

بهینه سازی مصرف انرژی در کمپرسورها

فهرست مطالب

صفحه	عنوان
۶	چکیده
۷	فصل اول: کمپرسور چیست
۷	۱-۱. تقسیم بندی کمپرسورها
۹	۱-۲. اهمیت بررسی مصرف انرژی در کمپرسورها
۱۱	فصل دوم: بازرسی، تعمیر و نگهداری کمپرسور
۱۱	۱-۲. تعمیر و نگهداری در کمپرسورهای اسکرو
۱۲	۲-۲. بازرسی، تعمیر و نگهداری در کمپرسورهای رفت و برگشتی
۱۳	۱-۲-۲. روش عیب یابی در سیستم سیلندر و پیستون
۱۳	۲-۲-۲. دستگاه مشخصه یاب و منحنی مشخصه ایده آل
۱۷	۲-۲-۳. کاهش راندمان بواسطه عملکرد نامناسب در سوپاپهای خروجی
۱۸	۲-۲-۴. کاهش راندمان به واسطه نشتی سوپاپها
۱۹	۲-۲-۵. کاهش راندمان به واسطه نشتی از رینگ پیستون
۲۰	۲-۲-۶. عوامل دیگر
۲۰	۲-۲-۷. ارائه راهکارهای کاهش مصرف پیشگیرانه کم هزینه
۲۱	۲-۲-۸. برنامه بازرسی برای کمپرسورهای رفت و برگشتی
۲۲	۳-۲. برنامه بازرسی، تعمیرات و نگهداری در کمپرسورهای سانتریفیوژ
۲۳	۱-۳-۲. بخشهای مهم کمپرسورهای سانتریفیوژ
۲۴	۲-۳-۴. برنامه بازرسی در کمپرسورهای سانتریفیوژ
۲۶	فصل سوم: ارائه راهکارهای کم هزینه جهت بهینه سازی سیستم تولید و توزیع گازهای صنعتی
۲۶	۱-۳. ارزیابی سیستم هوای فشرده و شرایط کاری کمپرسور
۲۷	۲-۳. عوامل پایین آورنده بازده سیستم هوای فشرده
۲۷	۱-۲-۳. نشتی هوا
۲۸	۳-۳. روش محاسبه میزان نشتی سیستم:
۲۹	۱-۳-۳. گرفتگی فیلترهای هوا
۲۹	۲-۳-۳. کار نکردن در نقطه طراحی
۳۰	۳-۳-۳. بالا بردن فشار هوای فشرده به مقدار بیش از حد نیاز
۳۰	۴-۳-۳. افت فشار بیش از حد لوله ها
۳۱	۴-۳. فرصتهای صرفه جویی در سیستم هوای فشرده
۳۱	۱-۴-۳. انتخاب صحیح کمپرسور با توجه به نیاز سیستم
۳۳	۲-۴-۳. کاهش فشار تولیدی

۳۴	۳-۴-۳. خنک سازی هوا در ورودی
۳۶	۳-۴-۴. بازیافت حرارت
۳۷	۳-۵. تعمیر و نگهداری
۳۸	۳-۶. نظارت بر شرایط بهره برداری (مونیتورینگ)
۳۸	۳-۷. کنترل
۴۰	۳-۸. تصحیح ضریب توان
۴۰	۳-۹. راه اندازهای ملایم
۴۱	فصل چهارم: ارائه راهکارهای پرهزینه جهت بهینه سازی سیستم تولید و توزیع گازهای صنعتی
۴۱	۴-۱. ایجاد سیستم هوای فشرده متمرکز
۴۱	۴-۲. استفاده از کمپرسورهایی با بازده بالا
۴۴	۴-۳. دریافت کننده ها
۴۴	۴-۴. کنترل دبی
۴۴	۴-۵. روشهای کنترل دبی حجمی
۴۵	۴-۵-۱. روش جریان برگشتی
۴۵	۴-۵-۲. روش ایجاد خفگی در ورودی
۴۵	۴-۵-۳. نصب درایوهای کنترل سرعت
۴۷	۴-۵-۴. روشهای کم بار سازی
۴۹	۴-۶. اجرای آنتی سرچ به منظور کاهش توقفات و تعمیرات
۵۴	مراجع

فهرست جداول

صفحه	عنوان
۲۷	جدول ۱-۳. ارزیابی شرایط کار کمپرسورها
۲۹	جدول ۲-۳. نمونه‌ای از تأثیر افت فشار در فیلتر هوای ورودی بر میزان مصرف انرژی موتور کمپرسور
۳۱	جدول ۳-۳. نمونه‌ای از اتلاف انرژی ناشی از قطر کم لوله، برای جریان ۱۷۰ مترمکعب بر ساعت (۱۰۰ CFM)
۳۲	جدول ۴-۳. معیارهای عمومی انتخاب کمپرسور
۳۳	جدول ۵-۳. مثالی از تأثیر کاهش فشار تولیدی بر میزان مصرف انرژی کمپرسور
۳۵	جدول ۶-۳. مثالی از تأثیر دمای هوای ورودی (بخش مکش) بر میزان مصرف انرژی موتور کمپرسور
۳۵	جدول ۷-۳. مثالی از تأثیر کولرها در میزان مصرف انرژی کمپرسور
۳۶	جدول ۸-۳. حرارت قابل بازیافت از چند کمپرسور پیچی خنک‌شونده توسط هوا در بار کامل بعنوان نمونه
۴۳	جدول ۱-۴. خلاصه‌ای از اشکال مختلف کمپرسورها به همراه بازده نسبی آنها

فهرست اشکال

صفحه	عنوان
۸	شکل ۱-۱. تقسیم بندی انواع کمپرسورها بر اساس نوع فشرده سازی
۱۰	شکل ۲-۱. مقایسه هزینه ها در طول عمر یک کمپرسور
۱۵	شکل ۱-۲. شماتیک عملکردی دستگاه ایندیکیتور. (۱) سیلندر کمپرسور، (۲) پیستون کمپرسور، (۳) مکانیسم تصحیح گر، (۴) سیلندر مشخصه یاب، (۵) صفحه مشخصه یاب، (۶) چرخ دنده کاهشی (۷) موتور مشخصه یاب (۸) تسمه (۹) قلم
۱۵	شکل ۲-۲. ساختار دستگاه ایندیکیتور. (۱) صفحه مشخصه یاب، (۲) مکانیسم تصحیح گر، (۳) فنر، (۴) فنرهای نگهدارنده صفحه، (۵) سیلندر، (۶) پیستون، (۷) تکیه گاه، (۸) محدود کننده طول سیلندر (برای کالیبراسیون)، (۹) اتصالات مهره ای، (۱۰) لوله مخروطی شکل برای اتصال به سوپاپ کمپرسور، (۱۱) تسمه اتصال به میل لنگ
۱۶	شکل ۲-۳. چرخه تراکم در یک کمپرسور رفت و برگشتی، بالا) نمودار زاویه شافت- فشار، پایین) نمودار حجم- فشار
۱۶	شکل ۲-۴. عملکرد شبه ایده آل
۱۷	شکل ۲-۵. باز شدن دیر هنگام سوپاپ خروجی
۱۸	شکل ۲-۶. نشستی سوپاپ ورودی
۱۹	شکل ۲-۷. نشستی سوپاپ خروجی
۲۰	شکل ۲-۸. نشستی از اطراف پیستون
۴۷	شکل ۴-۱. توان مصرفی یک کمپرسور SCREW با سیستم کنترل دبی VSD در ظرفیتهای مختلف و مقایسه روشهای کمکی بی بارسازی و STOP/START
۴۸	شکل ۴-۲. جایگذاری UNLOADER روی سوپاپ های ورودی و جعبه لقی حجم ثابت
۴۹	شکل ۴-۳. مکانیسم عملکرد کنترل دبی حجمی توسط روش بی بارسازی در ضرایب مختلف
۵۰	شکل ۴-۴. منحنی مشخصه یک کمپرسور به صورت شماتیک در دو دور متفاوت
۵۱	شکل ۴-۵. تأثیر نشستی داخلی بر عملکرد کمپرسور
۵۱	شکل ۴-۶. نمایی از پروفیل سرعت در هنگام پدیده سرج در کمپرسور
۵۲	شکل ۴-۷. مثالی از کنترلر آنتی سرج به روش بازیافت جریان خروجی به سمت جریان ورودی
۵۲	شکل ۴-۸. سیستم کنترل آنتی سرج با اندازه گیری فشار و تخلیه به محیط
۵۳	شکل ۴-۹. سیستم کنترل آنتی سرج با اندازه گیری دبی و تخلیه به محیط
۵۳	شکل ۴-۱۰. منحنی عملکرد کمپرسور

چکیده

کمپرسورها با انتقال کار به سیالات تراکم پذیر باعث افزایش فشار سیال می شوند. هر چند که مطلوب آن است که تمامی کار وارد شده به سیستم موجب افزایش فشار شود، اما طبیعت سیال باعث می شود که دمای گاز نیز افزایش پیدا کند. همچنین به علت حضور انواع افت ها از موتور تا کمپرسور، نمی توان انتظار داشت که تمام توان ورودی به کمپرسور صرف افزایش فشار گاز شود.

در این گزارش پس از آشنایی مختصر با انواع کمپرسورها و اطلاع از اهمیت بررسی آنها از دید مدیریت انرژی، اصول تعمیر و نگهداری کمپرسورهای اسکرو، رفت و برگشتی و سانتریفوژ بیان می شود و سپس راهکارهای بهینه سازی مصرف انرژی در کمپرسورها و شبکه گازهای فشرده مورد بررسی قرار می گیرد.

فصل اول

کمپرسور چیست

۱-۱. تقسیم بندی کمپرسورها

همانطور که ذکر شد از کمپرسور برای افزایش فشار سیالات تراکم پذیر استفاده می شود. کمپرسورها می توانند توسط الکتروموتورها و یا موتورهای احتراق داخلی (معمولاً دیزل) به حرکت در آیند. کمپرسورها را از چند نظر طبقه بندی می کنند [۱]:

۱- تقسیم بندی بر اساس نوع فشرده سازی

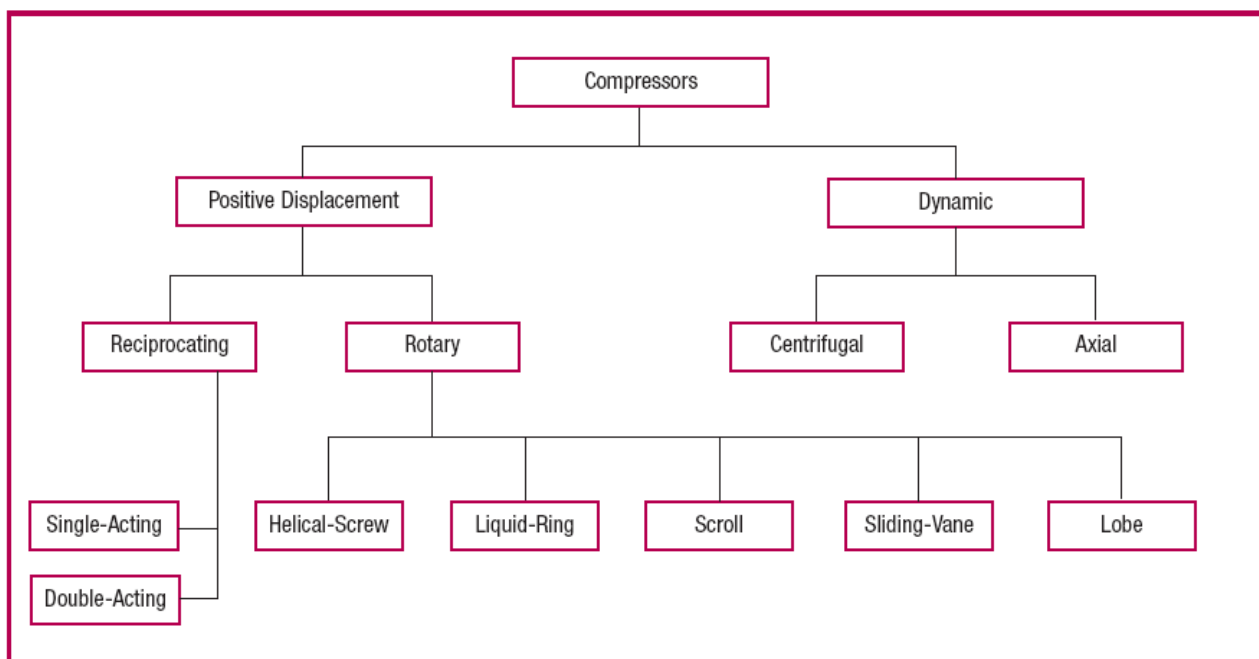
- کمپرسورهای جابجایی مثبت
- کمپرسورهای دینامیکی

اساس کار کمپرسورهای جابجایی مثبت، بر پایه محبوس کردن و هدایت هوا از منطقه کم فشار به منطقه پر فشار است. این نوع کمپرسورها به دو نوع اصلی چرخشی^۱ و رفت و برگشتی^۲ تقسیم بندی می شوند. کمپرسورهای جابجایی مثبت بیشترین کاربرد را در صنایع دارند و می توان افزایش فشار بالایی را به کمک آنها به دست آورد. کمپرسورهای رفت و برگشتی برای کار در حالت نیمه بار کاهش راندمان کمتری دارند، ولی این نوع کمپرسورها در مقایسه با کمپرسورهای دینامیکی دبی کمتری دارند.

در کمپرسورهای دینامیکی، روش فشرده سازی به این صورت است که ابتدا به سیال سرعت اولیه زیادی داده می شود (این عمل توسط پره های کمپرسور انجام می شود) و سپس با عبور سیال پرسرعت از یک دیفیوزر، سرعت آن به فشار تبدیل می شود و به این ترتیب، هوا فشرده می شود. در این روش فشرده سازی، می توان دبی بیشتری از سیال را فشرده ساخت؛ در نتیجه برای دبی های خیلی بالا از این کمپرسورها استفاده می شود. شکل ۱-۱ تقسیم بندی انواع کمپرسورها را بر اساس نوع فشرده سازی نشان می دهد.

^۱ Rotary

^۲ Reciprocating



شکل ۱-۱. تقسیم بندی انواع کمپرسورها بر اساس نوع فشرده سازی

۲- تقسیم بندی براساس نوع خنک کاری کمپرسور:

- کمپرسورهای هواخنک^۱
- کمپرسورهای آب خنک^۲

کمپرسورهایی که با هوا خنک می شوند، معمولاً از نظر توان و دبی عملیاتی، از کمپرسورهای آب خنک کوچکتر هستند. علت این امر آن است که با افزایش دبی حجمی عملیاتی فرصت برای خنک کاری کمتر می شود و باید گرمای تولید شده را به سرعت از کمپرسور خارج کرد. برای این منظور یا باید دبی هوای خنک کاری را افزایش داد (که موجب افزایش حجم کمپرسور می شود) و یا از ماده ای استفاده کرد که ظرفیت گرمایی ویژه آن بالاتر باشد، تا راندمان خنک کاری بالاتری داشته باشد. همچنین محدودیت فضا نیز باعث می شود که از مبدل های آبی به جای مبدل های هوایی استفاده شود.

برای کمپرسورهای با توان بیشتر از ۵۰۰ اسب بخار، حتماً باید از کمپرسورهای با مبدل های آب خنک استفاده کرد.

^۱ Air cooled compressor

^۲ Water cooled compressor

۳- تقسیم بندی کمپرسورها براساس تعداد مراحل فشرده سازی:

- تک مرحله ای^۱
- چند مرحله ای^۲

کمپرسورهای تک مرحله ای، سیال را تنها در یک مرحله، به فشار نهایی می رسانند؛ ولی در کمپرسورهای چند مرحله ای، سیال در هر مرحله، به فشار نهایی نزدیک تر می شود تا در مرحله آخر، فشار آن به فشار نهایی برسد. در کمپرسورهای چند مرحله ای، می توان سیال را در بین مراحل فشرده سازی، خنک کرد. این کار باعث افزایش راندمان می شود؛ ولی قیمت اولیه کمپرسور و تجهیزات جانبی آن بالاتر می رود.

۴- تقسیم بندی کمپرسورها براساس نوع سیستم روانکاری

- بدون روان کاری^۳
- روان کاری شونده^۴

در اکثر کمپرسورها، محفظه تراکم و اتصالات آن با روغن های مخصوص، روان کاری می شود. این کار باعث کاهش اصطکاک و افزایش راندمان می شود ولی از طرفی، این عمل دو ایراد دارد؛

۱- احتیاج به قرار دادن جداساز روغن و سیال بعد از مرحله فشرده سازی

۲- احتمال وجود قطرات روغن در سیال فشرده.

در صناعی که به سیال فشرده کاملاً تمیز نیاز است نباید از این نوع کمپرسورها استفاده کرد؛ در عوض، باید از نوع دیگری از کمپرسورها که به نوع بدون روان کار معروف هستند، استفاده کرد. در این نوع کمپرسورها محفظه تراکم با روغن، روان کاری نمی شود و در نتیجه سیال فشرده تولید شده، کاملاً تمیز است. این نوع کمپرسورها در صنایع دارویی، هوای ابزار دقیق و موارد مشابه کاربرد بیشتری دارند.

۲-۱. اهمیت بررسی مصرف انرژی در کمپرسورها

در بسیاری از صنایع، کمپرسورهای هوا برای تامین هوای مورد نیاز فرآیند، تجهیزات پنیوماتیکی و ... مورد استفاده قرار می گیرند. فقط ۱۰ تا ۵۰ درصد انرژی ورودی به کمپرسور، در محل مصرف کننده به انرژی مفید تبدیل می شود (راندمان همدمای) و ۵۰ تا ۹۰ درصد انرژی ورودی به صورت تلفات حرارتی، تلفات انتقال، آلودگی صوتی (نویز)^۵ و غیره

^۱ Single stage

^۲ Multi stage

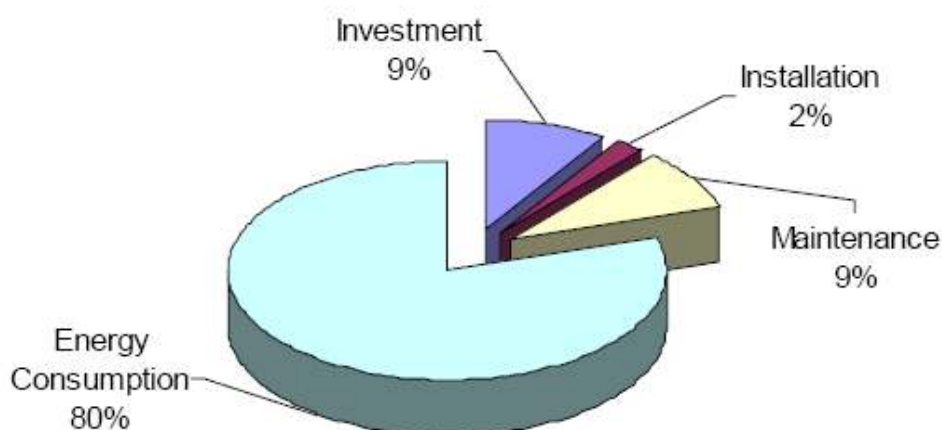
^۳ Lubricant free (Oil Free)

^۴ Lubricant

^۵ Noise

از بین می رود [۲].

در شکل ۱-۲ کلیه هزینه های مربوط به کمپرسور، از سرمایه گذاری ابتدایی تا انتهای زمان استفاده از کمپرسور (عمر کمپرسور) نمایش داده شده است [۳]. چنانچه ملاحظه می شود ۸۰٪ هزینه های مربوط به کمپرسور، هزینه مصرف انرژی می باشد در حالیکه ۹٪ هزینه ها مربوط به سرمایه گذاری اولیه است. یک کمپرسور در طول عمر خود، تقریباً ۹ برابر هزینه سرمایه گذاری ابتدایی خود، انرژی مصرف می کند.



شکل ۱-۲. مقایسه هزینه ها در طول عمر یک کمپرسور

با توجه به مطالب گفته شده، اهمیت بررسی مصرف انرژی در کمپرسورها و تلاش در جهت بهبود عملکرد کمپرسورها ضروری است.

از آنجا که بهترین روش جهت تحلیل وضعیت کمپرسورها مقایسه عملکرد آنها با شرایط طراحی است، لذا در این فصل پس از معرفی راندمان های ارائه شده برای بررسی عملکرد کمپرسورها، شبیه سازی کمپرسورها و سپس مقایسه آنها با حالت طراحی ارائه می شوند.

فصل دوم

بازرسی، تعمیر و نگهداری کمپرسور

با توجه به اینکه در صنعت سه نوع کمپرسور اسکرو، رفت و برگشتی و سانتریفوژ دارای بیشترین کاربرد هستند و نیز با توجه به آنکه هر یک از این کمپرسورها تعمیر و نگهداری و سیستم بازرسی مخصوص خود را می طلبد، لذا در این بخش روشهای بازرسی، تعمیر و نگهداری هر کدام از این نوع کمپرسورها به تفکیک بیان می شود.

۱-۲. تعمیر و نگهداری در کمپرسورهای اسکرو

در کمپرسورهای اسکرو، دو روتور مارپیچ که به طور متناوب گردش می کنند سیال را به محفظه می راند و فشار آن را افزایش می دهد. با گردش روتورها سیال به درون محفظه کشیده شده و در ادامه کار، روتور سیال را به انتها می راند، آن را به دام انداخته و بدین ترتیب فشارش را بالا می برد. سیال فشرده شده از انتها خارج می شود. این کمپرسورها تمایل به حرکت آرام دارند و لرزش چندانی نداشته از این رو نیازی به فنر ندارند، با این حال برای جلوگیری از لرزش های احتمالی در فرکانس های بالا یک لرزه گیر روی آن ها تعبیه می شود. لازم به ذکر است روتورها نباید خشک کار کنند و شیارهای روتور باید همواره روغنکاری شوند تا دچار خوردگی و ساییدگی نشوند.

ارائه راهکار برای کمپرسورهای اسکرو معمولاً به راهکارهایی در مورد تعمیر سوپاپها، تعمیر و رسوبزدایی از مبدل های میانی (اینترکولر و افترکولر) و یا تعمیرات جزئی در بلبرینگ های بیرون از کمپرسور محدود می شود، زیرا تعمیر روتورها^۱ و بدنه^۲ در کمپرسورهای اسکرو امکان پذیر نمی باشد.

به طور کلی فشار خروجی و فلوی خروجی از کمپرسور به اندازه روتورها وابسته است. هرچه قطر روتور بیشتر باشد، فلوی خروجی از کمپرسور بیشتر بوده و هرچه طول روتور بیشتر باشد، فشار خروجی افزایش می یابد. البته نمی توان با افزایش طول به هر میزان فشار خروجی را افزایش داد زیرا به منظور فشرده سازی گاز در کمپرسورهای اسکرو باید فاصله بین روتورها^۳ را با افزایش طول روتور، کاهش داد. بدین ترتیب هرچه به انتهای کمپرسور نزدیک می شویم، این فاصله کمتر می شود، تا جایی که مقاومت اصطکاکی ایجاد شده در برابر جریان گاز بیش از نیروی اعمال شده توسط روتورها بوده و این عامل باعث جریان برگشتی و نیز افزایش دمای کمپرسور خواهد شد.

¹ Male and female rotors

² Rotor-Stator

³ Grooves

با توجه به مطالب بالا، در کمپرسورهای روغنی، روان کننده نقش جریان حیاتی خون در بدن را ایفا می کند و چنانچه این موضوع جدی گرفته نشود، از کار افتادگی کمپرسور خیلی سریعتر اتفاق می افتد. روغن باید دقیقاً طبق استاندارد ارائه شده توسط سازنده استفاده شود. هرچند که در شروع کار کمپرسور ویسکوزیته روغن کاهش می یابد، اما نباید گذاشت ویسکوزیته به کمتر از میزان ذکر شده در دستورالعمل کمپرسور کاهش پیدا کند.

سطح روغن (در مبدل روغن) باید همواره در سطح مجاز آن باشد. مقادیر بیشتر از آن هرگز توصیه نشده است، زیرا منجر به افزایش دمای کمپرسور و نیز گرفتگی سوپاپها و نیز گرفتگی روغن و یا جداکننده روغن از هوا^۱ می شود. چنانچه سطح روغن کاهش یابد و هیچگونه نشتی در سیستم مشاهده نشود، احتمال گرفتگی مجرای خروجی روغن و یا فیلتر روغن وجود دارد.

از سوی دیگر در کمپرسورهای روغنی تماس روغن با هوا، می تواند سرمایش داخلی قابل ملاحظه ای را ایجاد کند. بنابراین هرچه بتوان روغن را تا دماهای پایینتر خنک کرد (این کار با استفاده از سردسازهایی^۲ غیر از آب امکان پذیر است)، می توان راندمان کمپرسور را تا حد قابل قبولی افزایش داد.

مهمترین راهکار برای کاهش مصرف انرژی در کمپرسورهای اسکرو، استفاده از کمپرسور در تعداد ساعت مجاز آن کمپرسور و سپس تعویض آن می باشد. با این حال به دلیل شرایط تحریم، معمولاً واحدهای صنعتی بیش از ساعت مجاز، از کمپرسورها استفاده می کنند. از سوی دیگر معمولاً با تحلیل راندمان نمی توان عیوب خارجی (مربوط به سیستم انتقال قدرت) را تشخیص داد. با این حال به عنوان یک راهکار عملی، می توان گفت که کاهش دمای ورودی به کمپرسور، همواره راندمان را افزایش می دهد. در کمپرسورهای هوا می توان با استفاده از کانالهای انتقال، هوا را از مناطق خنک تر (معمولاً ارتفاعات بالاتر از سطح زمین و در سایه) به ورودی کمپرسور رساند. این موضوع در کارخانه هایی که آلودگی های خاص دارند (مانند کارخانه های ذوب فلزات، سیمان، سنگبری ها و...) باید با دقت بیشتری بررسی شود؛ زیرا انتقال کانال ورودی به مناطق بالاتر از سطح زمین (مثلاً بام سوله واحد هوای فشرده) می تواند گرفتگی فیلترهای هوا (به علت افزایش آلودگی در سطوح بالاتر) را افزایش دهد و بدین ترتیب هزینه تعویض فیلترهای هوا و روغن را در پی داشته باشد. در این قسمت ابتدا به بررسی عوامل پایین آورنده سیستم هوای فشرده پرداخته شده است و در ادامه فرصتهای صرفه جویی انرژی در کمپرسورها، به عنوان مصرف کننده عمده انرژی ارائه گردیده است.

۲-۲. بازرسی، تعمیر و نگهداری در کمپرسورهای رفت و برگشتی

کمپرسورهای رفت و برگشتی از انواع کمپرسورهای جابجایی مثبت هستند. عمل فشرده سازی در کمپرسورهای رفت و برگشتی طی سه مرحله انجام می شود که عبارتند از:

¹ Air-oil separator

² Refrigerators

- مرحله مکش (suction) که با باز شدن سوپاپ یا دریچه مکش و حرکت پیستون به سمت پایین، گاز کم فشار وارد سیلندر می شود. این مرحله تا زمان رسیدن پیستون به پایین ترین حد حرکت خود که اصطلاحاً نقطه مرگ پایین نامیده می شود، ادامه دارد.
- مرحله تراکم (compression) که در ابتدای آن سوپاپ مکش بسته می شود. سپس پیستون به سمت بالا حرکت کرده باعث می شود گازی که درون سیلندر محبوس شده، فشرده شود. این مرحله تا زمان رسیدن پیستون به بالاترین حد حرکت خود که اصطلاحاً نقطه مرگ بالا نامیده می شود، ادامه دارد.
- مرحله تخلیه (discharge) که سوپاپ تخلیه باز می شود و گاز با فشار بالا به لوله خروجی رانده می شود. با اتمام مرحله تخلیه، دوباره سیستم در حالت مکش قرار می گیرد و این سیکل تکرار می شود.

۲-۲-۱. روش عیب یابی در سیستم سیلندر و پیستون

راهکارهای کم هزینه عبارت است از انجام بازرسی ها و تعمیرات و یا ایجاد تغییرات جزئی در تجهیز به نحوی که راندمان تجهیز به طور محسوس افزایش پیدا کند. مهمترین راهکارهای کم هزینه در کمپرسورها شامل تعمیرات سوپاپها و یا رینگ آب بند اطراف پیستون است. عمده کاهش راندمان یک کمپرسور مربوط به این دو بخش است. البته چنانچه محل دقیق ایراد مشخص باشد، هزینه های مربوط به بازرسی و عیب یابی کاهش پیدا می کند. به منظور شناسایی محل عیب می توان از تفاسیر انجام شده برای منحنی مشخصه استفاده کرد. در این بخش ابتدا منحنی مشخصه ایده آل شرح داده شده و سپس انحراف های انجام شده از منحنی ایده آل به واسطه ایرادات موجود در سوپاپ ها و یا واشر پیستون مطرح می شود.

۲-۲-۲. دستگاه مشخصه یاب و منحنی مشخصه ایده آل^۱

در شکل ۲-۱ و شکل ۲-۲ شماتیک عملکردی و مشخصات ساختاری دستگاه مشخصه یاب نشان داده شده است. این دستگاه از یک سیستم سیلندر و پیستون و یک نشانگر برای ثبت فشار خروجی از یکی از سیلندر ها طراحی شده است. این دستگاه در زمان اورهال کمپرسور و برای تست صحت عملکرد اجزاء مختلف کمپرسور بر سوپاپ خروجی یکی از سیلندر ها نصب شده و تسمه ای چرخش کاغذ نمایشگر را بر اساس چرخش میل لنگ تنظیم می کند. به این ترتیب می توان فشار خروجی کمپرسور را بر اساس زاویه چرخش میل لنگ مشاهده نمود. این نمودار، همانطور که در این بخش توضیح داده خواهد شد می تواند اطلاعات دقیقی از نحوه عملکرد اجزاء داخلی یک کمپرسور رفت و برگشتی ارائه دهد.

یک چرخه تراکم ایده آل در کمپرسورهای رفت و برگشتی را می توان در منحنی های مشخصه نشان داد. این منحنی را می توان به دو صورت نشان داد (شکل ۲-۳). در روش اول تغییرات فشار سیلندر را می توان بر حسب زاویه

¹ Ideal Indicator Diagram

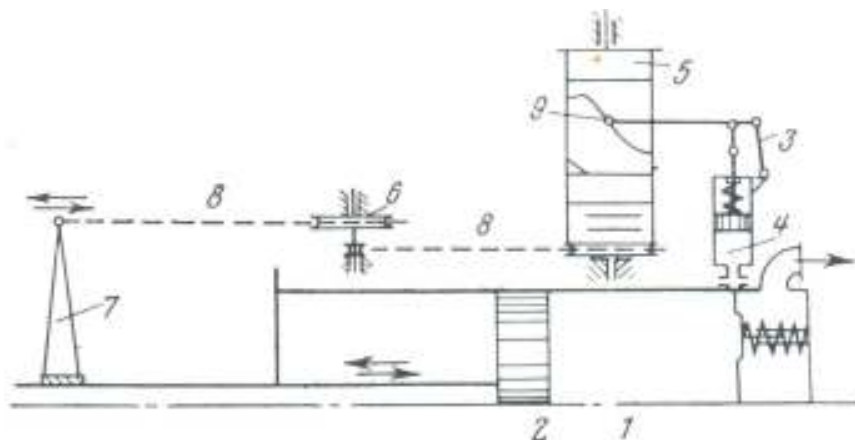
چرخش میل لنگ کمپرسور رسم کرد (شکل فوقانی شکل ۲-۳). در این حالت زاویه صفر مربوط به نقطه مرگ پایینی^۱ (BDC) بوده و زمانی است که پیستون در شروع عملیات فشرده سازی است (نقطه ۱) و حجم گاز بیشترین مقدار خود را دارد (روش دوم، شکل پایین در شکل ۲-۳). در این حالت فشار سیلندر برابر با فشار گاز ورودی است (P_s). در این حالت تمام گاز وارد سیلندر شده و بلافاصله سوپاپ های ورودی بسته شده است. با چرخش میل لنگ و افزایش زاویه پیستون گاز متراکم شده و فشار به P_d می رسد. پس از آن سوپاپ خروجی باز شده (نقطه ۲) و با جلوتر رفتن پیستون، گاز در فشار ثابت از سیلندر خارج می شود تا آنکه پیستون به نقطه مرگ بالایی^۲ (TDC) برسد (نقطه ۳). در این حال زاویه میل لنگ دقیقاً برابر 180° است. در این حال جهت حرکت پیستون عوض شده و فشار گاز باقی مانده در فضای مرده^۳ کاهش می یابد تا به فشار جریان ورودی برسد (نقطه ۴). در این حال سوپاپ های ورودی باز شده و گاز در فشار ثابت (P_s) مکش می شود تا آنکه پیستون به BDC برسد (نقطه ۱).

با توجه به تعریف کار ($w = \int d(pv)$) لذا سطح محصور شده ۱-۲-۳-۴ (قسمت پایین شکل ۲-۳) برابر کار مورد نیاز است. لذا هر عاملی که باعث افزایش این سطح شود، کاهش عملکرد کمپرسور را به دنبال دارد. فرایند شرح داده شده یک چرخه مکش- تراکم ایده آل است. این نمودار را می توان برای کمپرسورهای رفت و برگشتی توسط دستگاه مشخصه یاب رسم کرد. البته این دستگاه باید در زمان تعمیرات کمپرسور نصب و استفاده نمود [۴]. نمودارهای واقعی به دلیل عملکرد غیر ایده آل کمپرسورها، با آنچه در شکل ۲-۳ نشان داده شده است، متفاوت است. در حقیقت اختلاف فشار بین سیلندر و گاز ورودی و یا خروجی به خاطر افت فشار سوپاپ ها همواره وجود دارد و این ربطی به عملکرد نامناسب کمپرسور ندارد. به خصوص مراحل ۲-۳ و ۴-۱ میتواند دارای نوساناتی جزئی باشد (شکل ۲-۴). اما این نوسان ها می تواند به دلیل عملکرد نامناسب سوپاپ ها، فنر سوپاپ ها و رینگ آب بند پیستون افزایش یابد که در بخش های بعد به آن پرداخته می شود.

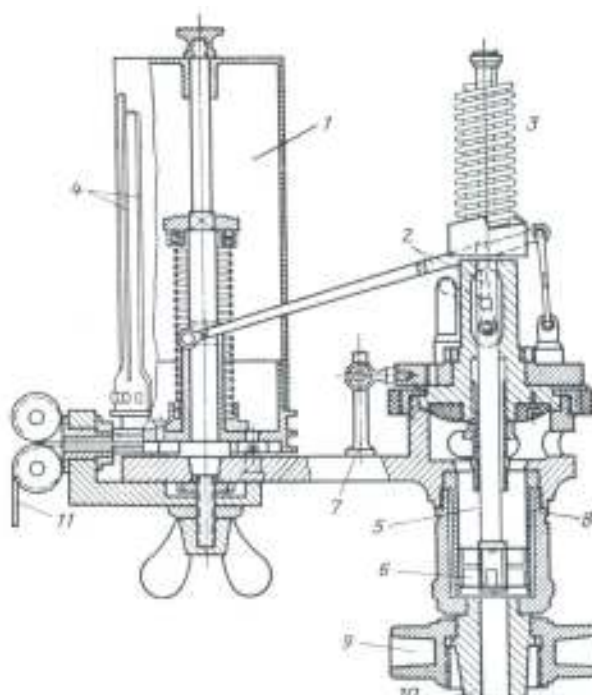
¹ Bottom Dead Center

² Top Dead Center

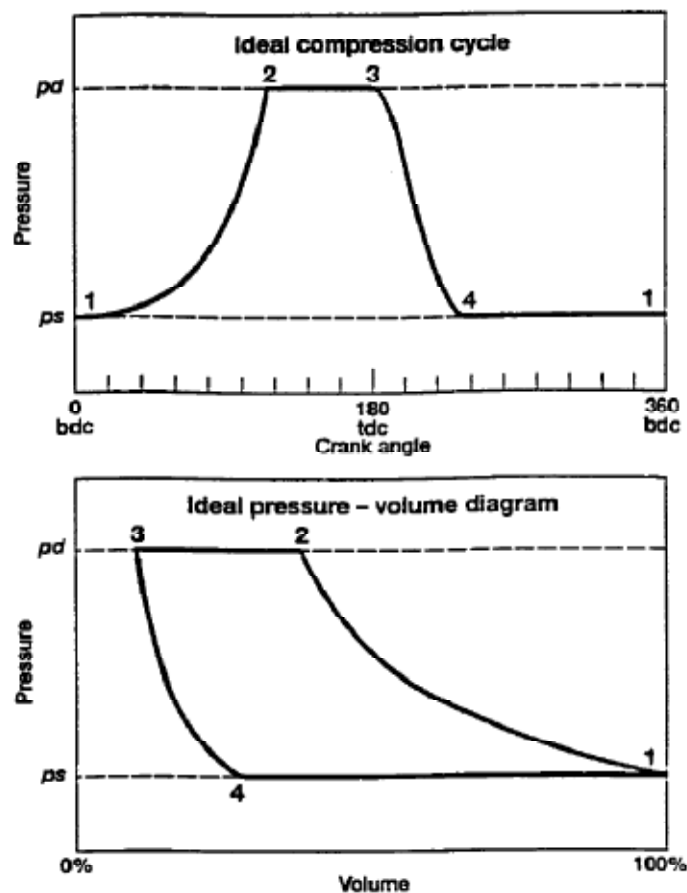
³ Clearance



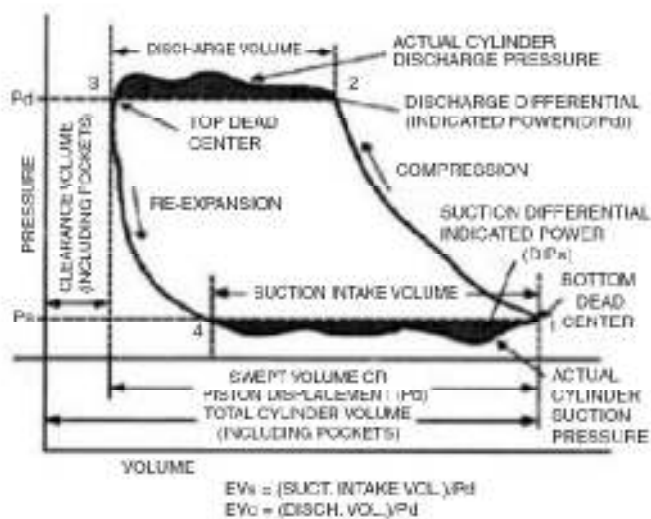
شکل ۱-۲. شماتیک عملکردی دستگاه ایندیکیتور [۴]. ۱) سیلندر کمپرسور، ۲) پیستون کمپرسور، ۳) مکانیسم تصحیح گر، ۴) سیلندر مشخصه یاب، ۵) صفحه مشخصه یاب، ۶) چرخ دنده کاهشی (۷) موتور مشخصه یاب (۸) تسمه (۹) قلم



شکل ۲-۲. ساختار دستگاه ایندیکیتور [۴]. ۱) صفحه مشخصه یاب، ۲) مکانیسم تصحیح گر، ۳) فنر، ۴) فنرهای نگهدارنده صفحه، ۵) سیلندر، ۶) پیستون، ۷) تکیه گاه، ۸) محدود کننده طول سیلندر (برای کالیبراسیون)، ۹) اتصالات مهره ای، ۱۰) لوله مخروطی شکل برای اتصال به سوپاپ کمپرسور، ۱۱) تسمه اتصال به میل لنگ



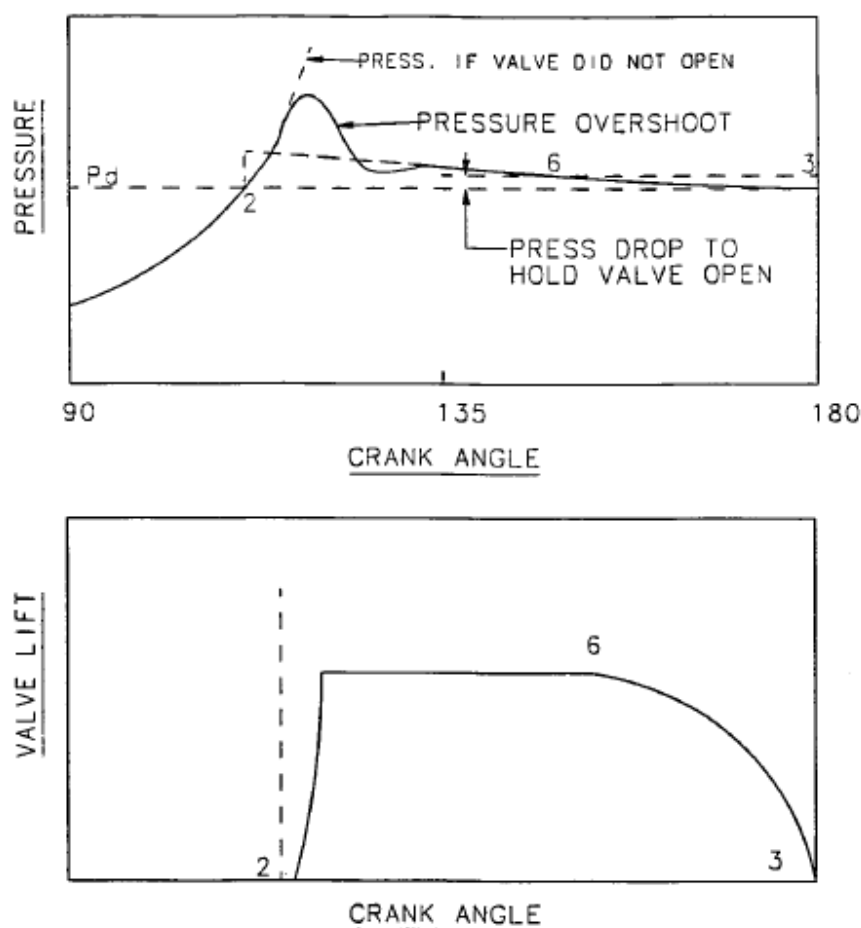
شکل ۲-۳. چرخه تراکم در یک کمپرسور رفت و برگشتی، بالا) نمودار زاویه شافت- فشار، پایین) نمودار حجم- فشار [۵]



شکل ۲-۴. عملکرد شبه ایده آل [۵]

۳-۲-۲. کاهش راندمان به واسطه عملکرد نامناسب در سوپاپهای خروجی

سوپاپ ها ممکن است به خاطر وجود قطرات مایع (بخصوص روغن) درون گاز کثیف شده باشند. ذرات روغن باعث چسبندگی سوپاپ به دهانه شده و باعث می شود که سوپاپ در زمان باز شدن عمل نکرده و نیاز به نیروی بیشتری (اختلاف فشار بیشتر) برای باز شدن داشته باشد. این پدیده برای سوپاپ های با فنرهای بیش از حد محکم نیز اتفاق می افتد هر چند که رفتار آن با آنچه به واسطه کثیف بودن سوپاپ است، متفاوت است. در شکل ۲-۵ این پدیده نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می شود نقطه ۲، زمان مناسب برای باز شدن سوپاپ خروجی بوده است، اما به دلایل گفته شده (چسبندگی و یا سفت بودن فنر)، سوپاپ عمل نکرده (شکل پایین) و باعث افزایش فشار درون سیلندر شده است و به این ترتیب اعوجاجی در نمودار فشار بوجود آمده است. مسلماً این افزایش فشار، افزایش کار مورد نیاز و در نتیجه کاهش راندمان را در پی خواهد داشت.



شکل ۲-۵. باز شدن دیر هنگام سوپاپ خروجی [۵]

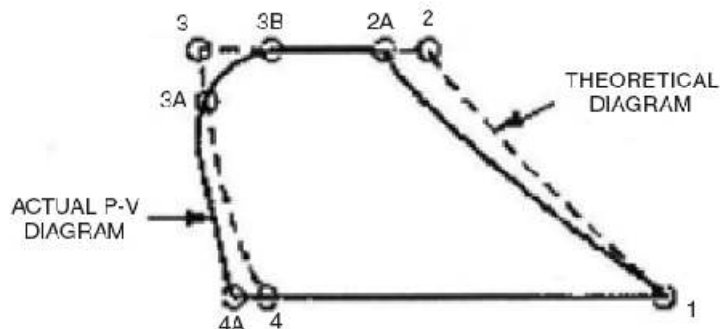
۴-۲-۲. کاهش راندمان به واسطه نشتی سوپاپها

کاهش راندمان کمپرسور به واسطه نشتی از سوپاپها بیشتر از کاهش راندمان بواسطه عملکرد نامناسب سوپاپها در باز شدن است. در شکل ۶-۲ نمودار مشخصه (PV) برای یک سیکل کمپرسور با نشتی سوپاپ ورودی آمده است (1-2A-3B-4A-1). این سیکل با سیکل ایده آل (1-2-3-4) مقایسه شده است. لازم به ذکر است که نشتی مورد نظر در این بحث مربوط می شود به شکستگی و یا خوردگی سوپاپ و یا هر عامل دیگری (از جمله شل شدگی فنر سوپاپ) که باعث شود سوپاپ به طور کامل بسته نشود.

همانطور که ملاحظه می شود در مرحله 1-2، به خاطر نشتی سوپاپ، گاز از سیلندر خارج شده و نقطه ۲ به عقب رانده شده است (2A). این به معنای کاهش فشار سیلندر و یا افزایش نیروی مورد نیاز برای تراکم به منظور رسیدن به فشار مطلوب می باشد (کاهش راندمان حجمی).

در مرحله خروج گاز (2-3) گاز هم از سوپاپ خروجی خارج شده و هم از سوپاپ ورودی (نشتی). به همین دلیل سوپاپ خروجی در نقطه (3B) زودتر از زمان مقرر (3) بسته می شود هرچند که پیستون همچنان به جلو پیش می رود. چنانچه نشتی زیاد باشد ممکن است نقاط 2A و 3B به هم رسیده و یا حتی فشار سیلندر هرگز به فشار P_d نرسد.

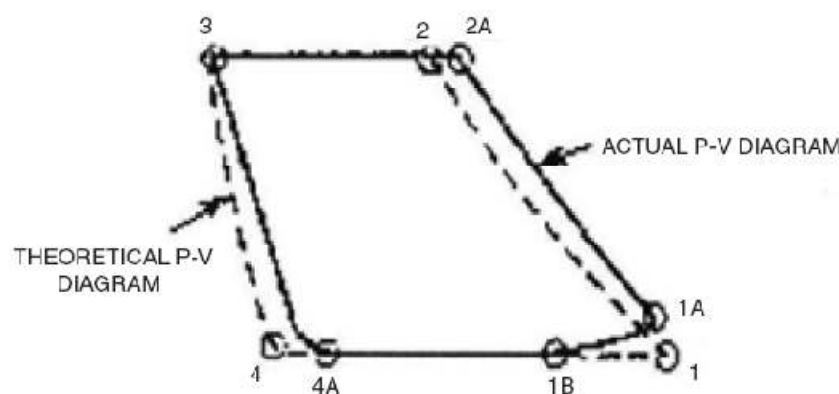
هرچند سوپاپ خروجی در نقطه 3B بسته شده است، اما پیستون همچنان به جلو پیش می رود و گاز همچنان از سوپاپ ورودی نشت می کند تا آنکه پیستون به TDC رسیده و فشار در این زمان 3A است. کاهش فشار سیلندر بواسطه نشتی باعث زودتر باز شدن سوپاپ ورودی در نقطه 4A می شود.



شکل ۶-۲. نشتی سوپاپ ورودی [۵]

هرچند که ظاهراً نمودار PV واقعی ارائه شده در شکل ۶-۲ کوچکتر از نمودار PV ایده آل است و در نتیجه کار مورد نیاز کمتر است، اما باید توجه داشت که دبی حجمی خروجی کاهش یافته و در نتیجه برای جبران این کسری نیاز به تعداد سیکلهای بیشتر و در نتیجه افزایش توان کمپرسور است. در این مورد دمای گاز ورودی افزایش یافته و توان اندازه گیری شده کمتر از حالت نرمال است.

چنانچه سوپاپ خروجی نشتی داشته باشد، گاز فشرده شده با فشار بالا وارد سیلندر شده و در نتیجه فشار سیلندر افزایش می یابد. به این ترتیب همانطور که در شکل ۷-۲ نشان داده شده است، سوپاپ ورودی دیرتر باز شده (نقطه 4A) و زودتر بسته می شود (نقطه 1B). با این حال پیستون همچنان در حال عقب رفتن است (انبساط 1A-1B) اما فشار افزایش می یابد. از سوی دیگر سیلندر زودتر به فشار P_d رسیده و سوپاپ خروجی زودتر باز می شود. به این ترتیب گاز ورودی به سیلندر از سوپاپ ورودی کاهش یافته و راندمان حجمی افت می کند. در این حال چنانچه نشتی سوپاپ زیاد باشد، ممکن است فشار سیلندر به فشار مکش (P_s) نرسیده و سوپاپ ورودی باز نشود. در این مورد دمای گاز خروجی افزایش یافته و توان اندازه گیری شده کمتر از حالت نرمال است.



شکل ۷-۲. نشتی سوپاپ خروجی [۵]

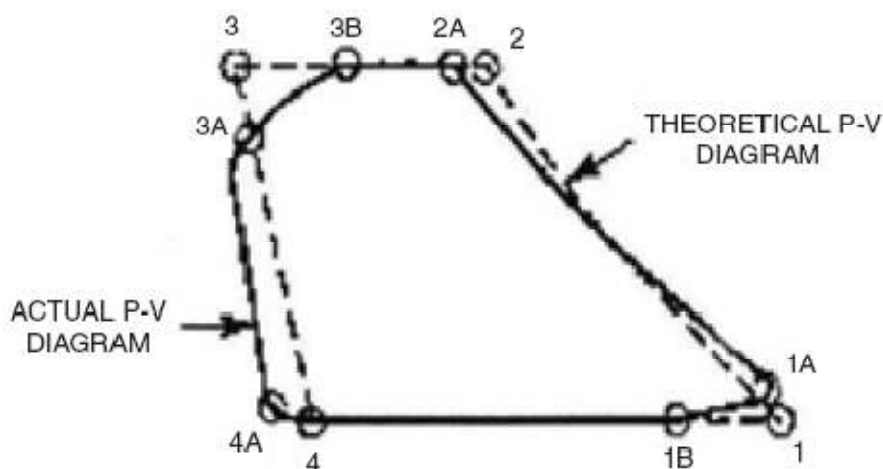
۵-۲-۲. کاهش راندمان به واسطه نشتی از رینگ پیستون

به منظور جبران لقی پیستون معمولاً رینگهایی^۱ از جنس لاستیک و یا فلز (نرمتر از جنس سیلندر) استفاده می شود. این رینگ ها بر اثر حرکت رفت و برگشتی پیستون آسیب دیده و دچار خوردگی، شکستگی و یا پارگی می شوند. همچنین ممکن است خراشهایی بر سطح سیلندر وارد آورند. به این ترتیب گاز درون سیلندر در محفظه تراکم^۲ (HE) ممکن است به محفظه پشت سر که در حال انبساط^۳ (CE) است نشت کرده و در نتیجه راندمان کاهش پیدا کند. تأثیر این پدیده بر نمودار PV، برابندی از نشتی از سوپاپ ورودی و سوپاپ خروجی است (شکل ۸-۲).

^۱ O-rings

^۲ Head End

^۳ Crank End



شکل ۲-۸. نشتی از اطراف پیستون [۵]

۲-۲-۶. عوامل دیگر

مهمترین عوامل کاهش راندمان یک کمپرسور ذکر شد. از عوامل دیگری که می تواند به کاهش عملکرد کمپرسور منجر شود می توان به موارد زیر اشاره کرد:

- اتلافات مربوط به افت فشار ناشی از عبور گاز در مسیرهای ورودی به کمپرسور و خروجی از آن
- اتلافات مربوط به سفتی فنر^۱ سوپاپهای ورودی و یا خروجی

به طور کلی باید توجه داشت که هرگونه افزایش فشار سیلندر بیش از فشار P_d و هرگونه کاهش فشار سیلندر کمتر از فشار P_s به معنای کاهش راندمان کمپرسور است و چنانچه این افزایش و یا کاهش بیش از ۵٪ باشد، بازرسی دقیق کمپرسور به منظور تعیین محل دقیق عیب لازم است. لازم به ذکر است که این تست باید در زمان تعمیرات دستگاه انجام شود.

۲-۲-۷. ارائه راهکارهای کاهش مصرف پیشگیرانه کم هزینه

برنامه منظم بازرسی، تعمیرات و نگهداری تجهیزات بهترین راه برای جلوگیری از معیوب شدن تجهیز و در نتیجه کاهش احتمال افت راندمان خواهد بود. معمولاً به همراه هر تجهیز اطلاعات و برنامه های منظم برای نحوه بازرسی و تعمیر هر تجهیز توسط سازنده ارائه می شود.

نقاط عمومی برای بازرسی در یک کمپرسور را می توان به صورت زیر خلاصه کرد [۷]:

پکیج کمپرسور شامل کمپرسور، ژاکتهای حرارتی، پمپ آب، روغن، فیلترهای روغن، جداکننده روغن/گاز، پمپ

روغن؛

^۱ Spring's stiffness

محرك كمپرسور شامل موتور و سيستم انتقال (پولی و تسمه پروانه / جعبه دنده / کوپلینگ)؛

تجهيزات بهبود كيفيت گاز شامل فیلترها، تله های^۱ مایع؛

نشتی ها

۲-۲-۸. برنامه بازرسی برای کمپرسورهای رفت و برگشتی

معمولاً برنامه منظمی از سوی سازنده برای بازرسی و حفظ کیفیت تجهیزات ارائه میشود. این برنامه در بازه های زمانی مختلف بایستی اجرا شود.

به عنوان مثال برای کمپرسورهای رفت و برگشتی و دو طرفه برنامه های زیر پیشنهاد می شود [۶]:

• بازرسی های ۸ ساعته (روزانه)

- ✓ سطح و دبی روغن
- ✓ سطح مایع در فیلتر روغن
- ✓ بست ها و اتصالات مربوط به لوله ها
- ✓ صدا و لرزش
- ✓ دمای آب خنک کن و دبی آن
- ✓ دما و فشار آب اینترکولر
- ✓ فشار ورودی و خروجی گاز
- ✓ فشار روغن (بین ۱۸ تا ۲۰ psig)
- ✓ نشتی روغن

• بازرسی های ۴۰ ساعته (هفته ای)

- ✓ شیرهای اطمینان
- ✓ تمیزی سطوح ژاکت سرمایش و کولرهای میانی
- ✓ نشتی گاز از کمپرسور
- ✓ نشتی گاز از سیستم توزیع
- ✓ تمیزی روغن و نیاز به تعویض آن
- ✓ فیلتر گاز

• بازرسی های ۱۶۰ ساعته (ماهانه)

- ✓ نشتی پکینگ اطراف میل پیستون
- ✓ سطح و تمیزی روغن کارتر^۲

^۱ Liquid traps

^۲ Crankcase

✓ کشش تسمه پروانه

• بازرسی های ۵۰۰ ساعته (سه ماهه)

✓ تعویض روغن

✓ افت فشار فیلتر روغن

✓ لقی پولی، لقی کوپلینگ ها

• بازرسی های ۱۰۰۰ ساعته (شش ماهه)

✓ تعویض روغن (چنانچه از روغن های خاص استفاده شود به طوری که زمان تعویض ۶ ماهه و یا ۱۰۰۰ ساعته داشته باشند)

✓ خوردگی و یا سایش و اشتر اطراف پیستون (به خصوص در کمپرسورهای بدون روغن)^۱

✓ تمیزی سوپاپها و عدم چسبندگی آنها

• بازرسی های ۲۰۰۰ ساعته (سالانه)

✓ نشتی و سفتی فنر سوپاپها، نشتی رینگ پیستون

✓ تمیزکاری کارتر و تعویض روغن آن

✓ لقی اتصالات کمپرسور و فونداسیون آن

✓ نقاط اتصالات در استارتر موتور

با این حال باید توجه داشت که بهترین برنامه عملیاتی توسط سازنده ارائه می شود و چک کردن پارامترهای بازرسی با اطلاعات طراحی، بهترین راهکار برای کاهش مصرف انرژی در تجهیزات است.

۲-۳. برنامه بازرسی، تعمیرات و نگهداری در کمپرسورهای سانتریفیوژ

کمپرسورهای سانتریفیوژ با گردش پروانه کمپرسور، سیال را به درون محفظه کشیده و در اثر حرکت چرخشی پروانه، نیروی گریز از مرکز شدیدی را در سیال (در یک محفظه مدور) ایجاد می کند. به این ترتیب سیال در برخورد با محفظه تحت فشار قرار می گیرد. کمپرسورهای سانتریفیوژ با افزایش دور پروانه انرژی جنبشی گاز را زیاد کرده و این میزان انرژی، فشار را در خروجی دیفیوزر بالا می برد. در کمپرسورهای سانتریفیوژ جهت جریان عمود بر محور گردنده می باشد این مدل از کمپرسورها برای فشرده سازی حجم زیادی از گاز در یک فشار پایین به کار می روند زیرا نیروی فشاری ایجاد شده توسط پروانه ها کوچک است. این کمپرسورها به دلیل طراحی ساده و قطعات متحرک محدود و نگه داری آسان و کم هزینه، مطلوب می باشند.

^۱ Oil free

۲-۳-۱. بخشهای مهم کمپرسورهای سانتریفوژ

در این قسمت بخشهای مختلف این کمپرسورها که ضمن تعمیر و نگهداری، باید به آن توجه ویژه معطوف گردد، مورد بررسی قرار می گیرد.

✓ محفظه کمپرسور

مهمترین بخشهای محفظه کمپرسور که نگهداری آن اهمیت دارد، عبارتند از: کمپرسور، سطوح مبدل‌های حرارتی، جدا کننده های هوا-روغن، روان ساز (روغن)، فیلتر روغن و فیلتر هوای ورودی. لازم است کمپرسور و سطوح خنک کنهای میانی تمیز و بدون رسوب نگه داشته شود. کثیف شدن کمپرسور و سطوح تبادل حرارت مبدل، باعث افت راندمان کمپرسور می شود. فن‌ها و پمپهای آب نیز باید بررسی شوند تا اطمینان از کارایی بهینه آنها فراهم شود. تعویض روغن و فیلتر روغن کمپرسور باید با توجه به دوره پیشنهادی سازنده، صورت گیرد. روغن ممکن است به مرور زمان خواص خود را از دست بدهد و بدین صورت باعث افت راندمان تجهیز و سیستم گردد. لوله ها و فیلترهای ورودی نیز باید تمیز نگه داشته شوند. بعلاوه فیلترهای ورودی باید حداقل طبق دستورالعمل سازندگان و البته با توجه به آلاینده های مختلف موجود در هوا، تعویض شوند.

✓ درایو کمپرسور

اگر موتور الکتریکی کمپرسور به خوبی نگهداری نشود، نه تنها مصرف انرژی افزایش می یابد بلکه عمر موتور نیز کاهش می یابد. مهمترین پارامترهای مرتبط با نگهداری موتور عبارتند از روغنکاری و تمیز کردن موتور.

روغنکاری موتور: موتور باید در بازه زمانی مناسب، (مطابق با نظر سازندگان، که بسته به ساعتهای عملیاتی سالیانه و سرعت موتور، بین ۲ تا ۱۸ ماه تغییر می کند)، روغنکاری شود. روغنکاری بیشتر یا کمتر از حد مورد نیاز موتورها باعث تخریب زود هنگام موتور می شود. برای موتورهای دارای تجهیز گریس کاری یاطاقانها، نخستین مرحله روغنکاری، تمیز کردن تجهیز گریس کاری و خارج کردن درپوش درین است. گریس تمیز با کیفیت بالا باید مورد استفاده قرار گیرد و موتور باید از یک ساعت قبل از اینکه درپوش درین در جای خود قرار گیرد، شروع به کار کند تا ضمن خروج گریس اضافی از موتور، از تخریب تجهیز به وسیله قطرات گریس جلوگیری شود. بعلاوه گریس مورد استفاده باید حتماً از جنس همان گریس موجود در یاطاقان باشد و لازم است از مخلوط شدن انواع گریس جداً خودداری شود.

تمیز کاری موتور: از آنجا که لازم است حرارت از موتور خارج شود، باید تمام مسیرهای هوا تمیز و عاری از هرگونه مانع، نگهداری شود. خنک کاری ضعیف موتور باعث افزایش دمای موتور و لذا کاهش عمر موتور و افزایش مصرف انرژی می شود.

تسمه درایو موتور نیز، نیاز به نگهداری دوره ای دارد. تسمه های محکم باعث سایش یاطاقان و تسمه های سست باعث لغزش یاطاقان و اتلاف انرژی می شود. بعنوان یک قاعده کلی تنظیم تسمه ها در هر بازه زمانی عملیاتی ۴۰۰

ساعته باید مورد توجه قرار گیرد.

سایر تجهیزات

فیلترهای ورود هوا به کمپرسور، باید تمیز نگه داشته شوند. وجود گرفتگی در فیلترها علاوه بر ایجاد افت فشار و در نتیجه اتلاف انرژی از طریق کاهش کیفیت و دبی هوای ورودی باعث ایجاد رسوب و به تبع آن کاهش کارایی سایر تجهیزات می شود. علاوه بر فیلترهای هوای ورودی، خشک کنها، خنک کنهای میانی^۱، خنک کنهای نهایی^۲ و تجهیزات تفکیک هوا باید بر اساس دستورالعمل سازندگان تمیز و نگهداری شوند.

تله های حذف رطوبت که در بخشهای مختلف سیستم هوا نصب می شوند، باید به صورت دوره ای بازرسی گردند. این تله های بخار هنگام عبور هوا بسته است و در صورت حضور کندانس برای خروج کندانس باز می شود. در صورتیکه باز و بسته شدن این تله ها با اشکال مواجه شود، عملکرد آنها مختل می شود. اگر تله های حذف رطوبت در موقعیت باز تخریب شده باشد (بسته شدن آن با اشکال مواجه باشد)، باز بودن آن منجر به اتلاف هوای فشرده و لذا اتلاف انرژی می شود. تله هایی که در موقعیت بسته تخریب شده باشد نیز باعث عدم خروج کندانس از سیستم و تخریب تجهیزات پایین دستی می شود.

۴-۲. برنامه بازرسی در کمپرسورهای سانتریفیوژ

اقدامات روزانه:

- ✓ ثبت دما و فشار هوا در ورودی و خروجی و مراحل میانی کمپرسورها
- ✓ ثبت دما و فشار ورودی و خروجی آب خنک کن
- ✓ ثبت دما و فشار روغن
- ✓ ثبت میزان ارتعاشات
- ✓ چک کردن عملکرد مناسب تله های آب زیرکش
- ✓ چک کردن وضعیت هوا، آب و روغن
- ✓ چک کردن سطح مخزن روغن و در صورت لزوم تنظیم آن
- ✓ چک کردن الکتروموتور جهت کارکرد مناسب و ثبت شدت جریان آن

اقدامات سه ماهه:

- ✓ چک کردن افت فشار فیلتر روغن و در صورت لزوم تعمیر آن

^۱ . Intercoolers

^۲ . Aftercoolers

- ✓ چک کردن سیستم هواگیری مخزن روغن و در صورت لزوم تعمیر آن
- ✓ چک کردن عملکرد سیستم کنترل دبی
- ✓ چک کردن عملکرد سیستم کنترل نوسان شدید (Anti Surge)
- ✓ چک کردن شدت جریان موتور در حالت کارکرد در بار کامل
- ✓ چک کردن صافیها و تله ها و در صورت لزوم تعویض آنها

اقدامات شش ماهه:

- ✓ چک کردن فیلتر هوای ورودی و در صورت لزوم تعویض آن
- ✓ نمونه برداری از روغن جهت آنالیز و در صورت لزوم تعویض آن

اقدامات سالیانه:

- ✓ بازرسی از خنک کنهای میانی^۱، خنک کن نهایی^۲ و خنک کن روغن
- ✓ بازرسی الکتروموتور از لحاظ محکم بودن پیچها، سالم بودن کابلها و جرم گرفتگیها
- ✓ بازرسی کوپلینگ موتور و کمپرسور از لحاظ تراز بودن^۳
- ✓ بازرسی جعبه دنده از لحاظ محکم بودن پیچها، لرزش و صدای غیر عادی
- ✓ چک کردن پره ها و دیفیوزرها از لحاظ سائیدگی، خوردگی و شکستگی
- ✓ چک کردن عملکرد صحیح و مناسب سیستم کنترل
- ✓ چک کردن عملکرد مناسب والوهای کنترلی
- ✓ چک کردن عملکرد صحیح کل تجهیزات حفاظتی

^۱ . Intercooler

^۲ . Aftercooler

^۳ . Alignment

فصل سوم

ارائه راهکارهای کم هزینه جهت بهینه سازی

سیستم تولید و توزیع گازهای صنعتی

از آنجا که معمولاً عملکرد و راندمان کمپرسورها تحت تأثیر وضعیت شبکه توزیع گازهای صنعتی است، در ادامه گزارش راهکارهای بهینه سازی مصرف انرژی در شبکه هوای فشرده و کمپرسورها ارائه می شود.

۱-۳. ارزیابی سیستم هوای فشرده و شرایط کاری کمپرسور

به طور کلی در ارزیابی دقیق سیستم هوای فشرده با هدف کاهش هزینه‌های عمر مفید سیستم، بایستی موارد زیر را بررسی نمود:

- ❖ کلیه هزینه‌های مربوطه شامل هزینه اولیه، هزینه انرژی مصرفی و هزینه تعمیرات و نگهداری مدنظر قرار گیرد.
- ❖ با در نظر گرفتن هزینه‌های عملکرد سیستم هوای فشرده و همچنین هزینه‌های تهیه و تدارک آنها، هزینه‌های کلی بهینه گردد.
- ❖ مدت زمان کار هر کمپرسور در نقطه کار یا نقاط کار مختلف مدنظر قرار گیرد.
- ❖ تجهیزات لازم در یک سیستم هوای فشرده، مطابق با دستیابی به بهره‌وری بیشینه انتخاب گردند.
- ❖ کمپرسورها با توجه به نیاز خواسته شده انتخاب گردند.
- ❖ موتورهای با راندمان بالا مورد استفاده قرار گیرند.
- ❖ تجهیزاتی که توان لازم را انتقال می‌دهند با توجه به نیاز انتخاب شوند.
- ❖ کارایی سیستم مورد ارزیابی قرار گیرد.
- ❖ پارامترهای مورد نیاز، اندازه‌گیری و مونیتورینگ گردد تا بتوان بهره‌وری سیستم و کمپرسور را افزایش داد.
- ❖ انرژی‌های اتلافی را در نظر گرفته و تلفات ناشی از آنها را کاهش داد.
- ❖ تعمیرات پیشگیرانه به صورت بهینه انجام گردد.

شرایط کاری یک کمپرسور را می‌توان به راحتی ارزیابی نمود. جدول ۱-۳ خلاصه‌ای از اندازه‌گیری‌های لازم برای انواع مختلف کمپرسورها را ارائه می‌دهد.

جدول ۳-۱. ارزیابی شرایط کار کمپرسورها

نوع کمپرسور	اندازه گیری ها	نماد
تمام انواع	دمای هوای تخلیه شده از خنک ساز ثانویه و با دمای آب خنک کننده در ماشین های خنک شونده با آب، اختلاف فشار در فیلتر ورودی	اختلاف بیش از 15°C نشان دهنده کثیف شدن سطوح خنک سازی می باشد که باعث کاهش شدید بازده می گردد. مقادیر خارج از مشخصات ارائه شده توسط سازنده نشان دهنده کثیف شدن فیلتر ورودی و در نتیجه کاهش بازده می باشد
پیستونی دو حالت، روتور دندانه دار و یا نوع اسکرو	فشار خنک ساز داخلی	نتایج خارج از مقادیر مشخص شده در راهنمای سرویس دستگاه، نشان دهنده وجود مشکل می باشد
پره ای یا اسکرو با تزریق روغن	اختلاف بین فشار خروجی کمپرسور و فشار تحویلی واقعی	اختلاف فشار بیش از 0.3 bar نشان دهنده وجود مشکل در جدا کننده روغن و در نتیجه افت بازده می باشد
سانتریفوژ (گریز از مرکز)	فشار و دمای بین مراحل مختلف (در سیستم های چند مرحله ای) میزان لرزش چرخ دنده ها و اختلاف فشار هوای ورودی	مقادیر خارج از مشخصات ارائه شده توسط سازنده، نشان دهنده وجود مشکل می باشد در این حالت ماشین در شرایط کاری بهینه نمی باشد

۳-۲. عوامل پایین آورنده بازده سیستم هوای فشرده

معمولاً هوای فشرده در یک سیستم مرکزی تولید شده و برای کاربردهای مختلف، به مکان های مورد نیاز انتقال می یابد. به طور معمول یک سیستم هوای فشرده شامل کمپرسور، منبع ذخیره، فیلتر، خشک کن، سیستم انتقال و توزیع هوای فشرده، تنظیم کننده های فشار و مصرف کننده ها می باشد. بنابراین بررسی و بهبود عملکرد سیستم های هوای فشرده نیاز به داشتن تحلیل در مورد تجهیزات و کل سیستم دارد. قدم اول جهت بررسی سیستم و کاهش هزینه های انرژی، شناخت عوامل کاهنده بازده سیستم هوای فشرده می باشد. در این بخش عوامل مؤثر در کاهش راندمان سیستم هوای فشرده مورد بحث قرار خواهند گرفت.

۳-۲-۱. نشتی هوا

سیستم توزیع، نقش بسیار مهمی در میزان راندمان سیستم هوای فشرده دارد. نشت هوا از اتصالات و لوله ها، باعث بیشترین تلفات انرژی در سیستم هوای فشرده می شود. به طوری که یک سیستم هوای فشرده، با میزان نشتی بیش از ۲۵ درصد تقاضا، یک سیستم غیرمعمول است و احتیاج به تعمیر دارد. به طور معمول، نشتی هوا به مقدار کمی در

سیستم هوای فشرده وجود دارد. مقدار نشتی کمتر از ۱۰ درصد تقاضا، مقدار معقول و خوبی است؛ ولی در مقادیر بیش از این، بهتر است که لوله کشی، بازبینی و تعمیر شود.

مهمترین منبع نشت هوای فشرده، خروجی مصرف کننده‌هایی است که از آنها استفاده نمی‌شود، ولی شیر آنها باز است. نحوه جلوگیری از اینگونه نشت‌ها نیز بسیار ساده است. نشتی هوا در خطوط لوله، بیشتر در اتصالات دیده می‌شود که می‌توان با شناسایی محل نشتی، درصد رفع آن برآمد. اولین مرحله در تعمیر نشتی‌ها، تعیین میزان نشتی هوا است. به منظور برآوردی از میزان اتلاف شبکه لازم است که کنتورهایی در موقعیت مصرف کننده‌ها قرار گیرد. معمولاً با توجه به هزینه بر بودن این تجهیزات، در مرحله طراحی و بهره برداری به حضور بارومتر در محل مصرف کننده اکتفا می‌شود.

۳-۳. روش محاسبه میزان نشتی سیستم:

روش‌های مختلفی برای اندازه‌گیری میزان نشتی هوا وجود دارد؛ ولی یک راه عملی، ارزان و ساده استفاده از زمان کارکرد و استراحت کمپرسور است. این روش اندازه‌گیری به این صورت است که هنگامی که مصرف سیستم صفر است (در هنگام تعطیلی و یا تعویض شیفت کاری) سیستم هوای فشرده را راه‌اندازی می‌کنند و بلافاصله بعد از خاموش شدن کمپرسور (یا رفتن به حالت بی‌باری) اندازه‌گیری زمان را شروع می‌کنند. سپس بلافاصله بعد از اینکه کمپرسور شروع به کار کرد (یا رفتن به حالت بار Load)، زمان را می‌خوانند. زمان خاموش بودن کمپرسور (OFF Time) و همچنین زمان روشن ماندن را در دوره بعد، اندازه می‌گیرند (ON Time). پس از آن، با توجه به کاتالوگ کارخانه سازنده کمپرسور، مقدار ظرفیت کمپرسور (Q Comp) را پیدا کرده و از فرمول زیر میزان نشتی هوا (Q Leak) را در کل سیستم محاسبه می‌کنند:

$$\text{درصد نشتی سیستم} = \frac{ON_{time}}{OFF_{time} + ON_{time}} \times 100$$

$$Q_{Leak} = Q_{Con}$$

در صورت داشتن حجم تخمینی از کل سیستم هوای فشرده میزان نشتی سیستم از رابطه زیر تعیین می‌گردد.

$$\frac{V \times (P_1 - P_2)}{14.7 \times T} \times 1.25$$

میزان نشتی سیستم برحسب (cfm)

که در آن:

V = حجم کل سیستم هوای فشرده برحسب فوت مکعب

P_1 = فشار نرمال کاری سیستم برحسب (psig)

P_2 = پایین ترین فشار کاری سیستم بر حسب (psig)

T = مدت زمان رسیدن فشار از P_1 به P_2

۳-۳-۱. گرفتگی فیلترهای هوا

کثیف شدن و گرفتگی فیلترهای هوا باعث افزایش افت فشار در دو طرف فیلتر شده و در بین مسیر نیز باعث افزایش افت فشار در سیستم می شود. گرفتگی فیلترهای هوا، در دو نقطه اثر منفی دارند. هنگامی که فیلترهای هوای ورودی (قبل از کمپرسور)، کثیف شوند، باعث کاهش فشار هوای ورودی و در نتیجه علاوه بر افت فشار، باعث کاهش دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور می شوند و از هر دو نظر بر راندمان سیستم تأثیر دارند. بررسی های انجام شده بر روی تأثیر افت فشار ناشی از مسدود بودن فیلترها بر راندمان موتورهای الکتریکی نشان داده است که هر ۲۰۰ میلی بار افت فشار ناشی از مسدود بودن فیلترها منجر به کاهش حدود ۱/۶٪ در کارایی کمپرسور می شود. در جدول ۳-۲ نمونه ای از تأثیر افت فشار در فیلتر هوای ورودی بر میزان مصرف انرژی موتور کمپرسور نشان داده شده است.

جدول ۳-۲. نمونه ای از تأثیر افت فشار در فیلتر هوای ورودی بر میزان مصرف انرژی موتور کمپرسور

افت فشار در فیلتر هوای ورودی	افزایش مصرف انرژی در موتور
mbar	%
۰	۰
۲۰۰	۱/۶
۴۰۰	۳/۲
۶۰۰	۴/۷
۸۰۰	۷/۰

برای جلوگیری از گرفتگی فیلترها بهتر است که فیلترها به طور مابیان بازبینی و در صورت نیاز تمیز شوند. علاوه بر آن می توان در تمام فیلترها، از فشارسنج تفاضلی استفاده کرد تا در صورت افزایش افت فشار در فیلتر، گرفتگی آن مشخص شود.

۳-۳-۲. کار نکردن در نقطه طراحی

این کاهش بازده، به علت عدم تخمین صحیح در میزان نیاز هوای فشرده اتفاق می افتد. به دلیل کاهش مصرف، کمپرسور و الکتروموتور متصل به آن در حالت نیمه بار (part Load) و خارج از نقطه طراحی کار می کنند.

بهتر است اکثر کمپرسورها در حالت تمام بار و در نقطه طراحی کار کنند. این کار دو ویژگی دارد؛ اول اینکه راندمان کمپرسور و الکتروموتور در نقطه طراحی، ماکزیمم است و دوم آنکه از انتخاب کمپرسور و الکتروموتور بزرگتر اجتناب می شود و هزینه اولیه سیستم کاهش می یابد. به همین منظور برای اینکه سیستم هوای فشرده در لحظات پرمصرف (پیک مصرف هوای فشرده) بتواند مقدار هوای مورد نیاز را تأمین کند، می توان از کمپرسورهای یدک استفاده کرد که فقط در لحظات پرمصرف، وارد مدار شوند.

۳-۳-۳. بالا بردن فشار هوای فشرده به مقدار بیش از حد نیاز

برخی از دستگاههای پنیوماتیکی وجود دارند که از هوایی با فشار کمتر از فشار سیستم، استفاده می کنند. در این حال، استفاده از هوای با فشار بیشتر، باعث کاهش راندمان می شود. در این گونه موارد بهتر است در صورت امکان، هوا را در دو مرحله فشرده ساخت و نگهداری کرد.

۳-۳-۴. افت فشار بیش از حد لوله ها

این کاهش بازده، به دلیل طراحی غلط در سیستم لوله کشی اتفاق می افتد. طراحی سیستم توزیع هوای فشرده باید به گونه ای باشد که افت فشار سیال در هنگام انتقال به حداقل برسد برای رسیدن به این مقصود باید چند نکته زیر رعایت شود:

- ۱) اندازه لوله ها باید طوری باشد که افت فشار زیاد در مسیر ایجاد نکند. (قطر لوله ها به اندازه کافی بزرگ انتخاب شوند)
- ۲) در طراحی مسیر لوله کشی باید افزایش ظرفیت مصرف در آینده، در نظر گرفته شود.
- ۳) تا حد امکان از سیستم لوله کشی حلقوی استفاده شود. این کار باعث می شود که در نقاط انتهایی مسیر، افت فشار زیادی ایجاد نشود.
- ۴) خروجی های لوله اصلی، تا جای ممکن به محل مصرف نزدیک باشند. این کار باعث کوتاه تر شدن شیلنگ ها می شود.
- ۵) همه لوله ها به سمتی که تله رطوبتی نصب شده، شیب داشته باشند تا رطوبت احتمالی کندانس شده، در لوله محبوس نشود و منجر به خوردگی نشود.
- ۶) در صورت وجود فاصله زیاد بین مصرف کننده و کمپرسور، برای جبران افت فشار، از یک منبع ذخیره در نزدیکی مصرف کننده استفاده شود.

در جدول ۳-۳ نمونه ای از مقدار افت فشار در لوله، برای جریان $170 \text{ m}^3/\text{hr}$ و سایزهای مختلف لوله آمده است. می توان مشاهده کرد که افت فشار و اتلاف انرژی ناشی از آن، در صورت انتخاب نامناسب سایز لوله انتقال هوا چه مقدار خواهد شد.

جدول ۳-۳. نمونه‌ای از اتلاف انرژی ناشی از قطر کم لوله، برای جریان ۱۷۰ مترمکعب بر ساعت (۱۰۰ cfm)

اتلاف انرژی معادل	افت فشار در ۱۰۰ متر	قطر داخلی لوله
<i>kW</i>	<i>bar</i>	<i>mm</i>
۹/۵	۱/۸۰	۴۰
۳/۴	۰/۶۵	۵۰
۱/۲	۰/۲۲	۶۵
۰/۲	۰/۰۴	۸۰
۰/۱	۰/۰۲	۱۰۰

۳-۴. فرصتهای صرفه جویی در سیستم هوای فشرده

۳-۴-۱. انتخاب صحیح کمپرسور با توجه به نیاز سیستم

بررسی‌های آماری نشان می‌دهند در مجموع سهم هزینه‌های مختلف از هزینه‌های کلی یک کمپرسور عبارتند از:

- ❖ هزینه سرمایه‌گذاری اولیه کمپرسور ۱۵٪
- ❖ هزینه تعمیرات ۱۰٪
- ❖ هزینه انرژی ۷۵٪

همانگونه که پیشتر در بخش ۱-۲ توضیح داده شد، سهم هزینه‌های جاری (انرژی و تعمیرات) کمپرسورها بسیار بیشتر از هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه می‌باشند. در صورتیکه در هنگام انتخاب کمپرسور، هرگونه افزایش دیماندر زمانهای طولانی مدنظر قرار گیرد، هزینه‌های عملیاتی نیز هم چون هزینه‌های سرمایه‌گذاری افزایش خواهد داشت. بنابراین ساینز کمپرسورها باید با توجه به نیاز سیستم در کوتاه‌مدت انتخاب شوند تا بتوان هزینه‌های جاری را به حداقل مقدار رساند.

کمپرسورهای هوا به اشکال مختلفی وجود دارند که در حالت کلی انتخاب کمپرسور و سیستم تصفیه بعد از آن، به عواملی از جمله ظرفیت و فشار موردنیاز، سرمایه در دسترس و کیفیت هوای تحویلی موردنیاز بستگی دارد. در جدول ۳-۴ معیارهای عمومی انتخاب یک کمپرسور (شامل ظرفیت و فشار موردنیاز) آمده است.

جدول ۳-۴. معیارهای عمومی انتخاب کمپرسور

Typr of Compressor	Capacity (m^3/hr)		Pressure	
			bar	
	from	to	from	to
Roots power Compressor single stage	100	3000	0.1	1
Reciprocating				
Single/Two stage	100	12000	0.8	12
Multi stage	100	12000	12.0	700
Screw				
Single stage	100	2400	0.8	13
Two stage	100	2200	0.8	24
Centrifugal	600	30000	0.1	450

یکی دیگر از پارامترهای انتخاب مناسب کمپرسورها، سایز کمپرسور می باشد. تعیین اندازه صحیح کمپرسور، در مرحله طراحی یک سیستم هوای فشرده، نقش بسزایی در مصرف انرژی کمپرسورها دارد. اندازه کمپرسورها جهت تأمین تقاضا، بایستی حتی الامکان به اندازه مورد تقاضا نزدیک باشد. مراحل تعیین اندازه کمپرسور به شرح زیر است:

- ۱) یافتن مقدار دبی حجمی هوای مورد نیاز برای مجموع مصرف کننده های سیستم
- ۲) اضافه کردن ۱۰ درصد به دبی به دست آمده در مرحله اول به خاطر وجود نشتی ها
- ۳) تعیین تعداد، نوع و اندازه کمپرسور با توجه به کاتالوگ شرکت سازنده کمپرسور و دبی حجمی به دست آمده

در هنگام محاسبه دبی حجمی هوای فشرده باید به این نکته توجه داشت که میزان مصرف متوسط و ماکزیمم مصرف در سیستم هوای فشرده تعیین شود. ممکن است که تمامی مصرف کننده ها، به طور همزمان از هوای فشرده استفاده نکنند.

استفاده از هر نوع ماشین در زمانهای طولانی با بار کم به دلیل کاهش شدید بازده موتورهای الکتریکی در بارهای کم، اقتصادی نیست. در مورد موتورهای با بازده کم، قدرت بی باری می تواند از ۱۵ الی ۷۰ درصد قدرت بار نامی آنها باشد.

برای تأسیسات جدید با چند کمپرسور، بهتر است از یک مجموعه با اندازه های مختلف استفاده شود. به طوری که تقاضای مورد نیاز در شرایطی تأمین می شود که کمپرسورها نزدیک ظرفیت نامی خود کار کنند. البته ماشین های کوچکتر

هم باید بازدهی معادل واحدهای بزرگتر داشته باشند، در غیر این صورت هدف بهره‌وری مناسب به شکست خواهد انجامید.

۳-۴-۲. کاهش فشار تولیدی

بسیاری از سیستم‌ها در سطوح فشار بالاتر از نیاز نقاط مصرف کار می‌کنند. گاهی اوقات در ساعات غیر تولید، سیستم را جهت تأمین فشار قسمت‌های کنترل که معمولاً احتیاج به فشار پایین‌تری نسبت به تجهیزات تولید دارند، تحت فشار نگه می‌دارند.

هنگامی که نقاط مصرف در حداقل فشار قابل قبول هستند، تولید فشار بالاتر از مقدار موردنیاز معمولاً برای جبران افت فشار در سیستم‌های تصفیه هوا و یا قسمت‌های گلوگاهی ضروری است. اگر حالتی غیر از این دو حالت پیش آید، می‌بایست فشار تولیدی کمپرسور را به آرامی کاهش داد تا فشار بهره‌برداری به حداقل مقدار ممکن برسد. فشار تحویلی باید حدود ۰/۲ bar بیشتر از فشار مصرف باشد تا مسائل ایمنی هم رعایت گردد. بدین صورت کاهش فشار تولیدی، صرفه‌جویی نسبتاً زیادی را در پی خواهد داشت. برای نمونه در جدول ۳-۵ مثالی از میزان تأثیر کاهش فشار تولیدی کمپرسور بر میزان انرژی مصرفی موتور آن ارائه شده است.

جدول ۳-۵. مثالی از تأثیر کاهش فشار تولیدی بر میزان مصرف انرژی کمپرسور

صرفه‌جویی انرژی (%)			کاهش فشار	
دومرحله‌ای خنک‌شونده با هوا	دومرحله‌ای خنک‌شونده با آب	تک‌مرحله‌ای خنک‌شونده با آب	تا	از
			bar	bar
۲/۶	۴	۴	۶/۱	۶/۸
۶/۵	۱۱	۹	۵/۵	۶/۸

منافع دیگری نیز از کاهش فشار بدست می‌آید. از آنجا که مصرف اکثر دستگاههای مصرف‌کننده هوا همچون ابزارهای بادی، اسپری و برش‌های هوا متناسب با شدت فشار بهره‌برداری می‌باشد، در این صورت کاهش فشار تولید تا حداقل مقدار قابل قبول برای این دستگاهها، باعث صرفه‌جویی همزمان در هوا و انرژی خواهد گردید.

کاهش فشار تولیدی در طول ساعات غیر تولید احتیاج به یک سیستم کنترل اتوماتیک دارد که این موضوع هزینه‌هایی را تحمیل خواهد نمود، ولی این هزینه‌ها به سرعت جبران خواهد شد.

۳-۴-۳. خنک سازی هوا در ورودی

از طریق خنک سازی هوای ورودی توسط خنک سازها، منافع بسیاری در مصرف انرژی، کیفیت هوا و حجم هوای قابل تحویل حاصل می شود. خنک سازی اولیه مخصوصاً در دمنده های فشار پایین و کمپرسورهای تک مرحله ای بسیار باارزش است. این روش برای ماشین های گریز از مرکز توصیه نمی شود، زیرا حساسیت آنها نسبت به دمای هوای ورودی بسیار بالا می باشد و با وجود افزایش دبی با کاهش دمای ورودی، این کار باعث می شود که ماشین از نقطه کار طراحی دور شده و بازده آن کاهش یابد.

همانطور که گفته شد هوای ورودی باید از محیط های حتی المقدور خنک گرفته شود. با تغییر محل هوای ورودی از داخل اتاق کمپرسور به یک محل خنک در خارج اتاق کمپرسور (با یک کاهش دمای حدوداً ۶ درجه سانتیگراد) می توان افزایش فشاری معادل ۲ درصد در خروجی کمپرسور را بدست آورد. البته باید دقت کرد که هوا از یک محیط تمیز کشیده شود و مسیرهای بکار برده شده برای انتقال هوا محدودیتی را ایجاد ننماید.

عمل فشرده سازی هوای سرد و خشک منافع زیر را در بر دارد:

- ❖ هیچ آبی در ناحیه فشرده سازی ایجاد نمی شود.
- ❖ گرد و غبار موجود در ورودی به علت چسبیدن به یخ، هنگام خنک سازی، حذف می گردد.
- ❖ از آنجا که هوای خنک ورودی به کمپرسور باعث افزایش خروجی آن می شود، در هزینه واحد صرفه جویی می گردد.
- ❖ به وسیله حذف احتیاج به خشک کن های معمولی و بعضی از تجهیزات فیلتراسیون در اکثر سیستم ها، در انرژی صرفه جویی می گردد.

در جدول ۳-۶ مثالی از نقش کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور در میزان صرفه جویی انرژی آن، نشان داده شده است.

جدول ۳-۶. مثالی از تأثیر دمای هوای ورودی (بخش مکش) بر میزان مصرف انرژی موتور کمپرسور

کاهش مصرف انرژی در موتور	نسبت هوای دریافتی	درجه حرارت ورودی
%	%	°C
+۱/۴	۱۰۲/۰	۱۰/۰
۰	۱۰۰/۰	۱۵/۵
-۱/۳	۹۸/۱	۲۱/۱
-۲/۵	۹۶/۳	۲۶/۶
-۴/۰	۹۴/۱	۳۲/۲
-۵/۰	۹۲/۸	۳۷/۷
-۵/۸	۹۱/۲	۴۳/۳

همانطور که مشاهده می شود سردی هوای بخش مکش منجر به افزایش راندمان کمپرسور می شود. جهت بررسی میزان تأثیر خنک سازی دمای هوای ورودی به کمپرسور نمونه ای از افزایش شدت مصرف انرژی در اثر ضعف عملکرد کولر در جدول ۳-۷ آورده شده است.

جدول ۳-۷. مثالی از تأثیر کولرها در میزان مصرف انرژی کمپرسور

سرمایش با آب خنک کن	سرمایش کامل	سرمایش ناقص	واحد	جزئیات
۲۱/۱	۲۱/۱	۲۱/۱	°C	درجه حرارت اولین مرحله ورودی
۱۵/۵	۲۱/۱	۲۶/۶	°C	درجه حرارت دومین مرحله ورودی
۱۵/۷	۱۵/۶	۱۵/۵		ظرفیت
۷۴/۲	۷۵/۳	۷۶/۳	kW	قدرت شافت
۶۰×۴/۷	۶۰×۴/۸	۶۰×۴/۹		شدت مصرف انرژی
-۲/۱	۰	+۲/۱	%	درصد تغییرات مصرف انرژی

از جدول ۳-۷ مشاهده می شود که افزایش ۵/۵ درجه سانتیگراد در درجه حرارت دومین مرحله ورودی، به دلیل ضعف عملکرد کولر، موجب افزایش شدت مصرف انرژی به میزان ۲ درصد می شود و استفاده از آب خنک کن مصرف انرژی را کاهش می دهد.

۳-۴-۴. بازیافت حرارت

عمل فشرده سازی هوا، انرژی زیادی مصرف می کند. اما مقدار خیلی کمی از این انرژی به صورت حرارت همراه هوای فشرده به خروجی منتقل می گردد. بیش از ۹۰ درصد این انرژی توسط عملیات خنک سازی خارج شده و یا توسط تشعشع تلف می شود.

این حرارت دارای درجه کم در حدود 80°C می باشد و همین موضوع، استفاده از آن را مشکل می سازد. با این حال توسط سیستم های خاص در حدود ۸۰ درصد آن قابل بازیافت می باشد. جدول ۳-۸ مقدار بازیافت حرارت از یک سری کمپرسور اسکرو خنک شونده توسط هوا در بار کامل را نشان می دهد. حرارت واقعی موجود، به بار کمپرسور بستگی خواهد داشت.

جدول ۳-۸. حرارت قابل بازیافت از چند کمپرسور پیچی خنک شونده توسط هوا در بار کامل بعنوان نمونه

ظرفیت	قدرت نامی موتور	دبی هوای گرم	حرارت قابل دسترس
lit/s	kW	lit/s	Btu/hr
۴۰	۱۵	۴۵۰	۴۳۳۸۲
۶۰	۲۲	۸۱۰	۷۱۸۹۵
۱۵۹	۵۵	۱۶۰۰	۱۸۲۶۱۰
۳۱۴	۱۱۰	۳۷۰۰	۳۶۵۳۲۰
۴۵۰	۱۶۰	۵۶۰۰	۵۳۵۱۵۳
۵۸۵	۲۰۰	۸۹۰۰	۶۷۱۴۰۹
۷۲۵	۲۵۰	۸۹۰۰	۸۴۰۶۱۲

اگر از سیستم کانال کشی برای انتقال هوا استفاده گردد، باید اطمینان یافت که هیچ مانعی در برابر جریان آزاد هوای خنک ایجاد نکند چون باعث کاهش بازده کمپرسور می گردد. سازندگان کمپرسور معمولاً حداکثر طول مشخصی را برای کانال کشی مجاز می دانند که می تواند برای عملیات بازیافت حرارت مورد استفاده قرار گیرد. اگر طول های بلندتری لازم باشد باید از فن های کمکی جهت به حرکت درآوردن هوا استفاده نمود.

از هوای گرم داخل کانال کشی برای گرمایش فضا و فرآیندهای تولید استفاده می گردد. سیستم کانال کشی باید به گونه ای طراحی شود که بتواند هوای گرم را در زمان هایی که به گرمایش فضا نیازی نیست موقتاً ذخیره نماید.

صرفه جویی های مشابهی نیز می تواند از ماشین های خنک شونده توسط آب به دست آید؛ بدین صورت که حرارت

موجود در آب با خروجی از خنک‌ساز، بازیابی شود. برای این منظور استفاده‌هایی همچون تأمین آب گرم مصرفی و افزایش دمای آب تغذیه دیگ بخار و آب مصرفی فرایندها ممکن می‌باشد.

تجهیزات صرفه‌جویی انرژی که برای کمپرسورهای اسکرو خنک‌شونده با هوا، وجود دارند آب گرم را توسط انرژی موجود در روغن خنک‌ساز کمپرسور فراهم می‌نمایند. صرفه‌جویی‌های عمده‌ای از طریق چرخاندن کمپرسورها با موتورهای احتراقی و استفاده از حرارت خروجی از موتور و کمپرسور حاصل می‌شود.

۳-۵. تعمیر و نگهداری

هرچند که پیشتر در بخش ۰ در مورد بازرسی، تعمیرات و نگهداری کمپرسورها به صورت گسترده صحبت شد، اما با این حال از آنجا که این نوع عملیات جزء راهکارهای کم هزینه برای افزایش بهره‌وری است، لذا در این بخش به صورت کوتاه به آن پرداخته می‌شود.

کمپرسورها اغلب در شرایط بسیار بد برای ساعات طولانی کار می‌کنند، از این رو تعمیر و نگهداری مناسب امری بسیار مهم و حیاتی است. با عدم نگهداری مناسب، بخصوص در مورد کمپرسورهای پیستونی، مخصوصاً نوع غیرروغنی، بازده کاهش می‌یابد. در تأسیسات مورد مثال، در یک کمپرسور پیستونی غیرروغنی با ظرفیت ۵۰۰ لیتر در ثانیه (۱۰۰۰ cfm)، در اثر نگهداری ناقص در طول ۱۲ ماه، مصرف مخصوص از ۴۰۰ به ۴۵۰ ژول بر لیتر افزایش می‌یابد، که این امر سبب افزایش هزینه بهره‌برداری سالانه بیش از ۵۰,۰۰۰,۰۰۰ ریال می‌گردد.

در ماشین‌های اسکرو و پره‌ای گردان بازده چندان سریع کاهش نمی‌یابد، ولی به هر حال آنها نیز عمر محدودی دارند. توصیه شده است که بر روی این نوع ماشین‌ها بعد از هر ۲۵۰۰۰ ساعت کارکرد یک تعمیر اساسی انجام گیرد تا بازده آنها در وضعیت مطلوب نگه داشته شود. ماشین‌های اسکرو و روتور دندانه‌دار غیرروغنی تا ۴۰۰۰۰ ساعت خوب کار می‌کنند ولی بعد از آن کاهش کمی در بازده آنها رخ می‌دهد که این امر به دلیل افزایش لقی^۱ اتفاق می‌افتد.

بازده کمپرسورهای گریز از مرکز به علت اینکه دارای قسمتهای متحرک کمی می‌باشند، در دوره‌های طولانی‌تری حفظ می‌شود. اما لازمه این کار نگهداری بسیار مناسب فیلترهای هوای ورودی، سیستم خنک‌کن آبی و پیش‌خنک‌سازها می‌باشد، در غیر این صورت بازده سریعاً کاهش می‌یابد.

یکی دیگر از عواملی که تأثیر به‌سزایی در روند کار موتور دارد مبحث اصطکاک می‌باشد که بین قسمت‌های چرخان (متحرک) و ثابت موتور وجود دارد. با روغنکاری مناسب و به موقع بلبرینگ و نظافت قسمت‌های چرخان موتور و همچنین اطمینان از بالانس بودن محور می‌توان تلفات مکانیکی موتور را به حداقل رساند.

توصیه می‌شود که حتماً از سازندگان و یا نمایندگی‌های مجاز آنها جهت سرویس استفاده گردد و قطعات یدکی

¹ Internal clearance

اصلی بکار برده شوند یک قطعه ظاهراً ارزاتر همچون یک شیر تخلیه غیر اصلی، هزینه بیشتری را در درازمدت به دلیل اثر زیان آور آن بر روی بازده کمپرسور، در پی خواهد داشت.

۳-۶. نظارت بر شرایط بهره‌برداری (مونیتورینگ)

اکثر کمپرسورهای مدرن، دارای سیستم‌های نظارت الکترونیکی هستند که به طور اتوماتیک شرایط بهره‌برداری آنها را ثبت می‌کند. این سیستم‌ها به مجرد بروز شرایط عملکرد غیرعادی اختارهایی را می‌دهند و قبل از بروز خطر ماشین را خاموش می‌کنند.

برای کمپرسورهای قدیمی و موجود نیز می‌توان سیستم‌های مشابه را خریداری نمود. این کار مخصوصاً برای کمپرسورهای پیستونی دو مرحله‌ای خنک‌شونده با آب، که شرایط کاری کمپرسور تأثیر عمده‌ای روی بازده آن دارد، ارزش خواهد داشت. در بسیاری از کارخانجات، مهارت‌های لازم جهت نگهداری مناسب و صحیح، که سبب اطلاع سریع از شروع مشکلات جدی می‌شود، وجود ندارد.

۳-۷. کنترل

یک سیستم کنترل مدرن، با هزینه سرمایه‌گذاری نسبتاً کم می‌تواند باعث ۵ الی ۲۰ درصد صرفه‌جویی در هزینه‌های تولید گردد. انواع بسیار زیادی از کنترل‌کننده‌های استاندارد برای کمپرسورها وجود دارند که در مورد بعضی ذیلاً بحث خواهد شد.

نخست، ساعتی که هوای فشرده، واقعاً نیاز می‌باشد باید مشخص شود. در بسیاری حالات، کار کمپرسورها غیرضروری می‌باشد و خاموش کردن آنها به روش دستی و یا با استفاده از زمان‌سنج‌های اتوماتیک می‌تواند صرفه‌جویی‌های بسیاری را باعث گردد. تایمرهای اتوماتیک معمولاً جزئی از سیستم‌های پیچیده‌تر کنترل هستند. البته باید توجه داشت که تجهیزات اساسی کنترل از هوای فشرده محروم نشوند.

استفاده از محرکه‌های دور متغیر ^۱VSD به عنوان محرکه کمپرسورهای اسکرو و پیستونی باعث منافع بسیاری در کنترل و بازده سیستم خواهد شد. تا این زمان هزینه سیستم‌های فوق، بالا بوده است ولی با پیشرفت‌های جدید در الکترونیک تجهیزات کنترل، این سیستم‌ها متداول‌تر می‌شوند. باید مراقب بود که سرعت کمپرسور به اندازه‌ای کاهش نیابد که در امر روغنکاری اخلال ایجاد شود. این موتورهای گریز از مرکز مناسب نیستند. شرکت اطلس کوپکو موفق شده است با استفاده از درایو، مصرف انرژی کمپرسورهای تولیدی خود را بمیزان ۳۵٪ کاهش دهد. در کنار این دستاورد مهم، اطلس کوپکو توانسته است با استفاده از درایو، فشار کمپرسور را با دقت و پایداری بیشتری کنترل کند، جریان راه‌اندازی را محدود نماید و ضریب قدرت را به بیش از ۹۵٪ برساند و بدین ترتیب این کمپرسورها نیازی به

¹ Variable speed drive

خازنهای اصلاح ضریب قدرت ندارند.

ماشینهای پیستونی با شیرهای مکند ۲ یا ۳ مرحله‌ای^۱ در ورودی، یا سیستم حجم خلاصی پنج مرحله‌ای^۲ بهترین بازده را در بارهای جزئی دارند. ماشینهای اسکرو، پره‌ای و پیستونی با شیرهای خفه‌کننده که عمل تعدیل را در یک محدوده مشخص فشار در بارهای کم انجام می‌دهند، بازده مناسب را ندارند زیرا آنها تماماً از نوع ماشینهای جایجایی مثبت^۳ هستند و عمل خفه‌سازی در این نوع ماشین‌ها باعث افزایش شدت فشرده‌سازی می‌گردد.

ماشینهای اسکرو چرخان اغلب با هر دو سیستم شیرهای دو مرحله‌ای و کنترل‌کننده‌های تعدیلی، به صورت دستی یا اتوماتیک تجهیز می‌شوند. از تعدیل‌کننده فقط باید در مواقعی که بار بالای ۷۵ درصد مقدار نامی باشد، استفاده نمود، زیرا در زیر این مقدار شیرهای دو مرحله‌ای کارا تر هستند. سیستم‌های دو مرحله‌ای در هر ماشین با اختلاف فشاری در حدود ۰/۵ bar بین بار کامل و بی‌باری، قابل استفاده هستند. در این مواقع لازم است که یک سیستم دریافت‌کننده هوا با اندازه مناسب جهت اجتناب از نوسانات سیستم کنترل، نصب گردد.

کمپرسورهای گریز از مرکز، ماشین‌هایی دینامیکی هستند و در محدوده کاری، رفتار مؤثری در حالت بار جزئی از خود نشان می‌دهند. در این ماشین‌ها معمولاً خروجی توسط تعدیل‌کننده‌ها تا ۷۰ درصد دبی طراحی شده، کاهش می‌یابد. برای تأسیساتی که در آنها، تقاضا ممکن است کمتر از این مقدار هم بشود، جهت اجتناب از تلفات انرژی- به دلیل عبور دادن هوای فشرده از مسیرهای فرعی در بارهای جزئی- باید از ماشین‌هایی با سیستم‌های کنترل اتوماتیک دوگانه استفاده نمود. استفاده از پره‌های ثابت در ورودی نیز مناسب می‌باشد، زیرا آنها بازده بهره‌برداری در بار جزئی و محدوده قطع و وصل سیستم را مخصوصاً هنگامی که طراحی‌های غلطی برای شرایط هوای ورودی صورت گرفته است، اصلاح می‌کنند.

اکثر کمپرسورها تا ظرفیت (۲۰۰۰ cfm) ۱۰۰۰ lit/s مجهز به تجهیزاتی جهت تغییر به وضعیت کنترل اتوماتیک روشن/خاموش می‌باشند. (در بعضی از آنها تغییر وضعیت به صورت اتوماتیک انجام می‌شود) این تجهیزات، چنانچه هوایی مورد نیاز نباشد، ماشین را بعد از یک دوره طولانی (معمولاً ۱۰ الی ۱۵ دقیقه) کار در حالت بی‌باری خاموش می‌کنند. اگر دوباره تقاضای اضافی برای هوای فشرده لازم شود ماشین به صورت اتوماتیک روشن می‌شود. زمان کار در حالت بی‌باری برای حفاظت موتور محرکه در مقابل روشن- خاموش شدن‌های مداوم بسیار اساسی است؛ مگر اینکه یک سیستم راه‌انداز ملایم وجود داشته باشد.

اشکال مختلفی برای کنترل‌کننده‌های ترتیبی جهت بهینه کردن کار سیستم‌های چند کمپرسوری و فرسایش یکسان آنها به دلیل چرخش ترتیب کار کردن ماشین‌ها وجود دارد.

¹ Tow or Three step section value

² Five-Step clearance pocket unloading

³ Positive Displacement

سیستم‌های میکروپروسسوری، کنترل فشار بسیار دقیقتری در مقایسه با سوئیچ‌های فشاری یا گاورنرهای کنترل‌کننده هوا دارند. این تجهیزات می‌توانند نیاز به فشار کم هوای فشرده در ساعات غیر تولید را در نظر بگیرند و تنظیم لازم را انجام دهند. همچنین می‌توانند وظیفه کنترل شیرهای جدا کننده سیستم را نیز بر عهده گیرند.

در یک سیستم چند ماشینه، یک سیستم کامپیوتری، صرفه‌جویی قابل توجهی را از طریق کاهش زمان کارکرد ماشین‌ها در حالت بی‌باری سبب می‌شود. این عمل توسط پیش‌بینی عمل سوئیچینگ قابل انجام است، به طوری که یک ماشین به مجرد بی‌بار شدن خاموش می‌گردد. در صورت افزایش تقاضا، ماشین قابل دسترس بعدی در ترتیب چرخشی که از قبل مشخص شده راه‌اندازی خواهد شد که سبب پرهیز از کار در حالت بی‌باری ماشین قبلی می‌گردد. همچنین سیستم قادر است که مناسبترین تعداد و اندازه کمپرسورها در یک سیستم چند ماشینه را جهت تأمین تقاضا انتخاب نماید. میکروپروسسور، الگوی تقاضای سیستم را به حافظه سپرده و به این وسیله امکان کنترل بهتر سیستم به منظور اطمینان از تأمین تقاضا با پایین‌ترین هزینه انرژی امکان‌پذیر است.

سیستم‌های کنترل می‌توانند با سیستم‌های نظارت بر کمپرسور، بهره‌برداری اتوماتیک شیرهای مجزاکننده حوزه‌ها، قرائت الکتریسیته ورودی به موتور کمپرسور و اندازه‌گیری هوای بخش‌ها هماهنگ شده و از ایستگاههای راه دور بهره‌برداری شوند.

۳-۸. تصحیح ضریب توان

تصحیح ضریب توان موتور محرک کمپرسور یک روش کم‌خرج و مؤثر برای کاهش تلفات انرژی مربوط به کیلوولت‌آمپر اعمال شده به موتور می‌باشد که می‌تواند باعث کاهش هزینه تعرفه برق گردد. به این منظور می‌توان از بانک‌های خازنی استفاده کرد. هزینه طراحی، ساخت و اجرای این تجهیزات به ازای هر کیلو وار (kvar) ۸ دلار در نظر گرفته می‌شود. ظرفیت خازن از رابطه زیر محاسبه میشود:

$$Q_C = V \cdot I \cdot \cos$$

که در آن V ولتاژ دستگاه،

I شدت جریان دستگاه

و $\cos\varphi_1$ و $\cos\varphi_2$ به ترتیب ضریب توان اکتیو اولیه (برای مثال ۰/۷) و ثانویه (برای مثال ۰/۹) است.

۳-۹. راه‌اندازهای ملایم

کنترل‌کننده‌های بسیاری برای راه‌اندازی ملایم کمپرسور وجود دارند که می‌توان توسط آنها زمان‌های مختلف استارت را حداقل جریان راه‌اندازی را تأمین نمود. بدین صورت موج جریان ضربه‌ای حذف می‌گردد و موتور از آسیب دیدن حفاظت می‌شود.

فصل چهارم

ارائه راهکارهای پرهزینه جهت بهینه سازی

سیستم تولید و توزیع گازهای صنعتی

عموماً راهکارهای پرهزینه شامل ایجاد تجهیزات جانبی جدید و یا اعمال تغییراتی در تجهیز (و یا حتی تعویض) می شود که به دلایل گوناگون در زمان طراحی تجهیز در نظر گرفته نشده است، اما در زمان عملکرد تجهیز در شرایط واقعی به آن نیاز می باشد.

از سوی دیگر ممکن است در زمان طراحی برخی از تجهیزات با هزینه اولیه پایین استفاده شده باشد که در عین حال کارایی پایینی نیز داشته باشند، اما پس از گذشت زمان و تغییر وضعیت اقتصادی، دیگر آن تجهیزات بازدهی اقتصادی مطلوبی نداشته باشند و لذا کارفرما در صدد تعویض آن تجهیزات برآید.

۴-۱. ایجاد سیستم هوای فشرده متمرکز

کمپرسورها را بسته به وظیفه‌ای که دارند می‌توان در یک اتاق کمپرسور مرکزی و یا در محل‌های انفرادی نصب نمود.

ماشین‌های گردان مدرن با سر و صدای کم را می‌توان در مکانهای پراکنده و مختلف نصب نمود که این عمل می‌تواند در کاهش لوله‌کشی شبکه توزیع، تأمین تقاضاهای بزرگ در نقطه مصرف و فراهم آوردن گرمایش فضا در هر محل با استفاده از سیستم‌های بازیافت حرارت، مفید باشد. سیستم‌های کنترل مدرن و پیشرفته می‌توانند عمل کنترل غیرمتمرکز این سیستم‌ها را به عهده گیرند.

یک سیستم متمرکز دارای مزایای خاصی می‌باشد که از آن جمله هزینه نظارت ارزان‌تر و نصب ساده‌تر می‌باشد. همچنین در یک سیستم متمرکز می‌توان از کمپرسورهایی با تعداد کمتر و قدرت بیشتر استفاده نمود که دارای بازده بهتر بوده و ضریب بهره‌برداری را افزایش می‌دهند.

۴-۲. استفاده از کمپرسورهایی با بازده بالا

با توجه به اینکه بازده تولید در انواع مختلف کمپرسورها متغیر است. جایگزینی با کمپرسورهایی از نوع بالاترین بازده، می‌تواند سبب صرفه‌جویی گردد، هر چند این روش در مورد یک کارخانه از قبل ساخته شده، هزینه سرمایه‌گذاری

بالایی را طلب می کند. معمولاً در نصب واحدهای جدید، هزینه سرمایه گذاری بیشتر و نصب کمپرسورهایی با بازده بالاتر، مقرون به صرفه می باشد. در دوره های طولانی، هزینه اولیه اضافی، اغلب با هزینه کارکرد و تعمیر و نگهداری پایین تر جبران می گردد. به علاوه ماشین هایی با بازده بالاتر معمولاً قابل اطمینان تر نیز می باشند.

بازگشت سرمایه قیمت اضافی پرداختی جهت خرید موتورهای پر بازده معمولاً در کمتر از دو سال کارکرد موتور به ازای ۴۰۰۰ ساعت کارکرد سالانه و در ۷۵ درصد بار می باشد (بازگشت سرمایه نسبت به موتورهای قدیمی و غیر استاندارد به کمتر از شش ماه نیز می رسد) در مواردی که بار موتور سبک یا ساعت کارکرد آن کم است یا بارهای تناوبی استثنائی وجود دارد.

در موتورهای پر بازده با استفاده از ورقه های استیل نازک تر در استاتور و روتور استفاده از استیل با خواص الکترومغناطیسی بهتر، استفاده از فن های کوچکتر با بازده بیشتر و بهبود طراحی شکاف روتور با بازده افزایش یافته است. تمام این روش ها باعث افزایش مصرف مواد اولیه و در نتیجه افزایش هزینه مواد یا هزینه های ساخت می شود و بنابراین قیمت تمام شده موتور زیاد می شود. با این وجود ۳۰-۲۰ درصد اضافه هزینه اولیه با کاهش هزینه های عملیاتی جبران می گردد.

محاسبه بازگشت هزینه این موتورها به خاطر متغیرهای درگیر پیچیده است. لازم به ذکر است وقتی که میزان صرفه جویی محاسبه می شود از آنجا که بازده واقعی یک موتور معمولاً ناشناخته است این محاسبات دچار خطا شوند. چون همه سازنده ها از تکنیک های یکسانی برای اندازه گیری بازده موتورها استفاده نمی کنند.

عده زیادی از موتورهای پر بازده، بدون اینکه درصدد توجیه برگشت هزینه آن باشند استفاده می کنند. مگر در مورد موتورهای بزرگتر معمولاً مدت بازگشت هزینه تقریباً یک سال است. بازده موتورها از مشخصات نامی آنها متفاوت است؛ مثلاً یک موتور ۱۰۰ hp و ۱۸۰۰ rpm سرپوشیده با فن خنک ساز از یک سازنده دارای یک حداقل بازده تأمین شده معادل ۹۰/۲ درصد در بار کامل در مدل استاندارد و ۹۴/۳ درصد در مدل بازده بالا است. موتور هم اندازه آن از یک سازنده دیگر دارای همان بازده ۹۰/۲ درصد در مدل استاندارد و حداقل بازده ۹۱ درصد در مدل بازده بالا است. برای تعیین بازده واقعی یک موتور خاص باید از تجهیزات تست پیچیده ای استفاده کرد. به خاطر این اختلاف ها، به هنگام ارزیابی میزان صرفه جویی استفاده از حداقل بازده تضمین شده قابل اطمینان تر است چون همه موتورها باید برابر یا بزرگتر از این اندازه باشند.

کمپرسورهای با شکل، اندازه و سازنده یکسان، می توانند دارای بازده متفاوتی باشند. آزمایش هر کمپرسور با استاندارد BS 1571:1984، قبل از تحویل و یا در محل، بازده دستگاه و هزینه های بهره برداری در بار جزئی را مشخص خواهد نمود. نتایج بدست آمده ما را قادر خواهد ساخت تا استراتژی بهره برداری را به گونه ای طرح ریزی کنیم که بهترین و ارزان ترین ماشین ها در هر لحظه روشن شوند. در جدول ۴-۱ بازده نسبی تولید در انواع مختلف کمپرسورها به طور

خلاصه ارائه شده است. ملاک مقایسه کیفی در این جدول، استفاده از روشهای مرسوم کنترل دبی حجمی برای آن نوع از کمپرسور، و در نهایت بازدهی روش غالب کنترل در بار جزئی می باشد. برای مثال در کمپرسورهای پیستونی روش غالب برای کنترل دبی در فلوهای پایین، استفاده از روش by pass است. این روش در مقایسه با روش unload که در فلوهای بالاتر استفاده می شود، کارایی کمتری دارد. در کمپرسورهای اسکرو، روش غالب برای دبی های کم روش unload است که در مقایسه با روش vsd بازده بسیار کمتری دارد.

جدول ۴-۱. خلاصه ای از اشکال مختلف کمپرسورها به همراه بازده نسبی آنها

توضیح	ظرفیت	قدرت محصول	بازده در بار جزئی
	<i>lit/s</i>	<i>J/lit</i>	
پیستونی روغنی	۲-۲۵	۵۱۰	خوب
	۲۵-۲۵۰	۴۲۵	خوب
	۲۵۰-۱۰۰۰	۳۶۱	عالی
پیستونی غیر روغنی	۲-۲۵	۵۵۲	خوب
	۲۵-۲۵۰	۴۶۷	خوب
	۲۵۰-۱۰۰۰	۴۰۴	عالی
اسکرو / پره ای با تزریق روغنی	۲-۲۵	۵۱۰	بد
	۲۵-۲۵۰	۴۴۶	نسبتاً خوب
	۲۵۰-۱۰۰۰	۴۰۴	نسبتاً خوب
اسکرو / روتور دندانه دار غیر روغنی	۲۵-۲۵۰	۴۲۹	خوب
	۲۵۰-۱۰۰۰	۳۸۲	خوب
	۱۰۰۰-۲۰۰۰	۳۸۲	خوب
گریز از مرکز غیر روغنی	۲۵۰-۱۰۰۰	۴۴۶	خوب
	۱۰۰۰-۲۰۰۰	۳۸۲	عالی
	بیش از ۲۰۰۰	۳۶۱	عالی

* 1 J/lit = 21 kw/100 cfm

* بازده بر حسب مصرف قدرت ویژه اندازه گیری شده است (J/lit)

تغییرات نسبتاً زیادی بین مصرف انرژی ویژه^۱ انواع کمپرسورها وجود دارد. یکی دیگر از نکاتی که باید در نظر گرفته شود این است که کمپرسور توانایی کارکرد مؤثر را در شرایط کمباری داشته باشد.

هر چند استفاده از کمپرسورهای پیستونی زیاد می‌باشد، ولی در دهه اخیر تمایل به استفاده از کمپرسورهای گریز از مرکز، اسکرو و پره‌ای گردان در تأسیسات جدید افزایش پیدا کرده است، زیرا نصب و نگهداری آنها ساده‌تر است و با سر و صدای کمتری کار می‌کنند. ماشین‌های گردان الزاماً بازده بیشتری از کمپرسورهای پیستونی بزرگ که به طور مناسب تعمیر و نگهداری شده‌اند ندارند. با استفاده از بازیافت حرارت تلف شده که اعمال آن در ماشین‌های گردان آسان می‌باشد، هر کمپود بازده را می‌توان جبران نمود.

برای تمام گروه‌های ذکر شده، قدرت مخصوص از آزمایش‌های واقعی بر اساس استاندارد BS 1571:1984 استخراج شده است. بازده موتور محرکه الکتریکی نیز در این محاسبات وارد شده است و معیاری از قدرت واقعی ورودی (و نه قدرت ورودی به محور کمپرسور که معمولاً توسط سازنده مشخص شده است) می‌باشد.

۳-۴. دریافت‌کننده‌ها^۲

سازندگان، معمولاً دریافت‌کننده‌هایی با حداقل حجمی برابر با ۱۰ درصد خروجی کمپرسورهای نصب شده در یک دقیقه را توصیه می‌کنند. ظرفیت‌های اضافی دریافت‌کننده می‌تواند در تأمین تقاضاهای اوج در دوره‌های کوچک مفید باشد، زیرا در غیر این صورت این تقاضاها باعث کاهش فشار می‌گردند؛ مگر اینکه ظرفیت کمپرسور نصب شده بیش از نیاز واقعی باشد. نصب دریافت‌کننده در قسمت‌های دور از شبکه توزیع و نزدیک نقاط پرمصرف به تنظیم فشار سیستم و اجتناب از کاهش فشار کمک می‌کند.

۴-۴. کنترل دبی

با توجه به اینکه از مهمترین دغدغه‌های موجود در مورد کمپرسورها، کنترل دبی آنها است در این بخش به ارائه راهکارهای کنترل دبی به عنوان راهکارهای پرهزینه پرداخته می‌شود.

۵-۴. روشهای کنترل دبی حجمی

به دلایل مختلف دبی عملیاتی یک تجهیز ممکن است با دبی طراحی تفاوت داشته باشد. کمپرسورها نیز از این قاعده مستثنی نیستند. اما کمپرسورهای جابجایی مثبت الزاماً دبی حجمی ثابتی دارند، بنابراین تغییر دبی ورودی راهکار مناسبی برای این دسته از کمپرسورها نیست. از سوی دیگر باید توجه داشت که به طور معمول، کمپرسورها در بارهای پائینتر انرژی ویژه بیشتری نسبت به بارهای بالاتر مصرف میکنند [۶]. در ادامه این بخش روشهای کاهش دبی در

¹ Specific Energy Consumption (SEC)

² Receivers

کمپرسورهای رفت و برگشتی مورد تحلیل و بررسی قرار میگیرند.

۴-۵-۱. روش جریان برگشتی^۱

یکی از روشهای کاملاً غیر اقتصادی برای کاهش دبی یک کمپرسور رفت و برگشتی انشعاب کردن جریان خروجی از کمپرسور و برگشت آن به ورودی کمپرسور است. این روش هرچند که نیاز به سرمایه اولیه بسیار پایینی دارد، اما کاملاً غیر اقتصادی بوده و به هیچ وجه توصیه نمی شود زیرا گاز فشرده شده، به ورودی کمپرسور برگشته و دوباره عملیات فشرده سازی روی آن انجام میشود. با این حال این روش در کمپرسورهای رفت و برگشتی که نمی توان برای مدت کوتاه دور آنها را کم کرد، استفاده می شود. در این حال نیاز است تا فشار جریان توسط یک شیر فشار شکن تا فشار ورودی کمپرسور کاهش پیدا کند.

۴-۵-۲. روش ایجاد خفگی^۲ در ورودی

در این روش دمپر ورودی بسته شده و باعث کاهش دبی ورودی به کمپرسور و نهایتاً کاهش دبی خروجی از کمپرسور خواهد شد. این روش فقط در کمپرسورهای اسکروی روغنی کاربرد داشته و در کمپرسورهای رفت و برگشتی نمیتوان از آن استفاده کرد [۷].

۴-۵-۳. نصب درایوهای کنترل سرعت

استفاده از تکنولوژی الکترونیک قدرت به طور مستمر، بهره وری و کیفیت فرآیندهای صنعتی مدرن را بهبود میبخشد. تخمین زده می شود که با استفاده از این تکنولوژی، حدود ۱۵ تا ۲۰ درصد امکان صرفه جویی انرژی الکتریکی وجود دارد.

درایو کنترل سرعت سیستمی است که با تغییر فرکانس ولتاژ ورودی، سرعت موتور را تغییر می دهد. با استفاده از درایو کنترل سرعت (VFD^۳) بر روی موتورها، به راحتی می توان دبی خروجی فن ها و پمپ ها را بر اساس نیاز سیستم کنترل نمود و به این ترتیب می توان با توجه به فرآیند مورد نظر از اتلاف انرژی ایجاد شده در اثر تنظیم کننده های مکانیکی جلوگیری کرد. همچنین درایو کنترل سرعت، موتور را با ولتاژ و فرکانسی کمتر از مقادیر نامی راه اندازی می کند (معمولاً با فرکانس ۲ هرتز یا کمتر) که این موضوع باعث کاهش جریان راه اندازی و در نتیجه راه اندازی نرم خواهد شد.

گرچه هزینه اولیه این سیستم ها نسبتاً زیاد می باشد، ولی صرفه جویی حاصل از افزایش بازدهی در اثر استفاده از موتورهای مجهز به کنترل کننده دور، در طول زمان منجر به صرفه جویی اقتصادی می شود. معمولاً بسته به نوع کاربرد،

^۱ Bypass, Split back

^۲ Throttling

^۳ - Variable Frequency Drive

زمان بازگشت سرمایه متغیر خواهد بود. VSD ها علاوه بر صرفه جویی انرژی دارای مزایای ذیل نیز می باشند:

- کنترل بهتر فرآیند تولید
- افزایش دوام تجهیزات
- راه اندازی نرم (Soft Start)
- تصحیح ضریب قدرت

البته با نصب درایو جهت کنترل دور موتور، تلفات ناشی از درایو نیز به تلفات موتور اضافه میگردد که این عامل باعث افزایش چند درصدی توان مصرفی میشود.

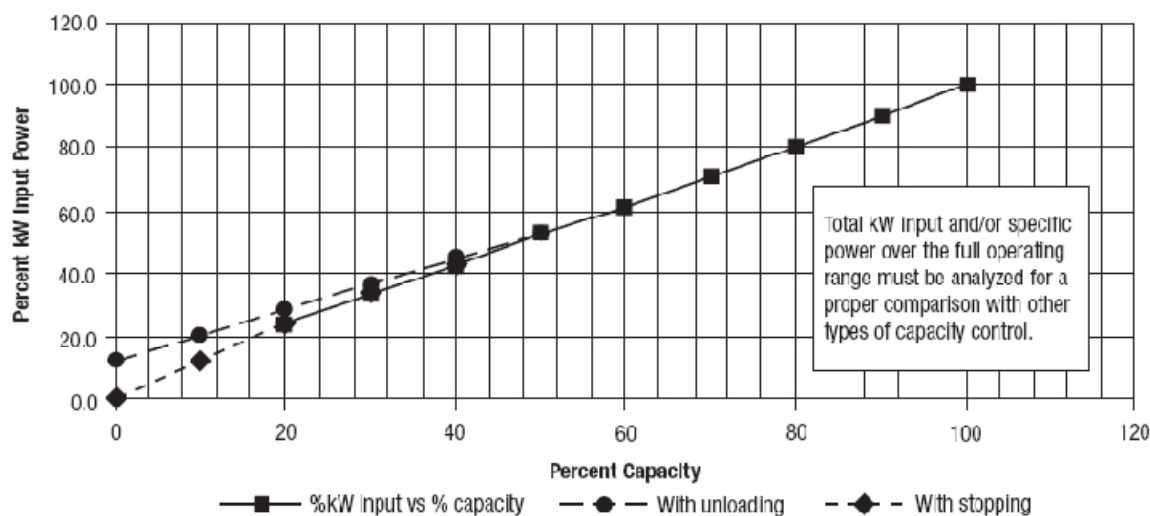
همچنین با توجه به اینکه سرعت موتور کاهش پیدا می کند و عملکرد طولانی مدت در سرعت های پایین باعث افزایش دمای موتور و کاهش کارایی گریس می گردد، لذا بایستی با استفاده از یک فن جداگانه برای موتور و استفاده از گریس های خاص (با توجه به توصیه کارخانه سازنده) این مشکلات را برطرف نمود.

البته باید توجه داشت که در ظرفیتهای زیر ۴۰-۵۰٪ معمولاً از روشهای کمکی مانند بی بار سازی و یا stop/start نیز استفاده می شود [۷].

استفاده از vsd ها برای کمپرسورهای رفت و برگشتی، اسکروی غیر روغنی و سانتریفیوژ به صورت معمول توصیه نمی شود. زیرا کاهش دور موتور می تواند در عملکرد روانکاری کمپرسور تأثیر گذار باشد. مگر آنکه بتوان با تعویض روغن و نیز کاهش دمای آن در محفظه روغن، این کاستی را رفع نمود.

همچنین استفاده از vsd در کمپرسورهای اسکرو باید با احتیاط انجام شود زیرا کاهش دور موتور در این کمپرسورها می تواند به ایجاد مناطق با دمای ماکسیمم منجر شود. همچنین در زمان های بی باری کوتاه استفاده از vsd می تواند به هزینه های راه اندازی مجدد و یا افزایش مکرر بار موتور بیانجامد. در این صورت می توان برای جلوگیری از این امر، ابتدا با نصب دریافت کننده های بزرگتری در خروجی کمپرسور زمان بی باری کمپرسور ها را افزایش داد و سپس برای کاهش بیشتر در مصرف انرژی، به نصب VSD اقدام نمود.

در شکل ۴-۱ توان مصرفی یک کمپرسور screw با سیستم کنترل دبی VSD در ظرفیتهای مختلف نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می شود، میتوان توان مصرفی برای کمپرسور را متناسب با ظرفیت مورد نیاز، به صورت خطی در نظر گرفت. به این معنا که کمپرسوری با ظرفیت ۵۰٪، تقریباً ۵۰٪ توان در بار کامل را نیز مصرف میکند. همچنین می توان انتظار داشت که همراهی سیستم بی بارسازی به VSD تأثیری در توان مصرفی نخواهد داشت و انتظار می رود که روند توان در VSD همچنان حفظ شود.

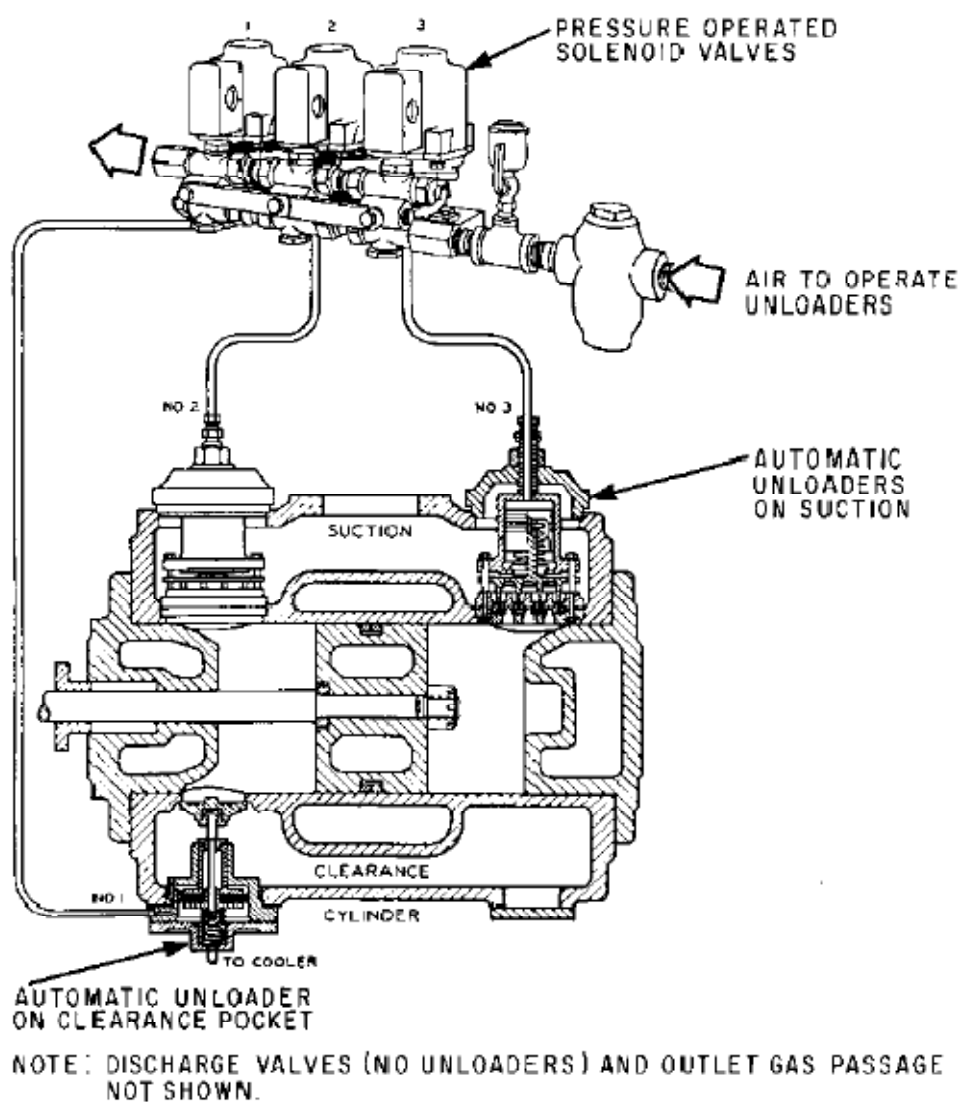


شکل ۴-۱. توان مصرفی یک کمپرسور screw با سیستم کنترل دبی VSD در ظرفیتهای مختلف و مقایسه روشهای کمکی بی بارسازی و [v] stop/start

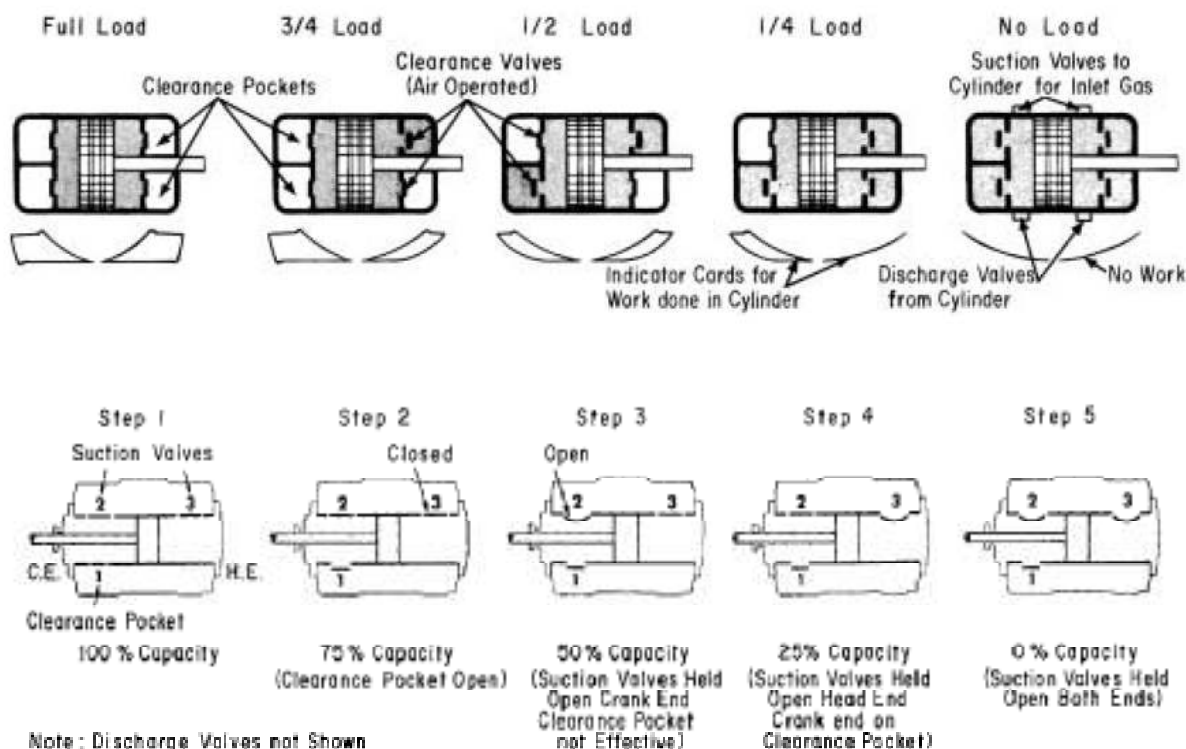
۴-۵-۴. روشهای کم بار سازی^۱

روشهای کم بارسازی به روشهایی گفته می شود که بر اساس آن از تمامی حجم کمپرسور استفاده نشود. این روش تنها در کمپرسورهای رفت و برگشتی با سیلندرهایی دو طرفه قابل اجراست. برای مثال می توان در کمپرسورهای رفت و برگشتی تک سیلندره و دو طرفه^۲، سوپاپ ورودی یک طرف را باز کرد و به این ترتیب تنها از ۵۰٪ ظرفیت آن کمپرسور استفاده شود. با توجه به این مثال، می توان فهمید که کاهش دبی در این کمپرسورها مضربی ثابت بوده و مقادیر بینابینی را شامل نمی شود. به این ترتیب یک کمپرسور تک سیلندره و دو طرفه با کنترل دبی به روش کم بارسازی توسط سوپاپ ورودی، تنها در دبی های ۱۰۰٪، ۵۰٪ و ۰٪ و یک کمپرسور دوسیلندره و دو طرفه، می تواند در بارهای ۱۰۰٪، ۷۵٪، ۵۰٪، ۲۵٪ و ۰٪ کار کند. البته چنانچه کمپرسور دارای جعبه های لقی^۳ حجم ثابت (شکل ۴-۲) یا متغیر باشد (یا روی آن نصب شود)، می توان کمپرسورهای تک سیندره را نیز در ۱۰۰٪، ۷۵٪، ۵۰٪، ۲۵٪ و ۰٪ تنظیم نمود. از آنجا که استفاده از روشهای بی بار سازی ۱۵ تا ۳۵٪ از توان کمپرسور در بار کامل را به خود اختصاص می دهند، لذا استفاده از روشهای کم بار سازی، تا حدودی راندمان کمپرسور را کاهش میدهد [۷]. اجرای روشهای کم بار سازی بر روسی کمپرسورهای در حال کار، عملاً تنها زمانی امکان دارد که مکش سوپاپ ورودی از کسکید کمپرسور باشد و از لوله های خارجی انجام نشود.

^۱ Unloading
^۲ Double Acting
^۳ Clearance pocket



شکل ۴-۲. جایگذاری unloader روی سوپاپ های ورودی و جعبه لقی حجم ثابت



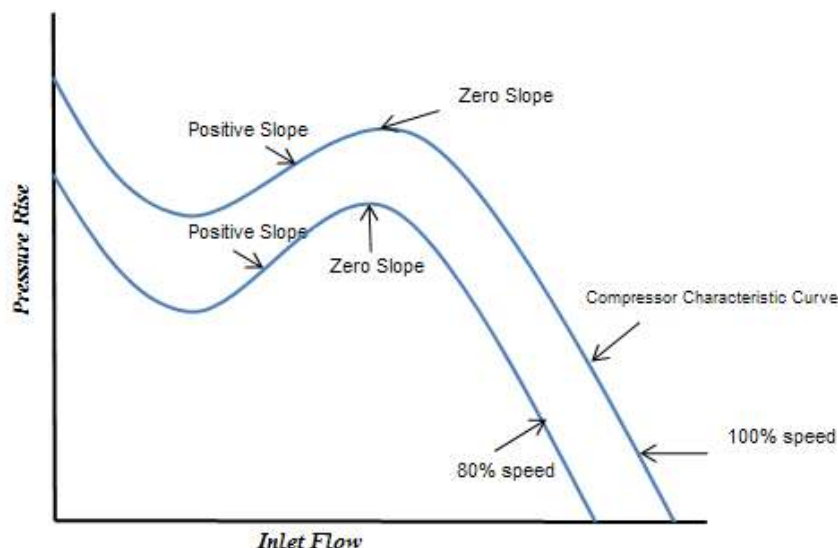
شکل ۴-۳. مکانیسم عملکرد کنترل دبی حجمی توسط روش بی بارسازی در ضرایب مختلف

۴-۶. اجرای آنتی سرچ به منظور کاهش توقفات و تعمیرات

اشکالی که معمولاً در عملکرد کمپرسورها به وجود می آید، پدیده Surge است. سرچ^۱ در کمپرسور زمانی اتفاق می افتد که فشار خروجی کمپرسور از مقاومت شبکه کمتر باشد. سرچ باعث نوسان شدید دبی و فشار و همچنین افزایش شدید دما خواهد شد. پدیده سرچ به اندازه ای قوی است که می تواند باعث از بین رفتن کمپرسور شود. چنانچه در شکل ۴-۴ ملاحظه می شود، در منحنی فشار بر حسب دبی کمپرسورها، در نقطه مشخصی، شیب منحنی صفر می شود ($\Delta P / \Delta Q = 0$). یعنی یک طرف این نقطه شیب منحنی مثبت و در طرف دیگر، شیب منحنی منفی است. Surge، زمانی اتفاق می افتد که در فشار مشخصی، دبی کمپرسور تا نقطه ای که شیب منحنی صفر است کاهش یابد. کاهش بیشتر دبی، منجر به عملکرد نوسانی کمپرسور در دوطرف این نقطه می شود. نتیجه چنین نوسانی در عملکرد کمپرسور، نوسان شدید دبی و هد کمپرسور است. قدرت تخریب گری Surge بسیار قوی می باشد و می تواند منجر به تعویض

^۱ surge

بیرینگها^۱، روتور^۲ و یا درزگیرها^۳ شود.



شکل ۴-۴. منحنی مشخصه یک کمپرسور به صورت شماتیک در دو دور متفاوت

سیستمهای Anti Surge، سیستمهایی هستند که با باز کردن شیرهای Anti Surge، و اطمینان حاصل کردن از دور بودن دبی کمپرسور از نقطه بحرانی، از نزدیک شدن کمپرسور به نقطه Surge جلوگیری می کنند. سیستمهای Anti Surge شامل یک شیر کنترل سرج^۴ می باشند که در مسیر بای پس^۵ کمپرسور نصب می شوند. وقتی که شیر کنترل سرج توسط سیستم ضد سرج باز شود، خروجی کمپرسور به ورودی آن وصل می شود. با ایجاد اشکال در آب بندی سیستم مخصوصاً در بین مراحل مختلف، تحت تأثیر نفوذ مایع کندانس شده به طبقات بعدی، کار کردن کمپرسور در سرعت بحرانی و یا پدیده Surge تسریع می شود. این موضوع می تواند راندمان کمپرسور را به میزان ۷ درصد و حتی بیشتر کاهش دهد. مخصوصاً هر بار توقف ناگهانی سیستم می تواند باعث افزایش فضای بین درزها و لذا افزایش نشت داخلی شود. در این شرایط گاز پرفشار که از پیستون متعادل کننده و درزبندهای^۶ میانی نشت می کند، به سمت گاز کم فشار بر می گردد و نیاز است کل گاز برگشتی مجدداً از فشار اولیه تا فشار نهایی فشرده شود. ضمن اینکه گاز برگشتی دمای بالاتری دارد و افزایش دمای گاز ورودی باعث افزایش توان لازم برای فشرده سازی واحد گاز نیز می شود. تأثیر نشتی داخلی بر عملکرد کمپرسور در شکل ۴-۵ ملاحظه می شود.

^۱ Bearing

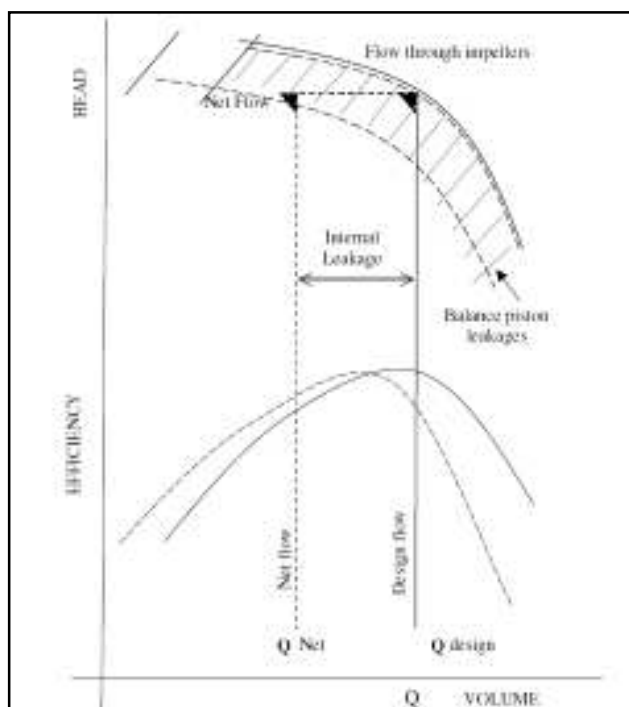
^۲ Rotor

^۳ Gas Seal

^۴ Surge Control Valve

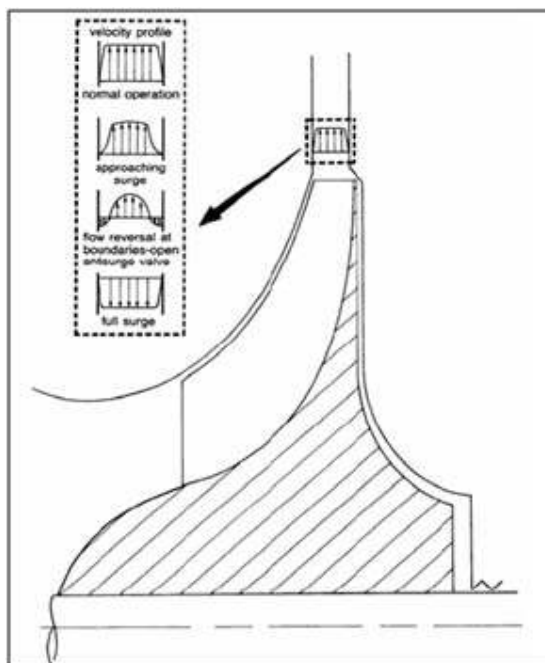
^۵ Bypass Line

^۶ Seal



شکل ۴-۵. تأثیر نشتی داخلی بر عملکرد کمپرسور

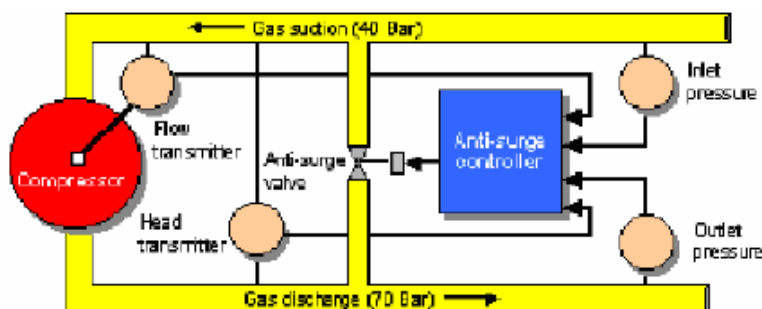
شکل ۴-۶. نمایی از پروفیل جریان خروجی از کمپرسور در هنگام پدیده سرج نمایش داده شده است [۸].



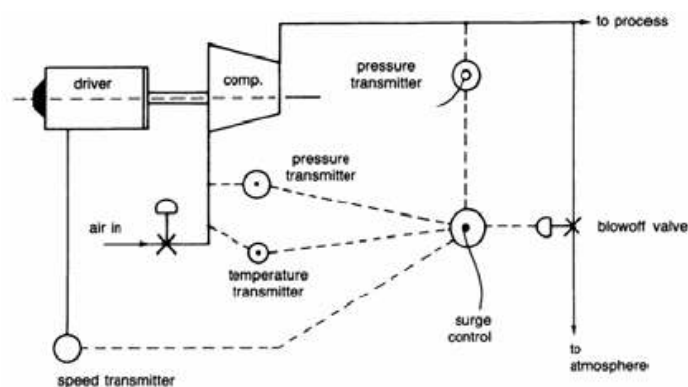
شکل ۴-۶. نمایی از پروفیل سرعت در هنگام پدیده سرج در کمپرسور

افزایش فشار شبکه در خروجی کمپرسور می تواند باعث ایجاد یک جریان معکوس شود. پدیده سرج تا زمانیکه فشار شبکه کاهش یابد، ادامه خواهد داشت. سیستم کنترل سرج با باز کردن شیر آنتی سرج و کاهش دبی، از به وجود آمدن پدیده سرج جلوگیری می کند.

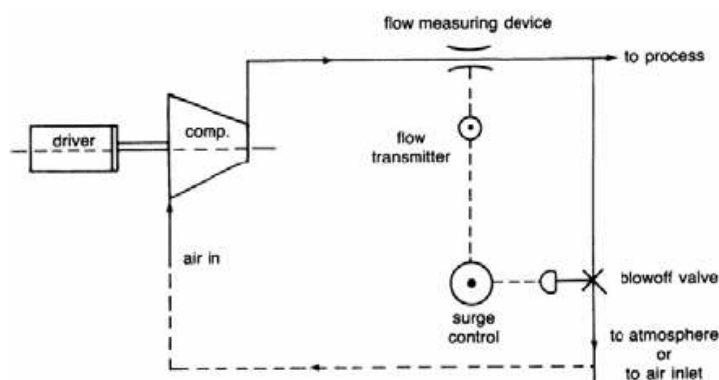
روش جلوگیری از پدیده سرج، باز کردن یک مسیر فرعی جهت خروج هوا به سمت محیط و یا به سمت مسیر ورودی است (شکل ۴-۷، شکل ۴-۸ و شکل ۴-۹).



شکل ۴-۷. مثالی از کنترلر آنتی سرج به روش بازیافت جریان خروجی به سمت جریان ورودی

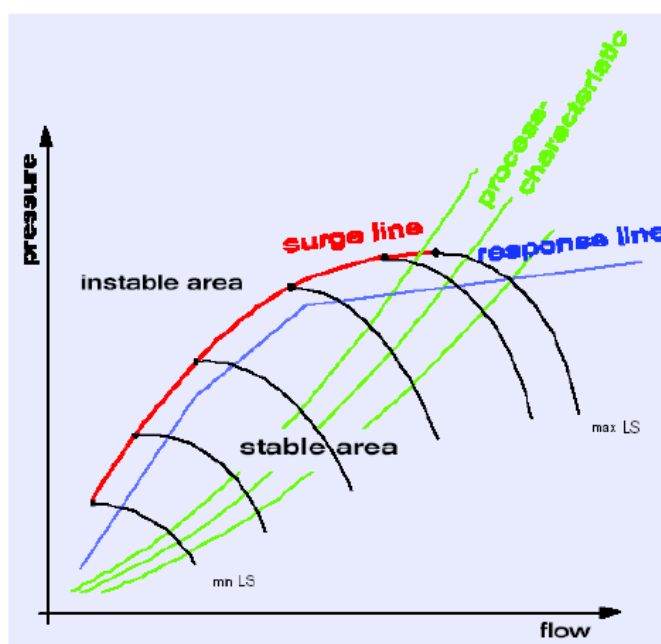


شکل ۴-۸. سیستم کنترل آنتی سرج با اندازه گیری فشار و تخلیه به محیط



شکل ۴-۹. سیستم کنترل آنتی سرچ با اندازه گیری دبی و تخلیه به محیط

هنگامیکه خطر پدیده سرچ وجود داشته باشد، شیر آنتی سرچ باز می شود و با بازیافت جریان، کمپرسور از خطر سرچ فاصله می گیرد. در سیستم کنترل سرچ، با استفاده از شیر کنترل سرچ، از کم شدن دبی و نزدیک شدن کمپرسور به خط کنترل که در سمت راست خط سرچ و با فاصله مناسبی از آن قرار دارد جلوگیری می شود. در شکل ۴-۱۰ و شکل ۴-۹ نقشه عملکرد کمپرسور نمایش داده شده است. چنانچه ملاحظه می شود، خط کنترل سرچ (response line) با فاصله مناسبی از خط سرچ (surge line) قرار دارد. سیستم کنترل سرچ با کنترل نقطه عملکرد کمپرسور در سمت راست خط کنترل سرچ، از خطر سرچ جلوگیری می کند [۸].



شکل ۴-۱۰. منحنی عملکرد کمپرسور

مراجع

-
- 1 U.S. Department of Energy; *"Improving Compressed Air System Performance"*
 - 2 Bureau of Energy Efficiency ; *"General Aspects of Energy Management and Energy Audit"*; A Statutory Body under Ministry of Power, Government of India
 - 3 Energy Audit Manager; *"Saving Energy in Compressed Air System"*; Atlas Copco Coompressed Ltd.
 - 4 Cherkassky V. M.; *Pumps, Fans, Compressors*; Translated by: Nikoaev B. A.; Mir Publisher; 1985
 - 5 Compressor Handbook; Editor: P. C. McGraw-Hill; 2001
 - 6 Energy savings in the selection, control and maintenance of air compressors; *Good Practice Guide series, NO.241*; Crown; 1998
 - 7 Improving Compressed Air System Performance, a sourcebook for industry; U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy
 - 8 Ventzas Dimitrios, Petropoulos George; *"Industrial Compressor Anti-Surge Computer Control"*; World Academy of Science; 2007