

**Facultad de Ingeniería Mecánica  
Universidad de Cienfuegos  
Ministerio de  
Educación Superior**

**Programa de Ahorro de  
Electricidad en Cuba  
Unión Eléctrica  
Ministerio de Industria Básica**

# **AHORRO DE ENERGIA EN SISTEMAS TERMOMECAÑICOS**

**Dr. Aníbal Borroto Nordelo  
Dr. José Monteagudo Yanes  
Dr. Marcos de Armas Teyra  
M.Sc. José Pérez Landín  
M.Sc. Milagros Montesino Pérez  
M.Sc. Sergio Montelíer Hernández**

**Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente  
Universidad de Cienfuegos**



**Cienfuegos  
2002**

# **Ahorro de Energía en Sistemas Termomecánicos**

Dr. Aníbal Borroto Nordelo  
Dr. José Monteagudo Yanes  
Dr. Marcos de Armas Teyra  
M.Sc. José Pérez Landín  
M.Sc. Milagros Montesino Pérez  
M.Sc. Sergio Montelíer Hernández

Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente  
Universidad de Cienfuegos, Cuba.

ISBN 959-257-045-0  
Editorial Universidad de Cienfuegos  
2002

Carretera a Rodas, km 4.  
Cuatro Caminos. CP. 59430.  
Cienfuegos  
Cuba.

Impreso por el Programa de Ahorro de Electricidad en Cuba  
Unión Nacional Eléctrica  
Ministerio de Industria Básica

## TABLA DE CONTENIDOS

	<b>Página</b>
AHORRO DE ENERGIA EN SISTEMAS DE BOMBEO Y VENTILACION	3
AHORRO DE ENERGIA EN SISTEMAS DE AIRE COMPRIMIDO	41
AHORRO DE ENERGIA EN SISTEMAS DE REFRIGERACION Y CLIMATIZACION	77
LA COGENERACION Y EL AHORRO DE ENERGIA	95



# **AHORRO DE ENERGIA EN SISTEMAS DE BOMBEO Y VENTILACION**

**Dr. José Monteagudo Yanes  
Dr. Aníbal Borroto Nordelo**

## Introducción

Las bombas, los ventiladores y los compresores han tenido y tienen un papel decisivo en el desarrollo de la humanidad. No es posible imaginar los modernos procesos industriales y la vida en las grandes ciudades sin la participación de estos equipos. Están presentes en las grandes centrales termoeléctricas, en las empresas de procesos químico donde resultan buenos ejemplos las empresas de fertilizantes y las refinerías de petróleo, en las industrias alimenticias tales como combinados lácteos, fábricas de refrescos, maltas y cervezas. Están presentes también en los equipos automotores y de izajes de cargas. Tiene un decisivo papel en el confort de los grandes asentamientos humanos con el suministro de agua, evacuación de residuales y suministro de aire acondicionado. Los equipos de bombeo en particular son decisivos en los sistemas de riego para la producción agrícola de alimentos.

Las bombas, ventiladores y compresores transforman la energía mecánica que reciben del motor en energía del fluido. Se denominan bombas a los equipos que trasiegan fluidos incompresibles (densidad  $\Delta$ =constante) y ventiladores, soplantes y compresores cuando el fluido es compresible (densidad  $\Delta$  = variable)

La cantidad de bombas, ventiladores y compresores de distintos tipos producidos hoy por las industrias de los países de más desarrollo supera los millones de unidades por años. La explotación de estos equipos requiere una parte considerable del balance energético nacional. “En Estados Unidos el 24% de la energía se utiliza en equipos de bombeo”<sup>1</sup>. En México los equipos de bombeo consumen el 22 % de la electricidad total generada en el país, y representan el 22 % del consumo de energía en el sector industrial.

Dentro de los diferentes diseños de bombas, las centrífugas cubren cerca del 85 % de las aplicaciones, por lo que en lo adelante se hará un énfasis especial en este tipo de bomba.

Es por todo lo anterior que las investigaciones teóricas y experimentales dirigidas al perfeccionamiento de los procesos físicos que ocurren en el interior de los equipos de bombeo y el aumento del rendimiento de los mismos tienen una gran importancia. A ello se une la necesidad de determinar las oportunidades de ahorro de energía en los equipos en explotación, como una vía de incrementar la rentabilidad empresarial y elevar la competitividad.

### 1.1. PROPIEDADES FÍSICO–QUÍMICAS DE LOS FLUIDOS.

A fin de no cometer errores en las aplicaciones posteriores resulta necesario revisar las definiciones y unidades de las principales propiedades de los fluidos.

Las magnitudes fundamentales de los Sistemas de Unidades son:

---

<sup>1</sup> “Sistemas de recirculación para enfriar bombas centrífugas”. Autor Peter P. Van Blarcom. En Bombas, Selección, Uso y Mantenimiento. Kenneth Mc. Naughton. Mc Graw-Hill. México. 1996.

- Longitud (L)
- Fuerza (F)
- Masa (M)
- Tiempo (t)

Como magnitudes derivadas se encuentran:

- Energía (E) [Una forma de manifestarse la energía es el Trabajo (W)]
- Presión (p)
- Potencia (P), etc.,

La **densidad** ( $\rho$ ) de un fluido se define como la cantidad de sustancia contenida en la unidad de volumen

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{M}{L^3} \quad (1-1)$$

Donde:

m.- Masa de la cantidad de sustancia.

Las unidades más frecuentes de la densidad son las correspondientes al Sistema Internacional (SI). Kilogramos/metro cúbico. En el Sistema Inglés se usa el slugs/pie cúbico.

El **peso específico** ( $\gamma$ ) representa la fuerza ejercida por la gravedad terrestre sobre la masa de sustancia contenida en la unidad de volumen de fluido. Se expresa con unidades de fuerza por unidad de volumen como son los newton por metro cúbico (libras/pie cúbico en unidades inglesas).

La densidad ( $\rho$ ) y el peso específico ( $\gamma$ ) se relacionan según la ecuación (1-2).

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \quad \text{ó} \quad \gamma = \rho g \quad (1-2)$$

Note que la densidad ( $\rho$ ) es una cantidad absoluta, debido a que depende de la masa, que es independiente de la posición. En cambio, el peso específico ( $\gamma$ ) no es una cantidad absoluta, ya que depende del valor de la aceleración gravitacional ( $g$ ), la cual varía con la posición, principalmente con la latitud, y elevación por encima del nivel del mar.

**Las densidades y los pesos específicos de los fluidos varían con la temperatura**

El **volumen específico** ( $v$ ) es el volumen ocupado por una unidad de masa de fluido. Se aplica frecuentemente a los gases, y se expresa en unidades de metro cúbico por

kilogramo (pies cúbicos por slug en unidades inglesas). El volumen específico es el recíproco de la densidad.

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (1-3)$$

La **densidad relativa** ( $\rho_r$ ) ó (**s**) de un líquido es la relación entre su densidad y la del agua pura a una temperatura estándar. Los físicos utilizan 4°C (39,2°F) como valor estándar, pero los ingenieros muchas veces utilizan 15,6°C (60°F). En el sistema métrico, la densidad del agua a 4°C es un 1,00 g/cm<sup>3</sup>, equivalente a 1000 kg/m<sup>3</sup> y por tanto la densidad relativa (que no tiene dimensiones) de un líquido tiene el mismo valor numérico que su densidad expresada en g/cm<sup>3</sup> o kg/m<sup>3</sup>.

La densidad relativa de un gas es la relación entre su densidad y la de hidrógeno o aire a una temperatura y presión dadas, pero no existe un acuerdo general sobre estos estándares, por lo que es preciso especificarlos en cada caso.

Debido a que la densidad de un fluido varía con la temperatura, hay que determinar las densidades relativas a temperaturas bien definidas<sup>2</sup>.

### Fluidos compresibles e incompresibles

Aunque no existe en la realidad un fluido incompresible, este término se aplica en los casos donde el cambio de la densidad con la presión es despreciable, o sea  $\rho = \text{Constante}$ . Generalmente los líquidos son considerados fluidos incompresibles. No obstante el flujo de aire (fluido gaseoso) en un sistema de aire acondicionado puede considerarse como incompresible debido a que la variación de la presión es tan pequeña que no origina cambios apreciables en la densidad. No resulta así en el caso de un gas o vapor que fluye a alta velocidad por una tubería larga donde la caída de presión puede resultar tan grande que origine cambios considerables en la densidad. ( $\rho \neq \text{Constante}$ ). En este caso se está en presencia de un fluido compresible.

La **viscosidad** ( $\mu$ ) de un fluido es una medida de su resistencia a la deformación cortante o angular. Las fuerzas de fricción en un fluido en movimiento son el resultado de la cohesión y del intercambio de la cantidad de movimiento entre moléculas. *La viscosidad de los fluidos varía con la temperatura.* Al aumentar la temperatura la viscosidad de todo líquido disminuye, mientras que la viscosidad de todos los gases aumenta. Esto se debe a que la fuerza de cohesión entre moléculas disminuye al aumentar la temperatura. Esta fuerza es predominante en los líquidos por lo cual la viscosidad de estos disminuye. Mientras que en los gases es predominante el intercambio molecular entre capas adyacentes de fluidos a diferentes velocidades. El incremento de los choques moleculares provoca un aumento de la viscosidad.

<sup>2</sup> Mecánica de los Fluidos con aplicaciones en Ingeniería. Autores Joseph B. Franzini y E. John Finnemore. Novena Edición. Mc Graw-Hill / Interamericana de España, S.A. U. Madrid. España 1 999.



Examínese el caso clásico de dos placas paralelas (figura 1.1) suficientemente grande para que las condiciones de contorno sean despreciables. Ellas están separadas una distancia ( $Y$ ), estando el espacio entre ellas lleno de fluido. Se supone que la superficie inferior es estacionaria, mientras que la superficie superior se mueve en dirección paralela, a una velocidad ( $U$ ) provocada por la aplicación de la fuerza ( $F$ ) que se corresponde con el área de la placa móvil.

En los contornos las partículas de fluido se adhieren a las paredes, por lo que su velocidad es cero con respecto a la pared. Esta condición, llamada condición de no deslizamiento, ocurre en todo fluido viscoso. Como resultado en la figura 1 la velocidad del fluido en contacto con la placa inferior tiene que ser cero mientras que la velocidad del fluido en contacto con la superficie superior tiene que ser ( $U$ ). La forma de la variación de la velocidad con la distancia entre las dos superficies se denomina perfil de velocidades. Si la separación entre las placas ( $Y$ ) y la velocidad relativa entre ellas ( $U$ ) no son demasiados grandes, y si el flujo neto de fluido a través del espacio entre las placas es nulo, se produce un perfil de velocidades lineal.

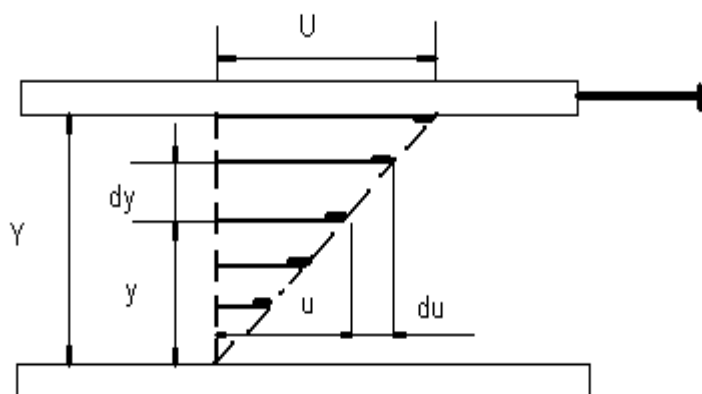


Figura 1.1. Perfil de velocidades del fluido al ser arrastrado por la placa plana superior

Se ha demostrado experimentalmente que una gran cantidad de fluidos en las condiciones anteriores cumplen la siguiente relación:

$$F \propto \frac{AU}{Y} \quad (1-4)$$

Por semejanza de triángulos en la figura 4 ( $U/Y$ ) se puede reemplazar por el gradiente de velocidades  $du/dy$ . Introduciendo una constante de proporcionalidad ( $\mu$ ), el esfuerzo cortante ( $\tau$ ) entre dos capas finas de fluido cualesquiera se puede expresar como:

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{U}{Y} = \mu \frac{du}{dy} \quad (1-5)$$

La ecuación (1- 5) se denomina Ecuación de viscosidad de Newton.

El coeficiente de proporcionalidad ( $\mu$ ) se denomina **Coeficiente de Viscosidad, viscosidad absoluta, viscosidad dinámica o simplemente viscosidad del fluido.**

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}} \quad (1-6)$$

Las dimensiones de la viscosidad absoluta son:

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}} = \frac{\frac{F}{L^2}}{\frac{L}{t}} = \frac{F}{L^2} * t \quad (1-7)$$

En el Sistema Internacional las unidades son:  $N*s/m^2$  ( $Pa*s$ ) y  $lb*s/pies^2$  en el Sistema Ingles.

En muchos problemas relacionados con la viscosidad, esta aparece dividida por la densidad. Esta relación se conoce como **viscosidad cinemática ( $\nu$ )**, así denominada porque la fuerza no está involucrada en las dimensiones, quedando únicamente la longitud y el tiempo. De esta forma

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-8)$$

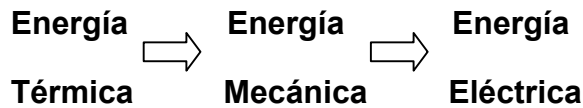
Generalmente se expresa en  $m^2/s$  (SI) o  $pies^2/s$  en el Sistema Ingles. Otra unidad muy usada en el Sistema Métrico es el  $cm^2/s$ , también denominada stoke (St).

## 1.2. ECUACIÓN DE LA ENERGÍA EN EL FLUJO DE FLUIDOS POR TUBERÍAS.

La **Primera Ley de la Termodinámica** plantea:

- “La energía ni se crea ni se destruye solo se transforma”

Por lo que “**Todas las formas de energía son equivalentes**” y se pueden realizar las siguientes transformaciones:



Un ejemplo de esta transformación lo constituye el ciclo de las centrales termoeléctricas o los ciclos de potencia en general, que tienen como fin obtener potencia eléctrica a partir del calor.

Para realizar un adecuado control del uso de la energía es necesario conocer en los procesos industriales y en el sector de los servicios como evaluar las transformaciones energéticas que tiene lugar en el movimiento de fluidos.

Formas de energía presentes en el flujo de fluidos.

- Energía Cinética ( $E_c$ )
- Energía Potencial ( $E_p$ )
- Energía Interna ( $E_i$ )

A continuación se analizará cada una por separado.

### **Energía Cinética.**

La Energía Cinética de un cuerpo rígido de masa ( $m$ ) que se mueve a una velocidad ( $v$ ) queda definida según la ecuación (1- 9).

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2 \quad (1- 9)$$

Para un fluido con todas las partículas moviéndose a la misma velocidad, su energía cinética será también:

$$E_c = \frac{1}{2} m^0 v^2 \quad (1-10)$$

Donde :

$m^0 = \sum m$  .- Sumatoria de las masas del conjunto de partículas en movimiento.

Expresada esta Energía Cinética de forma específica (Energía / Unidad de peso) se tiene:

$$\frac{E_c}{\text{Peso}} = \frac{\frac{1}{2} m v^2}{\gamma V} = \frac{\frac{1}{2} \left(\frac{\gamma}{g}\right) V v^2}{\gamma V} = \frac{v^2}{2g} \quad (1-11)$$

Dimensionalmente se expresa como:

$$\frac{Ec}{Peso} = \frac{v^2}{2g} = \frac{\left(\frac{L}{t}\right)^2}{\frac{L}{t^2}} = L$$

En el Sistema Internacional de Unidades la unidad de la Energía Cinética el metro.

Como en la generalidad de los casos la velocidad en los conductos de las distintas partículas fluidas no es la misma, se hace necesario integrar para obtener el verdadero valor de ésta energía. No obstante resulta muy conveniente expresar el verdadero valor de la Energía Cinética en función de la velocidad media del fluido y afectarla por un **“factor de corrección de la Energía Cinética”** ( $\alpha$ ).

$$\frac{Ec_{real}}{peso} = \alpha \frac{v^2}{2g} \quad (1-12)$$

Donde :

$\alpha = 1$ .- Para una distribución uniforme de velocidad

$\alpha = 1,02 - 1,15$  - Para flujo turbulento.

$\alpha = 2$  .- Para Flujo laminar

Es insignificante el error cuando consideramos  $\alpha = 1$  en la mayoría de los cálculos de ingeniería para flujo turbulento.

### Energía Potencial.

La energía potencial de una partícula de fluido depende de su altura (z) por encima de un plano arbitrario de referencia.

$$Ep = W * \Delta Z \quad (1-13)$$

Donde:

$W$  .- Peso de la partícula de fluido.

$\Delta Z$  .- Distancia por encima del plano de referencia.

La energía potencial por unidad de peso es:

$$\frac{Ep}{Peso} = \frac{W * \Delta Z}{W} = \Delta Z \quad (1-14)$$

Dimensionalmente

$$\frac{Ep}{Peso} = \frac{F * l}{F} = l \quad (1-15)$$

En el **Sistema Internacional** la unidad es el metro (**m**).

### **Energía Interna.**

La **energía interna** es energía almacenada y está asociada con el estado molecular o interno de la sustancia, y se puede almacenar en muchas formas:

- Térmica
- Nuclear
- Química
- Electrostática.

En lo adelante solo se estudiará la térmica, la cual depende de:

- El movimiento molecular.
- Las fuerzas de atracción intermolecular

**“La Energía Interna (Ei) es una función de la temperatura”**

Para un proceso a **volumen constante** la variación de la energía interna por unidad de masa es:

$$\Delta E_i = C_v * \Delta T \quad (1-16)$$

donde:

Cv.- Calor específico de la sustancia a volumen constante. Sus unidades en el Sistema Internacional es:  $\frac{N * m}{Kg * K}$

La unidades de la Energía Interna en el Sistema Internacional son:

$$\Delta E_i = \frac{N * m}{kg * K} * K = \frac{N * m}{Kg} \quad (1-17)$$

La ecuación (1-17) expresa la Energía Interna por unidad de masa, dividiendo esta expresión entre la aceleración gravitatoria se obtiene la Energía Interna por unidad de peso.

$$\Delta E_i = \frac{N * m}{Kg * g} = \frac{N * m}{N} = m \quad (1-18)$$

### Ecuación general de la energía para el flujo estacionario de cualquier fluido.

En el análisis energéticos de las bombas, ventiladores y compresores, las máquinas siempre estarán conectadas a un sistema de tuberías o conductos a los cuales aplicaremos los principios para el análisis de un flujo estacionario. En su forma más general el estudio considerará el trabajo externo y la transferencia de calor hacia el fluido.

“La variación de energía en el sistema estudiado es igual a la cantidad de energía que sale del volumen de control, menos la cantidad de energía que entra al volumen de control”

“Para un flujo estacionario el cambio de energía de un sistema es igual al Trabajo Externo realizado sobre el sistema mas la Energía Térmica transmitida hacia dentro o hacia fuera del sistema”

$$\Delta E_s = W_{\text{externo}} \pm Q_{\text{transferido}} \quad (1-19)$$

Donde:

$\Delta E_s$ .- Variación de energía del sistema.

$W_{\text{externo}}$ .- Trabajo externo realizado sobre el sistema.

$Q_{\text{transferido}}$ .- Energía Térmica transferida desde o hacia el sistema.

El trabajo externo se realiza de varias maneras:

- Trabajo de flujo.
- Trabajo mecánico.

### Trabajo de flujo ( $W_f$ ).

$$W_f = \left( \frac{p_1}{\gamma_1} - \frac{p_2}{\gamma_2} \right) g \Delta M \quad (1-20)$$

Donde:

p.- Presión en la sección de análisis. (Pa) (kgf/cm<sup>2</sup>) u otras unidades.

$\gamma$ .- Peso específico de la sustancia en la sección de análisis. (N/m<sup>3</sup>) (kgf/m<sup>3</sup>) u otras unidades.

$\Delta M$ .- Cantidad de sustancia contenida en el sector de la secciones de análisis. (Kg) (lb) u otras unidades.

g.- aceleración gravitatoria. (m/s<sup>2</sup>) u otras unidades.

**Trabajo Mecánico (Wm)**

$$W_m = (g\Delta M)h_m \quad (1-21)$$

donde:

$h_m$ .- Energía por unidad de peso añadida por la máquina al fluido.

$\Delta M$ .- Cantidad de sustancia contenida en el sector de las secciones de análisis.  
(Kg) (lb) u otras unidades.

t.- Tiempo (s).

**Calor transferido desde una fuente externa al sistema fluido (Q transferido)**

$$Q_{transferido} = g * \Delta M * Q_c \quad (1-22)$$

Donde:

$Q_c = +$  Calor hacia el sistema.

$Q_c = -$  Calor desde el sistema.

La Ecuación general de la energía para el flujo estacionario de cualquier fluido queda expresada tal como se muestra en la ecuación

$$\frac{p_1}{\gamma_1} + Z_1 + \alpha \frac{v_1^2}{2g} + EI_1 + hm + Qc = \frac{p_2}{\gamma_2} + Z_2 + \alpha \frac{v_2^2}{2g} + EI_2 \quad (1-23)$$

Esta ecuación es aplicable a:

- Líquidos
- Gases
- Vapores

La **Ecuación general de la energía para el flujo estacionario de cualquier fluido** (1-23) y la **Ecuación de Continuidad** son ecuaciones claves en la solución de Problemas de Flujo.

Para el flujo compresible es necesario utilizar una tercera ecuación que es la **Ecuación de Estado de los Gases (Ideales o reales)**.

La **Ecuación General de la Energía para Flujo Estacionarios Incompresibles** puede simplificarse en determinadas condiciones y se puede plantear:

$$\frac{p_1}{\gamma_1} + Z_1 + \alpha \frac{v_1^2}{2g} + hm + Qc = \frac{p_2}{\gamma_2} + Z_2 + \alpha \frac{v_2^2}{2g} + (EI_2 - EI_1) \quad (1-23) \text{ a}$$

- En un sistema donde el flujo es incompresible  $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$
- Para flujos turbulentos  $\alpha > 1$ , pero muy cercano a 1 y se puede considerar  $\alpha = 1$ .
- Si no hay transferencia de calor  $Qc = 0$ .

La ecuación (1-23) a queda entonces expresada como:

$$\frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + hm = \frac{p_2}{\gamma_2} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 + (EI_2 - EI_1) \quad (1-24)$$

$$\frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + hm = \frac{p_2}{\gamma_2} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 + hp \quad (1-24) \text{ a}$$

El término  $EI_2 - EI_1 = hp$  representa las pérdidas friccionales en el sistema.

En caso de no existir máquina en el sistema y considerar las pérdidas despreciables, la ecuación (1-24) a se transforma en la ecuación (1-25)

$$\frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{p_2}{\gamma_2} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 = Cte \quad (1-25)$$

La ecuación (1-25) es la **Ecuación de Bernoulli** en honor a Daniel Bernoulli (1700 – 1782). El teorema data de 1738 y es una forma de manifestar la **Ecuación de Conservación de la Energía**.

### 1.3. CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS DE UN SISTEMA DE TUBERÍAS. TIPOS DE SISTEMAS.

En la figura 1.2 se muestra un esquema simple de un equipo de bombeo acoplado a un sistema de tubería, él será la referencia para el análisis de la característica hidráulica del sistema de tubería.



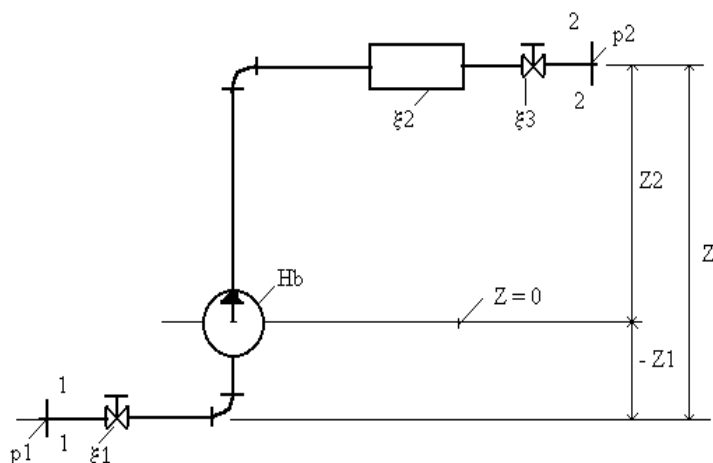


Figura 1.2. Bomba centrífuga acoplada al sistema de tubería.

Aplicando la ecuación (1- 24) a entre los niveles 1-1 y 2-2 y denominando al trabajo de la máquina **hm** como **Hb** (trabajo de la bomba) se tiene:

$$\frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + Hb = \frac{p_2}{\gamma_2} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 + \sum_1^2 h_f \quad (1-26)$$

Donde:

$Hb$  .- Carga de impulsión del equipo de bombeo. (Trabajo de la bomba)

$\sum_1^2 h_f$  .- Sumatoria de pérdidas friccionales (Pérdidas de energía) en el sistema de tuberías.

Para sistemas de bombeo que trasiegan líquidos con propiedades físicas semejantes al agua y usan bombas centrífugas, el régimen de circulación es turbulento y el Coeficiente de Coriolis ( $\alpha$ ) es igual a la unidad. Recuerde que para régimen laminar  $\alpha=2$ .

Para el sistema analizado las pérdidas friccionales (pérdidas de energía) se expresan por la ecuación (1-27).

$$\sum_1^2 h_f = \sum_1 h_{f_{\text{TRAMORECTO DE TUBERIA}}} + \sum_1^2 h_{f_{\text{ACCESORIOS}}} \quad (1-27)$$

Es necesario recordar que las pérdidas friccionales (pérdidas de energía) en el tramo recto de tubería se determinan según la **Ecuación de Darcy – Weisbach**. (ecuación (1-28))

$$\sum_1^2 hf_{\substack{\text{TRAMORECTO} \\ \text{DETUBERIA}}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (1-28)$$

donde:

$\lambda$ .- Coeficiente de fricción de la tubería.

Y que las pérdidas friccionales de (pérdidas de energía) en los accesorios de tubería se calculan según la ecuación (1-29)

$$hf = \xi \frac{v^2}{2g} \quad (1-29)$$

donde:

$\xi$ .- Coeficiente de pérdida del accesorio.

Para simplificar el análisis se consideran las tuberías de succión y descarga de sección constante y diámetro  $d$ , por lo cual la velocidad es:

$$v_1 = v_2 = v_{\text{CONSTANTE}} \quad (1-30)$$

Se sustituyen las ecuaciones (1-28), (1-29) y (1-30) en la ecuación (1-26) y se obtiene la expresión

$$\sum_1^2 hf = \frac{v^2}{2g} \left( \sum_1^2 \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^2 \xi_n \right) \quad (1-31)$$

Haciendo uso de la **Ecuación de Continuidad**

$$Q = A * v \quad (1-32)$$

Despejando la velocidad ( $v$ ) en función del flujo volumétrico ( $Q$ ) en la ecuación (1-32) y sustituyendo en la ecuación (1-31), las pérdidas friccionales quedan expresadas como:

$$\sum_1^2 hf = \frac{Q^2}{2gA^2} \left( \sum_1^2 \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^2 \xi_n \right) \quad (1-33)$$

Donde el término

$$\frac{1}{2gA^2} \left( \sum_1^2 \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^2 \xi_n \right) = K$$

Expresando la ecuación (1-33) como:

$$\sum_1^2 hf = KQ^2 \quad (I-34)$$

Sustituyendo la ecuación (1-34) en la ecuación (1-26) reordenando la ecuación y

despejando el término carga de impulsión de la bomba (**Hb**) se tiene:

$$Hb = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + Z_2 - Z_1 + KQ^2 \quad (1-35)$$

Dado que la velocidad es constante ( $v_1 = v_2 = v$ ) el término  $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = 0$  y la ecuación (1-35) se expresa:

$$Hb = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + Z_2 - Z_1 + KQ^2 \quad (1-35)a$$

En la ecuación (1-35)a los términos de la derecha de la igualdad determinan el comportamiento de la red de tubería y se denominan:

$$H_{ESTATICA} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + Z_2 - Z_1 \quad (1-36)$$

$$H_{DINÁMICA} = KQ^2 \quad (1-37)$$

Si no existen cambios en el proceso de explotación del conjunto máquina – sistema de tubería, la **carga estática** será constante:

$$H_{ESTATICA} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + Z_2 - Z_1 = J(\text{constante}) \quad (1-38)$$

Lo cual permite expresar la ecuación (1-35)a como:

$$Hb = J + KQ^2 \quad (1-39)$$

Donde se demuestra que la Característica Hidráulica de una red de tubería rige su comportamiento por la ecuación de una parábola desplazada de su centro, del tipo

$$y = a + bx^2 \quad (1-40)$$

Esta ecuación expresa el comportamiento de la energía en una red de tubería y su representación gráfica se aprecia en la figura 1.3.

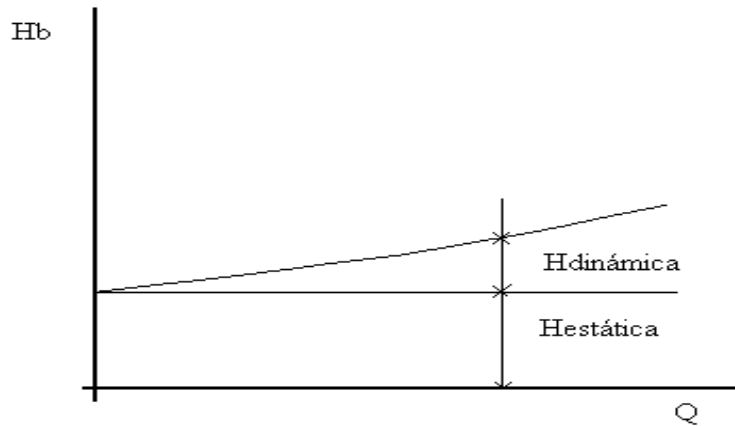


Figura 1.3. Característica hidráulica del sistema de tubería

Conociendo las particularidades de trabajo con los sistemas de tuberías, se analiza la forma de interrelación de éstos con las máquinas de flujo. Se recordará algunos criterios importantes de estas máquinas y las transformaciones energéticas que en las mismas tienen lugar.

#### 1.4.- EQUIPOS DE BOMBEO. TRANSFORMACIONES ENERGÉTICAS. USO RACIONAL DE LA ENERGÍA.

##### Equipos de bombeo. Partes componentes. Principios de funcionamiento.

La bomba es una máquina que absorbe **energía mecánica** y entrega al líquido que trasiega **energía hidráulica**.<sup>3</sup>

Las bombas se emplean para impulsar toda clase de líquidos (agua, aceites de lubricación, combustibles, ácidos; líquidos alimenticios: cerveza, leche, etc.; estas últimas constituyen el grupo importante de las *bombas sanitarias*). También se emplean las bombas para bombear líquidos espesos con sólidos en suspensión, como pastas de papel, fangos, desperdicios, etc.

Atendiendo a su principio de funcionamiento las máquinas de flujo que entregan energía al fluido se clasifican según el esquema de la figura 1.4<sup>4</sup>.

<sup>3</sup> Mecánica de los Fluidos y Máquinas Hidráulicas. Autor Claudio Mataix. Segunda Edición. HARLA S.A. de C.V. México 1992.

<sup>4</sup> Tomada y modificada a partir de Bombas, Ventiladores y Compresores. Autor V.M. Cherkasski. Editorial MIR. Moscú. 1986.

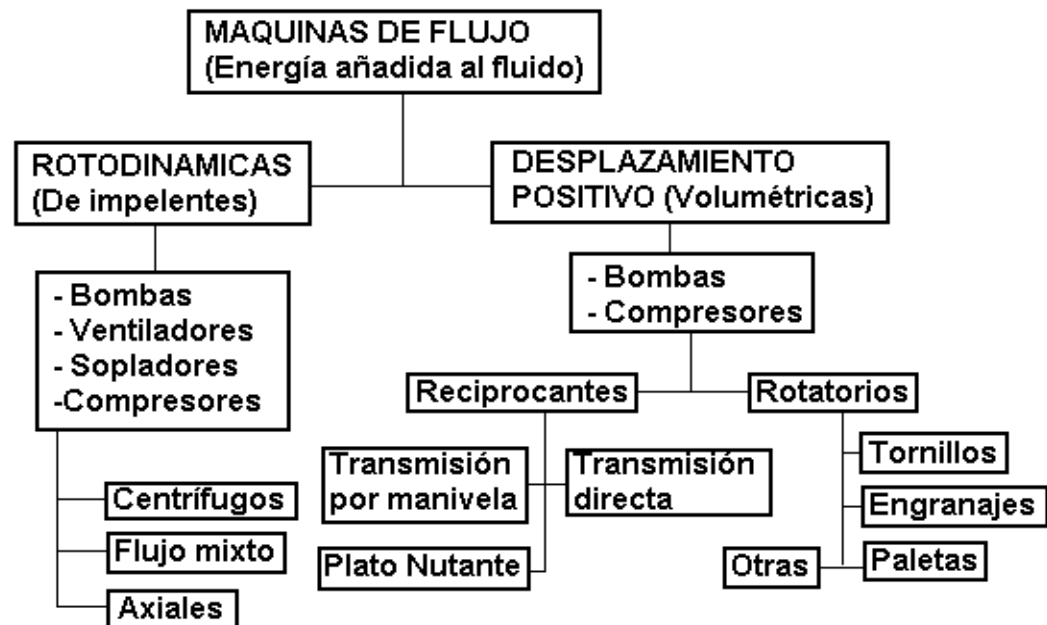


Figura 1.4. Clasificación de las máquinas de flujo (energía dada al fluido) atendiendo al principio de funcionamiento.

Las bombas rotodinámicas pertenecen al tipo de las turbomáquinas. En estas *el movimiento de trabajo es siempre rotativo*, de ahí su nombre, dado que la *dinámica de la corriente* juega un papel esencial en la transmisión de la energía al fluido. Ej. Bombas centrífugas.

A las bombas de desplazamiento positivo, pertenecen no solo las *bombas alternativas*, sino también las *rotativas*, llamadas *rotoestáticas* porque en ellas la *dinámica de la corriente no juega un papel esencial en la transmisión de la energía al fluido*. Su funcionamiento se basa en el **principio de desplazamiento positivo** consistente en la reducción del volumen de la cámara que contiene el fluido al desplazarse una de las paredes que forman la cámara. Ej. El proceso de compresión que ocurre sobre un fluido por el movimiento de un émbolo o pistón en el interior de una camisa o cilindro.

Del gran conjunto de bombas se limitará el estudio a las **bombas centrífugas** por ser ellas el tipo mas difundido.

### Bomba centrífugas. Características hidráulicas.

En este tipo de bomba la transmisión de la energía al flujo de líquido desde el árbol de la máquina centrífuga se realiza por el impelente de trabajo en cuyo interior se encuentran los álabes.

El impelente de las máquinas centrífugas está formado por el **disco delantero** (más cercano a la zona de succión) y el **disco principal o propulsor**, los cuales quedan unido rígidamente por paletas curvadas (álabes). Se forma entre los discos y las paletas las cavidades de trabajo del impelente por las cuales circula el fluido y donde se produce la transmisión de la energía al fluido. En el disco propulsor se encuentra fundido el cubo que sirve para el ajuste rígido con el árbol de la bomba, el cual entrega al impelente la energía mecánica suministrada por el motor.

Los parámetros fundamentales de trabajo de las bombas son:

**Carga de impulsión (H).**- Energía suministrada por la máquina al fluido. En las bombas generalmente se expresa en unidades de longitud. Ej. Metros de una columna de líquido. Resulta común en nuestro país identificarla por el término de **carga de la bomba en m.**

**Caudal (Q).**- Cantidad de líquido que desplaza la máquina en la unidad de tiempo. En las bombas puede denominarse también como **flujo** y se puede expresar en unidades volumétrica o másicas por unidad de tiempo. Ej  $\text{m}^3/\text{s}$  ó  $\text{kg}/\text{s}$ .

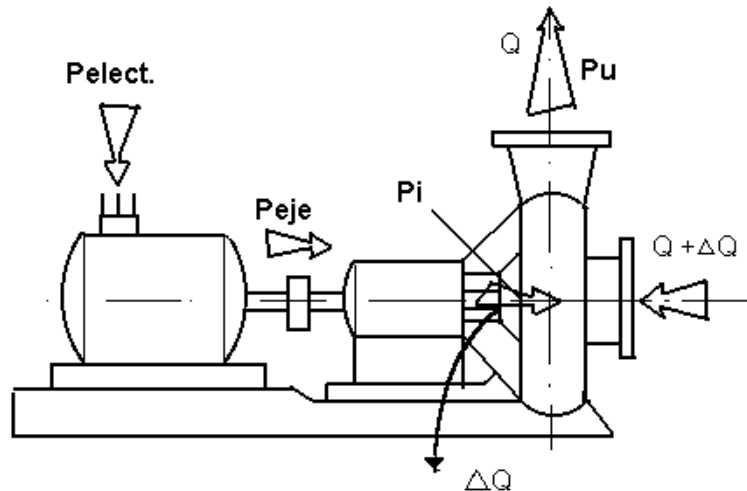


Figura 1.5. Esquema de las transformaciones energéticas en una máquina centrífuga.

### Potencia y Rendimiento de las máquinas centrífugas.

**Potencia útil. ( $P_u$ ).**- Cantidad de energía por unidad de tiempo, entregada al fluido que abandona la máquina por la tubería de descarga.

$$P_u = \frac{\rho g Q H}{1000} \quad (\text{kW}) \quad (1-41)$$

Donde:

$\rho$  .- Densidad del fluido (kg/m<sup>3</sup>)

$g$  .- Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

$Q$ .- Flujo volumétrico (m<sup>3</sup>/s)

$H$ .- Carga de impulsión (m).

**Potencia interna. (Pi).**- Energía por unidad de tiempo entregada a todo el fluido que circula por el interior de la máquina.

$$P_i = \frac{\rho g (Q + \Delta Q) * (H + \Delta H)}{1000} \quad (\text{kW}) \quad (1-42)$$

Donde:

$\Delta Q$  .- Pérdidas del flujo volumétrico. (m<sup>3</sup>/s).

$\Delta H$  .- Pérdidas en la carga de impulsión (m).

**Rendimiento interno ( $\eta_i$ )** .- Valora que cantidad de la energía por unidad de tiempo entregada a todo el fluido que circula por el interior de la máquina se transforma en energía útil en el fluido por unidad de tiempo. Se obtiene relacionado la **Potencia útil** y la **Potencia interna**.

$$\eta_i = \frac{P_u}{P_i} \quad (1-43)$$

Sustituyendo en la ecuación (1-43) los términos de **Potencia útil** y **Potencia interna** por sus expresiones de cálculo se obtiene la ecuación:

$$\eta_i = \frac{\frac{\rho g Q H}{1000}}{\frac{\rho g (Q + \Delta Q) (H + \Delta H)}{1000}} \quad (1-44)$$

Eliminando términos semejantes en la ecuación (1-44), ésta se puede representar en la forma dada en la ecuación:

$$\eta_i = \frac{Q}{Q + \Delta Q} * \frac{H}{H + \Delta H} \quad (1-45)$$

$$\eta_i = \eta_v * \eta_h \quad (1-45) \text{ a}$$

Donde:

$\eta_v$  .- Rendimiento volumétrico.

$\eta_h$  .- Rendimiento hidráulico.

El sentido de cada uno de estos rendimientos es:

**Rendimiento volumétrico** ( $\eta_v$  ).- Valora la cantidad de flujo que sale de la máquina para ser utilizado de forma útil, respecto al flujo total trasegado por la máquina.

**Rendimiento hidráulico** ( $\eta_h$  ).- Valora la cantidad de energía por unidad de tiempo , entregada al fluido que abandona la máquina por la tubería de descarga, con relación a toda la energía entregada al fluido.

Otro rendimiento a considerar en las bombas es el **Rendimiento mecánico** ( $\eta_m$  ), el cual valora que magnitud de la energía entregada en el eje de la máquina es transferida al fluido en el interior del equipo, ya sea usada de forma útil o gastada en vencer pérdidas.

El **Rendimiento mecánico** ( $\eta_m$  ) se determina según la expresión

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{eje}} \quad (1-46)$$

La Potencia al eje requerida por la bomba se determina de la Ecuación

$$P_{eje} = \frac{P_i}{\eta_m} \quad (1-47)$$

Sustituyendo en la Ecuación (1-47) el término de **Potencia Interna (Pi)** obtenido en la ecuación (1-42) en función de la **Potencia útil (Pu)**; Ecuación (1-41) y considerando que el Rendimiento interno ( $\eta_i$ ) es el producto de los rendimientos hidráulicos y volumétricos se tiene que la Potencia al eje de la bomba se determina según la ecuación :

$$P_{eje} = \frac{P_u}{\eta_m * \eta_h * \eta_v} = \frac{P_u}{\eta_b} = \frac{\rho g Q H}{1000 * \eta_b} \quad (1-48)$$

Valores comunes del rendimiento de la bomba ( $\eta_b$ ) según el tamaño y calidad de fabricación se ofrecen en la tabla 1.1.



Tabla 1.1.- Valores del rendimiento de la bomba según tamaño y calidad de la bomba

Tipo de Máquinas	$\eta_v$	$\eta_h$	$\eta_m$
Grandes bombas con fabricación minuciosa	<b>0.96 – 0.98</b>	<b>0.85 – 0.96</b>	<b>0.92 – 0.96</b>
Bombas medianas y pequeñas	<b>0.85 – 0.95</b>	<b>0.80 – 0.85</b>	<b>0.90 – 0.94</b>

Dado que el rendimiento de la bomba ( $\eta_b$ ) es el producto de estos tres rendimientos, se tiene que el rendimiento de la bomba alcanza valores de ( $\eta_b = 0.75 - 0.90$ ). Lo que indica que se puede perder más del 25% de la energía dada a la bomba, aún estando bien seleccionado el equipo.

La cantidad de energía entregada por la máquina al fluido (Carga de impulsión H) y el flujo trasegado por la misma (Caudal Q) **dependen de la forma geométrica** del impelente y ello se toma en consideración por el coeficiente de clasificación denominado **Velocidad Específica ( $n_s$ )**.

### Velocidad Específica y su relación con las Características Hidráulicas.

El conocer el valor de la Velocidad Específica de una bomba, permite tener una idea de la forma geométrica física de los impelentes de la máquina. Al aumentar el valor del **Coeficiente de Velocidad Específica** se observa el aumento de la anchura relativa del álabe, aumentado con ello el ancho del canal por el que circula el flujo y la disminución del diámetro exterior relativo del impelente, es decir el impelente de la máquina se transforma sucesivamente de radial en axial.

La Velocidad Específica se determina por la expresión:

Sistema métrico.

$$n_s = 3.65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1-49)$$

Donde:

N.- RPM

Q.- Caudal ( $m^3/s$ )

H.- Carga de impulsión (m)

Sistema inglés.

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1-50)$$

Donde:

N.- RPM

Q.- Caudal en galones por minutos (gpm)

H.- Carga de impulsión en pies (ft).

Aunque los valores determinados por ambas expresiones son diferentes en magnitudes, la forma geométrica del impelente es la misma.

Como el impelente es el elemento esencial de las **transformaciones energéticas**, y el tipo de impelente queda definido por la **velocidad específica**, es por ello que existe una relación muy estrecha entre el comportamiento energético de la máquina (características hidráulicas) y la velocidad específica. Antes de mostrar esta relación se verán las características hidráulicas de una bomba centrífuga típica. Ellas se muestran en la figura 1.6.

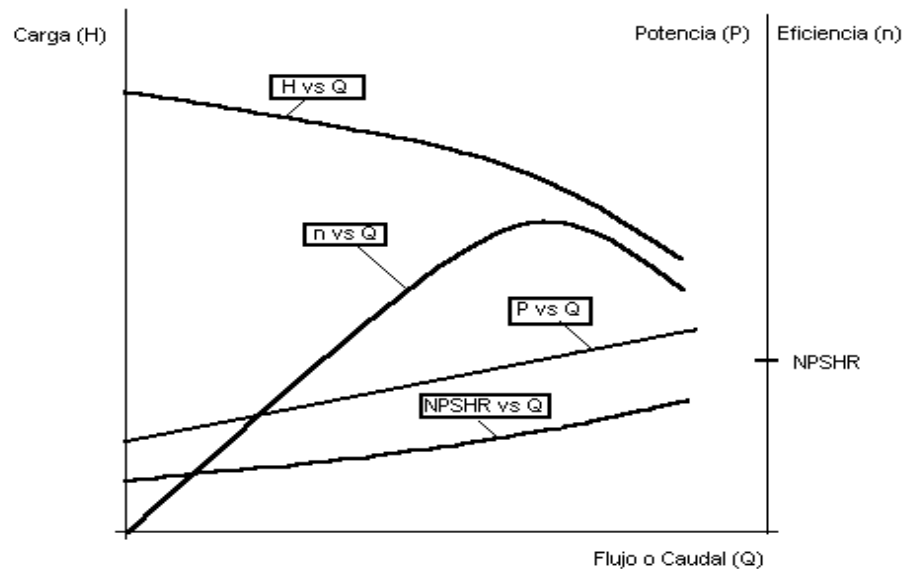


Figura 1.6.- Características hidráulicas de una bomba centrífuga radial.

En la figura anterior se relacionan la **Carga de Impulsión ( $H$ )**, el **Rendimiento o Eficiencia ( $\eta$ )**, la **Potencia al freno ( $P$ )** y la **Carga Neta Positiva Requerida en la Succión ( $NPSHR$ )** con el **caudal o Flujo  $Q$** . En este caso las gráficas corresponden a un impelente de diámetro dado, rotando a una velocidad angular constante ( $RPM = \text{Constante}$ ). Muchos firmas productoras ofrecen las características hidráulicas del equipo considerando una familia de impelentes de diferentes diámetros o un impelente dado girando a diferentes velocidades angulares ( $RPM = \text{variable}$ ). Estas características son conocidas con los nombres de características universales, topográficas o de isoeficiencia.

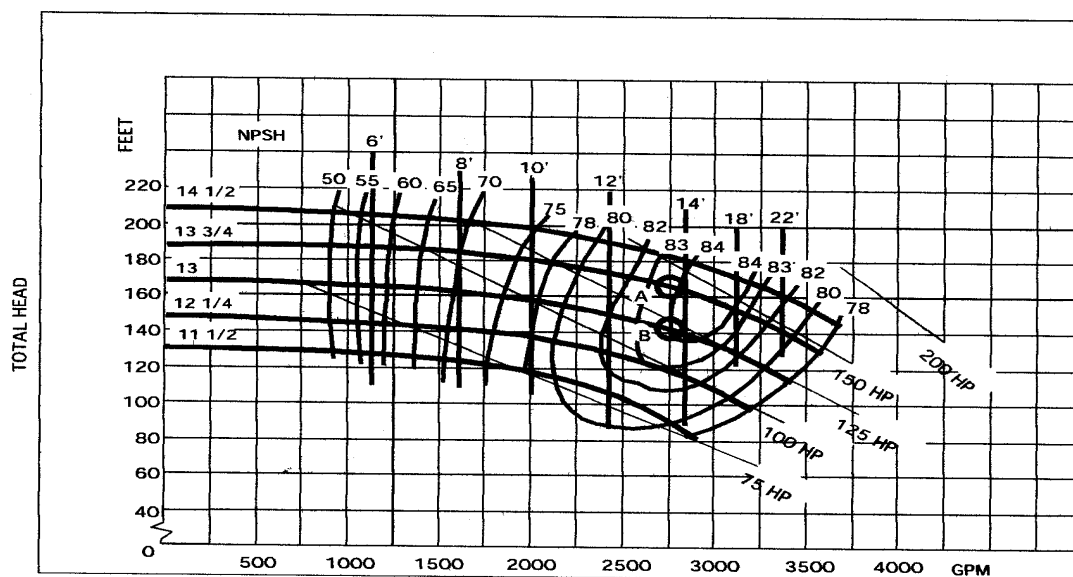


Figura 1.7. Características hidráulicas reales de una bomba

### Trabajo Conjunto de la Bomba y el sistema de tubería.

Conocidas las formas de las características hidráulicas del sistema y de la máquina resulta de mucha utilidad ver la forma de trabajo conjunto y la información que de ella puede ser obtenida. La figura 1.8 muestra la interacción de ambas.

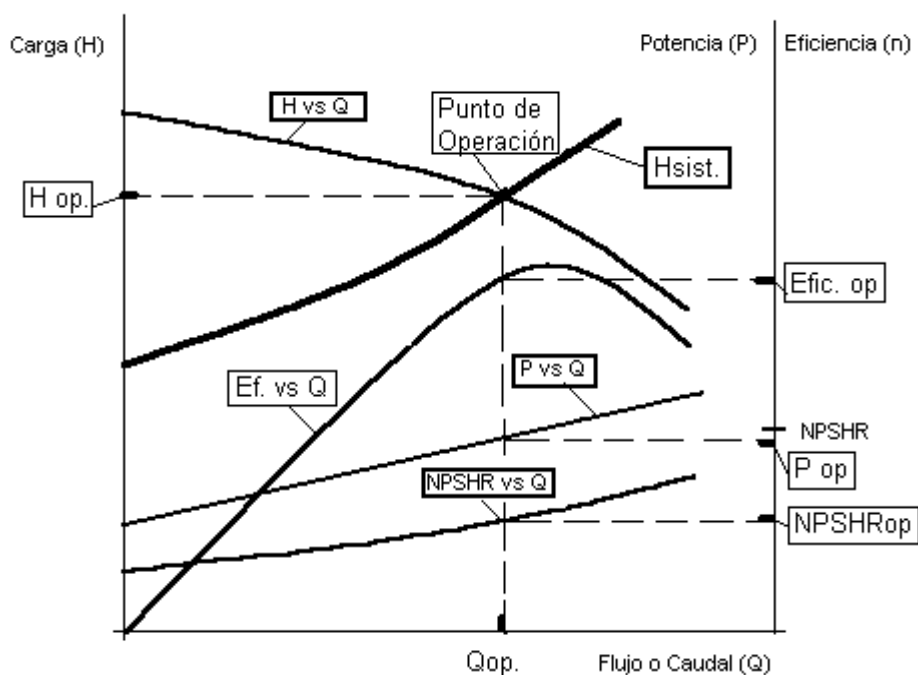


Figura 1.8. Trabajo conjunto de la bomba y el sistema de tubería.

El punto intersección de la característica de carga de la bomba y el sistema, definen el **Punto de Operación**. Se trazan perpendiculares a los ejes de Carga y Flujo. La intersección en el eje de la carga define el valor de la **Carga de Operación**. Al trazar la perpendicular al eje del Flujo o Caudal, la línea corta las características de Rendimiento, Potencia y NPSHR. El trazado perpendicular a los respectivos ejes de estas magnitudes definen los valores de **Rendimiento, Potencia y NPSHR de Operación**.

## OPORTUNIDADES DE AHORRO DE ENERGIA EN LOS EQUIPOS DE BOMBEO

Con frecuencia las oportunidades de ahorro de energía en las bombas de una industria se pasan por alto, dado que las ineficiencias en los sistemas de bombeo no resultan evidentes en muchos casos.

Las causas más frecuentes de la ineficiencia en los sistemas de bombeo son:

- Mala selección de la bomba.
- Condiciones de operación diferentes a las de diseño.
- Bombas sobredimensionadas para asimilar futuras ampliaciones de capacidad en la planta.
- Factores de diseño muy conservadores para asegurar que la bomba cumpla con las condiciones requeridas.
- Otras consideraciones de diseño válidas cuando los costos de la energía eran menores.

La búsqueda de oportunidades de ahorro en los sistemas de bombeo, debe concentrarse en el 20 % de las bombas que consumen el 80 % de la energía por este concepto. Otros autores recomiendan analizar solo las bombas por encima de un cierto tamaño, por ejemplo, de más de 25 hp.

Los principales aspectos hacia los que debe enfocarse esta búsqueda de oportunidades de ahorro de energía son:

1. **Mantenimiento excesivo**, el cual puede estar asociado con:
  - a. Bombas sobredimensionadas, operando severamente estranguladas.
  - b. Bombas en cavitación.
  - c. Bombas en muy mal estado técnico.
  - d. Bombas no adecuadas para la función que realizan.
2. **Sistemas de bombeo con grandes variaciones de flujo o de presión**. Cuando el flujo o la presión normal es inferior al 75 % del valor máximo existe energía desperdiciada por un excesivo estrangulamiento, por recirculación de grandes flujos o por tener en operación más bombas de las necesarias.
3. **Recirculación de flujos** en dispositivos de control o de protección.
4. **Válvulas de control de flujo por estrangulamiento**. Las bombas que trabajen con un estrangulamiento fijo indican que están sobredimensionadas. La energía

perdida en las válvulas de estrangulamiento es proporcional a la caída de presión en las mismas y el flujo que circule.

5. **Ruidos en bombas o en válvulas.** Una bomba ruidosa normalmente es señal de cavitación, mientras que en ruido en válvulas puede indicar una alta caída de presión en ella, con la correspondiente pérdida de energía.
6. **Sistemas con bombas múltiples.** Con frecuencia se pierde energía al recircular un exceso de capacidad, al mantener trabajando bombas innecesariamente, al mantener un exceso de presión en el sistema, o por tener gran incremento de capacidad entre bombas.
7. **Cambios en las condiciones de operación.** Los cambios en las condiciones de la planta pueden provocar que las bombas instaladas pasen a operar con menor eficiencia.
8. **Consumos con bajos flujos y alta presión.** Este tipo de consumo hace que todo el sistema tenga que operar a una mayor presión.
9. **Bombas con sobrecapacidad conocida,** que implican pérdidas de energía por lo ya analizado anteriormente.

Una vez que las posibles causas de ineficiencia han sido identificadas, deben evaluarse los potenciales de ahorro y el costo de implementación y los indicadores de rentabilidad de los posibles proyectos de mejora. El análisis de las condiciones actuales de operación sobre la curva característica original de la bomba puede ser un buen punto de partida para ello.

Dentro de las medidas para mejorar el trabajo de los equipos de bombeo están:

1. Realizar una correcta selección de equipo de bombeo.
2. Revisión y corrección de los sistemas para adecuarlo a los equipos de bombeo.
3. Realizar prácticas eficientes de operación de los equipos de bombeo.
4. Sistematizar buenas prácticas de mantenimiento del equipo de bombeo.
5. Instalar instrumentación y poner en práctica sistemas de monitoreo y control.
6. Especificar correctamente la adquisición de nuevos equipos.
7. Elaboración y análisis de características hidráulicas no existentes.

Los dos primeros puntos abordan la explotación del equipo en un punto de operación que lleve a obtener un rendimiento en un rango de 5-10% del valor máximo de la máquina. Todo ello es posible lograrlo a partir de trabajar en el mejoramiento de las condiciones del sistema de tubería.

El punto 3 trata la ejecución de prácticas eficientes de operación de los equipos de bombeo y ello se presenta generalmente en dos oportunidades en particular que son:

- Regulación del flujo o caudal (En procesos a cargas variables)

- Sobredimensionamiento del equipo de bombeo.

En ambos casos es frecuente aplicar como metodos de regulación:

- El estrangulamiento del sistema de tubería.
- El uso del desvío o by – pass.
- La variación de la velocidad de rotación de la bomba.
- El recorte del impelente.

Estas prácticas aunque bien conocidas, generalmente no se aplican con un sentido de uso racional de la energía y ello puede representar en el caso de equipos de gran tamaño, pérdidas de miles de kWh y cientos de pesos en el año para cualquier empresa.

Antes de iniciar el estudio de cada uno de ellos, se recordarán los elementos teóricos en que se sustentan las soluciones dadas y que serán objetos de estudio.

### **Elementos fundamentales de la Teoría de Semejanza en los equipos de bombeo.**

Al diseñar las bombas, ventiladores y compresores se utilizan ampliamente los datos experimentales obtenidos durante la investigación de máquinas construidas a escala reducidas, pero totalmente análogas a las que se diseñan (máquinas semejantes). Un modelo a escala reducida es menos costoso y los datos obtenidos resultan muy confiables. Para ser usado con confianza los resultados obtenidos de la investigación del modelo deben cumplirse las **Leyes de Semejanza**.

Las Leyes de Semejanza se cumplen si se garantiza:

- La Semejanza Geométrica.
- La Semejanza Cinemática.
- La Semejanza Dinámica.

Se cumple la **Semejanza Geométrica** cuando son iguales los ángulos semejantes de las máquinas y es constante la relación de magnitudes semejantes. Ej. El ángulo de salida del álabe  $\beta_2$ , el diámetro exterior del impelente  $D_2$  y el ancho del álabe  $b_2$ . Denominando con el subíndice **a** las magnitudes de la máquina a diseñar, y **b** los correspondientes al modelo semejante construido a escala reducida. Existe la Semejanza geométrica si:

$$\beta_{2a} = \beta_{2b}$$

$$\frac{D_{2a}}{D_{2b}} = \frac{b_{2a}}{b_{2b}} = \delta_g \text{ (Coeficiente de semejanza geométrica).}$$

Existe la **Semejanza Cinemática** cuando son iguales los ángulos semejantes de las máquinas y es constante la relación de las velocidades en puntos homólogos de las

máquinas semejantes.

Se dice que existe la **Semejanza Dinámica** cuando se mantiene constante la relación de fuerzas de igual naturaleza que actúan en puntos homólogos de las máquinas geométrica y cinemáticamente semejantes.

Para máquinas semejantes las leyes de semejanza permiten obtener la relación de sus parámetros fundamentales, sus dimensiones y la velocidad de rotación, las cuales se expresan como:

$$Q_a = Q_b \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3} \frac{n_a}{n_b} \frac{\eta_{va}}{\eta_{vb}} \quad (1-51)$$

$$H_a = H_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \frac{n_a^2}{n_b^2} \frac{\eta_{ha}}{\eta_{hb}} \quad (1-52)$$

$$p_a = p_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \frac{n_a^2}{n_b^2} \frac{\rho_a}{\rho_b} \frac{\eta_{ha}}{\eta_{hb}} \quad (1-53)$$

$$P_a = P_b \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5} \frac{n_a^3}{n_b^3} \frac{\rho_a}{\rho_b} \frac{\eta_b}{\eta_a} \quad (1-54)$$

Empleando las formulas de proporcionalidad (1-51) a (1-54) se puede aceptar que los rendimientos de las máquinas semejantes, permanecen constantes y prácticamente iguales. Realmente existe un aumento del rendimiento al aumentar las dimensiones de las máquinas.

Las ecuaciones anteriores se simplifican cuando en una misma máquina modificamos las revoluciones de trabajo o el diámetro del impelente, quedando de la siguiente forma:

#### Cambios del Diámetro $D_2$

$$Q_a = Q_b \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3}$$

$$H_a = H_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2}$$

$$p_a = p_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2}$$

#### Cambio de las RPM (n)

$$Q_a = Q_b \frac{n_a}{n_b}$$

$$H_a = H_b \frac{n_a^2}{n_b^2}$$

$$p_a = p_b \frac{n_a^2}{n_b^2}$$

$$P_a = P_b \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5}$$

$$P_a = P_b \frac{n_a^3}{n_b^3}$$

En estas expresiones la **p** (minúscula) representa la **presión** del fluido y la **P** (mayúscula) es la **Potencia** del equipo.

Con los elementos anteriores de la Teoría de Semejanza se está en capacidad de analizar las oportunidades de ahorro a las que se hicieron referencia con anterioridad.

### Estrangulamiento del sistema de tubería.

En presencia de máquinas sobredimensionadas o durante la operación de equipos de bombeo que operan a flujo variable, se ve el ingeniero en la necesidad de reducir el flujo de trabajo de la máquina. Lo ocurrido entre el sistema de tubería y el equipo de bombeo queda reflejado en la figura 1.9.

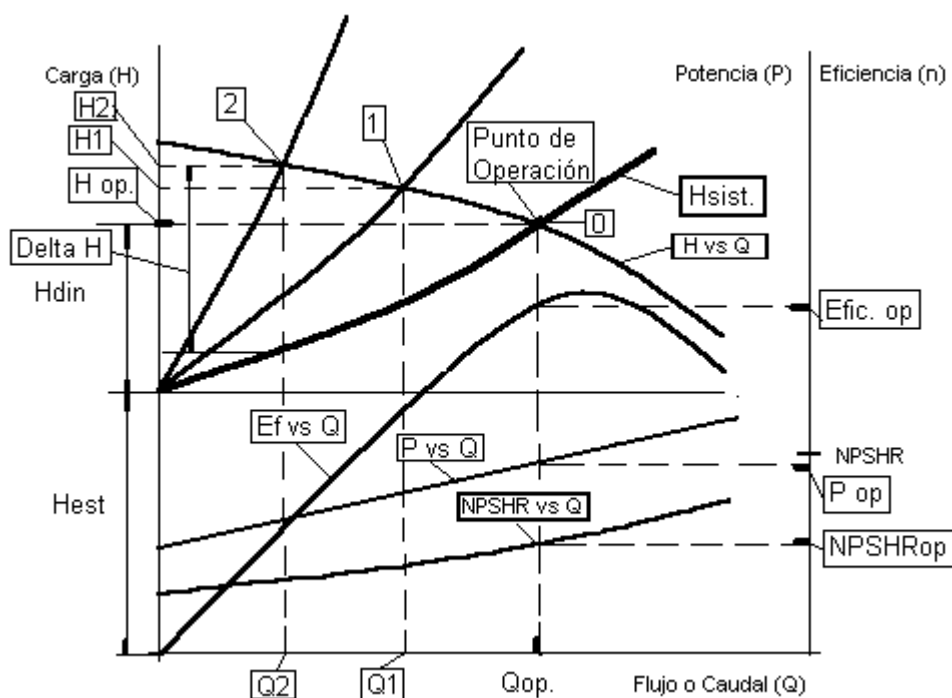


Figura 1.9. Regulación del caudal por estrangulamiento.

Estrangular una válvula en la descarga del sistema de tubería reduce el flujo de operación Qop a los valores del flujo Q1 o Q2, incrementado los valores de la carga dinámica (Energía en pérdidas) a las magnitudes H1 y H2. Los incrementos  $\Delta H_1$  y  $\Delta H_2$  representan los incrementos producidos por las pérdidas. Como se aprecia el consumo de potencia se reduce, pero se incrementa la potencia gastada en pérdida.

Para el punto 2 la potencia consumida se determina por la ecuación



$$P_2 = \frac{\rho g Q_2 (H_{sist} + \Delta H)}{1000 \eta_b} \quad (1-55)$$

Separando los términos de la ecuación (1-55) se tiene que la potencia requerida por la máquina se emplea en dar una potencia útil al fluido (primer término de la ecuación) y en vencer las resistencias hidráulicas que ofrece el estrangulamiento (segundo término de la ecuación (1-55)).

$$P_2 = \frac{\rho g Q_2 H_{sist}}{1000 \eta_b} + \frac{\rho g Q_2 \Delta H}{1000 \eta_b} \quad (1-55)a$$

### Limitaciones energéticas del método de regulación por estrangulamiento.

1. Solamente permite reducir el flujo, si existiera necesidad de un flujo mayor se requiere de otro metodo.
2. Aunque la potencia realmente consumida es menor y usted paga menos, la cantidad de energía usada de forma útil es menor y usted derrocha energía, que otro metodo permite usar de forma mas racional.

### Regulación de caudal por desvío o by-pass

En persencia de sistemas sobredimensionados u operando procesos de capacidad variable otra solución dada es la colocación de una tubería con un sistema de válvulas que conecte la tubería de descarga con la de succión, o entre la región de descarga y el tanque de succión del sistema. El objetivo de dicha instalación es reducir el flujo que va al proceso derivando una parte del flujo a la succión. Graficamente dicho proceso se aprecia en la figura 1.10.

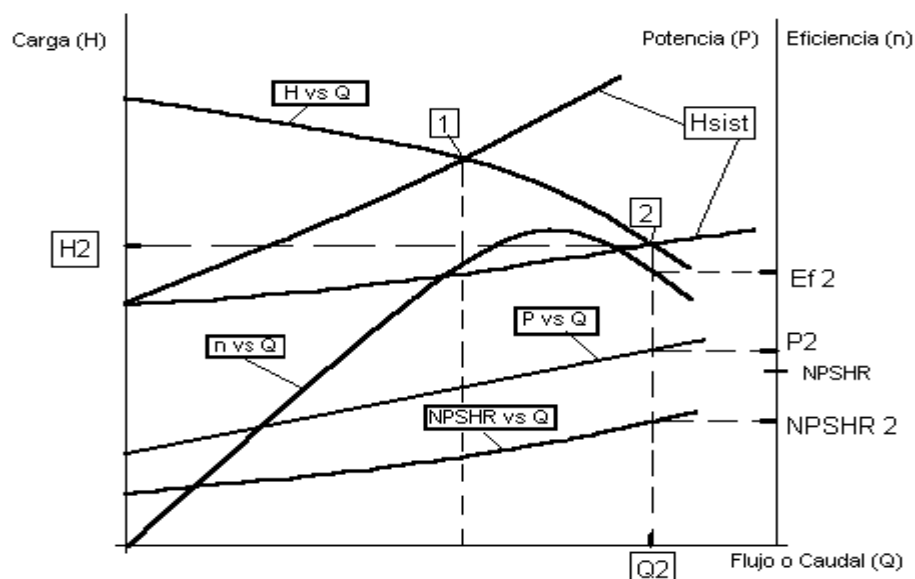


Figura 1.10. Regulación del flujo por By-pass o desvío.

**Limitaciones energéticas del método de regulación por desvío o by-pass.**

1. Al pasar al punto de operación 2 la bomba maneja un mayor flujo y reduce su carga de trabajo, demandando una mayor potencia y requiriendo mayor carga neta positiva en la succión (NPSHr).
2. Se reduce el flujo destinado al proceso, pero se paga una mayor cantidad de energía en esta operación
3. Aunque el valor de rendimiento de la bomba es el mismo no es aconsejable trabajar en este punto dado que opera de forma menos rentable. Se paga más por cada unidad de fluido bombeado al proceso.
4. El requerir una mayor carga neta positiva en la succión en el punto 2 puede limitar la explotación en el punto 2. Ello depende del NPSH disponible del sistema.

**Regulación del caudal por variación de las velocidad de rotación de la máquina.**

Ante la necesidad de regular el caudal dado a un proceso o en presencia de un sobredimensionamiento de la máquina, una opción es la regulación por variación de la velocidad de rotación de la máquina.

Hasta hace pocos años la regulación por variación de las RPM estaba limitada a máquinas de gran capacidad donde económicamente se justificaba la colocación de:

1. Variadores mecánicos de velocidad.
2. Embragues hidráulicos.
3. Motores eléctricos de velocidad escalonada.

En todos estos casos el costo del sistema de variación de la velocidad resultaba muy costoso y solo se justificaba en los casos de regulación profunda de la capacidad o flujo del proceso en máquinas de gran potencia.

En la actualidad el uso de los **variadores de frecuencia** presenta una alternativa que bajo un profundo análisis económico permite el uso del método de regulación de la capacidad por variación de la velocidad de rotación de la máquina.

En la figura 1.11 se representa la acción de la variación de la velocidad de rotación de una bomba centrífuga en interacción con un sistema de tubería.

En la figura se observa que para una velocidad de rotación dada ( $n$ ) se definen todas las características hidráulicas de la máquina. Para las rpm ( $n_1$ ) se obtiene el punto de intersección de la característica de carga de la máquina con la característica de carga del sistema de tubería, al cual se denomina **Punto de Operación 1**. A partir de este punto trazando perpendiculares a los ejes coordenados se obtienen los valores de los parámetros de funcionamiento de la bomba al cortar cada característica. Ej. Eficiencia, Potencia, NPSHR, Q y H.

Al hacer funcionar la bomba en la nueva velocidad de rotación ( $n_2$ ) se obtiene un nuevo punto de operación, en este caso el **punto 2**. La figura 1.11 ofrece las características hidráulicas de una bomba funcionando a diferentes RPM. Por lo que para el punto de operación 2, se obtienen nuevos valores de carga, potencia, rendimiento, eficiencia y

NPSHR.

Analizando las ecuaciones (1-51) a (1-54) para el caso particular de variar las revoluciones de trabajo de una misma máquina, se ve que el flujo es proporcional a las RPM(n), que la carga varía de forma cuadrática con las RPM (n) y la potencia varía de forma cúbica con las RPM (n). Lo anterior se aprecia en la figura 1.11, donde al aumentar la frecuencia de rotación aumenta el caudal, la carga y la potencia y al disminuir la frecuencia de rotación estos parámetros se reducen. Ello es por sí un buen método de regulación de la capacidad o caudal.

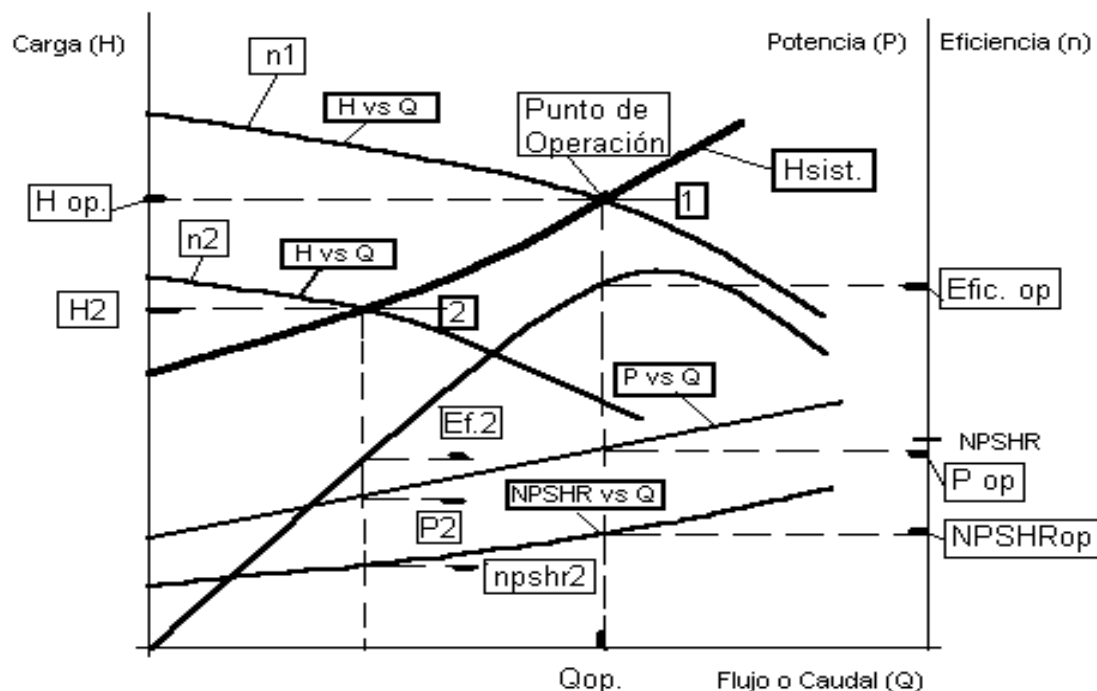


Figura 1.11. Regulación de la capacidad por variación de la velocidad de rotación de la máquina

### **Criterios técnicos y energéticos del método de regulación de la capacidad por variación de la frecuencia de rotación de la máquina.**

1. El cambio del punto de operación por la variación de la frecuencia de rotación de la máquina tiene lugar a lo largo de la característica hidráulica del sistema de tubería lo cual garantiza que no ocurrirá un incremento de las pérdidas producto de la regulación.
2. La demanda de potencia decrece con el cubo de las revoluciones por lo que una reducción de flujo con este método resulta energéticamente muy conveniente.
3. Este método de regulación a diferencia del método por estrangulamiento permite tanto reducir como incrementar el flujo durante la regulación, lo cual constituye una gran ventaja para la operación de un proceso a cargas variables.

4. El desarrollo actual de los variadores de frecuencia y la reducción de los costos que los mismos han sufrido en los últimos años, permite aplicar este método con más facilidad.
5. El control de velocidad es el medio más eficaz para modificar las características de una bomba sujeta a condiciones de funcionamiento variables.

### Recorte del impelente

Se ha dejado para último este método porque no es en sí un método de regulación de la capacidad. Es un medio muy útil cuando es necesaria una reducción permanente del caudal y la carga de la bomba. Esto solo es posible para impulsores de flujo radial y para algunos de flujo mixto.

Un sistema de bombeo que trabaja con gasto constante, regulado con recirculación o estrangulación, consume energía innecesaria y por tal motivo representa una buena medida para ahorrar energía mediante el recorte del impulsor.

Como ya se conoce de las ecuaciones (1-51) a (1-54) los parámetros fundamentales de trabajo de una bomba dependen de las dimensiones del impelente. Es por ello que se acude al recorte del impelente como una vía de reducir sus parámetros de trabajo, pero en ese caso las leyes para la reducción del diámetro no se toman como las dadas en (1-51) a (1-54), porque el recorte del impelente modifica los triángulos de velocidades al modificar los ángulos de salida del álabe producto del recorte mecánico del álabe. Se puede tomar como un adecuado criterio para el recorte del impelente las relaciones:

$$\frac{Q_i}{Q_R} = \frac{D_i}{D_R} \quad (1-56)$$

$$\frac{H_i}{H_R} = \left[ \frac{D_i}{D_R} \right]^2 \quad (1-57)$$

$$\frac{P_i}{P_R} = \left[ \frac{D_i}{D_R} \right]^3 \quad (1-58)$$

Los subíndices usados significan:

i.- Inicial (Corresponde a las condiciones de la bomba sin recorte del diámetro exterior del impulsor).

R.- Recorte (Indica las condiciones alcanzadas después del recorte del impelente).

Desde el punto de vista energético es necesario tener mucha precaución con este método dado que en máquinas de baja velocidad específicas (máquinas radiales) la disminución del rendimiento es pequeña si el recorte del impelente es pequeño también, pero en bombas de velocidades específicas medias, la reducción del rendimiento

resulta apreciable, aún cuando el recorte del impelente es mínimo.

En máquinas radiales se acepta un recorte del impelente hasta de un 20%. Pero constituye una práctica generalizada recortar el impelente a un valor algo mayor del calculado y realizar la prueba de la bomba antes de alcanzar el diámetro definitivo. Según se incrementa el valor de la velocidad específica el de recorte del diámetro del impulsor se reduce a valores cercanos al 10%.

Es también habitual en las bombas de voluta realizar el recorte en toda la superficie exterior del impelente. En las bombas de difusor se recomienda recortar solo el álabe y no tocar las partes exteriores del disco, lo cual constituye una guía al fluido para la entrada a los difusores.

El efecto del recorte del impelente en las características hidráulicas de la bomba es similar al obtenido cuando se usa el método de regulación de la velocidad, con la salvedad de que el nuevo punto obtenido es fijo y no se puede retornar al valor anterior. Es por ello que algunos fabricantes, a solicitud, suministran bombas con juegos de impelentes de diferentes diámetros para satisfacer estas necesidades.

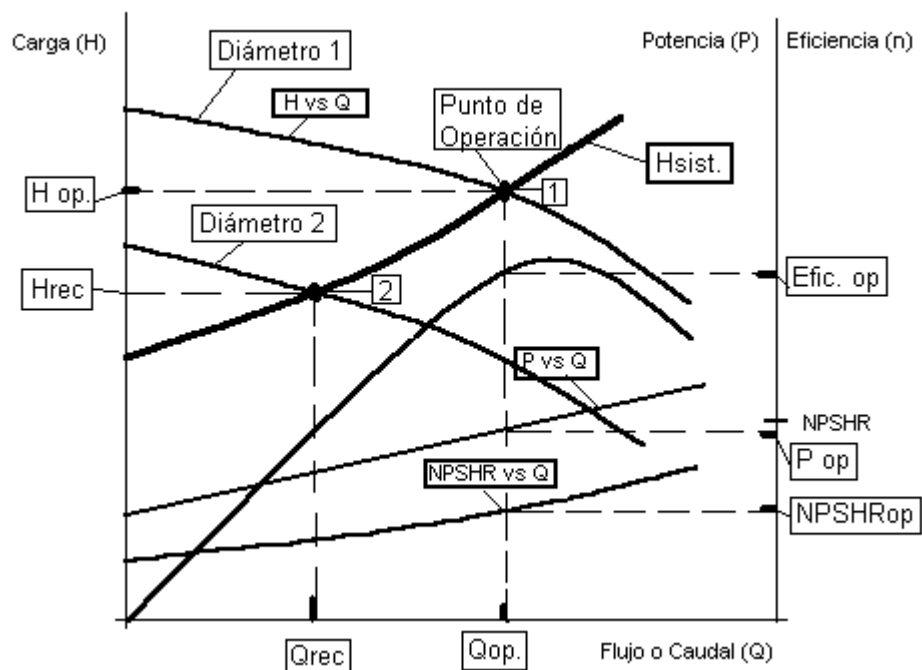


Figura 1.12.- Reducción de la capacidad y la carga de la bomba por recorte del impelente.

### Valoración energética del método de recorte del impelente.

1. El recorte del impelente produce nuevas características hidráulicas de la bomba. Se representa solo la característica de carga vs flujo, pero hay que obtener, luego del recorte, las características de potencia y eficiencia. Por un análisis teórico se puede

obtener de forma aproximada el comportamiento del NPSHR. Al reducirse H y Q se reduce el consumo de potencia.

2. Al reducir el consumo de potencia debe valorarse el nuevo valor de eficiencia que se obtiene. En muchas ocasiones es tan bajo que no justifica económicamente la aplicación de este método.

## PRINCIPALES MEDIDAS DE AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE BOMBEO

A continuación se resumen algunas de las principales medidas de ahorro de energía en sistemas de bombeo, ordenadas en orden creciente en cuanto a la inversión requerida para su implementación.

1. **Sacar de servicio bombas innecesarias.** Esta es una medida obvia, pero que muchas veces no sea aprovecha. Si el exceso de capacidad en funcionamiento se debe a que los requerimientos de flujo varían, se puede pensar controlar el número de bombas en operación mediante un sistema automático, instalando sensores de presión e interruptores en una o mas bombas.
2. **Restaurar las holguras internas de las bombas.** Esta medida se puede aplicar en los casos en que las características de una bomba hayan variado significativamente a causa de desgaste de las partes de la bomba, lo cual afecta sensiblemente las recirculaciones internas y su eficiencia.
3. **Recorte o cambio de impelentes.** Si la carga es excesiva se puede utilizar esta medida cuando el estrangulamiento no es suficiente para permitir sacar bombas de servicio. El recorte de impelente es el método más económico para corregir el sobredimensionamiento de una bomba. La carga se puede reducir entre un 10 y un 50 % mediante el recorte del impelente, sin sobrepasar los límites establecidos por el fabricante para la carcasa dada.
4. **Reemplazo de bombas sobredimensionadas.** Las bombas sobredimensionadas constituyen la causa número uno de pérdidas de energía en los sistemas de bombeo. El reemplazo de bombas debe evaluarse con relación a otras alternativas de reducción de capacidad, tales como el recorte o sustitución de impelentes o el control de velocidad.
5. **Uso de bombas múltiples.** El empleo de varias bombas conectadas en paralelo ofrece una alternativa a los métodos de control de capacidad por estrangulamiento, recirculación o variación de velocidad. Los ahorros resultan de poder sacar de servicio una o más bombas a bajas demandas, logrando que las bombas en servicio operen a alta eficiencia. Un sistema con bombas múltiples debe considerarse en los casos en que la demanda se mantiene en periodos prolongados por debajo de la mitad de la capacidad unitaria de la bomba instalada.

6. **Usar una bomba “booster”.** El consumo de energía general del sistema puede reducirse significativamente si se emplea una bomba “booster” para suministrar el flujo a alta presión que requiere un consumidor específico, al permitir que el resto del sistema opere a una presión menor.
7. **Cambio de velocidad de la bomba.** Los accionamientos de velocidad variable permiten alcanzar los mayores ahorros de energía, al lograr acoplar la salida de la bomba con los requerimientos del sistema. No obstante, estos métodos requieren mayores inversiones que otros métodos de control de capacidad. Dentro de los accionamientos de velocidad variable están:
  - Acoplamientos o transmisiones con relación de velocidad variable (mecánicos, hidráulicos, electromagnéticos)
  - Motores eléctricos de dos velocidades.
  - Variadores de frecuencia.

## VENTILADORES

Los ventiladores son también ampliamente utilizados en la industria para la manipulación de aire, gases o transporte neumático de productos de un lugar a otro. Los ventiladores le imprimen al fluido en cuestión la energía necesaria para vencer las resistencias aerodinámicas de los equipos y conductos de distribución incluidos en el sistema.

La clasificación general de los ventiladores los divide en axiales y centrífugos, de acuerdo a la trayectoria del gas a través del impelente. A su vez los centrífugos se dividen en diversos tipos de acuerdo al tipo de impelente. En la tabla siguiente aparecen los tipos básicos de ventiladores y los rangos correspondientes de eficiencia en condiciones normales de operación.

Tipo de Ventilador		Eficiencia, %
Axial		85 - 90
Centrífugo	Impelente aerodinámico	75 - 80
	Alabes curvados hacia detrás	70 - 75
	Alabes radiales	60 - 65
	Alabes curvados hacia adelante	55 - 60

El control de flujo se efectúa normalmente mediante compuertas o dampers situados en los conductos. Esta forma de control de flujo es simple y de bajo costo, pero al añadir resistencia aerodinámica, incrementa el consumo de energía del ventilador.

Para casos de ventiladores severamente estrangulados pueden existir oportunidades de ahorro aplicando otros métodos de control de flujo más eficientes, como pueden ser:

- Alabes guías en la succión.
- Reducción de la velocidad del ventilador.
- Variadores de velocidad.

Debe señalarse que antes de considerar otras alternativas de control de flujo en un ventilador, hay que comprobar las condiciones de operación del ventilador y el sistema. Algunos factores que provocan la reducción de la eficiencia operacional de los ventiladores son:

1. Excesiva caída de presión estática debida a mala configuración de los conductos o a obstrucciones en los mismos.
2. Falta de hermeticidad en los conductos, puertas de acceso abiertas, corrosión de partes, etc.
3. Deficiente sellaje en el cono de succión.
4. Mal estado técnico del ventilador o el motor primario.
5. Acumulación de polvo y suciedad en los alabes o la carcasa del ventilador.

### **Control por alabes guías en la succión.**

El control mediante alabes guías en la succión es el método más utilizado después del control por dampers para regular el flujo de los ventiladores centrífugos. El estrangulamiento en este caso va acompañado de una rotación inicial que los alabes guías le imparten al fluido antes de su entrada al impelente, lo que reduce el flujo y a la vez el consumo de potencia. La aplicación de este sistema a un ventilador existente requiere que el diámetro del impelente sea mayor de 20 pulgadas.

### **Reducción de velocidad.**

En los casos en que la capacidad de un ventilador puede ser reducida permanentemente, y la transmisión es por correas, una variante económica para ello puede ser la variación del diámetro de las poleas. También pudiera valorarse la sustitución del motor por otro de menor velocidad, o el empleo de un motor de dos velocidades en el caso en que el ventilador deba operar con flujo reducido una parte importante del tiempo, pero que sea necesario conservar la máxima capacidad para operar en determinados periodos.

### **Velocidad variable.**

Si la capacidad de un ventilador debe variarse, pero este opera a capacidad reducida una gran parte del tiempo, debe evaluarse el empleo de un accionamiento de velocidad variable.



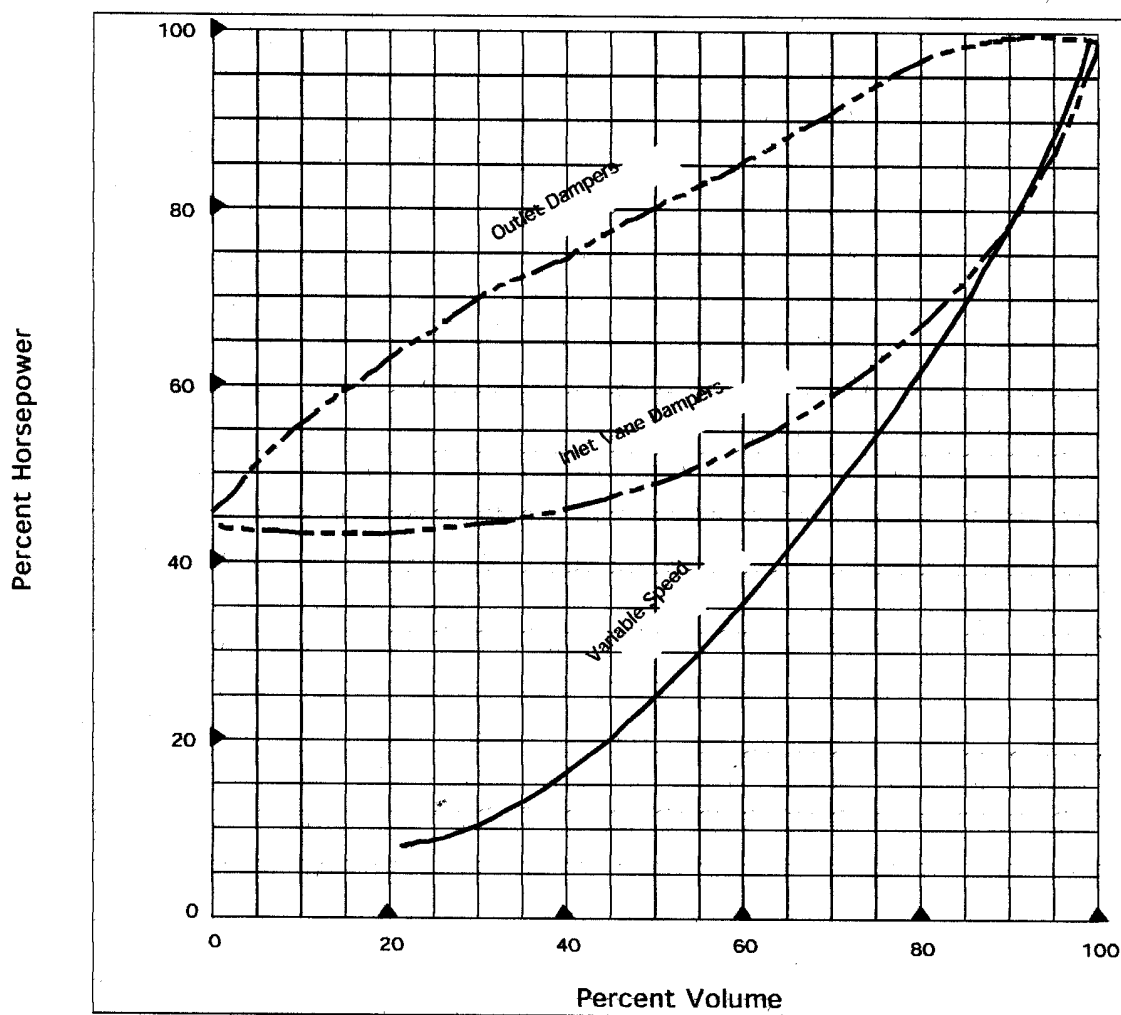


Figura 1.13. Efecto de diferentes métodos de control de flujo sobre el consumo de potencia de un ventilador.



# **AHORRO DE ENERGIA EN SISTEMAS DE AIRE COMPRIMIDO**

**Dr. Aníbal Borroto Nordelo  
Dr. José Monteagudo Yanes  
M.Sc. Milagros Montesino Pérez**

## AHORRO DE ENERGIA EN SISTEMAS DE AIRE COMPRIMIDO

La invención de la bomba de aire de émbolo, prototipo de los compresores modernos con una etapa de compresión, está relacionada con el nombre del físico Guericke (Alemania, 1640). El desarrollo de la industria minera y la metalurgia contribuyó al perfeccionamiento de los compresores en los siglos XVIII y XIX. En la segunda mitad del siglo XVIII, en Inglaterra, Wilkinson obtuvo la patente del compresor de émbolo de dos cilindros y al mismo tiempo Watt fabricó una máquina soplante con accionamiento a vapor. Los compresores con varias etapas de compresión, pero sin enfriadores intermedios aparecieron en Francia en los años 30 del siglo XIX.

El aire comprimido es utilizado ampliamente en la industria, desde los pequeños talleres de maquinado hasta los grandes complejos industriales, se utiliza para el accionamiento de herramientas neumáticas (martillos y taladradoras), aparatos para pintar por pulverización, en limpieza por chorros de aire, equipos de control neumático, equipos de empaçado, transportadores, sistemas de combustión, operaciones en reactores químicos, etc.

La versatilidad y variedad del control neumático en funcionamiento en una industria, se aprecia en la siguiente relación:

- Accionamiento de válvulas de sistemas para aire, agua o productos químicos.
- Accionamiento de puertas pesadas o calientes.
- Descarga de depósitos en la construcción, fabricación de acero, minería e industrias químicas.
- Apisonamiento en la colocación del hormigón.
- Elevación y movimiento en máquinas de moldeo.
- Pintura por pulverización.
- Sujeción y movimiento en el trabajo de la madera y la fabricación de muebles.
- Montaje de plantillas y fijaciones en la maquinaria de ensamblado y máquinas herramientas.
- Sujeción para encolar, pegar en caliente o soldar plásticos.
- Sujeción para soldadura fuerte y normal.
- Operaciones de conformado para curvado, trazado y aislado.
- Máquinas de soldaduras eléctricas por puntos.
- Accionamiento de cuchillas de guillotinas.
- Máquinas de embotellado y envasado.
- Máquinas herramientas, mecanizado o alimentación de herramientas
- Transportadores de componentes y materiales.
- Robots neumáticos.
- Calibrado automático.
- Extracción de aire y elevación por vacío de placas finas.

Algunas razones importantes para la extensa utilización del aire comprimido en la industria son:

- Disponibilidad
- Posibilidad de almacenamiento
- Simplicidad de diseño y control: los componentes neumáticos son de configuración sencilla y se montan fácilmente para proporcionar sistemas automatizados extensos con un control relativamente sencillo.
- Elección del movimiento: movimiento lineal o rotación angular con velocidades de funcionamiento fijas y continuamente variables.
- Costo inicial relativamente bajo de la instalación, el mantenimiento es poco costoso también debido a su larga duración sin averías apenas.
- Fiabilidad: elevada fiabilidad del sistema por la larga duración de los componentes neumáticos.
- Resistencia al entorno.
- Limpieza al entorno: es limpio

Casi todas las industrias poseen al menos dos compresores, y en una planta de tamaño medio, pueden existir cientos de puntos de uso del aire comprimido. En muchos casos el aire comprimido es tan vital que la planta no puede operar sin él. Algunos ejemplos de utilización de aire comprimido por tipo de industrias son los que se muestran a continuación:

Industria	Ejemplos de usos del aire comprimido
Alimentaria	Deshidratación, embotellado, controles y actuadores, transporte, limpieza, envase al vacío
Textiles	Agitación de líquidos, transporte, equipo automático, controles y actuadores,
Muebles	Accionamientos neumáticos, herramientas, acabados, controles y actuadores
Pulpa y Papel	Transporte, controles y actuadores
Química	Transporte, controles y actuadores
Petróleo	Compresión de gas de proceso, controles y actuadores
Goma y plásticos	Herramientas, controles y actuadores, conformado, inyección de moldes
Vidrio	Transporte, mezclado, controles y actuadores, soplado y moldeado de vidrio, enfriamiento
Fundición	Hornos al vacío, controles y actuadores, izaje
Metal Mecánica	Accionamiento de estaciones de ensamblaje, herramientas, controles y actuadores, inyección de moldes, atomizadores.

Los sistemas de aire comprimido pueden variar ampliamente en tamaño, desde unidades de menos de 5 hp, hasta sistemas de más de 50 000 hp.

Los accionamientos neumáticos en determinadas aplicaciones pueden resultar más ligeros y maniobrables que los eléctricos, tienen la capacidad de variación continua de la velocidad y control del torque, no se dañan por sobrecargas, pueden alcanzar la velocidad y el torque de trabajo muy rápidamente. Aunque tienen todas estas ventajas,

los accionamientos neumáticos son menos eficientes energéticamente que los eléctricos.

En muchas industrias los compresores de aire son los mayores consumidores de electricidad, y por tanto las ineficiencias en el sistema de aire comprimido resultan muy costosas. Sin embargo, el personal que utiliza el aire comprimido tiende a pensar que se trata de simple aire, por la prácticamente nula peligrosidad de un escape o fuga, es muy frecuente que sin tener en cuenta las consecuencias desde el punto de vista económico no se le presta atención a su ahorro y uso adecuado.

Se estima que para un sistema típico de aire comprimido durante un periodo de 10 años, la energía consumida representa el 75 % del costo total, 15 % es el costo capital y un 10 % el de mantenimiento.

El mejoramiento de la eficiencia energética en estos sistemas puede permitir la reducción del 20 al 50 % del consumo de electricidad de los mismos, lo cual puede significar miles o cientos de miles de dólares de ahorros potenciales anuales. Un sistema de aire comprimido bien operado ahorra energía, reduce el mantenimiento, disminuye las interrupciones productivas, incrementa la productividad y mejora la calidad.

En los sistemas de aire comprimido se puede diferenciar el lado del suministro, que incluye a los compresores y los equipos de tratamiento del aire, y el lado de la demanda, que está compuesto por el sistema de almacenamiento, distribución y los equipos de uso final del aire comprimido. Para lograr que un sistema de aire comprimido garantice el suministro estable de aire seco, limpio, a las presiones requeridas y de una forma segura y económica, se requieren acciones tanto del lado del suministro, como del lado de la demanda, así como en sus interacciones.

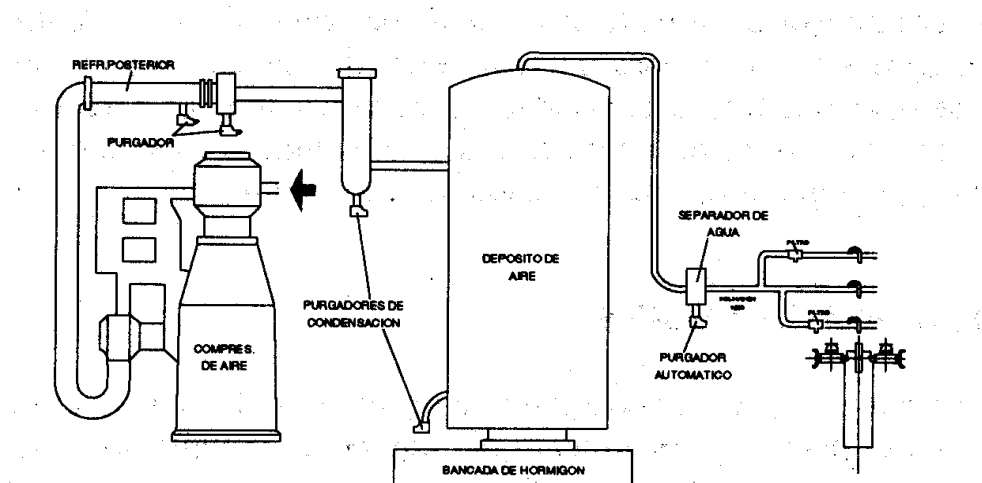
## **COMPONENTES DE UN SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO INDUSTRIAL**

Un sistema típico de aire comprimido está compuesto por los siguientes subsistemas:

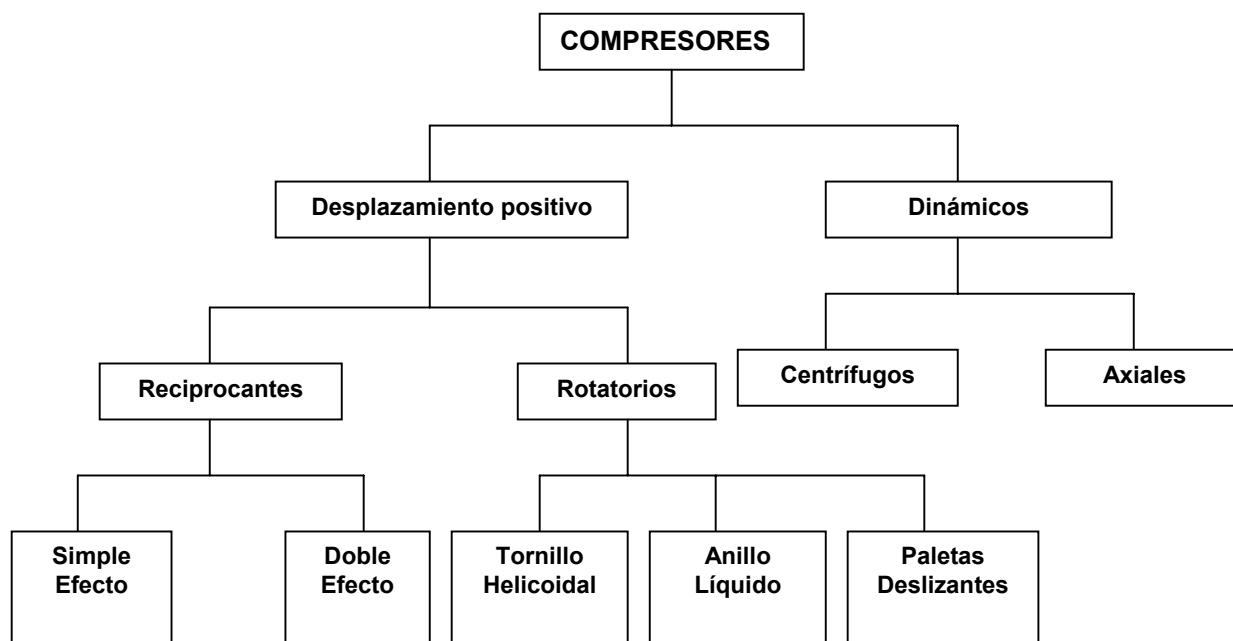
- Compresor, dispositivo mecánico que toma el aire ambiente y le incrementa su presión.
- Motor primario, encargado de mover al compresor.
- Controles, que regulan la cantidad y presión del aire producido.
- Equipos y accesorios de tratamiento del aire, para garantizar su calidad.
- Sistema de almacenamiento, que mejore el comportamiento y eficiencia del sistema.
- Sistema de distribución, para transportar el aire hasta donde se necesita.
- Accesorios, para asegurar el funcionamiento adecuado del sistema.
- Equipos de uso final.

## COMPRESORES

El compresor toma el aire a presión atmosférica, lo comprime y entrega a presión más elevada al sistema neumático. Se transforma así la energía mecánica en energía neumática. Muchos compresores de aire modernos se suministran integrados en una sola unidad, que incluye el compresor, motor primario y el resto de los componentes y accesorios, montados en un solo bastidor y recubiertos para atenuar el ruido y mejorar la estética.



Esquema de una instalación convencional de aire comprimido



Clasificación general de los compresores

Como se observa en la figura anterior, existen dos tipos básicos de compresores: los de desplazamiento positivo y los dinámicos.

En los de desplazamiento positivo una cantidad dada de aire o gas es atrapada en una cámara de compresión, cuyo volumen es mecánicamente reducido, causando la correspondiente elevación de la presión de la sustancia de trabajo antes de ser descargada. En este tipo de compresor, a velocidad constante, el flujo de aire permanece esencialmente invariable con cambios en la presión de descarga, son los más abundantes en la industria, producen flujos menores que los dinámicos pero la presión que pueden desarrollar es mayor.

Los compresores dinámicos le entregan energía cinética a un flujo continuo de aire mediante impelentes que rotan a altas velocidades. Esta energía cinética es transformada en presión en el propio impelente y en las volutas de descarga o difusores.

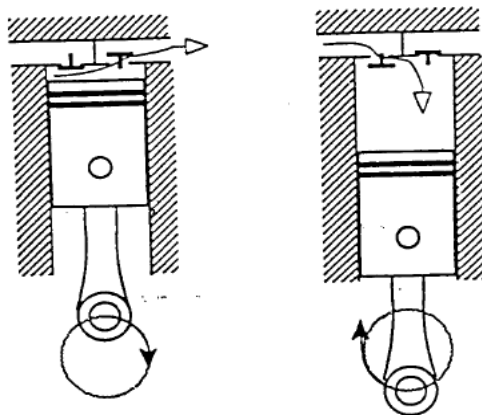
### **Compresores Alternativos o Reciprocantes.**

#### **Compresor de émbolo de una sola etapa.**

El aire recogido a presión atmosférica se comprime a la presión deseada con una sola compresión; el movimiento hacia abajo del émbolo aumenta el volumen para crear una presión más baja que la de la atmósfera, lo que hace entrar el aire al cilindro por la válvula de entrada.

Al final de la carrera, el émbolo se mueve hacia arriba comprimiendo el aire, la válvula de entrada se cierra cuando el aire se comprime, obligando a la válvula de salida a abrirse para descargar el aire en el depósito de recogida.

Este tipo de compresores se utiliza generalmente en sistemas que requieren aire en la gama de 3- 7 bares.



#### **Compresor de émbolo de dos etapas.**

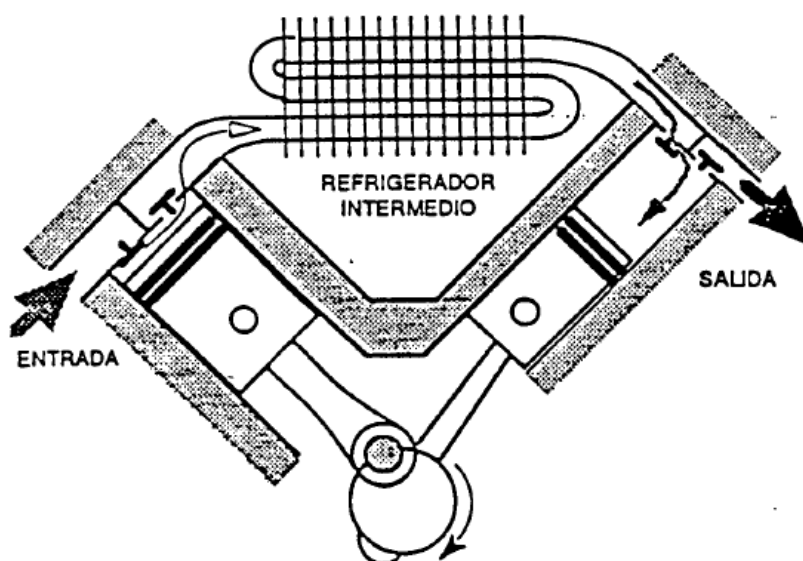
En un compresor de una sola etapa, cuando se comprime el aire por encima de los 6 bares, el calor excesivo que se crea reduce en gran medida su eficacia. Debido a esto,



los compresores de émbolo utilizados en los sistemas industriales de aire comprimido son generalmente de dos etapas.

El aire recogido a presión atmosférica se comprime en dos etapas hasta la presión final. Si la presión final es de 7 bares, la primera compresión normalmente comprime el aire hasta aproximadamente 3 bares, tras lo cual se enfría. Se alimenta entonces el cilindro de la segunda compresión que comprime el aire hasta 7 bares.

El aire comprimido entra en el cilindro de segunda compresión a una temperatura muy reducida, tras pasar por el refrigerador intermedio, mejorando el rendimiento en comparación con una sola unidad de una sola compresión. La temperatura final puede estar alrededor de los 120 °C.



### **Compresores Rotatorios.**

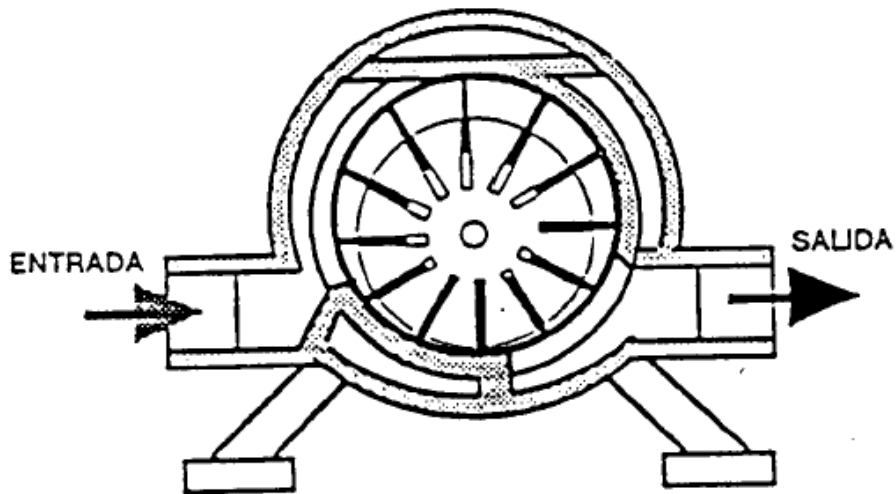
Este tipo de compresores se utiliza en instalaciones en las que se necesita desplazar un gran caudal con bajo salto de presiones entre la admisión y la impulsión, entre ellos se encuentran los:

#### **Compresor rotativo de paleta deslizante.**

Este compresor tiene un rotor montado excéntricamente con una serie de paletas que se deslizan dentro de ranuras radiales.

Al girar el rotor, la fuerza centrífuga mantiene las paletas en contacto con la pared del estator y el espacio entre las paredes adyacentes disminuye desde la entrada de aire hasta la salida, comprimiendo así el aire.

La lubricación y la estanquidad se obtienen inyectando aceite en la corriente de aire cerca de la entrada. El aceite actúa también como refrigerante para eliminar parte del calor generado para la compresión, para limitar la temperatura alrededor de 190 °C.



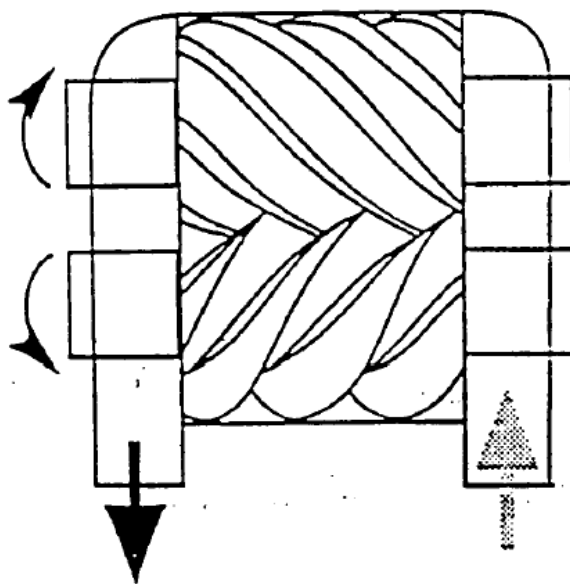
### **Compresor de tornillo.**

Dos rotores helicoidales engranan girando en sentido contrario. El espacio libre entre ellos disminuye axialmente en volumen, lo que comprime el aire atrapado en los rotores. El aceite lubrica y cierra herméticamente los dos tornillos rotativos. Los separadores de aceite eliminan el mismo del aire a la salida.

Con estas máquinas se pueden obtener caudales unitarios continuos y elevados, de más de 400 m<sup>3</sup>/min, a presiones superiores a los 10 bares.

Este tipo de compresor, más que el compresor de paletas, ofrece un suministro continuo libre de altibajos.

El tipo industrial de compresor de aire más común sigue siendo la máquina alternativa, aunque los tipos de tornillo se están usando cada vez más.



### Proceso teórico del compresor y su diagrama indicador.

Las válvulas de un compresor funcionan a causa de una diferencia de presiones. Se necesita una diferencia de presiones relativamente grande para iniciar la acción que las mueva, debido al rozamiento y a la inercia, de manera que generalmente hay una apertura brusca seguida de una oscilación o vibración. La válvula de admisión o aspiración no se abre hasta que se alcanza una presión menor que la del medio circundante, entonces a menudo se inicia una oscilación, produciendo una parte ondulada en la línea de aspiración. La presión de aspiración es ligeramente menor que la presión fuera del cilindro. La compresión, que a menudo se acerca a un proceso adiabático, continúa hasta que se alcanza una presión mayor que la que se entrega o produce, en cuyo punto se abre la válvula de descarga o impulsión; aquí vibra de nuevo la válvula y la línea de descarga o impulsión es ondulada. La reexpansión hasta la admisión o aspiración, completa el diagrama. El aire generalmente se entrega a un receptor o depósito, en el que se almacena hasta que se necesita.

### Espacio muerto. Rendimiento volumétrico, real y convencional.

El volumen desplazado o cilindrada de un compresor se define por el volumen barrido por la cara del émbolo en su carrera. Para asegurar que el émbolo no choque con la culata del cilindro al final de la carrera y para que quede espacio para las válvulas, es esencial dejar un volumen muerto en los compresores de movimiento alternativo. Resulta conveniente que ese volumen sea el mínimo posible.

$$C = \frac{\text{volumen de espacio muerto}}{\text{volumen desplazado}} = \frac{V_c}{V_d}$$

La relación de espacio muerto varía en la práctica desde alrededor del 3 % en algunos compresores grandes de movimiento alternativo, hasta más del 12 % en otros. La mayoría de estos valores están comprendidos entre 6 % y 12 %.

Las etapas del diagrama visto anteriormente no cambian sólo se diferencian en que como el émbolo no impulsa (o descarga) todo el aire del cilindro a la presión  $P_2$ , el aire que queda en el punto 3 tiene que re-expansionarse 3-4, hasta poseer la presión de entrada o aspiración antes de que se inicie esta etapa nuevamente en 4.

### **Rendimiento volumétrico real.**

El rendimiento volumétrico real de un compresor alternativo se determina por la relación:

$$N = \frac{\text{Capacidad del compresor}}{\text{Cilindrada en } m^3 / \text{min}}$$

Donde la cilindrada, o desplazamiento se calcula por la siguiente expresión:

$$V_d = ((B \cdot D^2)/4) \cdot L \text{ para un ciclo, multiplicado por } N \text{ ciclos/min.}$$

El valor del rendimiento volumétrico real que puede variar de 50% a 85 %, se obtiene únicamente mediante pruebas o ensayos del compresor. El rendimiento volumétrico convencional, hallado a partir del diagrama convencional, es mayor que el rendimiento volumétrico real debido al rozamiento fluido del flujo o corriente y al calentamiento en las partes del cilindro. Siempre que aumente el espacio muerto disminuye la eficiencia volumétrica

### **Capacidad de un compresor.**

La capacidad de un compresor es la cantidad real de gas entregada, medida por medio de un orificio, a la presión y temperatura de entrada o aspiración expresada en  $m^3/\text{min}$ .

### **Rendimientos:**

#### **Rendimiento mecánico:**

$$N_m = W_i / W_F$$

#### **Rendimiento de la compresión:**

$$N_c = W_s / W_i$$

**Rendimiento de la compresión isotérmica:** se define de forma similar aparte de que el numerador sería el trabajo del diagrama convencional con compresión isotérmica.

**Rendimiento total o general:** es el trabajo ideal, ya sea isentrópico o isotérmico, dividido el trabajo del fluido real o sea:

$$N_C = (h_1 - h_2) / (h_1 - h_2')$$

### **Compresión en múltiples etapas.**

El rendimiento volumétrico no solo es influido por el espacio muerto, sino también por la relación de presiones  $P_2 / P_1$ . Por tanto, si la compresión se realiza en dos o más cilindros, el rendimiento volumétrico de la máquina multicilíndrica será mayor que el de una máquina monocilíndrica del mismo espacio muerto y de igual intervalo total de presiones. Es posible ahorrar considerable energía empleando dos o más saltos o etapas en lugar a uno si la presión final es superior de 4 a 7 kg/cm<sup>2</sup>. Para conseguir ahorro de energía se utiliza un refrigerador intermedio con el fin de disminuir la temperatura del aire entre los saltos o etapas.

### **Capacidad Nominal Del Compresor.**

La capacidad de un compresor se indica como gasto volumétrico standard, en m<sup>3</sup>/s o m<sup>3</sup>/min, dm<sup>3</sup>/s o litros/min. La capacidad puede describirse también como volumen desplazado o volumen teórico de entrada. Para un compresor de émbolo, se basa en:

$Q(l/min) = \text{área del émbolo en dm}^2 \times \text{longitud de carrera en dm} \times \text{número de cilindros de primera etapa} \times \text{rpm}.$

En el caso de un compresor de dos etapas, se considera, por supuesto, sólo el cilindro de primera etapa.

El suministro efectivo es siempre inferior, debido a las pérdidas volumétricas y térmicas.

La pérdida volumétrica es inevitable, puesto que no es posible descargar la totalidad del aire comprimido del cilindro al final de la carrera de compresión; siempre queda algo de aire comprimido en el llamado volumen muerto.

La pérdida térmica se produce debido al hecho de que durante la compresión el aire adquiere una temperatura muy elevada, por lo tanto su volumen aumenta y disminuye cuando se enfría a temperatura ambiente.

### **Rendimiento volumétrico.**

El coeficiente aire libre descargado/ desplazamiento

Expresado como porcentaje, se conoce como rendimiento volumétrico y varía según el tamaño, tipo y fabricación de la máquina, número de etapas y presión final. El rendimiento volumétrico de un compresor de dos etapas es inferior a la del compresor de una sola etapa, puesto que tanto los cilindros de la primera como los de la segunda etapa, tienen volúmenes muertos.

### **Rendimiento térmico y global.**

Aparte de las pérdidas descritas anteriormente, existen también efectos térmicos que bajan el rendimiento global de la compresión de aire. Estas pérdidas reducen aún más el rendimiento global dependiente del coeficiente de compresión y de la carga. Un compresor, que trabaja a capacidad casi total, acumula una gran cantidad de calor y pierde rendimiento. En un compresor de dos etapas, el coeficiente de compresión por etapa es inferior y el aire, comprimido parcialmente en el cilindro de primera etapa, se enfría en un refrigerador intermedio antes de ser comprimido a la presión final en el cilindro de segunda etapa.

Para presiones finales bajas, es mejor un compresor de una etapa, puesto que su rendimiento volumétrico es más elevado. Sin embargo, con una presión final en aumento, las pérdidas térmicas son cada vez más importantes y son preferibles los compresores de dos etapas, con un rendimiento térmico más elevado.

El consumo específico de energía es una medida del rendimiento global y se puede utilizar para estimar el coste de producción del aire comprimido. Como promedio, se puede estimar que se necesita un kW de energía eléctrica para producir 120-150 l/min (= 0,12....0,15 m<sup>3</sup>n/min/kW) para una presión de trabajo de 7 bares. Las cifras exactas deben de establecerse según el tipo y el tamaño del compresor.

### **MOTORES PRIMARIOS.**

El motor primario es el que suministra la energía mecánica al compresor, y como fuente de potencia para el accionamiento del compresor, tiene que entregar la potencia suficiente para arrancar el compresor, acelerarlo hasta la velocidad de trabajo, y mantenerlo operando bajo las condiciones de diseño.

Los motores primarios pueden ser motores eléctricos, motores de combustión interna, turbinas de vapor o turbinas de gas, aunque sin dudas los motores eléctricos de inducción son los más utilizados. En muchos casos se especifica que el motor sea de alta eficiencia, ya que el costo inicial se recupera típicamente en corto tiempo a partir de los resultados del ahorro de energía. Al sustituir un motor estándar por uno de alta eficiencia debe prestarse atención a los parámetros de comportamiento, tales como la velocidad a plena carga y el torque.

Los motores de combustión interna son comunes en el accionamiento de compresores en la industria del petróleo y el gas dada la disponibilidad de combustibles para ello, a pesar de que los costos de mantenimiento son superiores.

### **CONTROLES**

Los controles de los sistemas de aire comprimido permiten lograr la correspondencia entre suministro del compresor y la demanda del sistema, teniendo una gran influencia en la eficiencia del mismo. Los controles se incluyen normalmente en el conjunto del compresor y muchos fabricantes ofrecen más de un tipo de control en cada modelo.

Para sistemas con varios compresores se deben utilizar controles secuenciados para tener en línea solo los compresores necesarios. El tipo de control a utilizar en un sistema dado está determinado fundamentalmente por el tipo de compresor y el perfil de demanda de aire comprimido.

## **EQUIPOS Y ACCESORIOS PARA EL TRATAMIENTO DEL AIRE**

En un sistema de aire comprimido se emplean diferentes tipos de accesorios para eliminar contaminantes, tales como polvo, lubricante, y agua para mantener la operación correcta del sistema y garantizar la presión y calidad adecuada del aire. Los accesorios incluyen: filtros, separadores, secadores, Inter.-enfriadores, post-enfriadores, recuperadores de calor, lubricadores, reguladores de presión, recibidores de aire, trampas y drenajes automáticos.

### **Filtros de succión**

Protegen al compresor de las partículas suspendidas en el aire ambiente. No obstante, se requieren otros filtros para proteger a los accesorios situados del lado de la descarga y a los equipos de uso final.

La atmósfera de una ciudad típica puede contener 40 partes por millón /  $\text{m}^3$  de partículas sólidas, es decir polvo, suciedad, polen, etc. Si se comprime ese aire a 7 bares, la concentración sería de 320 partes por millón/  $\text{m}^3$ . Una condición importante para la fiabilidad y duración del compresor debe de ser la instalación de un filtro eficaz y adecuado para impedir el desgaste excesivo de cilindros, anillos de émbolo, etc., que es provocado principalmente por el efecto abrasivo de esas impurezas.

El filtro no debe de ser demasiado fino puesto que el rendimiento del compresor disminuye debido a la elevada resistencia al caudal de aire y así las partículas de aire muy pequeñas (2-5 $\mu$ ) no se pueden eliminar.

La entrada de aire debe de estar situada de forma que en la medida de lo posible se aspire aire seco limpio, con conductos de entrada de diámetro lo suficientemente grande para evitar una caída de presión excesiva. Cuando se utilice un silenciador, es posible incluir el filtro de aire que se colocará después de la posición del silenciador, de forma que esté sujeto a efectos de pulsación mínimos.

### **Sistema de enfriamiento del compresor:**

El proceso de compresión es un proceso poli trópico que eleva la temperatura del aire. Como resultado se requiere de un sistema de enfriamiento del compresor que evite el sobrecalentamiento de sus partes, bien mediante aire, agua o lubricante.

Los compresores recíprocos de menos de 100 hp son normalmente enfriados por aire, soplado por un ventilador integrado en la propia polea de accionamiento del mismo. Los de mayor capacidad, incluyen sistemas de enfriamiento por agua para las camisas y cabezas de los cilindros.

La capacidad de enfriamiento depende de la temperatura de entrada del agua, así como el diseño y estado de limpieza de los enfriadores. Los compresores rotatorios

inyectados con aceite emplean el propio aceite para remover la mayor parte del calor de compresión. En el caso de compresores enfriados por aire se utiliza generalmente un radiador de aceite para enfriarlo antes de ser reinyectado.

### **Inter-enfriador.**

La mayoría de los compresores multietapas emplean enfriadores intermedios para enfriar el aire entre etapas, separar humedad y reducir el consumo de potencia.

### **Post-enfriadores.**

Se instalan a la salida de la última etapa de compresión para reducir la temperatura del aire para condensar, separar y drenar el vapor de agua que no haya sido eliminado en los enfriadores intermedios. Casi todos los sistemas industriales los poseen, salvo aquellos en que el aire caliente no resulta perjudicial, tales como procesos de forja o fundición.

Después de la compresión final, el aire está caliente y, al enfriarse, el agua se depositará en cantidades considerables en el sistema de tuberías, lo cual deberá evitarse. La manera más efectiva de eliminar la mayor parte del agua de condensación es someter el aire a la refrigeración posterior, inmediatamente después de la compresión.

Los post-enfriadores enfrían el aire hasta unos 10 ó 15 °C por encima del medio refrigerante. El control y operación de los elementos de un sistema neumático serán normalmente a temperatura ambiente (aprox. 20 °C). Esto nos puede hacer pensar que no se precipitará ningún condensado más y que la humedad remanente es expulsada con el aire de salida devuelta a la atmósfera. A menudo, la temperatura del aire o la salida del post-enfriador puede ser más alta que la temperatura circundante con la cual pasa por las líneas de tuberías, por ejemplo durante la noche. Esta situación enfría el aire comprimido todavía más, por lo que habrá todavía vapor que se condensará.

Los post- enfriadores son intercambiadores que pueden ser refrigerados por aire o por agua. En el caso de la refrigeración por aire la temperatura de salida del aire comprimido del enfriador puede ser de aproximadamente 15 °C por encima de la temperatura del aire de refrigeración. Para los enfriados por agua esta diferencia de temperaturas puede ser de 10 °C.

Los post-enfriadores deberán estar equipados con una válvula de seguridad, un manómetro y se recomienda que se incluyan termómetros tanto para aire como para el agua.

### **Separadores**

Los filtros y separadores eliminan los contaminantes (polvo, agua, lubricante) a la entrada y la salida del aire del compresor. Se utilizan diferentes niveles de filtración dependiendo de la calidad del aire que se requiera. Generalmente se instala un separador después de cada enfriador para eliminar la humedad condensada. Los



compresores rotatorios inyectados con aceite emplean un separador de aceite inmediatamente a la descarga del compresor para separar el aceite inyectado antes de enfriar el aire y recircularlo al compresor.

## **Secadores**

Cuando el aire sale del post-enfriador y el separador de humedad, se encuentra normalmente saturado, de modo que cualquier enfriamiento posterior que ocurra a medida que circula por las tuberías de distribución puede causar condensación de humedad, corrosión y daños en los equipos de uso final. Para evitar este problema se utilizan los secadores de aire. Estos pueden enfriar el aire hasta temperaturas de 3 a 7 °C para condensar la humedad, o utilizar materiales higroscópicos para absorber la humedad que luego son regenerados con calor.

La medida empleada en el secado de aire es la bajada del punto de rocío, el cual se define como la temperatura a la cual el aire está completamente saturado de humedad (100% h.r.). Cuando más bajo sea el punto de rocío, menos humedad queda en el aire.

Existen tres tipos principales de secadores de aire disponibles que operan por procesos de absorción, adsorción o refrigeración.

### **Secado por absorción (Secado coalescente)**

El aire comprimido es forzado a través de un agente secante, yeso deshidratado o cloruro de magnesio que contiene de forma sólida cloruro de litio o cloruro de calcio, el cual reacciona con la humedad para formar una solución que es drenada desde el fondo de la cisterna.

El agente secante debe de ser regenerado a intervalos regulares ya que el punto de rocío se eleva en función del consumo de sales durante su funcionamiento; de todas formas a presiones de 7 bar, son posibles puntos de rocío de 5 °C.

Las principales ventajas de este método son su bajo costo inicial y de funcionamiento, mientras que la temperatura de entrada no debe de exceder de 30 °C.

### **Secado por adsorción (desecante)**

Consiste en una cámara vertical conteniendo un producto químico tal como la sílica gel o la alúmina activada en forma granular, para que, por métodos físicos, absorba la humedad del aire comprimido que pasa a través de él. Cuando el agente secante se satura es regenerado mediante secado, por calentamiento o, por la pérdida de calor de un flujo de aire secado previamente.

Con este método son posibles puntos de rocío extremadamente bajos, por ejemplo de 4 °C.

Un indicador de color puede ser incorporado al desecante para comprobar el grado de saturación. El microfiltrado es esencial a la salida del secador para prevenir el arrastre

de partículas absorbentes. El costo inicial y de funcionamiento es relativamente alto, pero los costes de mantenimiento tienden a ser bajos.

### **Secado por refrigeración**

Es una unidad mecánica que incorpora un circuito de refrigeración con dos intercambiadores de calor.

El aire húmedo a alta temperatura es pre-enfriado en el primer intercambiador de calor transfiriendo parte de su calor al aire frío de salida.

Entonces, en el segundo intercambiador de calor el aire es enfriado gracias al principio refrigerador de extracción de calor como resultado de la evaporación de gas freón en su propio circuito de refrigeración. En estos momentos la humedad y las partículas de aire se condensan y son automáticamente drenadas.

Mediante los métodos modernos es posible una temperatura de salida de 2°C, aunque una temperatura del aire de salida de 5°C es suficiente para la mayoría de las aplicaciones del aire comprimido. La temperatura de entrada puede ser superior a los 60°C pero es más económico pre-enfriarlo para llevarlo a temperaturas de entrada más bajas.

Como general, el costo del secado del aire comprimido puede representar entre el 10 % y el 20 % del coste del aire comprimido.

### **Filtros de aire comprimido**

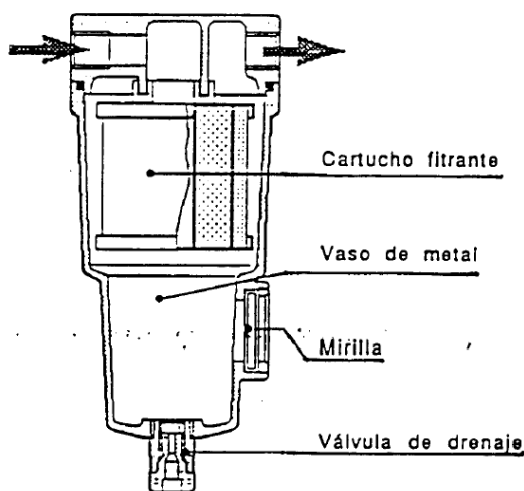
Incluyen los filtros de partículas, así los de adsorción para remover lubricante y humedad. La filtración debe realizarse solo hasta el nivel requerido para reducir la caída de presión y el consiguiente consumo de potencia. Los elementos filtrantes deben reponerse en función de la caída de presión o al menos anualmente.

#### **Filtro de línea principal**

A la salida del depósito de aire comprimido se instala normalmente un filtro para eliminar de éste la contaminación, los vapores de aceite procedentes del compresor y el agua.

El filtro debe de tener una mínima caída de presión y capacidad para eliminar el vapor de aceite procedente del compresor con el fin de evitar la emulsión en la línea con el líquido condensado.

El filtro de línea principal no posee deflector para la separación de agua como es el caso de los filtros standard. Una purga de drenaje automático, bien sea incluida de serie o bien acoplada, nos asegurará la descarga regular del aire acumulada. El filtro es generalmente del tipo de cartucho de cambio rápido.



### Filtro standard

El filtro standard consta de un separador de agua y un filtro combinados. Si el aire no ha sido deshidratado anteriormente, se recogerá una cantidad considerable de agua y el filtro retendrá impurezas sólidas como partículas de polvo y de óxido.

La separación del agua se produce principalmente por una rotación rápida del aire, provocada por un deflector a la entrada, el líquido puede ser purgado por un drenaje de purga manual o automática.

El elemento filtrante elimina las partículas más finas de polvo, de cascarilla, de óxido y de aceite carbonizado al fluir el aire hacia la salida, elimina todas las partículas contaminantes hasta 5 micras, se puede normalmente retirar lavarse y reutilizarse

### Recuperadores de calor

Como se señaló anteriormente, los sistemas industriales de compresión de aire generan importantes cantidades de calor, el que puede ser parcialmente recuperado para propósitos útiles. Más del 80 % del consumo de potencia del compresor se convierte en calor, la mayor parte del cual se puede recuperar para producir agua o aire caliente.

### Lubricación

Los lubricantes se emplean en los compresores para enfriar, sellar y lubricar las partes en movimiento. En los lugares cercanos a algunos equipos de uso final, tales como herramientas neumáticas, se requiere también de la instalación de lubricadores.

Los componentes neumáticos modernos ya están prelubricados, a los que requieren lubricación se les añade cierta cantidad de aceite al aire comprimido por medio de un lubricador.

Los elementos compuestos por filtro, regulador de presión y lubricador modulares pueden estar combinados en una unidad de servicio, su tamaño debe de seleccionarse de acuerdo con el caudal unitario máximo del sistema.

### **Controladores de flujo**

Además de regular la presión, estos dispositivos permiten la regulación del flujo de aire de acuerdo a las variaciones de demanda.

## **SISTEMA DE ALMACENAMIENTO**

### ***Recibidores de aire.***

Los recibidores de aire se emplean para almacenar una cantidad suficiente de aire para satisfacer las demandas que superen la capacidad del compresor y minimizar la carga y descarga frecuentes del compresor; ayudar a controlar la presión del sistema, suministra también un enfriamiento adicional para precipitar el aceite y la humedad que llegan del refrigerador, antes de que el aire se distribuya ulteriormente. A este respecto, colocar el depósito del aire en un lugar fresco representa una ventaja.

Estos recibidores son especialmente efectivos en sistemas con amplias variaciones en la demanda de aire comprimido, sobre todo con picos intermitentes, al reducir la capacidad a instalar y al contribuir a la operación del sistema de control y estabilizar la presión del sistema. También los recibidores posibilitan el enfriamiento del aire y la condensación y separación de humedad, y en el caso de compresores reciprocantes atenúan las pulsaciones de presión.

Un depósito de aire comprimido es una cisterna a presión construida en chapa de acero soldada, montado horizontal o verticalmente, directamente después del refrigerador final para recibir el aire comprimido amortiguando así los impulsos iniciales en el caudal de aire. El depósito debe de estar provisto de válvula de seguridad, manómetro, purga y tapas de inspección para la comprobación o limpieza interior.

El tamaño de los depósitos de aire se selecciona según las salidas del compresor, el tamaño del sistema y el hecho de que la demanda sea relativamente constante o variable o sea está definido por la capacidad del compresor; cuando mas grande sea su volumen, más largos son los intervalos entre los funcionamientos del compresor. Es muy frecuente que los compresores funcionen con arranques y paros automáticos regulados por la presión del depósito.

Los compresores con accionamiento eléctrico en plantas industriales, las que suministran una red, normalmente se conectan y desconectan entre una presión mínima y máxima. Este control se llama automático, para ello es necesario un volumen mínimo del depósito de aire para evitar que la conexión y desconexión sean demasiado frecuentes.

Los compresores móviles con un motor de combustión no se paran cuando se alcanza una presión máxima, sino que se elevan las válvulas de succión de forma que el aire puede fluir libremente dentro y fuera del cilindro sin ser comprimido. La diferencia de presión entre la compresión y la carrera en vacío es bastante pequeña. En este caso se necesita solo un pequeño depósito.

Para las plantas industriales, la regla aproximada para determinar el tamaño del depósito es:

Capacidad del depósito = salida del aire comprimido por minuto del compresor

Ejemplo: Descarga del compresor  $18 \text{ mn}^3/\text{min}$  (aire libre), presión media de la línea 7 bares. Por lo tanto, la salida de aire comprimido por minuto es  $= 18000/7 = 2500$  litros aprox. Un depósito con un volumen de 2750 litros será entonces el tamaño más adecuado.

### ***Trampas y Drenajes.***

En los sistemas de aire comprimido se utilizan drenajes automáticos o trampas para prevenir la fuga de aire a través de purgas o válvulas. Estos drenajes automáticos permiten la evacuación de condensado pero impiden la salida del aire. Pueden ser mecánicos, del tipo de flotador, o eléctricos, mediante válvulas solenoides que operan en ciclos predeterminados, o mediante sensores de nivel para controlar la apertura del drenaje.

## **SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE.**

El sistema de distribución de aire une los diferentes componentes del sistema para llevar el aire comprimido hasta los puntos de uso con la menor caída de presión. La configuración del sistema de distribución depende de las características y necesidades de la planta, pero generalmente consiste de una red de tuberías principales, ramales, válvulas y mangueras de aire. La longitud del sistema debe ser minimizada y las tuberías deben tener el diámetro adecuado al flujo que circula por ellas para reducir la caída de presión. En muchos casos se emplean sistemas con las líneas principales en forma de anillo cerrado, y todas las líneas con pendiente hacia los puntos de drenaje.

La toma de aire es un sistema de distribución instalado de forma permanente para llevar el aire a varios puntos de consumo.

Se instalarán válvulas de aislamiento para dividir la toma de aire en secciones con el fin de limitar el área que deba ser vaciada durante períodos de mantenimiento o, reparación. Existen dos configuraciones de trazado básicas: final de línea muerta y conducto principal en anillo.

**Final en línea muerta:** Para facilitar el drenaje, las tuberías de trabajo tienen una pendiente de cerca del 1 % en la dirección del flujo y deberán ser adecuadamente purgadas. A intervalos ajustables, la línea principal puede ser devuelta a su altura

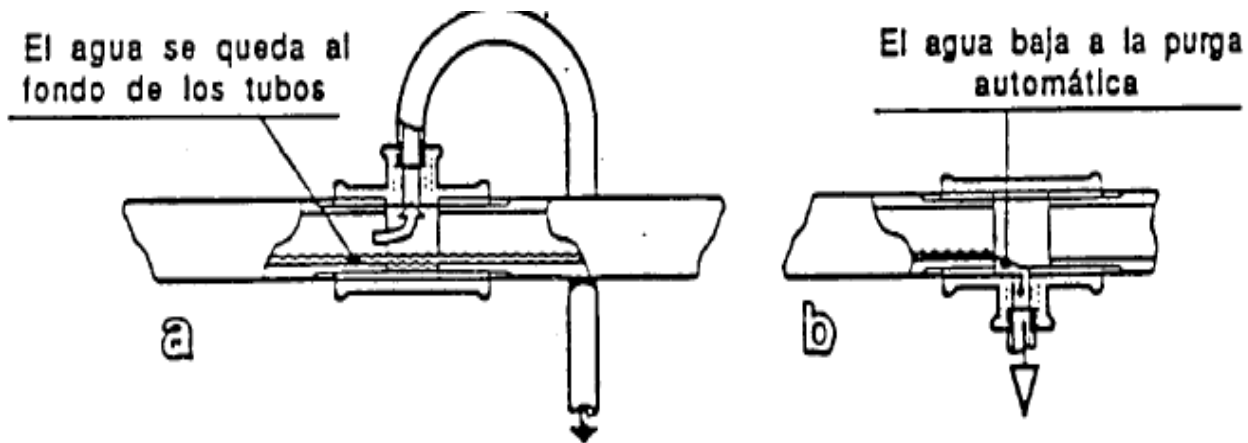
original mediante dos tubos largos curvados en ángulo recto y disponiendo una derivación de purga en el punto más bajo.

**Conducto principal en anillo:** Es un sistema de conducto principal en anillo, es posible alimentar el aire de dos lados a un punto de consumo elevado, lo que permite minimizar la caída de presión.

#### **Líneas secundarias.**

A menudo están instalados un post- enfriador eficiente y un secador de aire, el conducto de distribución del aire comprimido actúa como una superficie refrigerante y el agua y el aceite se acumulan a lo largo de su longitud.

Las derivaciones de la línea se toman de la parte superior del conducto, para impedir que el agua del conducto principal entre en ellas. Mientras deberá purgarse la parte inferior de la caída del conducto.



Los puntos de purga deben de estar provistos de empalmes de T iguales instalados en puntos idóneos a lo largo del recorrido, en cada punto bajo. Deben de purgarse manualmente a intervalos regulares o bien estar provistos de purga automática

Las purgas automáticas son un poco más caras de instalar al principio, pero compensa si se consideran las horas de trabajo que se ahorran con respecto al funcionamiento de tipo manual. Con la purga manual la negligencia conlleva problemas debido a la contaminación del conducto principal

## PRINCIPALES AREAS DE OPORTUNIDAD EN LOS SISTEMAS DE AIRE COMPRIMIDO

1. Evaluación correcta de las necesidades de aire comprimido.
2. Uso apropiado del aire comprimido.
3. Diseño adecuado del sistema. Reducción de la caída de presión.
4. Control de la presión del sistema
5. Regulación de la capacidad de producción de aire comprimido.
6. Reducción de las fugas.
7. Recuperación del calor de compresión.
8. Mantenimiento adecuado del sistema.
9. Realización de auditorías energéticas.

### 1.- EVALUACIÓN CORRECTA DE LAS NECESIDADES DE AIRE COMPRIMIDO.

Las necesidades de aire comprimido se definen en función de la cantidad, calidad y presión requerida por los equipos de uso final de la planta.

#### ***Cantidad de aire – capacidad.***

La capacidad del sistema de aire comprimido se puede determinar a partir de la suma de las demandas de los equipos de uso final y un determinado factor de diversidad que considere la no operación simultánea a máxima demanda de dichos equipos. Los picos de demanda se pueden absorber instalando capacidad de almacenamiento de aire en tanques recibidores de tamaño adecuado. Se recomienda que los sistemas tengan más de un recibidor. En muchos casos la instalación de recibidores cerca de los puntos donde se producen los picos de demanda pueden ayudar considerablemente a reducir la capacidad a instalar y a estabilizar la presión del sistema.

Los compresores sobredimensionados son siempre ineficientes, ya que trabajarán una gran parte del tiempo a cargas parciales. En muchos casos la instalación de varios compresores con un control secuencial permiten mantener la eficiencia en periodos de baja demanda.

Si un sistema está bien diseñado y mantenido y aún presenta problemas de falta de capacidad, debe re-examinarse primero algunos cambios en el uso del aire comprimido, antes de proponer la instalación de nuevos compresores. En algunos usos puede ser ventajoso sustituir el aire comprimido por sopladores o por motores eléctricos como se señalará más adelante.

#### ***Perfil de demanda.***

Un elemento clave para el diseño y la operación de un sistema de aire comprimido es la evaluación de la variación de los requerimientos de aire a lo largo del tiempo. Las plantas con amplias variaciones en la demanda necesitarán que el sistema opere eficientemente a cargas parciales, y en este caso la instalación de varios compresores con un control secuencial puede ser la alternativa más económica. Sin embargo, en los

casos en que el perfil de demanda sea plano, podrían aplicarse otras estrategias de control más simples y de menor costo inicial.

Al evaluar el perfil, de demanda debe tomarse en consideración que un incremento en la presión por encima de la necesaria, provoca una demanda artificial en las aplicaciones finales no reguladas.

Como se observa en la siguiente tabla, las calidades del aire comprimido van desde el aire industrial hasta el aire para equipos de respiración.

Calidad del Aire Comprimido	Aplicaciones
Aire industrial	Herramientas neumáticas, aplicaciones en planta en general
Aire para Instrumentos	Laboratorios, atomización de pintura, climatización
Aire de Proceso	Procesos farmacéuticos, fabricación de equipos electrónicos
Aire para equipos de respiración	Sistemas hospitalarios, estaciones de relleno de balones para buceo, etc.

Las aplicaciones industriales típicas abarcan una de las tres primeras categorías. La calidad del aire está determinada por la humedad y nivel de contaminantes máximos admitidos por los equipos de uso final, y la misma se logra mediante equipos de filtrado y secado del aire. Una mayor calidad del aire requiere usualmente de equipos adicionales, lo que no solo eleva el costo inicial de la instalación, sino también los gastos en energía y mantenimiento.

Uno de los factores principales al determinar la calidad del aire es si se requiere o no que el aire sea libre de aceite. En estos casos se necesitará un compresor libre de aceite o para compresores con inyección de lubricante, se necesitará equipo adicional de separación y filtrado. Los compresores libres de aceite tienen mayores costos iniciales y de mantenimiento y menor eficiencia que los que utilizan lubricante. Por otra parte, los equipos adicionales de separación y filtración que requieren los compresores con inyección de aceite, incrementan el costo inicial y los de mantenimiento, y también reducen la eficiencia al introducir una caída de presión adicional. Por ello es necesario realizar una evaluación rigurosa antes de seleccionar un compresor libre de aceite.

## 2.- USO APROPIADO DEL AIRE COMPRIMIDO.

El aire comprimido es probablemente el portador energético secundario más costo en una planta, sin embargo, por ser limpio, por estar siempre disponible y tener muchas facilidades para su empleo, se utiliza en muchos casos para aplicaciones en las que otros portadores energéticos pueden resultar más económicos.

Como regla general el aire comprimido debe utilizarse solo si se incrementa la



seguridad de operación, si se logra un aumento significativo de la productividad, o una reducción de la mano de obra, ya que la eficiencia energética global típica de un sistema de aire comprimido es solo de un 10 %. En los casos en que se utilice el aire comprimido para una aplicación dada, la cantidad de aire debe ser la mínima requerida, a la presión más baja posible y durante el menor tiempo.

Ejemplos de aplicaciones en las que pueden resultar más económicos otros portadores son:

- Utilizar aire acondicionado o ventiladores para enfriar gabinetes eléctricos en lugar de tubos vortex con aire comprimido.
- Aplicar bombas de vacío en lugar de sistemas Venturi con aire comprimido a alta presión.
- Usar sopladores en lugar de aire comprimido para soplar, enfriar, agitar, mezclar o inflar empaques.
- Utilizar cepillos, aspiradoras, sopladores en vez de aire comprimido para limpiar partes o remover residuos.
- Emplear aire a baja presión para lanzas de aire, agitación, etc. En lugar de aire comprimido a alta presión.
- Utilizar motores eléctricos eficientes para herramientas y actuadores en los casos en que no sean imprescindibles algunas características específicas de los equipos neumáticos.

Los reguladores de presión son muy útiles y se emplean para limitar la presión máxima en los equipos de uso final y se instalan en el sistema de distribución justamente antes del equipo neumático. Si una herramienta opera sin regulador utilizará la presión plena del sistema, y como resultado se incrementará la demanda de aire y el consumo de energía, además de aumentar el desgaste y los costos de mantenimiento, y disminuir la vida útil del equipo.

Las diferentes herramientas y procesos requieren diferentes presiones de aire, las que son especificadas por los fabricantes. Como regla práctica se puede tener que por cada 2 lb/pulg<sup>2</sup> de incremento de la presión de operación se incrementa el consumo de energía en aproximadamente un 1 %.

Presiones relativas requeridas para los controles neumáticos: 0,07 a 1,05 Kg/cm<sup>2</sup>

Herramienta normal 5 a 6,5 Kg/cm<sup>2</sup>

Motores aire 3 a 7 Kg/cm<sup>2</sup>

Licuefacción de aire 140 a 245 Kg/cm<sup>2</sup>

### **3.- DISEÑO ADECUADO DEL SISTEMA (reducción de la caída de presión).**

La temperatura del aire de aspiración debe ser lo más baja posible, ya que al ser mayor la densidad el flujo másico para un desplazamiento dado aumentará, y además se reducirá la temperatura final en la compresión, lo que reduce el consumo de energía. Un incremento en la temperatura de aspiración de 3 °C representa, aproximadamente,

un 1 % más de consumo de potencia en el compresor. Por ello la toma de aire debe realizarse del aire ambiente, y preferentemente estará orientada al norte. Si la aspiración se realiza desde el interior de la sala de máquinas, como es usual en los compresores pequeños, entonces debe ubicarse la aspiración en zonas bajas y los más frías posibles, alejadas de las fuentes de calor.

La tubería de aspiración debe ser lo más recta y corta posible, ya que por cada 25 mBar de caída en la línea de succión el consumo se incrementará en alrededor de un 2 %.

El compresor es el principal elemento consumidor de energía por lo que una correcta selección y un mantenimiento adecuado permitirán una notable reducción en el costo de la energía consumida.

Es difícil dar una regla para seleccionar el compresor correcto, hay demasiadas variables, así como variaciones en las condiciones de operación.

Los compresores de etapas múltiples ofrecen importantes ventajas sobre los de una etapa. Por una parte, disminuyen el consumo de energía, de forma que una compresión de 7 Kg/cm<sup>2</sup> en dos etapas representa un ahorro de energía del 10 al 15 % respecto a una etapa.

La selección dependerá en cada caso de la comparación entre los costes de funcionamiento y la inversión inicial.

Una etapa:

1. El costo inicial es menor
2. Baja presión ( <10 kg/cm<sup>2</sup> )
3. Adecuado para el servicio intermitente.
4. El costo de operación es mucho más alto.
5. El costo de mantenimiento es algo mayor.
6. No es tan eficiente.

Dos etapas:

1. La eficiencia suele ser mayor (mas del 75 %)
2. Es mejor para el servicio continuo
3. Tiene mejor aplicación para presiones altas (> 10 Kg/cm<sup>2</sup>)
4. Requiere menos mantenimiento
5. Construido para mayor duración
6. Ahorra hasta el 25 % de la energía eléctrica

Al establecer la presión de operación del sistema hay que tomar en consideración la caída de presión que se produce desde la presión de aire a la descarga de los compresores hasta los puntos de uso final. Se considera que un sistema bien diseñado debe tener una caída de presión inferior al 10 % de la presión de descarga de los compresores, medida entre la salida del tanque recibidor y los puntos de uso del aire.

La caída de presión en la red de distribución se produce por fricción en tuberías y por la resistencia al paso del aire en accesorios, válvulas reguladoras, conexiones, etc. Para

reducir la caída que se produce en las tuberías hay que tratar de reducir al mínimo la distancia que debe recorrer el aire desde los recibidores hasta los puntos de uso y dimensionar adecuadamente los diámetros de las líneas.

Las velocidades económicas recomendadas para las líneas de aire oscilan entre 6 y 10 m/s, aunque en los ramales se admiten mayores velocidades de hasta 15 m/s. En la tabla siguiente se ofrecen los valores recomendados para diferentes sectores de la red de distribución.

Sector de la Red de Distribución	Velocidad recomendada, m/s
Aspiración	5 – 7
Colectores principales	< 8
Tuberías secundarias	10 - 15
Mangueras	hasta 30

Resulta importante que los diámetros de las tuberías estén correctamente dimensionados, para evitar excesivas caídas de presiones. Ej. Diámetros de 40 mm producen caídas de presión de 1.8 bar por 100 m mientras que en tuberías de 80 mm de diámetro se producen caídas de presión de 0.04 bar por 100 m.

Al dimensionar la red de distribución deben tomarse en consideración algunas holguras para poder absorber futuros incrementos en la demanda de aire sin necesidad de realizar cambios importantes en la misma. Las tuberías deben de disponerse con las adecuadas pendientes que faciliten su drenaje evitando así las caídas de presión ocasionadas por la acumulación de agua condensada.

En el sistema de distribución las mayores caídas de presión se encuentran normalmente en los accesorios situados en los puntos de uso del aire, que incluyen mangueras, filtros, reguladores y lubricadores. Del lado del suministro las principales caídas de presión están asociadas a los separadores de aceite y de humedad, los post-enfriadores, los filtros y los secadores. En el caso de los filtros, su ensuciamiento provoca elevaciones sensibles de la caída de presión.

#### 4.- CONTROL DE LA PRESIÓN DEL SISTEMA.

El regular la presión de la red entre ciertos límites permite adaptar a la demanda de aire el número de compresores que lo satisfaga con el mínimo de tiempo trabajando en vacío.

En muchas plantas industriales los compresores operan a una presión de descarga a plena carga de 100 psig, y una presión de descarga en vacío de 110 psig o mayor, mientras que la mayoría de las herramientas y equipos neumáticos pueden trabajar con presiones de 80 psig o menores. La reducción y el control de la presión del sistema en los puntos de uso permite disminuir la presión de descarga de los compresores y contribuir a reducir la demanda.

Los controles de demanda requieren de una significativa variación de presión en los tanques recibidores a donde descargan los compresores, pero la presión en el cabezal de planta puede controlarse en un rango de presión mucho más estrecho, protegiendo a los compresores de severas oscilaciones en la demanda. Reduciendo y controlando adecuadamente la presión en el sistema se pueden obtener ahorros importantes en el consumo de energía, aunque no se cambie la presión de descarga, ya que ello reduce el consumo de aire en los equipos y disminuye las fugas. El efecto combinado de reducir la presión de descarga de los compresores y la demanda de aire comprimido al disminuir y controlar adecuadamente la presión del sistema puede significar ahorros de energía superiores al 10 % en muchos sistemas industriales.

La mayoría de los equipos neumáticos están contruidos para funcionar a 6 Kg/ cm<sup>2</sup>. Cuando la presión es menor, la herramienta desarrolla su trabajo de forma inadecuada.

Entre las causas de la baja presión se tiene:

- compresor muy pequeño
- tuberías inadecuadas
- elevadas pérdidas en el sistema por fugas.

Si la caída de presión desde el tanque hasta el punto de uso, es mayor al 10 % o 15 % se deberá pensar primero en eliminar fugas.

Al reducir la presión del sistema hay que tener cuidado ya que en momentos de gran demanda la presión en algunos puntos podría caer por debajo de la mínima admisible por los equipos y ocasionar problemas en su funcionamiento. Una reducción de presión del sistema puede requerir modificaciones o cambios en algunos componentes, como filtros, capacidad y localización de tanques recibidores, e incluso de reguladores. Para aplicaciones de alta demanda de aire resulta conveniente especificar equipos que operen a bajas presiones, ya que el costo incremental por utilizar cilindros mayores, etc, se recupera rápidamente a partir de los ahorros de energía.

Si una aplicación específica requiere de una mayor presión, es conveniente remplazarla o modificarla en lugar de incrementar la presión del sistema en su conjunto. Debe prestarse atención a las especificaciones de los fabricantes, pues en ocasiones la presión indicada incluye la caída en filtros, reguladores de presión, lubricadores y mangueras, mientras que en otros casos puede especificarse la presión requerida después de estos elementos. La caída usual en estos elementos puede ser de unas 7 psig, pero en sistemas mal diseñados o con pobre mantenimiento puede alcanzar valores superiores.

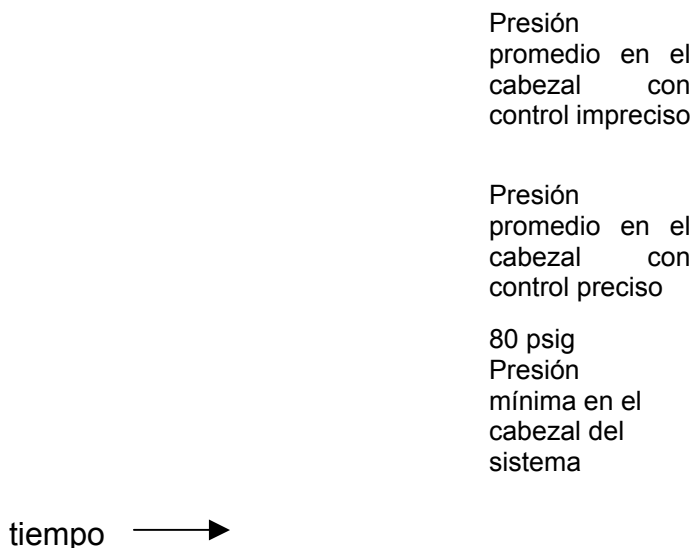
Teniendo la presión en el sistema reducida al mínimo y regulada adecuadamente, debe prestarse atención al control de la capacidad en los compresores.

## 5.- REGULACIÓN DE LA CAPACIDAD DE PRODUCCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO.

Los controles de capacidad en los sistemas de aire comprimido permiten lograr la correspondencia entre suministro del compresor y la demanda del sistema, teniendo una gran influencia en la eficiencia y el consumo de potencia en los mismos.

El objetivo esencial de todas las estrategias de control es asimilar las variaciones de demanda, manteniendo la presión del sistema en un estrecho rango, operando con la mínima cantidad de compresores en servicio y con la máxima eficiencia en los que se encuentran en operación.

Los sistemas de aire comprimido están integrados generalmente por varios compresores, interconectados a un cabezal de planta común. Los sistemas de control monitorean la presión del sistema y reducen la entrega de los compresores cuando la demanda baja y la presión llega a un valor predeterminado, y vuelven a incrementar la entrega cuando la presión baja a un valor inferior predeterminado. La diferencia entre estos dos niveles de presión se conoce como “rango de presión”, el cual puede estar entre 2 y 20 psi, dependiendo de la demanda del sistema.



### ***Influencia del sistema de control en la presión del sistema***

En el pasado, los sistemas de control individuales para cada compresor y la no existencia de los sistemas supervisorios, hacía que estos fueran lentos e imprecisos, lo que resultaba en amplios rangos de presión y significativas oscilaciones en la presión del sistema. Como resultado de lo anterior, el punto de ajuste de los compresores se fijaba para mantener presiones mayores que las necesarias y de esa forma evitar que durante las oscilaciones de la presión, ésta no cayera por debajo de la requerida por los equipos de uso final. Hoy en día, los modernos y precisos sistemas de control basados en microprocesadores, permiten reducir el rango de presión y disminuir el punto de ajuste de la presiones, con resultados significativos en el ahorro de energía, además de la contribución a la estabilidad del proceso y su impacto positivo en la calidad del producto.

### **Los controles y el comportamiento del sistema.**

Las características de comportamiento del sistema a cargas parciales están determinadas fundamentalmente por el tipo de compresor y la estrategia de control utilizados. A su vez, la estrategia de control depende del tipo de compresor y del perfil de demanda del sistema. Para un sistema con un solo compresor y un perfil de demanda estable, será suficiente un sistema sencillo de control, no así para sistemas con múltiples compresores, variaciones significativas en la demanda y diversos tipos de uso, el que requerirá de un sistema de control mucho más sofisticado para garantizar un adecuado comportamiento a cargas parciales.

### **Estrategias de control individual para compresores.**

Existen diferentes tipos de control para la regulación de la cantidad de aire que produce cada compresor, que incluyen el control de dos posiciones(on/off), el control carga / descarga, los controles modulantes, los controles por etapas, y los controles con motores con variadores de frecuencia.

Los controles de dos posiciones (on/off) son los más simples, y pueden ser aplicados a compresores reciprocantes o rotatorios. Este tipo de control pone en servicio o apaga el compresor en respuesta a una señal de presión. El mismo no se puede aplicar en el caso de frecuentes ciclos de variación de la demanda, ya que las arrancadas repetidas del compresor pueden provocar el sobrecalentamiento del motor e incrementar significativamente los costos de mantenimiento del compresor.

Los controles de carga / descarga (load/unload) mantienen trabajando continuamente el compresor a velocidad constante, dejándolo sin carga cuando la presión de descarga alcanza el valor requerido. Los fabricantes emplean diferentes sistemas para descargar al compresor, pero el consumo de potencia en vacío puede ser importante. Por ejemplo, es usual que un compresor rotatorio de tornillo consuma entre el 10 y el 15 % de su consumo a plena carga sin estar realizando ningún trabajo útil, lo cual puede conducir a sistemas ineficientes si los periodos de bajas cargas son prolongados.

Los controles por etapas (part-load) operan en dos o más condiciones de carga parcial, permitiendo mantener la presión más cerca del valor prefijado sin necesidad de parar y

arrancar el compresor tan frecuentemente como con un control de dos posiciones. Estos controles se utilizan con frecuencia en compresores reciprocantes y se diseñan para que el compresor trabaje en tres (0%, 50 %, 100%) y hasta cinco (0%, 25 %, 50 %, 75 %, 100%) condiciones de carga diferentes.

Los controles modulantes posibilitan el trabajo del compresor a diferentes capacidades mediante un estrangulamiento del aire en la succión. Este esquema de control se emplea generalmente en compresores rotatorios y centrífugos, sobre todo en este último tipo empleando el sistema de alabes guías en la succión.

El empleo de motores con variadores de frecuencia ha sido bastante poco usual en el accionamiento de compresores, debido a que el alto costo inicial de los mismos puede no justificar la ganancia en eficiencia sobre otros métodos de control. Actualmente, cuando los costos de los accionamientos con variadores de frecuencia han disminuido considerablemente, los mismos podrían ir ganando en aceptación en los sistemas de aire comprimido en la medida que siga aumentando su confiabilidad y eficiencia a plena carga.

### **Controles del Sistema de Aire Comprimido.**

Los controles de los sistemas de aire comprimido son los encargados de coordinar el trabajo de todos los compresores interconectados en el mismo. Antes de la existencia de los controles en los sistemas, la práctica era fijar en cascada los puntos de ajuste de los compresores individuales, de forma tal de sumar o quitar capacidad de compresión de acuerdo a la demanda del sistema. Esta estrategia, por su naturaleza aditiva, resulta en mayores rangos de control y mayor consumo de potencia que los sistemas actuales, en los que se logra cubrir la demanda del sistema con los compresores operando a su máxima eficiencia o en valores muy cercanos a ello.

Los controles secuenciadores (single-master) controlan las unidades individuales a partir de una unidad central (master) variando la capacidad o sacando y metiendo en línea compresores a partir del monitoreo de la presión del sistema (demanda). Este sistema permite alcanzar una mayor eficiencia al reducir el rango de control alrededor de la presión predeterminada de ajuste. Este rango más estrecho permite a su vez reducir la presión promedio del sistema, teniendo cuidado en mantener la presión por encima de los valores mínimos admisibles durante los periodos de alta demanda, a lo cual puede contribuir una adecuada capacidad de almacenamiento de aire en tanques recibidores.

La última tendencia en los controles para los sistemas de aire comprimido son los controles en red (multi-master), los que permiten reducir más aun el rango de control de la presión y parar cualquier compresor que resulte innecesario. Estos sistemas en red son una combinación de controladores, que permiten el control individual de los compresores a la vez que el control del sistema en su conjunto, compartiendo la información y el status de cada elemento, posibilitando que las decisiones sobre la operación de los compresores se realicen de forma más rápida y segura. A pesar de su alto costo inicial, la utilización estos sistemas ha ido aumentando en los últimos años

como resultado de las reducciones en los costos de operación que se logran con ellos. Por último, la capacidad de almacenamiento se puede utilizar para controlar los picos de demanda en el sistema, reduciendo la caída de presión y la razón a que esta se produce. Los tanques recibidores se pueden utilizar para proteger algunas aplicaciones críticas de los descensos de presión y ayudando a mantenerla mientras que la velocidad de transmisión permite la respuesta del lado del suministro. En algunos sistemas que tienen un compresor en servicio prácticamente para asimilar los picos de demanda, la instalación de la capacidad de almacenamiento adecuada en lugares cercanos a las cargas críticas puede ayudar a sacar de servicio dicho compresor.

## 6.- REDUCCIÓN DE LAS FUGAS.

Las fugas pueden representar una gran pérdida de energía en los sistemas de aire comprimido, llegando a perderse por este concepto hasta 30 %, y en casos extremos hasta el 50 %, de la producción de aire. Se considera que una planta con un buen mantenimiento y un adecuado programa de control de fugas las pérdidas por fugas, las mismas deben estar entre el 5 y el 10 % de la producción de los compresores.

Las fugas, además de significar un consumo de potencia desperdiciado, pueden provocar caídas de presión, afectando el funcionamiento de los equipos y la productividad, hacen que los ciclos de trabajo de los compresores sean más cortos, que se incremente su tiempo de operación y en consecuencia su desgaste y gasto de mantenimiento, y pueden conllevar incluso a la necesidad de instalar capacidad de compresión adicional innecesaria.

En la tabla siguiente se ofrece una idea de lo que puede representar una fuga en costo anual, para un sistema convencional que opere de forma continua, para un costo de la electricidad de 0.05 USD/kWh y una presión de descarga de 115 psig.

Diámetro de la fuga	Costo anual, USD/año
1/16 "	\$ 523
1/8"	\$ 2095
1/4 "	\$8382

Aunque las fugas se pueden presentar en cualquier parte del sistema, los puntos de fuga más frecuentes son:

- Acoplamientos, mangueras y accesorios.
- Reguladores de presión.
- Trampas de condensado.
- Uniones de tuberías.



### Estimación del porcentaje de fugas.

Para los compresores con control de dos posiciones se puede emplear un método muy sencillo para estimar el porcentaje de fugas en el sistema. El método consiste en estimar inicialmente la producción total de aire comprimido con la planta funcionando a plena carga a partir de los tiempos de trabajo y parada del compresor, y luego de igual forma estimar las fugas con todos los equipos de uso parados. De esta forma se obtiene:

$$\text{Fugas (\%)} = \frac{Tp_{on} / (Tp_{on} + Tp_{off})}{T_{on} / (T_{on} + T_{off})} \cdot 100$$

Donde:  $Tp_{on}$ ,  $Tp_{off}$  – tiempos de trabajo y parada del compresor sin consumo en equipos de uso final, minutos.

$T_{on}$ ,  $T_{off}$  - tiempos de trabajo y parada del compresor con equipos de uso final funcionando a plena carga, minutos.

Para instalaciones con otros sistemas de control las fugas pueden ser estimadas a partir del volumen total del sistema y del tiempo en que demora en caer la presión un intervalo dado sin trabajar el compresor y sin consumo en los equipos de uso final. Para realizar esta prueba se requiere primeramente realizar un estimado del volumen total del sistema, incluyendo tuberías principales, secundarias, tanques recibidores, etc.

Luego se arranca el compresor con todos los equipos de uso final parados, y se lleva el sistema a su presión normal de operación ( $P_1$ ), y a continuación se detiene el compresor. Por último, se mide el tiempo  $t$  en que el sistema demora en reducir su presión hasta un valor  $P_2$ , cercano a la mitad de la presión normal de trabajo. A partir de estas mediciones las fugas se pueden calcular por la expresión:

$$\text{Fugas, pie}^3/\text{min de aire libre} = [V \times (P_1 - P_2) / (t \times P_{atm})] \times 1.25$$

Donde :

$V$  – volumen total del sistema,  $\text{pie}^3$

$P_1$  – presión inicial, psig

$P_2$  – presión final, psig

$t$  – tiempo que demoró la presión en descender del valor  $P_1$  al  $P_2$ , minutos.

$P_{atm}$  – presión atmosférica estándar,  $\text{lb/pulg}^2$  ;  $P_{atm} = 14.7 \text{ lb/pulg}^2$

1.25 – factor que se incluye para corregir las fugas a la presión normal de operación, tomando en consideración que estas disminuyen al descender la presión.

### Detección de las fugas.

El mejor método para localizar los puntos de fugas consiste en el empleo de un detector acústico ultrasónico, el cual identifica el sonido de alta frecuencia asociado a las fugas

de aire. Otros métodos, que es más engorroso, consiste en la aplicación de solución jabonosa en las áreas bajo sospecha.

Un buen programa de prevención de fugas incluye la evaluación, identificación, reparación y verificación, logrando involucrar a todo el personal en el mismo.

## **7.- RECUPERACIÓN DEL CALOR DE COMPRESIÓN.**

Entre el 80 y el 90 % de la energía mecánica consumida por el compresor en un sistema de aire comprimido es convertida en energía térmica, con el consiguiente aumento de la temperatura del aire. Esto requiere de un sistema de enfriamiento del compresor para mantener su temperatura de trabajo dentro de los límites admisibles y de enfriadores de aire intermedios para reducir la potencia consumida y separar humedad, así como de post-enfriadores colocados a la salida del compresor para terminar de condensar y separar la humedad.

En muchos casos, con un buen sistema de recuperación, se puede recuperar entre el 50 y el 90 % del calor de compresión. Los sistemas de recuperación de calor se aplican tanto en compresores enfriados por aire, como en los enfriados por agua.

En el caso de compresores enfriados por aire, usualmente el aire que enfría al compresor sale de éste a unos 15-20 °C por encima de la temperatura de aire de enfriamiento. Las aplicaciones más difundidas en este caso son el empleo del calor recuperado para calefacción ambiental, y como aire caliente para procesos de secado o aire de combustión para quemadores de hornos y calderas de vapor.

En los enfriadores enfriados por agua, esta puede salir de las camisas del compresor y los enfriadores de aire entre 40 y 60 °C, y puede ser utilizada en diversas aplicaciones en la planta.

Por ejemplo, en un compresor enfriado por agua de 100 bhp, que trabaje 4160 horas por año, considerando que el 80 % de la energía vaya al sistema de enfriamiento y que la misma se recupere, produciendo agua caliente, se tendría:

$$\text{Calor de compresión} = 0.8 \times 300 \text{ bhp} \times 4160 \text{ hr/año} \times 2544 \text{ Btu/hp-hr} = 2540 \times 10^6 \text{ Btu/año}$$

Suponiendo que el agua caliente se produjera en un calentador a gas, con una eficiencia del 80 % y con un costo del gas de 4 USD/10<sup>6</sup> Btu, el ahorro económico al sustituir el gas por la recuperación del calor sería de:

$$\text{Ahorro económico} = (2540 \times 10^6 \text{ Btu/año} \times 4 \text{ USD}/10^6 \text{ Btu}) / 0.80 = 12700 \text{ USD/año}$$

## **8.- MANTENIMIENTO ADECUADO DEL SISTEMA.**

Como todos los sistemas electromecánicos, los sistemas de aire comprimido requieren de un mantenimiento periódico para operar con máxima eficiencia y reducir las interrupciones.

El mantenimiento debe realizarse de acuerdo a las especificaciones de los fabricantes,

aunque en muchos casos tiene sentido acortar los intervalos dados por los fabricantes, los que están previstos para proteger los equipos, para ganar en eficiencia y ahorrar energía.

A continuación se ofrece una lista de chequeo básica para el mantenimiento en función de la eficiencia energética en sistemas de aire comprimido.

- Elementos en filtros de succión. Inspeccionarlos y limpiarlos o cambiarlos según especificaciones del fabricante. La frecuencia puede acortarse dependiendo de las condiciones de operación para mantener baja la caída de presión y ahorrar energía.
- Trampas de condensado. Limpiarlas y comprobar su operación periódicamente.
- Nivel de lubricante. Inspeccionarlo diariamente y cambiarlo según especificaciones del fabricante. Cambiar elementos filtrante según especificaciones.
- Separador de aceite. Cambiarlo según especificaciones del fabricante o cuando la caída de presión exceda de 10 psi.
- Correas de transmisión. Comprobar el desgaste y la tensión. Ajustarla en caso necesario.
- Temperatura de operación. Verificar que la temperatura coincida con la establecida por el fabricante.
- Filtros en líneas de aire. Reemplazar los elementos cuando la presión exceda de 2 a 3 psi. Inspeccionar anualmente los elementos independientemente de la caída de presión.
- Sistema de enfriamiento. Para sistemas enfriados por agua, revisar la calidad del agua(especialmente PH y sólidos totales disueltos), flujo y temperatura. Limpiar o reemplazar los elementos filtrantes según especificaciones del fabricante.
- Fugas. Evaluarlas periódicamente. Inspeccionar las líneas, uniones, accesorios, válvulas, mangueras, filtros, lubricadores, conexiones de manómetros, y equipos de uso final para detectar fugas.

## **9.- REALIZACIÓN DE AUDITORIAS ENERGÉTICAS.**

Una auditoría al sistema de aire comprimido puede poner en evidencia los verdaderos costos del aire comprimido e identificar oportunidades simples de aplicar para incrementar la eficiencia del sistema.

Una auditoría integral debe examinar, tanto el lado del suministro, como el lado de la demanda, así como la interacción entre ellos.

A continuación se presenta una lista de chequeo resumida, en la que se señalan los aspectos esenciales que deben revisarse en una auditoría energética a un sistema de aire comprimido.

**Aspectos generales del sistema.**

- Nivel de tratamiento del aire. Medir la calidad del aire. Determinar si el tratamiento es el requerido. Evaluar el empleo de distintos tratamientos para diferentes usos.
- Fugas. Cuantificar e identificar las fugas. Recomendar plan de acción para reducir las fugas.
- Niveles de presión. Determinar el mínimo nivel de presión necesario para los equipos de uso final. Evaluar posibilidad de reducir presión. Evaluar necesidad de almacenamiento para reducir presión.
- Controles. Analizar si el sistema de control es apropiado al perfil de demanda. Evaluar otras alternativas de estrategias de control.
- Recuperación de calor. Identificar potenciales de recuperación de calor.

**Aspectos del lado de la demanda.**

- Sistema de distribución. Examinar esquema general del sistema. Medir caídas de presión. Evaluar efectividad del sistema de drenaje de condensado. Evaluar cambios que mejoren el comportamiento del sistema.
- Perfil de demanda. Establecer el perfil de demanda. Analizar su influencia en la estrategia de control y en la capacidad de almacenamiento necesaria. Evaluar alternativas de mejoras.
- Equipos de uso final. Revisar equipos de uso final, estado técnico, presiones de trabajo. Evaluar posibles cambios a otros accionamientos, o a equipos que trabajen a menor presión, o de instalación de capacidad de almacenamiento local.

**Aspectos del lado del suministro.**

- Conjunto de compresores. Evaluar si el tipo de compresor es adecuado y su estado técnico general. Estimar eficiencia de los compresores. Evaluar la instalación de los compresores en cuanto a su ubicación, conexión al sistema de enfriamiento, ventilación, etc.
- Filtros. Inspeccionar estado de los filtros. Medir la caída de presión y estimar pérdidas de energía. Revisar esquema de mantenimiento de los filtros.
- Post-enfriadores. Evaluar efectividad del enfriamiento, de la separación de humedad. Valorar posibles mejoras.
- Secadores. Analizar si son los apropiados para la calidad del aire que se requiere. Medir eficiencia y caída de presión.
- Drenajes automáticos. Revisar el funcionamiento. Evaluar posibles modificaciones o sistemas alternativos.
- Recibidores. Analizar la localización y capacidad de los tanques recibidores para almacenamiento de aire. Evaluar posibles soluciones a problemas en el lado de la demanda con la instalación de nuevas capacidades de almacenamiento.

**LISTA DE CHEQUEO PARA SISTEMAS DE AIRE COMPRIMIDO**

1. ¿El personal está consciente del alto costo que significa producir aire comprimido?
2. ¿Se cuenta con un sistema efectivo para cuantificar y detectar las fugas de aire comprimido?
3. ¿Las fugas son reportadas (y reparadas) oportunamente?
4. ¿Existe un programa regular de pruebas y reparación?
5. ¿Está seccionalizado el sistema para aislar las tuberías de aire comprimido que no se usan?
6. ¿Se revisan regularmente las trampas automáticas de evacuación?
7. ¿Se genera el aire comprimido con la presión mínima requerida?
8. ¿Es adecuado el uso del aire comprimido? ¿Se usa el aire comprimido para sacudir y remover suciedad o polvo?
9. ¿Los compresores se apagan cuando hay escasa demanda de aire?
10. ¿Se cuenta con un buen sistema de control del compresor que garantice que se mantiene la presión establecida (y que no permite que se eleve mucho)?
11. En un sistema multicompresor, ¿están los compresores secuenciados para cubrir la demanda?
12. ¿Se limpian o se cambian con regularidad los filtros de entrada del aire del compresor?
13. ¿La toma de aire de entrada está ubicada en el punto más frío posible?
14. ¿Se revisa el sistema de tratamiento de aire y se le da mantenimiento regularmente?
15. ¿Se han evaluado alternativas para sustituir accionamientos neumáticos por otros más eficientes energéticamente?
16. ¿Las áreas a las que sirve el aire comprimido tienen los mismos horarios de operación?
17. ¿Todas las áreas y equipos necesitan la misma presión?
18. ¿Se ha considerado instalar compresores de aire locales para satisfacer demandas específicas?
19. ¿Se ha revisado el tamaño de los receptores de aire?
20. ¿Las tuberías son del tamaño adecuado?
21. ¿Se ha considerado usar un sistema de recuperación de calor para los compresores?



# **AHORRO DE ENERGIA EN SISTEMAS DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO**

**M.Sc. José Pérez Landín  
Dr. Aníbal Borroto Nordelo  
M.Sc. Sergio Montelíer Hernández**

## AHORRO DE ENERGIA EN SISTEMAS DE REFRIGERACION Y CLIMATIZACION

Los objetivos y aplicaciones de la refrigeración son muy variados, abarcando desde la climatización de espacios a temperaturas de 20 ó 25 °C, hasta la producción de frío a bajas temperaturas para la conservación de alimentos en cámaras frigoríficas a menos 30 °C. Se acostumbra a llamar *climatización* a aquellas aplicaciones que trabajan a temperaturas algo inferiores a las ambientales, y *refrigeración* a las que trabajan a temperaturas mucho más bajas, normalmente desde + 10 °C hasta - 25 °C, o más bajas.

En ambos casos los principios termodinámicos que se aplican son los mismos,

Las instalaciones frigoríficas son altamente consumidoras de energía, y en algunos casos representan los mayores consumos, tal como sucede en algunas industrias alimentarias, frigoríficos, fábricas de hielo, edificios comerciales y hoteles turísticos

Los sistemas de refrigeración se pueden dividir en tres tipos básicos:

- Sistemas de compresión mecánica.
- Sistemas de absorción.
- Sistemas de eyección de vapor.

El tipo de sistema más utilizado es el de compresión mecánica, aunque en aplicaciones específicas puede resultar ventajoso el empleo de otro tipo. En particular, los sistemas de absorción pueden resultar convenientes en casos de bajos costos del gas natural y altos costos de electricidad, o cuando exista la posibilidad de aprovechamiento de alguna corriente de calor residual. Especial interés está tomando la aplicación de equipos de refrigeración por absorción en sistemas de cogeneración, combinando la producción de electricidad, calor y frío, sistemas que se conocen como de trigeneración.

### Sistemas de compresión mecánica.

Un sistema de compresión mecánica está formado por cuatro elementos fundamentales: compresor, evaporador, condensador y dispositivo de expansión, además de la sustancia de trabajo o agente de transformación que recibe el nombre de refrigerante.

El ciclo se desarrolla entre dos niveles de presiones, la llamada presión de alta o presión de condensación y la llamada presión de baja o presión de evaporación, es por ello que con frecuencia se hace alusión al lado de alta y al lado de baja del sistema de refrigeración.

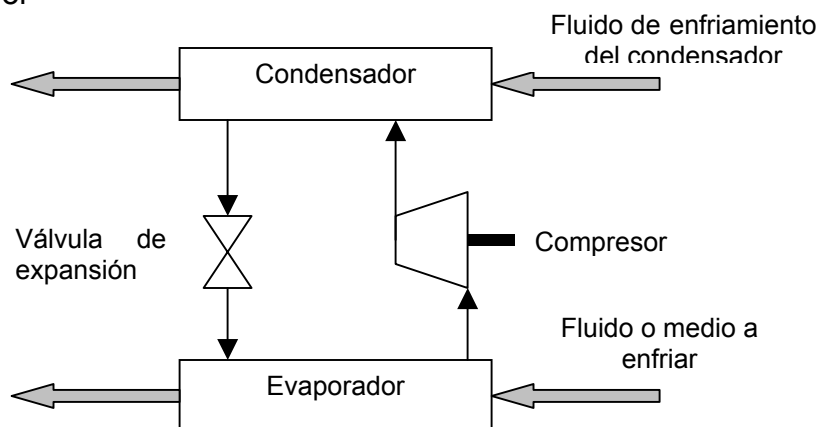
Este ciclo como su nombre lo indica, tiene como finalidad la producción de frío o sea la reducción de la temperatura del objeto de la refrigeración. Este proceso de reducción de temperatura ocurre a expensas de la evaporación del agente refrigerante en el evaporador.

El calor absorbido en el evaporador (equivalente a la refrigeración producida), es transportado por el propio refrigerante hasta el condensador donde este es rechazado.



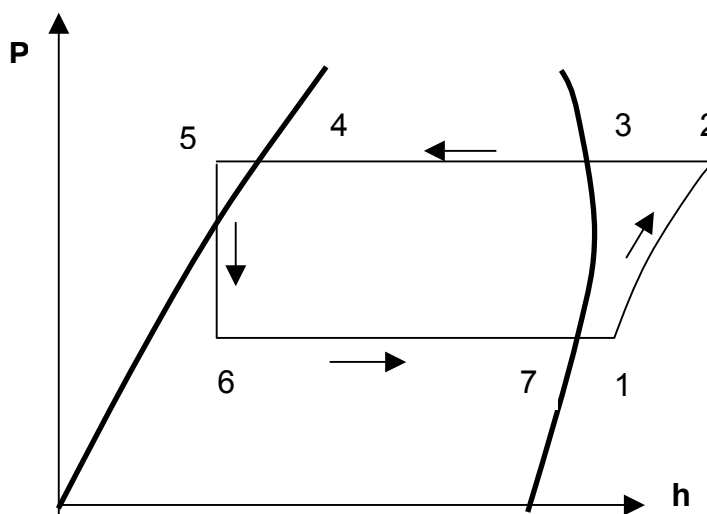
Los sistemas de refrigeración de compresión mecánica están integrados por cuatro componentes básicos:

- Compresor
- Condensador
- Dispositivo de expansión
- Evaporador



### Sistema de refrigeración de compresión mecánica

Para el estudio de este ciclo, se debe hacer referencia obligada a su representación en el diagrama Presión-Entalpía, la que constituye una herramienta fundamental del técnico frigorista.



### Representación del ciclo por compresión de vapor en el diagrama presión vs. entalpía

#### Procesos:

- 1-2 Proceso de compresión a entropía constante.  
2-3 Proceso de desobrecalentamiento del gas.

- 3-4 Proceso de condensación a presión constante.
- 4-5 Proceso de subenfriamiento del líquido.
- 5-6 Proceso de estrangulación a entalpía constante.
- 6-7 Proceso de evaporación a presión constante.
- 7-1 Proceso de sobrecalentamiento del gas de succión.

### **Compresor.**

Se considera el corazón del sistema de refrigeración, su función fundamental consiste en succionar el vapor refrigerante en condiciones de baja presión y baja temperatura desde el evaporador y elevar sus parámetros hasta condiciones de condensación. Este constituye el elemento fundamental de demanda de energía eléctrica dentro del ciclo.

### **Condensador.**

Intercambiador de calor situado en el lado alta presión del sistema cuya función fundamental consiste en rechazar el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador, en las tuberías y en el compresor. Los condensadores pueden utilizar como medio de enfriamiento el aire exterior o el agua.

### **Dispositivos de expansión.**

Tienen como función fundamental, la expansión del refrigerante con la consiguiente reducción de presión y por lo tanto de temperatura desde la correspondiente presión de condensación hasta la presión y temperatura de evaporación. Divide el lado de alta del sistema del lado de baja. El proceso de estrangulación que ocurre en este elemento se realiza a entalpía constante.

Se utilizan diferentes tipos de dispositivos de expansión los sistemas de refrigeración, dentro de ellos los mas usados son: los tubos capilares en sistemas de cargas constantes, y las válvulas de expansión termostáticas en sistemas de cargas variables.

El refrigerante entra a este dispositivo en estado líquido con condiciones de alta presión y mediana temperatura después de haber cedido calor en el condensador, sale del dispositivo de expansión a baja presión y baja temperatura, como mezcla bifásica, con una proporción aproximada de 75% de líquido y 25 % de vapor según el diseño y condiciones de funcionamiento.

### **Evaporador.**

Intercambiador de calor situado en el lado de baja del sistema en el cual ocurre el proceso de refrigeración, lo cual consiste en la absorción de calor proveniente del objeto de la refrigeración. El líquido proveniente del dispositivo de expansión entra al evaporador, absorbe calor de sus alrededores y sale en forma de vapor refrigerante a bajas presiones, condiciones a las cuales es succionado por el compresor. El líquido refrigerante cambia de fase en el interior del evaporador al mismo tiempo que se realiza el proceso de enfriamiento.

### **Sobrecalentamiento del vapor.**

Este corresponde al proceso identificado en la gráfica anterior como el proceso 7-1. El vapor que succiona el compresor debe estar sobrecalentado, ya que en caso contrario, la compresión de vapor húmedo o vapor saturado no es recomendable desde el punto de vista de protección del compresor y del funcionamiento del sistema.

Se recomienda que en el puerto de succión del compresor el refrigerante posea entre 20°F y 25°F, con esto se garantiza un buen funcionamiento. El sobrecalentamiento excesivo no es recomendable puesto que en ese caso el compresor debe tener una mayor capacidad de bombeo al aumentar el volumen específico de refrigerante, aumentando el trabajo y por consiguiente su repercusión en el consumo de energía. De otra parte, las temperaturas de descargas del compresor pueden ser muy altas lo que puede traer consigo problemas de variación de las propiedades del aceite de lubricación.

El sobrecalentamiento total en la succión del compresor es resultado de varias causas. Existe una parte del sobrecalentamiento que ocurre dentro del evaporador, esto tiene que ver con el diseño del evaporador entre otros factores y la correspondencia entre el flujo, la carga y su superficie de transferencia de calor.

Existe una parte del sobrecalentamiento que se debe a la absorción de calor en las líneas o tuberías que llevan el vapor refrigerante al compresor. La última parte del sobrecalentamiento ocurre dentro del propio compresor.

### **Subenfriamiento del Líquido.**

El subenfriamiento en los sistemas de refrigeración se puede lograr entre otras vías, a través del propio diseño del condensador, con intercambiadores adicionales y a través de un buen funcionamiento del sistema. Una contribución importante en este sentido se logra a través del trabajo del recibidor de líquido.

### **Indicadores Energéticos fundamentales de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.**

Para la caracterización de las condiciones de funcionamiento, en particular las energéticas, se hace uso de los llamados Indicadores Energéticos. Algunos de ellos, brindan esta información de manera directa, otros reflejan su repercusión en la eficiencia del ciclo o en las condiciones de explotación en general.

- 1- Efecto refrigerante.
- 2- Capacidad de refrigeración.
- 3- Trabajo del compresor.
- 4- Potencia del compresor.
- 5- Relación de compresión.
- 6- Calor rechazado en el condensador.
- 7- Coeficiente de Comportamiento (COP).
- 8- Eficiencia Energética.
- 9- Eficiencia Energética Estacional.

**Efecto refrigerante (q)**

$$q = (i_{\text{sal}} - i_{\text{ent}})_{\text{evap}}, \quad \text{Kj/kg.}$$

Se hace necesario precisar, que en este caso, la entalpía de salida del evaporador no necesariamente será igual a  $i_7$ , pues de hecho, se presenta sobrecalentamiento y no condiciones de saturación en este punto.

**Capacidad de refrigeración**

$$Q = q * G_r, \quad \text{Kw}$$

$G_r$ : Flujo de refrigerante (Kg/s).

El calor removido constituye la Capacidad Frigorífica del sistema, la cual se expresa con mucha frecuencia en Toneladas de Refrigeración.

Una **Tonelada de Refrigeración** es la cantidad de calor que debe extraerse para congelar una tonelada (inglesa) de agua a 32 °F y convertirla en hielo a 32 °F a presión atmosférica en un día.

1 tonelada de refrigeración es igual a:	Sistema Ingles	Sistema Métrico	Sistema Internacional
	2 888 000 Btu/día	72 000 kcal/día	303.84 MJ/día
	12 000 Btu/h	3 000 kcal/h	12 660 kJ/h
	200 Btu/min	50 kcal/ min	211 kJ/min

**Trabajo del compresor (I)**

$$I = (i_2 - i_1), \quad \text{kJ/kg.}$$

- **Potencia teórica demandada por compresor**

$$P_t = I * G_r, \quad \text{Kw}$$

- **Potencia real demandada por compresor (P)**

$$P_r = I * G_r * \eta_v, \quad \text{Kw}$$

Siendo  $\eta_v$  la eficiencia volumétrica del compresor.

**Relación de compresión (Rc)**

$$Rc = \frac{P_d}{P_s}$$

Los valores de presión de descarga y de succión del compresor ( $P_d$  y  $P_s$ ) deberán

estar expresados como valores de presión absoluta.

### Calor rechazado por el condensador (Qc)

$$Q_c = (i_2 - i_5) * G_r \quad , \quad \text{Kw}$$

Debe notarse que el calor rechazado en el condensador es resultado de los siguientes procesos.

- 1- Proceso de sobrecalentamiento del gas que incluye la región de vapor sobrecalentado (calor sensible).
- 2- Proceso de cambio de fase (calor latente).
- 3- Proceso de subenfriamiento en la región de líquido subenfriado (calor sensible).

### Coeficiente de funcionamiento del Ciclo (COP)

$$\text{COP} = \frac{q}{l}; \quad \text{ó} \quad \text{COP} = \frac{Q}{Pr}$$

### Eficiencia Energética (Energy Efficiency Ratio, EER)

Se define como la relación entre el calor removido (carga frigorífica) y la potencia eléctrica total consumida:

$$EER = \frac{\text{Calor removido, Btu / h}}{\text{Potencia eléctrica consumida, Watts}}$$

La EER se relaciona con el COP mediante la siguiente expresión:

$$\text{COP} = \frac{EER}{3.412 \text{ BTU / Watt}}$$

### Eficiencia Energética Estacional (Seasonal Energy Efficiency Ratio, SEER)

$$SEER = \frac{\text{Calor removido en un periodo dado, Btu}}{\text{Energía eléctrica consumida, Watts - hora}}$$

### Índice de consumo de potencia (KW/Ton)

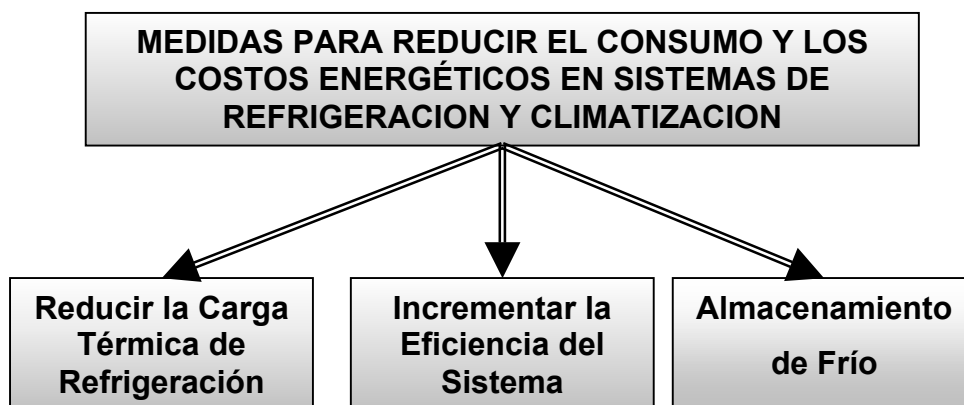
Con frecuencia se utiliza también para caracterizar la eficiencia de un equipo de refrigeración el índice que refleja la potencia consumida en KW por cada tonelada de refrigeración.

## OPORTUNIDADES DE AHORRO DE ENERGÍA EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL

Existen oportunidades de ahorro desde el momento de diseño de los sistemas de refrigeración y climatización, y otras factibles de aplicar durante la explotación de las instalaciones existentes.

En la etapa de diseño y proyecto se pierden en muchas ocasiones las mejores oportunidades de lograr instalaciones eficientes, consistentes con la necesidad del ahorro de energía, las que una vez en funcionamiento tienen pocas posibilidades de corrección por parte del personal de explotación interesado en esta tarea. Tal es el caso, por ejemplo, del sobredimensionado del equipamiento, la no incorporación al diseño de los principios de la física ambiental y la arquitectura bioclimática para reducir las cargas de enfriamiento, la mala ubicación de condensadores, etc.

Las medidas para reducir el consumo y los costos energéticos en las instalaciones de refrigeración se pueden agrupar en tres direcciones fundamentales:



### REDUCCIÓN DE LA CARGA TÉRMICA DE REFRIGERACION A SATISFACER POR EL SISTEMA

La carga térmica global o carga frigorífica a satisfacer por un sistema de refrigeración está compuesta por los siguientes elementos:

- Carga aportada por el producto, medio o fluido a enfriar.
- Flujo de calor sensible procedente del exterior.
- Carga sensible interna, aportada por motores, alumbrado y equipos internos.
- Carga sensible y latente del aire de renovación e infiltraciones.

Los primeros pasos al tratar de disminuir el consumo de energía en una instalación frigorífica deben darse en la dirección de reducir la carga térmica. Hay que recordar que al disminuir la carga térmica, no solo se disminuye el consumo de energía en los

compresores de refrigeración, sino también en las bombas de circulación, los ventiladores de torres de enfriamiento y otros equipos auxiliares.

Otro principio a tomar en consideración en cualquier tipo de sistema de enfriamiento, es utilizar primero los agentes de menor costo energético; esto es, comenzar con el aire ambiente, seguir con el agua a temperatura ambiente, luego el enfriamiento evaporativo directo, el indirecto, y solo al final recurrir a los sistemas de refrigeración. Nunca enfriar algo mediante un sistema de refrigeración que sea factible de enfriar con otro agente disponible.

En el caso de las cámaras frigoríficas, el aislamiento es el factor más importante en el consumo energético, siendo mayor su importancia mientras menor es la temperatura interior, como es el caso de las cámaras de congelación. Es también importante disponer de una adecuada barrera de vapor, como protección contra la entrada de vapor de agua, el cual deteriora el aislamiento y los productos almacenados.

Es necesario prestar atención a la selección del material y el espesor económico del aislante, logrando que para un determinado precio de la energía se reduzcan al mínimo los gastos totales. En el diseño de las cámaras debe tratarse también de disminuir la superficie envolvente total, de reducir las paredes expuestas a cargas externas, y de disminuir la potencia de los equipos interiores y las infiltraciones de aire.

## **PRINCIPALES MEDIDAS PARA REDUCIR LA CARGA TÉRMICA EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN Y CLIMATIZACIÓN**

### **Sistemas de Refrigeración Comerciales e Industriales**

- Mantener la temperatura en las cámaras al máximo admitido por los procesos y productos
- Introducir los productos en las cámaras a la menor temperatura posible.
- Aprovechamiento máximo de la capacidad de las cámaras y reducción del número de cámaras en operación.
- Maximizar la superficie común entre cámaras en operación.
- Seccionalización de cámaras subutilizadas.
- Mantener el aislamiento térmico y el sellaje de las cámaras en buen estado y evaluar si en las condiciones actuales su espesor resulta el económico.
- Reducir las entradas de aire exterior mediante adecuada hermeticidad de las puertas, empleo de puertas automáticas, cortinas, y antecámaras, y reducir el tiempo de apertura de las puertas mediante medidas organizativas.
- Reducir la potencia de los equipos interiores. Apagado de luces en cámaras cerradas, uso de iluminación y equipos eficientes.
- Reducción de empaques y soportes innecesarios en el almacenamiento de productos.
- Mantener condiciones de circulación del aire adecuadas dentro de las cámaras, espacios entre los productos que aseguren la circulación de aire y la uniformidad

de temperatura. Mantener la velocidad del aire sobre los productos en valores entre 2 y 7 m/s.

### **Sistemas de Climatización**

- Realizar pruebas del sistema y de su balance durante la explotación del sistema.
- Mantener en los locales climatizados la temperatura máxima de acuerdo con los valores de confort en función de las condiciones ambientales.
- Desconectar el aire acondicionado en áreas que no se ocupan.
- Apagar el equipamiento cuando este no sea necesario.
- Comenzar la regulación de capacidad o la desconexión del equipo cuando se conozca el momento de salida de los ocupantes.
- Arrancar los equipos o regular su capacidad en aumento lo más tarde posible con relación al momento de ocupación sin afectar el confort.
- Cerrar los dampers o compuertas de aire exterior en los momentos cercanos a los arranques y paradas.
- Limpiar de manera regular las superficies de intercambio de calor de evaporadores, condensadores, fan-coils, unidades manejadoras de aire, etc.
- Emplear dispositivos de desconexión del aire acondicionado cuando las terrazas y/o ventanas se encuentren abiertas.
- Apagar la iluminación y desconectar los aparatos eléctricos cuando estos no sean necesarios, ya que contribuyen a aumentar la carga térmica en el lugar.
- Ubicar el termostato en zonas lejanas a fuentes de calor, ya que puede mandar señales de falta de enfriamiento, haciendo que trabajen más los equipos.
- En los casos que sea posible, no permitir que personal no autorizado reajuste los termostatos.
- Apantallamiento exterior utilizando árboles y otros dispositivos de sombra para reducir la carga exterior.
- Mantener los aislamientos en tuberías y conductos para aire acondicionado en buen estado, eliminando fugas de aire.
- Sustituir los sistemas de iluminación por sus equivalencias más eficientes.
- Sustituir los equipos convencionales por equipos más eficientes.
- Utilizar aislantes o pinturas reflectivas en la superficie exterior de techos.
- Cubrir las ventanas y cristales con películas reflejantes.
- Garantizar la máxima hermeticidad en las puertas y ventanas de los locales climatizados, así como en las aberturas para la colocación de los climatizadores, y procurar que las puertas dispongan de dispositivos para su cierre automático.
- Limpieza mensual como mínimo, o con más frecuencia si las condiciones particulares lo exigen, de los filtros de los climatizadores y mantenimiento periódico a todo el equipo (2 veces al año como promedio).
- Reducir el uso de equipos que generen calor en los locales climatizados, tales como cocinas y planchas.
- Organización y agrupamiento del personal áreas de trabajo en forma que permita reducir el uso de locales climatizados, o eliminar acondicionadores de aire, extractores o ventiladores.



- Posible eliminación de tabiques o divisiones - según las características del trabajo y condiciones del local- para facilitar una mejor circulación del aire en los lugares climatizados y poder, en consecuencia, disminuir el régimen de trabajo de los equipos.
- Instalar los climatizadores de ventana, siempre que las condiciones lo permitan, en el lugar más fresco del local, a una altura no menor de 1,20 m del piso o del techo, en la pared de mas sombra; que por la parte exterior tengan una adecuada circulación de aire y que tampoco se obstaculice su circulación interior.
- En los locales con paredes de cristalería no reflectante hacia el exterior, utilizar apantallamiento con árboles y plantas ornamentales, o la utilización de cortinas u otros aislantes que, aunque pudiera conllevar un cierto incremento en la necesidad de iluminación, siempre seria menor en el orden de la demanda energética.
- En el caso de nuevas inversiones, principalmente hospitales y hoteles, considerar el uso de controles computarizados para la climatización centralizada, y de centinelas automáticos que conecten y desconecten los equipos en dependencia de que las habitaciones estén o no ocupadas, y aplicar por los proyectistas todos los principios de la física ambiental y la arquitectura bioclimática.
- Realizar una rutina de mantenimiento consistente en lubricación, tensión de correas de ventiladores, etc.
- Arrancar equipos en secuencia para limitar la demanda máxima de consumo eléctrico.

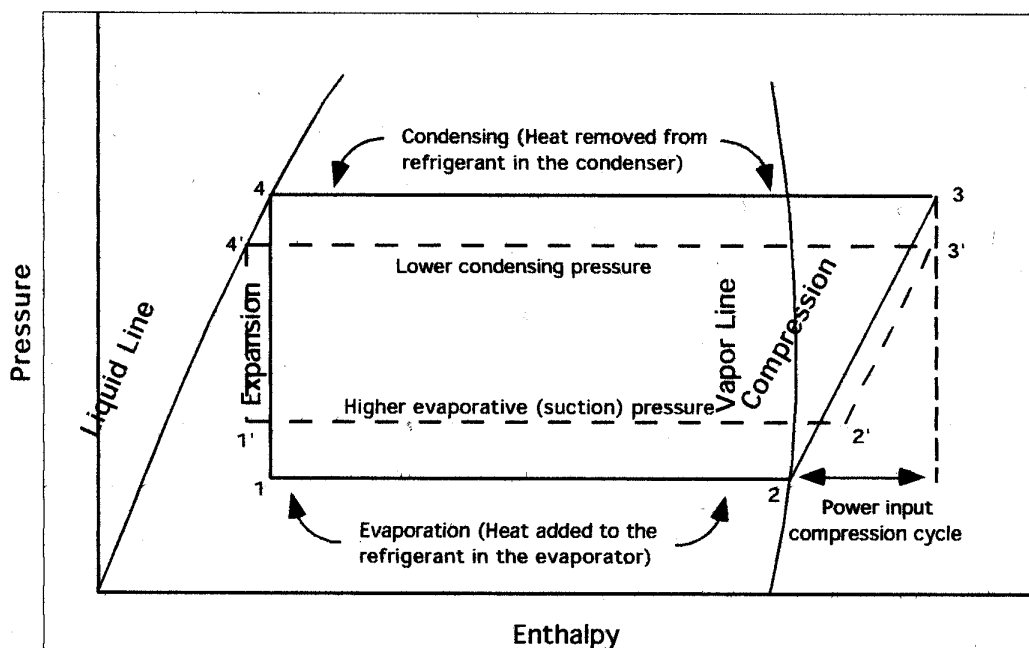
## **PRINCIPALES MEDIDAS AUMENTAR LA EFICIENCIA DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN Y CLIMATIZACIÓN**

Dentro de las principales medidas que se pueden emplear para incrementar la eficiencia de los sistemas de refrigeración industrial están las siguientes:

- Reducción de la presión (temperatura) de condensación.
- Operar con la mayor presión (temperatura) en el evaporador admitida por el proceso o los productos a conservar.
- Operación económica de sistemas con múltiples compresores.
- Recuperación del calor de condensación.

### **REDUCCIÓN DE LA PRESIÓN (TEMPERATURA) DE CONDENSACIÓN**

El método que logra una mayor reducción en la potencia consumida por el compresor de un sistema de refrigeración, no hablando ya de la reducción de la carga térmica, es la disminución de la presión (temperatura) de condensación. Téngase en consideración que el aumento de la temperatura de condensación en 1°C origina un sobreconsumo de energía eléctrica entre un 2% y un 2.5%.



**Efectos de la disminución de la presión de condensación y del aumento de la presión de evaporación sobre el consumo de energía del sistema.**

Dentro de las acciones en el sistema de condensación para ahorrar energía están:

- Correcta ubicación de los condensadores enfriados por aire.

Verificar el estado de las unidades de condensación, en particular su distancia de separación con relación a la pared en el caso común de disposición de las mismas con el área frontal del condensador “mirando hacia la pared”. Las unidades separadas a una distancia inferior a la magnitud de su altura, por lo general son mal ventiladas. Verificar las condiciones de ventilación del cuarto de máquinas. Se ha podido comprobar que en la práctica de la refrigeración por lo general los cuartos de máquinas están mal ventilados, debido a problemas asociados a las tareas de proyecto arquitectónico. Esto conduce a sobreconsumos de la instalación por aumentos de la presión de condensación y disminución del COP.

- Tratamiento adecuado del agua de enfriamiento para evitar incrustaciones en las superficies de transferencia de calor de los condensadores y sus efectos en la presión de condensación y eficiencia del ciclo. En el caso de los condensadores evaporativos al igual que en las torres de enfriamiento, el vaciado periódico de la balsa, constituye otra posibilidad de control del fenómeno del ensuciamiento.
- Limpieza periódica de las superficies de transferencia.
- Purga de los gases incondensables del sistema. Purgar o revisar el funcionamiento

de las purgas de gases incondensables del sistema.

- Ampliación de la capacidad de los condensadores.
- Lograr un correcto funcionamiento de las torres de enfriamiento.
- Operar con presión de condensación variable. Variar la velocidad o cantidad de ventiladores en servicio en torres de enfriamiento y condensadores evaporativos.

Existen oportunidades para reducir la presión de condensación cuando el sistema de condensación, las torres de enfriamiento, los condensadores evaporativos o condensadores enfriados por aire, estén trabajando por debajo de su capacidad máxima. Como el sistema de condensación se diseña para las condiciones de verano, en el invierno existe un exceso de capacidad en el mismo. Con frecuencia en los sistemas de refrigeración se utiliza un control de la presión de condensación, que mantiene esta en un valor fijo para asegurar una operación segura, independientemente de la temperatura ambiente, controlando la operación de los ventiladores del sistema de condensación. Esta presión fija mantiene un flujo de refrigerante adecuado, evita la congelación de los condensadores evaporativos en climas fríos, y garantiza la adecuada caída de presión en la válvula de expansión para que esta opere correctamente y el adecuado suministro de gas caliente para el desescarche de los evaporadores. Sin embargo, la operación con presión de condensación flotante, manteniéndola siempre por encima del valor mínimo requerido por la válvula de expansión y el circuito de desescarche por gas caliente, puede reducir significativamente el consumo de energía.

Por ejemplo, los condensadores evaporativos en los sistemas de amoníaco se diseñan normalmente para que garanticen una temperatura/presión de condensación de 95 °F/180 psig. La operación a 85 °F/152 psig permite reducir el consumo total de potencia del sistema en un 4 % comparado con la operación a 95 °F.

## **ELEVACIÓN DE LA PRESIÓN (TEMPERATURA) DEL EVAPORADOR**

La elevación de la temperatura del evaporador reduce la energía requerida por la máquina de refrigeración, ya que esta tiene que realizar un menor trabajo por cada tonelada de refrigeración producida. La reducción de la potencia depende del tipo de máquina; por ejemplo, para una máquina centrífuga en aplicaciones de aire acondicionado, la reducción en el consumo de energía es de aproximadamente 1.5 % por cada grado Fahrenheit de incremento en la temperatura del evaporador.

Por supuesto, que la elevación de la temperatura del evaporador está limitada por el mantenimiento de los requerimientos del proceso o temperatura a mantener en las cámaras de acuerdo a los productos almacenados en ellas. Lo primero en este sentido sería mantener las temperaturas en las cámaras tan altas como los productos lo permitan. En instalaciones de producción de agua helada en chillers, existirá

oportunidad de incrementar la temperatura del evaporador si el flujo de agua helada a uno o varios consumidores está estrangulado; en este caso se puede aumentar la temperatura del evaporador, y en consecuencia la temperatura del agua helada, hasta el punto en que alguno de los consumidores alcanza el flujo total de agua.

Para mantener baja la temperatura en el evaporador es importante eliminar periódicamente la escarcha que se forma en los evaporadores, lo cual se realiza mediante los sistemas de desescarche. Los sistemas más empleados para el desescarche de los evaporadores, bien sea por aire, eléctrico o por gas caliente. Revisar el funcionamiento automático del sistema de descongelación. La explotación de las cámaras realizando descongelaciones manuales, conduce a sobreconsumos pues la tendencia es a descongelarlas solo cuando se observa un bloqueo importante del evaporador, lo cual no se hace a diario. Esto es particularmente importante en las cámaras de congelación donde no deberán existir menos de tres descongelaciones al día. Tener presente que en el caso de grandes evaporadores forzados, los consumos eléctricos relativos a los ventiladores son significativos, por lo que deberán también ser revisados.

Chequear el sobrecalentamiento del gas en la succión de los compresores alternativos. No deberán permitirse valores superiores a los 25 °F, en el caso contrario solicitar a un técnico su corrección, lo cual se logra a través del ajuste de la válvula de expansión termostática. Chequear que la tubería de succión se encuentre aislada correctamente, en caso contrario pudiera tener repercusión en la magnitud del citado sobrecalentamiento del gas en la succión de los compresores.

Drenar el aceite cuando este se acumule de manera excesiva en las proximidades de los evaporadores.

### **Estrategias de operación en instalaciones con compresores múltiples.**

En las instalaciones de refrigeración con compresores múltiples se pueden lograr ahorros de energía significativos mediante la distribución económica de la carga entre los compresores, en función de las características de los diferentes tipos.

Las característica de consumo de potencia contra carga de los compresores centrífugos es muy lineal, lo cual ofrece ventajas en su operación a cargas parciales, sin embargo, este tipo de compresor tiene un comportamiento inferior a plena carga con relación a los de tornillo, sobre todo cuando la temperatura en el evaporador disminuye.

Los compresores de tornillo pueden modular su capacidad entre 10 y 100 %, lo cual se logra generalmente mediante una válvula deslizante que reduce el volumen de succión, pero por debajo del 50 % de carga su eficiencia se reduce marcadamente.

En función de lo anterior, para los sistemas con compresores múltiples se recomiendan las siguientes estrategias de distribución de la carga entre compresores:

1. Para dos compresores recíprocos trabajando en paralelo, como los mismos

tienen poca disminución de su eficiencia al reducirse la carga, no es muy importante la forma en que esta se distribuya entre los compresores, sobre todo si estos son iguales. No obstante, el mejor comportamiento se logra dividiendo la carga de forma tal de igualar la caída de presión en las líneas de succión y así minimizar las pérdidas en la succión.

2. Para compresores de tornillo de igual capacidad trabajando en paralelo, si la carga total del sistema es menor del 65 – 70 %, la carga debe dividirse por igual entre ambos compresores. Para cargas superiores al 65 – 70 %, se debe trabajar a plena carga uno de los compresores y el otro llevar el balance de acuerdo a la demanda. En el caso de dos compresores de tornillo de diferente capacidad, considerando que la eficiencia de los mismos se deteriora marcadamente a cargas por debajo del 50 %, debe tratarse de evitar que alguno de los compresores trabaje por debajo del 70 % de su capacidad. De este modo, para cargas intermedias, el compresor más pequeño debe trabajarse a plena carga, mientras que a grandes cargas debe ponerse el compresor mayor a plena capacidad.

## **RECUPERACIÓN DEL CALOR DE CONDENSACIÓN**

Otra área de oportunidad para incrementar la eficiencia de un sistema de refrigeración industrial está en la recuperación del calor de condensación, el cual es igual a la carga frigorífica más el trabajo de compresión.

La recuperación de calor se puede realizar directamente en los condensadores enfriados por agua, o también instalando un intercambiador de calor entre la descarga del compresor y el condensador evaporativo.

El calor recuperado se puede utilizar en algunos consumidores de calor a baja temperatura, como pudieran ser el calentamiento de envases, la calefacción de edificios, o agua caliente para servicios o para algún proceso en particular.

- Chequear el sobrecalentamiento del gas en la succión de los compresores alternativos. No deberán permitirse valores superiores a los 25 °F, en el caso contrario solicitar a un técnico su corrección, lo cual se logra a través del ajuste de la válvula de expansión termoestática. Chequear que la tubería de succión se encuentre aislada correctamente, en caso contrario pudiera tener repercusión en la magnitud del citado sobrecalentamiento del gas en la succión de los compresores.

## **PARTICULARIDADES DEL AHORRO DE ENERGIA EN LOS DIFERENTES SISTEMAS DE CLIMATIZACION**

- **Sistemas que utilizan unidades de ventana**

La principal posibilidad de ahorro de energía en estos sistemas se anula cuando se permite el drenaje libre del agua resultado del proceso de deshumidificación del aire, ya

que cuando es taponeado el orificio de drenaje, el ventilador permite el rociado de la misma contra la superficie del condensador, aprovechando las ventajas del efecto de evaporación de la misma y logrando así la disminución de la presión de condensación con el consiguiente aumento del COP.

Es de especial interés también, mantener la limpieza de los filtros así como de las superficies de intercambio de calor del evaporador y condensador. En caso contrario aparecerán sobreconsumos. Es importante revisar estado de los ventiladores y en especial de la lubricación de sus rodamientos. Téngase en cuenta que en este caso es el propio usuario el que administra la energía mediante el ajuste del termostato.

- **Sistemas que utilizan acondicionadores split piso-techo, consolas, split cassette o similares**

Especial revisión deberá hacerse de las condiciones de ventilación de las unidades de condensación, pues suelen ser utilizadas estas unidades en la actualidad para acondicionar muchos espacios no concebidos para ello de acuerdo a la época en que fueron proyectados, apareciendo por lo general su explotación bajo condiciones de mala ventilación. Deberá realizarse la corrección de tales condiciones de explotación. En muchos casos aparecen disposiciones arbitrarias de rechazo de calor en locales interiores, los cuales en caso de imposibilidad de corrección total deberán ser mejorados al menos por la vía de la ventilación forzada y por supuesto con costos energéticos inferiores a los casos de alta presión de condensación por mala ventilación.

Es aplicable también en este caso todo lo referente a filtros, estado de limpieza de las superficies de intercambio de calor y ventiladores.

Aparece ahora una mayor posibilidad de ahorro a través del control de la temperatura del espacio, tal vez se requiera de instruir al personal de la importancia del ajuste del termostato.

- **Sistemas todo aire**

En aquellos sistemas donde se distribuya aire por conductos a los locales, ya sea los grandes sistemas "todo aire", o los sistemas por conductos y baterías de expansión directa, se deberá velar especialmente por la limpieza de los filtros tanto en los sistemas de toma de aire exterior, como de impulsión y retorno, el incremento de la caída de presión en los mismos trae consigo sobreconsumos de energía eléctrica importantes. Todo lo ya mencionado con relación a los ventiladores es también aplicable.

En el caso de los sistemas con toma de aire exterior deberá chequearse el ajuste de la compuerta en el conducto de aire exterior de acuerdo a la exigencia de ventilación para la instalación en cuestión, y solo deberá corregirse en caso de excesos, pues es una mala práctica ahorrar energía a expensas de la limitación de aire exterior por debajo de los requerimientos.

- **Sistemas todo agua**

Se identifican bajo este término aquellas instalaciones donde se distribuye agua fría a las distintas dependencias a partir de enfriar agua en equipos centralizados que reciben el nombre de chillers, y se usan como unidades terminales los llamados fan-coils o unidades manejadoras de aire.

En el caso de las unidades terminales ya sea por fan-coils o manejadoras de aire es aplicable también en este caso todo lo referente a limpieza de filtro y comprobación del estado de los ventiladores y la lubricación de sus cojinetes.

Especial interés se deberá prestar al funcionamiento de los chillers. Las instalaciones más modernas, tienen concebida la explotación eficiente de los mismos lo cual se logra a través de la regulación automática de la capacidad mediante el uso de un microprocesador. Se deberá determinar en primer lugar si la programación permite el trabajo a cargas parciales y esta se ejecuta de manera adecuada, en caso contrario se requiere de corrección.

Existen oportunidades de ahorro importantes mediante la aplicación de estrategias operacionales de ajuste de la temperatura del agua helada y la capacidad en operación de acuerdo a las condiciones climáticas sin afectar el confort en los locales climatizados.

Se puede utilizar también un economizador para reducir significativamente el consumo de energía cuando la temperatura exterior es baja, el cual consiste en un serpentín por el que circula agua directamente de la torre de enfriamiento y con ella se logra el enfriamiento necesario del aire al local.

La regulación del flujo de agua helada en función de la carga frigorífica mediante variación de velocidad de las bombas constituye otra importante posibilidad de reducir el consumo en estos sistemas.

En la actualidad es posible encontrar en el mercado instalaciones de este tipo realmente muy eficientes, con la sustitución incluso de la conocida válvula de expansión termostática por una válvula de expansión eléctrica, que permite una regulación muy precisa de la capacidad y es asistida por el microprocesador. Tal equipamiento está concebido por el fabricante con el objetivo primario del ahorro de energía.

## **ACUMULACIÓN DE FRÍO**

El almacenamiento de frío puede constituir una alternativa para reducir los costos energéticos y de inversión en aquellos sistemas de refrigeración y climatización con una demanda variable durante el día. Esta técnica, que se ha aplicado prácticamente desde los inicios de la refrigeración industrial, permite reducir la capacidad instalada, con la consiguiente disminución de los costos fijos, así como reducir la demanda máxima y el

consumo de energía en los horarios de mayor costo de la electricidad, con la correspondiente disminución de la facturación eléctrica.

El principio de este método es trabajar los equipos a mayor carga durante los horarios base o intermedios, acumulando frío durante ellos, el que será utilizado en los horarios punta.

En los sistemas de refrigeración se pueden utilizar tres métodos fundamentales para el almacenamiento de frío:

1. Almacenamiento de agua helada.
2. Almacenamiento de hielo.
3. Almacenamiento de salmuera.

En los sistemas de acondicionamiento de aire se puede utilizar el pre-enfriamiento de los locales, aprovechando los horarios de menor costo de la electricidad, lo cual es también una modalidad del almacenamiento de frío.

En resumen, el almacenamiento de frío posibilita:

1. Reducir la capacidad instalada y los costos fijos.
2. Reducir el cargo por demanda máxima.
3. Reducir el costo promedio de la energía eléctrica (costo del kWh).



# **LA COGENERACION Y EL AHORRO DE ENERGIA**

**Dr. Aníbal Borroto Nordelo  
Dr. Marcos de Armas Teyra**

## CONCEPTOS BASICOS Y FILOSOFIA DE LA COGENERACION

La cogeneración es la producción secuencial de energía eléctrica o mecánica y de energía térmica útil, a partir de la misma fuente primaria. Cuando la energía para producir la electricidad o el trabajo mecánico se extrae de una corriente de energía térmica anterior a un proceso, el esquema se conoce como Sistema Superior ("topping cycles"). Inversamente, cuando la electricidad o la energía mecánica se extraen de la corriente térmica proveniente de un proceso, el esquema se conoce como Sistema Inferior ("bottoming cycles").

La cogeneración posee varias ventajas importantes con respecto a la producción separada de calor y electricidad. La energía se utiliza más eficientemente, tanto en términos de la Primera Ley de la Termodinámica como de la Segunda Ley. Se obtiene una reducción en el consumo total de energía primaria, con la consiguiente reducción del impacto ambiental. Para la empresa, si bien consumirá entre un 5 y 10 % más de energía primaria, la diferencia entre el precio de la electricidad y el combustible por unidad energética, representará un importante ahorro económico. La cogeneración posibilita además, flexibilidad en el uso de combustibles, mejora la seguridad del suministro de energía, y favorece el desarrollo de regiones alejadas de las redes de suministro eléctrico.

Las tecnologías de cogeneración son aplicables a una amplia gama de sectores industriales e instalaciones, en las que se utiliza calor de proceso, y las tecnologías necesarias para su aplicación están técnicamente desarrolladas y disponibles comercialmente.

La cogeneración es un termino relativamente nuevo, pero sin embargo el concepto que describe el proceso data de más de cien años. Se ha dicho que la palabra Cogeneración fue acuñada por el Presidente de los Estados Unidos, James Carter, quien en su mensaje del 20 de abril de 1977 sobre energía, la definió como la producción de electricidad y otras formas de energía útil (tales como calor o vapor de proceso) en la misma instalación.

La tecnología necesaria para una cogeneración económica está disponible, es una tecnología suficientemente madura. En las pasadas décadas las barreras han sido fundamentalmente institucionales, los que han sido determinantes en su bajo nivel de aplicación en la actualidad.

## ESQUEMAS BÁSICOS DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN

De acuerdo al orden o posición relativa de la generación de energía eléctrica y térmica se clasifican en:

- **Sistemas superiores**, en los cuales la energía primaria se emplea para obtener un fluido a alta temperatura, con el que se genera energía mecánica y/o

eléctrica, y luego el calor residual se utiliza en un proceso. Estos sistemas son típicos en la industria del papel, petróleo, textil, alimentos, azúcar, etc.

- **Sistemas inferiores**, en los que la energía primaria se convierte en calor de proceso, y a partir del calor residual del mismo es que se produce energía mecánica y/o eléctrica. Este tipo de sistema es utilizado en la industria del cemento, del vidrio, del acero, etc.

**Figura 4.1. Eficiencia en la utilización del combustible en una Central Termoeléctrica y en una Planta de Cogeneración**

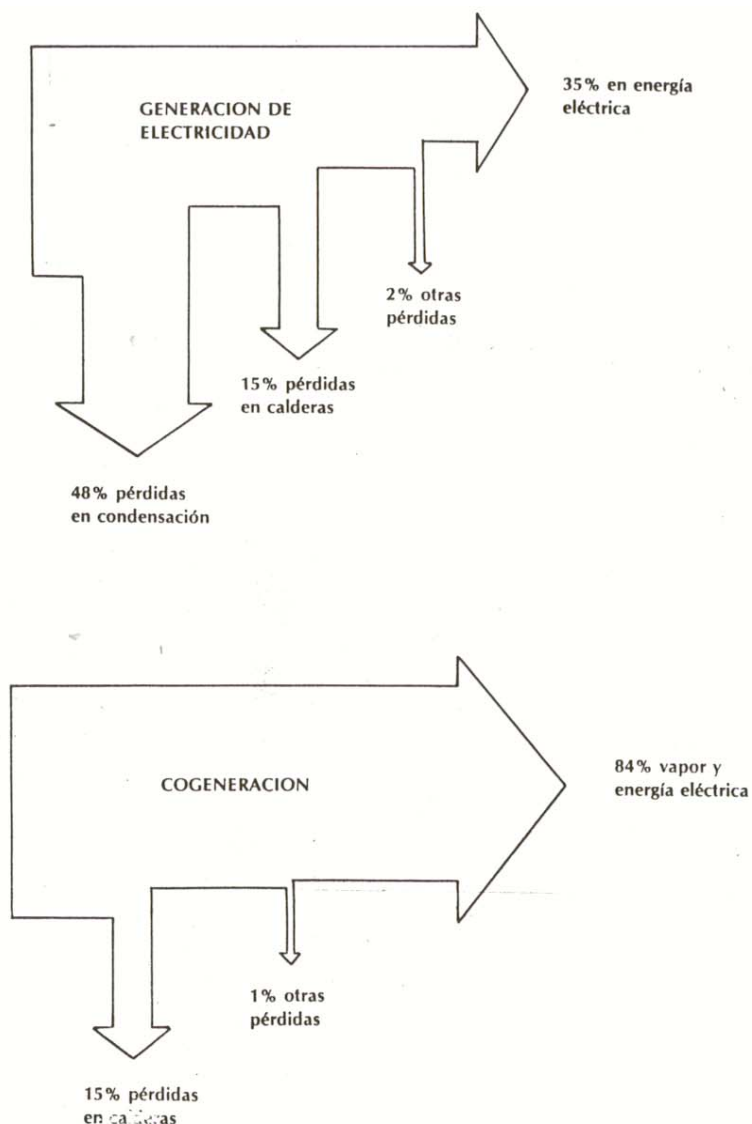


Tabla 4.1. Elementos de un Sistema de Cogeneración.

<b>ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE COGENERACIÓN</b>	Fuente de Energía	Gas Natural Petróleo Carbón Biomasa, otros.
	Motor Primario	Turbina de Vapor Turbina de Gas Motor de Combustión Interna
	Sistema de Aprovechamiento de Energía Mecánica	Compresores Bombas Generadores Eléctricos
	Sistema de Aprovechamiento de Calor	Caldera Convencional Caldera Recuperadora Hornos y Secadores Intercambiadores de Calor

Tabla 4.2. Clasificación de los sistemas de cogeneración de acuerdo al motor primario.

<b>SISTEMAS DE COGENERACIÓN</b>	Turbinas de Vapor	Contrapresión Extracción – Contrapresión Extracción – Condensación Condensación Presión Mixta		
	Turbinas de Gas	Tipo de Fabricación	Industriales Aeroderivadas	Regenerativo Interenfriamiento
		Tipo de Ciclo	Ciclo Brayton Ciclo Brayton modificado Ciclo Cheng (Inyectados con Vapor)	
	Motores de Combustión Interna	Tipo de Ciclo	Otto	2 Tiempos
		Velocidad	Diesel	4 Tiempos
		Tipo Aspiración	Baja Velocidad Alta Velocidad Natural Sobrecargado Turbocargado	

## EVOLUCION, DESARROLLO ACTUAL Y PERSPECTIVAS DE LA COGENERACIÓN A NIVEL MUNDIAL Y REGIONAL

El término **cogeneración** es relativamente nuevo, no así la producción combinada de potencia y calor que data de inicios del presente siglo. Los europeos, que fueron los pioneros en la utilización de esta forma de producción de energía, la usaban desde finales del siglo pasado.

A principios de siglo los sistemas de cogeneración, producían más del 50% de la energía demandada por la industria. Sin embargo, este porcentaje cayó al 15% en los años 50 y hasta menos del 5 en la década de los 70.

A partir del desarrollo de la producción de electricidad y la expansión de las redes eléctricas en los años de 1920, el uso de la cogeneración comenzó a declinar. Las compañías eléctricas suministraban un servicio más barato y muy confiable. Otros factores contribuyeron a reducir el empleo de la cogeneración tales como el aumento de legislaciones restrictivas sobre la generación de electricidad, las políticas de las compañías eléctricas para desestimular la autogeneración, el bajo costo de la energía, representando un porcentaje decreciente de los costos totales, así como los avances tecnológicos en la fabricación de calderas compactas.

La importancia y el uso de la cogeneración fue disminuyendo debido a:

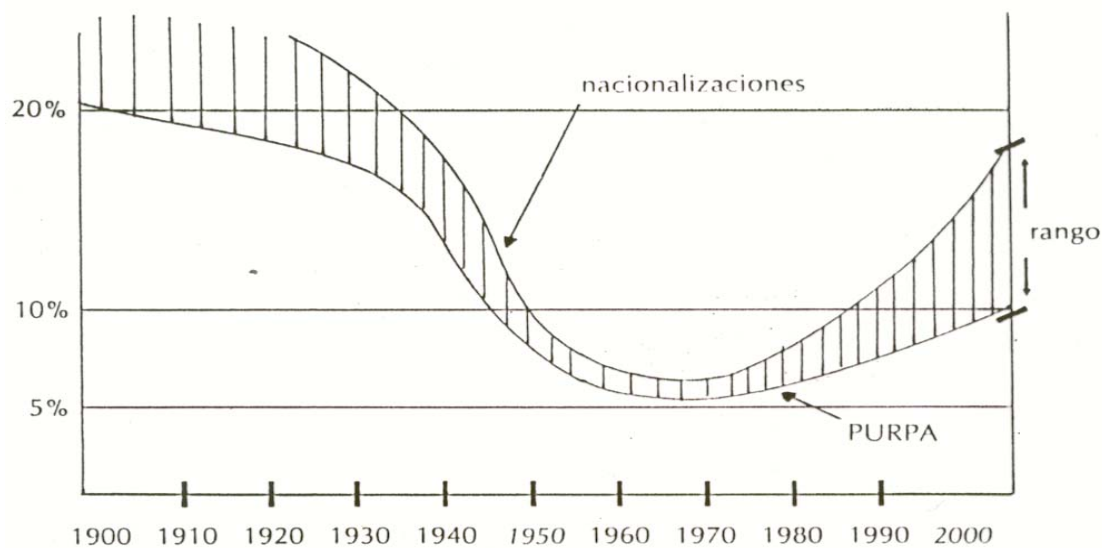
- Extensión de las redes eléctricas
- Bajos costos de la energía primaria
- Tarifas eléctricas subsidiadas
- Oposición de las compañías eléctricas nacionales.

En los años 40 cerca del 20 % de la electricidad en los Estados Unidos era producida en plantas de cogeneración, mientras que a mediados de los 70 esta tasa era solo del 5 %.

A partir de finales de la década de los 70, ésta tecnología resurge debido a:

- Alza de los precios de los combustibles y encarecimiento de la energía eléctrica producida en centrales térmicas.
- Manifestaciones cada vez más evidentes y graves de los impactos ambientales de la producción y uso de la energía.

El cambio en el panorama energético que se produce a partir de la década de los 70, revive el interés de la industria en la cogeneración como una fuente estable de electricidad más barata. Este interés se extiende al sector de los servicios, apareciendo el concepto de la trigeneración como vía para adecuar la relación calor/electricidad a los rangos viables para sistemas de cogeneración.



Fuente = RCG/Hagler, Bailly, Inc.

**Figura 4.2. Evolución de la Cogeneración como porcentaje de plantas eléctricas nuevas**

En los años 80 recibe el uso de la cogeneración un impulso adicional, dado por:

- Nuevas legislaciones en algunos países
- Desarrollos tecnológicos:
  - ◆ Incremento de eficiencia de las turbinas de gas (de 15-20% a 35%). Nuevos materiales, Mejoras en los ciclos.
  - ◆ Introducción de turbinas aeroderivadas.
  - ◆ Desarrollo de calderas recuperadoras.
  - ◆ Inicio de tecnología de gasificación.
  - ◆ Ciclo Combinado Vapor-Gas.
  - ◆ Sistemas de cogeneración tipo paquete.
  - ◆ Motores de combustión interna más eficientes (40%).

En E.U. la cogeneración representó el 4.6% de la generación de electricidad en 1991, el 9.5% en 1999, y se pronostica que este porcentaje se duplicará en el año 2010.

Otros países que se destacan en el campo de la cogeneración:

**Holanda:** Produce aproximadamente el 15% de la electricidad en plantas de cogeneración.

**España:** Produce el 6.1% en plantas de cogeneración. Hasta el año 2000 instalará cerca de 1000 MW adicionales en sistemas de cogeneración. (15% del total de potencia adicional a instalar) (Experiencia. IDAE en esquemas de Financiamiento).

**México:** En México se realizó en 1995 un estudio del potencial de cogeneración global en el País. Los resultados de este estudio señalan que el potencial de cogeneración en la industria es de 9750 MWe, de ellos en PEMEX 3026 MWe, 773 MWe en el sector comercial, para un total nacional de 14 229 MWe, lo que significa un ahorro potencial de 114.4 millones de barriles de petróleo por año. Se han promulgado legislaciones que promueven la cogeneración, y se ha desarrollado un amplio programa de divulgación, capacitación y proyectos pilotos demostrativos

## **MARCO LEGAL Y BARRERAS PARA LA COGENERACIÓN. EXPERIENCIAS INTERNACIONALES.**

- ♦ La mayor eficiencia de los procesos de cogeneración ha provocado su crecimiento en todo el mundo.
- ♦ Su desarrollo se ha visto favorecido particularmente en aquellos países que han establecido un marco legal favorable, claro y consistente.

Por ejemplo, en los Estados Unidos se promulgó en 1978 una ley, la “Public Utility Regulatory Policies Act.” (PURPA), la cual:

- Obligó las compañías de electricidad a comprar a las instalaciones de cogeneración antes de expandir su capacidad generadora.
- Estableció una política de precios sobre la base del costo evitado.
- Consideró la cogeneración como industria prioritaria para el uso del gas.

Hoy en día la necesidad imperiosa de reducir las emisiones de gases de invernadero, el desarrollo de nuevas tecnologías de producción de energía a pequeña escala y las ventajas y tendencias hacia la generación distribuida, están dando un fuerte impulso a los sistemas de cogeneración.

## **BARRERAS QUE SE OPONEN AL DESARROLLO DE LA COGENERACIÓN**

### **• BARRERAS ECONÓMICAS**

- ♦ Bajos costos de la electricidad (subsidiada aun en algunos casos) como para hacer la inversión atractiva.
- ♦ Altos cargos de las empresas eléctricas para el servicio de respaldo (back-up).
- ♦ Las inversiones en sistemas de cogeneración no están relacionadas con los objetivos productivos principales de la empresa
- ♦ Bajos precios pagados por las empresas eléctricas por la electricidad que compran
- ♦ Irregularidades en los pagos de las empresas eléctricas (sobre todo en las empresas estatales)

### **• BARRERAS INSTITUCIONALES**

#### **— Del lado de la empresa industrial:**

- ♦ Tecnología no familiar
- ♦ Equipos diferentes para ser operados y mantenidos

- ◆ Temor que la producción de energía produzca presiones sobre el proceso productivo principal.
- ◆ Temor a que problemas en el suministro de energía afecten la producción
- ◆ Rechazo a vender potencia bajo las regulaciones vigentes.

— **Del lado de las Empresas Eléctricas:**

- ◆ Las empresas eléctricas se consideran monopolios energéticos
- ◆ Temor a que se complique la operación del sistema eléctrico
- ◆ Temor a que inestabilidad, en la operación de las plantas afecte la operación del sistema.
- ◆ Tendencia a considerar a la cogeneración como potencia no firme y por lo tanto de bajo valor.

• **BARRERAS TÉCNICAS**

- ◆ Las demandas de vapor del proceso pueden variar ampliamente y causar inestabilidad en el trabajo de los turbogeneradores.
- ◆ Las calderas deben operar a mayor presión y requieren mayor disciplina tecnológica de operación y mejor tratamiento de agua.
- ◆ El condensado retornado de procesos frecuentemente se contamina.
- ◆ El equipamiento en la planta de cogeneración debe estar diseñado para un mayor nivel de fiabilidad.

En la Región de **América Latina y el Caribe** las principales barreras que se oponen a la Cogeneración son:

1. Insuficiente legislación y reglamentación de parte de los gobiernos.
2. La comercialización de la energía eléctrica no se hace en condiciones justas.
3. No se logra una negociación de contratos a largo plazo para garantizar la amortización del sistema de cogeneración en el tiempo esperado.
4. No existe la posibilidad de obtener un adecuado financiamiento para la compra del paquete de cogeneración.
5. Alta dependencia del extranjero para la adquisición de equipos de cogeneración.
6. Poca experiencia nacional en cuanto al manejo de la tecnología involucrada.

## **PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS DE LOS DIFERENTES ESQUEMAS DE COGENERACION**

### **Cogeneración con Turbinas de Vapor**

- Es el esquema más conocido y utilizado hasta el momento en aquellas industrias que consumen vapor de baja presión.
- Los esquemas con turbinas de vapor dominan aun el mercado en aplicaciones de gran potencia. Usualmente representan una opción competitiva para potencias mayores de 10 MW, aunque se utilizan desde 3 MW en adelante.
- No resultan convenientes en procesos que requieren vapor de altos parámetros o



- gases calientes a elevada temperatura para secado directo.
- Los esquemas con turbinas de contrapresión poseen una alta relación calor/electricidad y presentan una estrecha dependencia entre la potencia generada y el calor demandado por el proceso.
  - Los costos unitarios de la potencia instalada son altos y aumentan rápidamente a capacidades bajas.
  - Los esquemas con turbinas de vapor pueden aprovechar en ocasiones las calderas existentes, aumentando su presión de trabajo y reduciendo la inversión inicial necesaria.
  - Se facilita en estos esquemas la producción de vapor de proceso a diferentes presiones.
  - Pueden utilizar toda la gama de combustibles disponibles, en particular combustibles residuales y de bajo costo.
  - El tiempo de construcción y puesta en marcha es elevado.
  - Tienen una alta seguridad de operación y una larga vida útil.
  - Los esquemas con turbinas de extracción condensación permiten aumentar la relación potencia/calor, tienen una alta flexibilidad de operación y de ajuste de la relación potencia/calor, pero su costo es mayor y requieren volúmenes considerables de agua de enfriamiento.

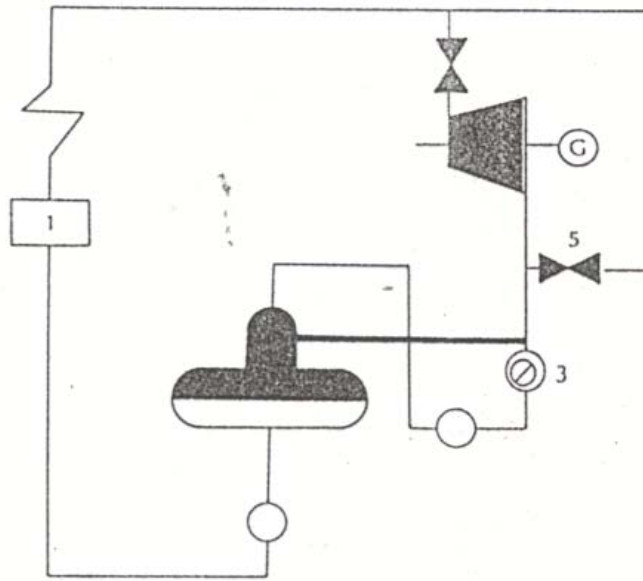
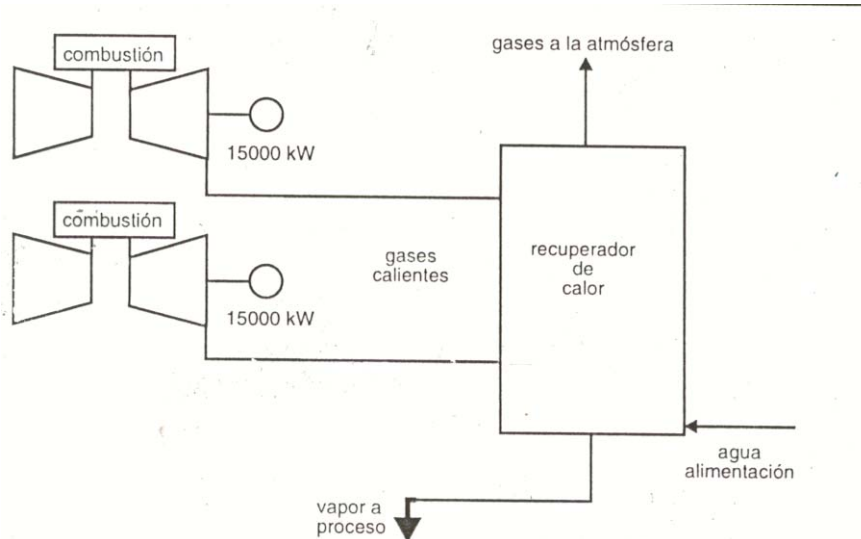


Figura 4.3. Esquema de Cogeneración con Turbina de Vapor de Contrapresión

### Cogeneración con Turbinas de Gas.

- El gran desarrollo tecnológico que han tenido las turbinas de gas en los últimos tiempos ha influido en el creciente uso de estos equipos como motores primarios en sistemas de cogeneración.

- Los gases de escape de las turbinas de gas son limpios, poseen una temperatura del orden de los 500 a 650 °C y un contenido de oxígeno libre entre el 15 y el 17 %. Los mismos pueden ser utilizados directamente en procesos o para la producción de vapor en calderas recuperadoras. El empleo de quemadores de postcombustión en las calderas posibilita aumentar la relación calor/electricidad, así como proporciona una gran flexibilidad para ajustar la misma a las variaciones de demanda del proceso.
- Los esquemas con turbinas de gas son relativamente simples, requieren poco espacio, su costo es bajo, su instalación es rápida y se ponen en servicio en corto tiempo.
- Se pueden aplicar en potencias desde 500 KW hasta más de 100 MW.
- Los esquemas con turbinas de gas están limitados en cuanto al combustible a utilizar, por cuanto los gases de combustión circulan directamente a través de la turbina.
- Su vida útil es relativamente baja y requieren de un mantenimiento especializado.
- Su capacidad se afecta significativamente con la altitud de la instalación.
- Presentan baja eficiencia a cargas parciales.
- Los esquemas con turbinas de gas inyectadas con vapor (Ciclo CHENG) permiten incrementar la potencia, mejorar el rendimiento a cargas parciales, mayor flexibilidad en el ajuste de la relación calor/electricidad y una disminución en el impacto ambiental (NOx).



**Figura 4.4. Esquema de Cogeneración con Turbina de Gas**

### **Cogeneración con Esquemas de Ciclo Combinado**

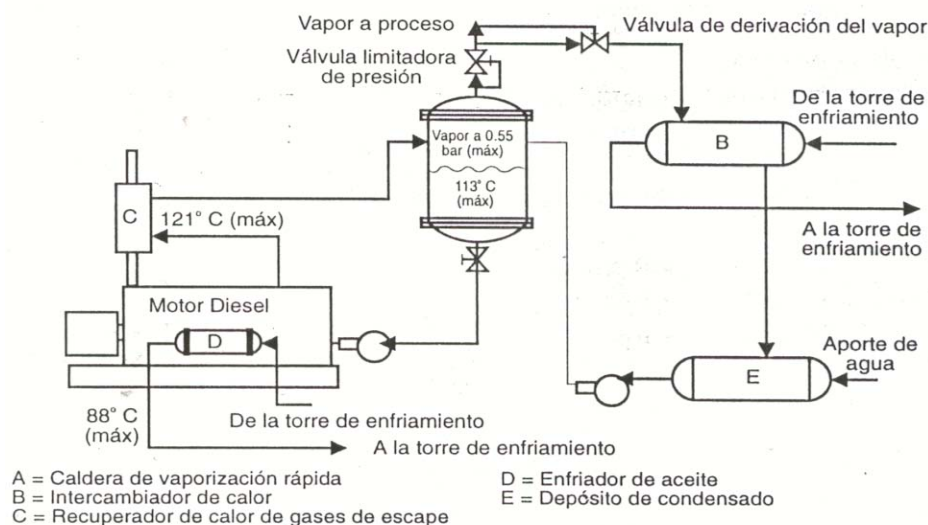
- Estos esquemas emplean turbinas de gas y turbinas de vapor. La variante más utilizada es utilizar los gases de escape de la turbina de gas para generar vapor en una caldera recuperadora (con o sin postcombustión) y el vapor generado utilizarlo

para el accionamiento de la turbina de vapor, enviando el vapor de extracciones y/o de escape de esta al proceso para suplir la demanda de calor.

- Su eficiencia es muy alta.
- Tienen un mediano costo de inversión.
- Poseen una alta relación potencia/calor
- Tienen una gran flexibilidad de operación para ajustarse a las variaciones de demanda de potencia y calor.
- Están limitados en cuanto al combustible a utilizar, al igual que los esquemas con turbinas de gas de ciclo simple.

### Cogeneración con Motores de Combustión Interna.

- Se aplican fundamentalmente en instalaciones de baja capacidad. Se producen desde 15 KW de potencia hasta cerca 20 MW.
- Tienen una alta eficiencia (hasta 40 % ), la cual se mantiene aceptablemente a cargas parciales.
- Su costo de inversión es relativamente bajo, requieren poco espacio, su instalación es sencilla y se ponen en marcha en corto tiempo.
- La relación calor/electricidad es baja. La energía térmica producida es de bajo potencial ( agua caliente o vapor saturado de baja presión).
- La energía térmica recuperable está dispersa ( gases, agua de enfriamiento y aceite).
- Se producen en forma de módulos compactos o paquetes de cogeneración en potencias desde 6 KW hasta 1 MW.



**Figura 4.5. Esquema de cogeneración con Motor de Combustión Interna**

## RENDIMIENTOS DE LOS SISTEMAS DE COGENERACIÓN

### Rendimiento Global del Sistema de Cogeneración (Eficiencia Energética)

$$\eta_{gcg} = \frac{E_{cg} + Q_{cg}}{EP_{cg}}$$

$E_{cg}$  – Energía eléctrica generada

$Q_{cg}$  – Calor cogenerado

$EP_{cg}$  – Energía primaria consumida por el sistema.

### Rendimiento Ponderado (precios)

$$\eta_{pcg} = \frac{E_{cg} \cdot P_e + Q_{cg} \cdot P_q}{EP_{cg} \cdot P_{EP}}$$

### Rendimiento Exergético

$$\eta_{EXcg} = \frac{E_E + E_q}{E_{EP}}$$

### Rendimiento en la Producción de Energía Eléctrica

$$\eta_{Ncg} = \frac{E_{cg}}{EP_{cg}}$$

### Rendimiento Neto en la Producción de Energía Eléctrica

$$\eta_{cg} = \frac{E_{cg}}{EP_{cg} - \frac{Q_{cg}}{\eta_q}}$$

### Eficiencia Tipo PURPA

$$\eta_{PURPA} = \frac{E_{cg} + \frac{Q_{cg}}{2}}{EP_{cg}} * 100$$

Para calificar y convertirse en  $Q_F$  – Qualified Facility

$\eta_{PURPA} > 42.5 \%$  para ciclos “Topping”

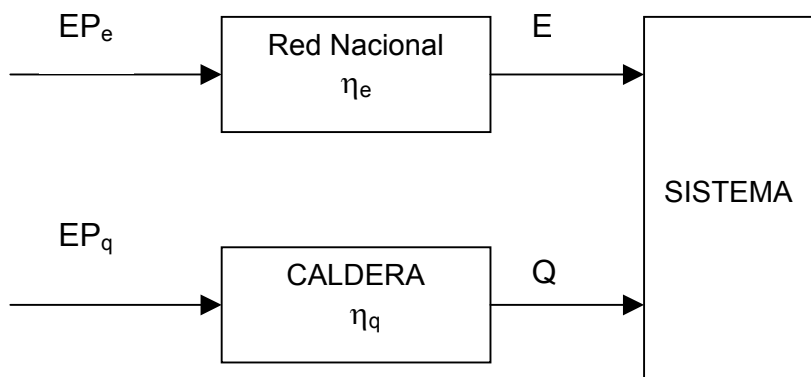
$\eta_{PURPA} > 45\%$  para ciclos “Bottoming”

### Índice de calor neto (Net Heat Rate)

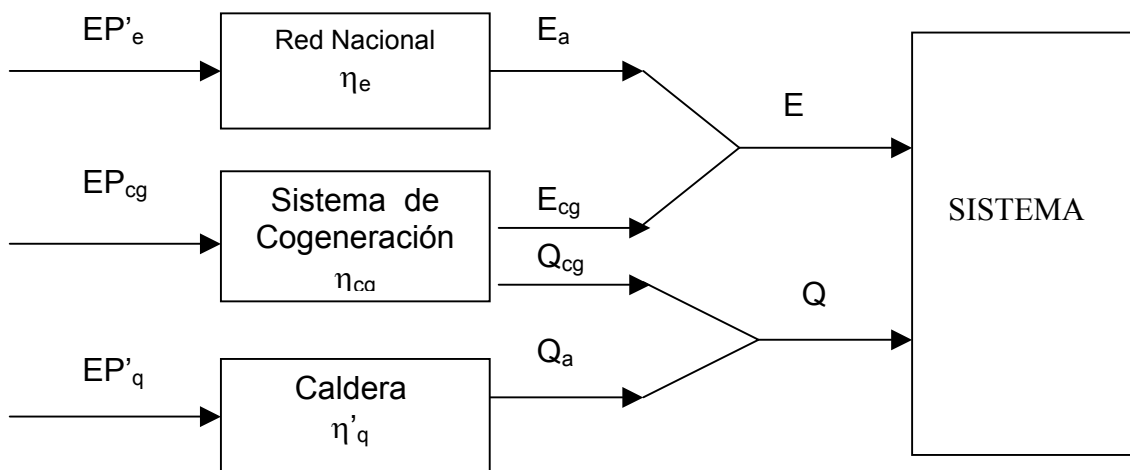
$$ICN = \frac{EP_{cg} - \frac{Q_{cg}}{\eta_{gv}}}{E_{cg}} \quad \frac{Kcal}{Kw-h} \left( \frac{BTU}{Kw-h} \right)$$

**Indice de calor/electricidad (Power to Heat Ratio)**

Motor Diesel	0.6 – 1.2	$KW_t / KW_e$
Turbina de Gas	2.3 – 4.8	$KW_t / KW_e$
Turbina de Vapor (contrapresión)	> 4	$KW_t / KW_e$

**CALCULO DEL AHORRO ENERGETICO****AHORRO ENERGÉTICO SIN EXCEDENTES DE ENERGÍA COGENERADA**

$$EP_{SCG} = EP_E + EP_q = \frac{E}{\eta_e} + \frac{Q}{\eta_q}$$



$$EP_{cgc} = EP'_e + EP_{cg} + EP'_q = \frac{E_a}{\eta_e} + \frac{E_{cg}}{\eta_{cg}} + \frac{Q_a}{\eta'_q}$$

$$E_a = E - E_{cg}$$

$$Q_a = Q - Q_{cg}$$

$$\eta_{cg} = \frac{E_{cg}}{EP_{cg}}$$

El ahorro de energía primaria será:

$$A_{ep} = EP_{scg} - EP_{ccg} = EP_e + EP_q - (EP'_e + EP_{cg} + EP'_q)$$

Introduciendo los conceptos de:

$$\text{Tasa de cobertura eléctrica } \Gamma_e = \frac{E_{cg}}{E}$$

$$\text{Tasa de cobertura térmica } \Gamma_q = \frac{Q_{cg}}{Q}$$

Se obtiene el ahorro de energía primaria y  $\eta'_q = \eta_q$

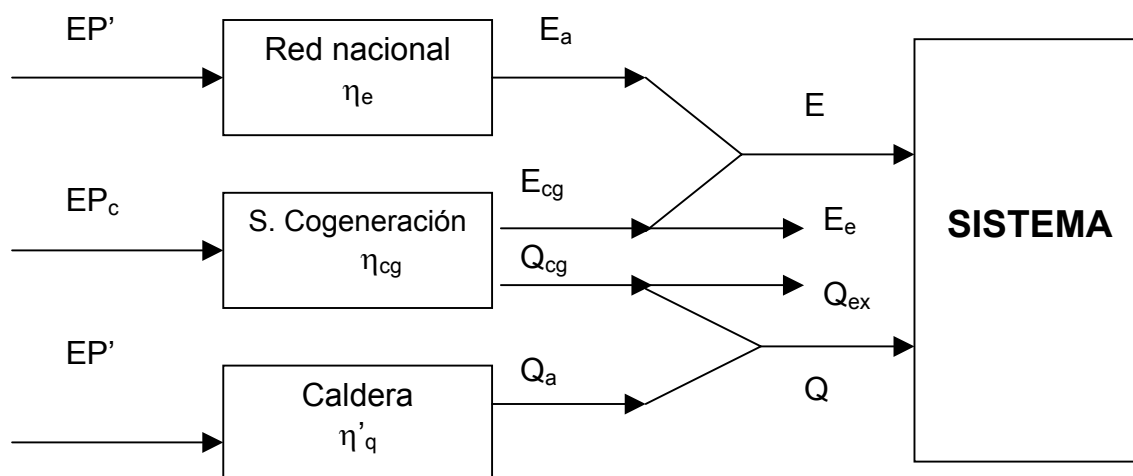
$$A_{ep} = E * \Gamma_e * \left[ \frac{1}{\eta_e} + \frac{R_{cg}}{\eta_q} - \frac{1}{\eta_{cg}} \right]$$

$$\text{siendo } R_{cg} = \frac{Q_{cg}}{E_{cg}}$$

de donde se deduce que para que haya ahorro energético (energía primaria)

$$\frac{1}{\eta_{cg}} < \frac{1}{\eta_e} + \frac{R_{cg}}{\eta_q}$$

## AHORRO ENERGETICO CON EXCEDENTES DE ENERGÍA COGENERADA



En este caso se obtiene un ahorro adicional de energía primaria debido a la energía exportada.

$$A'_{ep} = \frac{E_{ex}}{\eta_e} + \frac{Q_{ex}}{n''_q}$$

## CALCULO DEL AHORRO ECONOMICO

### AHORRO ECONÓMINO SIN EXCEDENTES DE ENERGÍA

Costo Sistema Convencional

$$C_{SC} = E * V_e + Q * V_q, \quad \$/\text{Año}$$

donde:  $V_e$  – costo electricidad comprada de la red,  $\$/\text{Kwhe}$ .

$V_q$  – Costo del calor útil,  $\$/\text{Kwht}$

Costo Sistema de Cogeneración.

$$C_{cg} = \underbrace{E_{cg} * V_{cg}}_{\text{Costo de la energía primaria para la Cogeneración}} + \underbrace{E_a * V'_e}_{\text{Costo de la energía eléctrica de apoyo}} + \underbrace{Q_a * V'_q}_{\text{Costo de la energía térmica de apoyo}} + \underbrace{E_{cg} * V_m}_{\text{Costo adicional de operación y mto.}}, \quad \$/\text{Año.}$$

## AHORRO ENERGÉTICO ANUAL

$$A_{ea} = C_{sc} - C_{cg}$$

## AHORRO ECONÓMICO CON EXCEDENTES DE ENERGÍA

$$A_{EA} = C_{SC} - C_{cg} + C_{ex}$$

$$C_{ex} = E_{ex} * V_e'' + Q_{ex} * q''$$

## TERMODINAMICA DE LAS PLANTAS DE COGENERACIÓN.

### Rendimientos Energéticos de los ciclos de Potencia y su relación con las plantas de Cogeneración.

En una máquina térmica la sustancia de trabajo describe un proceso cíclico; recibe calor de una fuente a mayor temperatura, produce trabajo y cede calor a una fuente a temperatura inferior. El rendimiento o eficiencia térmica del ciclo se define como:

$$\eta_t = \frac{W}{Q}$$

Donde:  $W \rightarrow$  Es el trabajo producido por el ciclo.

$Q \rightarrow$  Es el calor recibido de la fuente de calor.

El Rendimiento térmico es máximo para el Ciclo reversible de Carnot, el cual se calcula de la siguiente forma:

$$\eta_{tc} = 1 - \frac{T_0}{T}$$

Donde:  $T_0 \rightarrow$  Temperatura de la fuente fría (°K).

$T \rightarrow$  Temperatura de la fuente caliente (°K).

Sin embargo, en una planta de Cogeneración el objetivo principal no es la obtención de trabajo máximo, sino la producción secuencial o combinada de trabajo y calor útil. Por tanto, para las plantas de cogeneración el rendimiento térmico del ciclo de Carnot no puede desempeñar el mismo papel de patrón de referencia que desempeña para las plantas térmicas convencionales de potencia.

Las máquinas térmicas basan su funcionamiento en el calor que se produce a partir de la combustión de una sustancia combustible. El rendimiento del elemento donde se produce la combustión, el generador de vapor en una planta de vapor, o el combustor en una turbina de gas, se calcula de la siguiente forma:



$$\eta_b = \frac{Q}{mf \times PCI}$$

Donde: Q → Calor Producido [kJ/s ó kW]

mf → Gasto de Combustible [kg/s ó m<sup>3</sup>/s]

PCI → Poder calórico del combustible [kJ/kg].

De aquí, que el Rendimiento Global de una instalación de fuerza o potencia es:

$$\eta_g = \eta_t \times \eta_b = \frac{W}{Q} \times \frac{Q}{mf \times PCI} = \frac{W}{mf \times PCI}$$

Si se trata de una planta para la generación de electricidad, el rendimiento global se determina multiplicando la expresión anterior por los rendimientos mecánico  $[\eta_{mec}]$  y eléctrico  $[\eta_{elect}]$  del generador, y como resultado se obtiene:

$$\left[ \eta_g = \frac{W_{elect}}{mf \times PCI} \right]$$

Donde:  $W_{elect}$  → Energía Eléctrica producida. [kW]

### El Método del Análisis Exergético.

El Primer Principio de la Termodinámica establece la conservación de la energía en los procesos de transformación, pero no permite considerar la diferencia cualitativa entre diferentes formas de energía, ni establecer la dirección espontánea de los procesos termodinámicos.

Es el Segundo Principio de la Termodinámica el que da la idea de la diferente calidad de la energía; efectivamente, existen importantes diferencias cualitativas entre diferentes formas de energía, en particular, entre la energía térmica y el trabajo mecánico, que si bien son equivalentes bajo la luz del Primer Principio, la consideración es diferente bajo el prisma del Segundo Principio. Es este Segundo Principio el que pone en evidencia que el trabajo es una energía de mayor calidad que el calor, ya que el trabajo se puede convertir en calor totalmente, mientras que solo una parte del calor es convertible en trabajo.

Es por tanto, el Segundo Principio de la Termodinámica el que permite establecer distinciones entre los diferentes tipos de energía sobre la base de su calidad, así como la direccionalidad de los procesos espontáneos.

#### I. Distinción cualitativa.

La experiencia pone de manifiesto la diferencia cualitativa entre el calor y el trabajo como formas de energía en tránsito. Si bien el Primer Principio establece la

equivalencia entre los diferentes tipos de energía, el Segundo Principio limita la posibilidad de convertir todo el calor en una cantidad equivalente de trabajo.

Planck enuncia esta limitación así:

“No es posible construir una maquina térmica que operando cíclicamente produzca trabajo a partir de calor tomado de una fuente caliente sin transferir parte de este calor a una fuente fría” (Imposibilidad del móvil perpetuo de segunda especie).

Precisamente, la capacidad de producir trabajo es una medida de la calidad de la energía. De acuerdo a este criterio las formas de energía se pueden clasificar en energías de calidad superior, que son totalmente transformables en trabajo a través de procesos reversibles (electricidad, energía mecánica), y energías de calidad inferior, las que solo son parcialmente transformables en trabajo (energía interna, calor).

## **II. Direccionalidad.**

La direccionalidad de los procesos espontáneos se puede entender claramente por el hecho de que el calor pasa espontáneamente de un cuerpo de mayor temperatura a uno de menor temperatura, mientras que es imposible lograr el proceso inverso de forma espontánea.

Clausius enuncia esta limitación así:

“No es posible transferir calor de un cuerpo a otro de temperatura superior sin la intervención de un agente externo”.

En el Segundo Principio de la Termodinámica se da la idea de la diferencia calidad de la energía; efectivamente se manifiesta de diferentes formas (Energía Mecánica, Eléctrica, Calorífica, Interna, etc). Si son bien equivalentes bajo la luz del I Principio de la Termodinámica; la consideración es diferente si se tiene en cuenta la perspectivas del II Principio de la Termodinámica. Según éste el trabajo es una energía de mayor calidad que el calor, ya que el trabajo se puede convertir en calor totalmente, mientras que solo una parte del calor es convertible en trabajo. Esto prueba la no existencia del móvil perpetuo de Segunda especie (el resto es cedido a una fuente de menos temperatura). Lo ante expuesto fundamenta que existe una distinción entre los diferentes tipos de energía de acuerdo a su calidad, y que se pueda establecer su clasificación en función de la capacidad de esta energía de realizar trabajo.

## **Utilidad de la Segunda Ley de la Termodinámica.**

1. Proporciona los medios para evaluar la calidad de la energía.
2. Establece los criterios para determinar el funcionamiento ideal de los equipos.
3. Permite determinar la dirección de los procesos.
4. Establece los estados de equilibrio final para los procesos espontáneos.

## **Reversibilidad e Irreversibilidad.**

Un proceso reversible es aquel que transcurre a través de una serie de estados de

equilibrio interno, no existiendo fenómenos disipativos internos. Un proceso irreversible esta inevitablemente acompañado de un incremento de entropía en el sistema y el medio circundante, considerados en conjunto.

Hay dos grupos de procesos irreversibles:

- 1) Disipación directa de trabajo en energía interna del sistema.  
Ejemplo. El trabajo totalmente organizado es convertido en energía microscópica asociada con el movimiento de las moléculas.  
Ejemplo. Fricción en líquidos y sólidos, resistencia óhmica.
- 2) Procesos espontáneos no equilibrados. El sistema tiende a moverse de una manera no restringida del estado de no equilibrio al estado de equilibrio.  
Ejemplo Reacción química espontánea, difusión libre, expansión libre, equilibrio de temperatura.

### Calidad de la energía.

El criterio general de la calidad de la energía se establece a partir de su capacidad para transformarse en trabajo, y de aquí la consideración de formas de energía ordenadas o de alta calidad, y formas de energía desordenadas o de baja calidad.

Dado que la entropía refleja el grado de desorden de un sistema, esta propiedad determina en que grado una forma de energía desordenada puede ser convertida en una forma de energía ordenada.

### Clasificación de las formas de energía.

**Energía ordenada o de alta calidad.** Es totalmente transformable de una forma a otra. Por ejemplo: Energía potencial almacenada en campos gravitatorios, eléctricos, magnéticos, en un muelle perfectamente elástico, como energía de deformación. Energía cinética almacenada en volantes de rotación y en chorro no turbulento de un fluido ideal.

**Energía desordenada.** No es totalmente transformable en trabajo. El desorden de este tipo de energía está asociado a movimientos aleatorios de átomos y moléculas. Las formas mas características son la energía interna de la materia y la energía relativa al movimiento turbulento de un fluido.

Según la aptitud para realizar trabajo las energías se denominan:

1. De calidad Superior:
  - Energía Mecánica
  - Energía Eléctrica, etc.
2. De calidad Inferior:
  - Energía Interna

→ Energía Calorífica, etc.

### Concepto de exergía.

Cada tipo de energía puede considerarse constituido por dos partes: una íntegramente transformable en trabajo (para las energías de calidad superior es la única presente), y la parte restante es energía no transformable en trabajo. La parte transformable en trabajo es lo que se denomina **exergía**. En analogía con el término de exergía, se ha propuesto designar como **anergía** a la parte que no puede ser transformada en trabajo. Luego la exergía es una propiedad de los sistemas termodinámicos o flujos de energía que caracteriza la cantidad de trabajo que puede ser recibido por receptores externos de energía mediante la interacción reversible con el medio ambiente hasta el establecimiento del equilibrio completo.

El desequilibrio del sistema con el medio puede ser:

- Químico: diferencia de concentraciones.
- Mecánico: diferencia de presión
- Térmico: diferencia de temperatura.

La utilización de la exergía para el análisis de sistemas térmicos se realiza mediante los balances de exergía. Los balances de energía y exergía son balances similares: el Balance de exergía es expresión de la Ley de Conservación de la Energía, mientras que el Balance de exergía es expresión de la Ley de Degradación de la Energía.

### Energía y exergía:

- La energía depende solo de los parámetros de la sustancia o el flujo, mientras que la exergía depende, además, de los parámetros del medio.
- La energía siempre tiene un valor diferente de cero. La exergía se hace cero cuando el sistema alcanza el equilibrio con el medio.
- La energía siempre se conserva en cualquier tipo de proceso, solo se transforma, mientras que la exergía se destruye, desaparece total o parcialmente en los procesos irreversibles(reales).

### Exergía física en un volumen cerrado.

Al existir un desequilibrio térmico y mecánico del sistema dado con la atmósfera, del conjunto de ambos se puede obtener trabajo, y éste será máximo cuando el proceso sea reversible y cuando el estado final alcanzar en el sistema cerrado sea el estado muerto, cuando existe equilibrio térmico y mecánico con el ambiente.

La exergía física de un sistema cerrado en desequilibrio térmico y mecánico con el medio,  $e_v$ , será el trabajo máximo que puede obtenerse mediante un proceso reversible que termina en equilibrio térmico y mecánico con el medio (estado muerto).

$$e_v = U - U_0 - T_0(S - S_0) + P_0(V - V_0)$$

Donde:

$U, S, V$  – energía interna, entropía y volumen del sistema en el estado considerado.

$U_0, S_0, V_0$  - energía interna, entropía y volumen del medio.

$T_0, P_0$  – temperatura absoluta y presión del medio.

### Exergía física de flujo.

La exergía física de flujo,  $e_f$ , es el trabajo máximo que puede obtenerse al pasar el flujo estacionario de un sistema abierto del estado inicial al estado medio ambiental.

$$e_f = h - h_0 - T_0(S - S_0)$$

Donde:

$h, S$  – entalpía y entropía específicas a la entrada del sistema.

$h_0, S_0$  - entalpía y entropía específicas en el estado muerto.

$T_0$  – temperatura absoluta del medio.

### Exergía del flujo de calor.

Representa el trabajo máximo que se puede obtener de un flujo de calor. Se puede determinar para un flujo  $Q$  que se trasmite a una temperatura  $T$ , a partir del rendimiento de un Ciclo de Carnot que reciba el calor a esa temperatura y rechace calor al medio a la temperatura  $T_0$

$$e_q = Q \frac{T - T_0}{T}$$

donde :

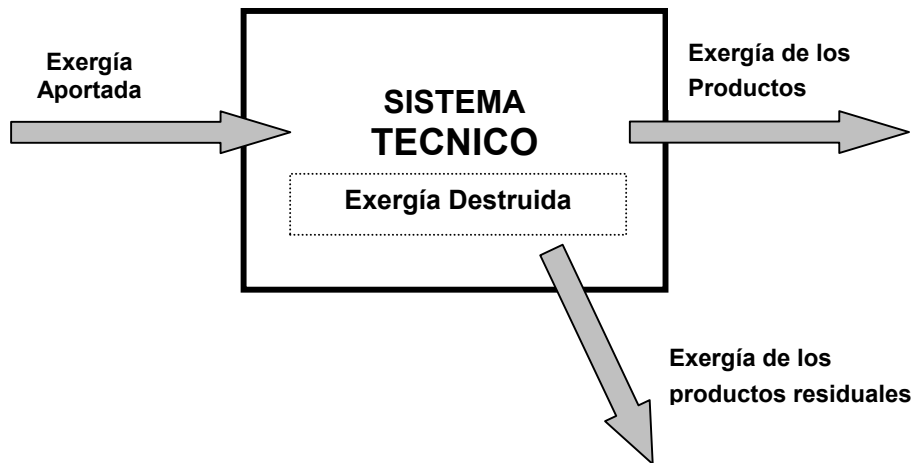
$$\frac{T - T_0}{T} \text{ es el rendimiento del Ciclo de Carnot trabajando entre } T \text{ y } T_0$$

### Análisis Exergético.

El análisis energético, basado en el Primer Principio de la Termodinámica, al no valorar la calidad de la energía, no permite detectar ni cuantificar las irreversibilidades internas, no permite preciar la energía por su calidad o valor de uso disponible, lo que impide valorar adecuadamente desde el punto de vista económico las pérdidas de energía y los proyectos de inversión para reducir los costes energéticos y determinar las mejores acciones para el perfeccionamiento de los procesos.

Particularmente, en el campo de la cogeneración, las conclusiones derivadas del análisis energético están limitadas por la no consideración de las diferencias en el valor del calor y la electricidad, dadas sus diferentes calidades. El método de análisis exergético constituye la base para la aplicación de los métodos termoeconómicos.

## Balance Exergético



Exergía aportada = Exergía productos + Pérdidas de Exergía

Pérdidas de Exergía = Exergía productos residuales + Exergía destruida

## Pérdidas Exergéticas.

Se deben a la exergía destruida por las irreversibilidades internas y a la exergía perdida en productos residuales descargados al medio circundante, también llamadas pérdidas externas de exergía.

- Las irreversibilidades internas están asociadas a:
  - Procesos de estrangulamiento.
  - Rozamiento y fricción fluida.
  - Mezclas a diferentes parámetros.
  - Transferencia de calor con diferencias de temperatura finita.
  - Pérdidas eléctricas.
- Las pérdidas externas están asociadas a los productos residuales descargados al medio, tales como:
  - Pérdidas de calor al medio a través de las paredes.
  - Descarga de productos de combustión al medio.
  - Efluentes térmicos o presurizados al medio.
  - Autoevaporación al medio.

## Rendimiento Exergético

La destrucción de la exergía, como la producción de entropía son medidas válidas de las irreversibilidades de un proceso; pero la utilización de la entropía hace difícil asignar un significado a las pérdidas por irreversibilidades. Por el contrario, el método exergético permite valorar directamente las pérdidas reales de un proceso, es decir

evalúa la disminución en el trabajo disponible de las fuentes energéticas utilizadas, como consecuencia de la realización del proceso considerado.

El Rendimiento Exergético de una instalación se define como:

$$\left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{Aportada} \end{matrix} \right\} = \left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{producida} \end{matrix} \right\} + \left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{Destruída} \end{matrix} \right\} + \left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{residual} \\ \text{Pérdida} \end{matrix} \right\}$$

La diferencia que existe entre la Exergía destruida y Exergía residual es que la destruida no puede ser utilizada o recuperada y la residual si puede ser utilizada posteriormente.

A partir de esta definición general, se pueden plantear diversas formas para expresar el rendimiento exergético de una instalación:

La primera forma se refiere a la mínima exergía requerida para realizar el proceso o conjunto de estos en relación con la exergía usada realmente.

$$\phi_1 = \frac{\left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{mínima} \end{matrix} \right\}}{\left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{aportada} \end{matrix} \right\}}$$

Esta da la medida que puede introducirse, al comparar procesos reales con los teóricos; pero como los procesos reales son en mayor o menor grado irreversibles, es evidente que esa exergía mínima es en realidad una meta inalcanzable.

Otra forma de definir la eficiencia exergética, es estableciendo la relación entre los productos y lo aportado al sistema:

$$\phi_2 = \frac{\left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{productos} \end{matrix} \right\}}{\left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{aportada} \end{matrix} \right\}} = 1 - \frac{\left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{destruida} \end{matrix} \right\} + \left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{pérdida} \end{matrix} \right\}}{\left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{aportada} \end{matrix} \right\}}$$

Es obvio que para aumentar la eficiencia Exergética de una instalación, no solo hay que disminuir las irreversibilidades, sino que los residuales o pérdidas sean también mínimas.

De la anterior expresión se deriva la siguiente fórmula para el cálculo del Rendimiento Exergético:

$$\phi_3 = \frac{\left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{productos} \end{matrix} \right\} + \left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{pérdida} \end{matrix} \right\}}{\left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{aportada} \end{matrix} \right\}} = 1 - \frac{\left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{destruida} \end{matrix} \right\}}{\left\{ \begin{matrix} \text{Exergía} \\ \text{aportada} \end{matrix} \right\}}$$

Estas expresiones difieren de las derivadas del Primer Principio de la Termodinámica; porque no solo tiene en cuenta en el numerador los productos útiles, sino que incluye todos los productos del proceso incluidas las pérdidas.

### **Criterios de Eficiencia Termodinámica de las plantas de Cogeneración.**

Anteriormente se expresó que el objetivo principal de una central convencional es producir electricidad con el máximo de rendimiento posible; pero que en una planta de Cogeneración el objetivo es satisfacer una demanda eléctrica y térmica con el mínimo de consumo de combustible. Por tanto, el rendimiento eléctrico no es el más adecuado para expresar su eficiencia. De aquí que se analicen desde otros puntos de vistas y se utilicen otros índices como el mostrado a continuación:

### **El Factor de Utilización de la Energía.**

Porter y Masnatanaich introdujeron el índice denominado Factor de Utilización de la Energía, FUE; el cual se define para una planta de cogeneración de ciclo abierto como:

$$FUE = \frac{W_e + Q_u}{Q}$$

Si se considera la totalidad de la planta, este índice es también aplicable para instalaciones con ciclo abiertos.

Pero este criterio del Factor de Utilización de la Energía no es un criterio de eficiencia totalmente satisfactorio, al asignar el mismo peso al trabajo, que es una energía superior, y al calor útil, que es una energía inferior en cuanto a su calidad. Este índice no considera que el valor del trabajo producido en una planta de Cogeneración es mayor que el del calor útil.

Para resolver esta limitación del FUE, se utiliza otro índice, que es el llamado Factor de Utilización de Energía Ponderado (FUEp).

En esencia, el concepto de FUEp tiene en cuenta las diferencias de estos precios antes mencionados o la diferencia de la calidad Termodinámica del trabajo y el calor útil.

Si el precio del trabajo es  $p_e \langle \text{pesos} / kWh \rangle$ , el precio del calor útil es  $p_q \langle \text{pesos} / kWh \rangle$  y el precio del combustible es  $p_f \langle \text{pesos} / kg \rangle$ , entonces el Factor de Utilización de Energía Ponderado es:



$$FUEp = \frac{(p_e \times W_e) + (p_q \times Q_u)}{(p_f \times F)} = \left[ \frac{p_e}{p_f} \right] \times \left[ \left( \frac{W_e}{F} \right) \times \left( \frac{p_q \times Q_u}{p_e \times F} \right) \right]$$

También puede expresarse este índice como sigue:

$$FUEp = \left[ \frac{p_e}{p_f} \right] \times \eta_{eq}$$

Donde:  $\eta_{eq} \rightarrow$  Es el rendimiento equivalente denominado así por Timmermans y se calcula de la siguiente forma:

$$\eta_{eq} = \left[ \frac{W_e}{F} \right] \times \left[ \frac{p_q \times Q_u}{p_e \times F} \right]$$

Este valor del Factor de Utilización de la Energía Ponderado constituye un intento de tener en cuenta el factor económico en la evaluación de estos tipos de instalaciones.

Otros de los índices usados en el análisis de las plantas de Cogeneración es el llamado rendimiento eléctrico "Artificial", que se define como el consumo de combustible atribuido a la producción de electricidad.

Si se considera que  $\eta_b$  es el rendimiento de una instalación convencional (ejemplo una caldera) para producir el calor útil  $\langle Q_u \rangle$ ; se puede considerar que siendo F el consumo de Energía procedente del combustible en la planta de Cogeneración el consumo atribuible a la electricidad producida es precisamente

$$F - \frac{Q_u}{\eta_b}$$

Entonces el rendimiento eléctrico artificial será:

$$\eta_a = \frac{W_e}{\left( F - \frac{Q_u}{\eta_b} \right)}$$

El inverso de esta ecuación o de este rendimiento eléctrico artificial representa el consumo específico de combustible en la planta de Cogeneración.

El **Ahorro de Combustible** es otros de los criterios que sirve para la evaluación de los sistemas de Cogeneración, el cual consiste en comparar el consumo de combustibles en la planta de Cogeneración con el que se requeriría para satisfacer esa misma demanda de electricidad y calor, si ambas fueran producidas de forma convencional en instalaciones independientes.

En comparación con una central de potencia convencional, de rendimiento eléctrico  $\eta_c$  y con una caldera de rendimiento  $\eta_b$ , el ahorro de combustible de una planta de cogeneración  $\Delta F$ , se puede determinar de la siguiente forma:

$$\Delta F = \left( \frac{Q_u}{\eta_b} \right) + \left( \frac{W_e}{\eta_c} \right) - F$$

Donde F es el consumo de combustible en la planta de Cogeneración equivalente.

Relacionado con esta expresión también se puede definir el denominado **Índice de Ahorro de Energía (IAE)**. Este es el ahorro de combustible  $\Delta F$  por unidad de energía requerida en la situación convencional.

$$IAE = \frac{\Delta F}{\left( \frac{Q_u}{\eta_b} \right) + \left( \frac{W_e}{\eta_c} \right)}$$

Siendo  $RCE = Q_u/W_e$  la relación calor – electricidad producida en la planta de Cogeneración, el IAE se puede también escribir en la forma siguiente.

$$IAE = 1 - \left[ \frac{\left( \frac{\eta_c}{\eta_e} \right)}{\left( 1 - \left( REC \times \left( \frac{\eta_c}{\eta_b} \right) \right) \right)} \right]$$

Este criterio de eficiencia es quizás el más útil de los que se han descrito hasta este momento y puede ser utilizado de forma directa en la valoración económica de las plantas de Cogeneración.

### Rendimiento Exergético de las instalaciones de Cogeneración

El trabajo y el Calor útil producido en una instalación de Cogeneración, aunque se expresan en las mismas unidades de energía no son de igual calidad. Entonces de la definición anteriormente expuesta en una planta de Cogeneración el rendimiento exergético es:

$$\Phi = \left[ \frac{W_e + B_u}{B_c} \right]$$

Donde:  $W_e \rightarrow$  Es la Energía Eléctrica producida.

$B_u \rightarrow$  Exergía del Calor útil.

$B_c \rightarrow$  Exergía química del Combustible.

Debido a la equivalencia Termodinámica entre los flujos exergético asociados al calor y la electricidad, es evidente que para una valoración económica el rendimiento exergético puede ser un índice más valioso que los coeficientes anteriormente definidos.

### Método Termoeconómico.

El análisis y evaluación de proyectos de cogeneración necesitan incluir aspectos tanto

técnicos como económicos. El manejo por separado, y solamente sobre la base de balances de energía de estos aspectos, puede traer como consecuencia errores al seleccionar las mejores alternativas. El Análisis Termoeconómico constituye una forma de combinar los factores termodinámicos y económicos en un método único que posibilita evaluar adecuadamente los proyectos de cogeneración.

El Método Termoeconómico comienza con la realización de los balances usuales másico y energético del proceso analizado, y posteriormente, y sobre la base de los resultados de éstos, efectuar el balance exergético. Finalmente, la combinación de aspectos técnicos con los factores económicos se logra al establecer el valor de las corrientes energéticas que intervienen en el proceso en función de su exergía. Este procedimiento permite, a su vez, determinar el valor económico de las pérdidas de disponibilidad de la energía (degradación de la energía) en cada elemento.

El valor de la exergía de una corriente energética se determina a partir de su costo de producción, el cual se calcula mediante los balances contables convencionales, tanto para la exergía importada como para la producida en el propio sistema. De este modo, se puede determinar el verdadero valor económico de cada corriente energética, el cual no dependerá ya de la cantidad de energía, sino de su exergía, o sea de la cantidad de energía disponible de la corriente.

Las pasos del análisis termoeconómico son:

1. Balance másico y energético del sistema.
2. Balance exergético del sistema.
3. Determinación de los costos de los portadores energéticos primarios.
4. Determinación del valor de las corrientes energéticas o portadores secundarios.
5. Determinación de los costos propios de los elementos.
6. Selección de las áreas de mayor potencial económico de perfeccionamiento.

### **Determinación de los costos de los portadores energéticos primarios.**

Para los portadores energéticos primarios importados, como electricidad consumida de la red o combustibles, el costo está determinado por el precio promedio de compra al proveedor. Además, tanto la electricidad como la energía química asociada a los combustibles se consideran como 100 % disponibles, por lo que la cantidad de energía coincide con la exergía, y no se presentan problemas al valorarlas. Sin embargo, para portadores secundarios producidos en la propia planta, como es el caso del vapor a diferentes presiones, corrientes de aire comprimido o refrigerante, o incluso electricidad generada in situ, el costo de los mismos debe determinarse a partir de un balance termoeconómico del sistema en cuestión.

### **Determinación del valor de las corrientes energéticas o portadores secundarios.**

Una vez que se conoce el costo de los portadores energéticos primarios, mediante el balance termoeconómico de cada elemento o sistema, se puede determinar el costo de cada corriente energética o portador secundario, a partir del costo de los portadores

primarios y sobre la base de preciar la energía en función de su exergía. Una vez obtenido el costo de las corrientes, puede determinarse el costo económico de las pérdidas de disponibilidad que ocurren en cada elemento a causa de las irreversibilidades termodinámicas.

Por ejemplo, para un sistema de cogeneración con turbinas de vapor, el costo del vapor de alta presión se puede calcular a partir del valor presente neto de los costos de la instalación de generación de vapor y la cantidad de vapor producido. Utilizando el método del costo nivelado o costo unitario promedio de la producción de energía, se tiene:

$$C_{vap} = \frac{VPNC}{8760 \cdot F_c \cdot L \cdot D_n}, \text{ \$/t}$$

**Donde:**

VPNC – Valor Presente Neto de los costos, \$.

$F_c$  - Factor de carga del generador de vapor, fracción.

$D_n$  – capacidad nominal del generador de vapor, t/h.

$L$  - Periodo de evaluación o vida útil, años.

Para las corrientes derivadas del vapor de alta presión producido en las calderas, esto es, el vapor de media o baja presión y los condensados, su valor se puede obtener por la siguiente expresión.

$$\frac{C_{vap}}{e_{vap}} = \frac{C_{vmp}}{e_{vmp}} = \frac{C_{bvp}}{e_{bvp}} = \frac{C_{cond}}{e_{cond}}$$

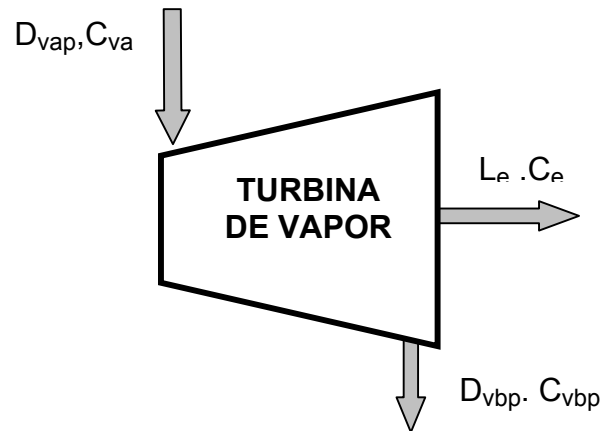
donde:

$C_{vap}$  - costo de producción del vapor de alta presión en el área de generación, \$/t.

$C_{vmp}$ ,  $C_{bvp}$ ,  $C_{cond}$  - valor de las corrientes derivadas del vapor producido en calderas (vapor de media presión, de baja presión y condensados) respectivamente, \$/t.

$e_{vap}$ ,  $e_{vmp}$ ,  $e_{bvp}$ ,  $e_{cond}$ , - exergía de las corrientes derivadas, kW.

Para la energía eléctrica producida en los turbogeneradores de la planta, su costo de producción se puede determinar a partir del balance termoeconómico de la planta eléctrica:



**Figura 4.6. Balance termoeconómico del área de Turbogeneradores.**

$$D_{vap} \cdot C_{vap} + C_f = D_{vbp} \cdot C_{vbp} + L_e \cdot C_e$$

donde:  $D_{vap}$ ,  $D_{vbp}$  - flujos de vapor a la entrada y salida del Turbogenerador, t/h  
 $L_e$  - energía eléctrica producida, kW.  
 $C_{vap}$ ,  $C_{vbp}$  - costo del vapor da entrada y de salida de la turbina, \$/t  
 $C_e$  - costo de la energía eléctrica producida, \$/kWh.  
 $C_f$  - costos fijos del área, \$/h

## DISEÑO DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN

### RECOPIACIÓN DE DATOS E INFORMACIÓN INICIAL

#### Objetivos:

- Recolectar datos energéticos (técnicos y económicos de la empresa)
- Caracterizar el estado actual de los sistemas energéticos y tecnológicos, equipos y operación de los mismos.
- Establecer la actitud de la industria hacia el estudio de Cogeneración.

#### Aspectos:

- Identificación general de la empresa
- Datos energéticos básicos
- Descripción general de la instalación

- Datos adicionales (técnicos y económicos)
- Planes y perspectivas de la empresa.

**Identificación general de la empresa.**

- Datos generales
- Tiempo de operación
- Condiciones ambientales
- Índices energéticos.

**Datos Energéticos**

## — Consumo de energía eléctrica.

- Consumo anual, MW-h
- Demanda promedio, máxima y mínima
- Variabilidad del consumo

## — Energía eléctrica comprada.

- Consumo, MW-h
- Demanda, promedio, máxima y mínima.
- Factor de potencia
- Costo de la energía. (carga por consumo y por demanda)

## — Energía eléctrica autogenerada

- Tipo de sistema empleado. Datos de los equipos
- Capacidad nominal, KW
- Energía generada, hrs/año
- Horario de generación (horario base, horario pico)
- Costo promedio de la energía generada, \$/KW-h

## — Consumo de energía térmica

- Combustibles empleados
- Consumo mensual, costo y poder, calorífico de cada combustible.
- Producción de vapor anual. Producción de vapor anual. Producción horaria máxima, mínima y promedio.
- Datos técnicos de las calderas. Parámetros de vapor. Eficiencias Horas de operación.
- Porcentaje de retorno de condensado
- Temperatura del agua de alimentación
- Equipos que consumen vapor. Tipo de equipo, potencia, consumo y parámetros del vapor. Horas de operación.
- Otros equipos térmicos. Turbinas de gas. Calderas de fluido térmico. Equipos de refrigeración y aire acondicionado.

**Descripción general de la instalación.**

- a. Proceso
- b. Red de vapor
- c. Red eléctrica

**Datos Adicionales.**

- Confiabilidad y costo del servicio eléctrico (cortes)
- Perspectivas de suministro y costos de combustibles (gas natural)
- Espacio disponible para la instalación del sistema de cogeneración.

**Planes y perspectivas de la empresa**

- Actitud de los directivos y técnicos hacia la cogeneración
- Perspectivas de desarrollo y ampliación
- Interés en tener excedentes eléctricos para venderlos a la red o a la empresa vecina.
- Interés para realizar inversiones en este tipo de sistemas y posibilidades de financiamiento.

**ANÁLISIS ENERGÉTICO****Capacidad Instalada Eléctrica y Térmica**

- Censo de cargas conectadas (eléctricos y térmicos)
- Factor de Utilización
- Cargas por tipo de servicio y condiciones de operación.

**Consumos y costos mensuales de electricidad y combustibles (para el último año)**

- Demandas máximas, mínimas y promedios mensuales
- Estimación del potencial para la cogeneración
  - Relación Calor/electricidad  $R_{cg} = \frac{Q_{cg}}{E_{cg}}$
  - Disponibilidad de combustibles y electricidad
  - Costos de combustibles y electricidad
  - Posibilidad y precio de venta de electricidad
  - Disponibilidad de agua
  - Restricciones ambientales
  - Valoración preliminar de las alternativas, tipos de sistemas, etc.

## PERFILES DE DEMANDA HORARIA.

Para elaborar las demandas de calor y electricidad es necesario analizar la variabilidad de esta a lo largo del día y para diferentes periodos del año. Se puede dividir el año en distintos periodos durante los cuales la demanda es parecida y escoger dentro de éstos un cierto número de días, representativos de las diferentes condiciones características de operación.

Una industria de funcionamiento continuo tendrá curvas de demanda mucho más estables que un centro del sector de los servicios, con una ocupación y actividades fuertemente variables a lo largo del año y día, y que pueden depender grandemente de las condiciones atmosféricas.

En cuanto a la forma de obtención de estas curvas se distinguen tres casos:

- a. Instalación existente y con datos experimentales suficientes
- b. Instalación existente pero con insuficientes datos experimentales.
- c. Instalación en una planta nueva (proyectada)

## ESTIMACIÓN DE CURVAS DE DEMANDA

Un procedimiento que se puede seguir para realizar la estimación de las curvas de demanda térmica y eléctrica es el siguiente:

1. Elegir una potencia de cálculo eléctrica y térmica,  $N_{ec}$  ó  $N_{qc}$ .
2. Seleccionar un mínimo limitado de días tipo (atendiendo al régimen de trabajo y temporada del año).
3. Dividir cada día tipo en intervalos de tiempo determinados (2 horas) adjudicando a cada uno de ellos una potencia expresada en porcentaje de la potencia de cálculo. (0 → demanda nula; 100 → funcionamiento a plena carga)
4. Se distribuyen los días tipo definidos anteriormente a lo largo del año, indicando el número de veces que se repite cada día (el total debe ser igual al número de días de operación en el año)
5. Se calcula por cada intervalo horario y cada día tipo la demanda energética multiplicando la potencia de cálculo por el porcentaje y dividiendo por 100 la suma de estos productos multiplicada por la duración del intervalo del horario dará la demanda para cada día tipo, y sumatoria de la demanda diaria de cada día tipo por el número de días año será la demanda anual del sistema ( $E_e$  y  $Q_e$ )

Si se conocen las demandas reales  $E_f$  y  $Q_f$ , se puede calcular un factor de corrección



$$f_e = \frac{E_f}{E_e} \quad \text{y} \quad f_g = \frac{Q_f}{Q_e}$$

$E_f$  – demanda anual real de electricidad (facturada)

$Q_f$  – demanda anual real de calor.

$$Q_f = \frac{M_{cf} * P_c}{\eta_q}$$

$M_{cf}$  – Combustible comprado en el año,

$PC$  – Poder calorífico del combustible.

Si los factores de corrección son próximos a la unidad se afecta la demanda en cada intervalo por el factor correspondiente. En caso contrario hay que volver al paso N° 1 y repetir el estimado. La aplicación de este método conduce a la creación de las siguientes tablas:

**Tabla 4.3. Distribución de los días tipo a lo largo del año.**

Día Tipo	1	2	.....	i	.....
Número de días / año	$n_1$	$n_2$	.....	$n_i$	.....

**Tabla 4.4. Potencia eléctrica y térmica demandada media, en porcentaje para cada intervalo**

Intervalo Horario	Demanda en el intervalo		
	relativa		
	Día Tipo 1	Día Tipo 2	Día Tipo i
1	$\eta_{1,1}$	$\eta_{2,1}$	$\eta_{i,1}$
2	$\eta_{1,2}$	$\eta_{2,2}$	$\eta_{i,2}$
.....			
j	$\eta_{1,j}$	$\eta_{2,j}$	$\eta_{i,j}$
.....			

**Tabla 4.5. Potencia eléctrica y térmica demandada media para cada intervalo.**

Intervalo Horario	Potencias media en el intervalo		
	Día Tipo 1	Día Tipo 2	Día Tipo i
1	$N_{1,1}$	$N_{2,1}$	$N_{i,1}$
2	$N_{1,2}$	$N_{2,2}$	$N_{i,2}$
.....	.....	....	....
j	$N_{1,j}$	$N_{2,j}$	$N_{i,j}$
.....	....	....	....

$$N_{ij} = \eta_{i,j} * \frac{N_{ec}}{100} \quad \text{ó} \quad N_{i,j} = \eta_{i,j} * \frac{N_{qc}}{100}$$

La energía demandada durante un día cualquiera será:

$$E_i = h * \left( \sum N_{i,j} \right)_e = h * N_{ec} * \left( \sum \eta_{i,j} \right)_e$$

$$Q_i = h * \left( \sum N_{i,j} \right)_q = h * N_{qc} * \left( \sum \eta_{i,j} \right)_e$$

donde: h- duración de los intervalos de tiempo en horas.

La energía demandada a lo largo del año será:

$$E_s = \sum n_i * E_i$$

$$Q_s = \sum n_i * Q_i$$

#### CURVAS DE FRECUENCIAS Y FRECUENCIAS ACUMULADAS

A partir de las tablas de potencia media demandada se generan las tablas de frecuencias, una para la demanda de electricidad y otra para la demanda de calor.

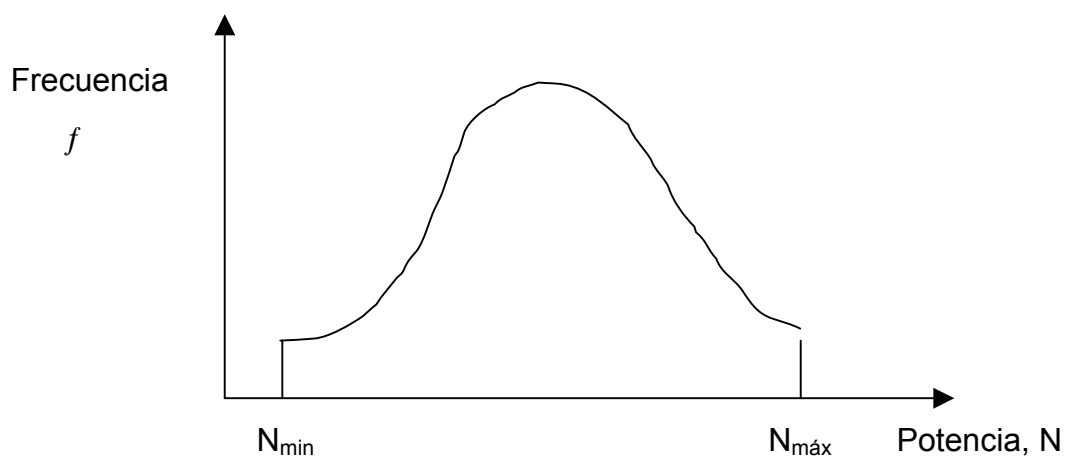
**Tabla 4.6. Frecuencias de potencia media demandada.**

Potencia Media Demandada	Número de horas/año
N <sub>1</sub>	f <sub>1</sub>
N <sub>2</sub>	f <sub>2</sub>
.....	....
N <sub>k</sub>	f <sub>k</sub>
.....	....
Total H	

donde:

f<sub>k</sub> – es el número de horas al año en que la potencia demandada está comprendida entre N<sub>k</sub> y N<sub>k+1</sub>

H – total de horas anuales de funcionamiento.

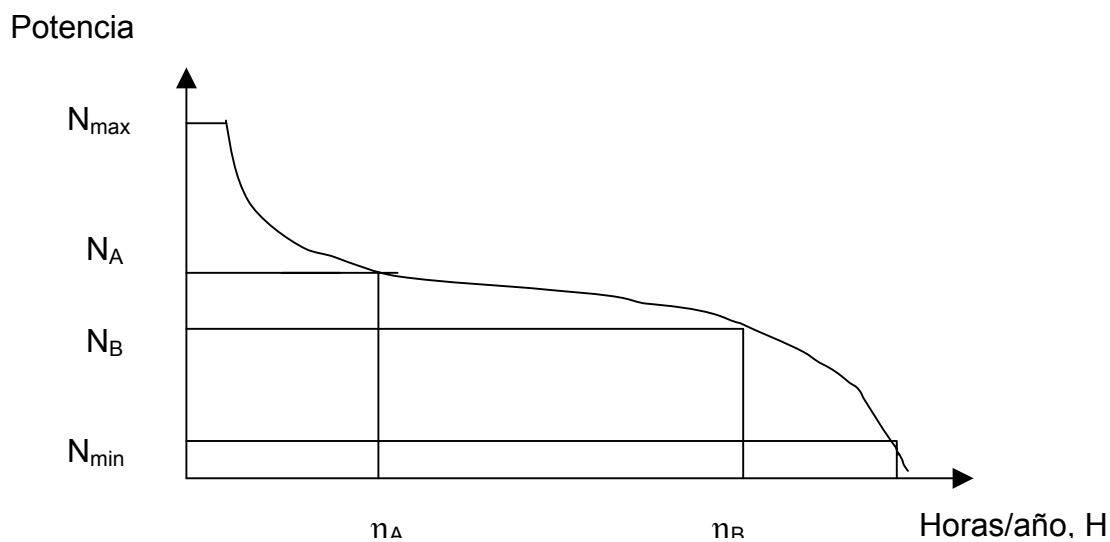


**Figura 4.7. Curva de Frecuencias**

A partir de las tablas de frecuencia se generan las tablas de frecuencias acumuladas.

**Tabla 4.7. Frecuencias Acumuladas.**

Potencia Demandada	Número de horas/año
$N_1$	$h_1 = f_1$
$N_2$	$h_2 = f_1 + f_2$
---	---
$N_k$	$h_k = f_1 + f_2 + \dots + f_k$
---	---



**Figura 4.8. Curva de Frecuencias Acumuladas**

## ELECCIÓN DEL EQUIPO

### **Selección del tipo de Sistema. Análisis y Evaluación de alternativas. Selección y especificación de los equipos principales.**

Conociendo las curvas de demanda de calor y electricidad y los datos energéticos y el resto de la información sobre la empresa se puede elegir el tipo de sistema y el equipo más adecuado para la instalación.

Para ello será necesario formular y comparar diferentes alternativas, tomando en consideración los siguientes criterios.

- Tasas de cobertura de electricidad y de calor.
- Número de horas/año de funcionamiento del equipo.
- Ahorros energético y económico.
- Otros aspectos inherentes a las características de cada tipo de sistema y las condiciones específicas de instalación.

En un principio interesa conseguir la mayor tasa de cobertura, ya que esta influye directamente sobre los ahorros energéticos y económicos. Por otra parte, el período de recuperación de la inversión se reduce a medida que aumentan las horas de operación en el año.

La potencia del equipo de cogeneración puede modularse utilizando equipos que permitan regular la generación de energía o bien distribuyendo la potencia total en varias máquinas que se ponen en servicio según la demanda del sistema.

Hay que tomar en consideración que las máquinas que permiten regular la energía generada (potencia y calor) sólo pueden trabajar aceptablemente entre dos potenciales extremos ( $N_{\min}$  y  $N_{\max}$ .)

Para aumentar las tasas de cobertura pueden instalarse varias máquinas, repartiendo, la potencia total en varios módulos, las que funcionarían diferentes números de horas/año. Esto influye, evidentemente en que el período de recuperación de la inversión de las máquinas con menos tiempo de operación aumente y pudieran llegar a no ser viables económicamente.

### **FORMAS DE OPERACION DE LOS SISTEMAS DE COGENERACIÓN.**

Se pueden caracterizar cuatro formas básicas de operar un sistema de cogeneración:

- a. Siguiendo la curva de demanda de electricidad se controla la generación de electricidad de manera que siempre sea igual a la demanda. Si falta calor se utiliza una caldera de apoyo y si sobra se vende a un tercero o se disipa.
- b. Siguiendo la curva de demanda de calor, el control se ejerce sobre la producción de calor de manera que no haya excedentes de él. Si falta electricidad se compra de la

red eléctrica y si sobra se vende.

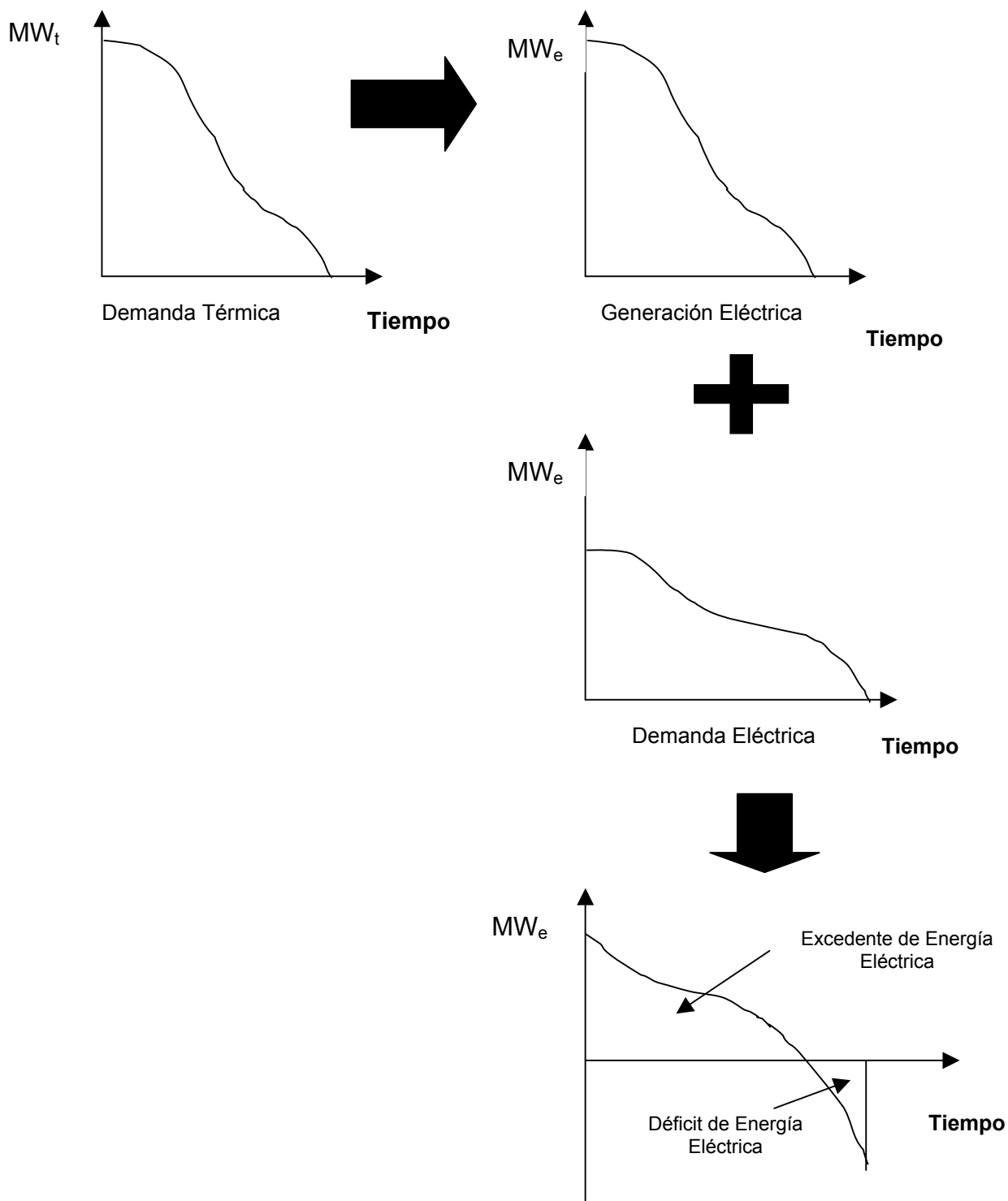
- c. Siguiendo las curvas de calor y electricidad no se admiten excesos de calor ni de electricidad.
- d. Independientemente de las curvas de demanda de calor y electricidad, el sistema genera energía térmica y eléctrica, funcionando en condiciones de máximo rendimiento. Si falta energía se compra y si sobre se vende (o se disipa en el caso del calor).

Debe también tomarse en consideración al seleccionar el número y potencia de los módulos a instalar que es recomendable que las máquinas trabajen en un régimen lo más uniforme posible, evitando paros y arranques demasiado frecuentes.

La comparación de los perfiles de demanda térmica y eléctrica permite visualizar la simultaneidad con que ocurren las demandas máximas y mínimas de cada una de ellas. A partir de estas curvas de demanda se puede graficar el comportamiento de la relación calor electricidad  $Q/E$  la cual puede mostrar uniformidad en todo el rango de cargas o frecuentes y significativas variaciones.

En el primer caso se simplificará el dimensionamiento del sistema, el cuál sólo será necesario una determinada flexibilidad para ajustarse a pequeñas variaciones en la relación calor/electricidad ( $Q/E$ ). En el segundo caso, se requerirá un sistema más complejo, que pueda asimilar grandes variaciones, por encima de las posibilidades de ajuste inherentes al tipo de equipo utilizado.

**Figura 4.9. INTERRELACIÓN ENTRE LAS CURVAS DE FRECUENCIAS ACUMULADAS DE LAS DEMANDAS DE ENERGÍA TÉRMICA Y ELÉCTRICA (SIGUIENDO LA DEMANDA LA DE ENERGÍA TÉRMICA)**



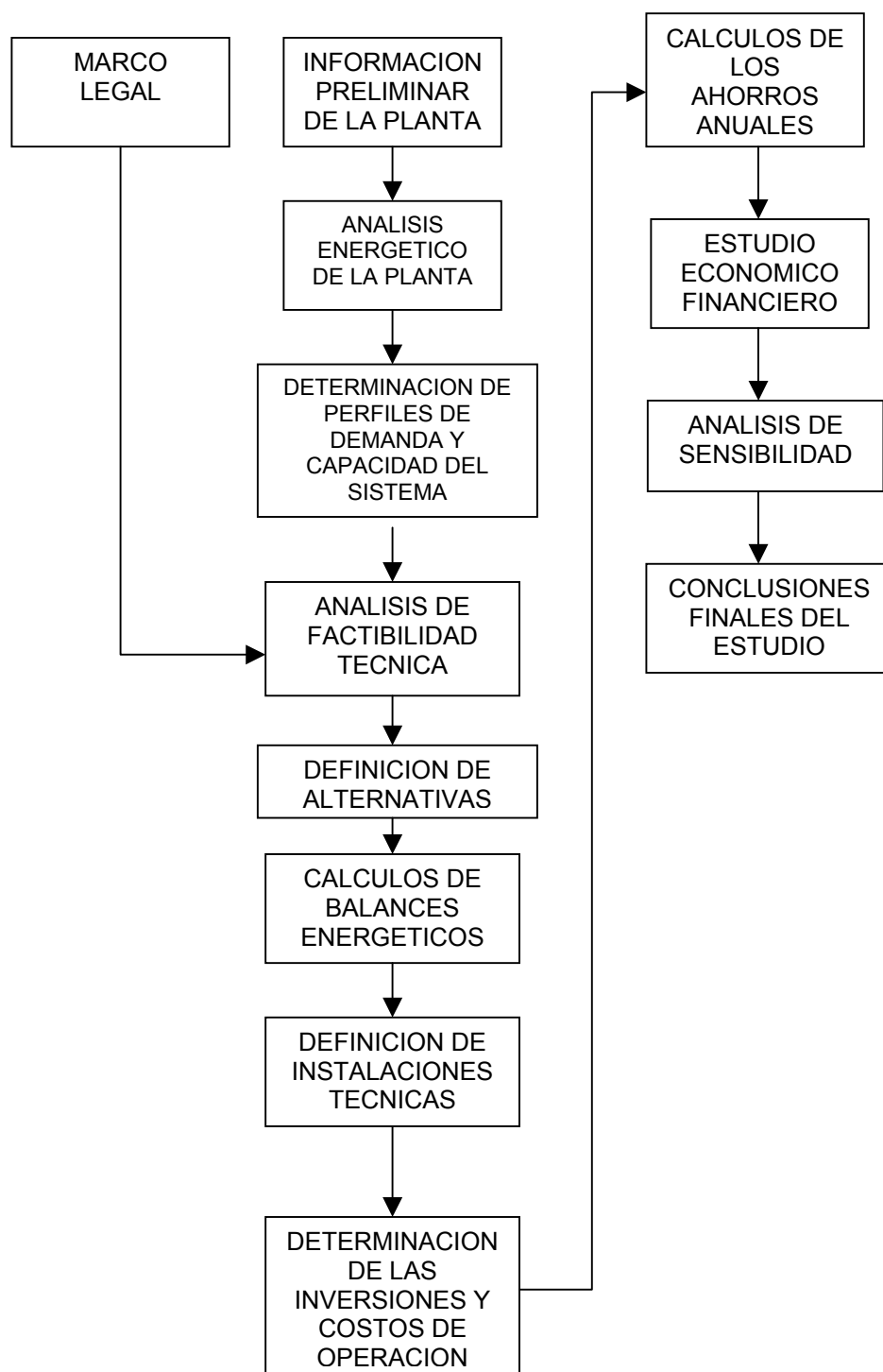
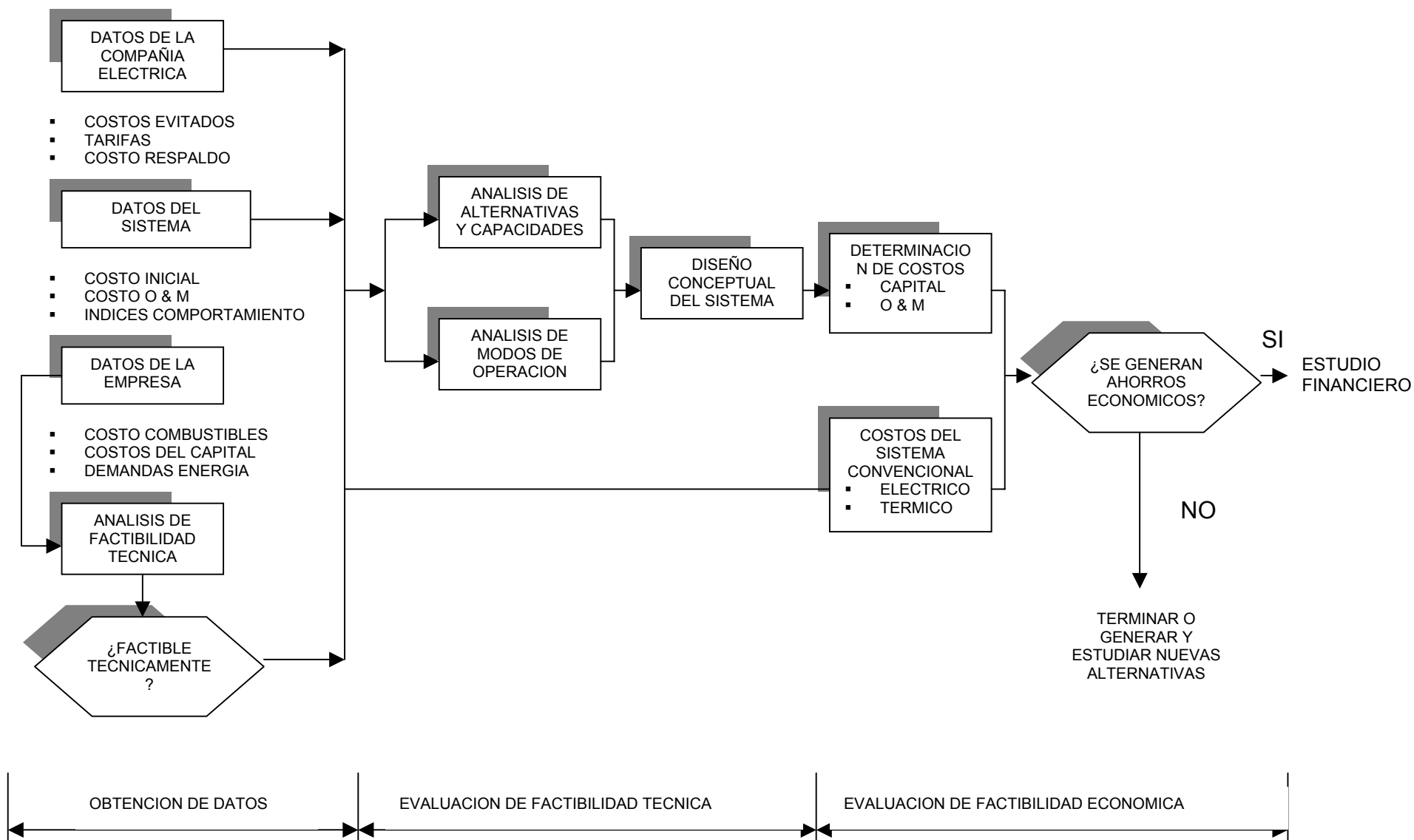
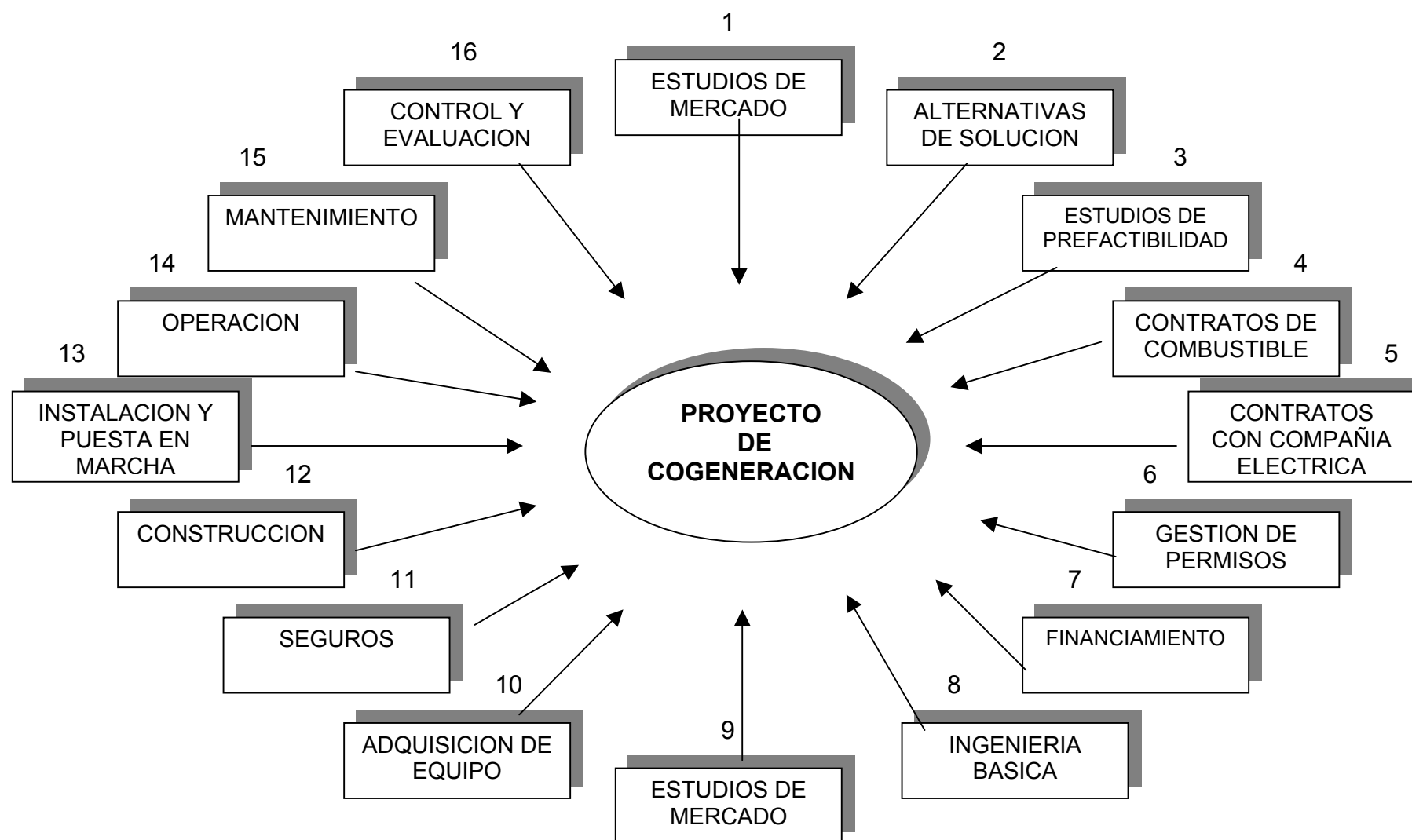
**Figura 4.10. SECUENCIA GENERAL DE UN ESTUDIO DE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS DE COGENERACION**

Figura 4.11. ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TECNICA Y ECONOMICA DE SISTEMAS DE COGENERACION





**Figura 4.12. ELEMENTOS Y ETAPAS A CONSIDERAR EN UN PROYECTO DE COGENERACION**



## ESTIMACIÓN DE COSTOS DE PROYECTOS DE COGENERACIÓN

Los costos totales de un proyecto de cogeneración están integrados por:

- Costos de Inversión.
- Costos de Operación
- Costos Financieros

### • Costos de Inversión

Están formados por los costos directos, indirectos y financieros.

Los **Costos Directos** comprenden los costos de equipos principales y auxiliares.

El **costo de los equipos principales** en sistemas convencionales (calderas, turbogeneradores, planta de tratamiento de agua, sistema de combustible) representan alrededor del 40% del costos total del proyecto.

El **costo de los equipos auxiliares** (tuberías y accesorios, equipo e instalación eléctrica, instrumentación, obra civil y estructural) pueden representar cerca del 60% del costo de los equipos principales, o lo que es lo mismo cerca de un 25% del costo total del proyecto.

Los **Costos Indirectos** incluyen:

- Ingeniería Básica y de detalle
- Servicios administrativos
- Supervisión de obras
- Capacitación, pruebas y puesta en marcha
- Refacciones

Los costos indirectos pueden representar aproximadamente un 25% de los costos directos en sistemas de cogeneración convencionales.

Los **Costos Varios** incluyen:

- Impuestos de importación, I.V.A y otros impuestos.
- Seguros para el transporte, construcción y operación.
- Permisos y licencias

Estos costos pueden llegar a representar un 30% de los costos directos.

En resumen, en un proyecto de cogeneración, los costos totales se distribuyen aproximadamente de la forma siguiente:

— Costos Directos	—	65 %
-------------------	---	------

▪ Equipos Principales –	40 %
▪ Equipos Auxiliares –	25%
— Costos Indirectos –	15%
— Costos Varios –	20%

**ESTIMACION DE INVERSIONES REQUERIDAS EN SISTEMAS DE COGENERACION.** (Fuente: Seminario de Inducción sobre Sistemas de Cogeneración CONAE, México, 1995).

#### **Costos Unitarios del Conjunto motor primario - alternador**

- Turbinas de Gas: 270 - 850 US\$/KW
- Turbinas de Vapor: 150 - 400 US\$/KW
- Motores Diesel o Gas: 300 - 650 US\$/KW

#### **Costos de Sistemas de Generación o Recuperación de Calor**

- Sistemas de recuperación para motores Diesel o Gas: 600 - 700 US\$/KW
- Calderas de alta presión y turbinas de vapor de contrapresión: 200 - 400 US\$/KW
- Calderas de recuperación de calor de gases de escape: 75 - 150 US\$/KW

#### **Costos de equipos y sistemas auxiliares**

15 al 30% del costo total de la inversión.

#### **Costos de Operación y Mantenimiento**

Motores Alternativo Diesel:	7.28 US\$/MWh
Motores Alternativo Gas:	5.18 US\$/MWh
Turbinas de Vapor:	1.63 US\$/MWh
Turbinas de Gas:	3.08 US\$/MWh

### **METODOS DE FINANCIAMIENTO DE PROYECTOS DE COGENERACION**

#### **METODOS TRADICIONALES**

- Financiamiento con recursos propios.
- Financiamiento con recursos propios y contratación de empresa administradora de Proyectos.
- Financiamiento con créditos.

#### **METODOS NO TRADICIONALES**

- Arrendamiento Financiero.
- Financiamiento por ahorros compartidos.
- Financiamiento por ahorros netos.
- Asociación en participación (Unión Temporal de Empresas).

## **IMPACTO DE LA COGENERACION Y LA GENERACION DISTRIBUIDA EN EL SISTEMA ELECTRICO NACIONAL**

La producción combinada de energía térmica y eléctrica es una oportunidad para superar la eficiencia con que se genera la energía eléctrica en las centrales convencionales, e ir más allá del 55% de la eficiencia global de las plantas más modernas de ciclo combinado.

Con la cogeneración se evitan las inversiones en centrales eléctricas, líneas de transmisión y distribución, se reducen las pérdidas en éstas y se alivia el medio ambiente al reducirse la emisión de contaminantes a la atmósfera.

Estos sistemas se incorporan geográficamente dispersos en diferentes puntos y niveles de las redes existentes y una parte importante de los mismos trabajan en sincronismo con la red.

La operación sincronizada presupone cumplir un conjunto de requisitos técnicos de seguridad, control y confiabilidad de forma eficaz tanto para el usuario como para la red, el personal de operación y el equipamiento. Estos requisitos dependen del tipo de generador, su potencia, nivel de voltaje y cortocircuito en el punto de unión a la red, el grupo de conexión del banco de transformadores de enlace, las condiciones de calidad de la energía, etc.

En este escenario es importante revisar aquellos aspectos que se consideran fundamentales para detallar, caracterizar y analizar un sistema integrado y prestar atención a las potencialidades tecnológicas actuales y a los aspectos necesarios para alcanzar de forma confiable, económica y sencilla la interconexión de estos sistemas al SEN.

Los esquemas de cogeneración se sitúan cerca de las demandas térmicas (calor o frío) y se diseñan para satisfacer éstas. Existe una amplia gama de potencias y máquinas que emplean diversos combustibles; líquidos, gaseosos o sólidos. En ocasiones estos combustibles pueden ser residuos forestales, de las cosechas, gases de refinerías, de altos hornos, etc. con lo cual se incrementa la efectividad económica de estos sistemas.

En la Tabla 4.8, se muestran las características generales de un grupo de tecnologías establecidas y de probada efectividad existentes en el mercado.

**Tabla 4.8. Características generales de las tecnologías de cogeneración**

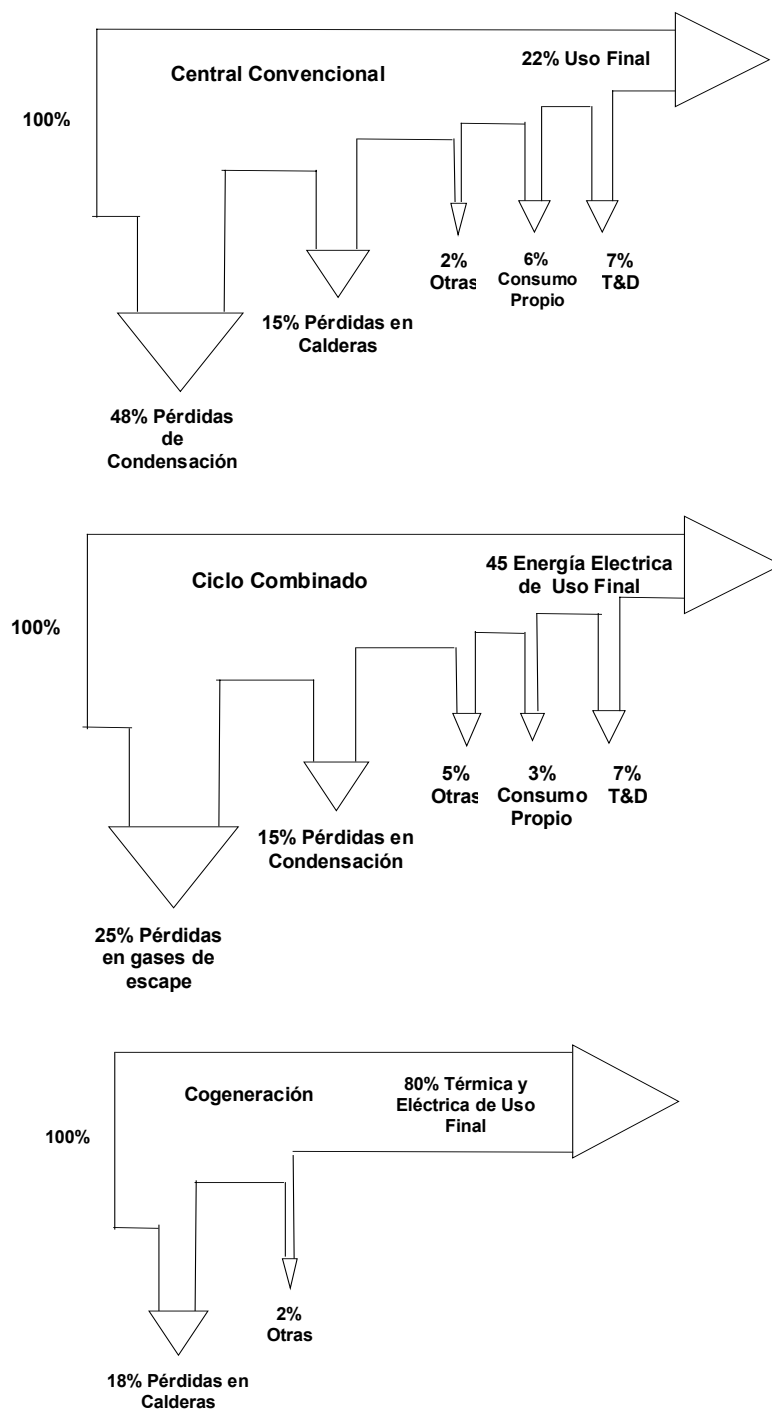
<b>Tecnología</b>	<b>Combustible</b>	<b>Potencia (Mw)</b>	<b>Eficiencia Eléctrica</b>	<b><math>\eta</math> Global</b>	<b>Inversión (usd/kw)</b>	<b>O&amp;M (usd/kwh)</b>
Turbina de vapor	Cualquiera	0.5 - 500	7-20	60-80	900-1800	0.0027
Turbina de gas	Gaseoso o líquido	0.25-50	25-42	65-87	400-850	0.004-0.009
Ciclo combinado	Gaseoso o líquido	3-300	35-55	73-90	400-850	0.004-0.009
Motores Diesel y Otto	Gaseoso o líquido	0.003-20	25-45	65-92	300-1450	0.007-0.014
Microturbinas	Gaseoso o líquido		15-30	60-85	600-850	< 0.006-0.01
Celdas de combustible	Gaseoso o líquido	0.003-3	37-50	85-90	-	-
Motor Stirling	Gaseoso o líquido	0.003-1.5	~ 40	65-85	-	-

En términos generales, con la cogeneración se obtiene entre un 15 y un 40% de ahorro de energía primaria en comparación con la producción independiente de calor y electricidad. La inversión inicial en un proyecto de cogeneración puede ser relativamente alta pero en un marco favorable, puede esperarse un período de recuperación en el entorno de los 3 - 5 años. La efectividad económica y los ingresos dependerán fundamentalmente de la diferencia entre el precio del combustible y el precio de la energía eléctrica vendida.

Un estudio de cogeneración puede estar motivado por exigencias de calidad de la energía. En el rigor de la economía competitiva, en el escenario digital, en la industria del turismo y en los servicios, la energía continúa siendo un indicador de eficacia y confort medible, entre otros términos, por su disponibilidad.

Sobran ejemplos para mostrar que las salidas de servicio de las potentes centrales tradicionales o las fallas en sus líneas de transmisión provocan la interrupción de múltiples centros productivos, de los servicios y residenciales simultáneamente. Este es un caso común en países subdesarrollados y en Cuba, donde muchos sistemas sólo satisfacen la calidad que exigen los sistemas productivos fundamentados en máquinas y controles electromagnéticos accionados manualmente por el hombre.

**Figura 4.13. Eficiencia en el punto de uso final de la energía eléctrica de un sistema convencional, un ciclo combinado y un sistema de cogeneración**



Hoy muchas tecnologías y centros especiales permiten sólo unos pocos milisegundos de falta de energía antes de perder la información y provocar pérdidas considerables incluidas las que puedan derivarse del goce, el bienestar y el placer. Este tipo de servicio exige una disponibilidad superior al 99.99% que pueden brindar las más confiables redes de transmisión. Muchas líneas en países en desarrollo y nacionales poseen una prestación inferior. Ver Tabla 4.9.

La disponibilidad se determina por:

$$\text{Disponibilidad} = \left[ 1 - \frac{T}{8760} \right] \times 100\%$$

Donde T es el número de horas de interrupción del servicio anualmente

Los esquemas con dos servicios primarios o primario selectivo, con generadores automáticos emergentes, UPS y acumuladores de energía extienden la disponibilidad a un 99.999 %.

La cogeneración logra aún mayor disponibilidad al garantizar la generación propia de energía en primera opción y mantener la red y el resto de los sistemas como fuente de respaldo, mientras se trabaja en sincronismo con la compañía electrificadora. La cogeneración está potencialmente en condiciones de reducir, atenuar o eliminar muchos de los problemas en la calidad de la energía eléctrica que pueden presentarse en un sistema.

### **Consideraciones generales en un sistema de cogeneración**

La implementación de un sistema de cogeneración presupone un análisis de prefactibilidad que incluye las prácticas operacionales, de seguridad, administración, protección y control en las redes de las compañías electrificadoras y en las propias instalaciones de cogeneración. Las compañías electrificadoras exigen que los nuevos generadores que se incorporan a sus redes no puedan provocar daños o afectaciones a los equipos, operadores y clientes del sistema. Por su parte, los propietarios de las instalaciones de cogeneración necesitan proteger sus unidades de las condiciones anormales del sistema y de las fallas internas.

El análisis que se presenta está dirigido a instalaciones que se conectan al nivel de subtransmisión o distribución debido a que las grandes unidades se conectan al sistema de transmisión y sus esquemas se revisan caso a caso. De esta forma se tratan máquinas de potencia nominal desde varios **kW** hasta 25 **MW** aproximadamente.

Tabla 4.9. Fallas o Fenómenos que afectaron la Calidad de la Energía en la Provincia de Cienfuegos Año 2001							
Causa	Transmisión	Subtransmisión	Distribución		Servicios	Total	%
			Primario	Secundario			
Tormenta	9	1	-	-		10	0.082
Ciclón	3	21				24	0.198
Lluvia	1	2				3	0.025
Contaminación y salinidad	2	1				3	0.025
Corrosión	1	-				1	0.008
Causas desconocidas	4	19	466	621		1110	9.148
Vientos	-	2	352			354	2.917
Rayos	6	22	242		-	270	2.225
Quema de caña	2	2	-	-	1071	4	0.033
Grampas, puentes y trampas	3	12	186	384	562	1656	13.64
Árboles	-	4	54	430		1050	8.653
Falla del conductor	1	5	39	634		679	5.596
Falla de equipos de protección			33		221	33	0.272
Tránsito	-	3	28		20	252	2.077
Público, aves, fuego	-	3	28	285(+Tránsito)		51	0.420
Falla del aislador	-	4	20			24	0.198
Falla secundario o servicio			16	608		624	5.143
Falla de crucetas	-	2	14			16	0.132
Falla del poste	-	3	6	190		199	1.640
Bajante a tierra	2	-				2	0.016
Error de Operación	3	-				3	0.025
Transformador fallado				283		283	2.332
Fenómeno atmosférico / NI				337		337	2.777
Sobrecarga mantenida				89		89	0.733
Falla pararrayo				51		51	0.420
Voluntarias				95	3991	95	0.783
Acometida fallada					315	3991	32.89
Entrada o salida de corriente					402	315	2.596
Metro contador					212	402	3.313
Interior del consumidor					6794	212	1.747
Total	37	106	1484	3713	55.99	12134	100.0
% Total	0.30	0.87	12.23	30.60	10682.21	100	
Horas perdidas	332.21	4356.93	12889.6	9128.83	28.57	37389	
% Horas Totales	0.89	11.65	34.47	24.42	ND	100	
Disponibilidad %	99.73	97.51	98.21	ND	ND		



Entre los datos y características que deben derivarse del estudio de prefactibilidad requeridos para satisfacer las necesidades relacionadas con la evaluación de las instalaciones, el servicio eléctrico, las protecciones y la seguridad en un sistema de cogeneración se encuentran:

- Capacidad nominal, tipo de conexión y parámetros del generador.
- Nivel de cortocircuito del sistema
- Capacidad de banco de enlace y grupo de conexión.
- Protecciones del generador y protección separadora.
- Sistema de medición, adquisición de datos y control de operaciones.
- Comunicaciones.
- Sistema de sincronización.
- Características de capacidad y demanda de reactivo.
- Sistema de aterramiento.
- Sistema de emergencia.
- Control de voltaje y factor de potencia.
- Balance de carga en operación normal.
- Administración de la energía.
- Programa de mantenimiento.
- Sistema de seguridad y protección e higiene del personal.
- Requerimiento de servicios de transmisión.
- Normas medioambientales
- Diagrama unifilar.
- Diagrama del proceso.
- Calidad de la energía
- Certificación de los operadores

### **Capacidad nominal, tipo, conexión y parámetros del generador**

La capacidad del generador se obtiene como resultado del estudio del balance de cargas térmicas y eléctricas de la instalación y es un dato disponible cuando se decide el tipo y las características del accionamiento primario. En general, con la mayoría de las máquinas de combustión, turbinas de vapor o de gas, se utilizan generadores sincrónicos o generadores asincrónicos. Con las microturbinas y las celdas de combustible, el enlace se realiza mediante convertidores estáticos de frecuencia.

#### **Generadores sincrónicos**

Los generadores sincrónicos son las máquinas más utilizadas en la generación de energía eléctrica. En la Figura 4.14 se muestra una máquina sincrónica elemental. El devanado de campo, o de excitación da lugar a los polos magnéticos norte y sur; N y S y distingue especialmente a las máquinas sincrónicas. Estas máquinas pueden ser de polos salientes o de rotor cilíndrico según la configuración de su rotor.

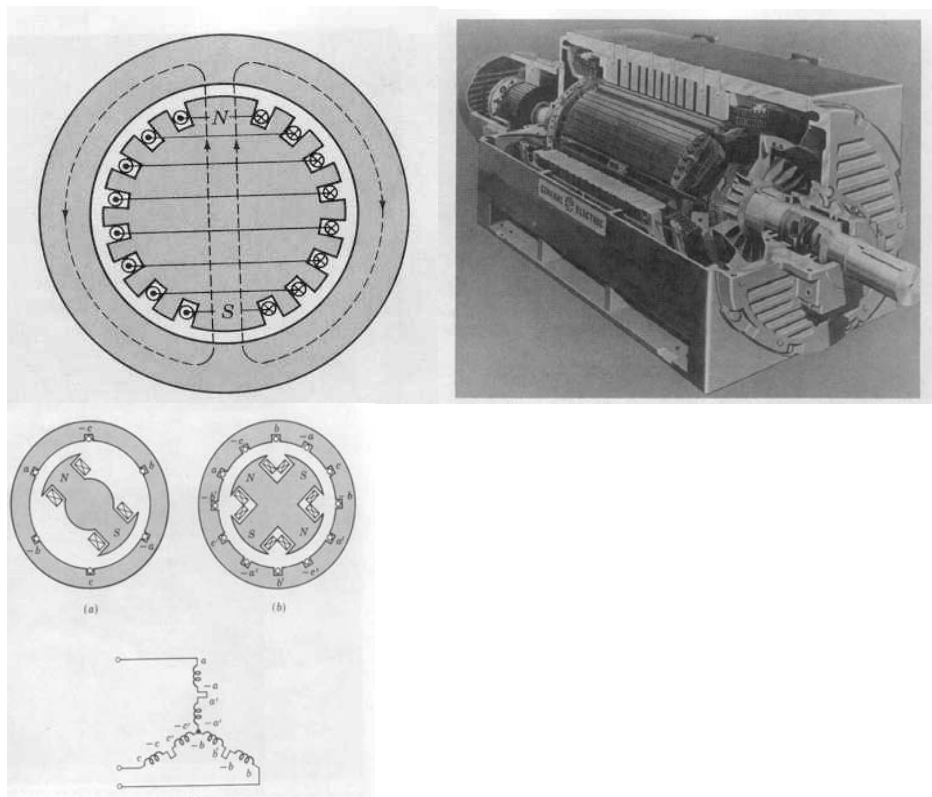


Figura 4.14. Generador sincrónico elemental

Aunque no se muestra en la figura, las máquinas de polos salientes tienen devanados amortiguadores que consisten en barras de cobre cortocircuitadas sobre las caras polares similares a un devanado de jaula de ardilla de una máquina asíncrona. En una máquina sincrónica se genera un ciclo por cada par de polos;  $p$ , y por revolución. La frecuencia eléctrica inducida en este caso es:

$$\omega = \left( \frac{p}{2} \right) \times \omega_{MEC}$$

Donde:

$\omega_{MEC}$  es la frecuencia de rotación mecánica en radianes/seg

Cuando la frecuencia de rotación mecánica se expresa en r.p.m. la ecuación anterior toma la forma:

$$n = \frac{120 \times f}{p}$$

Por lo general para  $f = 60$  Hz, los turbogeneradores se diseñan con dos polos y 3600 r.p.m. y son máquinas de rotor cilíndrico. Los generadores más lentos como los usados en las centrales hidroeléctricas, nucleares y otras instalaciones que poseen generación propia, se diseñan con más polos y son máquinas de polos salientes.

La característica fundamental de este tipo de generador es que son fuentes tanto de potencia activa como de potencia reactiva y que operan satisfactoriamente sin necesidad de una fuente exterior de reactivo. Por tal razón son generalmente más utilizados en máquinas potentes y preferibles cuando se trabaja aisladamente en lugares apartados.

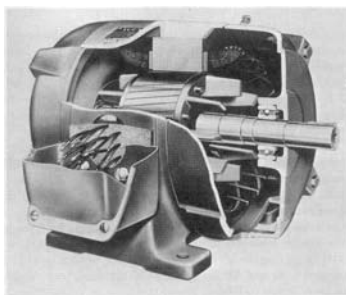
Los generadores sincrónicos necesitan de un sistema de sincronización cuando trabajan en paralelo con la red para evitar la conexión fuera de sincronismo y el surgimiento de grandes corrientes y esfuerzos que puedan dañar la máquina. También requieren de un sistema de regulación de voltaje que permita suministrar la energía con la calidad necesaria a los diferentes usuarios.

Las máquinas sincrónicas poseen un rotor especialmente diseñado y son más costosas que los generadores asincrónicos.

La magnitud de las corrientes de cortocircuito en las máquinas sincrónicas es varias veces superior a su corriente nominal. Inicialmente esta corriente es aún más elevada y decae exponencialmente en pocos segundos a su valor final de estado estable. Las corrientes de cortocircuito pueden dañar tanto al generador como al sistema por lo que a estas máquinas se asocian protecciones especiales.

### **Generadores asincrónicos**

Los generadores asincrónicos a diferencia de los sincrónicos, como muestra la Figura 4.15, no poseen un devanado de excitación y reciben la potencia reactiva necesaria para establecer el campo magnético de una fuente exterior. Por esta razón, trabajan en paralelo con una red de suministro o conectados a una batería de capacitores.



**Figura 4.15. Generador asincrónico**

En los generadores asincrónicos el voltaje terminal depende tanto del estado de carga como de la velocidad de rotación y de la magnitud de los kVA reactivos en sus terminales. Consecuentemente, es una tarea complicada lograr el control adecuado del voltaje en estas máquinas cuando trabajan en régimen aislado. Los generadores asincrónicos operan con mayor estabilidad y simplicidad cuando se sincroniza a una red externa entregando potencia activa y recibiendo el reactivo necesario en cada estado de operación.

En la zona de operación normal la potencia que desarrolla un generador asincrónico es proporcional a su deslizamiento; s. En esta zona, el generador no alcanza el valor crítico de deslizamiento donde se desarrolla la máxima potencia. La relación entre la potencia máxima y la potencia nominal en los generadores asincrónicos es ligeramente superior a su equivalente en régimen motor.

La potencia motriz del accionamiento primario no debe exceder del 15 % de la potencia nominal del generador asincrónico y su velocidad nominal debe encontrarse sobre un 1 o un 2 % de la velocidad sincrónica del generador en correspondencia con el deslizamiento en que se desarrolla la potencia nominal del generador.

En muchos casos los generadores asincrónicos se operan en paralelo con capacitores para la corrección del factor de potencia. En especial se deben incorporar capacitores en las máquinas potentes donde puede afectarse considerablemente el factor de potencia general del sistema. Hay que tener presente que la corriente de magnetización de una máquina asincrónica está en el orden de (0.35-0.45) de la corriente nominal y se suministra desde la red a tensión nominal. De esta forma, la potencia de excitación nominal es también del orden de (0.35-0.45) de los KVA nominales del generador.

En un sistema con generación asincrónica, tanto el reactivo del generador como el de la carga debe ser suministrado desde la red, en ausencia de capacitores, la capacidad del banco de enlace con el sistema debe dimensionarse para satisfacer el balance total de reactivo. En general cuando se utilizan los capacitores deben considerarse los siguientes aspectos:

- El grado de compensación del factor de potencia del sistema
- La autoexcitación del generador cuando pierde la carga.
- La variación de la constante de tiempo de la máquina

### **Voltajes transitorios durante la conexión a la red**

Debido a la alta corriente demandada, el instante de la conexión constituye una condición severa para el sistema. Cuando el sistema es débil, esta corriente puede ocasionar la pérdida de estabilidad o provocar dificultades a otros tipos de cargas como pueden ser la iluminación o diferentes motores que estén operando previamente. La ecuación general de la corriente en el momento de la conexión está dada por:

$$i_a = \left[ \frac{\sqrt{2}V_a}{\sqrt{r_a^2 + (x_a + x_m)^2}} + \left( \frac{\sqrt{2}V_a}{\sqrt{r_a^2 + x'^2}} - \frac{\sqrt{2}V_a}{\sqrt{r_a^2 + (x_a + x_m)^2}} \right) \cdot e^{-t/\tau_2} \right] \cdot \sin(\omega t + \delta - \theta) - \frac{\sqrt{2}V_a}{\sqrt{r_a^2 + x'^2}} \cdot e^{-t/\tau'} \cdot \sin(\delta - \theta)$$

Como se observa, la corriente inicial depende de un grupo de parámetros donde se destacan el voltaje aplicado y su ángulo de fase  $\theta$ , los parámetros del generador y las resistencias y reactancias de la red. Esta alta corriente será más o menos sostenida dependiendo de la velocidad de rotación con que se efectúa la conexión y la constante de inercia del conjunto. Por ejemplo:

**Caso 1:** El generador gira a la velocidad sincrónica y es conectado a la red cuando el ángulo  $\delta = 0^\circ$ . Las Figuras 4.16 y 4.17 muestran la forma de onda de la corriente y del voltaje en la barra de la carga, respectivamente, a partir del instante de conexión del generador a la red.

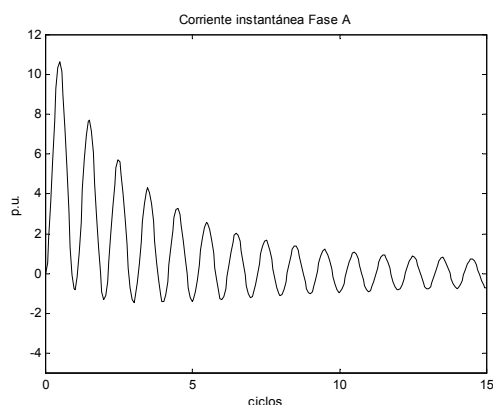


Figura 4.16

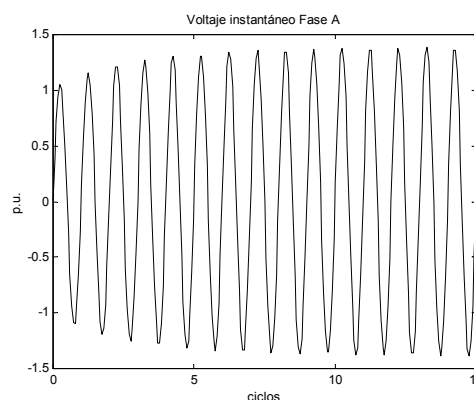


Figura 4.17

Se aprecia como la corriente demandada por el generador en el momento de conexión supera varias veces el valor final y decae rápidamente, en aproximadamente 10 ciclos ( $\approx 0.2$  seg).

Para este sistema, la máxima caída de voltaje es de un 32% en el instante inicial y al cabo de 10 ciclos ( $\approx 0.2$  seg) se ha restablecido. De esta forma el proceso transitorio tiene la calidad suficiente para no afectar la estabilidad. En otros casos, si la red pública es débil, la operación puede fracasar necesitándose estudiar las medidas para el reforzar el sistema, encareciéndose así la instalación.

**Caso 2:** El generador gira a la velocidad sincrónica y es conectado a la red cuando el ángulo  $\delta = 90^\circ$ . Las Figuras 4.18 y 4.19 muestran la forma de onda de la corriente y del voltaje en la barra de la carga, respectivamente.

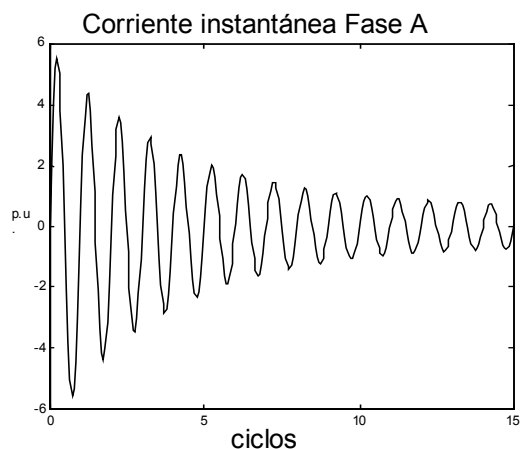


Figura 4.18

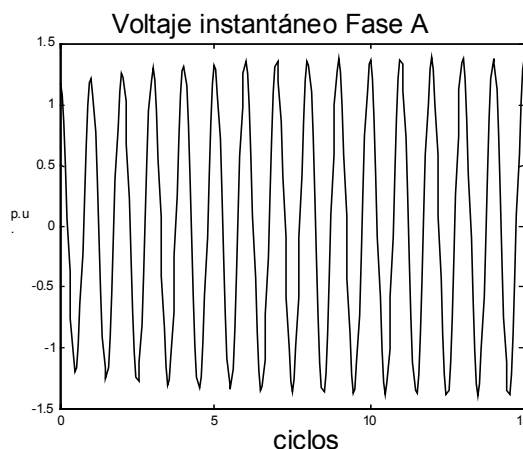


Figura 4.19

En este caso el valor máximo de la corriente transitoria excede el valor nominal sólo en un 10% e igualmente decae de forma rápida (7 ciclos). La caída de voltaje es mucho menor con relación al caso 1; 0.96 p.u. ya que la corriente transitoria es de menor magnitud. Por esta razón, el estudio del sistema debe realizarse en la condición más desfavorable para la fuente de suministro.

Dado el carácter fundamentalmente reactivo de la corriente inicial, la conexión demanda una alta potencia reactiva de la red que finalmente se estabiliza en el valor necesario para la excitación. Con la carga, la demanda de reactivo aumenta necesitándose conocer la característica de capacidad de carga del generador y las posibilidades del sistema de suministrar reactivo o compensar la reducción del factor de potencia. En resumen, la decisión de emplear los generadores asincrónicos presupone un estudio técnico económico particular para cada caso.

### Nivel de cortocircuito del sistema en el punto de la instalación de cogeneración

Con el aumento del número de generadores en un circuito, se reduce la impedancia del sistema aumentando los **MVA** de cortocircuito. Con máquinas potentes o varias máquinas simultáneamente, se puede exceder la capacidad de interrupción de los dispositivos de los usuarios y de la red y provocar daños considerables en caso de fallas en estos sistemas.

Conocer el nivel de cortocircuito del sistema en el punto de interconexión del generador es importante por razones tan variadas como:

1. Selecciona y/o verificar la capacidad interruptiva de los interruptores y desconectivos de la compañía, los usuarios y de la propia instalación de cogeneración
2. Definir el tipo, verificar la sensibilidad y el ajuste de las protecciones en caso de fallas en las líneas de la electrificadora o en las instalaciones vecinas.
3. Definir el esquema de la protección separadora
4. Ajuste de los reguladores de voltaje.
5. Determinar el impacto sobre las pérdidas en el sistema, la confiabilidad, la restauración del servicio, las comunicaciones y la potencialidad de sobrevoltajes peligrosos en condiciones anormales de operación.

El nivel de cortocircuito es un dato suministrado por la compañía electrificadora y es representativo de la impedancia del sistema; usualmente su reactancia inductiva cuando se trata de líneas aéreas donde se desprecia la resistencia de las mismas e indica cuán potente es el sistema en ese punto. Se expresa en **MVA** y se calcula como:

$$MVA_{SC} = \frac{\sqrt{3}KV_N \times I_{SC}}{1000}$$

$$Z_s = \frac{KV_N \times 1000}{\sqrt{3}I_{SC}}$$

Donde:

$I_{SC}$  es el valor rms de la corriente de cortocircuito trifásico simétrico en A.

$KV_N$  es el voltaje nominal en kilovolts

$Z_{SC}$  es la impedancia del sistema

En términos en p.u., si  $MVA_{BASE} = \frac{\sqrt{3}KV_N \times I_{BASE}}{1000}$  se tiene:  $MVA_{SC(P.U.)} = I_{SC(P.U.)}$

$$Z_{SC(P.U.)} = \frac{1.0}{I_{SC(P.U.)}} = \frac{1.0}{MVA_{SC(P.U.)}}$$

En la medida que aumenta el nivel de cortocircuito la impedancia del sistema es menor y éste es más potente. Un sistema potente requiere de interruptores más costosos de mayor capacidad interruptiva, tiene una mejor regulación de voltaje y generalmente, mayor disponibilidad y un menor número de fallas (Ver Tabla 4.9).

### **Protecciones en la interconexión o protección separadora**

Las protecciones en el punto de interconexión deben satisfacer los objetivos siguientes:

1. Mantener la calidad del servicio a los usuarios y garantizar la protección y seguridad del personal de operación y mantenimiento del SEN.
2. Proteger al generador de los daños que pueda causarle el sistema, fundamentalmente en casos de recierre automático, sobrevoltajes, sobreexcitación, estados de operación desbalanceada y corrimiento de la frecuencia.
3. Eliminar los daños que puede ocasionar la contribución del generador al sistema cuando ocurren fallas en éste
4. Desconectar el generador cuando deja de operar en paralelo con el SEN.

En general, estos requerimientos se cumplen atendiendo al tipo de generador; sincrónico o asincrónico, su potencia, la rigidez del sistema, el nivel donde se realiza la unión; transmisión, subtransmisión o distribución, las conexiones empleadas en el transformador de enlace entre ambos sistemas, etc. Todos los proyectos de cogeneración necesitan del estudio de la filosofía de las protecciones y la interconexión con vistas a obtener los resultados económicos más favorables con un mínimo de recursos.

La introducción de un generador en un sistema presenta varios aspectos que interesa a los usuarios, propietarios y a las compañías electrificadas, tanto desde el punto de vista de la operación, como de la protección, seguridad y calidad de la energía. Entre estos se pueden señalar además del nivel de cortocircuito los siguientes:

- Retroalimentación de los circuitos que puedan ser desenergizados por la apertura de los interruptores de las subestaciones del sistema. La retroalimentación posee dos problemas potenciales:
  - La energización de circuitos que hallan sido desenergizados para operaciones de mantenimiento representa un elevado riesgo para el personal de las compañías
  - La calidad de la energía con que pueden quedar alimentado estos circuitos puede causar daños a los equipos de los usuarios y de la compañía electrificadora.

La aparición de estos problemas es muy dependiente de la capacidad de generación; los generadores pequeños con una capacidad inferior al 1% de la capacidad de la línea, poseen poca potencia para sostener la retroalimentación; sin embargo, máquinas más potentes, del orden del 50% de la capacidad del alimentador y superior, pueden mantener el voltaje y la frecuencia aún cuando resulten totalmente separadas de la red.

- La operación en isla es una condición que se presenta frecuentemente en un sistema de cogeneración de potencia media. En estos casos el voltaje y la frecuencia están controladas por el generador o los generadores que han resultado aislados.

En estas condiciones y dependiendo de la potencia, inercia y regulación de los generadores, pueden suceder variaciones del voltaje y la frecuencia con capacidad suficiente para provocar años en las instalaciones de los usuarios y la sobresaturación de transformadores y motores. Es común detectar esta condición y separar al generador de la red, manteniendo la instalación de cogeneración trabajando con una parte o la totalidad de sus equipos independientemente.

Uno de los procedimientos más sencillos para detectar este régimen es la utilización de relevadores de sobre y bajo voltaje y sobre y baja frecuencia. Debe resaltarse que las protecciones que protegen al generador; diferencial, sobrecorriente, carga asimétrica, potencia inversa, fallas a tierra, entre vueltas, operación asincrónica, etc. no detectan, discriminan y actúan con la sensibilidad suficiente ante diferentes condiciones del sistema. Si se incrementase esta sensibilidad, para detectar fallas remotas y fenómenos transitorios en el sistema, se producirían disparos inapropiados de los generadores.

Cuando se utilizan generadores asincrónicos, las oscilaciones del voltaje se reducen o se extinguen rápidamente debido a que su excitación depende de las condiciones de la red y a la baja constante de tiempo de estas máquinas.

En general, para una operación satisfactoria, los relevadores de sobre y bajo voltaje se ajustan entre un 125 y un 130 % y entre un 70 y un 75% respectivamente y los de sobre y baja frecuencia a  $\pm 1$  % de la frecuencia nominal.

No existe en la actualidad una norma para la protección de los generadores de



diversa capacidad que trabajen en paralelo con el sistema e interconectados a sus diferentes niveles. En agosto del 2002, en la ciudad de Monterrey, México, se presentó el estado de las normas de interconexión conocidas como “*Standard 1547 D.R for Interconnection with Power Systems*”. Esta norma atiende aspectos tales como:

- Operación aislada.
- Regulación de voltaje de estado estable.
- Fluctuación de voltaje y armónicos
- Influencia en la protección de sobre aumento de las líneas.
- Impacto en la confiabilidad y reestablecimiento del servicio.
- Potencialidad para provocar sobrevoltajes transitorios.
- Impacto en las pérdidas.
- Montaje.

Estas normas se basan en la capacidad y tipo de generador y especificarán lo siguiente:

- Protecciones.
- Conexión y aterramiento de los transformadores.
- Aterramiento del sistema.
- Coordinación con las protecciones aguas arriba y equipo de regulación de voltaje.
- Control de la calidad de la energía (fluctuaciones de voltaje, armónicos sobre y bajo voltaje y frecuencia.)
- Monitoreo, tele medición control y despacho.
- Control, mantenimiento y verificación periódica de las protecciones, equipos de las subestaciones, sistemas de comunicación y equipo de control.

El sentido práctico de estas normas es minimizar la cantidad de protecciones necesarias y elevar su confiabilidad.

En general un esquema de protección separadora posee las siguientes funciones:

#### **A.- Que producen señalización y alarma**

- Nivel de aceite del transformador
- Temperatura del aceite
- Sobrecarga del transformador

#### **B.- Que producen señalización alarma y disparo**

- Mínima tensión
- Carga asimétrica
- Máxima tensión
- Sobrecorriente de fase
- Falla a tierra

- Buchholtz
- Direccional de sobrecorriente con arranque por tensión
- Sobre y baja frecuencia
- Protección diferencial

### **C.-Para permitir la sincronización**

- Sincronización automática o relevadores supervisores de sincronismo

La compañía electrificadora especifica normalmente:

- Configuración de los devanados del transformador de enlace
- Requisitos de relevadores, TC y TP
- Funciones de protección requeridas
- Ajustes y velocidad de operación

Un esquema de protección de sincronismo se muestra en la Figura 4.20.

Normalmente los requerimientos técnicos para la interconexión de un generador a las redes eléctricas son establecidos por cada compañía electrificadora.

Las pequeñas y medianas instalaciones de cogeneración se interconectan al sistema en el nivel de distribución y subtransmisión. En muchos países y en Cuba, la subtransmisión se realiza a 34.5 kV solidamente aterrado con tres hilos. La distribución a 13.8 y 4.16 kV generalmente con cuatro hilos. La mayoría de estos circuitos son radiales, aéreos y están sujetos tradicionalmente a condiciones de operación donde sobresalen las fallas monofásicas a tierra, la pérdida de una de las fases y el desbalance de voltaje y corriente.

La introducción de un generador en un circuito radial provoca la redistribución de la energía, modifica el nivel de cortocircuito y potencialmente puede crear sobrevoltajes transitorios, fundamentalmente en redes de distribución de cuatro hilos con transformación de fase a neutro. El punto más delicado y de mayor atención, es la sobresaturación de los transformadores y el sobrevoltaje a que se someten los equipos cuando ocurren fallas monofásicas a tierra en sistemas no aterrados de cuatro hilos donde es usual conectar los transformadores entre fase y tierra.

En un sistema no aterrado cuando una de las fases falla a tierra, el voltaje de las fases no falladas incrementa  $\sqrt{3}$  veces, es decir, se hace igual al voltaje de línea. Por ejemplo, un transformador que normalmente es alimentado con un voltaje de 2300 Volts, queda conectado a 4160 Volts, sometiendo a todos los consumidores y dispositivos electrotécnicos conectados a él a un sobrevoltaje peligroso y sostenido. Además con la sobresaturación crece considerablemente el contenido armónico del sistema lo cual es un problema adicional.

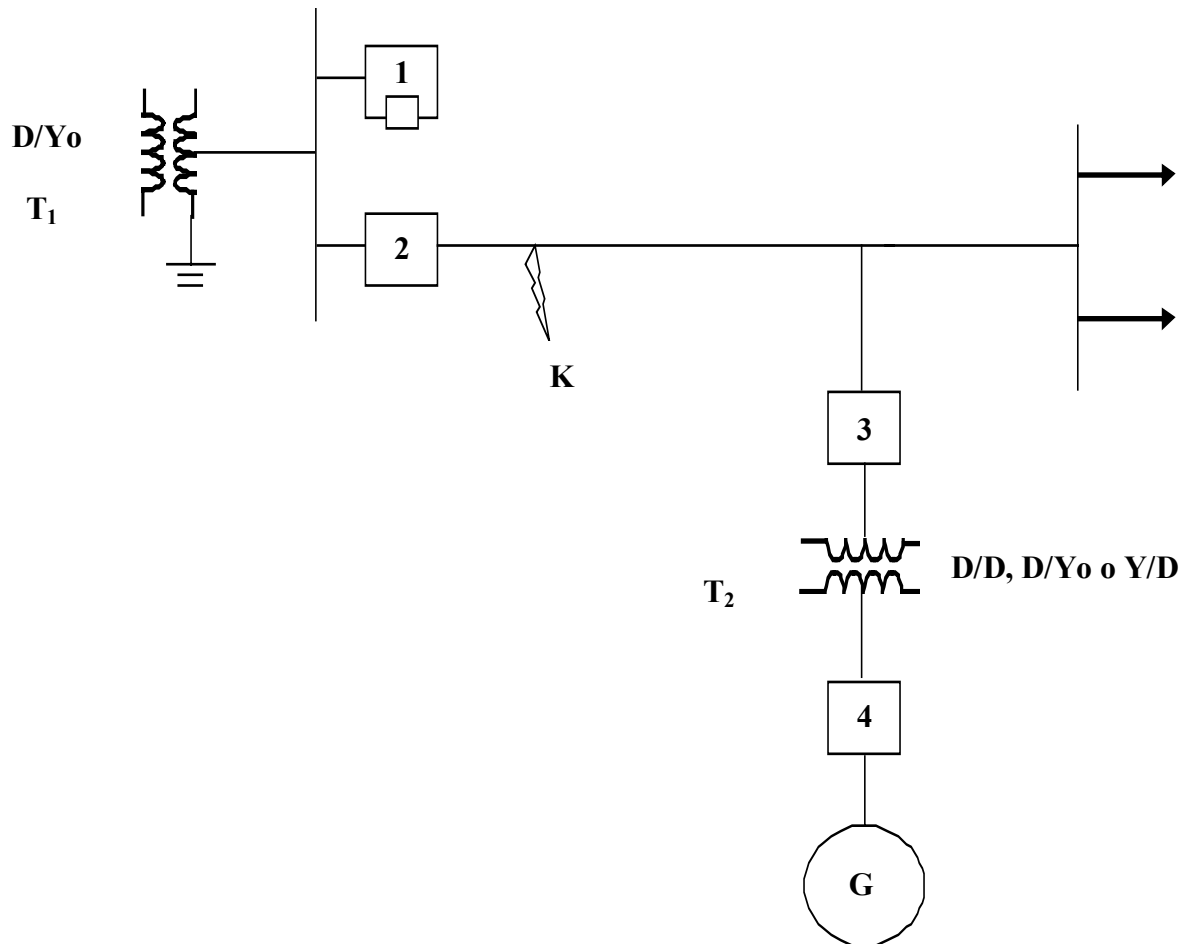
### Efecto del grupo de conexión y capacidad del banco de enlace

. Las conexiones más utilizadas en los transformadores de las subestaciones son:

- Estrella aterrada - delta;  $Y_0/\Delta$
- Estrella - delta;  $Y/\Delta$
- Delta - estrella aterrada  $\Delta/Y_0$
- Delta - estrella;  $\Delta/Y$
- Delta - delta;  $\Delta/\Delta$
- Raras veces, la estrella aterrada – estrella aterrada;  $Y_0/Y_0$ .
- La conexión  $Y/Y_0$  es poco usual debido a la distorsión de las tensiones de línea con carga asimétrica. No obstante se utiliza para alimentar cargas trifásicas y de alumbrado con potencia limitada.
- Las conexiones asimétricas, delta o estrella abierta, se emplean en circuitos rurales o urbanos generalmente con potencia limitada o en caso de avería de un transformador en grupos monofásicos.

Para analizar las conexiones donde se emplee un transformador cuyo primario (lado de alto voltaje o de la red) no esté aterrado se hará referencia a la Figura 4.22.





En condiciones normales o de prefalla, los voltajes a neutro se encuentran como se muestran en la Figura 4.23. En este caso  $V_{AN} = \frac{V_{AB}}{\sqrt{3}}$ . A partir de  $t=0$ , la fase B falla a tierra. El interruptor 1 de la subestación abre el circuito y la línea permanece alimentada desde la instalación de cogeneración a través del transformador  $T_2$  no aterrado. En estas condiciones el triángulo de voltaje es el mostrado en la figura. En él se cumple que  $V_{BN} = 0$ ,  $V_{AB} = V_{AN} = V_{CN} = V_L$ ; Es decir, el voltaje a neutro en las fases no falladas es  $\sqrt{3}$  veces superior.

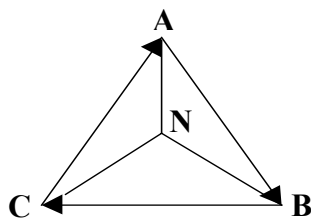


Figura 4.23. Condiciones de prefalla

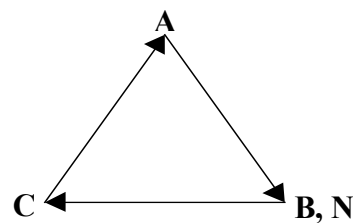


Figura 4.24. Falla a tierra en la fase B

Algunas compañías permiten la utilización de estas conexiones sólo si con la apertura del interruptor 1, el generador queda sometido a un 200% de sobrecarga o más. Con la elevada sobrecarga, el voltaje no crece excesivamente y se produce el disparo del generador. Por ello la conexión no aterrada por el lado de alta se admite en caso de pequeños generadores que quedan sometidos a este nivel de sobrecarga cuando operan aislados.

La práctica cubana en los circuitos de 34.5 KV ha estandarizado el empleo de los transformadores aterrados por primario o utilizar bancos de aterramiento (grounding bank) para facilitar la circulación de corriente de secuencia cero y hacer operar las protecciones que disparen el generador.

El uso de bancos de aterramiento en este tipo de circuito en Cuba donde no existen transformadores monofásicos conectados entre fase y neutro para otros servicios, en la opinión de este autor, es energéticamente ineficiente. Un esquema eficaz de protección para detectar las fallas a tierra en un sistema aislado se logra con transformadores conectados en delta rota o si se adicionan relevadores de sobre y bajo voltaje fundamentándose en la variación de los voltajes a neutro cuando ocurre una falla a tierra.

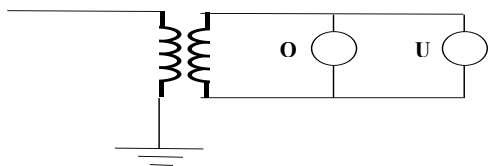


Figura 4.25. Protección con relevadores de sobre y bajo voltaje

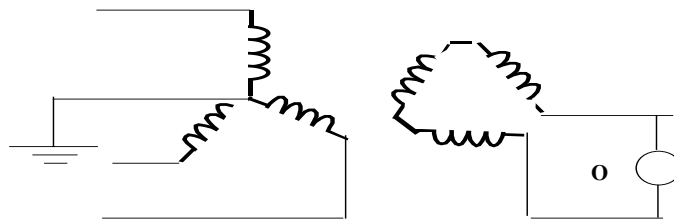


Figura 4.26. Protección con transformador en delta rota

### Conexión estrella aterrada delta; Yo/D.

Cuando el transformador  $T_2$  está conectado en estrella aterrada /delta y ocurre una falla a tierra, se establece una trayectoria para la circulación de la corriente de secuencia cero como se muestra la red de secuencia de la Figura 17

Como se puede observar, aún cuando el generador esté fuera de línea; interruptor 4 abierto, existe una trayectoria para la circulación de la corriente de secuencia cero. Esto es; el transformador actúa como un transformador de aterramiento y la corriente de secuencia cero circula tanto por la estrella como en el interior de la delta.

En un sistema de 4 hilos por el neutro circula la corriente de secuencia cero resultante del desbalance de las corrientes de fase. Este puede ser el caso en los circuitos de

4.16 y 13.8 KV e incluso 34.5 KV en cualquier país donde se conecten los transformadores monofásicos entre línea y neutro.

La corriente de desbalance antes de instalar el transformador  $T_2$  de la planta de cogeneración, circulaba por el neutro del transformador de la subestación principal  $T_1$ , ahora circulará una parte de ella por el transformador  $T_2$ . Esta corriente limita la capacidad efectiva de este transformador para la transferencia de carga. Este problema se agudiza cuando en el sistema operan protecciones monofásicas tales como “drop outs”, recierres, fusibles, etc.

La conexión estrella aterrada/ delta es universalmente utilizada para la conexión de potentes generadores a sistemas de transmisión. En un sistema de 4 hilos su empleo debe ser analizado.

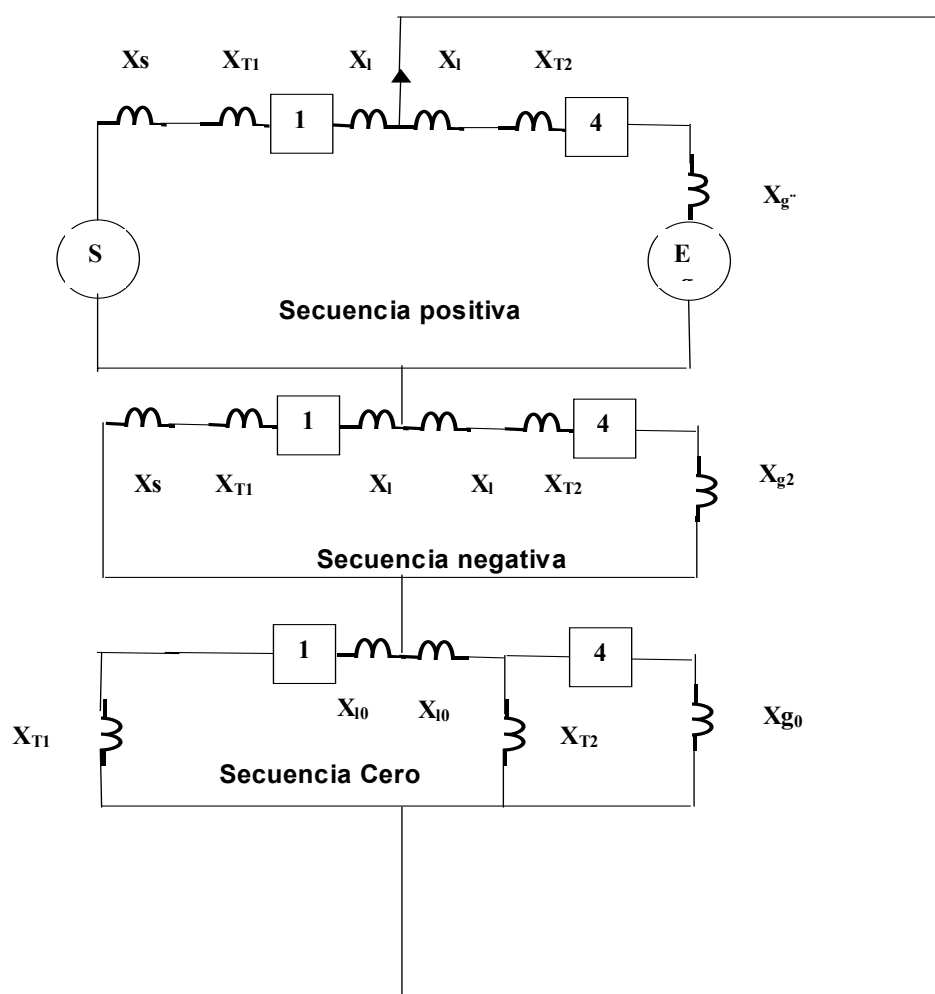


Figura 4.27. Redes de secuencia para una falla en el punto A

**Conexión estrella aterrada / estrella aterrada; Yo/Yo.**

Este grupo de conexión establece también una trayectoria para la circulación de la corriente de secuencia cero y brinda la oportunidad de detectar, desde la subestación principal del sistema, fallas a tierra en la instalación de cogeneración si se conectan relevadores con la sensibilidad suficiente.

Cuando se usa esta conexión, y el generador está conectado en estrella aterrada, circulan corrientes de secuencia cero que limitan la capacidad del generador.

En términos generales, no existe una conexión que pueda considerarse “la mejor exclusivamente” para la generación distribuida y la cogeneración en pequeña y mediana escala. Todas tienen sus ventajas y desventajas relativas a la interacción entre el generador y el sistema y el esquema más apropiado de las conexiones.

**Operación aislada del generador.**

Uno de los problemas fundamentales de las protecciones contra la operación aislada, una vez que el generador deja de trabajar en paralelo con la red, en aquellas redes que poseen recierre automático, es el tiempo de operación.

La protección debe permitir el recierre automático. Para ello es necesario especificar el tiempo máximo de operación de la protección separadora. El recierre automático puede operar con una velocidad elevada próxima a los 15 o 20 ciclos después del disparo. Evidentemente, el peligro consiste en que si se produce el recierre estando aún el generador en línea, se puede producir una conexión fuera de sincronismo donde surgen grandes corrientes y esfuerzos en los ejes de los generadores y motores primarios que ocasionan daños a la instalación.

Un procedimiento para detectar la operación aislada es la instalación de un relevador de baja frecuencia. Cuando ésta actúa, no permite que el generador coopere en el restablecimiento del sistema ante determinadas perturbaciones. Este hecho, puede contribuir a que se reduzca la fiabilidad de un circuito al cual se incorpore uno o varios generadores de consideración.

Si es de interés que se extienda el tiempo de disparo del generador la compañía electrificadora puede tomar la decisión de desactivar el recierre automático o modificar el esquema instalando un relevador supervisor de voltaje y chequeo de sincronismo.

Un problema que puede suceder en caso de la operación aislada de un generador de potencia suficiente, es la sobreexcitación de los transformadores apareciendo el sobrevoltaje y la distorsión de la forma de onda lo cual puede hacer inoperante a las protecciones de sobre y bajo voltaje y frecuencia de los usuarios.

Un procedimiento para disparar un generador en caso de régimen aislado es observar la operación de los interruptores del sistema a través de un contacto auxiliar de éstos



que produzca el disparo remoto.

La protección separadora puede actuar sobre los interruptores de los generadores o sobre el interruptor montado en el secundario del transformador de enlace en el punto común de acople. El primer procedimiento se realiza cuando el generador no posee la capacidad suficiente para alimentar la carga local de la instalación de cogeneración. El segundo se emplea cuando es capaz de mantener en funcionamiento la instalación industrial independientemente de las condiciones del sistema.