سامان پایا ایده

از: مهندس نیما نظری

مرجع: Spirax Sarco

سیستم هوای فشرده در صنعت (قسمت اول)

اغلب کارخانجات از تاسیسات هوای فشرده بهره مند می باشند. بسته به نوع فعالیت و نوع تولید در ابعاد کوچک یا بزرگ سیستم هوای فشرده گسترش یافته است. سیستم هوای فشرده یکی از پر هزینه ترین سیستمهای یک کارخانه بشمار می رود، لذا می بایست توجه زیادی به آن نمود تا بتواند با ماکزیمم راندمان خود و کمترین اتلافات عمل نماید.

عمدتا کارخانه ها از این سیستم استفاده می نمایند بدون اینکه به اقتصادی بودن سیستم هوای فشرده سایت خود توجه نمایند، زیرا انسانها با هوایی که تنفس می کنند احاطه شده اند و تصور نمی کنند هوای فشرده هزینه قابل ملاحظه ای داشته باشد. از طرف دیگر این سیستم بطور معمول خطرناک نمی باشد و آلودگی و کثیفی در محیط بهمراه ندارد، سوختگی ایجاد نمی کند و حتی نشت آن قابل روئیت نمی باشد، از نشتی ها معمولا غافل می شوند تا زمانیکه مشکلات فرآیندی ایجاد نماید.

همانطور که در جدول ۱ مشاهده می گردد یک سوراخ ۵ میلیمتری در فشار ۷ بار به محیط اتمسفریک درحدود ۷/۵ دسی مترمکعب بر ثانیه (۲۷ مترمکعب بر ساعت) هوای آزاد نشت می نماید.

Gauge Pressure	Discharge of Free Air in dm^3/s for various Orifice Diameters						
bar	0·5 mm	1 mm	2 mm	3 mm	5 mm	10 mm	12·5 mm
0·5	0·06	0·22	0·92	2·1	5·7	22·8	35·5
1·0	0·08	0·33	1·33	3·0	8·4	33·6	52·5
2·5	0·14	0·58	2·33	5·5	14·6	58·6	91·4
5·0	0·25	0·97	3·92	8·8	24·4	97·5	152·0
7·0	0·33	1·31	5·19	11·6	32·5	129·0	202·0

جدول ۱: مقدار تخلیه هوا یا نشت هوا از یک سوراخ

در جدول فوق با فرض ضریب تخلیه یک اعداد تعیین گردیده اند، که برای یک سوراخ با دهانه تیز ۰/۷ در اعداد فوق ضرب می گردد.

واحد دسی متر مکعب بر ثانیه هوای آزاد واحد استاندارد اندازه گیری مقدار جریان هوای فشرده می باشد و مربوط به مقدار هوای با فشار اتمسفریک است. برای مثال کمپرسوری که دارای ظرفیت ۱۰۰ دسی مترمکعب بر ثانیه است و در فشار ۵ بار کار می کند همان مقدار هوا را از اتمسفر گرفته و فشرده می نماید و مطابق با جدول ۲ مقدار نسبت تراکم در این فشار به فشار اتمسفر ۵/۹۴ می باشد. نهایتا حجم واقعی خروجی از کمپرسور با فرض همدما بودن برابر است با:

$$100 / 5.94 = 16.8\ dm^3$$

Gauge Pressure bar	0·5	1	2	3	4	5	6	7	8	10	12	14
Ratio of Compression	1·5	1·99	2·97	3·96	4·95	5·94	6·92	7·91	8·9	10·87	12·85	14·82

جدول ۲: نسبت تراکم کمپرسور

پس از بررسی مقدار اتلافات بایستی به بحث درخصوص هزینه آن پرداخت که البته هزینه اتلافات وابسته به هزینه تولید می باشد. هزینه تولید برابر با هزینه مصرفی کمپرسور می باشد و از جدول ۳ می توان مقدار توان مصرفی کمپرسور در واحد کیلووات بمنظور فشرده نمودن ۱۰۰ دسی مترمکعب در ثانیه را برای کمپرسورهای تک مرحله ای و دو مرحله ای تعیین نمود. برای مثال مشخص شده است متراکم نمودن ۱۰۰ دسی مترمکعب هوا به فشار ۷ بار ۲۸ کیلووات توان مصرفی کمپرسور تک مرحله ای و ۲۴ کیلووات توان مصرفی کمپرسور دو مرحله ای را در بر خواهد داشت.

Gauge Pressure bar	Theoretical Adiabatic Power kW/100 dm^3/s Free Air		
	Single Stage	Two Stage	Three Stage
0·5	4·0	—	—
1·0	7·5	—	—
2·5	15·0	14	—
5·0	23·0	20	19
7·0	28·0	24	22
10·0	34·0	28	27
14·0	40·0	32	30

جدول ۳: توان مصرفی کمپرسور

اما بدلیل اصطکاک و دیگر اتلافات اجتناب ناپذیر، توان واقعی مورد نیاز ۳۰ درصد بیشتر خواهد شد. با توجه به این ضریب کلی برای مثال قبل ۳۵ تا ۴۰ کیلووات توان مصرف خواهد گردید.

این مقادیر برای کمپرسورهای مختلف متفاوت است اما نه بدلیل اختلاف سازنده آنها بلکه به دلیل تفاوت در ابعاد، مدل، عمر دستگاه و موارد دیگر.

آنچنانکه در فوق مطرح گردید اغلب هوای فشرده بی فایده تلف می گردد، درحالی که این سیستم مشابه بخار نیست که درصورت عدم مصرف به کندانس تبدیل شده و تلف گردد. لذا می توان از آن بشکلی استفاده نمود که هیچ گونه اتلافاتی نداشته باشد. همچنین بسیار راحت می توان نشتی این سیستم را شناسایی نمود، مثلا در ساعت توقف سیستم هرگونه نمایش مصرف هوا نشانه اتلاف می باشد، یا درصورت قطع سیستم و کمپرسور افت فشار شبکه یا بخشی از آن نشانه اتلاف هوای فشرده شده است. البته ساده تر از آن تشخیص محل صدای نشتی ها است. عملکرد کمپرسور در زمان قطع مصارف خود نشان دیگری از اتلافات است و بسیاری موارد دیگر که همه می توانند جهت تشخیص محل نشتی راهنما باشند.

بمنظور تشخیص مقدار مصرف، تغییرات و مقدار نشتی بهترین راه، نصب جریان سنج هوا در پایین دست receiver هوا می باشد. البته نصب جریان سنجهای متعدد در بخشهای مختلف کمک بسیاری به تشخیص نشتی ها در هر واحد می نماید. عدم وجود نشتی یا ۰ درصد نشتی ایده آل است اما نشتی همیشه در سیستم وجود خواهد داشت و باید در نظر داشت که نشتی از ۵ درصد تجاوز پیدا نکند.

دستگاه کمپرسور

کمپرسورهای متنوعی جهت تأمین هوای فشرده وجود دارند؛ کمپرسور رفت و برگشتی (Reciprocating)، کمپرسور پره های دوار (Rotary Vane)، کمپرسور پیچشی (Screw) و کمپرسور توربینی (Turbine). مدل توربینی در مصارف بسیار بالای هوای فشرده کاربرد دارد و اغلب در کاربردهای فشار پایین و سایتهای با وسعت بالا بکار می رود.

کمپرسورهای رفت و برگشتی عموما برای خوانندگان متعارف تر و نام آشنا تر می باشد، که بصورت تک مرحله ای یا چند مرحله ای وجود دارد.

کمپرسور های دورانی دارای یک بخش دوار می باشند، داخل یک محفظه سیلندر دارای پره های آزادی هستند که در شیارهای شعاعی وارد می شوند و حول مرکز به گردش در می آیند. چرخش حول مرکز باعث می شود پره ها با نیروی گریز از مرکز به سمت خارج پرتاب گردند و موجب رفت و برگشت محفظه فشرده سازی شوند. یک مقدار کم روغن جهت آب بندی به محفظه اضافه می گردد و این روغن موجب روانکاری و خنک کاری پره ها نیز می گردد. این مدل نیز بصورت یک مرحله ای و چند مرحله ای وجود دارد.

یک ضابطه خاص درخصوص انتخاب یک کمپرسور یک مرحله ای یا چند مرحله ای وجود ندارد. آنچنانکه در جدول ۳ مشاهده می شود، کمپرسور چند مرحله ای توان مصرفی کمتری نیاز دارد. اما این کمپرسورها هزینه خرید بالاتری دارند. لذا بین هزینه مصرفی و اولیه مدلهای تک مرحله ای و چند مرحله ای بالانس برقرار می شود.

البته معمولا جهت ساده سازی و کاهش هزینه اولیه کمپرسورهای با ظرفیت کم و فشار تا ۷ بار مدل تک مرحله ای بکار می رود. همچنین یک تفاوت قابل ملاحظه اختلاف دمای خروجی هوای فشرده شده از کمپرسورهای تک مرحله ای و چند مرحله ای است که در جدول ۴ مشاهده می شود.

	Final Temperature (°C) of Adiabatic Compression from Free Air at 1·013 bar at 20°C	
Gauge Pressure bar	Single Stage	Two Stage
3	164	85
4	192	97
5	218	106
6	240	116
8	278	129
10	310	141
14	365	160

جدول ۴: دمای هوای خروجی از کمپرسور

تعیین سایز کمپرسور خارج از این بحث می باشد اما در این خصوص مواردی را باید به خاطر داشت، یکی از این نکات اثر ارتفاع در راندمان حجمی کمپرسور می باشد، آنچنانکه در جدول ۵ نشان داده شده است.

نکات دیگری که در زمان تعیین سایز باید توجه داشت بدین شرح می باشد:

۱) نیاز توسعه در آینده
۲) ماکزیمم و مینیمم فشار مورد نیاز در سیستم
۳) روش خنک کاری مورد نیاز
۴) نوع کمپرسور
۵) هزینه های جاری

۶) هزینه های اولیه

۷) فضای مورد نیاز جهت نصب تجهیزات

Altitude m	Barometric Pressure mbar	Percentage Relative Volumetric Efficiency compared with Sea Level 4 bar	7 bar
Sea Level	1013	100	100
500	945	98·7	97·7
1000	894	97·0	95·2
1500	840	95·5	92·7
2000	789	93·9	90·0
2500	737	92·1	87·0

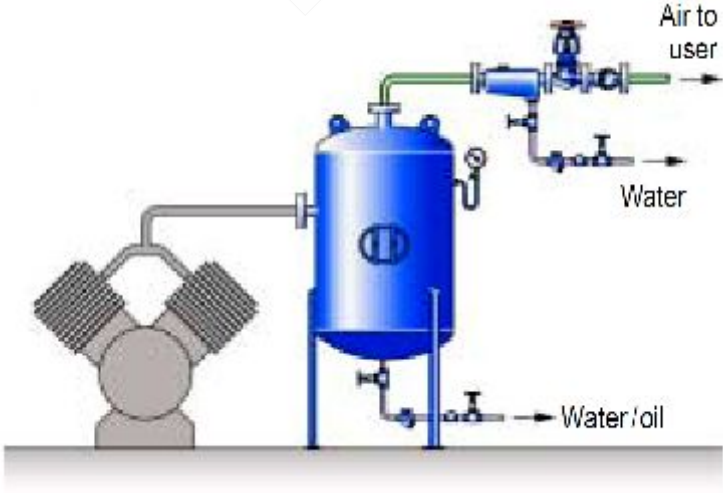
جدول ۵: ضرایب اصلاح دبی حجمی تولیدی کمپرسور در ارتفاعات مختلف

خنک کاری کمپرسور

بدلیل افزایش دمای هوا بعد از تراکم، نیاز به استفاده از یک نوع سیستم خنک کاری وجود دارد، بطوریکه دما تا حدی پایین آید که روانکاری رضایتبخش فراهم شود و تنش حرارتی زیادی به دستگاه وارد نگردد. این سرمایش توسط هوا و یا آب امکانپذیر است.

امروزه کمپرسورهای هوا خنک تا ظرفیت های ۳۵۰ دسی مترمکعب بر ساعت و تا فشارهای ۱۴ بار تولید می گردند. سیلندرهای هوای خنک پیشرفت نموده اند و سرمایش توسط فن بصورت مستقیم روی هوای داخل سیلندر اعمال می گردد. این کمپرسورها نباید در محیط محدود بهره برداری گردند. همچنین دمای بالای محیط از سرمایش هوا در این مدلها جلوگیری می نماید.

یک روش متداول سرمایش کمپرسور استفاده از ژاکت آب می باشد. البته استفاده از سرمایش آب در خنک کن میانی مراحل تراکم هوا (inter Cooler) و یا در خنک کن انتهای مرحله تراکم (after cooler) مناسب تر و مطلوب تر است، زیرا ژاکت آب باعث می گردد رطوبت موجود در هوای فشرده شده داخل سیلندر به کندانس تبدیل شود و موجب جلوگیری از روانکاری مطلوب گردد و همچنین موجب خوردگی گردد، در حالی که در inter و after کولر سیستم درین تعبیه می گردد (مشابه سیستم درین در receiver) و به راحتی آب تشکیل شده تخلیه می شود، شکل ۱.



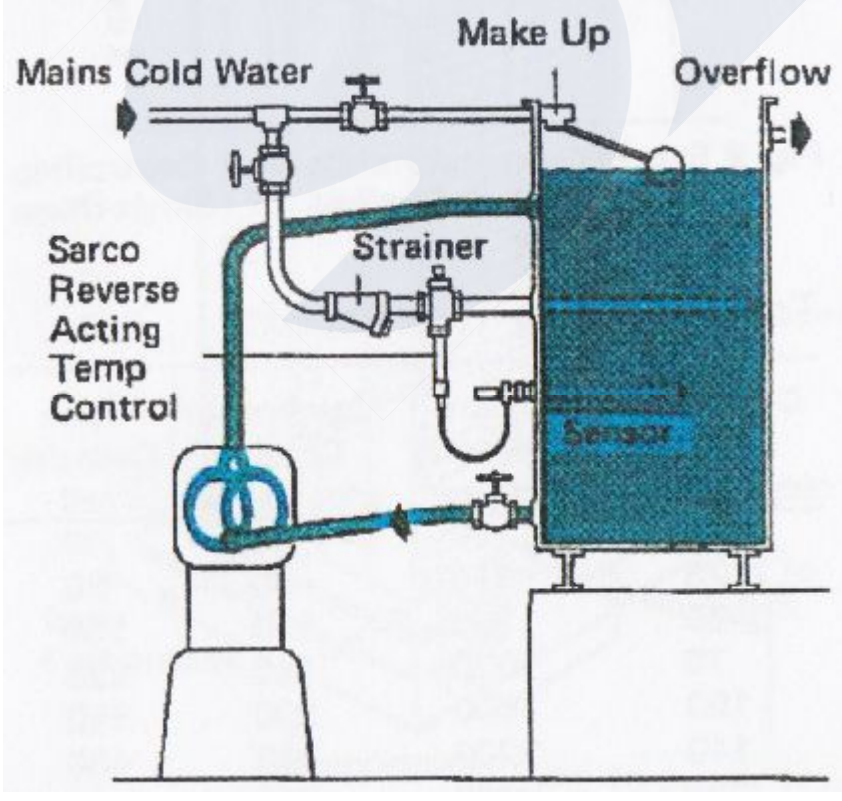
شکل۱: طرح پیشنهادی SPIRAX SARCO درین کندانس در receiver

چرخش ترموسیفون

پدیده ترموسیفون که متکی بر همرفت جریان یا جابجایی سیال است در کمپرسورهای تک مرحله ای کوچک می تواند بسیار مفید واقع شود، درصورت وجود ژاکت آب به راحتی بین ژاکت و مخزن ذخیره جابجا می گردد. زمانیکه آب داخل ژاکت گرم شد با آب مخزن ذخیره آب که سرد است جابجا می شود و عملیات خنک کاری براحتی صورت می پذیرد. بمنظور سهولت بهتر است لوله ها (دو لوله رفت و برگشت) از مخزن در بالا به ژاکت در پایین و بالعکس هدایت گردند. لوله های افقی باعث کاهش جریان و حتی موجب محبوس شدن هوا و توقف جریان در لوله ها می گردد. بهتر است مخزن در هوای آزاد تعبیه گردد و روی مخزن باز باشد تا با تبخیر سطحی خنک کاری تسریع شود. همچنین تانک با سطح گسترده با افزایش تبخیر سطحی و در نتیجه تسریع خنک کاری همراه است.

ضرری که استفاده از این تانک در بر دارد، مشکلات یخ زدگی در آب و هوای سرد است، زمانیکه کمپرسور خاموش می گردد، آب داخل مخزن یخ می زند. لذا در این شرایط نیاز است آب تغذیه به مخزن دارای شیر و خروجی از مخزن به کمپرسور نیز مجهز به شیر قطع و وصل باشد تا آب ژاکت تخلیه شود. بهتر است جهت جلوگیری از یخ زدگی از یک هیتر برقی در مخزن استفاده نمود.

برخی مواقع درجاییکه مخزن داخل نصب می شود یا جاییکه فشار کاری افزایش می یابد، ظرفیت سرمایی ممکن است کافی نباشد و لذا سرمایش اضافه تری مورد نیاز است که می توان با نصب یک شیر کنترل ترموستاتیک دما نرمال بسته در زمان نیاز آب سرد بیشتری به سیستم اضافه گردد و نهایتا آب مازاد از طریق سرریز تخلیه می گردد. شکل۲.



شکل۲: طرح پیشنهادی مخزن آب سیستم سرمایش کمپرسور طرح SPIRAX SARCO

شیر کنترل کمک می کند تا از مصرف آب اضافی کاسته شود. ضمنا با استفاده از یک طرح مناسب می توان از انرژی آب گرم تولید شده استفاده نمود بجای اینکه انرژی آنرا تلف نماییم.

علاقه مندان می توانند جهت کسب اطلاعات بیشتر با دفتر فنی شرکت سامان پایا ایده تماس حاصل فرمایند: ۴- ۲۶۲۱۸۵۲۳