یعنی حرکت نقطه کارمنحنی به سمت چپ ونزدیک شدن به نقطه موج. دلایل به وجود آمدن وروشهای غلبه براین پدیده به طور خلاصه مورد بررسی قرار خواهدگرفت.

موج Surge پدیده ای است که فقط در کمپرسورهای آئرودینامیک در اثر تغییر شرایط کار به وقوع می‌پیوندد ونتیجه آن برگشت جریان گاز می‌باشد وبه همین خاطر لازم است که شرایط بهره برداری از کمپرسور به نحوی باشد که حتی الامکان این پدیده درکمپرسور به وقوع نپیوندد، چراکه موجب بروز مشکلات وخرابی‌های متعددی در کمپرسور می‌گردد. این پدیده هرگز در کمپرسورهای جابجائی مثبت (تناوبی ویا دورانی) بوقوع نمی پیوندد. همانطوری که قبلاً ذکر شد در کمپرسورهای گریزازمرکز به گاز وارد شده به درون کمپرسور نخست توسط پروانه، انرژی جنبشی گاز بااعمال نیروی گریزازمرکز افزایش داده شده وبا عبور گاز از پوسته کمپرسور که شکل حلزونی (Voulte) دارد، انرژی جنبشی به انرژی پتانسیل (فشار) تبدیل می‌شود نهایتاً گاز از مجرای دهش از کمپرسور خارج می‌گردد.

در شرایط ایده آل، فشار گاز حاصل از تبدیل انرژی جنبشی مساوی فشار دهش می‌باشد. حال اگر بتوان فشار بیشتر از فشار خط دهش تولید نمود، انرژی اضافی که مازاد بر نیاز به گاز داده شده است به هدر خواهدرفت. در حالت دیگر اگر حداکثر فشار قابل دستیابی توسط کمپرسور کمتر از فشار دهش باشد، در اینصورت جریان گاز در کمپرسور برعکس شده وگاز متراکم شده در قسمت دهش به درون پروانه برگشت می‌یابد و این شروع پدیده موجدارشدن می‌باشد.

در حالت برگشت گاز، برخلاف شرایط قبلی پروانه با گاز با فشار بیشتری (وزن مخصوص بیشتر) پر می شود. بدیهی است در این حالت انرژی جنبشی داده شده به سیال با توجه به رابطه $E_c = \frac{1}{2} V_1 \rho v^2$ افزایش می‌یابد. با توجه به افزایش انرژی جنبشی، قطعاً انرژی پتانسیل (فشار) سیال افزایش یافته وبر فشار دهش غلبه می‌کند ومقداری گاز از کمپرسور به قسمت دهش رانده می‌شود. با خروج گاز باوزن مخصوص زیاد، جای آن را گاز با وزن مخصوص کم پرمی کند ومشکل ذکرشده در قبل مجدداً خود را نمایان می سازد. نتیجه کلی این پدیده بروز یک سری جریانهای رفت وبرگشتی در کمپرسور می‌باشد که اولین اثرآن بصورت لرزش، سروصدا وتنش خودرانشان می‌دهد وجریان مفید گاز تقریباً صفر می‌باشد.

از آنجاکه در طول بروز این پدیده، انرژی به طور پیوسته به سیستم داده می‌شود واین امر بدون خروج واقعی گاز از کمپرسور می‌باشد، دمای گازدرون پوسته کمپرسور بطور مستمر

افزایش می‌یابد. با توجه به توضیحات فوق بدیهی است سیستم نبایستی در شرایط موجی به کار گرفته شود. دلایل اصلی بروز پدیده موجدارشدن درکمپرسورهای گریزازمرکز به شرح زیراست:

الف: تغییر وزن مخصوص گازورودی (در اثرکاهش فشار، افزایش دما، کاهش جرم مولکولی دراثرتغییرترکیبات تشکیل دهنده گاز ورودی)

ب: کاهش سرعت دورانی پروانه به ویژه درحالت استفاده از الکتروموتورهای دور متغییر.

ج: گرفتگی مجاری جریان گاز (مکش - پروانه - دهش)

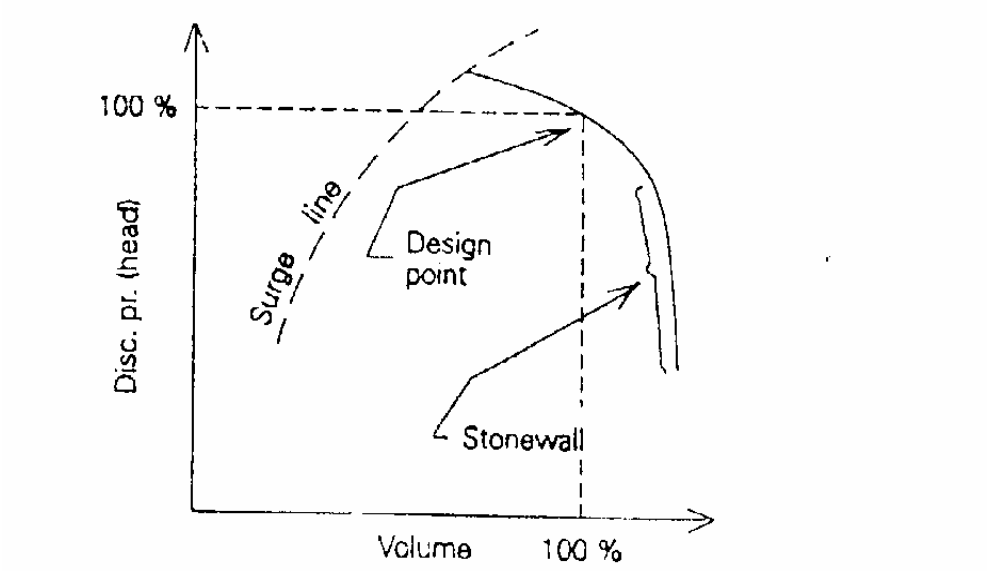
ه: سایش پروانه وپوسته کمپرسور.

۲-۸-۶: محدودیت پدیده‌های موج وصخره Stonewall

دردیاگرام H - Q (ارتفاع - دبی) بخشی از آن راشرایطی می‌پوشاند که کمپرسوردرآن منطقه کاری با پدیده موج دار شدن مواجه گردد وبدیهی است که کارکردن درآن شرایط توصیه نمی گردد وباید ازآن اجتناب شود. درواقع باید همواره یک محدودیت ایمنی برای کارکمپرسور مشخص نمود. برای این منظور به کارگیری سیستمی که همواره کمپرسور رادرمحدوده امنی از بهره برداری نگه دارد ضروری می‌باشد.

نیاز به انتخاب شرایط طراحی برای کمپرسور وبه کارگیری کمپرسور درشرایطی که فشار ایجادشده کمتر از حداکثر فشار قابل دسترسی توسط کمپرسور درسرعت وشرایط موجودباشد یکی از دلایل اصلی پائین بودن راندمان کارکمپرسورهای گریزازمرکز درمقایسه با کمپرسورهای جابجائی مثبت است.

انتخاب شرایط طراحی (Design Point) باید به نحوی باشد که کمپرسور باکمترین تغییر درشرایط کاری درمنطقه موجدارشدن قرار نگیرد. اختلاف بین فشار طراحی وفشار قابل دسترس را می‌توان نوعی ازدست رفت انرژی درکمپرسوردانست، چراکه این انرژی به سیستم داده شده ولی کار مفیدی ازآن عاید نمی گردد.در منطقه دبی زیاد (حجم زیاد) منحنی مشخصه کمپرسور، شکل نزولی تندی (Steep) رابه خود می‌گیرد که اصلاحا" آن را صخره سنگی (Stonewall) می‌نامند. دراین منطقه یک تغییر جزئی در دبی می‌تواند توأم بایک تغییرشدید درفشار دهش باشد. به عبارت دیگرکمپرسوردراین منطقه دارای رفتارپایداری نبوده وکار دراین حوزه توصیه نمی شود. درشکل(۱۸-۶) طرحی ازشرایط ارکمپرسورگریزازمرکزبدون تیغه‌های هدایت کننده ورودی وتیغه‌های پیچک (Diffuser Vane) درسرعت ثابت همراه با مناطق موجدارشدن وصخره سنگی نشان داده شده است. درهمین شکل ناحیه کارمطمئن کمپرسوراز دیدگاه فشارودبی نمایش داده شده است.



Characteristic curve of centrifugal compressor with fixed speed and non-moving vanes

شکل (۱۸-٦):منحنی مشخصه یک کمپرسور گریزازمرکز در سرعت ثابت بدون تیغه‌های متحرک

لازم بذکر است هنگامی که کمپرسور درناحیه صخره ای کارمی کند، دبی گازممکن است به حدی برسد که سرعت گاز درون کمپرسور به یک ماخ (Mach) برسد ویااینکه زاویه تلاقی گاز با تیغه‌ها آنچنان زیاد شود که باعث کم شدن مجرای ورودی گازگردیده وعددماخ به حدی برسد که پدیده جدیدی تحت عنوان Choke در کمپرسور بوقوع بپیوندد. درشرایط فوق دبی جریان گاز به درون کمپرسور تقریبا" ناچیز می‌باشد. تأثیر این پدیده بویژه برای گازهای باجرم مولکولی زیاد ومخصوصا" دردماهای کم وبا مقادیر K درشرایط ورودی شدیدتر می‌باشد. بدیهی است درشرایط فوق، رسیدن به حالت صخره ای قبل ازموعدمقرر وطراحی شده بوقوع می‌پیوندد. ضمنا" امکان این وجوددارد که کمپرسور درمراحل نهائی دچار پدیده Choke گردیده وباعث کاهش دبی درمراحل ابتدائی شود که نهایتا" می‌تواند منجربه بروز پدیده موج گردد.

شکل واقعی منحنی موجدارشدن (Surge Line) به طراحی کمپرسور وشرایط بهره برداری بستگی داشته ومی تواند به صورت یک خط مستقیم تایک منحنی مشخص شده تغییر نماید. تأثیر تغییرات سرعت وتیغه‌های هدایت کننده متحرک درقسمت کنترل ظرفیت ارائه خواهد شد. بایدتوجه نمود که منحنی مشخصه کلی یک کمپرسور چندطبقه در نگاه ظاهری مشابه کمپرسورهای یک طبقه بوده ونمی توان به صراحت وبانگاه به منحنی درمورد ساختار کمپرسور نظر قطعی داد.

یکی از موارد اساسی شناخت منطقه موجدارشدن، آشنائی باشرایطی است که لازم است کمپرسور اززیر بارخارج شود که این امر نیز درمبحث کنترل ظرفیت کمپرسور مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

دریک جمع بندی کلی، عوارض ناشی از بروز پدیده موج را می‌توان به شرح زیرخلاصه نمود.

الف: فرسایش زودرس یاطاقانهای بارمحوری.

ب: لرزش شدید درروتور که می‌تواند باعث صدمه دیدن سیستم آب بندی ویاطاقانها گردد.

ج: افزایش درجه حرارت گاز مورد تراکم و بدنه کمپرسور.

د: تغییر درمقدار توان مصرفی وآسیب دیدن سیستم راه اندازی به ویژه گیربکس‌ها به لحاظ نوسانات شدید درمقدار گشتاور.

بخش هفتم:

روانکاری کمپرسورها

Compressore Lubrication

۱-۷:مقدمه

همواره هنگام بهره برداری از کمپرسورها وبدون توجه به نوع آن تعداد زیادی از قطعات فلزی بر روی یکدیگر حرکت لغزشی داشته و اگر سطوحی که در تماس با یکدیگر بوده وبرروی هم می‌لغزند، فاقد لایه ای از روغن باشند، قطعات به سرعت سائیده شده وغیر قابل مصرف می‌گردند. در هر جاکه سطوح در تماس با یکدیگر دارای حرکت نسبی باشند، روانکاری نقش مهمی در انجام حرکت به نحو صحیح، تداوم بهره برداری واقتصادی کردن عملکرد ماشین ایفاءِ می‌کند. با بهره گیری مؤثر از روانکاری در ماشین آلات صنعتی، از جمله کمپرسورها، انتخاب مناسب روانساز مورد استفاده درآن:

× انرژی مورد نیاز برای راه اندازی وبهره برداری از کمپرسور کاهش می‌یابد.

× از سائیدگی وفرسایش زودرس قطعات متحرک جلوگیری به عمل می‌آید.

× دمای گاز مورد تراکم برای نسبت تراکم معین، کاهش خواهد یافت.

× آب بندکردن لقی بین دوحلزونی، افزایش راندمان حجمی کمپرسوررا بدنبال خواهد داشت.

× از میزان سروصدا در کمپرسورکاسته خواهد شد.

× عمر مفید کمپرسور افزایش خواهد یافت.

× در هزینه‌های تعمیر ونگهداری کمپرسور صرفه جوئی خواهد شد.

× قابلیت اعتماد (Reliability) کمپرسور افزایش خواهد یافت.

برای نیل به اهداف فوق باید موارد زیر موردتوجه قرار گیرد:

الف: انتخاب روانساز مناسب.

ب: انتخاب روش مناسب برای روانکاری.

ج: استفاده صحیح از روغن روانساز از نظر دبی وفشار.

د: رعایت زمان کار کرد مناسب برای روغن مورد استفاده.

نقش واهمیت روانسازها آنچنان مشهود است که می‌توان ادعاکرد ماشین آلات صنعتی واز جمله کمپرسورها بر روی لایه نازکی از روانساز در حرکت بوده و بدون حضور این ماده حیاتی حرکت در صنعت متوقف می‌گردد. رعایت نکات ذکرشده دربالا ضمن کاهش هزینه‌های تعمیر ونگهداری وتوقفات کمپرسور می‌تواند در کاهش انرژی مصرفی وافزایش کارآئی وقابلیت اعتماد آن نقش تعیین کننده ای را ایفاءِ نماید.

امروزه سعی براین است که حتی الامکان کمپرسورها را با سرعت بیشتری مورد بهره برداری قرار داده تا به ازاءِ ظرفیت معین، ابعاد کمپرسور کاهش یابد. بدیهی است این امر اهمیت روانکاری مناسب کمپرسوررا چند برابر می‌کند. به عنوان مثال سیستم روانکاری گیر بکس

افزایش دهنده سرعت درکمپرسورهای گریزازمرکز باید قادر باشد گیربکس را که در سرعت ۳۰۰۰۰ تا ۵۰۰۰۰ دور دردقیقه کار می‌کند، به نحو مطلوب روانکاری نماید.

۲-۷: مهمترین وظایف روانکار

بکارگیری از روانسازدر کمپرسورها دارای اهداف متعددی بوده که عمده ترین آنها عبارتند از:

a): روانکاری وجداسازی سطوح فلزی از یکدیگر باایجاد لایه مناسبی از روغن بین قطعات متحرک به منظور کاهش اصطکاک وسایش آنها

b): انتقال حرارت وخنک کردن قطعات متحرک

c): جلوگیری از اثرات نامطلوب قطعات بریکدیگر

d): حفاظت از سطوح فلزی قطعات در برابر خوردگی وزنگ زدگی

e): جذب آلودگی‌ها، معلق نگه داشتن مواد خارجی و ترکیبات شیمیائی حاصل از تغییرات شیمیائی اجزاءِ تشکیل دهنده روغن (Chemical and Thermal Degradation Products of Oils)

f): کاهش نشتی داخلی به کمک آب بند کردن Sealing))

g): کاهش انرژی مصرفی در ماشین آلات

h): به عنوان سیال هیدرولیکی جهت سیستم‌های کنترل ظرفیت کمپرسورها

۳-۷: خواص روغن‌های روانساز:

روانسازها برای اینکه بتوانند وظایف مورد اشاره در بالا را به درستی انجام دهند، باید دارای خواص معینی باشند که مهمترین آنها به شرح زیر می‌باشد:

۱) دارای گرانروی (Viscosity) مناسبی بوده تا تشکیل لایه روغن،کاهش اصطکاک و... به خوبی صورت پذیرد.

۲) دارای اندیس گرانروی (Viscosity Index) مناسبی باشند.

۳) در مقابل حرارت واکسیژن هوا (تجزیه حرارتی واکسیداسیون)از مقاومت کافی را برخوردار باشند.

٤) از زنگ زدن (Rust)، خوردگی توسط مواد شیمیائی (Corrosion) وسایش (Wear) بیش از حد قطعات جلوگیری کنند.

۵) دارای مواد پاک کننده (Detergent) ومعلق نگه دارنده بوده تا از ته نشین شدن رسوبات در لابه لای قطعات جلوگیری نمایند.

۶) در هوای سرد به اندازه کافی روان بوده تا راه اندازی وادامه حرکت قطعات به آسانی صورت پذیرد.

۷) با قطعات لاستیکی آب بند کننده سازگاری لازم را داشته باشند.

۸) از نظر فراریت وآتش گیری دارای وضعیت مناسبی باشند.

۹) در هنگام کار کف نکنند.

۷-۴ :ویژگی‌های سیستم روانکاری

در غالب اوقات ویژگیهای سیستم روانکاری، طراحی ونحوه عملکردآن توسط شرکتهای سازنده کمپرسور تعیین می‌گردد. براین اساس سازندگان کمپرسور سیستم روانکاری را طوری طراحی می‌کنند که با ویژگیهای کمپرسور سازگاری لازم را داشته باشد. مهمترین ویژگیهای سیستم روانکاری کمپرسور به شرح زیراست:

۱- مخزن روغن باید طوری انتخاب شود که کمپرسور بتواند روغن راازآن کشیده و بعداز پایان عملیات روانکاری به آن برگشت دهد. حجم مخزن و زمان اقامت روغن درآن باید در حدی باشد که کف روغن کاملاً از بین رفته وگازهای موجود درآن جدا شود، بنحوی که روغن قابلیت مصرف مجدد در سیستم روانکاری را داشته باشد.

۲- جریان روغن در کمپرسور به کمک وسایلی نظیر پمپ روغن، قاشقک پرتاب کننده، رینگ متصل به میل لنگ ویافشار گاز دهش برقرار می‌شود.

۳- برای خنک کردن روغن باید وسایل وامکانات لازم پیش بینی شده باشد. به همین منظور بعضی از کمپرسورها مجهز به سیستم خنک کن روغن (Oil Cooler) بوده مبدل حرارتی می‌باشد و با آب و یا هوا خنک می‌گردد. در بعضی از کمپرسورها خنک کاری روغن به کمک انتقال حرارت به محیط خارج از طریق بدنه محفظه روغن صورت می‌پذیرد. دراین حالت محفظه روغن طوری ساخته می‌شود که سطح تبادل حرارتی آن توسط تیغه‌هایی (Fins) که برروی تعبیه شده است، افزایش داده شود.

دمای روغن در محفظه روغن در کمپرسورهائی که به روش اجباری (روانکاری به کمک پمپ روغن) روانکاری می‌گردند، نبایستی از ۷۰ درجه سانتیگراد ودر سیستمهایی که از روش پاششی (Splash Type) استفاده می‌شود از ۸۲درجه سانتیگراد تجاوز نماید.

سیستم خنک کاری هرگز نبایستی درون محفظه روغن ویا مخزن روغن (Reservoir) نصب شود.

خنک کن روغن باید حتی الامکان طراحی شود که روغن را دردمای پائین تر از ۵۵ درجه سانتیگراد نگه دارد. مبدل حرارتی غالباً از نوع پوسته ولوله (Shell and Tube) می‌باشد که باآب خنک می‌شود. با این وجود در بعضی از کمپرسورها روغن توسط هوا خنک می‌گردد. در مبدل‌های آبی، آب در قسمت داخل لوله (Tube) وروغن در قسمت پوسته (Shell) جریان می‌یابد. طراحی مبدل باید به نحوی صورت پذیرد که فشارآب از فشارروغن کمتر بوده تادر صورت خرابی مبدل، آب به درون روغن نشت ننماید.

٤- بالابودن دمای بهره برداری از کمپرسور موجب کاهش ویسکوزیته و کاهش ضخامت لایه روغن تشکیل شده برروی قطعات می‌شود. وجود لایه فوق باعث کاهش اصطکاک در هنگام حرکت قطعات برروی یکدیگر گردیده وبدیهی است که هرگونه کاهش در ضخامت لایه روانساز می‌تواند باعث افزایش اصطکاک در کمپرسور گردد. بهره برداری طولانی از کمپرسور در هنگامی که دمای روغن درآن بین ۶۰ تا ۷۰ درجه سانتیگراد باشد می‌تواند موجب اکسیداسیون روغن گردد. اکسیداسیون روغن به سهم خود باعث افزایش ویسکوزیته وکاهش ضخامت لایه روغن وتشکیل مواد چسبنده (Sticky Mass) برروی قطعات می‌گردد،که درنهایت،این پدیده منجر به کاهش عمر مفید روغن وضرورت تعویض زود رس آن خواهد شد.

۵- دمای گاز خروجی بطور مستقیم برروی میزان تشکیل رسوب برروی سوپاپهای دهش (درکمپرسورهای تناوبی) و لوله دهش کمپرسور تأثیر می‌گزارد. بالا بودن دمای گاز خروجی موجب تسریع اکسیداسیون روغن، تشکیل دوده و تأثیر نامطلوب آن برروی صفحات سوپاپ می‌گردد. مواد حاصل از اکسیداسیون وتجزیه حرارتی روغن برروی سطوح آب بند کننده سوپاپ نشسته و ضمن کاهش راندمان حجمی کمپرسور حتی می‌تواند موجب شکسته شدن صفحات سوپاپ گردد.

۶- در مناطقی که رطوبت نسبی هوا بالا باشد، عمل خنک کاری گاز ورودی باید به دقت مورد توجه قرار گیرد. هرچند که خنک کردن گاز ورودی به درون کمپرسور تأثیر مستقیمی برروی دمای بهره برداری ودمای گاز خروجی از کمپرسور دارد، ولی اگر میزان خنک کردن گاز از حد مجاز بیشتر باشد، می‌تواند موجب میعان رطوبت موجود در گاز ورودی گردد. به عنوان مثال اگر دمای هوای ورودی به درون کمپرسور۲۵ درجه سانتیگراد باشد، دمای آب خنک کننده جداره سیلندر باید حدود۳۵ درجه سانتیگراد نگهداری شود. به عبارت دیگر اختلاف بین دمای آب خنک کننده و گاز ورودی بداخل کمپرسور باید حداقل ۱۰ درجه سانتیگراد باشد. میعان رطوبت موجود در گاز ورودی می‌تواند موجب شستشوی لایه فیلم روغن تشکیل شده برروی قطعات متحرک گردیده که نهایتا" موجب افزایش سایش در کمپرسور خواهد شد. علاوه برآن پدیده فوق می‌تواند احتمال زنگ زدن قطعات وسایش ناشی از آن را افزایش دهد.

۷- اگر راه اندازی کمپرسور در دمای کمتر از ۲۵ درجه سانتیگراد صورت پذیرد، سیستم روانکاری باید مجهز به گرم کن روغن باشد. ظرفیت گرم کن باید طوری انتخاب شود که بتواند روغن داخل مخزن را طی حداکثر ۱۲ ساعت از دمای محیط به ۲۵ درجه سانتیگراد برساند.به عنوان مثال گرم کن‌های برقی که درون مخزن نصب می‌شود، باید دارای قدرتی حدود ۲,۳ وات برهر سانتیمترمربع ازسطح تبادل حرارتی آن باشد.

۸- مخزن روغن باید مجهز به آب نما (Sight Glass) بوده و حداقل و حداکثر سطح روغن درآن مشخص شده باشد.

۹- بکارگیری از تجهیزات مناسب جهت تمیز کردن روغن در کمپرسور ضروری می‌باشد. جداکردن ذرات معلق موجود درروغن که در طول فرآیند روانکاری همراه باروغن به درون محفظه روغن برمی گردد، توسط صافی (Strainer) ویا فیلتر (Filter) صورت می‌پذیرد.

فیلترها باید طوری نصب گردند که تمامی روغن در حال گردش ازآن عبور نموده (Full Flow Filter) وقادر به فیلتراسیون ذرات تا ٤٠ میکرون (برای مواردعادی) ویا ذرات ریزتر (مثلا ۱۰ میکرون) برای جدا کردن ذرات بابیت یاطاقانها توصیه می‌شود.

فیلترباید در قسمت پائین دستی (Down Stream) خنک کن نصب گردند. فیلترها هرگز نبایستی مجهز به شیر

تخلیه فشار (Relief Valve) ویا جریان برگشتی اتوماتیک (Automatic By-Pas) باشند.

فلزات به کاربرده شده در ساخت فیلتر باید در مقابل خوردگی مقاوم باشند. جریان روغن در فیلترباید از خارج به سمت قسمت مرکزی آن انجام گیرد.

در نصب فیلتر باید دقت شود که درآن جریان برگشتی داخلی (Internal Circulating Flow) برقرار نشود. افت فشار روغن نباید از۰,۳۵ بار بیشتر باشد. بعضی از فیلترها مجهز به وسیله اندازه گیری اختلاف فشار دو سرآن بوده تادرمواقعی که اختلاف فشار در اثر گرفتگی فیلتر (Plugging) از حد مجاز بیشتر گردید سیستم هشدار دهنده عمل نماید.

۱۰- فشارروغن درکمپرسورها همواره باید کنترل گردد. برای این منظورنصب وسایلی برای اندازه گیری وکنترل فشارروغن ضروری می‌باشد. وسایلی نظیر کلید حداقل فشار روغن (Low Oil Pressure Switch) وشیر کنترل فشار (Relief Valve) مهمترین وسایل کنترل فشار روغن می‌باشند.

درکمپرسورهایی که مخزن روغن آنها تحت فشار می‌باشد (نظیر کمپرسورهای تبرید)، فشار خروجی از پمپ روغن دراین کمپرسورها حاصل جمع فشار محفظه روغن و فشار پمپ روغن بوده وبه همین خاطر فشارسنج مقدار واقعی فشار ناشی از عملکرد پمپ روغن را نشان نمی دهد. به همین خاطر کلید حداقل فشار روغن باید از نوع تفاضلی (Diffrential) باشد تابراساس خالص فشار پمپ روغن که تفاضل فشاردهش پمپ روغن و فشار محفظه روغن می‌باشد، عمل نماید.

۱۱- تمامی کمپرسورهایی که دارای قدرت بالاتر از ۱۵۰ کیلو وات می‌باشند، باید مجهز به یک سیستم روانکاری کمکی (Auxiliary) بوده تا تمامی قسمت‌هایی از کمپرسور را که در معرض سایش می‌باشند قبل از راه اندازی پمپ روغن اصلی (Main Pump) ونیز بعداز خاموش

کردن به طور کامل روانکاری نماید. پمپ روغن اصلی وپمپ روغن کمکی باید مجهز به شیر کنترل فشار جداگانه باشند.

۵-۷: روشهای روانکاری در کمپرسورها

امروزه برحسب شرایط طراحی کمپرسور روشهای مختلفی برای روانکاری آنها انتخاب می‌شود. اساسا" روانکاری کمپرسورها به یکی از ٤ روش زیر صورت می‌پذیرد:

الف) روغن کاری پاششی (Splash Type)

ب) روانکاری ثقلی (Gravity Type)

ج) روانکاری اجباری (Force Feed Type)

د) روانکاری تزریقی یامستغرق (Injection Or Flooded Type)

هر یک از روشهای روانکاری فوق دارای محاسن و معایب خاص خود بوده و شرکتهای سازنده کمپرسور با

یک جمع بندی کلی روش مناسب برای روانکاری کمپرسور مورد نظر را انتخاب می‌نمایند.

۱-۵-۷: روانکاری پاششی

این روش ساده ترین نوع روانکاری بوده ودر آن توسط زائده ای (نظیر قاشقک) که به شاتون متصل است به هنگام غوطه ور شدن شاتون در روغن محفظه روغن، روغن به قسمتهای مورد نیاز نظیر یاطاقانها، سیلندر وسایر نقاطی که نیاز به روانکاری دارند پاشیده می‌شود. این روش احتیاجی به فیلتراسیون روغن نداشته وعموما" برای کمپرسورهای کوچک ویک طرفه (Single Acting) مورد استفاده قرار می‌گیرد.

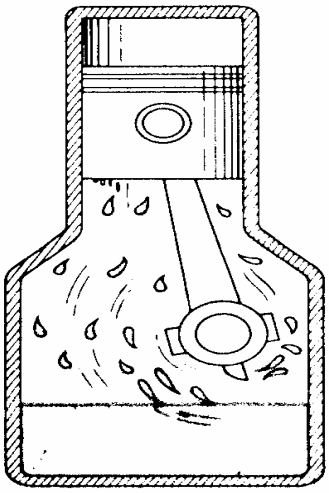
جهت کنترل بهتر مقدار روغنی که به قطعات پاشیده می‌شود، لازم است که سطح روغن در یک حد ثابتی نگهداری شود. از مزایای این روش باید سادگی سیستم روانکاری و عدم وابستگی به جهت دوران کمپرسور رانام برد. در عوض لایه روغن در یاطاقانها نازک بوده وچون روانکاری تحت فشار صورت نمی گیرد، کیفیت روانکاری در هنگام راه اندازی کمپرسور که دمای روغن پائین وویسکوزیته آن بالا است چندان مطلوب نمی باشد. علاوه برآن در این روش احتمال خارج شدن روغن از کناره سیلندر توسط گاز مورد تراکم بالا می‌باشد

۲-۵-۷: روانکاری به روش ثقلی

روانکاری بروش ثقلی خود به دو دسته تقسیم می‌شود. در روش اول توسط دیسکی که برروی میل لنگ نصب شده است، روغن از محفظه روغن کمپرسور کشیده شده وبه قسمتهای فوقانی کمپرسور هدایت گردیده واز آنجا توسط نیروی وزن روغن (نیروی ثقل) به سمت پائین سرازیر وموجب روانکاری قطعات می شود. در این روش به جای دیسک می‌توان از یک حلقه نیز برای جابجائی روغن استفاده نمود.حلقه مورداستفاده دارای شیاری بوده ودر اثر حرکت دورانی

میل لنگ قادر به جابجا نمودن روغن از محفظه روغن به سایر نقاط کمپرسور می‌باشد. وجود روزنه در قسمتهای مختلف وبویژه یاطاقانها موجب رسیدن روغن به آنهامی گردد. نیروی گریزازمرکز در اثر دوران رینگ موجب اعمال فشار در روغن می‌گردد (شکل (۱-۷).

در روش دوم از یک پمپ روغن برای ارسال روانساز به مخزن که در بالای سیستم قرار دارد استفاده می‌شود. روغن تحت نیروی ثقل به طرف پائین سرازیر شده و نقاط مورد نظر را روانکاری می‌کند (شکل ۳-۷).



شکل (۱-۷): روانکاری بروش پاششی

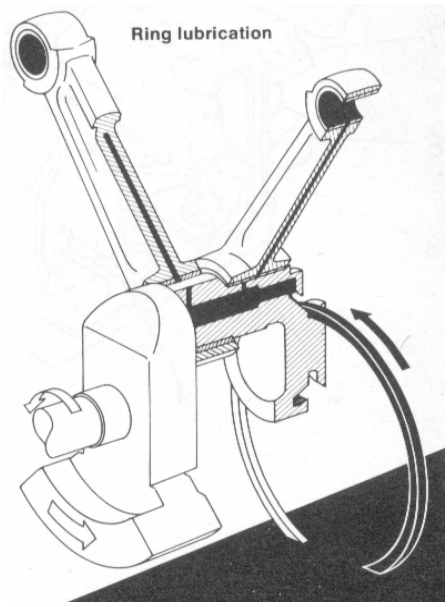
همانند روش قبل این سیستم فاقد فیلتر بوده ومستقل از جهت دورانی کمپرسور می‌باشد. حسن این روش کنترل میزان روغن در روانکاری وعیب آن برگشت روغن دراثراعمال فشار در هنگام کار کمپرسورها با سرعت دورانی بالا می‌باشد. اساسا" این روش با وجود سادگی وارزانی به لحاظ پائین بودن کیفیت آن روش چندان مناسبی نبوده وبرای کمپرسورهای بزرگ ویا کمپرسورهائی که در سرعت دورانی زیاد کار می‌کنند توصیه نمی شود.درشکل(۲-۷)نمونه ای ازروانکاری ثقلی توسط حلقه نشان داده شده است.

۵- ۵: روانکاری به روش اجباری

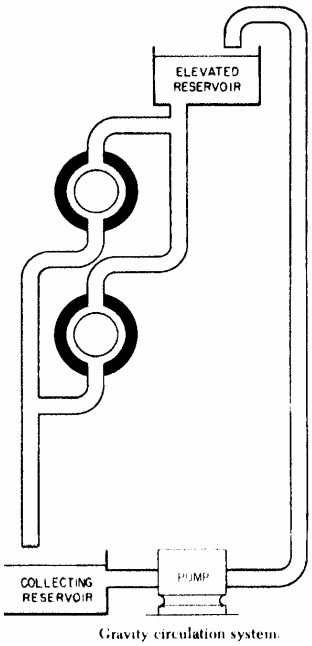
بهترین روش برای روانکاری کمپرسورهای تناوبی استفاده از پمپ روغن می‌باشد. به کمک پمپ روغن عملیات روانکاری یاطاقانها، بوش گژن پین، سیلندرو... تحت فشار صورت پذیرفته وبدیهی است کیفیت روانکاری بلحاظ بالا بودن ضخامت لایه روغن در مقایسه با روشهای قبلی بسیار مناسب تر می‌باشد. در شکل (۳-۵) نمونه ای از یک کمپرسور که بروش اجباری روانکاری می‌شود، نشان داده شده است.

پمپ مورد استفاده می‌تواند از نوع دنده ای (Gear Type Pump) ویا انگشتی (Plunger Type Pump) باشد. پمپهای مورد استفاده طوری طراحی می‌شوند که میزان دبی و فشار آن از مقدار مورد نیاز بیشتر بوده تا در هنگام فرسایش قطعات (پوسته یادنده‌های پمپ، یاطاقانها و...) عمل

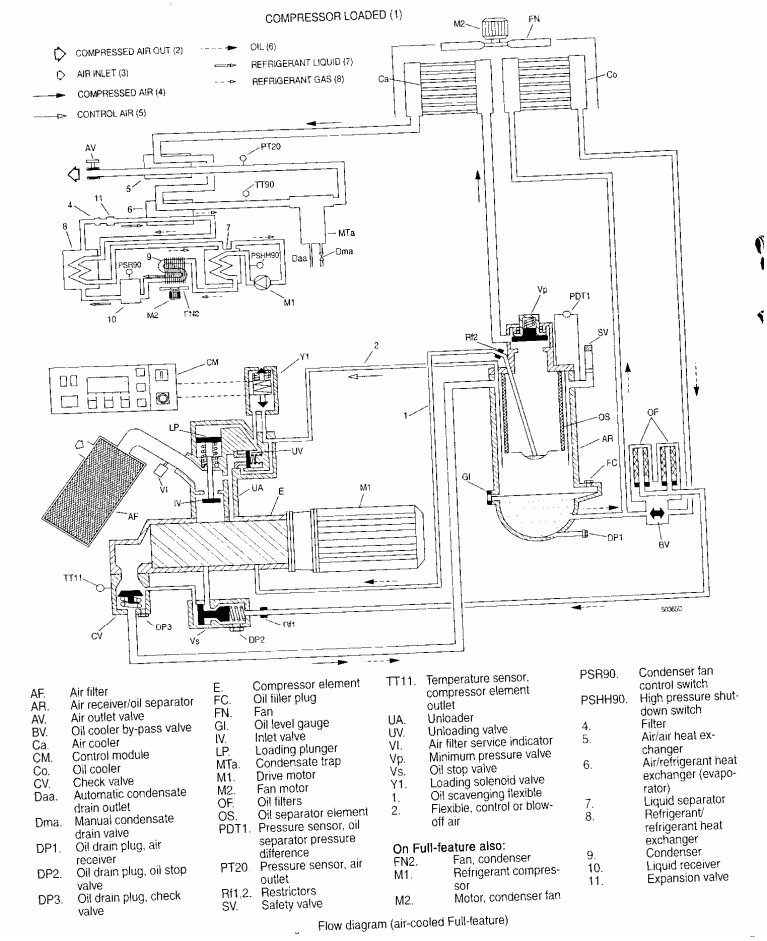
روانکاری به نحو مطلوب صورت پذیرد. اساسا" کمپرسورهائی که به صورت اجباری روانکاری می‌شوند باید مجهز به قطعات زیر باشند:



شکل (۲-۷): روانکاری به روش ثقلی باحلق



شکل (۳-۷): روانکاری بروش ثقلی با پمپ روغن



شکل (٤-۷): روغنکاری بروش تزریقی در کمپرسورهای حلزونی

الف) پمپ روغن که وظیفه تأمین فشار جهت جریان روغن در سیستم روانکاری را به عهده دارد.
ب) صافی (Srainer) که مانع از ورود ذرات جامد به درون پمپ می‌گردد.
ج) فیلتر روغن که در قسمت دهش پمپ روغن نصب شده تا مانع از ورود ذرات ریز (تا ۱۰ میکرون) به نقاط مورد روانکاری گردد.

شیر ممانعت کننده از جریان روغن (VS)، مانع از پرشدن محفظه تراکم کمپرسور از روغن درهنگام خاموشی آن می‌گردد. این شیر بعداز راه اندازی کمپرسور وتوسط فشار گاز دهش باز می‌شود. ازآنجائی که برای روانکاری مناسب کمپرسور فشار گاز در مخزن جداکننده روغن و هوا که وظیفه ارسال روغن به محفظه تراکم رانیز بعهده دارد نباید از حداقل مجاز کمتر باشد، مخزن فوق مجهز به شیر حداقل فشار (VP Minimum Pressure Valve) بوده،بنحوی که وقتی فشار درون مخزن جداکننده روغن از گاز به حداقل مورد نظرنرسد، تخلیه گاز از مخزن صورت نپذیرفته وگاز متراکم شده با تجمع در مخزن موجب بالارفتن فشار درون مخزن تاحداقل میزان تعیین شده می‌گردد.

۶-۷: ویژگیهای روانکاری بروش تزریقی

وجود روغن همراه باگاز مورد تراکم موجب آب بند کردن لقی (Clearance) بین روتورها گشته وباعث افزایش راندمان حجمی وراندمان کلی کمپرسور می‌گردد. عملیات روانکاری بروش فوق باعث بهبود راندمان حتی در سرعت‌های کم نیز می‌شود. به عبارت دیگر، بهره برداری آرام وامکان اتصال مستقیم الکتروموتور به کمپرسور وعدم نیاز به گیربکس افزایش دهنده سرعت ازمحاسن ویژگیهای روانکاری بروش فوق می‌باشد.

باتوجه به خاصیت خنک کاری روغن، نسبت تراکم در این کمپرسورها نسبتا" بالا بوده وحتی در مورد خاصی می‌توان به نسبت تراکم ۱: ۲۱ در یک پوسته دست یافت. وجود روغن در فرآیند تراکم موجب کاهش سروصدای کمپرسورگردیده وعلاوه برآن نیازی به دنده‌های تنظیم زمانی (Timing Gear) نمی باشد، چراکه اتصال گشتاور از روتور نرینه (Male Rotor) به روتور مادگی (Female Rotor)توسط لایه روغن بین صورت می‌گیرد.

محل تزریق روغن در این روش بسیار مهم بوده وتأثیر بسزائی برروی راندمان بهره برداری می‌گذارد. تزریق روغن بدرون دیواره پوسته در محل و با نزدیکی تقاطع دو حفره قرار گرفتن حلزونی (Bores) در قسمت دهش کمپرسور صورت می‌گیرد. تخلیه روغن از کمپرسور باید بنحوی صورت پذیرد که روغن نتواند باگاز ورودی مخلوط شده تا موجب گرم کردن آن نشود.

این کمپرسورها که فاقد پمپ روغن می‌باشند، قادرند در یک دامنه وسیع از نسبت تراکم دمای گاز را تقریبا" ثابت نگهدارند (مثلا" ۸۰ درجه سانتیگراد). میزان روغنی که بدرون سیستم تزریق

می‌شود باید به دقت کنترل گردد بنحوی که اولا" مقدارآن برای روانکاری وخنک کاری کمپرسور کافی بوده وضمنا" میزان آن چندان زیاد نباشد تا از دست رفت ناشی از پمپاژ (Pumping Losses) را بیش از حد افزایش دهد.

در یک کمپرسور هوا که درفشار ۷ بار کار می‌کند میزان دبی روغن باید حدود ۱۰ لیتر در دقیقه به ازاءِ هر متر مکعب در دقیقه هوا باشد. این مقدار روغن قادر است که به ازاءِ هر اسب بخار انرژی مصرفی در کمپرسور، حدود ۱۱کیلو کالری در دقیقه گرما را از کمپرسور خارج نماید.

از آنجائی که بخشی از حرارت گرفته شده توسط روغن مجددا " به سیکل تراکم برگشت داده می‌شود، لذا کمپرسورهائی که از روش مستغرق (تزریقی) برای روانکاری استفاده می‌کنند، اولا" باید مجهز به مخزن روغن بزرگتری بوده وثانیا" میزان هوا یاآب مصرفی برای خنک کاری روغن در آن در مقایسه با کمپرسورهای خشک بیشتر باشد. دراین نوع کمپرسورها سیستم خنک کاری روغن برای سیستم‌های تبرید موجب کاهش بار حرارتی کندانسر ودر تراکم گازهای معمولی (نظیر هوا) موجب کاهش بار حرارتی خنک کن نهائی (After Cooler) می‌گردد.

در مناطقی که تهیه آب خنک کننده مشکل ویا گران باشد، ازروش تزریق مستقیم مایع به درون پوسته تراکم گاز استفاده می‌شود.تزریق مایع خنک کننده در قسمت نزدیک به منطقه دهش انجام می‌گیرد تارقیق شدن روانساز به حداقل خود برسد. روش دیگر انبساط ناگهانی (Flashing) مایع در یک مبدل حرارتی جهت خنک کردن روغن می‌باشد. این روش غالبا" برای کمپرسورهای تبریدی به کار گرفته می‌شود ومایع مورد استفاده جهت تبخیر، همان مبرد مورد استفاده در سیکل تبرید می‌باشد.

بادر دست داشتن توان مصرفی در بهره برداری از کمپرسور (Shaft Power) می‌توان افزایش دمای گاز را در سیکل تراکم محاسبه نموده ویا با داشتن میزان افزایش دمای گاز در سیکل تراکم ومیزان روغن درحال گردش، توان مصرفی در کمپرسور را محاسبه کرد. برای این منظور فرض می‌شود که ۸۵ ٪ حرارت ناشی از تراکم توسط روغن مورد استفاده در کمپرسور جذب گردد.

$$\%85 W_S = ۰,۰۰۱۱۶۲\ q_L \times \rho_L \times C_{PL} \times \Delta T \qquad (۷-۱)$$

که درآن:

W_S =	توان داده شده به شافت	کیلو وات
q_L =	حجم روغن	متر مکعب در ساعت
ρ_L =	وزن مخصوص روغن	کیلو گرم بر متر مکعب
C_{PL} =	گرمای ویژه روغن	کیلو کالری بر کیلوگرم درجه سانتیگراد

درجه سانتی گراد افزایش دمای روغن ΔT =

۷-۷:ویژگیهای مورد نیاز درروغن مصرفی در کمپرسورها

انتخاب روغن مناسب برای هر کمپرسور یکی از عوامل بسیار مهم ومؤثر در افزایش کیفیت روانکاری روغن مورد استفاده در کمپرسور می‌باشد. نوع کمپرسور، خواص فیزیکی وشیمیائی گاز مورد تراکم، نسبت تراکم، حداکثر دمای مجاز، سیستم خنک کاری، تعداد مراحل، روش روانکاری و... مهمترین عوامل مؤثردرانتخاب روغن مناسب برای سیستم روانکاری کمپرسور می‌باشد. براساس ویژگیهای ذکرشده دربالا شرکتهای سازنده کمپرسور طی آزمایشهای مختلف روغن مناسب رابرای روانکاری کمپرسور انتخاب کرده وبه خریداران کمپرسور توصیه می‌نمایند.

روغن مورد استفاده در کمپرسور باید دارای مقاومت لازم در مقابل شکسته شدن مولکولی، اکسیداسیون وکربونیزاسیون بوده وخواص اصلی آن در طول مصرف تغییر چندانی ننماید.

لازم به ذکراست که بعضی از افراد برای کمپرسورهای مختلف روغن مشابهی را توصیه می‌کنند. در حالی که هر کمپرسور دارای ویژگیهای خاص خود را بوده و لازم است که روغن مناسب برای آن مورد استفاده قرار گیرد. لذا در انتخاب روغن مورد استفاده در کمپرسور اکیدا" توصیه می‌شود که از روغن انتخاب شده از سوی شرکت سازنده کمپرسور ویا روغنی که مشابهت کامل نسبت به آن را دارا می‌باشد در روانکاری کمپرسور استفاده شود. در اینجا باتوجه به اهمیتی که کمپرسورهای هوا به لحاظ بالا بودن تعداد مورد استفاده در صنعت دارند نکات زیر باید مورد توجه قرار گیرد.

دمای هوای ورودی، میزان آلودگی هوا، دمای بهره برداری از کمپرسور، دمای گاز خروجی از کمپرسور، نوع کمپرسور وفشار دهش گاز، مهمترین عوامل در انتخاب روغن مناسب برای روانکاری کمپرسور می‌باشد. وجود آلودگی در هوای ورودی به کمپرسور بیشترین تأثیر را برروی سایش قطعات، اکسیداسیون روغن وتشکیل رسوب دوده ای شکل برروی سوپاپهای دهش و لوله خروجی می‌گذارد. به همین خاطر امروزه سازندگان کمپرسورها مسئله فیلتراسیون گاز ورودی به درون کمپرسوررا شدیدا" مورد توجه قرار داده وسیستم فیلتراسیون گاز ورودی به کمپرسور را طوری طراحی می‌کنند که گاز ورودی به درون کمپرسور حاوی حداقل ذرات معلق ونامطلوب باشد. مهمترین خواص فیزیکی وشیمیایی مورد نظر در انتخاب روغن مناسب برای کمپرسورها بشرح زیر می‌باشد:

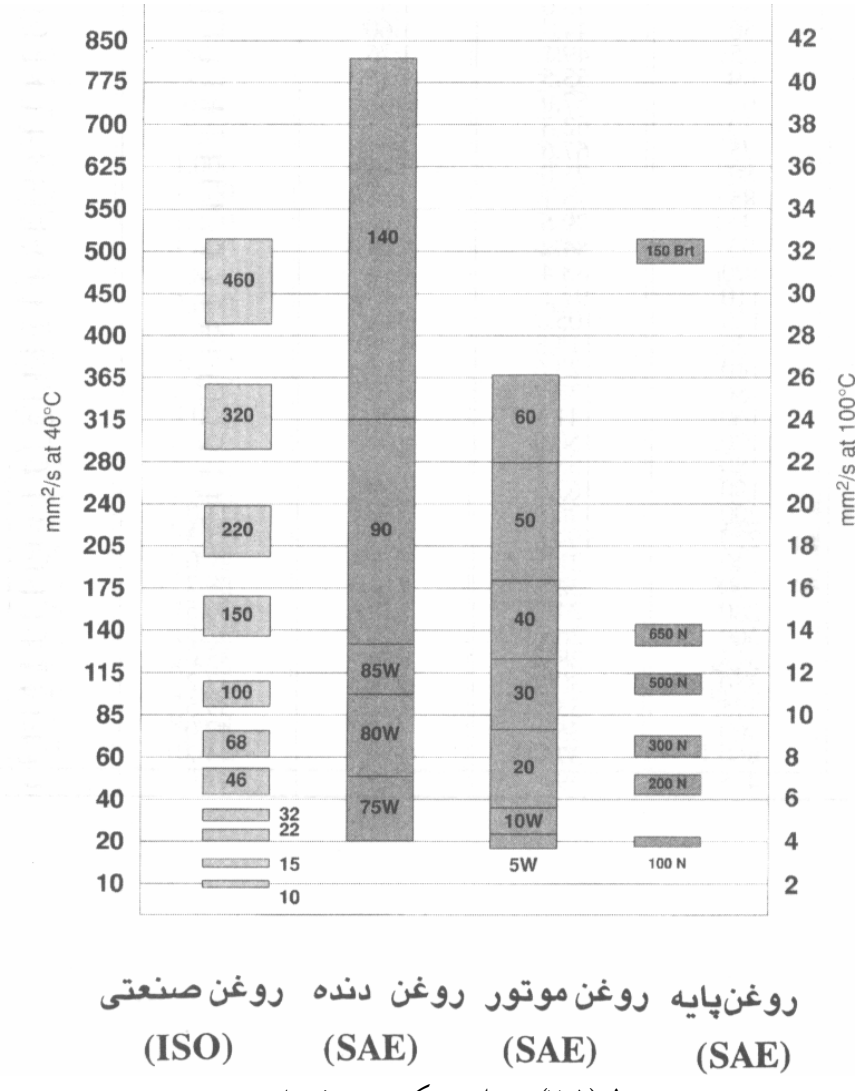
۱ - ویسکوزیته

ویسکوزیته یکی از خواص فیزیکی سیال بوده که مقاومت آن رادر مقابل حرکت،تغییرشکل واصطکاک بین مولکولی نشان می‌دهد. ویسکوزیته سیالات به ساختمان شیمیائی اجزاء سازنده

آن، شکل واندازه مولکولها بستگی دارد. دربیان ویسکوزیته روغن‌های مورد استفاده در کمپرسورها عموما" ویسکوزیته سینماتیکی آن مورد استفاده قرار می‌گیرد و آن عبارت است از حاصل تقسیم ویسکوزیته مطلق به دانسیته آن و غالبا"برحسب سانتی استوک (c.st) بیان می‌شود. ویسکوزیته روغنها باافزایش درجه حرارت کاهش می‌یابد.

$$\upsilon = \frac{\mu}{\rho} \qquad (۷-۲)$$

طبق استاندارد بین المللی (International Standard Viscosity Grading) یا بطور خلاصه (ISO VG)، مقدار ویسکوزیته سینماتیک دردمای ٤٠ درجه سانتیگراد براساس آزمون ۳٤٤۸ ISO تعیین می‌گردد.قبلا" ویسکوزیته روغنها براساس عدد (SAE) تعریف می‌شد، ولی امروزه ویسکوزیته روغنها غالبا" براساس (ISO VG) معرفی می‌گردد. در جدول (۱-۵) تبدیل ویسکوزیته روغن‌ها از (C.St) به (SAE) و (ISO VG) نشان داده شده است. باافزایش ویسکوزیته روغن، ضخامت لایه روغن بین دوقطعه ای که باهم درتماس میباشدافزایش می‌یابد (وبرعکس).



جدول (۱-۷): تبدیل ویسکوزیته روغن‌های صنعتی

۲-اندیس ویسکوزیته Viscosity lndex

پارامترفوق بیانگرشدت تغییرات ویسکوزیته نسبت به درجه حرارت می‌باشد.افزایش اندیس ویسکوزیته بیانگرپائین تر بودن میزان تغییرات ویسکوزیته درمقابل تغییرات درجه حرارت می‌باشد.اندیس ویسکوزیته برای روغنهای معدنی حدود ۱۰۰ می‌باشد.روغن‌های با اندیس ویسکوزیته بیشترازکیفیت بالاتری برخوردارند.

۳-نقطه ریزش Pour Point

نقطه ریزش یکی از خواص فیزیکی روغن بوده وسیالیت آن را دردماهای کم نشان می‌دهد وبنابرقرارداد دمائی است که اگر روغن ۳ درجه سانتیگراد سردتر شود، در مدتی کمتر از ۵ ثانیه حرکت نکند. نقطه ریزش روغن در کمپرسورهای تبرید ویاآنهائی که در محیط‌های سرد کار می‌کنند اهمیت بسیاری دارد.

٤-نقطه لخته ای شدن Floc Point

نقطه لخته ای شدن عبارت از دمائی است که اگرمبرد (R ۱۲) رابا روغن مورد نظر بمیزان ۱۰ ٪ مخلوط کرده بصورت ابری درآمده واگر مخلوط راسرد تر کنیم بتوان ذرات موم (Wax)را از روغن جدانمود. دمای فوق درروانکاری کمپرسورهای تبریدی بسیاراهمیت زیادی داشته وجداشدن موم از روغن می‌تواند باعث بروز مشکلات زیادی درسیستم وبویژه درشیر انبساط گردد. روغنهای مصنوعی(Synthetic) فاقدموم بوده ولذا دارای نقطه لخته ای شدن نمی باشند.

۵-فشار بخار Vapour Pressure

فشار بخار روغن در دمای t، عبارت است از فشاری که بعداز گرم کردن روغن تا دمای t، روغن شروع به تبخیرمی کند. فشار بخار بعبارت دیگر نشاندهنده فراریت روغن نیز می‌باشد. هرچه فشار بخار روغن بیشتر باشد روغن دردمای کمتری بجوش آمده و فراریت آن بیشتر خواهد بود.

۶-نقطه احتراق Flash Point

حداقل دمائی که باگرم کردن روغن تحت شرایط تعریف شده برای مخلوط روغن - هوا، قابلیت احتراق درحضور جرقه راداشته باشد.

۷-نقطه اشتعال Fire Point

نقطه اشتعال،حداقل درجه حرارتی است که اگرتحت شرایط استانداردروغن تاآن دما گرم شود، مقدار بخار حاصل از تبخیر روغن تا حدی است که اگر روغن در معرض شعله قرار گیرد مشتعل می‌گردد. نقطه اشتعال تمامی روغن‌های پایه نفتی باافزایش فشار، افزایش می‌یابد.

۸-دمای احتراق خود به خود Auto Ignition Temprature

عبارت است از حداقل دمائی که مخلوط هوا وسوخت در غیاب منبع الکتریکی مشتعل شوند. دمای احتراق خود به خود بویژه برای کمپرسورهای هوابسیار مهم بوده ودر انتخاب روغن برای این نوع کمپرسورها باید به آن توجه نمود، چراکه کمپرسورهای فوق شدیدا" در معرض آتش گرفتن می‌باشند.

سیستم روانکاری کمپرسورهای پیستونی

نیرو محرکه لازم برای راه اندازی پمپ روغن ممکن است مستقیماً توسط میل لنگ و یا توسط یک الکتروموتور تأمین شود. مخزن روغن می‌تواند کارتل کمپرسور و یا یک مخزن جداگانه ای باشد که در بیرون کمپرسور نصب شده است. در اکثر موارد مخزن روغن در فشار اتمسفر یک قرار د ارد. ولی در مواردی این مخزن از طریق یک لوله رابط به قسمت مکش کمپرسور متصل می‌باشد تا بخارهای حاصل از تبخیر روغن توسط کمپرسور کشیده شود. نمونه ای از روش اخیر کمپرسورهای تبرید می‌باشد که در آن مخزن روغن کارتل کمپرسور بوده و از طریق یک روزنه به قسمت مکش کمپرسور مرتبط می‌باشد.در مواردی که حلالیت مبرد در روغن زیاد باشد، بهتر است که در کارتل یک گرم کن الکتریکی نصب شود تا در طول دوران توقف کمپرسور، مبرد بصورت مایع در روغن حل نگردد. در طول دوره توقف کمپرسور، بعلت نشتی در سوپاپها، فشار مبرد در کارتل افزایش یافته و بر اساس قانون هنری (Henry's Law) حلالیت مبرد در روغن افزایش می‌یابد. با راه اندازی کمپرسور و بعلت ارتباط قسمت مکش با کارتل، فشار مبرد در کارتل کاهش یافته و همین امر باعث آزاد شدن مبرد حل شده در روغن می‌گردد که غالباً با پدیده کف کردن توام می‌باشد. کف کردن روغن می‌تواند باعث کاهش فشار روغن کمپرسور و یا خارج شدن آن از کارتل گردد (پدیده Carry Over). سیستم‌هائی که بروش اجباری روانکاری می‌شوند شامل خنک کن روغن، یک فیلتر روغن و یک شیر خلاص کن (Relief Valve) می‌باشند، البته بعضی از سیستم‌ها در قسمت مکش پمپ روغن یک صافی (Strainer) نصب می‌شود تا مانع از ورود ذرات جامد بدرون پمپ روغن گردد. در موارد خاصی، سیستم روانکاری با تمامی تجهیزات جانبی (پمپ روغن، فیلتر، خنک کن و...) بصورت دوتائی و موازی هم بکار گرفته می‌شوند تا بروز هرگونه اشکال در سیستم روانکاری و یا سرویس آنها بدون توقف کمپرسور صورت پذیرد. اگر دمای محل نصب کمپرسور در بعضی از ایام سال بسیار پائین باشد، بکارگیری از گرم کن روغن توصیه می‌شود. در کمپرسورهای یک طرفه، از یک سیستم روانکاری برای روانکاری سیلندر و سیستم انتقال قدرت آن (میل لنگ، یاطاقانها و...) استفاده می‌شود. ولی در کمپرسورهای دو طرفه روانکاری شوتده، سیستم روانکاری سیلندر از سیستم انتقال قدرت جدا بوده و هر یک دارای مجموعه مجزائی بوده و روغن مورد استفاده در آنها نیز متفاوت می‌باشد. روغن مورد استفاده برای روانکاری سیلندر به

سیستم روانکاری برگشت داده نشده و همراه با گاز مورد تراکم از کمپرسور خارج می‌شود و به همین خاطر باید سازگاری لازم را با گاز مورد تراکم داشته و از سوی دیگر در مقابل شرایط دمائی و فشار داخل سیلندر پایداری شیمیائی مطلوبی داشته باشد. نوع روغن و ویسکوزیته آن به عوامل متعددی نظیر نوع کمپرسور، فشار و دمای بهره برداری، خواص فیزیکی و شیمیائی گاز مورد تراکم و... بستگی داشته و باید از سوی شرکت سازنده کمپرسور اعلام شود.

بخش هشتم:

خشک کردن گازها Gas Drying

۸-۱- مقدمه

اکثر گازهای مورد استفاده در صنعت حاوی مقداری رطوبت (بخار آب) بوده و همین امر می‌تواند موجب بروز مشکلات عدیده در سیستم تراکم و یا بهره‌برداری از گازهای صنعتی گردد.

بعنوان مثال هوا همواره حاوی مقداری رطوبت بوده که حضور آن در سیستم هوای فشرده باعث یخ‌زدگی، زنگ‌زدن، گریپاژکردن، تأثیر نامطلوب برروی سیستم روانکاری، خرابی قطعات سیستم‌های پنوماتیک، خوردگی و ... می‌گردد. حضور رطوبت در گازهای طبیعی (Natural Gases) در کنار گازهای اسیدی نظیر CO_2 و H_2S ضمن ایجاد یخ‌زدگی می‌تواند باعث بروز خوردگی در خطوط انتقال گاز گردد. به همین خاطر رطوبت‌زدائی از گازها بخشی اجتناب‌ناپذیر از سیستم‌های تراکم گازها در صنایع می‌باشد. در این بخش روشهای مختلف رطوبت‌زدائی از گازها و بویژه هوای فشرده مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۸-۲: رطوبت اشباع، رطوبت نسبی، رطوبت ویژه

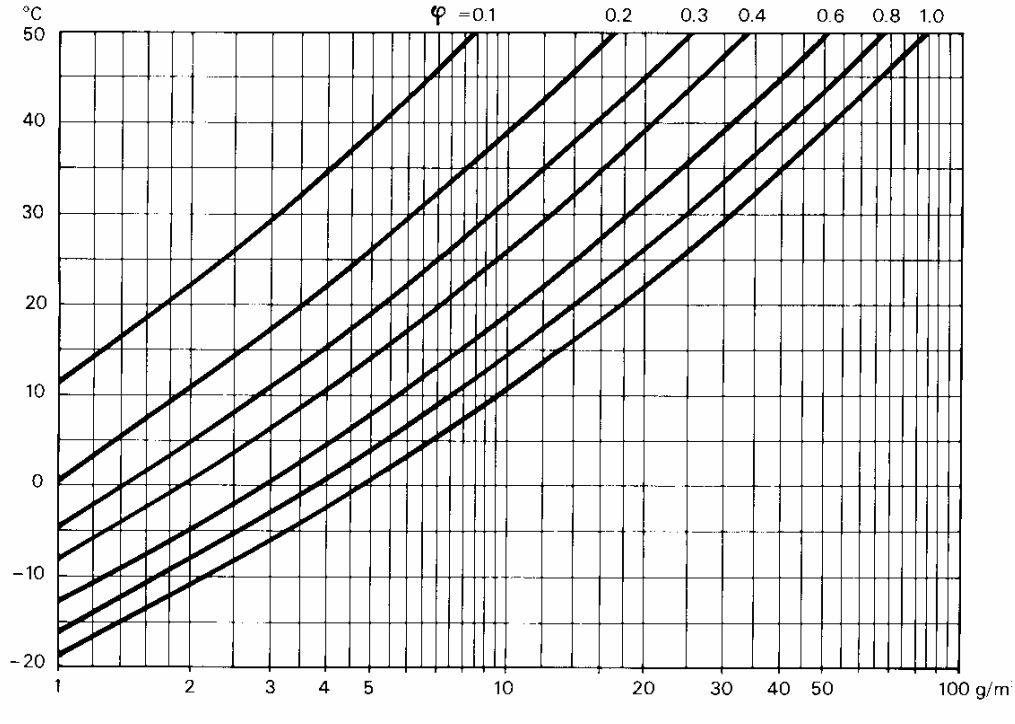
اگر میزان رطوبت در گاز در حدی باشد که هرگونه اضافه کردن بخار آب بدان باعث میعان بخار آب گردد، اصطلاحاً گاز را اشباع (Saturated) می‌نامند. مقدار رطوبت موجود در هر گاز در شرایط اشباع فقط به درجه حرارت بستگی داشته و مستقل از فشار گاز می‌باشد. اگر میزان رطوبت موجود در گاز از مقدار آن در شرایط اشباع کمتر باشد گاز را مرطوب (W et) می‌نامند. مقدار رطوبت موجود در گاز در شرایط مرطوب عموماً بصورت رطوبت نسبی (Relative Humidity) تعریف می‌شود. بنابر تعریف نسبت جرم بخار آب در گاز به جرم بخار آب در شرایط اشباع را رطوبت نسبی (R. H) می‌نامند. در جدول (۱-۸) مقدار رطوبت موجود در هوا در شرایط اشباع در دماهای مختلف و در شکل (۱-۸) میزان رطوبت موجود در هوا در شرایط اشباع و غیر اشباع نشان داده شده است.

Moisture content of saturated air, in g/m³

°C	–	1	2	3	4	5	6	7	8	9
−50	0.038	0.034	0.030	0.027	0.024	0.021	0.019	0.016	0.014	0.012
−40	0.117	0.104	0.093	0.083	0.074	0.067	0.060	0.054	0.048	0.043
−30	0.333	0.301	0.271	0.244	0.220	0.198	0.178	0.160	0.144	0.130
−20	0.88	0.80	0.73	0.66	0.60	0.55	0.51	0.46	0.41	0.37
−10	2.14	1.96	1.80	1.65	1.51	1.38	1.27	1.15	1.05	0.96
− 0	4.84	4.47	4.13	3.81	3.51	3.24	2.99	2.76	2.54	2.33
+	4.84	5.18	5.55	5.94	6.35	6.76	7.35	7.72	8.26	8.80
+10	9.39	10.00	10.66	11.30	12.03	12.79	13.60	14.52	15.41	16.36
+20	17.34	18.38	19.47	20.6..	21.82	23.09	24.42	25.81	27.28	28.81
+30	30.37	32.09	33.85	35.70	37.64	39.63	41.75	43.96	46.12	48.66
+40	51.18	53.8	56.5	59.4	62.3	65.4	68.7	72.0	75.5	79.2

جدول (۱-۸)میزان رطوبت موجود در هوا در شرایط اشباع

میزان رطوبت موجود در هوا عموماً بصورت گرم در مترمکعب نشان داده شده که همان رطوبت ویژه می‌باشد، ولی رطوبت نسبی بصورت درصد نمایش داده می‌شود.



شکل (۱-۸): میزان رطوبت موجود در هوا در شرایط اشباع و غیراشباع

هنگامی که میزان رطوبت در هوا در دمای t در حد اشباع باشد، فشار جزئی بخار آب برابر است با فشار بخار آب در دمای t و در این صورت رطوبت نسبی برابر است با نسبت فشار جزئی واقعی بخار آب در گاز به فشار بخار جزئی آب در حالت اشباع در دمایt

۳-۸: دمای حباب خشک، دمای حباب مرطوب و نقطه شبنم

دمائی که دماسنج نشان میدهد را دمای حباب خشک (Dry- Bulb temprature) یا بطور خلاصه (D. B) می‌نامند. حال اگر بر روی حباب یک دماسنج معمولی فتیله پارچه‌ای مرطوب پیچیده و از روی آن هوای غیراشباع عبور داده شود، جریان هوا باعث تبخیر رطوبت فتیله خواهد شد. تبخیر رطوبت نیاز به حرارت داشته و همین امر موجب سردشدن حباب و کاهش دمائی که دماسنج نشان میدهد خواهد شد. البته کاهش دما در اثر عبور هوا از روی فتیله تا حدی ادامه داشته و در یک دمای خاصی ثابت می‌ماند که اصطلاحاً آن را دمای حباب مرطوب (Wet- Bulb tem prature) یا بطور خلاصه(W. B) می‌نامند. بدیهی است هرچه اختلاف بین D. B وW. B بیشتر باشد، نشاندهنده خشک بودن هوای مورد آزمایش می‌باشد. در جدول (۲-۸)، D. B، اختلاف بین D. B با W. B و درصد رطوبت هوا نشان داده شده است.

نمودار هوای مرطوب (Psychometric chart) در شکل (۲-۸) نشان داده شده است.

یکی از پارامترهای نشاندهنده میزان رطوبت در گازها، نقطه شبنم (Dew Point) می‌باشد، اگر گازی مرطوب بدون تماس مستقیم با آب، خنک شود، رطوبت ویژه آن ثابت مانده ولی رطوبت

نسبی آن افزایش می‌یابد. حال اگر فرآیند سردکردن آنقدر افزایش یابد، تا رطوبت گاز به حد اشباع برسد، دمای قرائت شده را نقطه شبنم (Dew Point) می‌نامند. بدیهی است اگر عمل سرد کردن از نقطه شبنم کاهش یابد، رطوبت موجود در گاز شروع به میعان می‌کند. هرچه نقطه شبنم گاز پائین‌تر باشد، نشاندهنده خشک‌تر بودن گاز می‌باشد.

Psychrometric Table: Percent Relative Humidity from Dry-Bulb Temperature and Wet-Bulb Depression—Sample Readings for the Celsius Scale

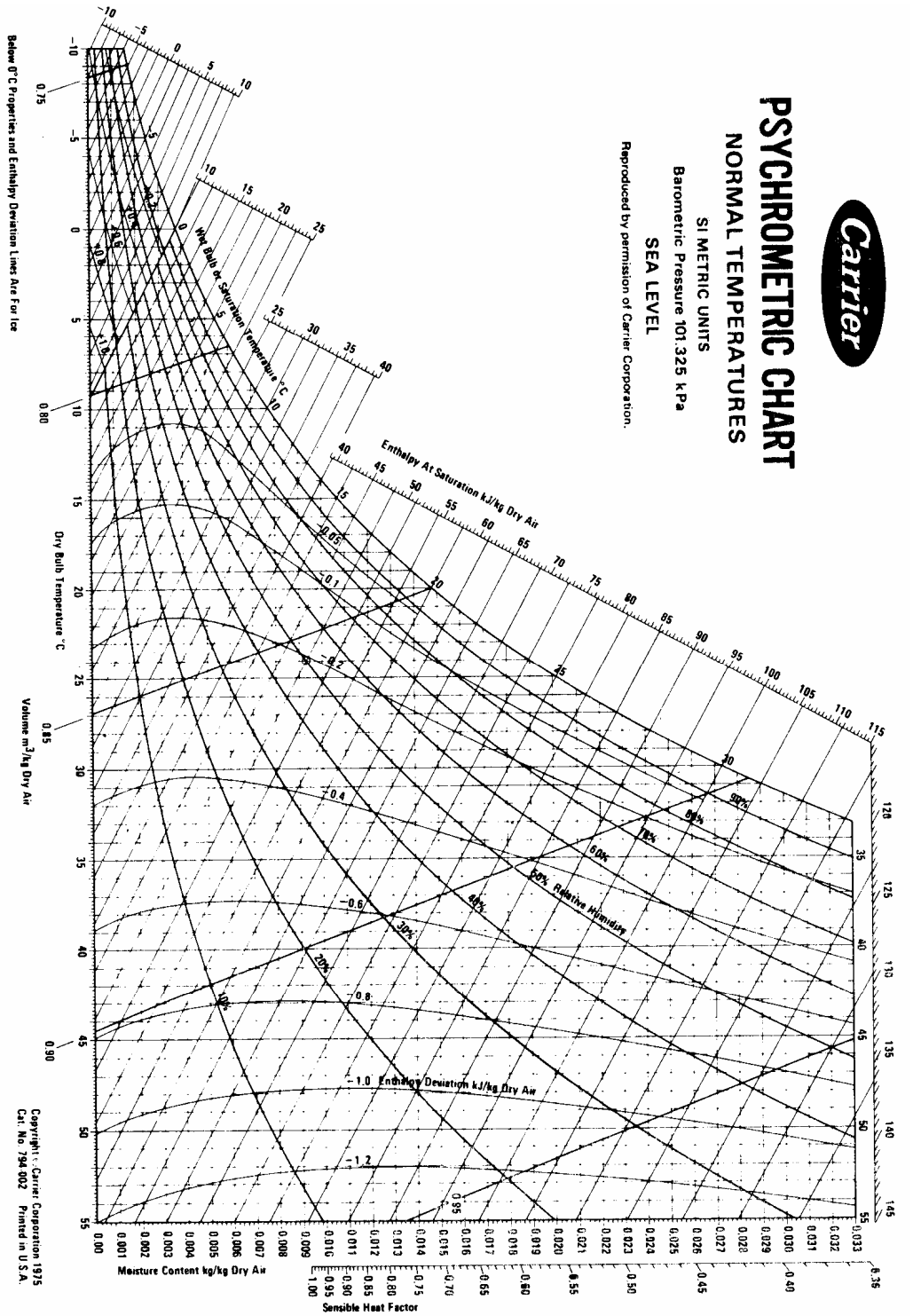
DB Temperature	*WB Depression*													
°C	*1*	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*	*14*	*16*
0	81	64	49	36	25	14	6							
4	84	70	57	46	36	27	20	13	9	5				
8	87	74	64	54	45	37	30	24	18	13	9	5		
12	88	78	68	60	52	45	38	33	28	23	19	15	9	3
16	90	80	72	64	57	51	45	40	35	30	26	23	17	11
20	91	82	75	68	61	55	50	45	40	36	32	29	23	18
24	92	84	77	70	65	59	54	49	45	41	37	34	28	23
28	92	85	79	73	67	62	57	53	49	45	41	38	32	27
32	93	86	80	75	69	64	60	56	52	48	45	42	36	31

جدول (۲-۸)تعیین مقدار رطوبت نسبی بر حسب D. B و اختلاف آن با W. B

نقطه شبنم گازها بدو صورت نقطه شبنم آزاد (Free Dew Point) ونقطه شبنم تحت فشار(Pressure Dew Point) تعریف می‌شود. برای شناخت بهتر دو نقطه شبنم فوق به مثال زیر توجه شود. فرض می‌شود که کمپرسوری با نسبت تراکم ۸ هوا را متراکم کرده و سپس هوا توسط خشک‌کن رطوبت زدائی شده تا نقطه شبنم هوای متراکم شده به(۲۱-) درجه سانتیگراد برسد. از آنجائی که نقطه شبنم مستقل از فشار می‌باشد، در دمای (۲۱-) درجه سانتیگراد، هوا حاوی ۰/۸ گرم رطوبت در هر مترمکعب خواهد بود. حال اگر گاز فوق تا فشار یک اتمسفر منبسط شود، حجم آن ۸ برابر افزایش یافته و لذا میزان رطوبت موجود در هوای منبسط شده ۰/۱ گرم در مترمکعب خواهد شد. نقطه شبنم هوای با رطوبت ۰/۱ گرم در مترمکعب (٤١-) درجه سانتیگراد می‌باشد یعنی بعبارت دیگر اگر نقطه شبنم هوای با فشار ۸ بار مطلق، (۲۱-) درجه سانتیگراد با-شد، نقطه شبنم آزاد آن (٤١-) درجه سانتیگراد خواهد بود.

۴-۸: چرا باید گازها را رطوبت‌زدائی کرد؟

هنگامی که گازی مانند هوا توسط کمپرسور متراکم می‌شود، ضمن افزایش فشار، حجم گاز کاهش یافته و در عوض دمای آن افزایش می‌یابد. رطوبت موجود در گاز بعلت بالابودن دمای گاز خروجی از کمپرسور بصورت بخار خواهد بود. ولی بعلت سردکردن گاز در خنک‌کن‌های بین مرحله‌ای و نهائی و کاهش دمای گاز



شکل (۲-۸) نمودار هوای مرطوب

تا دمای محیط (و یا اندکی بالاتر از آن)، بعلت کاهش حجم گاز، میزان رطوبت موجود در واحد حجم گاز از میزان اشباع بیشتر بوده و به همین خاطر بخش اعظمی از رطوبت موجود در گاز ورودی بصورت مایع درآمده که توسط تله‌های رطوبت‌گیر (Condensate Trap) از گاز جداشده و توسط شیرهای شناوری به بیرون تخلیه می‌شود. بدیهی است در شرایط فوق گاز خارج شده از خنک‌کن نهائی بصورت اشباع بوده و اگر در ادامه مسیر بهره‌برداری شرایط دمائی

محیط در حدی باشد که از نقطه شبنم گاز خارج شده از خنک‌کن نهائی کمتر باشد، این امر می‌تواند موجب میعان مجدد رطوبت و حتی در شرایط محیطی بسیار سرد بصورت یخ درآید (نظیر حضور رطوبت در مبردهای مورد استفاده در سیستم‌های تبرید که اگر خشک‌کن مبرد خوب عمل نکند، رطوبت موجود در شیر انبساط بصورت یخ درآمده و موجب گرفتگی شیر انبساط و یا لوله مؤپنه خواهد شد).

۸-۵: روش‌های رطوبت‌زدائی

هر چند که خنک‌کاری گاز در خنک‌کن‌های بین مرحله‌ای و نهائی موجب جداسازی مقدار قابل توجهی از رطوبت موجود در گاز می‌گردد ولی با این وجود در بسیاری از موارد رطوبت باقی مانده در گاز برای ادامه شرایط بهره‌برداری قابل تحمل نبوده و به همین خاطر در بسیاری از موارد لازم است تا با روش مناسب میزان رطوبت موجود در گاز مورد استفاده به میزان قابل قبول کاهش داده شود.

امروزه برای کاهش رطوبت موجود در گازها برحسب شرایط مورد انتظار از روشهای مختلفی استفاده می‌شود که عمده‌ترین آنها عبارتند از:

۱-تراکم اضافی (Over- Compression)

۲- خنک کردن Cooling

۳- سردکردن با سیستم‌های تبرید Refrigeration Drying

٤- جذب فیزیکی Adsorption

۵- جذب شیمیایی Absorption

۶- روشهای ترکیبی

۸-۵-۱: رطوبت‌زدائی بروش تراکم اضافی

در این روش گاز تا زمانی که فشار جزئی بخار آب از فشار اشباع تجاوز کند متراکم می‌گردد. این فشار باید از فشار بهره‌برداری از گاز متراکم شده بیشتر باشد. بعد از خنک کردن گاز، آن را تا فشار بهره‌برداری منبسط کرده و در این صورت گاز با درصد رطوبت نسبی قابل قبول مورد استفاده قرار می‌گیرد. این روش بسیار ساده بوده و نیازی به تجهیزات اضافی نمی‌باشد ولی از آنجائی که تراکم اضافی موجب افزایش هزینه‌های بهره‌برداری می‌گردد، از آن فقط برای دبی‌کم موارد آزمایشگاهی استفاده می‌شود.

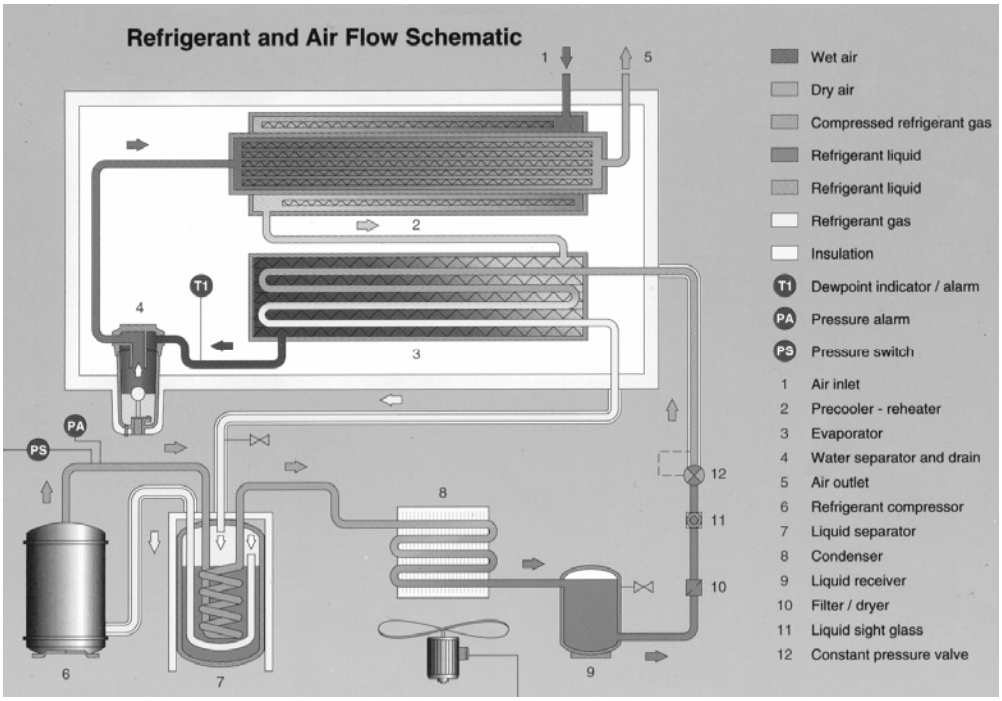
۸-۵-۲: رطوبت‌زدائی به روش خنک‌کردن

در این روش از سیالاتی نظیر آب و یا هوا برای خنک‌کاری و کاهش رطوبت گاز بعد از فرآیند تراکم استفاده می‌شود. ویژگیهای این روش در مثال (۱-۸) مورد اشاره قرار گرفت. این روش برای مواردی که نقطه شبنم در حد دمای محیط مورد نظر باشد مناسب بوده ولی در غالب

اوقات بلحاظ اینکه درصد بالائی از رطوبت موجود در گاز را بصورت مایع در می‌آورد ولی از نظر نقطه شبنم قادر به تأمین مشخصه‌های مورد نیاز در سیستم نمی‌باشد، بعنوان یک مرحله مقدماتی در امر رطوبت‌زدائی مورد استفاده قرار می‌گیرد و از سایر روشهای رطوبت‌زدائی بعنوان روش نهائی جهت دست‌یابی به نقطه شبنم مورد نظر استفاده می‌شود.

۳-۵-۸: رطوبت‌زدائی بکمک تبرید

در مواردی که نقطه شبنم موردنظر در خشک‌کردن گاز بین دمای محیط تا $^{\circ}C$ ۲+ باشد از خنک‌کن‌های تبریدی برای رطوبت‌زدائی از گاز استفاده می‌شود. بعلت یخ‌زدن رطوبت در طی این فرآیند، دست‌یابی به نقطه شبنم پائین‌تر میسر نمی‌باشد. در شکل (۳-۸) نمونه‌ای از یک سیستم رطوبت‌زدائی با استفاده از سیستم تبرید نشان داده شده است. در این سیستم گاز مرطوب (۱) وارد یک مبدل حرارتی(۲) شده و در تماس غیرمستقیم با گاز خشک‌شده(۵) که دمای آن حدود ٤-۲ درجه سانتیگراد می‌باشد سرد می‌شود. بخشی از رطوبت موجود در گاز مرطوب در همین مرحله میعان شده و توسط تله رطوبت‌گیر(٤) از گاز مورد خشک‌کردن جدا می‌شود. در ادامه فرآیند رطوبت‌زدائی گاز وارد تبخیرکننده (۳) گردیده و توسط مبرد خنک شده و دمای آن به حدود (۲ درجه سانتیگراد)کاهش داده می‌شود. در این مرحله مجدداً بخشی از رطوبت موجود در گاز به مایع تبدیل شده و گاز خشک با نقطه شبنم حدود ۲ درجه سانتیگراد بعد از عبور از مبدل حرارتی که نقش Economizer را ایفاء می‌کند به قسمت مصرف کننده ارسال می‌شود.



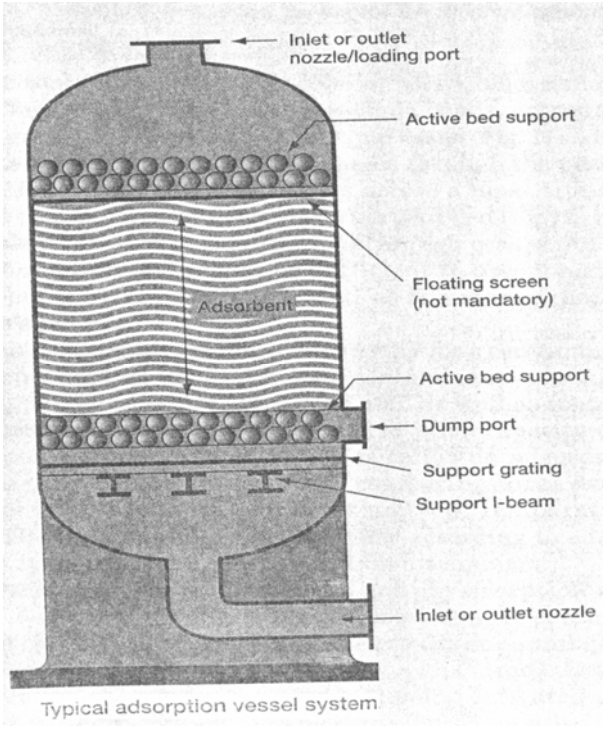
شکل (۳-۸)رطوبت‌زدائی با استفاده از سیستم تبرید

سیستم تبرید از یک کمپرسور (۶)، کندانسر (۸)، شیر انبساط (۱۲)، تبخیرکننده (۳) و مبرد تشکیل شده است. تا قبل از پدیده تخریب لایه اوزون عموماً از R-۱۲ و یا R - ۲۲ بعنوان مبرد در سیکل تبرید استفاده می‌شد ولی امروزه اکثر سازندگان این وسیله ترجیح میدهند که از R -۱۳٤a بعنوان مبرد در سیستم تبرید استفاده نمایند. بهره‌برداری آسان، عدم حساسیت به حضور روغن در گاز مورد خشک‌کردن (نظیر هوا) و... باعث شده که این سیستم برای دست‌یابی به نقطه شبنم بالای ۲ درجه سانتیگراد روش مناسبی باشد. این روش برای کمپرسورهای روانکاری شونده (بویژه از نوع دورانی) بسیار مناسب می‌باشد.

۴-۵-۸: رطوبت‌زدائی به روش جذب فیزیکی

هنگامی که مقداری نمک طعام در ظرفی سرباز و در محیطی مرطوب نگهداری می‌شود بعد از مدتی مرطوب شده و این نشاندهنده قابلیت جذب رطوبت توسط نمک طعام می‌باشد. امروزه برای رطوبت‌گیری از گازها و دست‌یابی به نقطه شبنم بسیار پائین (کمتر از ۱۰۰c-) از مواد شیمیایی جاذب‌الرطوبه نظیر سیلیکاژل (SIO_2)، بوکسیت (شکل طبیعی Al۲O۳) آلومینا فعال شده (Al۲O۳ فعال شده) و الک مولکولی (Molecular Sieves) با فرمول شیمیایی (Na , Alo۲ , Sio۲) شماره ٤A استفاده می‌شود.

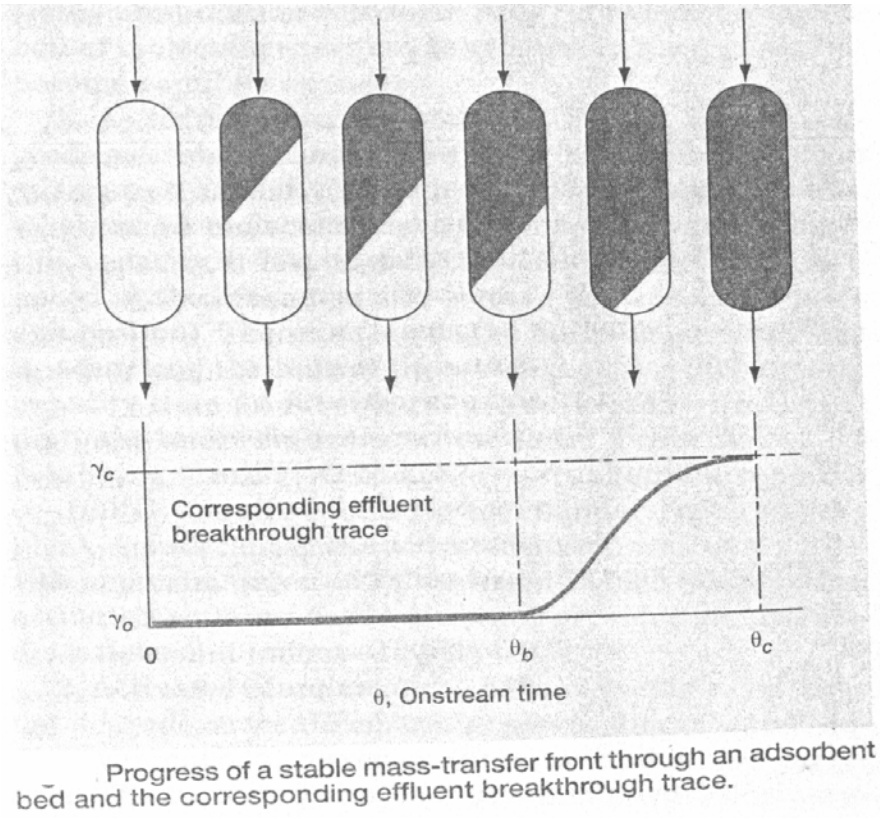
ترکیبات فوق دارای ساختمانی متخلخل و با سطح آزاد زیاد بوده (حدود $۵۰۰-۸۰۰\ m^2/gr$) و قادر ند رطوبت موجود در گاز را بصورت فیزیکی جذب نمایند. کیفیت جذب رطوبت به درجه حرارت بستگی داشته و با افزایش درجه حرارت کاهش می‌یابد. در شکل (٤-۸) نمونه‌ای از یک بستر پرشده از ماده جاذب‌الرطوبه فیزیکی نشان داده شده است.



شکل (٤-۸)بستر پرشده از ماده جاذب‌الرطوبه فیزیکی

در شروع بهره‌برداری میزان رطوبت موجود برروی ماده جاذب‌الرطوبه بسیار ناچیز بوده و به همین دلیل فشار جزئی آن کم می‌باشد. با عبور گاز مرطوب از روی بستر پرشده و بعلت اختلاف فشار جزئی بین رطوبت موجود در گاز مرطوب و بستر خشک‌شده، عمل انتقال جرم و جذب رطوبت از گاز مرطوب به ماده جاذب‌الرطوبه صورت می‌پذیرد. بدیهی است استمرار این فرآیند منجربه کاهش فشار جزئی بخار آب در گاز مرطوب و افزایش آن در روی بستر پرشده گردیده و لذا عمل رطوبت‌گیری تا زمانی که دو فشار جزئی به تعادل برسند ادامه داشته و بعد از آن متوقف می‌شود. عمل جذب فیزیکی بسیار سریع بوده و زمانی بین ۰/۵ –۰/۱ ثانیه برای آن کافی می‌باشد.

از آنجائی که هر واحد وزن ماده جاذب‌الرطوبه قابلیت جذب مقدار مشخصی از رطوبت را داشته و بعد از آن به حالت اشباع می‌رسد، لذا فرآیند اشباع‌شدن ماده در مسیر جریان گاز صورت می‌گیرد که نمونه‌ای از آن در شکل (۵-۸) نشان داده شده است.



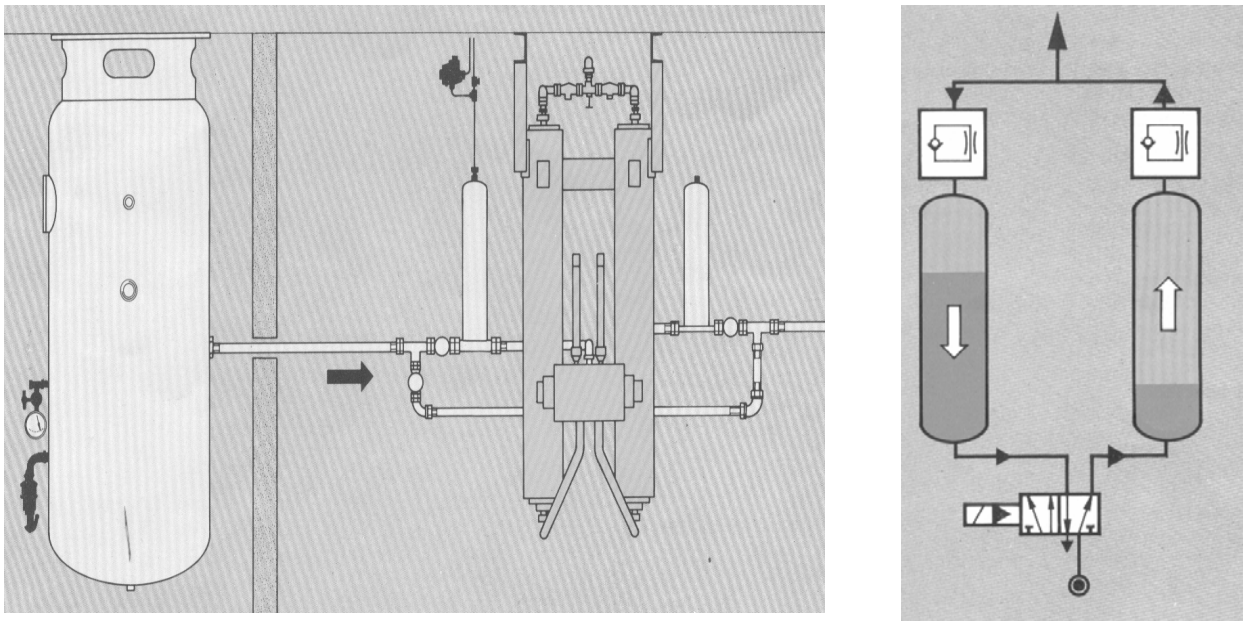
Progress of a stable mass-transfer front through an adsorbent bed and the corresponding effluent breakthrough trace.

شکل (۵-۸)مراحل اشباع شدن یک ستون پرشده از ماده جاذب‌الرطوبه

هنگامی که کلیه ماده مورد استفاده در بستر از رطوبت اشباع گردید، عملاً رطوبت‌زدائی متوقف شده و لازم است که ماده جاذب‌الرطوبه احیاءِ گردد. طراحی این سیستم غالباً بصورت دوقلو (Duplex) بوده بنحوی که یکی از ستون‌ها در مرحله بهره‌برداری و دیگر در مرحله احیاءِ و آماده‌سازی می‌باشد. سیستم‌های رطوبت‌گیر فیزیکی بر اساس نحوه احیاءِکردن ماده رطوبت‌گیر در طرحهای مختلفی ساخته می‌شوند که عمده‌ترین آنها عبارتند از:

الف) احیاءِ کردن با گاز خشک

همانطوری که قبلاً گفته شد، عمل جذب رطوبت توسط ماده رطوبت‌گیر در اثر وجود اختلاف فشار جزئی بخار آب در گاز مرطوب و ماده رطوبت‌گیر می‌باشد. هنگامی که ماده رطوبت‌گیر بسمت اشباع شدن میل می‌کند، فشار جزئی بخار آب در آن افزایش یافته و بدیهی است که اگر جریانی از گاز خشک از روی بستر عبور داده شود، عمل انتقال جرم در جهت عکس حالت رطوبت‌گیری (احیاءِشدن) صورت می‌گیرد. براساس این نظریه در سیستم‌های رطوبت‌گیر فیزیکی با ظرفیت کم، جریانی از گاز خشک به میزان ۲۰-۱۰ درصد دبی بهره‌برداری و در جهت عکس بدرون بستر فرستاده شده و در طی عبور از روی بستر، رطوبت جذب شده از ماده رطوبت‌گیر جدا شده و توسط جریان گاز احیاءِ کننده به بیرون منتقل شده و اگر گاز مورد استفاده کم ارزش باشد (نظیر هوا)، به اتمسفر تخلیه می‌شود. در شکل (۶-۸) نمونه از یک سیستم رطوبت‌گیر که به روش فوق احیاءِ می‌شود نشان داده شده است. این نوع رطوبت‌گیرها اصطلاحاً بدون حرارت(Heat Less) نامیده می‌شوند. چرا که برخلاف سایر روشها از حرارت برای احیاءِ ماده رطوبت‌گیر استفاده نمی‌شود.



شکل (٦-٨)نمونه‌ای از سیستم رطوبت‌گیر به روش احیاء با گاز خشک

عمل احیاءِ در این روش به طراحی سیستم بستگی دارد ولی در هرحال بصورت نوبتی (Batch) می‌باشد. مثلاً سیستم بهره‌برداری از این نوع خشک‌کن‌ها طوری طراحی می‌شود که هریک از ستونها بمدت ۲ تا ۳ دقیقه در معرض جریان گاز خشک قرار گرفته و رطوبت آن توسط گازخشک از بستر جداشده و ماده جاذب‌الرطوبه احیاءِ شود. بدیهی است که در طی احیاءِ بستر شماره یک، بستر شماره (۲) در حال خشک‌کردن گاز مرطوب بوده و این عمل بطور دوره‌ای جابجا می‌شود. این روش برای شرایطی که فشار گاز متراکم شده کمتر از ٤ بار باشد مناسب نخواهد بود.

از آنجائی که فرآیند جذب رطوبت حرارت‌زا می‌باشد، حرارت تولید شده به امر جداسازی رطوبت در زمان احیاء کمک می‌کند. سادگی سیستم، ارزان بودن، مصرف کم ماده رطوبت‌گیر، سهولت بهره‌برداری، یکنواختی شرایط بهره‌برداری، عدم نیاز به حرارت جهت احیاء، عدم نیاز به توقف سیستم جهت احیاء و ... جزء محاسن این روش می‌باشد. در عوض هدررفتن حدود ۲۰-۱۰ درصد از گاز متراکم شده مثلاً (هوا) جهت احیاء بزرگترین عیب این روش می‌باشد و به همین خاطر از آن در سیستم‌های با ظرفیت کم استفاده می‌شود.

ب) احیاء کردن با گاز داغ

در این روش احیاء کردن ماده رطوبت‌گیر با استفاده از گاز داغ صورت می‌گیرد. درجه حرارت مورد نیاز برای احیاء ماده رطوبت‌گیر به مشخصه‌های فیزیکی و شیمیایی آن بستگی دارد. در جدول (۳-۸) مشخصه‌های انواع مواد رطوبت‌گیر بروش جذب سطحی که در صنعت مورد استفاده قرار می‌گیرند نشان داده شده است.

بالابودن درجه حرارت گاز مورد استفاده برای احیاء باعث می‌شود تا فشار جزئی بخار آب در آن از فشار جزئی بخار آب جذب شده برروی ماده رطوبت‌گیر کمتر بوده و همین امر انتقال جرم رطوبت از روی بستر بداخل جریان گاز احیاءکننده را میسر می‌سازد. از آنجائی که فشار جزئی گاز احیاءکننده خروجی از بستر پرشده هنوز در حدکافی پائین می‌باشد، در صورت نیاز (بستگی به قیمت گاز دارد) می‌توان آن را سرد نموده و رطوبت جذب‌شده توسط آن را در تله رطوبت‌گیر جدا نمود و بعد از گرم کردن، مجدداً بعنوان گاز احیاءکننده مورد استفاده قرار داد. البته این امر برای گازهای ارزان (نظیر هوا) صادق نبوده و بعد از احیاءکردن بستر پر شده به بیرون تخلیه می‌شود.

برای تأمین گاز داغ جهت احیاء از روش‌های مختلفی استفاده می‌شود.

Properties of some solid adsorbents used for compressed air drying

Adsorbent	Approx. dew point °C	Max. temp. of air to be dried °C	Typical regener-ation temp. °C	Surface area m²/g	Relative cost of absorb-ent	Resistance to			Affected by gases with pH
						Water drop-lets	Oil drop-lets	Vibra-tion	
Silicagel raw (SiO_2) spheroidal	−50	+50	120−180	500−800 200−300	100 170	low good	depends on reg. system	low good	>7
Activated alumina (Al_2O_3)	−60	+40	175−315	230−380	150	good	depends on reg. system	good	<7
Molecular sieves (Na, AlO_2, SiO_2)	−90	+140	200−350	750−800	550	good	good	low	depends on type

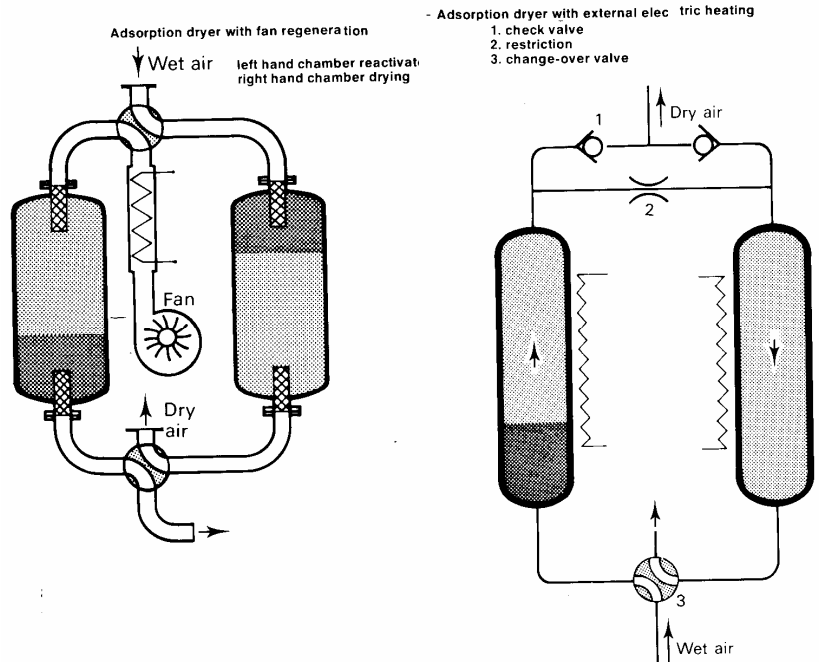
NOTE: The properties listed above vary with temperature and pressure of the gas being dried.

جدول (۳-۸): مشخصه‌های مواد رطوبت‌گیر مورد استفاده در صنعت

۱- مواد رطوبت‌گیر فیزیکی نسبت به روغن حساس بوده و سریعاً خاصیت رطوبت‌زدائی خود را از دست می‌دهند. به همین خاطر باید دقت شود که گاز مرطوب که جهت رطوبت‌زدائی از درون بستر عبور داده می‌شوند فاقد روغن باشد.

۲- هرچند که این مواد برای جذب رطوبت بکارگرفته می‌شوند ولی رطوبتی که با آن در تماس قرار می‌گیرد باید بصورت بخار باشد. تماس ماده رطوبت‌گیر با آب باعث فاسدشدن آن می‌شود لذا تحت هرشرایطی باید از تماس آب (بصورت مایع) با آن خودداری شود.

۳- نقطه شبنم قابل دست‌یابی ضمن آنکه به ویژگیهای ماده رطوبت‌گیر بستگی دارد، تابعی از دمای احیاءِ کردن نیز می‌باشد. هرچه گاز مورد استفاده برای احیاءِ بستر اشباع شده داغتر باشد، نقطه شبنم گاز خشک شده کاهش می‌یابد. البته این امر موجب کاهش عمرمفید ماده رطوبت‌گیر خواهد شد. بنابراین بهتر است که عمل احیاءِ در دمای توصیه شده توسط شرکت سازنده صورت پذیرد.



شکل (۷-۸)رطوبت‌گیریهای به روش جذب فیزیکی بر حسب نوع احیاء آن

٤- مواد رطوبت‌گیر قادرند بین ۲۰-۳۰ درصد وزن خود را رطوبت جذب کنند.

۵- تغییرات فشار در زمان تغییر شرایط بهره‌برداری در بستر پرشده باید به آرامی صورت پذیرد. عدم رعایت این توصیه باعث تخریب مکانیکی ماده رطوبت‌گیر می‌شود.

۶- بالا بودن سرعت جریان گاز از درون بستر باعث سایش ذرات رطوبت‌گیر بهم شده و موجب کاهش عمرمفید آن خواهد شد. بکارگیری از فیلتر مناسب در قبل و بعد از رطوبت‌گیر ضروری می‌باشد.

۷- دمای گاز مورد استفاده برای احیاءِ بستر باید حدود ۵۵-۲۵ درجه سانتیگراد از دمای نهائی مورد انتظار برای احیاءِ بستر بیشتر باشد.

۵-۵-۸: رطوبت‌گیری به روش جذب شیمیایی

ماده مورد استفاده در این روش با رطوبت موجود در گاز مورد خشک‌کردن واکنش شیمیایی انجام می‌دهد. برای رطوبت گیری از هوا می‌توان از ترکیبات جامد نظیر آهک خشک و یا منیزیم پرکلراید که بصورت جامد می‌باشند و یا از ترکیبات مایعی شکل نظیر لیتیوم کلراید و کلسیم کلراید استفاده کرد

مراجع

۱: R.N . Brown , “ Compressors : Selection & Sizing “ , Gulf Pub . Co. , ۱۹۸۶

۲:“Compressor Handbook for the Hydrocarbon Processing Industries “ , Gulf Pub. Co . , ۱۹۷۹

۳: P. Pichot , “ Compressor Application Engineering “ Vol . ۱, Gulf Pub. , Co. , ۱۹۸۶

۴:P. A . O , Neel , “ Industrial Compressors , Theory and Equipment “ , Butterworth Henemann , ۱۹۹۳

۵: J . P . Rollins , “ Compressed Air and Gas Handbook “ ۵th ed . , Prentice Hall Co . , ۱۹۸۹

۶: L . F . Scheel , “ Gas Machinary “, Gulf Pub . Co .

۷: “ Atlas Copco Manual “ , Atlas Copco . , ۱۹۷۵

۸: J . J Mc Ketta , “ Encyclopedia of Chemical Processing and Design “ , Vol . ۱۰

۹ :” ASHRAE Handbook , Equipment Volume “ , ۱۹۸۳

۱۰: R . E . Ludwing “ Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants “ , Vol ۳ , Gulf Pub . Co . , ۱۹۸۳

۱۱: R . H . Perry ,” Chemical Engineering Handbook “ , ۶th Ed . , Mc Graw Hill Co . , ۱۹۸۴

۱۲:“Reciprocating Compressor ,Gas Engines and Engine Compressors “ , Nuovo Pignone Co .

۱۳: P . Steinruck , F . Ottitsch , A . Oberhuber , M . Linskeseder , “ Better Reciprocating Compressor Capaciaty Control “ , Hyd . Proc. , Feb . ۱۹۹۷ ,

۱۴: R . F . Neerken , “ Key To Compressor Selection “ , Chem . Eng . Jan . ۲۰ , ۱۹۷۵

۱۵: P . C . Bevis , “ Air Compressors , Control and Installation “ , ۲nd Ed . , Pitman Pub . , ۱۹۷۱

۱۶ :” Air Compressor Evaluation “ , Worthington Compressors “, Inc . , ۱۹۷۶

۱۷:H.V.Ormer, “ Optimize Your Plant s Compressed Air System” , Chem. Eng .Prog.Feb۱۹۹۵

۱۸:”Compressor Installation Manual “ , Atlas Copco Co