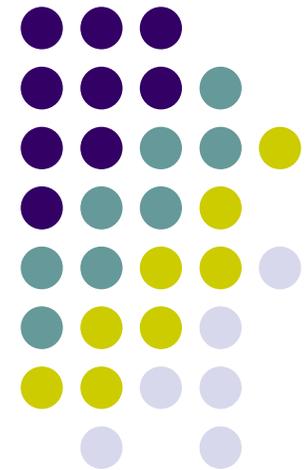


# Consideraciones para la selección de Compresores

---



# Comparaciones



Factor	Centrifugal	Reciprocating
Initial Investment	Low	High
Operating Cost (excluding fuel)	Less	More
Fuel Consumption	High	Low
Flexibility	Less	More
Efficiency	Better at Low Ratios	Better at High Ratios
Project Life	Short Life Favorable	Long Life Favorable
Space Requirements	Less	More
Relocation	Less Difficult	More Difficult

# Relaciones Termodinámicas



- ❖ Ayudan en la selección de la mejor categoría y diseño mecánico para el caudal requerido y la presión diferencial.
- ❖ Esta selección tiene un impacto significativo en el costo total para la vida esperada, incluyendo los costos de instalación y de energía
- ❖ Una apropiada definición del caudal másico y la velocidad del flujo volumétrico es esencial en el diseño y las especificaciones

Algunas de las diferentes maneras de expresar el flujo másico son:

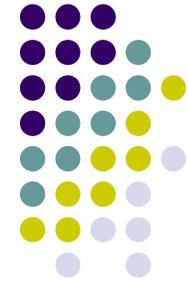
- Pounds/hour (lb/hr)
- Million standard cubic feet per day (MMSCFD)
- Standard cubic feet per minute (SCFM)
- Actual cubic feet per minute (ACFM)
- Inlet cubic feet per minute (ICFM)
- Moles per hour (mol/hr)

# Relaciones Termodinámicas



- ❖ Las propiedades termodinámicas del gas o la mezcla de gases afecta la energía requerida para la compresión.
- ❖ Los requerimientos energéticos afectan el tamaño del motor y el diseño mecánico del compresor.
- ❖ Ambos son factores críticos
- ❖ Las propiedades termodinámicas de las mezclas de gases pueden ser estimadas basadas en las propiedades de los componentes individuales.
- ❖ En gases con vapor de agua, este vapor debe ser tenido en cuenta.

# Relaciones Termodinámicas aplicadas a todos los Compresores



- ❖ Ley de los gases perfectos.

$$pV = WRT$$

where:

$p$  = absolute pressure, lb/ft<sup>2</sup>

$V$  = volume, ft<sup>3</sup>

$W$  = weight, lbs

$R = R_o/M$  = constant for specific gas

$R_o$  = universal gas constant  
= 1545.3 ft-lb/lb-mol °R

$T$  = absolute temperature, °R

$M$  = molecular weight

- ❖ Para un proceso con flujo continuo, esta ley se modifica

$$PQ = \frac{(10.73)wT}{M}$$

where:

$Q$  = actual volumetric flow rate, ACFM

$w$  = weight flow, lbs/min

$P$  = is now in psia



$$PQ = \frac{(10.73)wTZ}{M}$$

$Z$  = factor de compresibilidad

# Relaciones Termodinámicas aplicadas a todos los Compresores



## ❖ Mezcla de Gases.

❖ El conocimiento de la fracción molar de los componentes permite el cálculo de importantes propiedades de la mezcla.

❖ La fracción molar se calcula como sigue:

$$X_1 = N_1/N_m$$

$$X_2 = N_2/N_m$$

- Molecular weight,  $M_m$
- Molal specific heat,  $MC_{p(m)}$
- Critical pressure,  $P_{c(m)}$
- Critical temperature,  $T_{c(m)}$

❖ Las fracciones molares podrían ser calculadas en base a la masa o al peso, pero en compresores se utiliza fracciones molares volumétricas por la facilidad de cálculo

❖ El valor  $k$  se denomina coeficiente adiabático y se obtiene de la relación de los calores específicos a presión y a volumen constante y es un valor usado en el cálculo de la potencia, la altura adiabática y la temperatura de salida adiabática de un gas comprimido.

# Relaciones Termodinámicas aplicadas a todos los Compresores



❖ Mezcla de Gases.

❖ El valor  $k$  es calculado por medio de la ecuación:

$$k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{MC_{p(m)}}{MC_{p(m)} - \frac{R_o}{778}} = \frac{MC_{p(m)}}{MC_{p(m)} - 1.986}$$

where:

$MC_{p(m)}$  = molal specific heat (heat capacity) of mixture at constant pressure

778 = conversion factor, ft-lb/BTU

$C_p$  = specific heat at constant pressure

$C_v$  = specific heat at constant volume

$R_o$  = universal gas constant  
= 1545.3 ft-lb/lb-mol °R

Este valor debe ser tomado a la temperatura deseada, generalmente un promedio entre la de la succión y la de la descarga

# Relaciones Termodinámicas aplicadas a todos los Compresores



❖ Densidad de la Mezcla de Gases.

❖ Es calculado por medio de la ecuación:

$$SG = \frac{M_m}{28.96}$$

❖ Dividiendo el peso molecular de la mezcla por la del aire seco

❖ Humedad de la Mezcla de Gases.

❖ La H relativa es calculado por medio de la ecuación:

$$\%RH = \frac{P_v(100)}{P_{sat}}$$

❖ Para la compresión de aire la humedad debe ser considerada

❖ La humedad presente afecta la potencia consumida y aparecen condensaciones pre y pos interenfriadores. Donde:

$P_v$  = partial pressure of actual water vapor content

$P_{sat}$  = partial pressure of water vapor when air is fully saturated at the temperature of interest  
(can be found in steam tables)

# Relaciones Termodinámicas aplicadas a todos los Compresores



## ❖ Formas de medir el flujo

### ❖ MMSCFD: standart cubic feet per day

Pressure = 14.7 psia  
Temperature = 60°F  
Compressibility = 1.0  
Molecular weight = MW of subject gas

- MMSCFD
- Moles/hour
- SCFM
- Mass (weight) flow
- ACFM

### ❖ Moles/hora: base de calculo para los balances de masa

$$\text{MMSCFD} = \frac{\text{MPH} (379.4) (24)}{10^6}$$

### ❖ Mass (weight) Flow: masa expresada en unidades de masa por unidad de tiempo ó tambien de los SCFM

$$w = \frac{P_1 Q_1 M}{10.73 T_1 Z_1}$$

$$w = \frac{14.7(\text{SCFM})M}{10.73 (520)Z_0} = \frac{(\text{SCFM})M}{379.4 Z_0}$$

# Relaciones Termodinámicas aplicadas a todos los Compresores



## ❖ Formas de medir el flujo

❖ Cuando especificamos compresores es mejor expresar flujo másico ( $w$ ) ó MMSCFD o SCFD aclarando las condiciones estandar consideradas. El flujo másico puede determinarse como:

$$w = (53.09)SO_g$$

$w$  = mass (weight) flow,  $\text{lb}_m/\text{min}$

$S$  = gas specific gravity

$Q_g$  = standard volume flow, MMSCFD

53.09 = constant based on unit conversion and specific volume of the gas

❖ ACFM al ingreso del compresor, es llamado  $Q$ , volumen verdadero al ingreso al compresor (ICFM) y está relacionado con el tamaño físico del compresor. El flujo másico puede determinarse como:

$$Q_1 = \text{ACFM} = (\text{SCFM}) \left( \frac{14.7}{P_1} \right) \left( \frac{T_1}{520} \right) \left( \frac{Z_1}{Z_0} \right)$$

$P_1$  = absolute pressure, psia

$T_1$  = absolute temperature, °R

$Z_1$  = compressibility at the condition of interest

El flujo volumétrico real es función del flujo másico ( $w$ ) del gas y del volumen específico en la succión.

$$\text{ACFM} = wv_1$$

$w$  = mass flow,  $\text{lb}_m/\text{min}$

$v_1$  = specific volume at suction conditions,  $\text{ft}^3/\text{lb}_m$

# Relaciones Termodinámicas aplicadas a todos los Compresores



## ❖ Formas de medir el flujo

### ❖ El volumen específico en la succión será:

$$V_s = \frac{13.08}{S}$$

$V_s$  = standard specific volume, ft<sup>3</sup>/lb<sub>m</sub>

$S$  = gas specific gravity

13.08 = specific volume of air, ft<sup>3</sup>/lb<sub>m</sub>

$$V_1 = V_s Z_s \left( \frac{14.7}{P_s} \right) \left( \frac{T_s}{520} \right)$$

$V_1$  = specific volume at suction conditions, ft<sup>3</sup>/lb<sub>m</sub>

$V_s$  = standard specific volume, ft<sup>3</sup>/lb<sub>m</sub>

$Z_s$  = compressibility factor at suction conditions

$P_s$  = absolute suction pressure, psia

$T_s$  = absolute suction temperature, °R

14.7 = standard pressure, psia

520 = standard temperature, °R

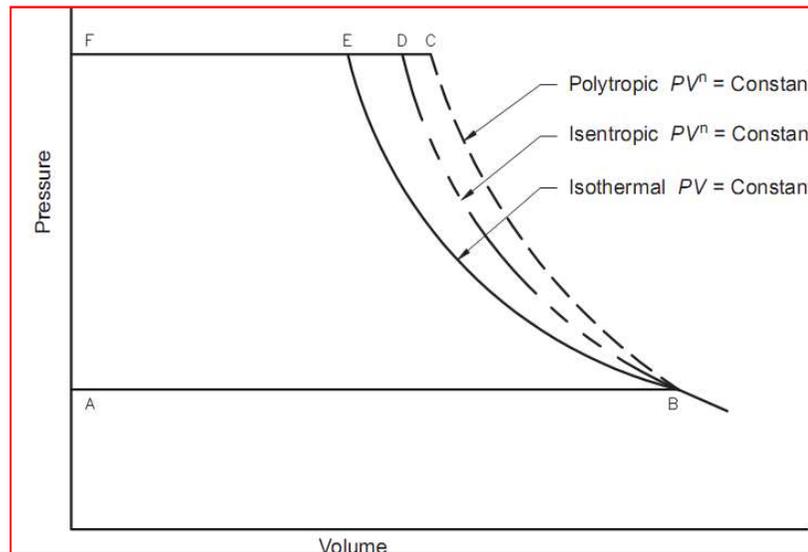
Sustituyendo los valores de  $W$  y  $V_1$  en ACFM obtenemos una expresión simplificada.

$$ACFM = 19.6 \frac{Z_s T_s Q_g}{P_s}$$

# Relaciones Termodinámicas aplicadas a todos los Compresores



Las leyes de la termodinámica se aplican a la compresión de gases y comprenden a compresores continuos y a los de desplazamiento positivo. Este comportamiento viene dado gráficamente como:



Thermodynamic cycle	Property remaining constant	Compressor type
Isothermal	Constant temperature $pv = \text{Constant}$	Ideal cycle—No Commercial Types
Isentropic (adiabatic)	Constant heat content $pv^k = \text{Constant}$	Positive displacement compressors
Polytropic	$pv^n = \text{Constant}$	Dynamic compressors

## Aplicaciones Termodinámicas a los Compresores



❖ Compresión isotérmica: Ideal, no se puede realizar en las máquinas actuales, Se puede aproximar por enfriamientos entre etapas y cumple con la relación:

$$P_1V_1 = P_2V_2 = \text{Constant}$$

El término cabeza o altura “H” se utiliza para describir el trabajo realizado en el proceso de compresión. Sus unidades de medida son Libras – pie (fuerza) dividida por la masa (libras). En la práctica las unidades se toman como pie (feet) y la altura teórica de un proceso de compresión isotérmico viene dada por:

$$H_{isot} = RT_1 \ln R$$

siendo

$$R = \frac{P_2}{P_1}$$

❖ Compresión Adiabática o Isoentrópica: No se agrega o extrae calor durante la compresión, Se asume este comportamiento para los compresores recíprocos no así para los centrífugos y cumplen con la relación :

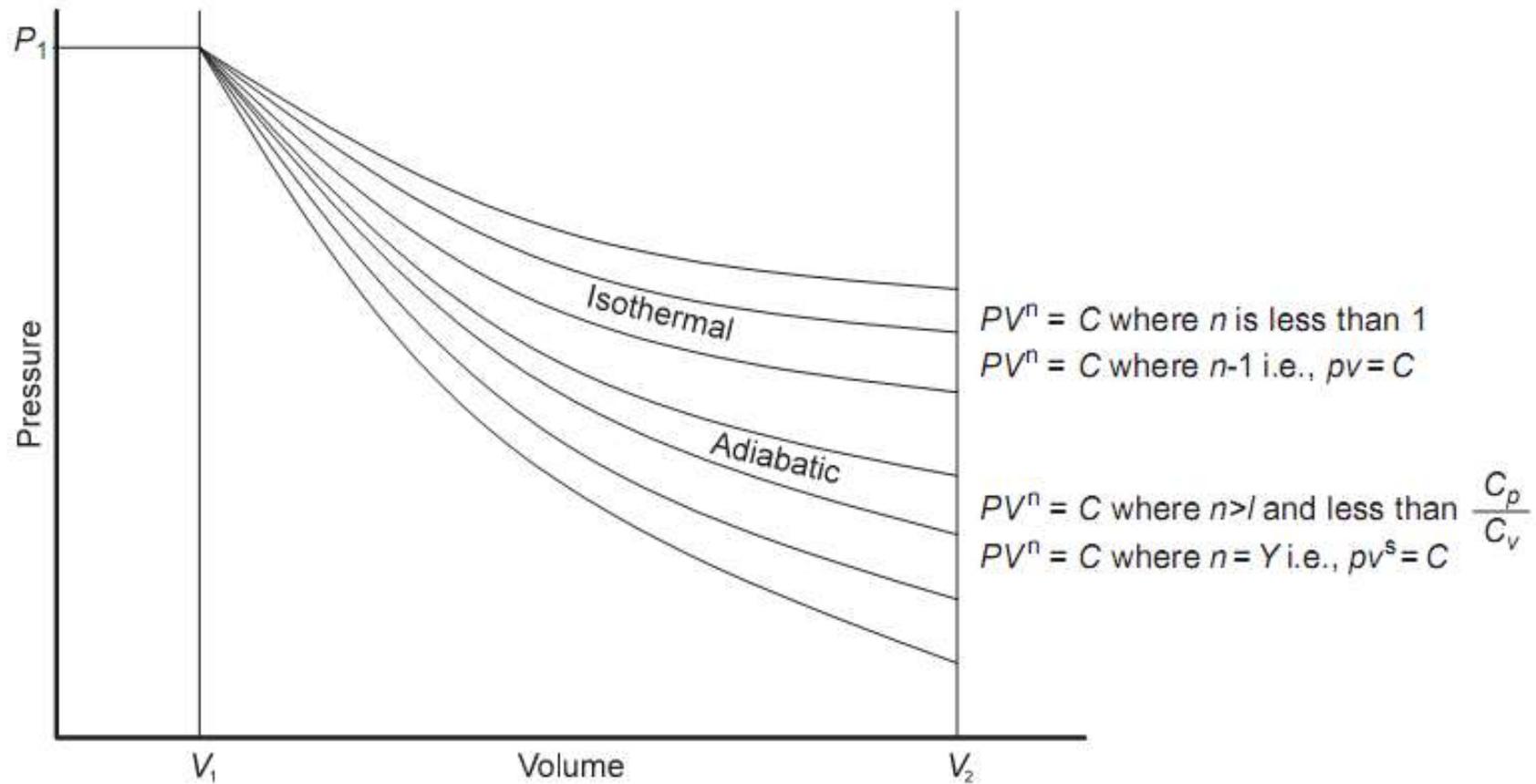
$$P_1V_1^k = P_2V_2^k = C$$

$$\begin{aligned} C &= \text{constant} \\ k &= \text{ratio of specific heats} \\ &= \frac{C_p}{C_v} \end{aligned}$$

# Aplicaciones Termodinámicas a los Compresores



❖ Comportamientos de un gas de a cuerdo con la ley :  $PV^n = C$





## Aplicaciones Termodinámicas a los Compresores

❖ **Altura Adiabática:** Para cambiar el volumen de un gas a una presión más alta se debe realizar un trabajo o entregarle energía. La relación de compresión es un adimensional que indica la cantidad de energía que hay que suministrar. Idealmente todo el trabajo realizado se convierte en presión. La compresión adiabática ( isoentrópica) es un caso especial de las transformaciones poliprópicas donde la entropía se mantiene constante. La altura adiabática (ft) es función de:

- Available suction pressure ( $P_1$ )
- Required discharge pressure ( $P_2$ )
- Suction gas temperature ( $T_1$ )
- Ratio of specific heats ( $k$ )
- Gas compressibility ( $Z_{AVG}$ )
- Gas specific gravity ( $S$ )

$$H_{ad} = RT_1 \frac{\left( R_t^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left( \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)}{k - 1}$$

Y viene determinada por la ec. O tbn

$$H_{ad} = 53.3 Z_{avg} \left[ \frac{T_1}{S} \right] \left[ \frac{k}{k-1} \right] \left[ \frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1$$

$H_{ad}$  = adiabatic head, ft-lb/lb  
 $Z_{avg}$  = average compressibility  
 $= \frac{(Z_1 + Z_2)}{2}$   
 $T_1$  = suction temperature, °R  
 $k$  = ratio of specific heats,  $\frac{C_p}{C_v}$   
 $P_2$  = discharge pressure, psia  
 $P_1$  = suction pressure, psia

## Aplicaciones Termodinámicas a los Compresores



- ❖ Temperatura Adiabática de descarga: Por conveniencia se define como:

$$x = r^{\frac{k-1}{k}} - 1$$

- ❖ Temperatura Adiabática de descarga teórica: Se asume como una eficiencia adiabática del 100% y se determina con la ecuac.

$$T_{2(\text{theo})} = T_1(x + 1) \quad \text{siendo} \quad T_{2(\text{theo})} = \text{theoretical adiabatic discharge temperature, } ^\circ\text{R}$$

- ❖ Temperatura Adiabática de descarga verdadera: se determina con la ecuac.

$$T_2 = T_1 \left( 1 + \frac{x}{\eta_{ad}} \right) \quad \text{donde} \quad \begin{array}{l} T_2 = \text{actual discharge temperature, } ^\circ\text{R} \\ \eta_{ad} = \text{adiabatic efficiency} \end{array}$$

- ❖ Trabajo de compresión Adiabático : se determina con la ecuac.

$$\text{GHP} = \frac{wH_{ad}}{33,000\eta_{ad}}$$



## Aplicaciones Termodinámicas a los Compresores

❖ Potencia al freno (BHP) Adiabática : incluye el rendimiento mecánico

$$\text{BHP} = 0.0857(Z_{\text{AVG}})^{\frac{1}{k}} [Z_1]^{\frac{k-1}{k}} \left[ \frac{(Q_g)(T_1)}{\eta_m \eta_a} \right] \left[ \frac{kn_p}{k-1} \right] \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{kn_p}} - 1 \right]$$

BHP = brake horsepower per stage  
 $Q_g$  = volume of gas, MMSCFD  
 $T_s$  = suction temperature, °R  
 $Z_1$  = suction compressibility factor  
 $Z_D$  = discharge compressibility factor

$\eta_m$  = mechanical efficiency  
high-speed reciprocating units  
– use 0.93 to 0.95  
low-speed reciprocating units  
– use 0.95 to 0.98  
centrifugal units  
– use 0.95

$\eta_{\text{ad}}$  = adiabatic efficiency (isentropic efficiency) reciprocating units  
– use 0.85 to 0.90  
centrifugal units  
– use 0.72 to 0.85  
 $k$  = ratio of specific heats,  $c_p/c_v$   
 $n_p$  = polytropic efficiency  
= 1.0 for reciprocating compressors  
= 0.8 for centrifugal compressors

$P_1$  = suction pressure of stage, psia  
 $P_2$  = discharge pressure of stage, psia  
 $Z_{\text{ay}} = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2}$

## Aplicaciones Termodinámicas a los Compresores



❖ Eficiencia Adiabática : Despreciando el proceso termodinámico considerado, el compresor debe producir la presión de descarga suficiente para suplir la relación de compresión y compensar las pérdidas mecánicas. La eficiencia es la relación entre el trabajo realizado sobre el tomado. El trabajo realizado por unidad de masa es la altura requerida para alcanzar la relación de compresión. El trabajo consumido es la potencia requerida del motor. La potencia requerida del motor será la misma cualquiera sea el proceso de compresión considerado, adiabático o politrópico, por lo tanto también lo será el trabajo.



## Aplicaciones Termodinámicas a los Compresores

❖ **Compresión Politrópica:** Se asume que es la que se cumple en los compresores dinámicos (Axiales o Centrífugos (radiales)). Como vimos previamente, los procesos adiabáticos muestran que deben realizarse correcciones a las fórmulas para describir el comportamiento no ideal de los gases y aún así no siempre se logran predicciones ajustadas para algunos tipos de aplicaciones. Cumplen con la ecuac.

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = C$$

Siendo  $n$  el exponente de las politrópicas que se determina experimentalmente y puede ser mayor o menor que el  $k$  de las adiabáticas.

❖ **Eficiencia Politrópica:** Se determina con la sig. ecuac.

Donde  $k$  se toma a la temperatura promedio de compresión.

$$\eta_p = \frac{\frac{k-1}{k}}{\frac{n-1}{n}}$$

❖ **Altura Politrópica (ft):** Se determina con la sig. ecuac.

$$H_{\text{poly}} = RT_1 \frac{\left( r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}{\frac{n-1}{n}} \left( \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)$$

## Aplicaciones Termodinámicas a los Compresores



- ❖ Altura Politrópica (ft): También puede determinarse con la sig. ecuac.

$$H_p = 53.3 Z_{AVG} \left[ \frac{T_1}{S} \right] \left[ \frac{kn_p}{k-1} \right] \left[ \frac{P_2}{P_1} \right]^{\left[ \frac{k-1}{kn_p} \right] - 1}$$

$n_p$  = Polytrophic efficiency  
= 1 for reciprocating compressors  
= 0.72 to 0.8 for centrifugal compressors

- ❖ Temperatura Politrópica de descarga: Se define como:

$$T_2 = T_1 r^{\frac{n-1}{n}}$$

- ❖ Trabajo de compresión Politrópico : se determina con la ecuac.

$$GHP = \frac{wH_{poly}}{33,000\eta_p}$$

## Aplicaciones Termodinámicas a los Compresores



❖ Potencia al freno (BHP) Politrópica : incluye el rendimiento mecánico

$$\text{BHP} = 0.0857 (Z_{AVG})^{\frac{1}{k}} [Z_1]^{\frac{k-1}{k}} \left[ \frac{(Q_g)(T_1)}{\eta_m \eta_a} \right] \left[ \frac{kn_p}{k-1} \right] \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{kn_p}} - 1 \right]$$

$\eta_m$  = Mechanical efficiency  
 High-speed reciprocating units  
 – use 0.93 to 0.95  
 Low-speed reciprocating units  
 – use 0.95 to 0.98  
 Centrifugal units  
 – use 0.95

BHP = Brake horsepower per stage  
 $Q_g$  = Volume of gas, MMSCFD  
 $T_1$  = Suction temperature, °R  
 $Z_1$  = Suction compressibility factor  
 $Z_2$  = Discharge compressibility factor

$P_1$  = Suction pressure of stage, psia  
 $P_2$  = Discharge pressure of stage, psia  
 $Z_{av} = (Z_s + Z_D)/2$

$\eta_a$  = Adiabatic efficiency (isentropic efficiency)  
 Reciprocating units  
 – use 0.85  
 – use 0.72 to 0.85  
 $k$  = Ratio of specific heats,  $c_p/c_v$   
 $n_p$  = Polytrophic efficiency  
 = 1.0 for reciprocating compressors  
 = 0.8 for centrifugal compressors

# Cómo Seleccionar un Compresor



❖ Los items a determinar antes de la selección preliminar de un compresor incluyen:

- ✓ N° de etapas
- ✓ Potencia al Freno
- ✓ Tipo de compresor

La información necesaria para la selección

$Q_g$  = volume of gas to be compressed, MMSCFD  
 $P_1$  = suction pressure, psia  
 $P_2$  = discharge pressure, psia  
 $T_1$  = suction temperature, °R (460 + °F)  
 $S$  = gas specific gravity (air = 1)

❖ Aproximación al N° de etapas: Una primera aproximación es asumir un máximo de relación de compresión de 3.5 por etapa. Esta relación viene dada por:

$$R = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}}$$

$R$  = compression ratio per stage  
 $P_2$  = required discharge pressure, psia  
 $P_1$  = required suction pressure, psia  
 $N$  = number of stages

# Cómo Seleccionar un Compresor



❖ Aproximación al N° de etapas: Las relaciones de compresión están entre 1.2 y 5 por etapa. Esta relación de compresión es limitada a 3.5 para limitar la temperatura de descarga por los siguiente motivos:

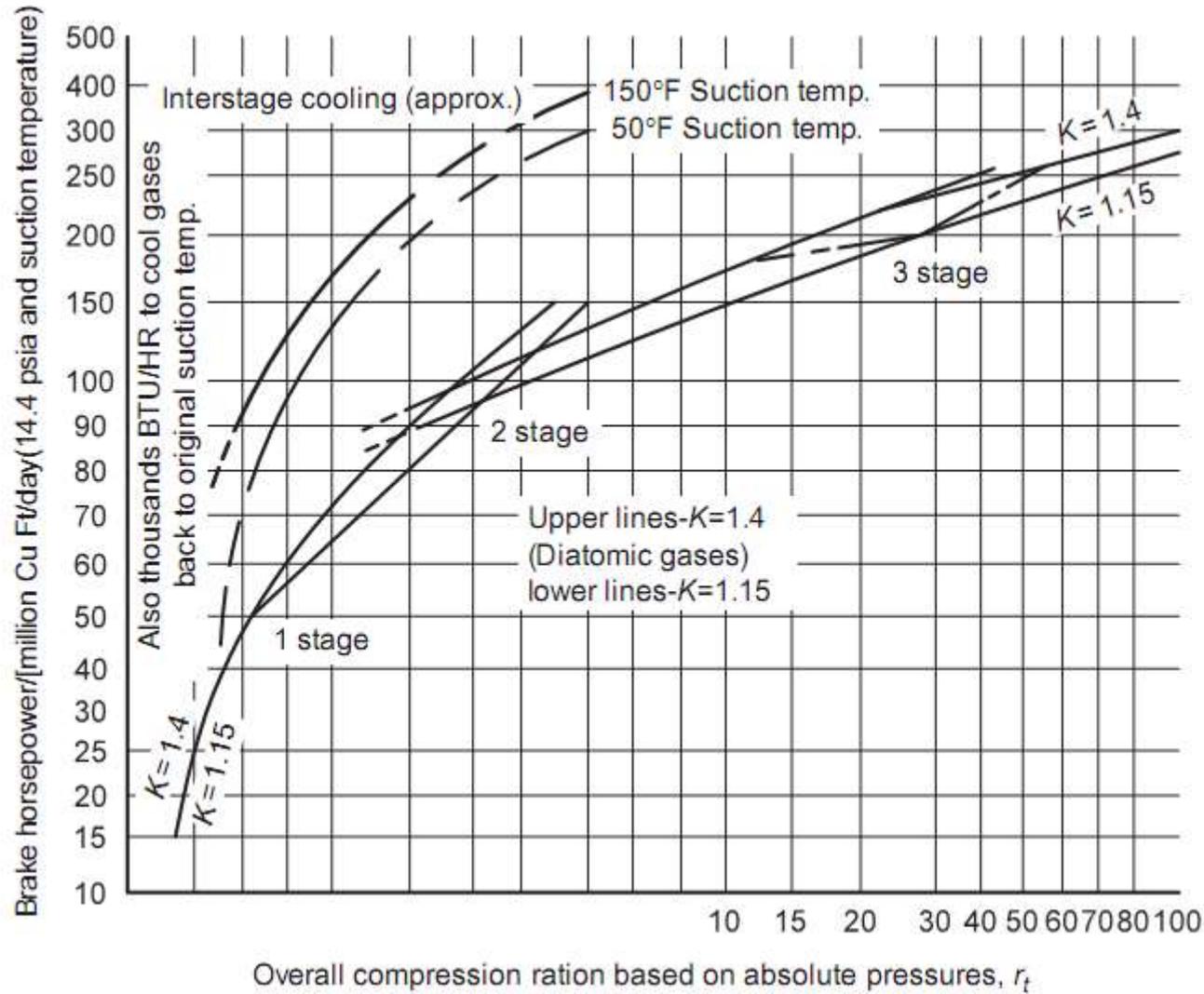
Packing life = 250°F to 275°F  
Lube oil degradation = 300°F  
Ignition if oxygen present = 300°F  
Maximum = 350°F to 400°F

❖ Aproximación a la Potencia al Freno (BHP): La BHP puede estimarse por dos métodos:

- ❖ Curva de la GPSA “ Quik look”
- ❖ Fórmula “aproximada” de BHP

# Cómo Seleccionar un Compresor

❖ Curva de la GPSA “Quik look”



# Cómo Seleccionar un Compresor



- ❖ Curva de la GPSA “ Quik look”: Curva aproximada que utiliza la relación de compresión total ( $R_t$ ) y de los valores de  $k$ .
- ❖ Esta curva de aproximación está basada en una combinación de teoría y datos de pruebas.
- ❖ El procedimiento para el uso de la gráfica es el sig.:

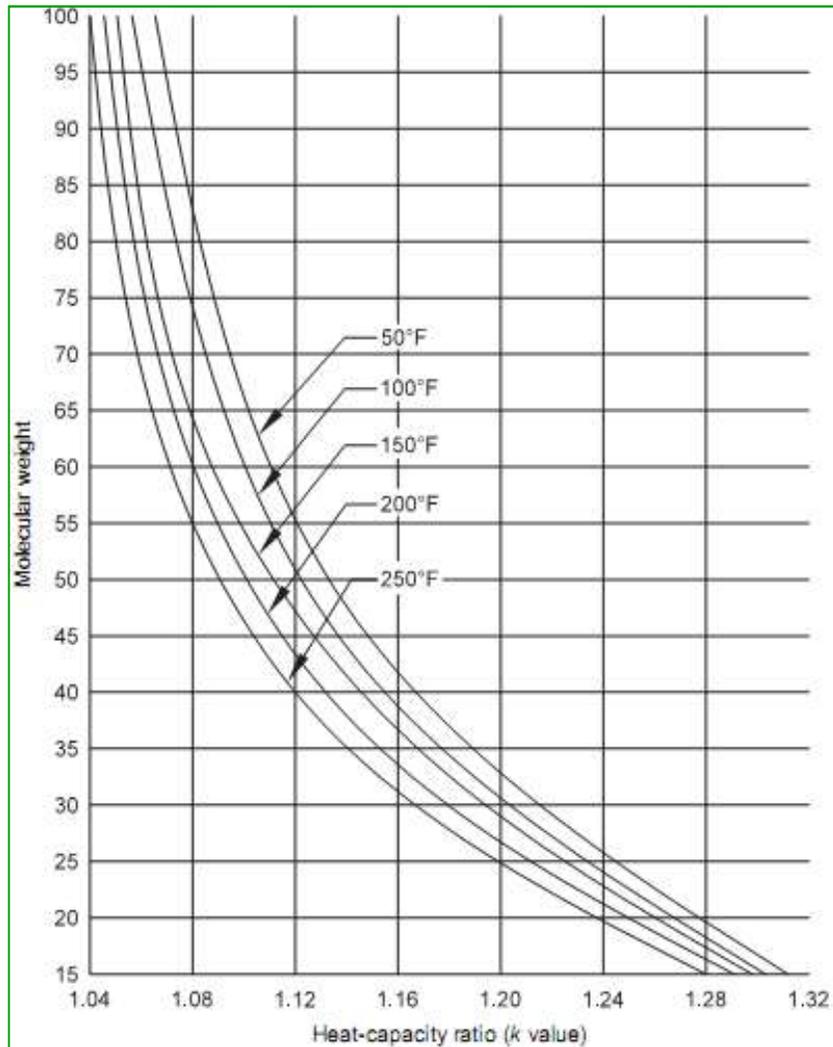
- Determine  $k$ -value
- Calculate the *total* compression ratio ( $R_t$ )
- Determine the  $BHP/MMSCF$
- *Correct* for suction temperature and pressure base
- Calculate BHP required

- ❖ Determinación de los valores de  $k$ . Surge de la relación entre los calores específicos a presión constante y la capacidad calorífica a volumen constante. Para calculos rutinarios, un valor promedio de  $k=1.25$  puede utilizarse para gas natural.
- ❖ Determinación de los valores de  $k$ . El peso molecular del gas puede calcularse con la fórmula:

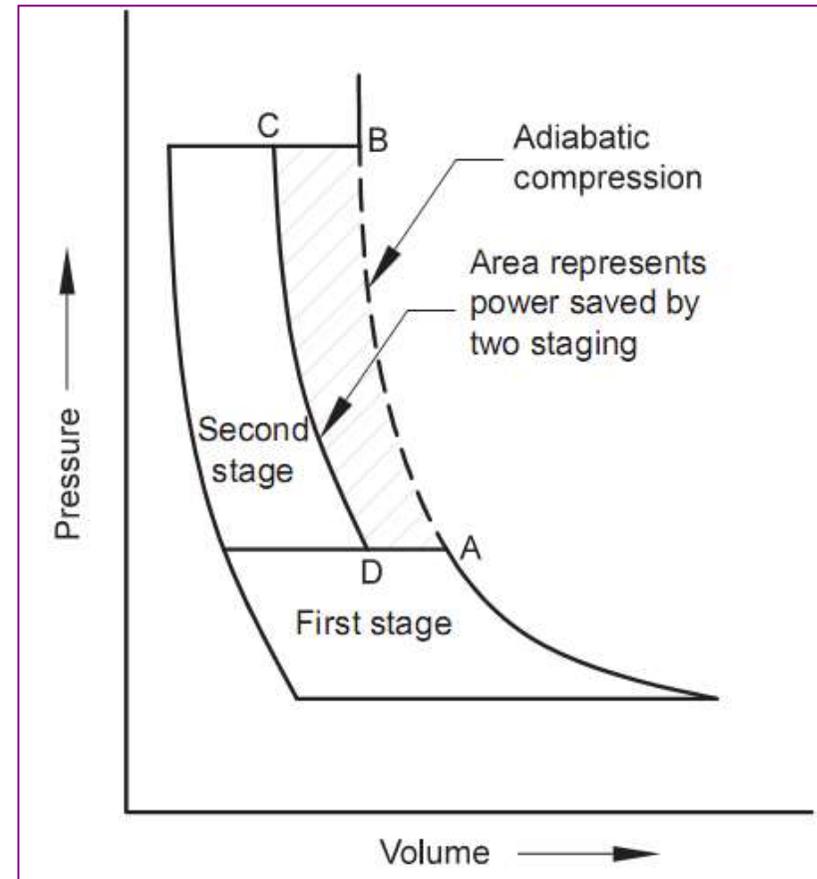
$$(MW)_g = (28.96)(S)_g$$

# Cómo Seleccionar un Compresor

❖ Determinación de los valores de  $k$ .



.18 Approximation of ratio of specific heats ( $k$ -value).



# Cómo Seleccionar un Compresor



❖ Cálculo de la relación de Compresión total. *La temperatura de descarga después de esta relación total no debe superar los 300°F (149°C) para evitar desgastes de componentes inaceptables. Se determina con la sig. Ecuac.*

$$R_t = \frac{P_2}{P_1}$$

Es una práctica común dividir el aumento de presión total en etapas de compresión con enfriamientos entre etapas para reducir la temperatura de la unidad.

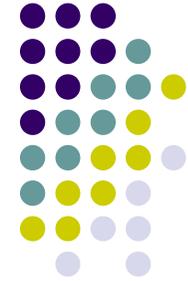
❖ Determinación del BHP/MMSCF. *De la gráfica, ingresando con la  $R_t$  e interceptando la relación de calores específicos,  $k$ , se lee los valores aproximados de BHP/MMSCF requeridos. Los valores obtenidos están basados en 14.4 psi y 60°F de temperatura de succión*

❖ Corrección de la temperatura de Succión y Presión Base. Los valores de la curva pueden ser modificados para las condiciones reales utilizando esta relación:

$$(BHP/MMCF)_c = \left( \frac{BHP}{MMCF} \right) \left( \frac{P_b}{14.40} \right) \left( \frac{T_s}{520} \right)$$

$$P_b = \text{Actual pressure base, psia}$$
$$T_s = \text{Suction temperature, } ^\circ\text{R}$$

# Cómo Seleccionar un Compresor



❖ Determinación del Fórmula “aproximada” de BHP

❖ Aplica una formula simplificada para aproximar el valor:

$$BHP = 22 R^n F Q_g$$

Donde

$$R = \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{n}}$$

BHP = approximate brake horsepower

$R$  = ratio per stage

$R_t$  = total compressor ratio

$n$  = number of stages

$F$  = allowance for interstage pressure drop

= 1.00 for single-stage compression

= 1.08 for two-stage compression

= 1.10 for three-stage compression

$P_d$  = discharge pressure, psia

$P_s$  = suction pressure, psia

$Q_g$  = flow rate, MMSCFD

Este valor debe ser menor que 3.5

# Cómo Seleccionar un Compresor

## ❖ Selección del Tipo de Compresor

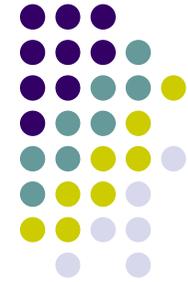
❖ Una vez determinada el BHP y el número de etapas, el tipo de compresor puede determinarse. Deben considerarse los sig. Items.

- Horsepower
- Flow rate
- Compression ratio
- Foundation conditions
- Fuel cost
- Waste heat requirements
- Types of drivers available
- Spare parts availability



# Cómo Seleccionar un Compresor

## ❖ Selección del Tipo de Compresor



**Table 7.5** Example of compressor type selections

Service	Flow rate MMSCFD	R	n	Approx. BHP	Most likely	Selection alternate
Booster	100	2.0	1	4400	Centrifugal	Integral (onshore only)
Gas lift	10	2.0	1	440	High speed	Integral (onshore only)
	5	2.7	3	980	High speed	
	20	2.7	3	3920	Centrifugal	
Flash gas	100	2.7	3	19,602	Centrifugal	High speed Screw
	2	2.0	1	88	Screw	
	2	2.0	2	190	High speed	
	4	2.0	2	380	High speed	
Vapor recovery	0.1	4.0	1	9	Vane	Screw
	1.0	3.0	2	143	Screw	High speed
	2.0	3.0	2	286	High speed	Screw

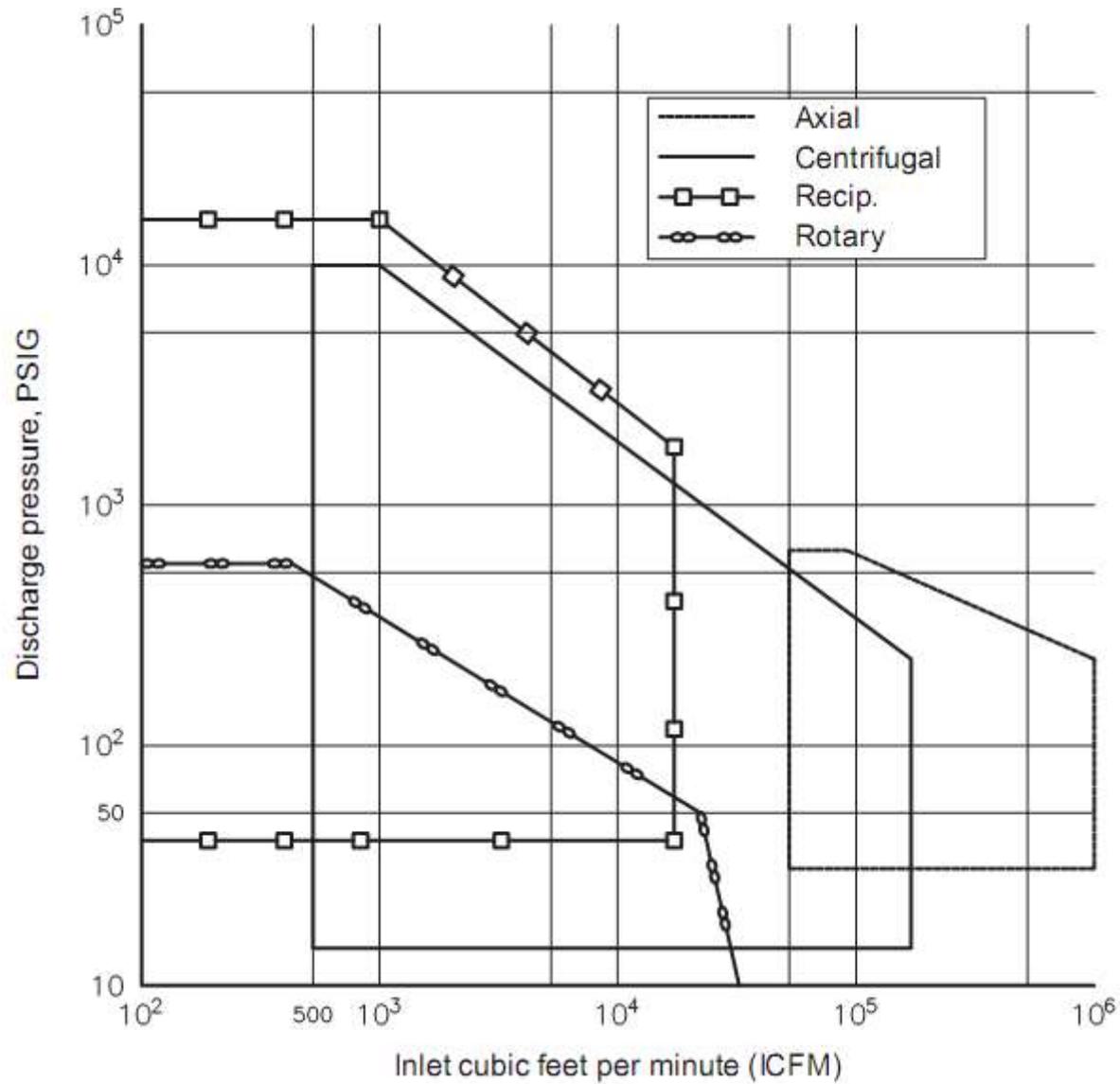


# Cómo Seleccionar un Compresor – Rangos de Aplicación Aproximados



- Aplicaciones en términos de ICFM y descarga para las 4 categorías de compresores pueden realizarse rápidamente por el uso de la gráfica siguiente. En general podemos dividir estos rangos en:
- Centrífugos: tienen el más amplio rango de aplicación
- Reciprocantes: pueden comprimir volúmenes menores que los centrífugos y son adecuados para aplicaciones de alta presión
- Axiales: son adecuados para aplicaciones de gran capacidad
- Rotatorios: Compresores Centrífugos y Reciprocantes cubren el rango completo de aplicación para compresores rotatorios. Como resultado de esto son seleccionados por otras razones que su presión y capacidad en el rango considerado.

# Cómo Seleccionar un Compresor – Rangos de Aplicación Aproximados



# Ejercicio Ejemplo



- (2) A reciprocating compressor has been selected for gas lift services. The following gas properties are known:

$$Q_g = 20 \text{MMSCFD}$$

$$T_s = 150^\circ\text{F}$$

$$P_s = 75 \text{ psig}$$

$$P_d = 1000 \text{ psig}$$

$$S = 0.6$$

Elevation = 5000 feet above sea level

Determine the following:

- (a) Number of stages
- (b) Required Horsepower using GPSA approximation graph
- (c) Type of compressor
- (d) Number of compressors

## Solución

1. Calculate overall compression ratio:

$$P_s = 75 + 12.2 = 87.2$$

$$P_d = 1000 + 12.2 = 1012.2$$

$$R_t = \frac{P_d}{P_s} = \frac{1012.2}{87.2} = 11.6 \text{ Greater than } 5, \text{ so too high.}$$

# Ejercicio Ejemplo



Solución

2. First guess for  $R$

$$R = (11.6)^{1/2} = 3.41$$

Assume  $n = 2$

3. Calculate discharge temperature

Assume  $k = 1.24, n_p = 1$  for reciprocating compressor

$$T_d = T_s \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1-n}{kn_p}}$$

$$T_d = 610 \left( \frac{1012.2}{87.2} \right)^{\frac{1.24-1}{(1.24)(1)}}$$

$$T_d = 773^\circ\text{R} = 313^\circ\text{F}$$

4. Select more stages as this discharge temperature is too high (greater than  $300^\circ\text{F}$ ). Other alternatives would be to use lower  $R$  for first stage and interstage cool to lower suction temperature for second stage, or cool inlet gas.

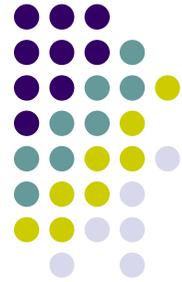
Assume  $n = 3$

$$R = (11.6)^{\frac{1}{3}} = 2.264$$

$$T_d = (150 + 460)(2.264)^{\frac{1.24-1}{(1.24)(1.0)}}$$

$$T_d = 715^\circ\text{R} = 255^\circ\text{F}$$

# Ejercicio Ejemplo



## Solución

5. Estimate horsepower from graph

$$\text{BHP/MMSCFD} = 170 (3 \text{ stages}, k = 1.24)$$

$$\text{Total BHP} = (170)(20) = 3400$$

6. Calculate inlet flow

$$\text{ACFM} = 19.6 \frac{Z_s T_s}{P_s} Q_g$$

$$Z_s (\text{from charts}) = 0.98$$

$$\text{ACFM} = \frac{(19.6)(0.98)(150 + 4)(20)}{87.2}$$

$$\text{ACFM} = 2687$$

# Ejercicio Ejemplo



## Solución

If two units are used

$$ACFM = 1344$$

If three units are used

$$ACFM = 896$$

7. Possible selections include:

- (a) If one unit is used either a centrifugal or reciprocating can be used. For this horsepower consider integral rather than high-speed separable.
- (b) If two 1700 HP units are used either a centrifugal or reciprocating. At this level a high speed is possible.
- (c) If three 1133 HP units are used, than only reciprocating can be used. Choose high-speed separable.

8. Final choice depends on length of service, design curve of demand, and availability of units in stock.