

Natural Gas Transmission and distribution

Presented by:

Nafiseh Binesh

فصل ششم

«تراکم گاز طبیعی»

انواع تراکم

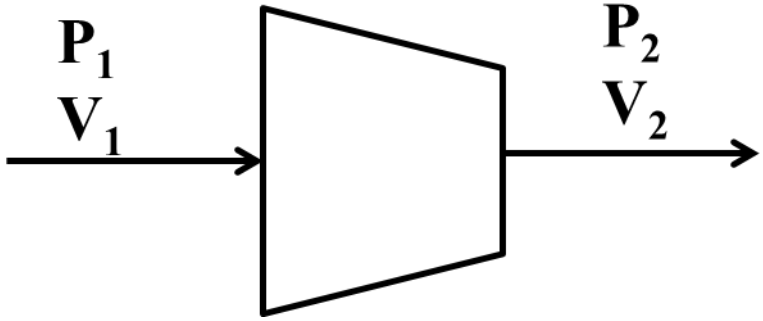
1. تراکم ایزوترمال (همدما)
2. تراکم آیزنتروپیک (آنتروپی ثابت، یا آدیاباتیک برگشت پذیر)
3. تراکم پلی تروپیک (برای گازهای حقیقی)

همانطور که می دانیم عمل تراکم برای گازها در داخل کمپرسور انجام می شود.

بنابراین در ادامه به بیان معادلات تراکم در داخل کمپرسور در هر یک از سه حالت فوق می پردازیم.

۱. تراکم ایزوترمال (همدما)

- همانطور که می دانیم، عمل تراکم با افزایش دما همراه می باشد. بنابراین اگر قرار باشد تراکم به صورت همدما رخ دهد، می توان یک پوسته برای کمپرسور تعبیه کرد، بنحویکه یک سیال سرد در داخل این پوسته در جریان باشد، تا گرمای حاصل از تراکم گاز را دریافت نماید و دمای گاز ثابت بماند (در عمل فرآیند همدما امکانپذیر نیست).



- قانون اول ترمودینامیک:

$$du=dQ-dW$$

در فرآیند همدما ، $du=0 \leftarrow dQ-dw=0 \leftarrow dQ=dW$

یعنی کل گرما به کار تبدیل می شود که چنین چیزی در عمل امکانپذیر نیست.

فرض گاز ایده آل: $PV=RT \leftarrow$ دما ثابت $\leftarrow PV=$ ثابت $\leftarrow P_1V_1=P_2V_2$

۲. تراکم آیزنتروپیک(آدیاباتیک برگشت پذیر)

- با توجه به اینکه این نوع فرآیند آدیاباتیک است، پس هیچ گرمایی بین کمپرسور و محیط مبادله نمی شود. برای این منظور باید کمپرسور را کاملاً عایق بندی کرد:

$$dQ=0$$

- قانون اول ترمودینامیک:

$$du=dQ-dW \rightarrow du=-dw$$

با فرض گاز ایده آل و عدم اتلاف انرژی:

$$du=C_v dT \quad ; \quad dw=pdV$$

در نتیجه:

$$\left.\begin{array}{l} C_v dT = -pdV \\ P=\dfrac{RT}{V} \end{array}\right\} \longrightarrow C_v dT = -\frac{RT}{V}dV$$

$$\frac{dT}{T} = -\frac{R}{C_v}\frac{dV}{V} \qquad (1)$$

- پیش از این در ترمودینامیک برای گاز ایده آل اثبات شد:

$$\left.\begin{array}{l} C_p - C_v = R \\ K = C_p / C_v \end{array}\right\} \longrightarrow \quad \frac{R}{C_v} = \frac{C_p - Cv}{C_v} = \frac{C_p}{C_v} - 1 = K - 1$$

- عبارت فوق را در رابطه ۱ جایگزین می کنیم:

$$\frac{dT}{T} = -\frac{R}{C_v}\frac{dV}{V} \quad (1) \longrightarrow \quad \frac{dT}{T} = -(K-1)\frac{dV}{V}$$

$$ln\ \frac{T_2}{T_1} = -(K-1) ln\ \frac{V_2}{V_1} = ln\ \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{-(k-1)}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{-(k-1)} \longrightarrow \boxed{\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{(k-1)} \quad (2)}$$

- اما معمولا رابطه بین دما و فشار مهم است. بنابراین به صورت زیر عمل می کنیم:

$$PV=nRT \longrightarrow \frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}\frac{P_2}{P_1}$$

- عبارت فوق را در رابطه ۲ قرار می دهیم:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{(k-1)} \quad (2)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{T_1}{T_2}\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{(k-1)}\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)}$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)} \longrightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} \quad (3)$$

- اگر رابطه ۲ و ۳ را با یکدیگر برابر قرار دهیم به تساوی زیر نیز می رسیم:

$$\frac{T_2}{T_1}=\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{(k-1)} \quad (2)$$

$$\frac{T_2}{T_1}=\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} \quad (3)$$

$$\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{(k-1)}=\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$$

- حال اگر طرفین رابطه فوق را به توان k/(k-1) برسانیم به تساوی زیر می رسیم:

$$\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k}=\frac{P_2}{P_1} \longrightarrow P_1V_1^{k}=P_2V_2^{k} \longrightarrow \boxed{PV^{k}=\text{ثابت}}$$

- اگر نسبت فشار خروجی به فشار ورودی را برابر نسبت تراکم در نظر بگیریم، یعنی $r=P_2/P_1$ می توان رابطه ۳ را به صورت زیر نوشت:

$$\boxed{\frac{T_2}{T_1}=(r)^{(k-1)/k}}$$

۳. تراکم پلی تروپیک

تراکم پلی تروپیک یک فرآیند واقعی است که در واقعیت در کمپرسور رخ می دهد. در این فرآیند، معادله حالت زیر حاکم است:

$$PV^n = \text{ثابت}$$

- که در این رابطه n توان پلی تروپیک بوده و تابعی از k و η_p می باشد.

$$n = f(k, \eta_p)$$

که η_p بازده پلی تروپیک کمپرسور می باشدو به صورت زیر تعریف می شود.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n}$$

$$\eta_p = \frac{(k-1)/k}{(n-1)/n}$$

معمولاً k برای ما معلوم است. η_pهم معمولاً توسط فروشنده کمپرسور ارائه میشود. بنابراین از رابطه بالا n (توان پلی تروپیک) محاسبه می شود.

- از Fig. 9-11 نیز می توان برای تعیین η_p استفاده کرد.

- ابتدا از محور افقی پایین یا بالا دبی حجمی را می خوانیم (محور افقی پایین بر حسب $1000ft^3/min$ و محور افقی بالا بر حسب m^3/min). سپس عدد خوانده شده را به صورت عمودی به خط روی نمودار وصل کرده و سپس از محور عمودی مقدار η_p را می خوانیم.

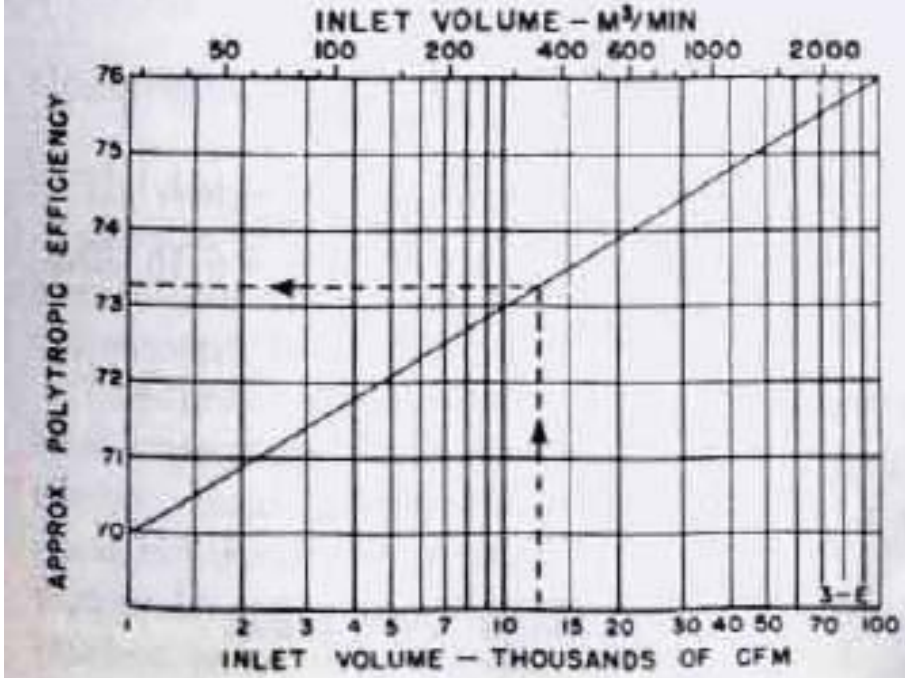


Figure 9-11. Approximate polytropic compression efficiency of a dynamic compressor versus inlet capacity. (From *Compressed Air and Gas Data*, 1982; courtesy of Ingersoll-Rand Co.)

- بنابراین مراحل محاسبه n به صورت زیر خواهد بود:

- خواندن η_p از Fig. 9-11 با توجه به دبی
- محاسبه C_p
- محاسبه k از رابطه $k=\frac{C_p}{C_p-R}$
- محاسبه n از رابطه $\eta_p=\frac{(k-1)/k}{(n-1)/n}$

.

- **یادآوری: محاسبه C_p برای مخلوط گاز طبیعی با ترکیب درصد مشخص**

✓ابتدا p_c و T_c و M_i را برای هر یک از اجزا از از جدول ۴-۹ می خوانیم.

✓محاسبه دما و فشار بحرانی از قانون اختلاط کی و سپس تعیین T_r و P_r

✓محاسبه $M_g=\sum y_i M_i$ و سپس $\gamma_g=M_g/M_{air}$

✓خواندن c_{pi}^o (c_p در فشار ۱ اتمسفر) از Fig. 4-49 با توجه به دمای سیستم ($Btu/b_m.^\circ F$)

✓(اعداد خوانده شده را باید در جرم مولکولی هر جزء ضرب کرد تا به $Btu/bmole.^\circ F$ تبدیل شود)

✓محاسبه c_p^o از رابطه $C_p^0= \sum y_i C_{pi}^0$

✓تعیین ΔC_p با استفاده از Figure 4-55

✓تعیین C_p با استفاده از رابطه $\Delta C_p=C_p-C_p^0$

- **مثال: یک گاز با ترکیب درصد زیر، با فشار 100 psia و دمای 150°F و دبی 10000 ft^3/min وارد یک کمپرسور می شود. برای این گاز پارامتر n را محاسبه نمایید.**

Component	Mole %	y_i	M_i	P_{ci}(psia)	T_{ci}(°R)	Cp_i
CH_4	92.16 %	0.9216	16.04	673.1	343.3	
C_2H_6	4.88%	0.0488	30.07	708.3	549.8	
C_3H_8	1.85%	0.0185	44.09	617.4	666	
i-C_4H_{10}	0.39%	0.0039	58.12	529.1	734.7	
n-C_4H_{10}	0.55%	0.0055	58.12	550.7	765.3	
i-C_5H_{12}	0.17%	0.0017	72.15	483	829.8	

$C_p^0 = \sum y_i C_{pi}^0 =$ Btu/lbmole. ˚F

$P_c = \sum y_i P_{ci} = 672.23$ psia $\rightarrow p_r = \frac{100}{672.23} = 0.15$

$T_c = \sum y_i T_{ci} = 364$ ˚R $\rightarrow T_r = \frac{150+460}{364} = 1.67$

Figure 4-55 →

$\Delta C_p =$ Btu/lbmole. ˚F

$\Delta C_p = C_p - C_p^0 \rightarrow C_p =$ Btu/lbmole.˚F

$$\mathbf{k} = \frac{C_p}{C_p - R} =$$

Q=10000 ft^3/min

Figure 9-11 

$$\eta_p = \frac{(k-1)/k}{(n-1)/n}$$

توان ایده آل کمپرسور

روش اول: روش تحلیل که از معادلات عمومی جریان استفاده می شود.

روش دوم: نمودار مولیر Mollier Chart

روش سوم:نمودارهای تجربی

در هر یک از سه روش فوق، با توجه به اینکه هدف تعیین توان ایده ال است (نه توان واقعی)، یک ترکم آدیاباتیک برگشت پذیر برای فرآیند انجام گرفته در داخل کمپرسور فرض می شود.

روش اول: روش تحلیلی برای محاسبه توان کمپرسور

در این روش رابطه زیر برای توان ایده آل کمپرسور اثبات شده است:

$$IHP = \frac{3.0303\, q_{sc} P_{sc} T_1}{T_{sc}} \frac{k}{k-1} \left[(r)^{k-1/k} - 1\right]$$

- در رابطه فوق، توان بر حسب اسب بخار **hp**، دما بر حسب **R**، فشار بر حسب **psia** و دبی برحسب **MMscfd** می باشد.
- از این رابطه مشخص است که هرچه دمای ورودی به کمپرسور بالاتر باشد، کار بیشتری برای تغییر فشار مورد نیاز است. بنابراین بازدهی کاهش می یابد.
- به همین دلیل از کمپرسور چندمرحله ای استفاده شده و بین هر دو مرحله از یک کولر میانی استفاده می شود تا دمای گاز کاهش یابد.
- همچنین از رابطه فوق مشخص است هرچه نسبت تراکم بالاتر **r** بالاتر باشد، کار مورد نیاز افزایش می یابد. بنابراین برای تغییر فشارهای زیاد نیز از کمپرسورهای چندمرحله ای استفاده می شود.

در صورتیکه $\mathbf{P_1}$، $\mathbf{P_2}$ و $\mathbf{T_1}$ معلوم باشد، می توان با استفاده از روابط آدیاباتیک دمای تخلیه $\mathbf{T_2}$ و همچنین مقدار گرمای گرفته شده از گاز در داخل کولر را محاسبه کرد.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$$

$$Q = n_B C_{p,\,ave} \Delta T$$

در رابطه فوق $\mathbf{n_B}$ تعداد مول های گاز و $\mathbf{\Delta T}$ اختلاف دمای ورودی و خروجی کولر است.

روش دوم: استفاده از نمودار مولیر Mollier Chart

- در این روش رابطه زیر برای محاسبه توان ایده ال کمپرسور ارائه شده است:

$$IHP = 1.6376 * 10^{-5} \frac{n_g(h_2 - h_1)}{t} \ (hp)$$

توان ایده آل کمپرسور
Ideal Horse Power

- در این رابطه n_g بر حسب lbmol، h بر حسب Btu/lbmole و t بر حسب day می باشد.
- برای محاسبه h باید به نمودارهای مولیر مراجعه کنیم، این نمودارها برای γ_gهای مختلف ارائه شده اند.

- برای استفاده از این نمودار ابتدا خط فشار مورد نظر را روی نمودار پیدا می کنیم.
- سپس خط دمای مورد نظر را پیدا می کنیم
- سپس محل تقاطع این دو خط را پیدا کرده و از محور عمودی مقدار آنتالپی را می خوانیم.

- بنابراین همانطور که از نمودار مشخص است، برای تعیین آنتالپی در ورودی و خروجی کمپرسور به دما و فشار نیاز داریم.

- معمولا دما و فشار در ورودی مشخص است، بنابراین آنتالپی ورودی $\mathbf{h_1}$ به سادگی قابل تعیین است.

- اما در خروجی فقط فشار معلوم است و مقدار دما مجهول می باشد. برای تعیین آنتالپی در خروجی دو روش وجود دارد:

روش اول: با توجه به اینکه T_1،P_1 و P_2 معلوم باشد، می توان با استفاده از روابط آدیاباتیک دمای خروجی T_2 را از رابطه زیر تعیین کرده و مجدد h_2 را از نمودارهای مولیر تعیین نمود.

$$\frac{T_2}{T_1}=\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$$

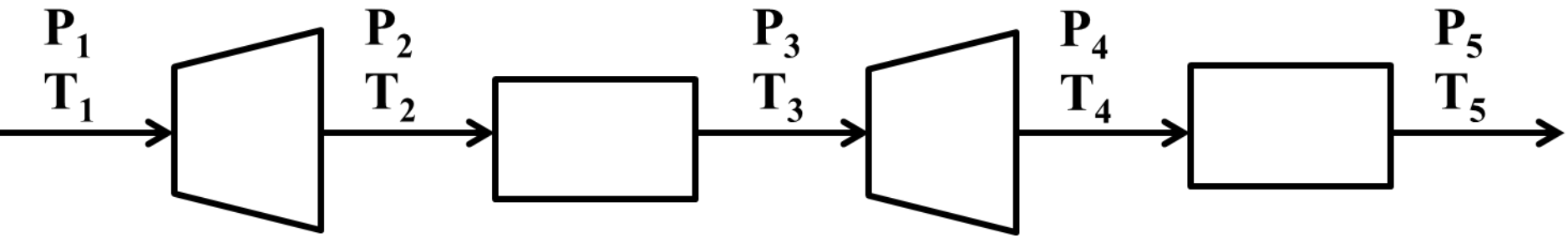
روش دوم: همانطور که می دانیم فرآیند در داخل کمپرسور آدیاباتیک برگشت پذیر یا آنتروپی ثابت در نظر گرفته می شود. از سوی دیگر محور افقی نمودارهای مولیر مقدار آنتروپی را نشان می دهد. بنابراین برای تعیین h_2 می توان به این صورت عمل کرد:

- ابتدا خط T_1 و P_1 را پیدا کرده و محل تقاطع آنها را به عنوان نقطه ورودی کمپرسور تعیین می کنیم.
- سپس از این نقطه به صورت عمودی (آنتروپی ثابت) به سمت بالا حرکت می کنیم تا جاییکه خط مربوط به P_2 را قطع کند.
- این نقطه خروجی کمپرسور است که می توان دما T_2 و آنتالپی h_2 معادل آن را خواند.

حال سیستم کمپرسور چند مرحله ای با کولرهای میانی را در نظر بگیرید. فرض کنید بخواهیم مقدار کار انجام شده در هر کمپرسور و گرمای گرفته شده در هر کولر را تعیین کرد. می دانیم:

$W_s=n_g\Delta h$ (Btu) مقدار کار انجام شده در هر کمپرسور

$Q=n_g\Delta h$ (Btu) مقدار گرمای گرفته شده در هر کولر (فرآیند فشار ثابت)



$T_1=T_3=T_5$

$P_2=P_3$

$P_4=P_5$

$W_1=n_g(h_2-h_1)$

$W_2=n_g(h_4-h_3)$

$Q_1=n_g(h_3-h_2)$

$Q_2=n_g(h_5-h_4)$

حال فرض کنید بخواهیم به ترتیب W_1، Q_1، W_2 و Q_2 را محاسبه کنیم. به صورت زیر عمل می کنیم:

- مشخص کردن تقاطع T_1 و P_1 (نقطه ۱) و خواندن h_1
- از نقطه ۱ به صورت عمودی حرکت می کنیم تا زمانیکه خط P_2 را قطع کند (نقطه ۲)، دمای این نقطه T_2 و h_2 را می خوانیم.
- از نقطه ۲ روی خط فشار ثابت (کولر) حرکت می کنیم تا به دمای T_1 (خروجی کولر) برخورد کنیم (نقطه ۳)، آنتالپی این نقطه h_3 را می خوانیم.
- از نقطه ۳ به صورت عمودی حرکت می کنیم تا زمانیکه خط P_4 را قطع کند (نقطه ۴)، دمای این نقطه T_4 و h_4 را می خوانیم.
- از نقطه 4 روی خط فشار ثابت (کولر) حرکت می کنیم تا به دمای T_1 (خروجی کولر) برخورد کنیم (نقطه ۵)، آنتالپی این نقطه h_5 را می خوانیم.

حال با معلوم بودن آنتالپی کلیه نقاط می توان کار انجام شده در هر کمپرسور و گرمای گرفته شده در هر کولر را تعیین نمود. شکل زیر این مراحل را به صورت شماتیک نشان می دهد.

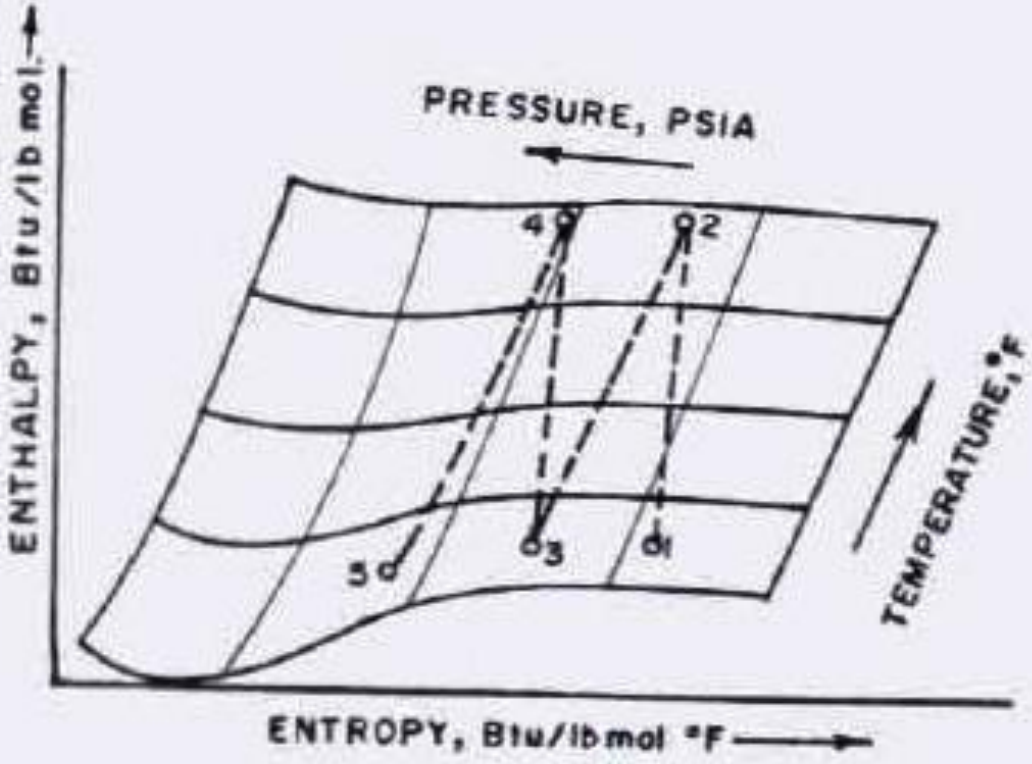


Figure 9-19. Mollier diagram of a two-stage compression process.

روش سوم محاسبه توان کمپرسور: استفاده از نمودارهای تجربی

- در این روش نمودارهایی توسط سازندگان کمپرسور ارائه می شود که در این نمودارها توان واقعی مورد نیاز به متغیرهای فرآیند تراکم مرتبط شده است.

- این روش بسیار ساده است و مستقیماً بازده و سایر فاکتورهای یک کمپرسور واقعی را حاصل می نماید.

- اما این نمودارها کلی نیستند و هر شرکت سازنده یک نمودار ارائه می دهد و نمی توان یک نمودار کلی برای همه کمپرسورها ارائه داد. زیرا مثلا برای یک ترکیب خاص گاز و یا برای یک نوع خاص کمپرسور ارائه شده است.

توان واقعی کمپرسور BHP

- توان واقعی مورد نیاز برای یک کمپرسور همواره بیشتر از توان ایده آل است.
- اتلاف انرژی را می توان توسط دو نوع بازده نشان داد:

الف) بازده تراکم η_c : بازده تراکم شامل تأثیرات ناشی از انحراف های ترمودینامیکی ایجاد شده از حالت ایده آل است. مانند اغتشاشات در جریان جریان گاز، اصطکاک ناشی از جریان گاز و دمای بالای گاز ورودی.

η_c معمولاً بین ۹۳٪-۸۳٪ بوده و به صورت توان ایده آل مورد نیاز به توان واقعی موردنیاز در داخل سیلندر کمپرسور برای متراکم کردن و تحویل گاز تعریف می شود.

$$\eta_c = \frac{IHP}{GHP}$$ η_c =0.83-0.93

ب) بازده مکانیکی η_m : علاوه بر انحرافات فوق افت اصطکاکی در بخش های مختلف دستگاه می تواند باعث کاهش بازده شود .

بازده مکانیکی به صورت توان مورد نیاز در داخل محفظه تراکم به توان واقعی کل فرآیند تراکم تعریف می گردد.

$$\eta_m = \frac{GHP}{BHP}$$ η_m =0.88-0.95

$$\eta_c = \frac{IHP}{GHP}$$

$$\eta_m = \frac{GHP}{BHP}$$

$$\longrightarrow \quad BHP = \frac{GHP}{\eta_m} = \frac{IHP}{\eta_m \eta_c}$$

$$BHP = \frac{IHP}{\eta}$$

$$\eta = \eta_m \eta_c = \mathbf{0.73\text{-}0.88}$$

دسته بندی کمپرسوها از نظر عملکرد

۱. کمپرسورهای گسسته که مهم ترین نوع آن کمپرسور رفت و برگشتی است.

۲. کمپرسورهای دینامیکی که مهم ترین نوع آن کمپرسور سانتریفیوژ یا گریز از مرکز است.

طراحی کمپرسورهای رفت و برگشتی

- در این کمپرسورها، با حرکت پیستون به سمت عقب، گاز به درون سیلندر وارد شده و فضای درون سیلندر را پر می کند.
- در حرکت رو به جلو، با اعمال نیرو از سوی پیستون، گاز حبس شده در سیلندر متراکم می گردد.
- برای ورود گاز به داخل سیلندر باید فشار گاز ورودی بیشتر از نیروی شیر ورودی باشد و فشار داخل سیلندر باید از نیروی شیر خروجی زیادتر شود.

طراحی کمپرسورهای رفت و برگشتی شامل چندین مرحله می باشد که در ادامه بطور کامل توضیح داده می شود.

مرحله اول: تعداد مراحل مورد نیاز n_s : برای تعیین تعداد مراحل برای یک نسبت تراکم مشخص به صورت زیر عمل می کنیم:

- حالت اول: بدون سردکن میانی

$$r_{opt} = (rt)^{1/ns} = \left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{1/ns}$$

- r_{opt} نسبت تراکم بهینه در هر مرحله است و باید بین ۴تا۶ باشد.
- r_t نسبت تراکم کل است که در کل فرآیند تراکم باید به آن برسیم.
- نسبت تراکم کل به صورت فشار خروجی از فرآیند P_d به فشار ورودی به فرآیند P_s تعریف می شود.

- حالت دوم: همراه با سردکن میانی

$$r_{opt} = \left(\frac{r_t}{0.97}\right)^{1/ns}$$

مثال: در صورتیکه در یک فرآیند تراکم بخواهیم فشار را از ۱۰۰ psi به ۲۵۰۰ psi برسانیم، تعداد مراحل مورد نیاز را برای دو حالت بدون سردکن میان و همراه با سردکن میانی محاسبه نمایید.

$$r_t = \frac{2500}{100} = 25$$

- حالت اول: بدون سردکن میانی

$$r_{opt} = (rt)^{1/ns} \longrightarrow r_{opt} = (25)^{1/ns}$$

- $n_s=1 : r_{opt}= 25$ غیر قابل قبول
- $n_s=2: r_{opt}= (25)^{1/2}=5$ قابل قبول (بین۴تا۶)
- $n_s=3: r_{opt}= (25)^{1/3}=3$ غیر قابل قبول

- **حالت دوم: همراه با سردکن میانی**

$$r_{opt}=\left(\frac{r_t}{0.97}\right)^{1/ns} \longrightarrow r_{opt}=\left(\frac{25}{0.97}\right)^{1/ns}=(25.77)^{1/ns}$$

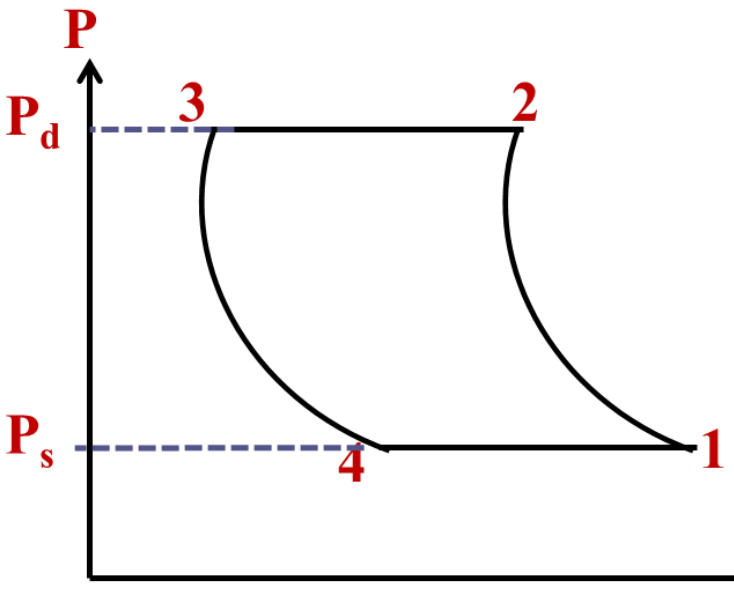
- $n_s=1 : r_{opt}= 25.77\sim25$ غیر قابل قبول
- $n_s=2: r_{opt}= (25.77)^{1/2}=5.07\sim 5$ قابل قبول (بین۴تا۶)

- در این مثال چون نسبت تراکم خیلی بالا نبود، تعداد مراحل در هر دو حالت یکسان بدست آمد، اما در نسبت های تراکم بالا طبیعتاً هنگامیکه از سردکن میانی استفاده شود، تعداد مراحل مورد نیاز کاهش خواهد یافت.

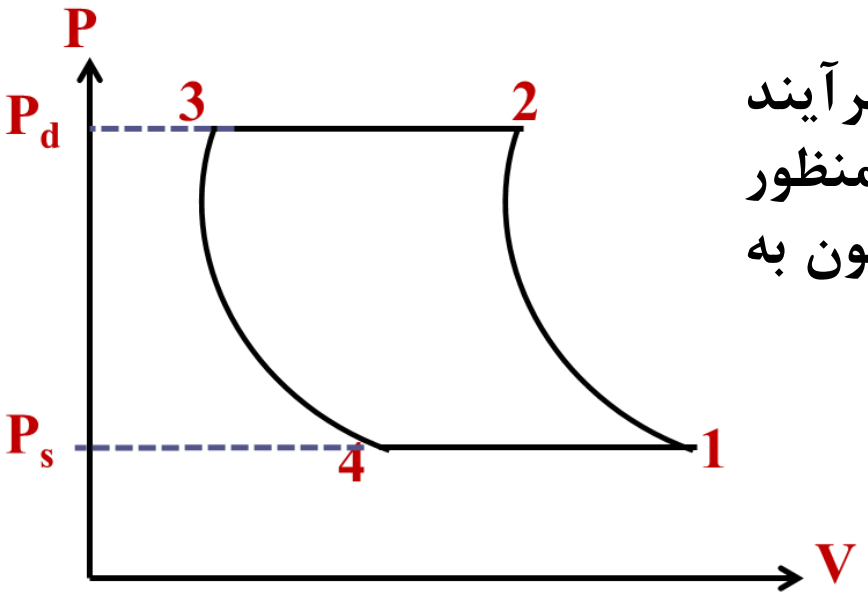
مرحله دوم: توان ایده آل کمپرسور IHP: از روابط و روش های گفته شده در جلسات قبل قابل محاسبه است.

مرحله سوم: محاسبه بازده حجمی کمپرسور η_v :

برای تعریف بازده حجمی کمپرسور ابتدا لازم است تا مراحل مختلف تراکم گاز در داخل کمپرسور رفت و برگشتی توضیح داده شود



مرحله ۱ به ۲: در نقطه ۱ گاز در داخل سیلندر است و کل محفظه سیلندر را پر کرده است. در این نقطه فشار برابر با فشار مکش است. با حرکت پیستون به سمت بالا و متراکم شدن گاز، حجم کاهش و فشار افزایش می یابد تا زمانیکه فشار به فشار تخلیه در نقطه ۲ برسد.



مرحله ۲ به ۳: طی یک فرآیند فشار ثابت فرآیند تخلیه گاز در فشار تخلیه انجام می شود. به منظور ثابت ماندن فشار در حین فرآیند تخلیه، پیستون به سمت بالا حرکت کرده و حجم کاهش می یابد.

مرحله ۳ به ۴: پیستون مجدد به سمت پایین حرکت می کند. در این مرحله هیچ گازی در داخل سیلندر نیست. در نتیجه ی حرکت پیستون، حجم افزایش و فشار کاهش می یابد، تا زمانیکه به فشار مکش برسیم.

مرحله ۴ به ۱: فرآیند مکش به صورت فشار ثابت در فشار مکش انجام می شود. با توجه به اینکه فشار باید ثابت بماند، پیستون همچنان به سمت پایین حرکت می کند و حجم افزایش می یابد.

با توجه به اینکه در مرحله ۳ به ۴ هیچ گازی وارد سیلندر نمی شود، و از نقطه ۴ به ۱ در حین حرکت پیستون گاز وارد سیلندر می شود، بنابراین حجم گاز ورودی برابر با حجم کل جابجایی پیستون نخواهد بود. در نتیجه بازده حجمی به صورت زیر تعریف می شود:

بازده حجمی: نسبت تغییر حجم گاز به تغییر حجم جابجایی پیستون

$$\eta_V = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3}$$

روابط تجربی نیز برای محاسبه بازده حجمی وجود دارد.

$$\eta_V = 1 - (r^{1/k} - 1)\, Cl \qquad (1)$$

$$\eta_V = 1 - A - lu - Cl\left(\frac{Z_1}{Z_2} r^{1/k} - 1\right) \qquad (2)$$

Cl : این پارامتر حجم ترخیص کمپرسور است و به صورت زیر تعریف می شود:

$$\text{Clearance Volume} = Cl = \frac{V_3}{V_1 - V_3}$$

A: فاکتور مربوط به پرشدن سیلندر، نشت گاز، اصطکاک و ... بوده و بین ۰/۰۳ تا ۰/۰۶ می باشد.

lu: فاکتور مربوط به روغنکاری کمپرسور است. در صورتیکه پیستون روغنکاری شده باشد این پارامتر صفر و در صورتیکه روغنکاری نشده باشد ۰/۰۵ می باشد.

Z_1 و Z_2 : ضریب تراکم پذیری در هنگام مکش و تخلیه

مرحله چهارم: ظرفیت جریان کمپرسور (سرعت کمپرسور)

- تعریف طول استروک: طول جابجایی پیستون از پایین ترین نقطه تا بالاترین نقطه (L)
- با توجه به تعریف فوق می توان گفت (A سطح مقطع پیستون)

$$L*A=V_1-V_3$$

- حال ظرفیت جریان کمپرسور را می توان از رابطه زیر محاسبه کرد:

$$q_{rc}=\frac{\pi d^2}{4}.\ L.\ S.\ \eta_v$$

q_{rc} ظرفیت جریان بر حسب ft^3/min

d قطر پیستون بر حسب ft

L طول استروک بر حسب ft

S سرعت حرکت پیستون بر حسب دور بر دقیقه rpm

η_v بازده حجمی کمپرسور

بنابراین دبی عبوری از کمپرسور نباید از مقدار q_{rc} بیشتر باشد. و یا اینکه با توجه به دبی عبوری، سرعت مورد نیاز کمپرسور را می توان از رابطه فوق محاسبه کرد.

مثال: یک کمپرسور رفت و برگشتی قرار است برای دبی 5 MMscfd طراحی شود. در صورت استفاده از کولر میانی:

الف) با روش تحلیلی BHP را محاسبه کنید
ب) با روش دیاگرام مولیر BHP را محاسبه کنید.
ج) گرمایی که گاز در هر یک از کولرها از دست می دهد را محاسبه کنید.
د) بازده حجمی کمپرسور را بدست آورید (از تأثیرات Z صرفنظر کنید)
ه) آیا کمپرسور طراحی شده می تواند دبی 5 MMscfd را متراکم سازد؟ در صورتیکه جواب منفی است سرعت مناسب کمپرسور برای این دبی چند است؟

داده های مسئله:

P_s=100 psia	P_d=2500 psia	
T_1=150 ˚F	K=1.2565	
γ_g=0.6	η=0.8	
A=0.05	Lu=0	
Cl=0.08		
L=3 ft	d=12 in	S=1200 rpm

الف) از مثال قبل:

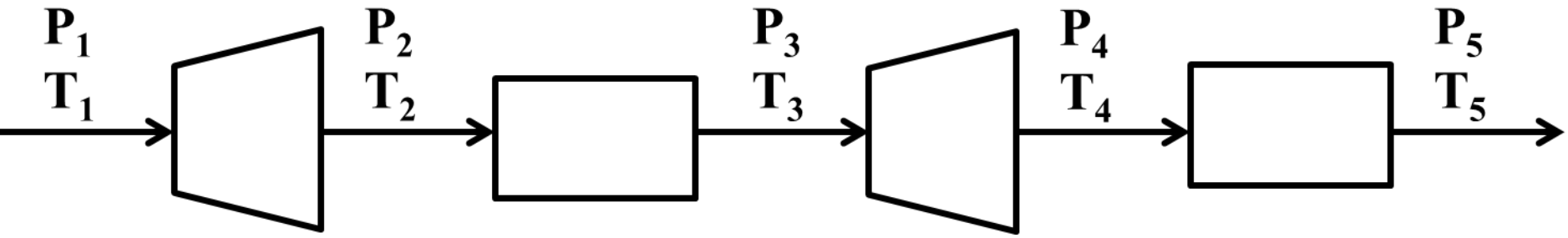
$n_s=2$

$r_{opt}= (25.77)^{1/2}=5.077\sim5$

$$IHP = \frac{3.0303\, q_{sc} P_{sc} T_1}{T_{sc}} \frac{k}{k-1} [(r)^{k-1/k}\text{-}1]$$

$$BHP = \frac{IHP}{\eta} =$$

با توجه به اینکه کمپرسورها مشابه اند، IHP و BHP هر دو کمپرسور یکسان است.



ب)

point	process	P (psia)	T (˚F)	h (Btu/lbmole)
1	ورودی به کمپرسور ۱			
2	خروجی از کمپرسور ۱ (ورودی به کولر۱)			
3	ورودی به کمپرسور ۲ (خروجی از کولر ۱)			
4	خروجی از کمپرسور ۲ (ورودی به کولر ۲)			
5	خروجی از کولر ۲			

$$n_g = \frac{P_1 V_1}{R T_1} =$$

$$IHP = 1.6376 * 10^{-5} \frac{n_g (h_2 - h_1)}{t}$$

کمپرسور اول

$IHP_1 =$

کمپرسور دوم

$IHP_2 =$

$BHP_1 =$

$BHP_2 =$

ج)

کولر اول

$$Q_1=n_g(h_3-h_2)=$$

کولر دوم

$$Q_2=n_g(h_5-h_4)=$$

د)

$$\eta_V = 1- A - lu - Cl \left(\frac{Z_1}{Z_2} r^{1/k} - 1\right)=$$

٥)

$$q_{rc} = \frac{\pi d^2}{4} . L . S . \eta_v =$$

طراحی کمپرسورهای سانتریفیوژ

- در این کمپرسورها، گاز از دریچه مکش وارد شده و به پروانه های کمپرسور برخورد می کند. در نتیجه حرکت پروانه ها، انرژی جنبشی گاز افزایش می یابد. سپس گاز از یک نازل عبور کرده که در نتیجه عبور از نازل سرعت و در نتیجه انرژی جنبشی آن کاهش پیدا کرده و به فشار تبدیل می شود.

- فرآیندی که گاز در این نوع کمپرسورها طی می کند یک فرآیند پلی تروپیک است.

- پارامترهای طراحی این کمپرسورها عبارتند از:

✓ تعداد مراحل مورد نیاز n_s

✓ توان ایده آل و واقعی کمپرسور (IHP و BHP)

✓ سرعت کمپرسور S

مرحله اول: تعداد مراحل مورد نیاز n_s : یک کمپرسور معمولی در صنعت توانی معادل ۹۵۰۰ $lb_f.ft/lb_m$ دارد. حال ما اگر توان مورد نیاز برای یک نسبت تراکم مشخص را بدانیم با تقسیم آن بر ۹۵۰۰ تعداد مراحل مورد نیاز محاسبه می شود.

$$n_s = \frac{lhp}{9500}$$

- برای محاسبه lhp در یک نسبت تراکم مشخص از رابطه زیر استفاده می کنیم:

$$lhp = \frac{53.345\, T_1}{\gamma_g} \frac{n}{n-1} [(r)^{n-1/n} - 1] \quad \frac{lb_f.ft}{lb_m}$$

- که در رابطه فوق nتوان پلی تروپیک است که در ابتدای فصل نحوه محاسبه آن توضیح داده شد:

✓ محاسبه k ← محاسبه η_p ← محاسبه n از رابطه $\eta_p = \frac{(k-1)/k}{(n-1)/n}$

مرحله دوم: محاسبه توان ایده آل کمپرسور IHP

روش اول:

$$IHP = \frac{m.hp}{33000ns}$$

که در این رابطه h_p همان توان بدست آمده در مرحله قبل و m دبی جرمی گاز بر حسب lb_m/min است که به صورت زیر با داشتن دبی حجمی محاسبه می شود:

$$m = \rho q = \frac{P_1 M}{RT_1}.q = \frac{28.97\gamma_g P_1}{10.732 T_1}.q = 2.7\gamma_g \frac{P_1}{T_1}.q$$

$$m = 2.7\gamma_g \frac{P_1}{T_1}.q$$

که در این رابطه q دبی حجمی بر حسب ft^3/min است.

روش دوم: محاسبه IHP از روش های تحلیلی

$$IHP = \frac{3.0303\ qscPscT_1}{T_{sc}} \frac{n}{n-1} [(r)^{n-1/n}\text{-}1]$$

- در رابطه فوق، توان بر حسب اسب بخار hp، دما بر حسب R، فشار بر حسب psia و دبی برحسب MMscfd می باشد.

در نهایت پس از محاسبه IHP ، توان واقعی BHP از رابطه زیر حاصل می شود:

$$\mathbf{BHP} = \frac{IHP}{\eta}$$

مرحله سوم: محاسبه سرعت مورد نیاز کمپرسور S

- **برای محاسبه سرعت کمپرسور از Fig 9-29 استفاده می کنیم که در این نمودار یک محدوده سرعت مشخص می شود. معمولا نقطه وسط این محدوده را به عنوان سرعت مناسب انتخاب می کنیم.**

- **محور افقی دبی بر حسب $1000\ ft^3/min$ است. از عدد دبی خوانده شده روی محور افقی به نمودار وصل می کنیم. یک محدوده سرعت به دست می آید که وسط آن را به عنوان سرعت مناسب انتخاب می کنیم.**

مثال: برای یک گاز با شرایط عملیاتی زیر یک کمپرسور سانتریفیوژ طراحی کنید.

P_1=150 psia
T_1=80 ˚F
γ_g=0.6
q=10 MMscfd

P_2=500 psia
K=1.296
η=0.7

مرحله اول: تعداد مراحل مورد نیاز n_s

$$\eta_p = \frac{(k-1)/k}{(n-1)/n} \longrightarrow$$

$$lhp = \frac{53.345\, T_1}{\gamma_g} \frac{n}{n-1} [(r)^{n-1/n} - 1]$$

مرحله دوم: محاسبه توان ایده آل کمپرسور IHP

از روش اول استفاده می کنیم:

$$m = 2.7\gamma_g \frac{P_1}{T_1}.q$$

$$IHP = \frac{m.hp}{3300} =$$

$$BHP = \frac{IHP}{\eta} =$$