

F - DE PFI  
CE No. 6  
1992  
E J. 4

# CUADERNOS SOBRE ENERGIA

---



---

Universidad Nacional Autónoma de México  
Facultad de Ingeniería  
División de Estudios de Posgrado

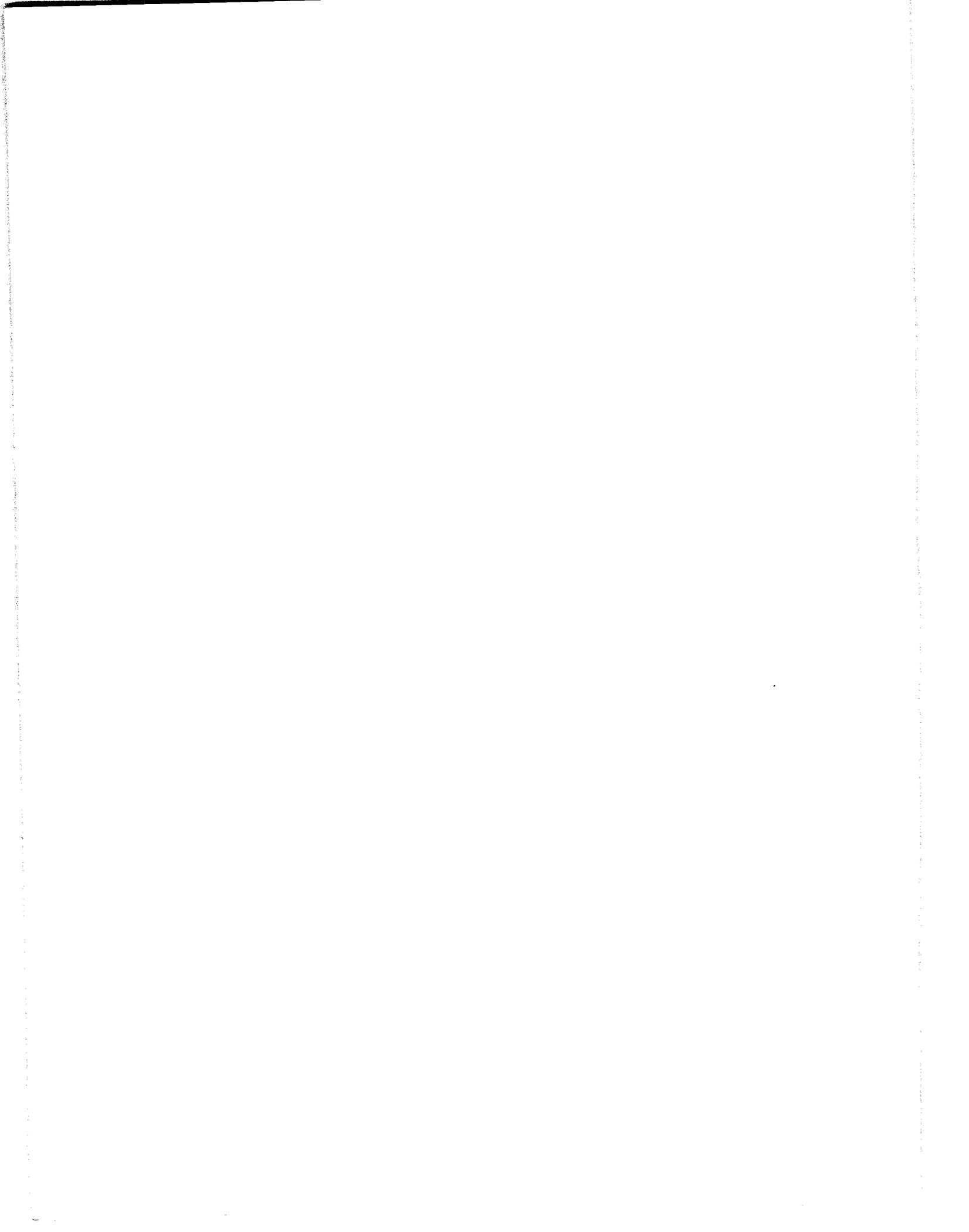
**DIPLOMADO EN  
COGENERACION**

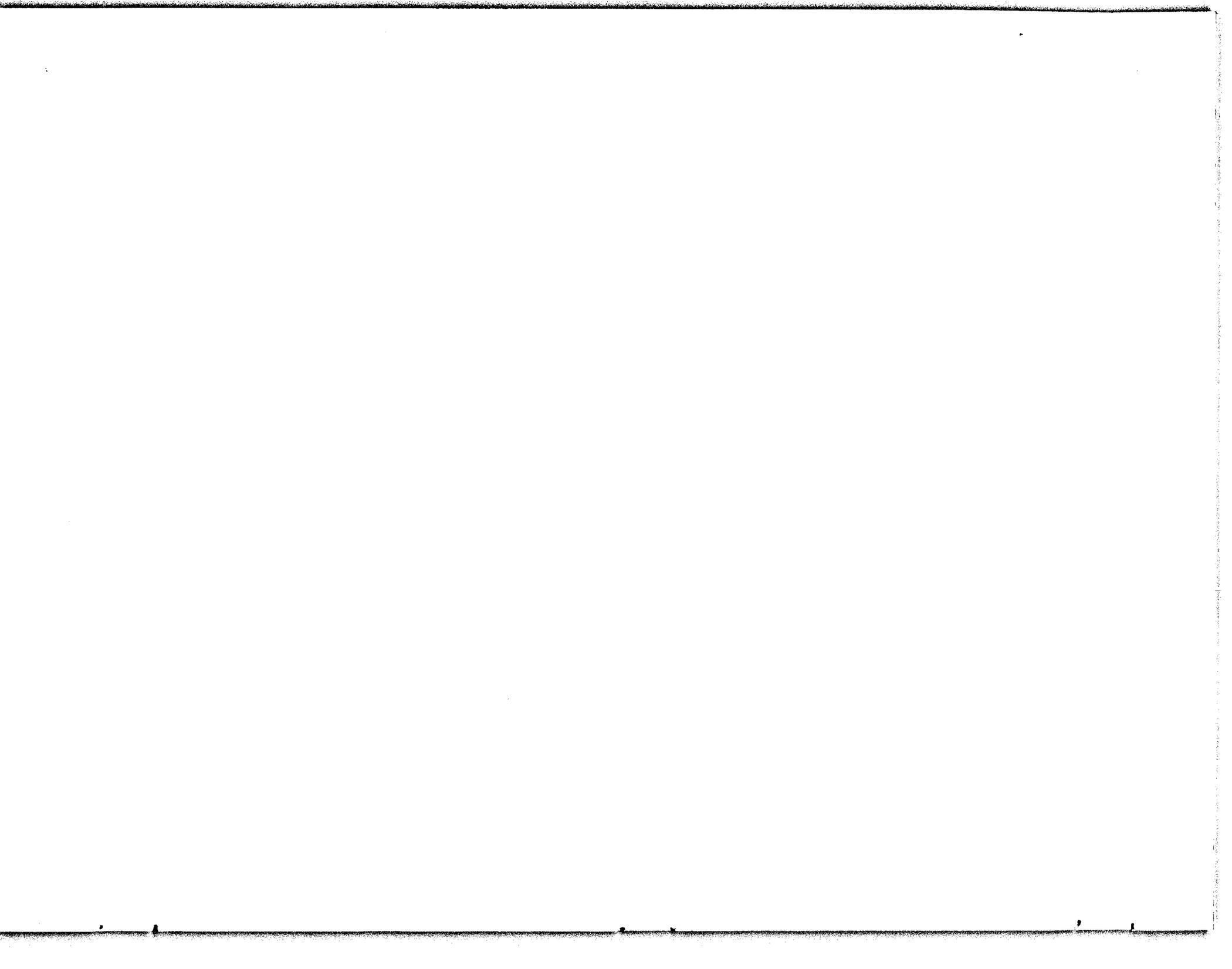
**Módulo I  
"ESQUEMAS DE COGENERACION"**

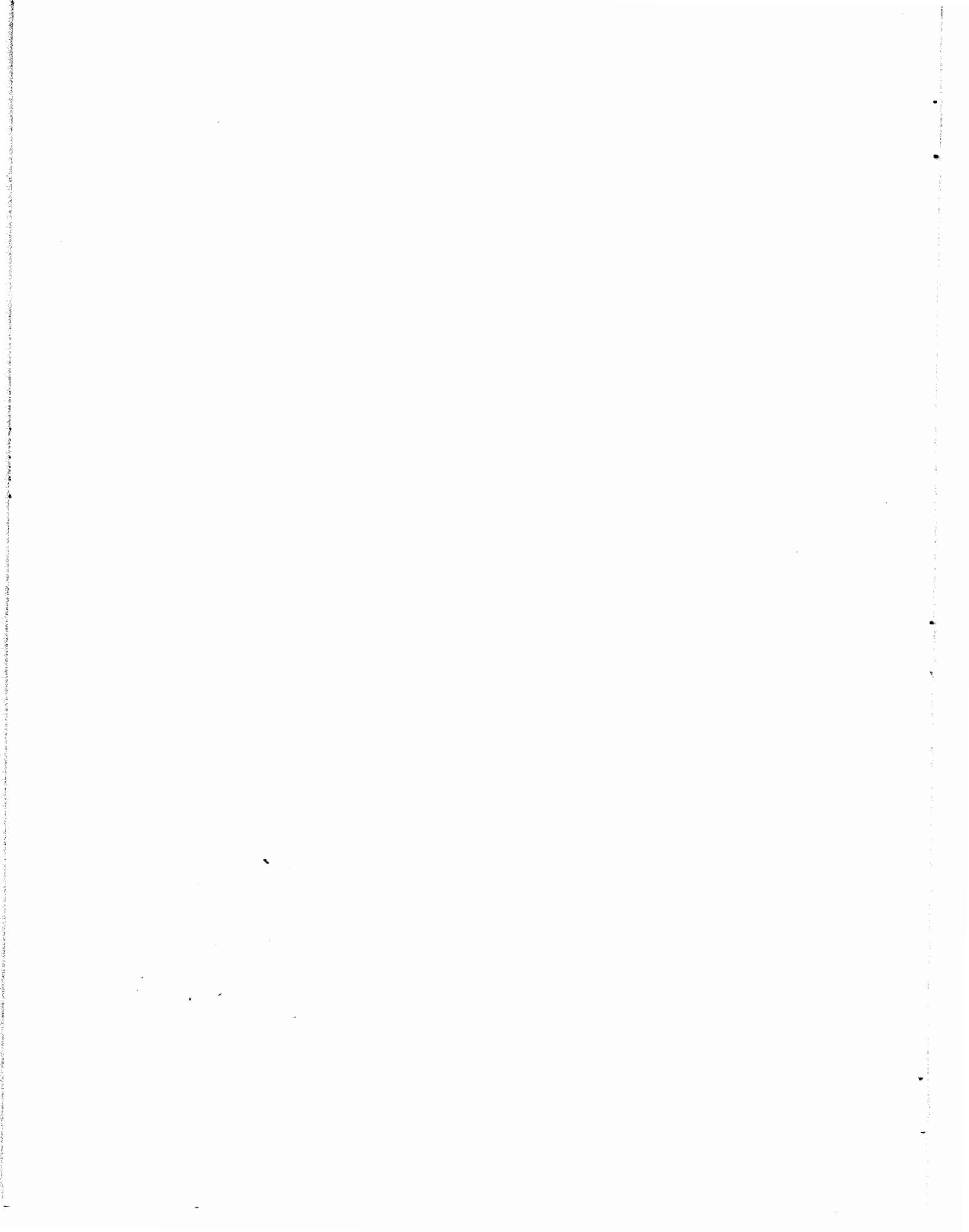
**M.I. ARTURO F. MONEDERO DE LA VEGA**

**No. 6**

**Diciembre de 1992**







# DIPLOMADO EN COGENERACION

## Módulo I "ESQUEMAS DE COGENERACION"

Autor:  
M.I. ARTURO F. MONEDERO DE LA VEGA

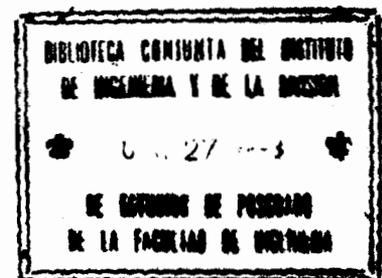
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
(UNAM)  
FACULTAD DE INGENIERIA  
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO  
DEPTO. EXPLORACION Y EXPLOTACION DE REC. ENERGETICOS DEL SUBSUELO  
AREA DE INGENIERIA ENERGETICA

FONDO NACIONAL DE APOYO A PLANES Y  
PROGRAMAS DE AHORRO DE ENERGIA  
(FONAE)

COMISION NACIONAL PARA EL AHORRO DE ENERGIA  
(CONAE)

CONSEJO NACIONAL DE CIENCIA Y TECNOLOGIA  
(CONACYT)

Area de Ingeniería Energética  
Apartado Postal No. 70-256  
Ciudad Universitaria  
04510 México, D.F.  
Tel. 5 50 87 12  
Fax. 6 16 10 73





DEPFI  
CE U.6  
1992  
2611

LIBRARY OF THE  
ACADEMY OF SCIENCES  
MEXICO  
DEPFI

## **P R E S E N T A C I O N**

**La cogeneración sistema conocido y muy experimentado en los países más industrializados, es hoy una gran alternativa como modo de conservación de energía para la industria mexicana.**

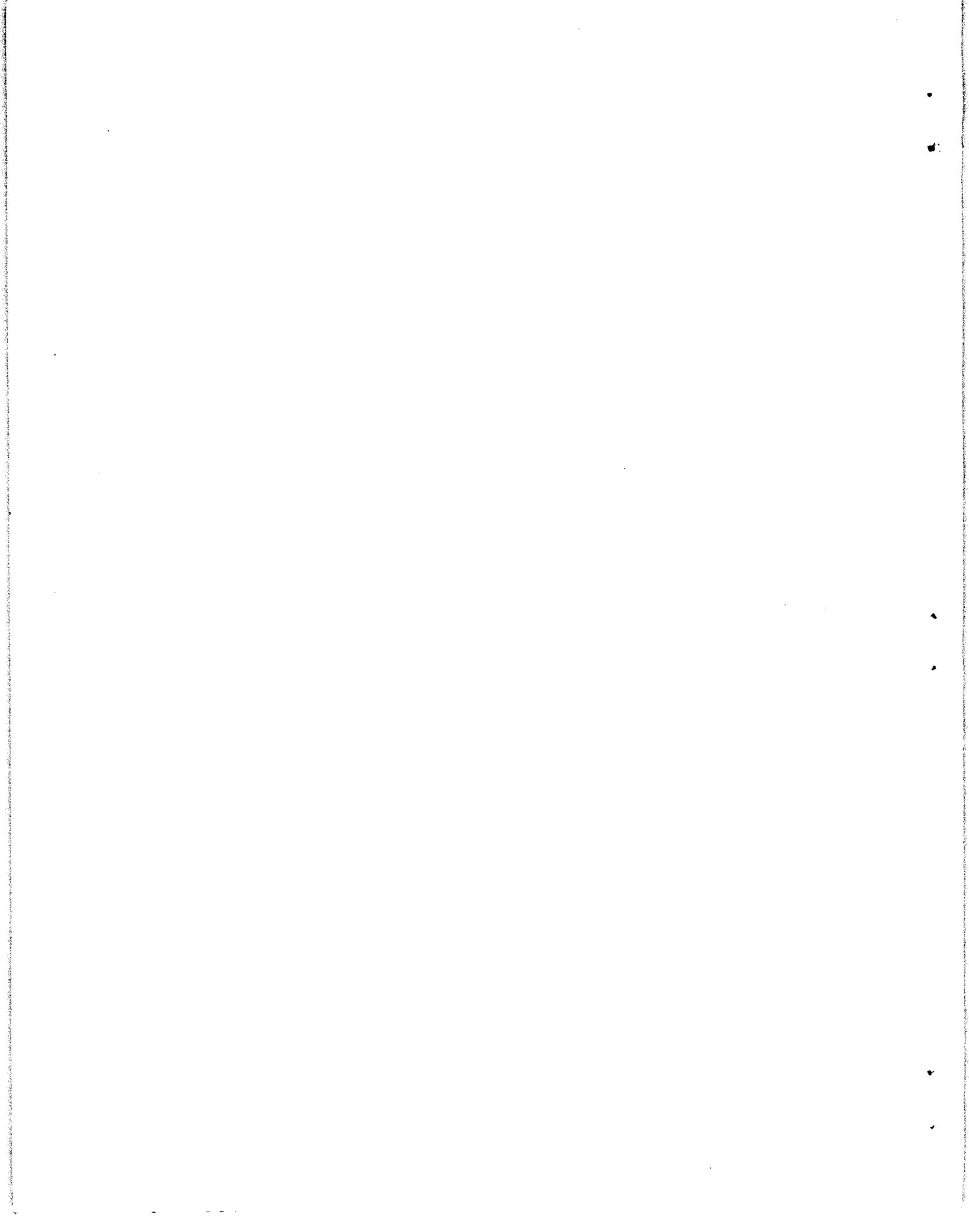
**La cogeneración es la producción conjunta de electricidad y calor por el propio usuario, lo cual conlleva un rendimiento energético global más elevado, reduciéndose el consumo total y, en consecuencia, la factura energética, sin alterar los procesos productivos o calidad de los servicios.**

**La Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), con el patrocinio del Fondo Nacional de Apoyo a Planes y Programas de Ahorro de Energía (FONAE), la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE) y el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), consientes de la necesidad de formar especialistas en el tema ha llevado a cabo el primer DIPLOMADO EN COGENERACION que se imparte en el país, a través de la División de Estudios de Posgrado de la Facultad de Ingeniería (DEPFI).**

**Como apoyo a los estudiantes del diplomado, la DEPFI publica el material didáctico generado para dicho fin, en cuatro volúmenes de Cuadernos sobre Energía, cuyos títulos y autores se muestran a continuación:**

- Módulo I : Esquemas de Cogeneración  
M.I. Arturo F. Monedero de la Vega**
- Módulo II : Diseño de Sistemas de Cogeneración  
Ing. Rogelio Rufz Esparza Gutiérrez**
- Módulo III: Evaluación Económica de Proyectos de Cogeneración  
Ing. Luis Fernández González**
- Módulo IV : Perspectivas e impactos de la Cogeneración en México  
Ing. Eduardo Buendía Domínguez**

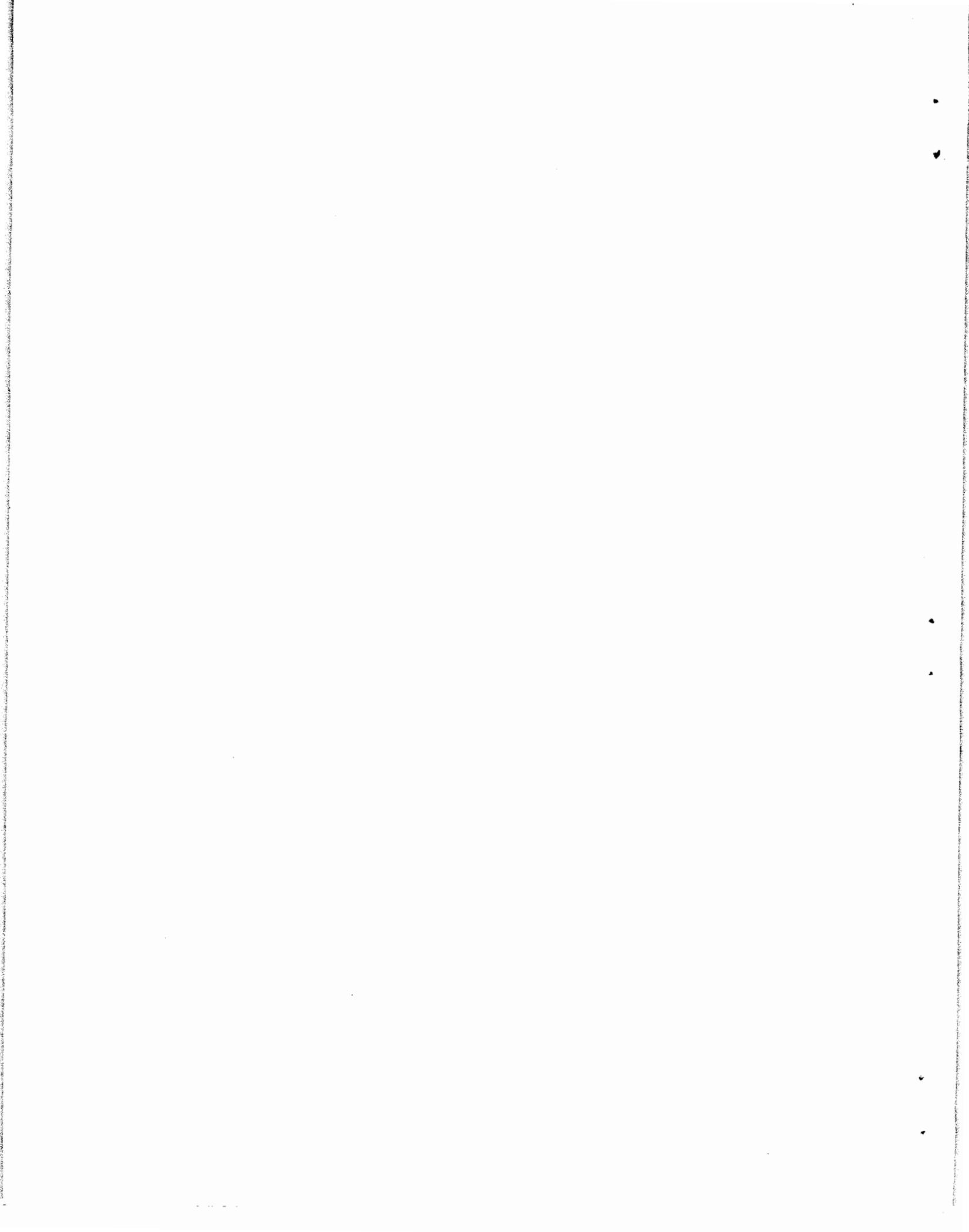
**Ing. Luis Fernández González  
Jefe del Area de Ingeniería Energética**



## **AGRADECIMIENTOS**

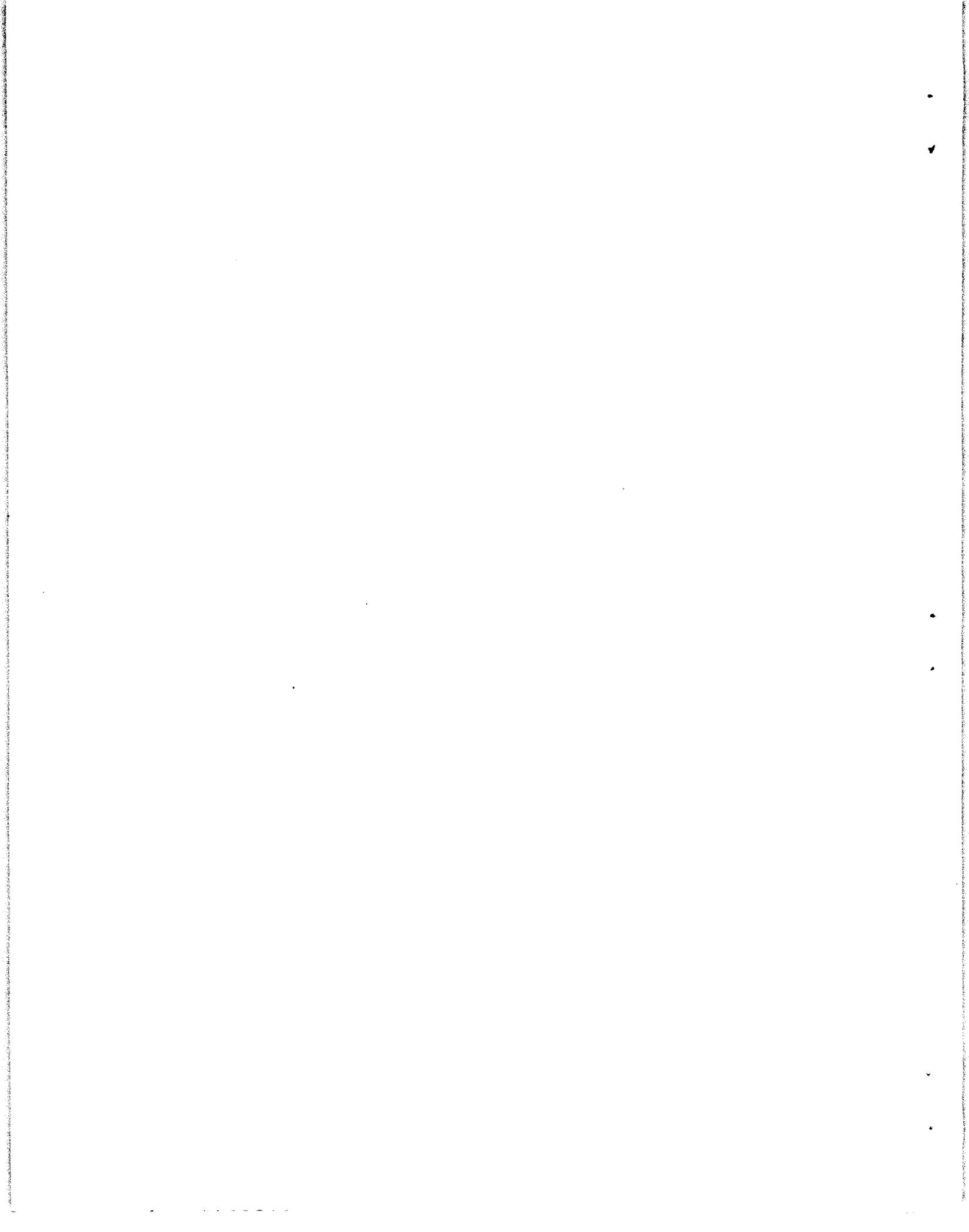
**Agradesco muy ampliamente a la Ing. Alicia Khouri Solis  
por su gran apoyo en la realización de éstas notas.**

**Y de igual forma al Ing. Rafael Domínguez Hernández por la revisión  
tan detallada que llevó a cabo de las mismas.**



## **INDICE**

<b>1.- Conceptos y Ventajas de la Cogeneración.</b>	<b>1</b>
1.1.- Concepto y Filosofía de la Cogeneración.	1
1.2.- Beneficio de la Cogeneración al Usuario directo y al Sector Energético.	1
1.3.- Factores que inciden en la Factibilidad de Proyectos de Cogeneración.	5
<b>2.- Esquemas Básicos de Sistemas de Cogeneración.</b>	<b>8</b>
2.1.- Clasificación General.	8
2.2.- Esquemas con Turbinas de Vapor.	10
2.3.- Esquemas con Turbinas de Gas.	19
2.4.- Esquemas con Motores Reciprocantes.	36
2.5.- Recuperadores de Calor.	45
2.6.- Características inherentes a cada Esquema.	53
<b>3.- Consideraciones de diseño de los Sistemas.</b>	<b>61</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>64</b>



## **1.- CONCEPTO Y VENTAJAS DE LA COGENERACION**

### **1.1 CONCEPTO Y FILOSOFIA DE LA COGENERACION**

La palabra cogeneración es un término nuevo que sirve para definir una serie de procedimientos empleados por los industriales desde hace muchos años para cubrir sus propias necesidades de energía térmica y/o eléctrica. Las industrias textiles en los Estados Unidos de Norteamérica, por ejemplo, usaban estos sistemas desde 1905. Su importancia fue disminuyendo a medida que se extendían las redes de distribución de energía eléctrica y bajaban los costos de la energía primaria.

Hoy en día se ha producido un resurgimiento de estos procedimientos como consecuencia del encarecimiento de la energía eléctrica generada en las centrales generadoras y principalmente en las térmicas convencionales.

Existen muchas formas de definir la cogeneración, a continuación se enuncian dos formas, una genérica y una de aplicación más particular:

**La COGENERACION es la producción conjunta de dos manifestaciones de energía a partir de una misma fuente energética.**

**La COGENERACION es la producción conjunta de energía eléctrica y de energía térmica aprovechable en forma de gases o líquidos calientes, a partir de una sola fuente energética.**

### **1.2 BENEFICIO DE LA COGENERACION AL USUARIO DIRECTO Y AL SECTOR ENERGETICO**

Las ventajas que pueden presentar los diferentes sistemas de cogeneración son distintas cuando se enfocan desde el punto de vista de los intereses nacionales que cuando se hace desde la perspectiva del industrial individualizado. En los dos casos se ha elaborado un resumen de las mismas que se muestran en la siguiente tabla.

<b>VENTAJAS DE LA COGENERACION</b>	
<b>PARA LA NACION</b>	<b>PARA EL INDUSTRIAL INDIVIDUALIZADO</b>
<p><b>1.1 AHORRO ENERGETICO.</b></p> <p>El consumo de energía primaria es menor en un sistema de cogeneración que el producir de forma independiente energía térmica y eléctrica.</p> <p><b>1.2 AHORRO ECONOMICO.</b></p> <p>Derivado del ahorro energético del punto anterior.</p> <p><b>1.3 MEJORA DEL MEDIO AMBIENTE.</b></p> <p>Por los siguientes motivos:</p> <p>Debido a que es menor la cantidad de energía primaria que se necesita para producir la misma cantidad de energía útil y a que el impacto ambiental causado por el transporte, refinado y extracción de la energía es menor.</p> <p><b>1.4 POSIBILITA LA INDUSTRIALIZACION DE ZONAS ALEJADAS DE LAS REDES DE DISTRIBUCION DE ALTA TENSION.</b></p> <p>En el caso de centros de desarrollo industrial se puede pensar en sistemas que proporcionen energía térmica y eléctrica a diferentes industrias.</p> <p><b>1.5 REDUCCION DE CAPITAL DE INVERSION.</b></p> <p>Si los industriales que consumen grandes cantidades de energía eléctrica cogeneran, el gobierno tiene que invertir menos para abastecer la demanda creciente de electricidad.</p>	<p><b>2.1 AHORRO ECONOMICO.</b></p> <p>El industrial que cogenera no tendrá ahorros energéticos, es más, la energía primaria que debe adquirir será superior en un 5 a 10% a la que venía adquiriendo. Los ahorros son exclusivamente económicos y provienen de la diferencia de costos que existe entre la energía eléctrica que compraba a la red y el combustible que se emplea en su cogeneración.</p> <p><b>2.2. INDEPENDENCIA DE SUMINISTRO DE ENERGIA ELECTRICA DEL EXTERIOR.</b></p> <p>En determinados procesos industriales un corte de suministro de energía eléctrica puede provocar graves problemas, la existencia de un grupo de cogeneración garantiza una continuidad de suministro, al ser posible una interconexión en paralelo del sistema con la red.</p> <p><b>1.3 MEJORAMIENTO DE LA CALIDAD DEL SERVICIO.</b></p> <p>Con un sistema de cogeneración en una industria que requiere alta calidad de suministro de energía eléctrica se pueden eliminar las variaciones de tensión y frecuencia que ocurren en la red comercial.</p>

Tabla 1.1

A continuación se detallan algunos puntos de la tabla anterior.

#### Punto 1.1

100 kWh de energía primaria consumidos en un sistema de cogeneración que incorpore una turbina de gas y una caldera de recuperación de gases de escape generarían:

20 kWh de energía eléctrica.

67.5 kWh de energía calorífica aprovechable

Para producir las mismas cantidades de energía por procedimientos convencionales haría falta 125 kWh de energía primaria.

#### Punto 1.3

Aunque si bien son ciertas las consideraciones antes mencionadas, hay que tomar en cuenta el hecho de que la dispersión de los contaminantes emitidos por los sistemas de cogeneración con motores diesel, calderas de combustóleo ó calderas de carbón es menos atractiva para el medio ambiente que en las grandes centrales generadoras que cuentan con chimeneas muy altas y con equipo anticontaminante. Por ejemplo, la producción de NOx en un sistema de cogeneración mediante motores de combustión interna quemando diesel puede ser dos veces superior al que se produce en una central térmica quemando combustóleo ó carbón que cuente con lavadoras de gases en sus calderas (con una capacidad eléctrica y térmica equivalente al sistema de cogeneración).

Sin embargo, un sistema de cogeneración que utilice gas en una turbina produce menos del 1% de SOx, 27% de partículas y 50% de NOx, producidos por una central generadora de la misma capacidad quemando combustóleo ó carbón y con equipo anticontaminante.

## COMPARACION DE EMISIONES

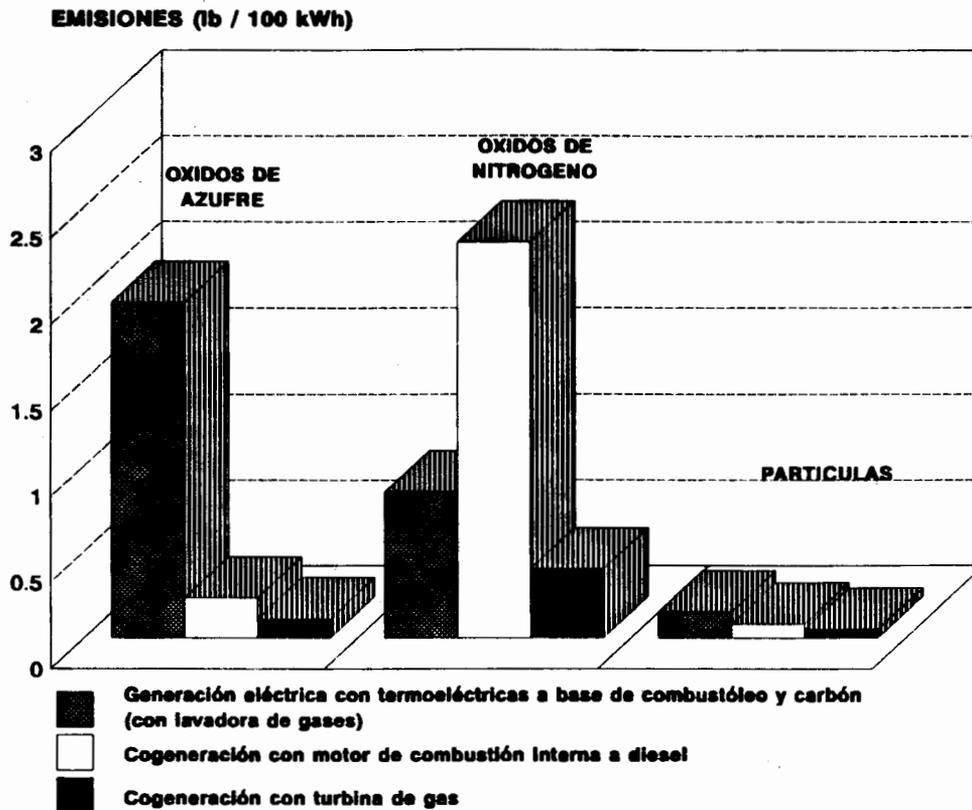


Figura 1.1.

### Punto 2.1

Volviendo al ejemplo planteado en el caso del ahorro energético a nivel nacional, un industrial que tuviese que adquirir las diferentes energías generadas con los 100 kWh de energía primaria consumidos en cogeneración, compraría

20 kWh de energía eléctrica.

75 kWh de energía primaria para obtener 67.5 kWh de energía calorífica aprovechable mediante un sistema convencional.

**Llamando**

$P_1$  = Precio de la energía eléctrica comprada a la red, \$/kWh.

$P_2$  = Costo del kWh de combustible, \$/kWh.

$C_m$  = Costo de mantenimiento de la instalación, \$/kWh.

Los ahorros económicos que obtendría el industrial que cogenerare serían:

$$20P_1 + 75P_2 - (100P_2 + 20C_m) =$$

$$= 20(P_1 - C_m) - 25P_2$$

De donde se deduce que el factor económico determinante para llevar a cabo una instalación de cogeneración es la relación existente entre los precios de la energía eléctrica comprada a la red y el precio del combustible empleado en el accionamiento del sistema de cogeneración.

### 1.3 FACTORES QUE INCIDEN EN LA FACTIBILIDAD DE PROYECTOS DE COGENERACION

Para poder definir la solución más económica que se apegue a las necesidades de una fábrica o proceso específico, hay que considerar los siguientes aspectos:

#### **Tipo de combustible.**

El carbón sería el combustible más barato. Sin embargo, su aplicación en plantas de cogeneración no se justifica por su alto costo de inversión en los sistemas de transporte, manejo de carbón, ceniza y la limpieza de los gases.

El combustóleo es altamente utilizado en calderas convencionales. Sin embargo su alto contenido de azufre y vanadio, especialmente el combustóleo Mexicano, lo hace fuertemente corrosivo y contaminante, requiriendo de un sistema de limpieza de gases muy costoso para poder cumplir con la ley de protección ambiental.

El diesel es un combustible menos contaminante que el combustóleo, pero sumamente caro, por lo que únicamente es económicamente rentable como respaldo.

El gas natural tiene la gran ventaja de ser un combustible muy limpio, cuyos gases no requieren de una limpieza especial si se usa un sistema de combustión adecuado. Es el combustible ideal para turbinas de gas, pero se usa también más y más en calderas convencionales. Aunque en México cuesta aproximadamente 10% más por MMBTU que el combustóleo, dependiendo de su costo de transporte, puede resultar demasiado caro si la planta no se encuentra en una zona de alta demanda de gas o de fácil acceso a un gasoducto de suficiente capacidad.

### **Relación calor/electricidad.**

Las diferentes industrias tienen sus requerimientos específicos de vapor y energía eléctrica.

Normalmente la disponibilidad continua de vapor de proceso tiene absoluta prioridad. Con la apertura del sector eléctrico, la autogeneración se puede manejar con más flexibilidad, visto que la energía sobrante o faltante se puede vender o conseguir a través de CFE.

### **Variación en el Consumo de Vapor.**

Cualquier tipo de caldera, recuperador o intercambiador de calor requiere de un cierto tiempo para satisfacer cambios en la demanda de vapor o agua caliente, mientras que las turbinas de vapor, responden inmediatamente a variaciones en el flujo.

Esto significa que en caso de procesos que impliquen variaciones rápidas en el consumo de vapor se recomienda el uso de turbinas de vapor con extracción y condensación en forma directa o integradas en un ciclo combinado. Esta solución requiere que las calderas generen una cantidad mayor que la demanda del proceso. El vapor excedente va a condensación y la electricidad excedente a la red pública.

### **Agua de Enfriamiento.**

En zonas de escasez de agua, donde se deben considerar sistemas de enfriamiento tipo seco, la turbina de gas tiene claras ventajas frente a la turbina de vapor, primordialmente en las de tipo condensación, ya que la expansión de las turbinas se ve altamente afectada por la presión de descarga, siendo ésta última dependiente de la temperatura a la cual se rechaza el calor.

### **Disponibilidad.**

La mayoría de los procesos industriales requieren de una disponibilidad ininterrumpida de vapor de proceso y electricidad. Las plantas de cogeneración pueden satisfacer este requisito si su concepto se define en forma adecuada. Para lograr esto hay que considerar la disponibilidad esperada de cada componente y prever los respaldos correspondientes.

Las siguientes cifras son promedios calculados a base de estadísticas obtenidas de entre 20 y 200 unidades de cada tipo.

COMPONENTE	DISPONIBILIDAD
Turbogrupos de gas.	90 %
Turbogrupos de vapor incluyendo caldera.	91.2 %
Calderas de recuperación.	98 %
Turbogrupos de vapor (sin caldera)	94 %

#### **Costo de la Inversión.**

Dependiendo de la tecnología seleccionada el costo de la inversión puede llegar a variar hasta en un 200%. Sin embargo las condiciones demandadas por el proceso serán las que definan primordialmente el tipo de tecnología y dentro de éstas se deberá adquirir aquella que requiera menor inversión.

#### **Protección Ambiental.**

Los límites de emisiones establecidos para la protección ambiental son de suma importancia en la evaluación de un proyecto, por su impacto en los costos de inversión y operación de las plantas de cogeneración.

#### **Situación Geográfica.**

Por razones técnicas y económicas las plantas de cogeneración deberán instalarse lo más cerca posible al consumidor de vapor de proceso. Los factores ambientales más importantes son, altura sobre el nivel del mar y temperatura ambiente.

## **2.- ESQUEMAS BASICOS DE SISTEMAS DE COGENERACION**

### **2.1 CLASIFICACION GENERAL**

La primera clasificación que puede hacerse es la que atiende al orden en que se realiza la generación de la energía calorífica y de la energía eléctrica. De acuerdo con esta clasificación los sistemas que pueden existir son:

#### **2.1.1. Sistemas Superiores**

Los denominados ciclos o sistemas superiores "Topping cycles", son aquellos en los que la energía primaria se utiliza para producir un fluido a alta temperatura y presión, que se utiliza para generar energía mecánica o eléctrica y el calor residual del fluido se utiliza en el proceso industrial.

Los sistemas superiores son ampliamente utilizados en los procesos de las industrias de pulpa y papel, petróleo, textiles, cerveza, comida, azúcar y otras más.

#### **2.1.2. Sistemas Inferiores**

Los denominados ciclos o sistemas inferiores "Bottoming cycles", son aquellos en los que la energía primaria se utiliza en el proceso industrial y la energía calorífica no aprovechada en el mismo se emplea en la generación de energía mecánica o eléctrica.

Los sistemas inferiores son utilizados en procesos generalmente con calor de desecho de 250°C de temperatura o mayor, tales como las industrias del cemento, acero, vidrio, química y otras.

Una vez que se ha realizado esta primera clasificación de los ciclos, se podrán clasificar en función del primotor que se emplee

# TIPOS BASICOS DE SISTEMAS DE COGENERACION

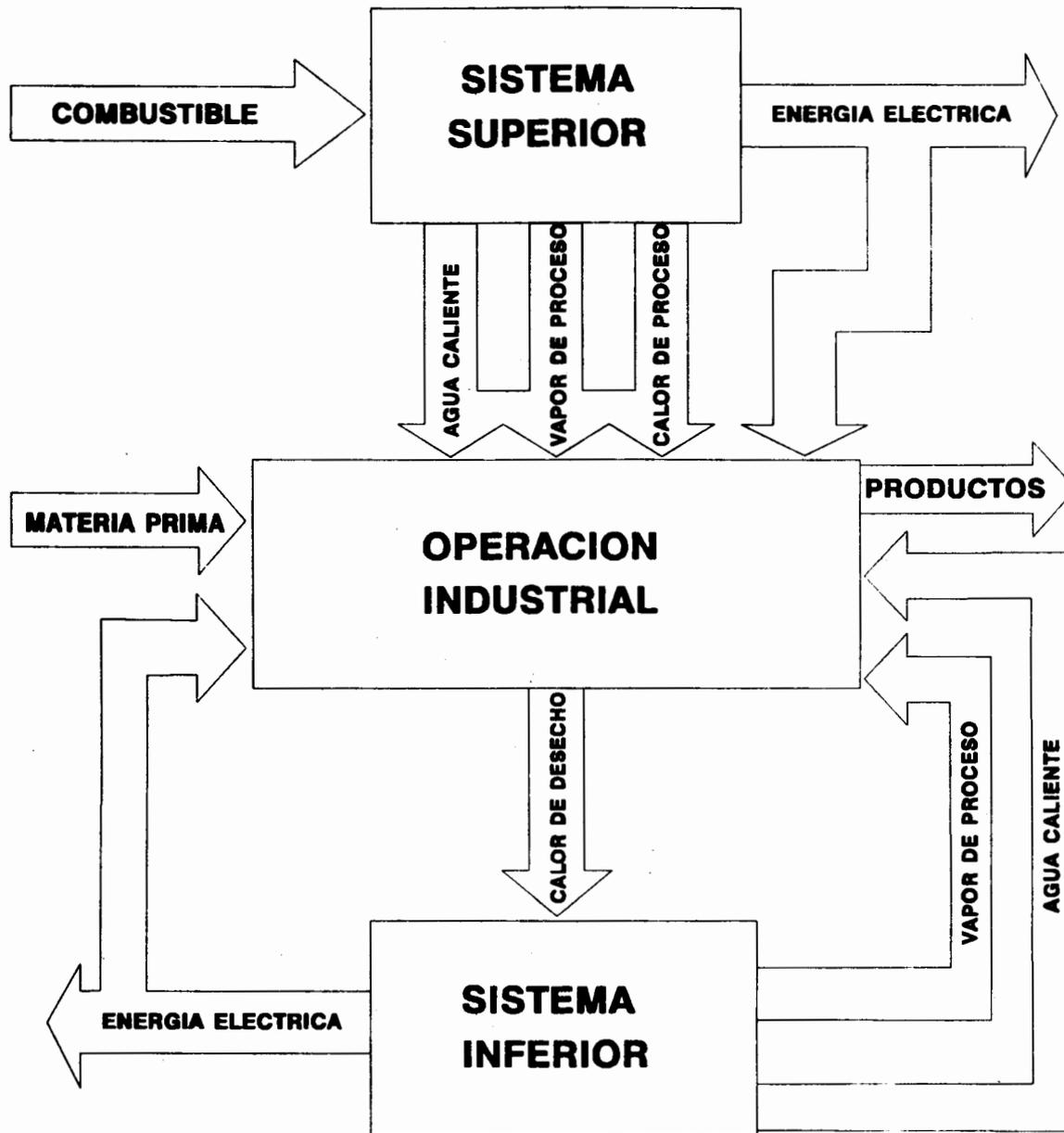


Figura 2.1

## 2.2 ESQUEMAS CON TURBINA DE VAPOR

Los sistemas con turbinas de vapor han alcanzado a dominar el mercado de aplicaciones a gran escala como son las centrales de generación de electricidad, sin embargo también son usadas con gran éxito en aplicaciones del sector industrial. El empleo de turbinas de vapor es generalmente rentable en tamaños de diez megawatts en adelante, sin embargo unidades menores de diez megawatts son disponibles.

Las turbinas de vapor se pueden clasificar como:

**Turbinas condensantes:** Son aquellas que su escape esta conectado a un condensador y en las que el vapor es expandido en la turbina hasta la presión del condensador, siempre inferior a la presión atmosférica.

**Turbinas a contrapresión:** El vapor es expandido parcialmente en la turbina y la salida del vapor se realiza a presión superior o igual a la atmosférica.

**Turbina con extracciones:** Parte del vapor que esta siendo expandido en la turbina es extraído de ésta en algunos puntos específicos (pasos de la turbina), permitiendo tener vapor a una determinada presión deseada. Cuando la turbina es de extracción controlada, la presión de extracción se mantiene constante al variar el caudal de vapor extraído por medio de un regulador de presión que actúa sobre el vapor de entrada de la turbina. Si la extracción no es controlada, la presión del vapor extraído estará sometida a variaciones importantes en función del caudal de vapor de salida de la turbina.

Las turbinas de extracción son de aplicación en aquellos procesos industriales en los que se puedan requerir dos o más niveles de presión.

**Turbina presión mixta:** La turbina es alimentada con vapor de diferente presión.

Es posible tener combinación de los diferentes tipos de turbinas, esto permite que el empleo de las turbinas de vapor en sistemas de cogeneración proporcionen una gran flexibilidad en satisfacer los requerimientos de vapor del usuario.

Los sistemas con turbinas de vapor operan generalmente bajo el Ciclo Rankine que es el encontrado en las grandes plantas de generación eléctrica.

Como se muestra en la figura 2.2 el sistema usualmente consiste de una caldera, donde el combustible usado calienta al fluido de trabajo, generalmente agua, mediante la combustión produciendo vapor sobrecalentado a alta presión y temperatura. Posteriormente el vapor es expandido a través de la turbina de vapor que produce energía mecánica y ésta es empleada para mover un generador eléctrico que produce la energía eléctrica. El vapor de escape de la turbina

es condensado en un condensador y es reciclado por medio de bombas de agua de alimentación al generador de vapor.

## CICLO RANKINE SENCILLO

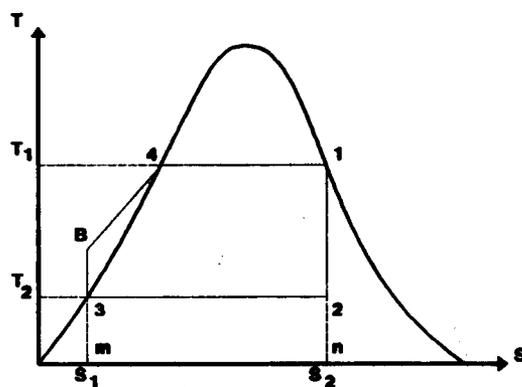
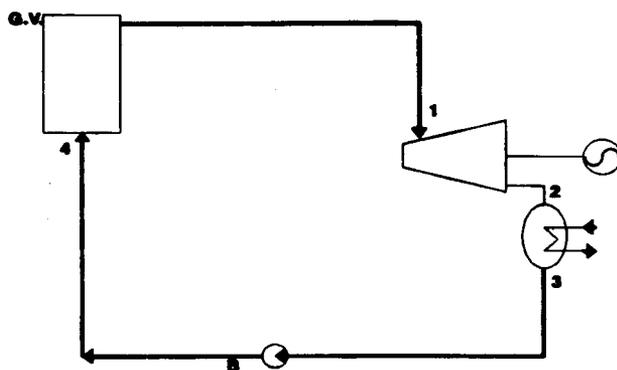


Figura 2.2.

En el análisis del ciclo Rankine, el rendimiento es dependiente de la temperatura promedio a la cual se añade el calor, y de la temperatura promedio a la cual el calor es cedido. Cualquier cambio que aumente la temperatura promedio a la cual el calor se suministra o que disminuya la temperatura promedio a la cual el calor es cedido, incrementará el rendimiento del ciclo Rankine.

Aunque por medio de la condensación del vapor en el escape de la turbina se incrementa el aprovechamiento de la energía disponible para la generación de electricidad, ya que la expansión del vapor es mayor que en el caso de emplear turbinas no condensantes, se tira a la atmósfera todo el calor latente contenido en el vapor de escape de la turbina por medio de torres de

enfriamiento u otros sistemas de enfriamiento, llegando a ser 40% de la energía suministrada.

La eficiencia de los sistemas generador de vapor-turbina puede ser incrementada al elevar la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina o por la reducción de la presión del vapor a la descarga de la turbina, o bien por ambos.

## TURBINAS DE VAPOR EXPANSIONES A DIFERENTES CONDICIONES DE ENTRADA

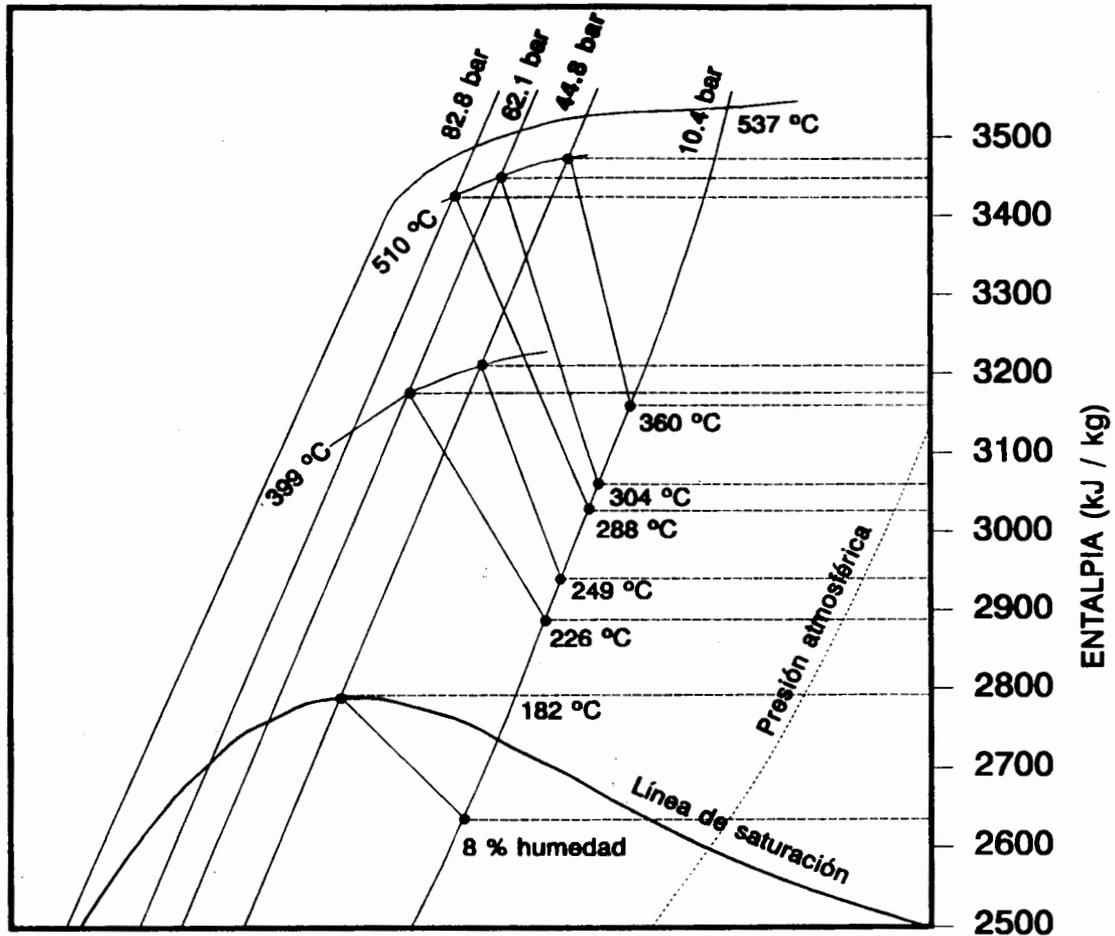


Figura 2.3

Otras opciones consisten en expandir el vapor en pasos de alta presión de la turbina y después regresar el vapor a la caldera para ser recalentado y expandirlo en pasos de baja presión, además se puede precalentar el agua de alimentación a caldera con vapor extraído de la turbina.

Las turbinas a contrapresión pueden proveer vapor a baja presión para satisfacer los requerimientos de algún proceso, lo que hace que su uso sea muy conveniente para sistemas de cogeneración.

Las turbinas pueden ser diseñadas con uno o más puntos de extracción tales que provean vapor a una o más presiones diferentes. Las turbinas con extracciones pueden satisfacer un amplio rango de requerimientos de energía térmica y mecánica y frecuentemente son usadas en sistemas de cogeneración.

La eficiencia de la turbina varía con respecto a la potencia de la máquina, es decir, a mayor potencia mayor será el rendimiento, así como a la carga, de manera que una disminución importante del caudal de vapor decreta de forma importante el rendimiento de la turbina.

Para la selección de un sistema de cogeneración mediante turbina de vapor, se debe tener en cuenta los siguientes puntos:

- No es posible el empleo de turbinas de vapor en procesos de secado que requieran gases calientes en directo.
- No es conveniente utilizar turbinas de vapor en procesos que requieren vapor de alta o muy alta presión.
- En el caso de turbinas a contrapresión la producción de energía eléctrica y su rendimiento se verán sensiblemente alterados por las variaciones de carga de la caldera consecuencias de las variaciones en la demanda de vapor del proceso.
- Los rendimientos de las turbinas de vapor son menores que los de las turbinas de gas y los motores alternativos de la misma potencia.
- Las turbinas de vapor pueden aprovechar en ocasiones la(s) caldera(s) existente(s) elevando la presión a la que se genera el vapor, teniendo un ahorro en la inversión inicial.
- La disponibilidad del combustible adecuado o la modulación de los consumos en la industria, son elementos que deben observarse porque pueden determinar la viabilidad o no de instalar turbinas de vapor en un sistema de cogeneración.

Un parámetro importante a observar en las turbinas de vapor es el consumo específico, que se define como; la cantidad de vapor requerida por la turbina para generar una unidad de energía.

El consumo específico teórico de una turbina es evaluado mediante la siguiente expresión:

$$W = \frac{C}{(h_1 - h_2)}$$

donde

- W = Consumo Especifico (kg/kWh)
- h<sub>1</sub> = Entalpía del vapor a las condiciones de entrada (kJ/kg)
- h<sub>2</sub> = Entalpía del vapor a las condiciones de salida (kJ/kg)
- C = 3600 kJ/kWh (equivalencia energética 1kWh = 3600 kJ)

Este valor es importante para el dimensionamiento de la turbina o para determinar las condiciones del vapor disponible para un proceso a una potencia de salida requerida.

Por ejemplo, si las condiciones de entrada de una turbina son 40 bar y 400°C con una entalpía de 3220 kJ/kg, y la presión de descarga es de 3 bar, y mediante una expansión adiabática, la entalpía de salida es de 2640 kJ/kg, siendo el salto entálpico 580 kJ/kg.

El consumo teórico es:

$$\frac{3600}{580} = 6.21 \frac{kg}{kWh}$$

A continuación se muestra una tabla de consumos específicos teóricos para unas condiciones comunes de entrada del vapor.

### CONSUMOS ESPECIFICOS TEORICOS (kg/kWh)

PRESION DE DESCARGA	CONDICIONES DE ENTRADA							
	10 bar 169 °C Saturado	14 bar 170 °C Saturado	17 bar 260 °C (52°C Sobrecal-entado)	27.6 bar 399 °C (168°C Sobrecal-entado)	41 bar 441°C (145°C Sobrecal-entado)	41 bar 441°C (187°C Sobrecal-entado)	59 bar 441°C (166°C Sobrecal-entado)	59 bar 482°C (207 Sobrecal-entado)
50 mm Hg	4.78	4.55	4.12	3.35	3.22	3.07	3.00	2.86
100 mm Hg	5.35	5.05	4.54	3.64	3.47	3.31	3.21	3.06
1.0 bar	8.80	7.96	6.89	5.10	4.73	4.46	4.23	4.00
0.7 bar	10.90	9.58	8.14	5.78	5.30	4.98	4.67	4.41
2.0 bar	15.27	12.75	10.43	6.93	6.20	5.79	5.36	5.03
3.4 bar	20.91	16.36	12.82	7.98	6.98	6.50	5.95	5.55
4.2 bar	24.50	18.36	14.14	8.52	7.36	6.84	6.21	5.80
4.8 bar	28.86	20.73	15.50	9.07	7.73	7.17	6.46	6.02
.2 bar	31.50	22.05	16.27	9.36	7.90	7.35	6.60	6.15

Tabla 2.1

Ahora bien, el consumo específico real es calculado dividiendo el consumo específico teórico entre la eficiencia de la turbina. Típicamente el rango de eficiencias de las turbinas es de 45 a 80%; la mayor eficiencia es aplicable a turbinas de múltiples pasos.

Los consumos específicos reales pueden ser 1.5 o 2 veces mayores a los teóricos.

El consumo específico real de una turbina es evaluado mediante la siguiente expresión:

$$W = \frac{C}{(h_1 - h_2) * E}$$

donde

- W = Consumo Específico (kg/kWh)
- h<sub>1</sub> = Entalpía del vapor a las condiciones de entrada (kJ/kg)
- h<sub>2</sub> = Entalpía del vapor a las condiciones de salida (kJ/kg)
- E = Eficiencia de la Turbina %
- C = 3600 kJ/kWh

A continuación se muestra una tabla de consumos específicos reales para unas condiciones comunes de entrada del vapor.

### CONSUMOS ESPECIFICOS REALES (kg/kWh)

PRESION DE DESCARGA	CONDICIONES DE ENTRADA				
	10.3 bar 185 °C	24.1 bar 260 °C	27.6 bar 343 °C	58.6 bar 440 °C	86.2 bar 482 °C
0.3 bar	10.00	7.30	5.90	4.50	4.00
1.7 bar	14.00	10.00	7.30	5.00	4.50
3.4 bar	20.40	12.70	8.60	5.90	5.00
7.0 bar		20.40	12.30	7.30	5.90
10.3 bar		35.00	15.90	8.60	6.80

Tabla 2.2

Debido a que no existe una norma estricta para las condiciones de temperatura y presión del vapor de entrada, es de ayuda trabajar con las normas establecidas por la American Society of Mechanical Engineers y el Institute of Electrical and Electronic Engineers para el primer dimensionamiento de las turbinas. Estos valores son 28.2 bar y 400°C, 41.8 bar y 440°C, 58.8 bar y 482°C y 86 bar y 510 ó 538 °C.

Por otro lado, la potencia de salida de la turbina, considerandola como grupo turbogenerador, puede ser expresada como:

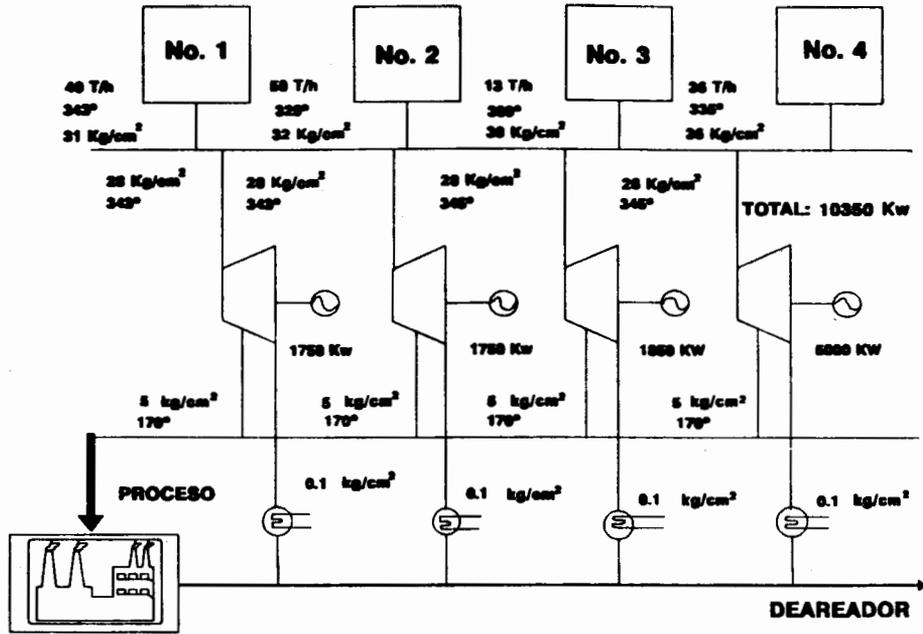
$$P = \frac{(h_1 - h_2) * E_{turb} * E_{acopla} * E_{gen}}{3600}$$

donde

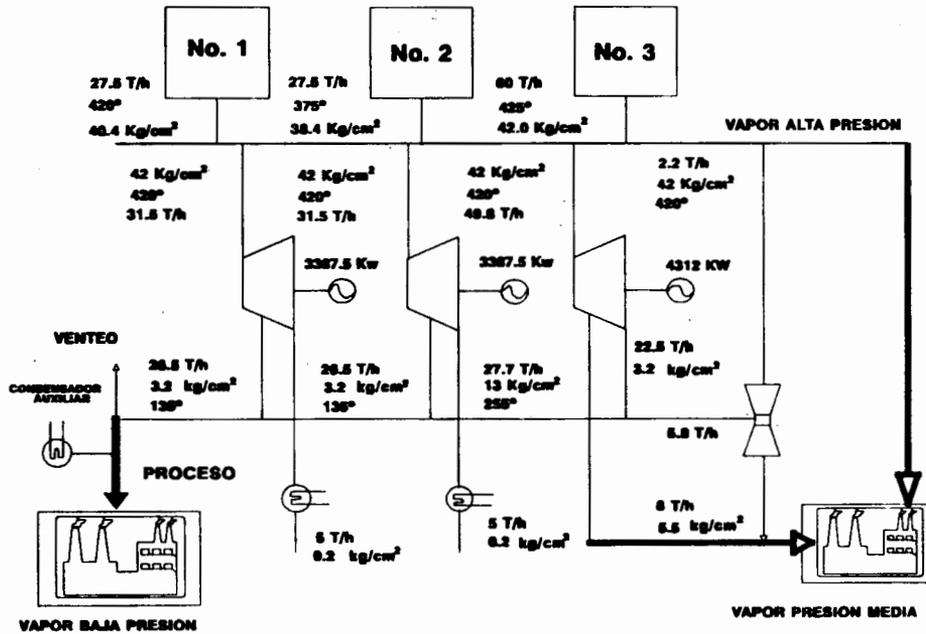
- $h_1 - h_2$  = Salto entálpico en la turbina.
- $E_{turb.}$  = Eficiencia de la turbina.
- $E_{acopla.}$  = Eficiencia del acoplamiento turbina generador.
- $E_{gen.}$  = Eficiencia del generador electrico.

A continuación se muestran algunos esquemas básicos de sistemas de cogeneración.

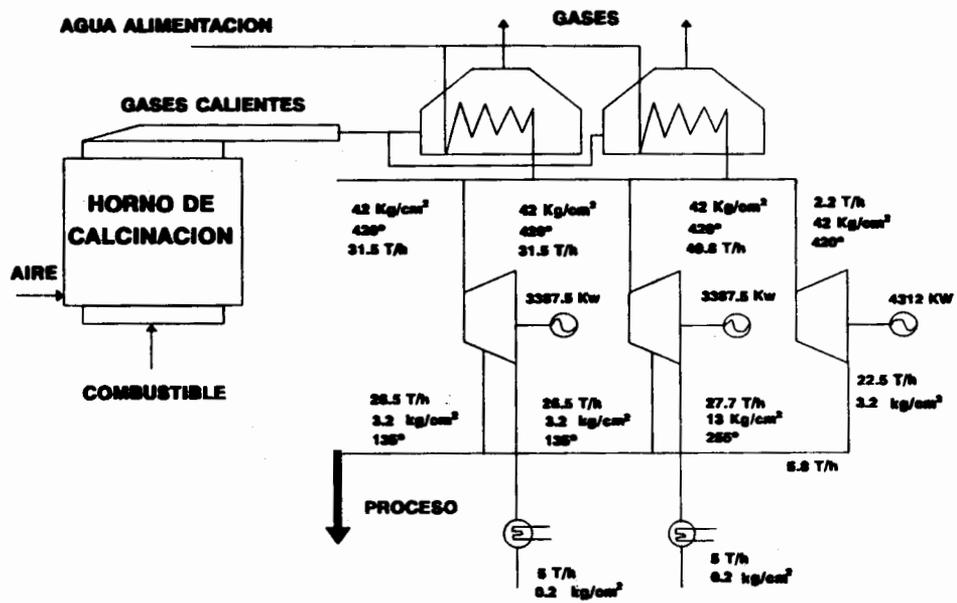
## ARREGLO DE SISTEMA SUPERIOR "TOPPING" CON TURBINAS DE VAPOR



## SISTEMA SUPERIOR "TOPPING" CON TURBINAS DE VAPOR Y VALVULA REDUCTORA



## SISTEMA INFERIOR "BOTTOMING" CON TURBINAS DE VAPOR.



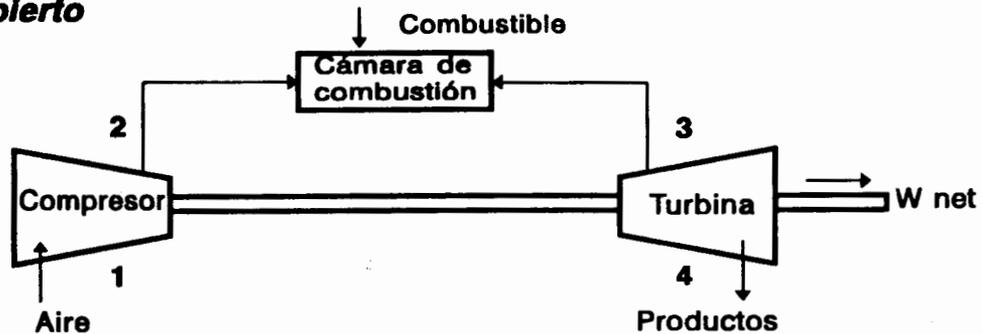
### 2.3 ESQUEMAS CON TURBINAS DE GAS

Las turbinas de gas operan bajo el ciclo Brayton. La turbina consiste de tres principales elementos; el primero de ellos es el compresor el cual incrementa la presión del fluido de trabajo, usualmente aire, entre cuatro y treinta veces la presión atmosférica. El aire comprimido es posteriormente calentado a temperaturas que van de 800 a 1200 °C mediante una cámara de combustión, la cual es el segundo elemento principal, donde se adiciona combustible y se incendia. Los gases calientes y a alta presión que salen de la cámara de combustión son expandidos en la turbina, que es el tercer elemento principal, produciendo potencia la cual es usada para mover al compresor y normalmente a un generador eléctrico o a cualquier otro equipo mecánico.

A continuación se muestran los esquemas del ciclo abierto de una turbina de gas simple, que utiliza un proceso de combustión interna y el ciclo cerrado de una turbina de gas simple.

#### TURBINA DE GAS QUE OPERA CON EL CICLO BRAYTON

##### *Ciclo abierto*



##### *Ciclo cerrado*

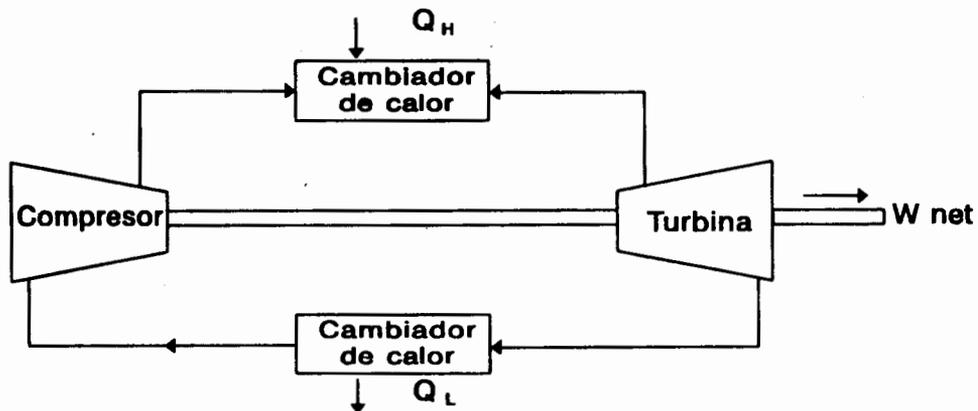


Figura 2.5

El rendimiento del ciclo de Brayton de aire normal se encuentra como sigue:

$$\eta_{\text{c6rm}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{C_p (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

donde

$Q_L$  = Calor rechazado

$Q_H$  = Calor Suministrado

$T_1$  = Temperatura del aire a la entrada del compresor

$T_2$  = Temperatura del aire a la salida del compresor

$T_3$  = Temperatura de los gases a la entrada de la turbina

$T_4$  = Temperatura de los gases a la salida de la turbina

Sin embargo, notamos que para el ciclo te6rico,

$$\text{Relaci6n de presiones } \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1}$$

donde

$P_1$  = Presi6n del aire a la entrada del compresor

$P_2$  = Presi6n del aire a la salida del compresor

$P_3$  = Presi6n de los gases a la entrada de la turbina

$P_4$  = Presi6n de los gases a la salida de la turbina

Considerando que el aire se comporta como gas ideal, y sabiendo que los procesos isoentr6picos se rigen por la ley  $P v^k = \text{cte}$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{P_3}{P_4} = \left( \frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

donde  $k$  es la relaci6n de calores espec6ficos:  $C_p/C_v$ .

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \text{ por lo tanto } \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \text{ y } \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1$$

$$\eta_{\text{C6rm}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(K-1)}{K}}}$$

El rendimiento del ciclo Brayton de aire normal es, por lo tanto, una funci3n de la relaci3n isentr3pica de presiones; la siguiente figura nos muestra un diagrama de rendimiento contra la relaci3n de presiones.

### RENDIMIENTO DEL CICLO COMO FUNCION DE LA RELACION DE PRESION PARA LOS CICLOS DE BRAYTON Y REGENERATIVO

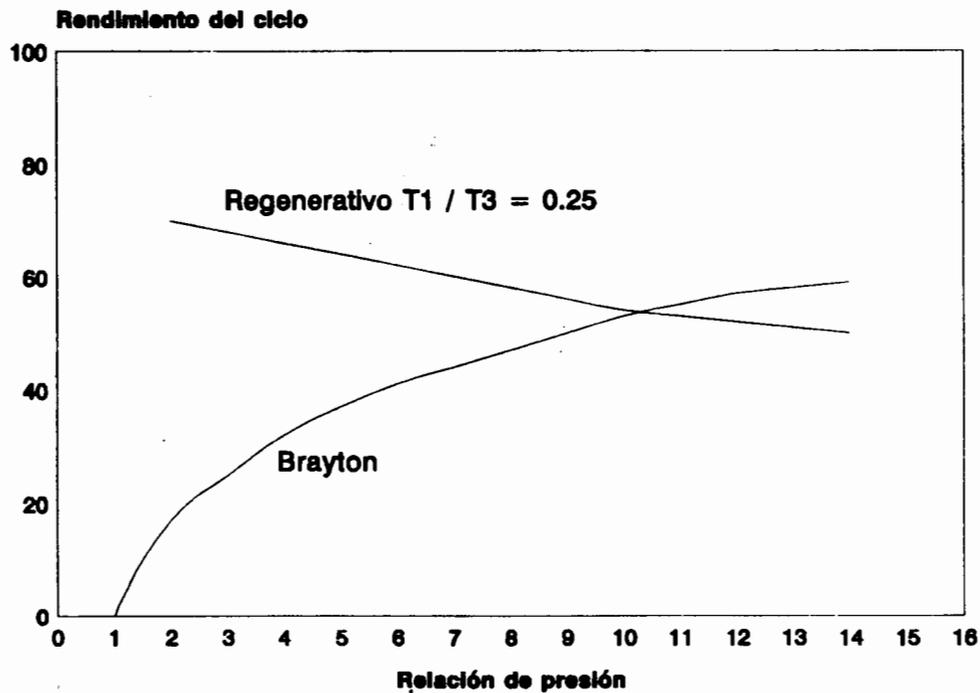


Figura 2.6

El que el rendimiento aumente con la relación de presiones es evidente del diagrama T-S de la siguiente figura, ya que aumentando la relación de presión, cambiará el ciclo de 1-2-3-4-1 a 1-2'-3'-4-1. El último ciclo tiene mayor suministro de calor y la misma cantidad de calor cedido, que el ciclo original, y por tanto, tiene mayor rendimiento; advierta, sin embargo, que el último ciclo tiene una temperatura máxima ( $T_3'$ ) más alta que la del ciclo original ( $T_3$ ). En la turbina de gas real la temperatura máxima de gases que entra a la turbina esta determinada por consideraciones metalúrgicas. Por lo tanto, si fijamos la temperatura  $T_3$  y aumentamos la relación de presiones, el ciclo resultante es 1-2'-3"-4"-1. Este ciclo tendrá un rendimiento más alto que el ciclo original, pero, de esta manera, cambia el trabajo por kilogramo de substancia de trabajo.

Además es interesante hacer notar que existe una relación entre la temperatura máxima permisible  $T_3$  y la relación de presiones, ya que a medida de que crece la relación de presiones, disminuye la adición de combustible y aumenta el trabajo, por lo tanto aumenta el rendimiento; pero también a presiones muy elevadas el trabajo disminuye hasta que se hace cero cuando la temperatura final de compresión  $T_2$  se hace igual a  $T_3$ , existe entonces una condición para la relación de presiones y  $T_3/T_1$  que es óptima.

### CICLO DE BRAYTON DE AIRE NORMAL

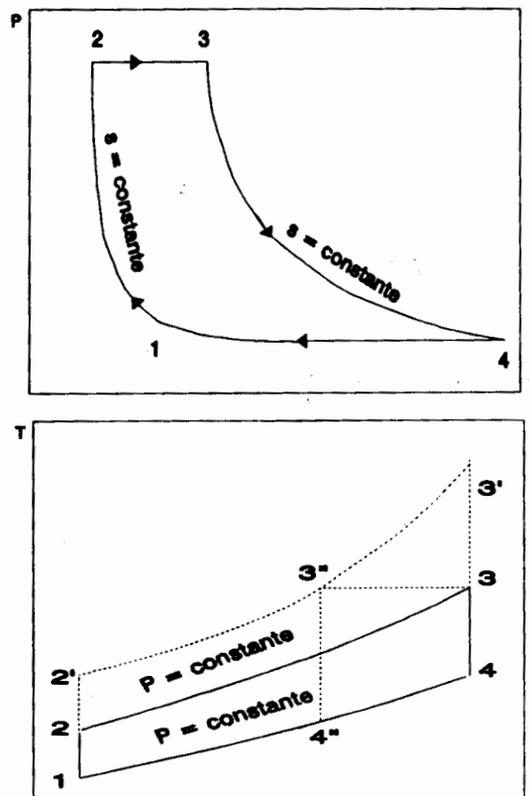


Figura 2.7

La turbina de gas real, difiere principalmente del ciclo ideal a causa de las irreversibilidades en el compresor, la turbina y en la cámara de combustión (o en el cambiador de calor en una turbina de ciclo cerrado), los estados de un ciclo abierto de una turbina de gas simple, podría ser como se muestra en la siguiente figura.

## EFECTOS DE LOS RENDIMIENTOS EN EL CICLO DE LA TURBINA DE GAS

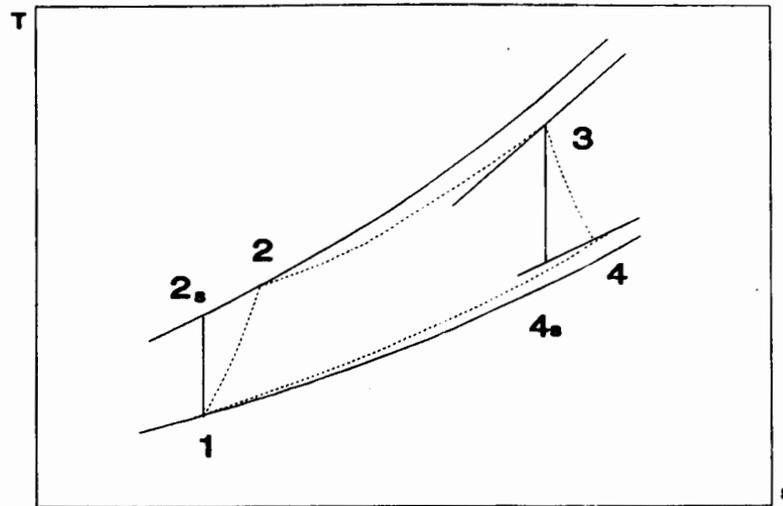


Figura 2.8

Los rendimientos del compresor y de la turbina están definidos en relación a los procesos isentrópicos. Designando los estados como en la anterior figura las definiciones de los rendimientos del compresor y de la turbina, son los siguientes.

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\eta_{turb} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

y considerando que el calor específico es constante:

$$\eta_{comp} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

$$\eta_{turb} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}}$$

donde en cada caso el menor trabajo esta en el numerador.

La potencia neta del ciclo Brayton esta dada por la diferencia de trabajos de la turbina y el compresor, siendo para calor específico constante:

$$W_{neto} = m C_p [ (T_3 - T_4) - (T_2 - T_1) ]$$

o

$$W_{neto} = m C_p [ (T_3 - T_{4s}) \eta_{turb} - \frac{(T_{2s} - T_1)}{\eta_{comp}} ]$$

Esta ecuación puede escribirse en función de la temperatura inicial  $T_1$  (temperatura ambiente),  $T_3$  (temperatura limite de metalurgia) y las eficiencias de la turbina y compresor, quedando como sigue,

$$W_{neto} = m C_p T_1 [ ( \eta_{turb} \frac{T_3}{T_1} - \frac{\frac{P_2^{\frac{k-1}{k}}}{P_1}}{\eta_{comp}} ) ( 1 - \frac{1}{\frac{P_2^{\frac{k-1}{k}}}{P_1}} ) ]$$

Al observar la ecuación anterior puede observarse que el segundo término es la eficiencia del ciclo ideal.

El calor suministrado al ciclo esta dado por:

$$Q_H = m C_p (T_3 - T_2) = m C_p \left[ (T_3 - T_1) - \left( T_1 \frac{\frac{P_2}{P_1}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{comp}} \right) \right]$$

La eficiencia del ciclo no ideal se obtiene al dividir las dos ecuaciones anteriores, es decir  $W_{neto}/Q_H$ .

Otro aspecto importante del ciclo Brayton es el gran aumento del trabajo de compresión (llamado trabajo de retroceso), comparado con el trabajo de la turbina; así, el compresor requerirá, de 40 a 80% de la salida de la turbina. Esto es de particular importancia cuando se considera el ciclo real, ya que el efecto de las pérdidas requiere de un gran aumento del trabajo de compresión, con un pequeño aumento del trabajo de la turbina, de esta manera el rendimiento total descende rápidamente con el descenso en los rendimientos del compresor y de la turbina. De hecho, si los rendimientos descienden alrededor del 60% todo el trabajo de la turbina se utilizará en mover el compresor y el rendimiento total será cero.

Un análisis típico de una turbina de gas indica la siguiente salida:

Potencia de salida de la turbina	1,796 kW	100.0%
Potencia requerida por el compresor	1,226 kW	68.0%
Otras pérdidas	21 kW	1.2%
Potencia neta de salida	549 kW	30.0%

Dado que la presión del fluido de trabajo que entra a la cámara de combustión es alta, es necesario para poder inyectar el combustible a la cámara que se incremente la presión del combustible hasta que ésta sea mayor a la del aire suministrado al combustor, y esto es usualmente hecho con un compresor de gas, el cual requiere de potencia y que asciende aproximadamente a un 5% de la entregada por la turbina.

Las turbinas de gas pueden trabajar en ciclo abierto en donde la descarga de la turbina es directamente a la atmósfera, o bien en ciclo cerrado en donde el fluido de trabajo descargado por la turbina es reciclado, después de un intercambiador de calor, al ciclo.

El sistema de ciclo cerrado tiene mayor costo inicial, sin embargo reduce tanto la corrosión de los álabes de las turbinas como los costos de mantenimiento. En general la mayoría de las aplicaciones usan el sistema de ciclo abierto.

Debido a que la turbina de gas es una máquina volumétrica, su funcionamiento es directamente proporcional a los cambios del flujo másico de aire que entra a ésta. Como un incremento de altitud sobre el nivel del mar provoca una disminución en la densidad del aire, esto reduce el flujo másico de aire y repercute en la potencia de salida de la turbina, siendo 1.2% por cada 100 m de incremento en la altura, aproximadamente, (Para la CD. de México sería 26.8% aprox.).

Por otro lado, la eficiencia de la turbina también se ve decrementada con el aumento en la temperatura del aire entrante al compresor, siendo por cada 10°C de incremento una pérdida de potencia del 9%.

Una forma de evitar la pérdida anterior es instalando un sistema de enfriamiento del aire entrante. En muchas instalaciones se utiliza un sistema por absorción que utilice el vapor generado en un recuperador por medio de los gases de escape de la propia turbina.

Además, por el uso de filtros de aire y/o sistemas de enfriamiento a la entrada del compresor, se decreta en 0.2% la potencia de salida por cada pérdida de presión de 1 cm de columna de agua y con el incremento de presión de descarga de la turbina por el uso de silenciadores, recuperadores de calor y/o ductos teniéndose pérdidas aproximadamente de 0.15% de la potencia por cada 1 cm de columna de agua de caída de presión.

La eficiencia de la turbina se incrementa con el aumento de la temperatura de los gases que entran a ésta, dicho incremento de temperatura se logra mediante el uso de un regenerador, que es un intercambiador de calor donde el calor contenido en los gases de la descarga de la turbina precalienta el aire antes de entrar al combustor. Dado que la temperatura  $T_3$  se fija en función de la metalurgia, el regenerador permite la reducción del consumo de combustible.

El ciclo abierto de una turbina de gas simple con regenerador se ve en la siguiente figura, y el correspondiente ciclo ideal de aire normal con regenerador se ve en los diagramas P-V y T-S.

## CICLO REGENERATIVO IDEAL

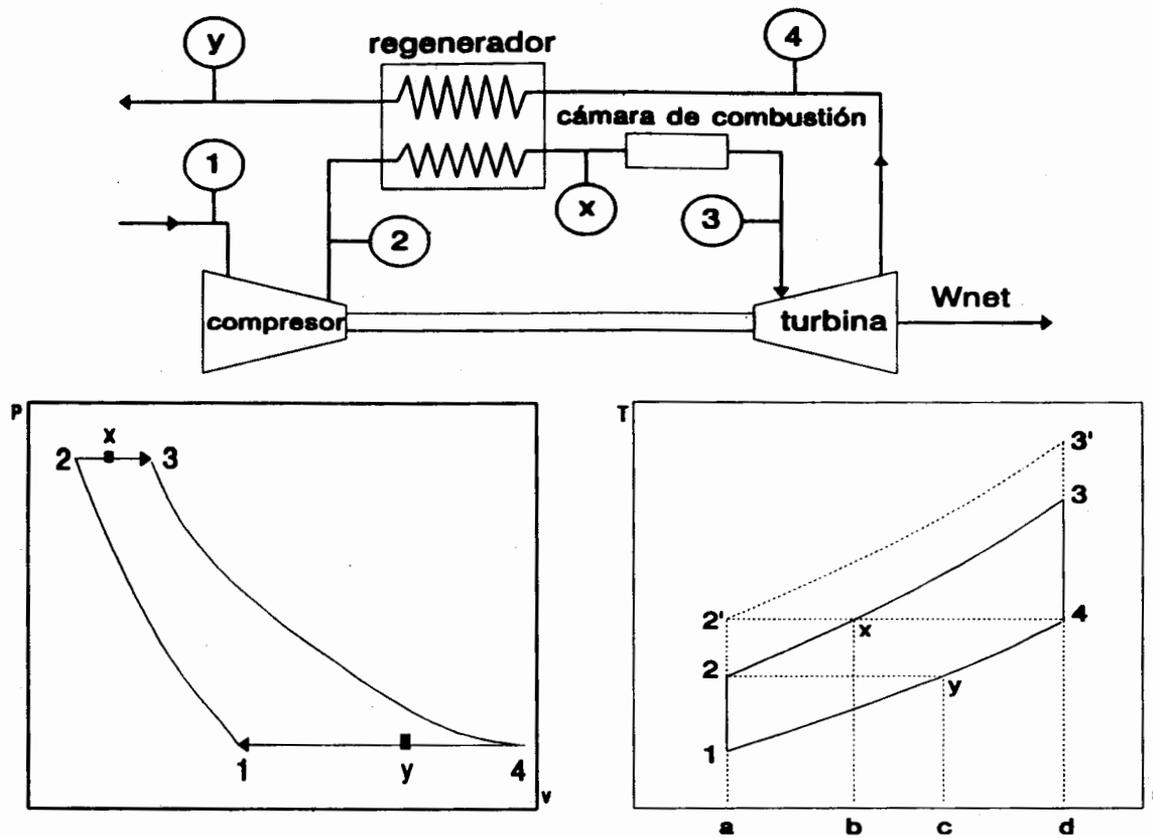


Figura 2.9

Note que, en el ciclo 1-2-x-3-4-y-1 la temperatura de los gases que salen de la turbina, en el estado 4, es más alta que la del aire que sale del compresor; por lo tanto, puede transmitirse calor de los gases al aire; si esto se realizara en un intercambiador de calor a contracorriente, conocido como regenerador, la temperatura del aire que saliera del regenerador  $T_x$  podría ser, en el caso ideal, igual a  $T_4$ , es decir, la temperatura de los gases de salida de la turbina. En este caso la transmisión de calor de la fuente externa (combustible) sólo es necesario para elevar la temperatura desde  $T_x$  hasta  $T_3$  y esta transmisión de calor está representada por el área de x-3-d-b-x; el área y-1-a-c-y representa el calor cedido.

La influencia de la relación de presión en el ciclo simple de una turbina de gas con regenerador, se ve al considerar el ciclo 1-2'-3'-4-1; en este ciclo, la temperatura de los gases de salida de la turbina es exactamente igual a la temperatura del aire que sale del compresor; por lo tanto, aquí no hay posibilidad de utilizar un regenerador.

El rendimiento del ciclo ideal con regeneración se encuentra como sigue, donde los estados son los de la figura anterior.

$$\eta_{térm} = \frac{W_{neto}}{Q_H} = \frac{W_t - W_c}{Q_H}$$

$$Q_H = C_p (T_3 - T_x)$$

$$W_t = C_p (T_3 - T_4)$$

$$W_c = C_p (T_2 - T_1)$$

Pero para el regenerador ideal,  $T_4 = T_x$  y por lo tanto  $Q_H = W_t$ ; de donde,

$$\eta_{térm} = 1 - \frac{W_c}{W_t} = 1 - \frac{C_p (T_2 - T_1)}{C_p (T_3 - T_4)}$$

$$= 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right)}{T_3 \left( 1 - \frac{T_4}{T_3} \right)} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \frac{\left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(K-1)}{K}} - 1}{1 - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{(K-1)}{K}}}$$

$$\eta_{térm} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left[ \frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{K-1}{K}}$$

donde

$W_{neto}$  = Trabajo neto

$W_t$  = Trabajo entregado por la turbina

$W_c$  = Trabajo consumido por el compresor

$Q_H$  = Calor Suministrado

$T_1$  = Temperatura del aire a la entrada del compresor

$T_2$  = Temperatura del aire a la salida del compresor

$T_3$  = Temperatura de los gases a la entrada de la turbina

$T_4$  = Temperatura de los gases a la salida de la turbina

$T_x$  = Temperatura de los gases a la salida del regenerador

$P_1$  = Presión del aire a la entrada del compresor

$P_2$  = Presión del aire a la salida del compresor

$C_p$  = Calor específico a presión constante

$K$  = Relación de calores específicos  $C_p/C_v$

Vemos, así que para el ciclo ideal con regeneración el rendimiento térmico depende no sólo de la relación de presión, sino también de la relación de la mínima a la máxima temperatura. También notamos que, en contraste con el ciclo Brayton, el rendimiento disminuye al aumentar la relación de presión. (Ver gráfica 2.6)

La efectividad o rendimiento de un regenerador está dada por el término rendimiento del regenerador; esto podemos definirlo mejor si nos referimos a la siguiente figura.

### DIAGRAMA DE TEMPERATURA-ENTROPIA PARA EXPLICAR LA DEFINICION DE LA EFICIENCIA DEL REGENERADOR

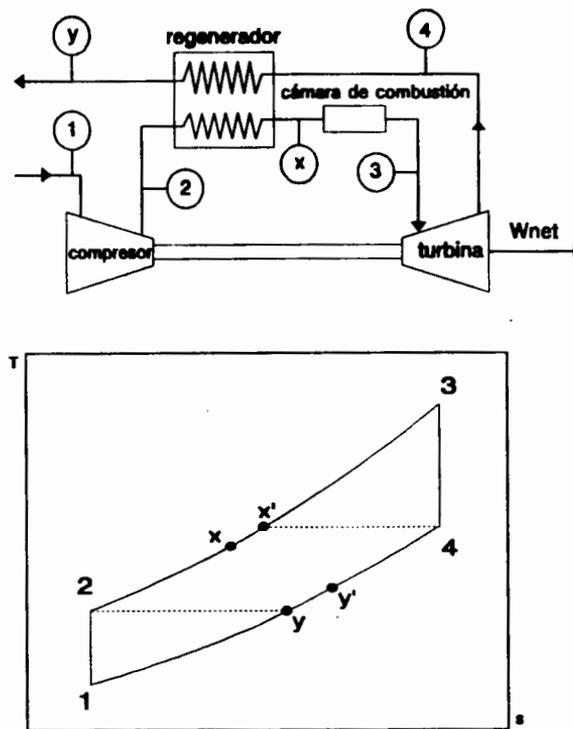


Figura 2.10

El estado  $x$  representa al aire de alta presión que sale del regenerador. En el regenerador ideal habría una diferencia infinitesimal de temperaturas entre los dos flujos y los de alta presión saldrían del regenerador a la temperatura  $T_x$ , pero  $T_x' = T_4$ .

El regenerador real debe operar a una diferencia de temperaturas finitas por lo tanto, la temperatura real que sale del regenerador  $T_x$ , es menor que  $T_x'$ . La efectividad del regenerador se define como,

$$\eta_{reg} = \frac{h_x - h_2}{h_{x'} - h_2}$$

si suponemos que el calor específico es constante, la efectividad del regenerador también está dado por la relación

$$\eta_{reg} = \frac{T_x - T_2}{T_{x'} - T_2}$$

Es bueno destacar que se puede alcanzar una efectividad alta usando un regenerador con una gran área de transmisión de calor; sin embargo, esto también incrementa la caída de presión, que representa una pérdida, y tanto el descenso de presión como la efectividad del regenerador, deben considerarse para determinar qué regenerador dará el máximo rendimiento térmico del ciclo.

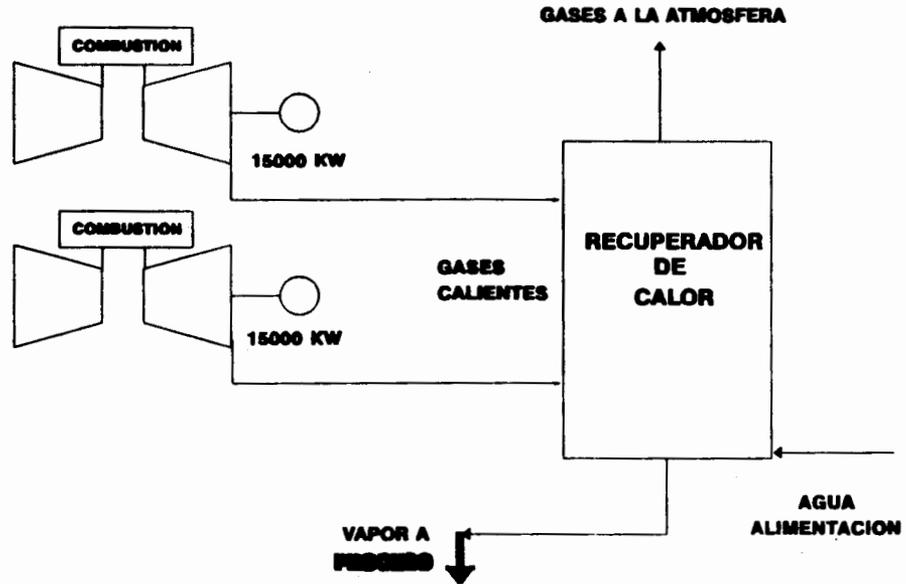
Otros medios de incrementar la eficiencia son, mediante un interenfriador en el compresor, que tiene la función de enfriar el aire que maneja el compresor entre pasos del mismo con el objeto de que este equipo requiera menos potencia para alcanzar la presión requerida. Además por medio de un recalentador que no es más que otra cámara de combustión que recalienta los gases que ya han trabajado en los primeros pasos de la turbina o en una primera turbina para que sigan trabajando en pasos posteriores también se logra un aumento de la eficiencia.

No toda la energía del combustible es convertida a potencia, gran parte de esta es desechada en los gases de descarga de la turbina, los cuales pueden alcanzar temperaturas de 550 a 600 °C. Esta descarga es relativamente limpia y puede ser usada por medio de una caldera de recuperación para generar vapor de alta presión, vapor de baja presión o agua caliente y emplearlos en procesos industriales. Y dado que la combustión de las turbinas de gas se realiza con un gran exceso de aire, los gases de descarga tienen gran contenido de oxígeno, aproximadamente de 16 a 18%, esta descarga puede mantener una combustión, llamada postcombustión, que se puede realizar en la caldera de recuperación o en un ducto con quemadores.

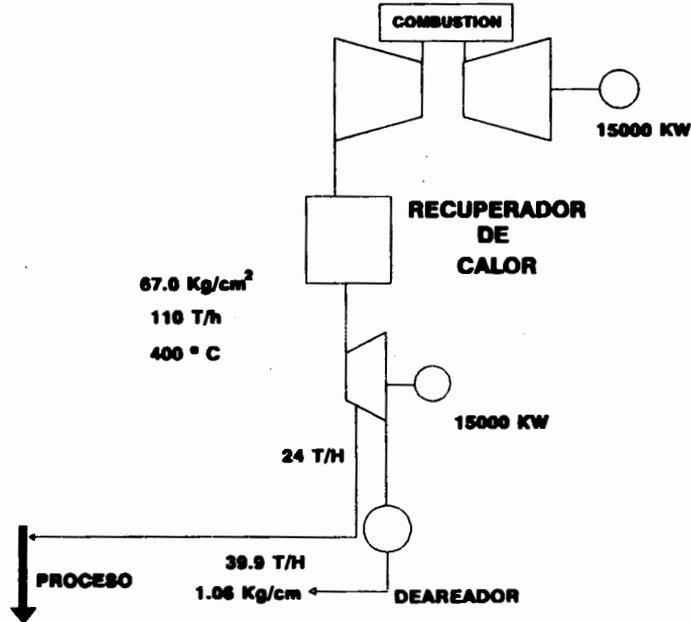
Usando una combinación de turbina de gas con caldera de recuperación con o sin postcombustión se puede lograr satisfacer un amplio rango de requerimientos térmicos y eléctricos, ya que si los requerimientos térmicos del proceso industrial son mínimos, la descarga de la turbina de gas puede ser usada para generar vapor a alta presión y temperatura en la caldera de recuperación, con o sin postcombustión según las necesidades, y alimentar éste vapor a una turbina de vapor que suministre electricidad adicional.

Cuando se opera este sistema para la generación de electricidad únicamente, sin salida térmica, se le denomina ciclo combinado y no es considerado como sistema de cogeneración, aunque rigurosamente lo es.

## SISTEMA DE COGENERACION CON TURBINA DE GAS Y GENERACION DE VAPOR



## SISTEMA DE COGENERACION CON TURBINA DE GAS Y TURBINA DE VAPOR



Otro método de incrementar la eficiencia de la turbina es mediante la inyección de vapor a alta presión en la salida del compresor.

Este ciclo es conocido como Ciclo Cheng, y presenta una mejora substancial en la eficiencia termo-eléctrica de un 21 a 32%, una reducción importante de NO<sub>x</sub> y una amplia capacidad de absorción de las fluctuaciones de cargas térmicas y eléctricas sin desperdicio de energía.

El Ciclo Cheng opera de la siguiente forma: la turbina produce electricidad al transformar la energía química del combustible, el calor de los gases del escape se utilizan para sobrecalentar el vapor saturado proveniente del recuperador de calor que produce el vapor, y se inyecta a la cámara de combustión de la turbina para incrementar la masa. Este incremento de masa produce una mayor potencia de salida eléctrica. El agua, una vez tratada, pasa por un economizador, colocado a la salida del recuperador de calor, para su precalentamiento y se alimenta al recuperador para obtener vapor saturado. Hay dos válvulas a la salida del recuperador de calor que controlan la cantidad de vapor que se inyecta a la turbina y el que se utiliza en los procesos industriales.

Es caso de requerirse un flujo máximo de vapor, se utiliza un quemador para incrementar la temperatura de los gases de escape.

A continuación se muestra un esquema de una instalación de turbina de gas con inyección de vapor en Ciclo Cheng.

### SISTEMA DE COGENERACION - CICLO CHENG

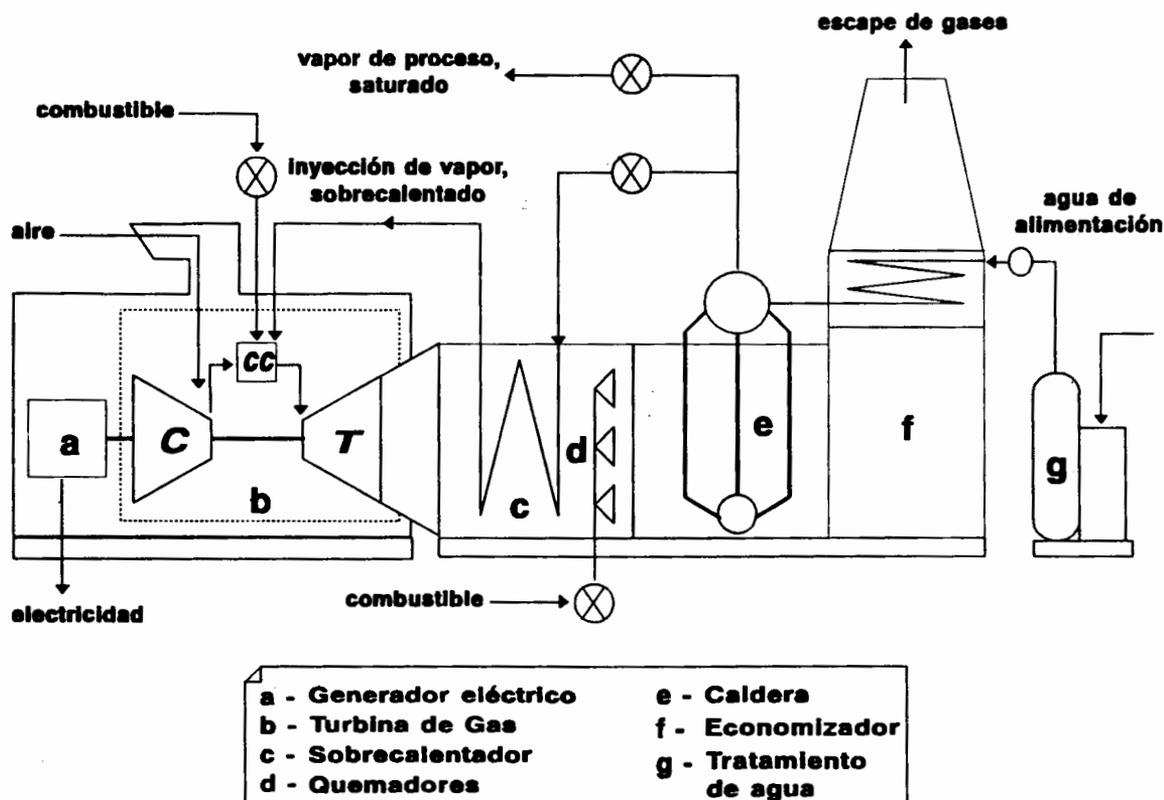


Figura 2.12

**La versatilidad de este sistema para absorber variaciones en las demandas de calor y electricidad se controla mediante la inyección de vapor o el uso de quemadores auxiliares.**

**En el esquema siguiente, se muestra los parámetros de operación en las diferentes zonas de trabajo de la turbina.**

**El punto 1, tiene una potencia eléctrica mínima específica ya que no se esta inyectando vapor y el vapor residual se envia para proceso industrial.**

**El punto 2, muestra una potencia máxima de salida eléctrica, con plena inyección de vapor a la turbina sin suministro de vapor para proceso industrial.**

**El punto 3, indica una potencia eléctrica máxima con inyección plena de vapor a la turbina y suministro de vapor industrial. Este punto de operación requiere el uso del quemador para incrementar la temperatura de los gases de escape y obtener, en el recuperador, una producción máxima de vapor.**

**El punto 4, finalmente, nos muestra una salida eléctrica mínima específica con una producción máxima de vapor para proceso industrial.**

**Los puntos mencionados, son condiciones límites para cada zona de operación. En la práctica el sistema se mueve en cualquier punto del esquema a fin de conformarse a los requerimientos de electricidad y vapor del proceso.**

## FUNCIONAMIENTO ESTIMADO DE UNA TURBINA DE GAS EN CICLO CHENG

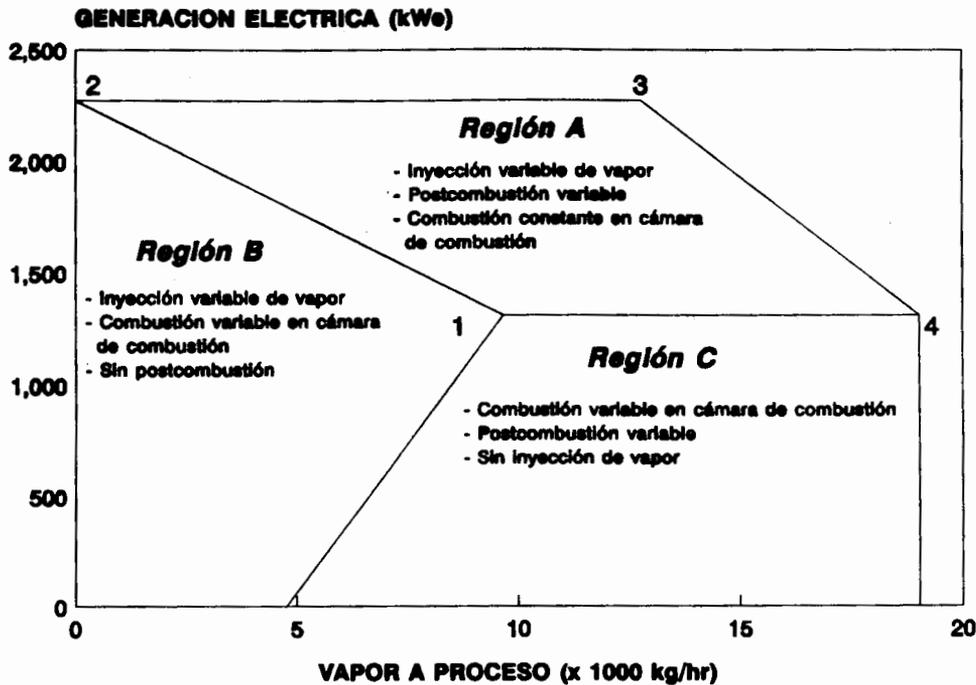


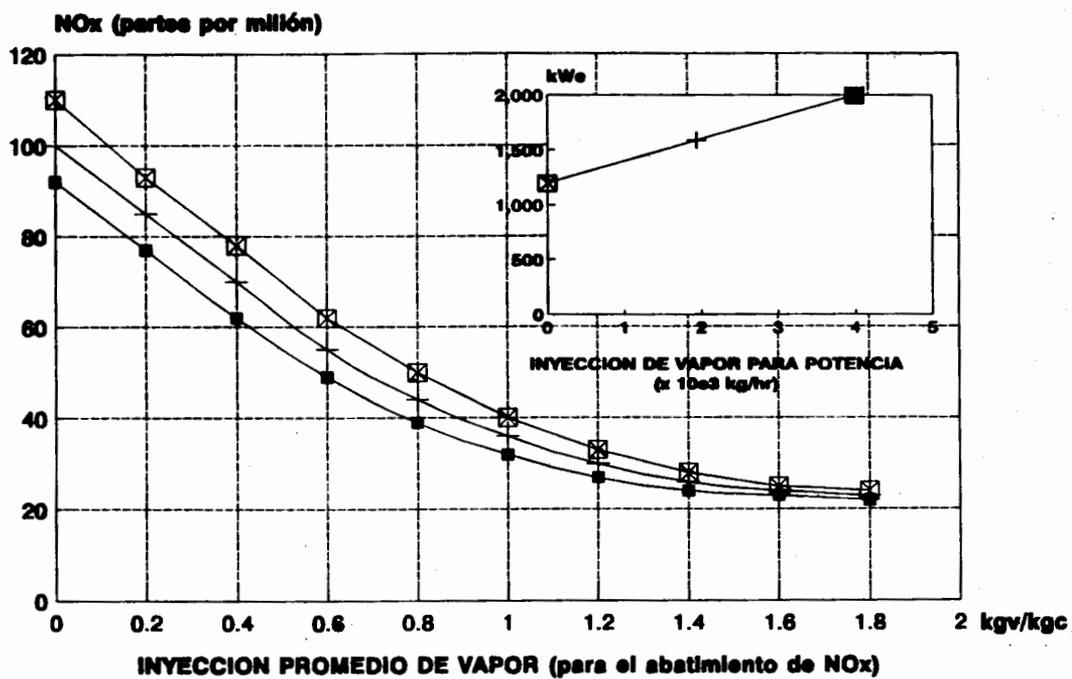
Figura 2.13

Además de la inyección de vapor para la obtención de una mayor potencia de salida, también se tiene una inyección, de mucho menor flujo, para el control de las emisiones de  $\text{NO}_x$ , esto último se logra debido a que la inyección de vapor en la cámara de combustión ocasiona que la temperatura de combustión se disminuya con la consecuente reducción de los  $\text{NO}_x$ .

Es importante hacer notar que la inyección de vapor para la elevación de la potencia de salida de la máquina se realiza aguas abajo del punto donde se lleva a cabo la combustión, con objeto de no disminuir la eficiencia de combustión y tener inestabilidad de flama por la introducción de grandes cantidades de vapor, y la inyección del vapor para el control de los  $\text{NO}_x$  se realiza por medio de una tobera en el punto en que se efectúa la combustión, pero dado que los flujos de vapor son substancialmente menores no se perturba la combustión y permite tener un control fino de las emisiones.

A continuación se muestra una gráfica de los niveles de  $\text{NO}_x$  a tres opciones de inyección de vapor para incrementos de masa, como puede apreciarse, las diferencias en los niveles de  $\text{NO}_x$  para estos tres volúmenes de inyección son insignificantes.

## NIVELES DE NOx



(Para diferentes opciones de inyección de vapor para incremento de masa)

Figura 2.14

## 2.4 ESQUEMAS CON MOTORES RECIPROCANTES

Los motores reciprocantes o de combustión interna están disponibles en tamaños de 10 HP hasta 60,000 HP, son usados para mover compresores, bombas de calor, ventiladores y bombas, y más comúnmente generadores eléctricos.

Estos pueden usar gran variedad de combustibles como son gas metano, gas LP, diesel, gasolina y mezclas de combustibles gaseosos y líquidos, y son relativamente más eficientes que las turbinas del mismo tamaño. Además, poseen la característica de una buena recuperación de calor y son muy adecuados para aplicaciones de cogeneración. En general, los motores reciprocantes son los únicos primotores eficientes que existen comercialmente en tamaños de unos pocos caballos de fuerza.

Los motores de combustión interna se pueden clasificar según varios criterios:

Primero, estos pueden clasificarse de acuerdo a su ciclo termodinámico: Diesel u Otto.

Segundo, estos pueden clasificarse dependiendo de la velocidad del motor: alta, media o baja velocidad.

Tercero, estos se pueden clasificar según el tipo de aspiración: aspiración natural, supercargado y turbocargado.

Cuarto, estos se pueden clasificar según el número de tiempos del ciclo: dos tiempos y cuatro tiempos.

En los motores que trabajan bajo el ciclo Otto, la mezcla de aire y combustible es introducida al cilindro y comprimida por el pistón, donde además es encendida por una chispa procedente, normalmente, de una bujía. La mezcla encendida produce un súbito incremento de presión en el interior del cilindro provocando el retroceso del pistón mediante la expansión de los gases y produciendo energía mecánica.

El ciclo se ve en los diagramas de P-V y T-S de la siguiente figura.

## CICLO DE OTTO DE AIRE NORMAL

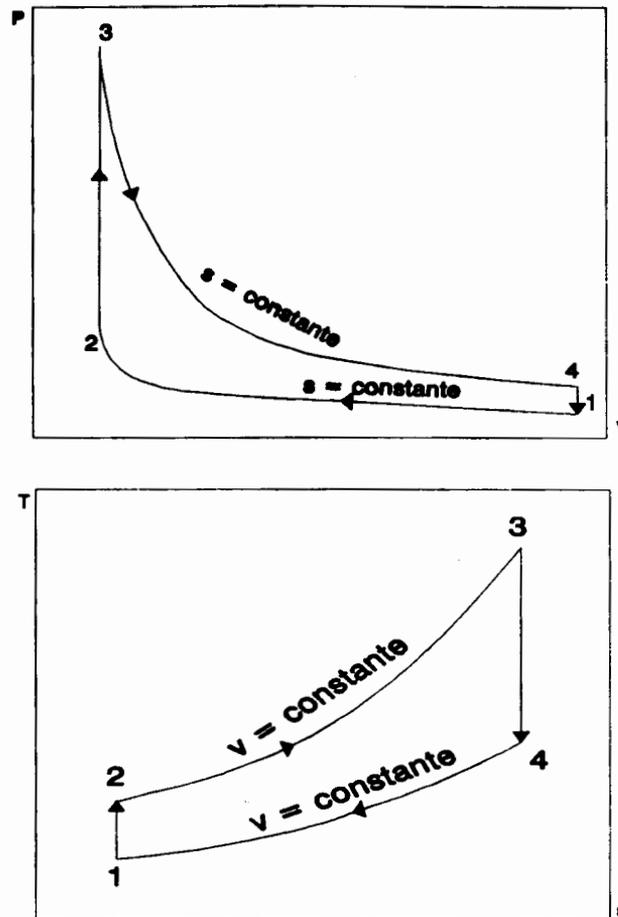


Figura 2.15

El proceso 1-2 es la compresión isoentrópica del aire a medida que el émbolo se mueve del punto muerto inferior al punto muerto superior; después se añade calor a volumen constante, mientras el émbolo está momentáneamente en reposo en el punto muerto superior. (Este proceso corresponde a la ignición de la mezcla de aire-combustible por la chispa y el correspondiente quemado en la máquina real.) El proceso 3-4 es la expansión isoentrópica.

El rendimiento térmico de este ciclo se encuentra como sigue, suponiendo al calor específico constante.

$$\eta_{\text{térm}} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{mC_v(T_4 - T_1)}{mC_p(T_3 - T_2)}$$

y se sabe que, de la ecuación que gobierna los procesos isoentrópicos ( $Pv^k = \text{cte}$ ) y considerando el aire como gas ideal:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[ \frac{V_1}{V_2} \right]^{\kappa-1} = \left[ \frac{V_4}{V_3} \right]^{\kappa-1} = \frac{T_3}{T_4}$$

Por lo tanto,

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

y

$$\eta_{\text{térm}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - (r_v)^{1-\kappa} = 1 - \frac{1}{(r_v)^{\kappa-1}}$$

$$\text{donde } r_v = \text{relación de compresión} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

donde

$Q_H$  = Calor Suministrado

$Q_L$  = Calor Rechazado

$T_1$  = Temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión

$T_2$  = Temperatura del aire en el punto muerto superior

$T_3$  = Temperatura de la mezcla gases durante la explosión

$T_4$  = Temperatura de los gases en el punto muerto inferior

$P_1$  = Presión del aire a la entrada de la cámara de combustión

$P_2$  = Presión del aire en el punto muerto superior

$P_3$  = Presión de la mezcla de gases durante la explosión

$P_4$  = Presión de los gases en el punto muerto inferior

$C_p$  = Calor específico a presión constante

$C_v$  = Calor específico a volumen constante

$K$  = Relación de calores específicos  $C_p/C_v$

$r_v$  = Relación de compresión volumétrica

Los motores que utilizan bujías normalmente queman gasolina y gas natural; aunque también pueden utilizar gas propano, butano y metano.

Existe una relación directa entre la relación de compresión, definida como la relación del volumen de la mezcla combustible-aire no comprimida y el mínimo volumen del cilindro, y la eficiencia del motor, y una forma de elevar la eficiencia es incrementar la relación de compresión.

## RENDIMIENTO DEL CICLO OTTO EN FUNCION DE LA RELACION DE COMPRESION

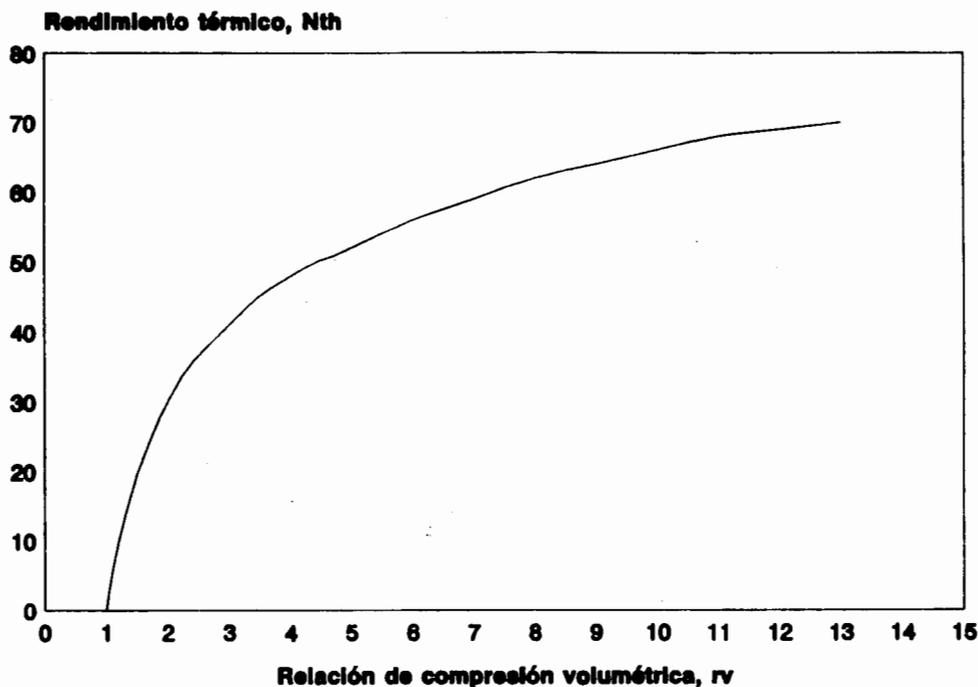


Figura 2.16

Sin embargo, la temperatura de la mezcla se incrementa al ser ésta comprimida y si la temperatura de la mezcla alcanza el punto de inflamación ocurre la detonación espontánea produciendo lo que se denomina cascabeleo, de tal forma que la relación de compresión debe estar siempre por debajo de aquella que produce la detonación espontánea.

El metano puede ser comprimido a una relación de 15:1, el propano esta limitado a relaciones de 12:1 y el butano a relaciones de 6.4:1. la disponibilidad de combustibles que permitan mayor relación de compresión limitan el alcanzar mayores eficiencias.

En contraste, en los motores que operan bajo el ciclo Diesel, el calor generado en la compresión es usado para inflamar la mezcla.

### El Proceso del Ciclo Diesel.

En este ciclo el aire es comprimido hasta que su temperatura esta muy cerca de la temperatura de inflamación del combustible, y en ese momento, el combustible es inyectado en el interior del cilindro donde se produce la explosión.

El rendimiento del ciclo de Diesel está dado por la relación

$$\eta_{t\acute{o}rm} = 1 - \frac{Q_1}{Q_H} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{K T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

El rendimiento del ciclo disminuye a medida que la temperatura máxima aumenta; esto es evidente del diagrama T-S, que se muestra a continuación, porque las líneas de presión constante y de volumen constante convergen, para aumentar la temperatura de 3 a 3' se necesita un gran aumento de calor (3-3'-c-b-3) y el resultado es un aumento relativamente pequeño del trabajo (3-3'-4'-4-3).

## CICLO DE DIESEL DE AIRE NORMAL

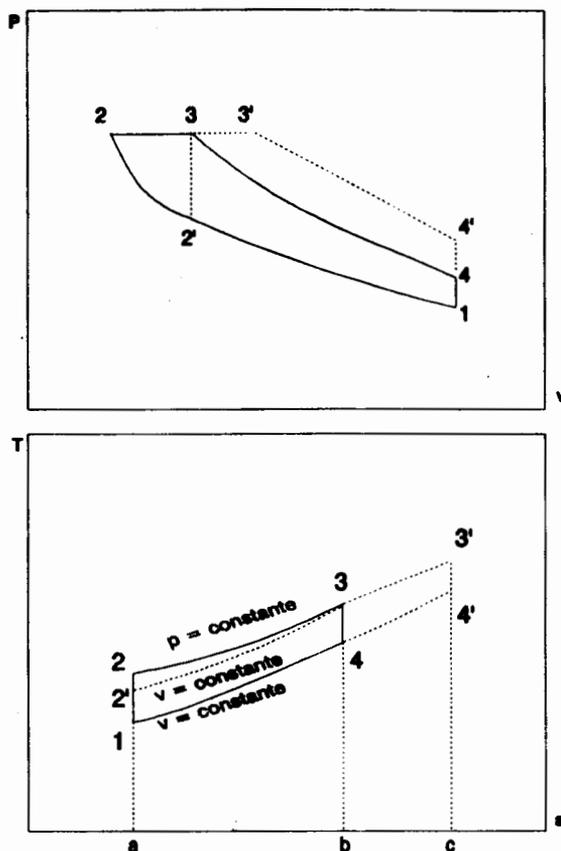


Figura 2.17

En éstos motores la eficiencia no está limitada por la necesidad de tener que estar por debajo de la relación de compresión a la cual el combustible detona espontáneamente, así que los motores Diesel pueden tener relaciones de compresión mayores que los Otto por lo tanto mayores eficiencias.

Los motores tanto Otto como Diesel que operan a altas velocidades (entre 900 y 1800 rpm) pueden alcanzar eficiencias del 33%. Cuando la velocidad es reducida es posible, en motores Diesel, alcanzar eficiencias del 40%. Esta relativa alta eficiencia es la razón por la cual los motores recíprocos son atractivos en pequeñas aplicaciones.

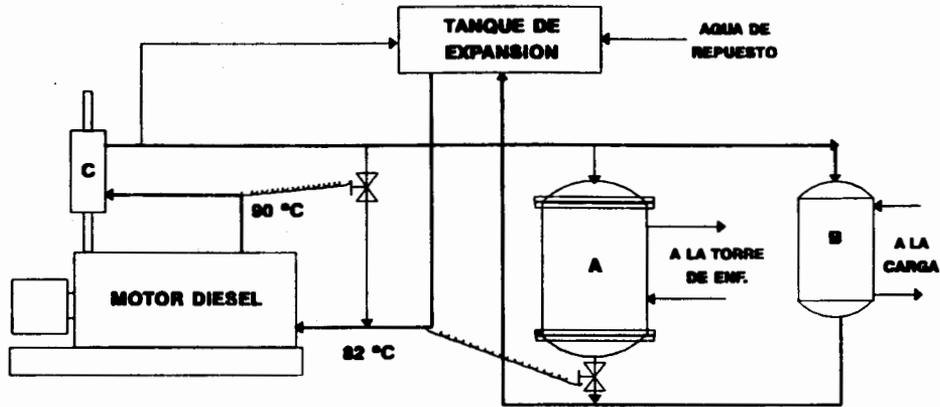
Los motores de combustión interna pueden ser de aspiración natural, turbocargada o supercargada. En los de aspiración natural el aire es suministrado al cilindro a presión atmosférica y solamente requiere que el combustible sea alimentado a una presión ligeramente mayor a la atmosférica.

**Los turbocargados o sobrecargados suministran aire a los cilindros muy por arriba de la presión atmosférica, por lo que se requiere que se suministre el combustible a presiones mayores a la atmosférica.**

**Las principales ventajas de los motores supercargados o sobrecargados es el incremento en la energía de salida y el incremento en eficiencia, lo anterior se logra debido a que en el cilindro existe mayor cantidad de aire y por lo tanto mayor oxígeno, el cual permite una mejor combustión y mayor quemado de combustible. Por otro lado dado que el aire es comprimido elevando su temperatura, ya que se desea la máxima relación de compresión, un interenfriador es requerido para enfriar el aire. Este enfriamiento puede darse entre los pasos del turbocargador o antes de entrar al cilindro.**

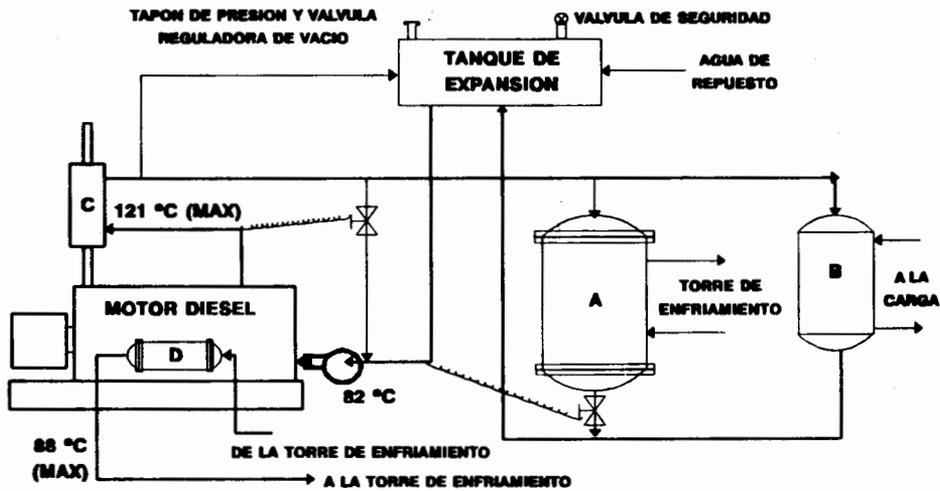
**Los motores sobre o turbocargados normalmente son más baratos, por kilowatt generado, que los de aspiración natural.**

## ESQUEMA DE COGENERACION DE AGUA CALIENTE HASTA 99 °C CON MOTOR DIESEL



- A = INTERCAMBIADOR PARA EQUILIBRIO DE LA CARGA**
- B = INTERCAMBIADOR PARA LA CARGA**
- C = RECUPERADOR DE CALOR DE GASES DE ESCAPE**

## ESQUEMA DE COGENERACION DE AGUA SOBREALENTADA HASTA 121 °C CON MOTOR DIESEL



- A = INTERCAMBIADOR PARA EQUILIBRIO DE LA CARGA**
- B = INTERCAMBIADOR PARA LA CARGA**
- C = RECUPERADOR DE CALOR DE GASES DE ESCAPE**
- D = ENFRIADOR DE ACEITE**

**NOTA:** La presión del refrigerante debe ser 0.3 bar aprox. por encima de la presión de saturación del vapor del refrigerante a la misma temperatura.



## **2.5 RECUPERADORES DE CALOR**

Para recobrar el calor que sale de las turbinas de gas y con ello generar vapor para abastecer las demandas de vapor del proceso se utilizan los recuperadores de calor.

Los recuperadores de calor pueden ser en general de circulación forzada o circulación natural. Los de circulación forzada presentan las ventajas de requerir menor espacio para su instalación debido a que son erguidos de forma vertical, tienen un menor tiempo de arranque, requieren un menor "Pinch Point" que se define como la diferencia de la temperatura de salida de los gases del evaporador y la temperatura de saturación correspondiente a la presión del vapor generado en esa sección.

La mayor ventaja de los recuperadores de circulación natural es que no cuentan con bombas de circulación evitándose fallas y mantenimiento.

Existen tres tipos o clasificaciones principales de recuperadores:

- Recuperadores de calor sin postcombustión
- Recuperadores de calor con postcombustión
- Recuperadores de calor con máxima postcombustión

### **RECUPERADORES DE CALOR SIN POSTCOMBUSTION (RCSP)**

Los recuperadores de calor sin postcombustión RCSP, son los más simples de los recuperadores, prácticamente son intercambiadores de calor convectivos en los cuales se genera vapor mediante el empleo únicamente de los gases de descarga de las turbinas de gas. Los rangos de las condiciones del vapor con que normalmente operan este tipo de recuperadores es de 10 bars con vapor saturado a 110 bars y 512 °C. Los RCSP operan bajo las condiciones operativas impuestas por la turbina de gas, que siguen la demanda de energía eléctrica.

### **RECUPERADORES DE CALOR CON POSTCOMBUSTION (RCCP)**

El oxígeno contenido en la descarga de la turbina de gas permite llevar a cabo una posterior combustión y así generar una mayor cantidad de vapor con respecto a la RCSP. Los RCCP normalmente operan con temperaturas de gases después de la postcombustión no mayores a 970°C siendo posible llevar a cabo la combustión en ductos con quemadores, ya que de otra forma se requerirían paredes refrigeradas.

**Dado que la turbina de gas esencialmente opera como un precalentador del aire que ingresa al recuperador, los RCCP requieren menor cantidad de combustible para generar la misma cantidad de vapor que un generador de vapor convencional, pudiendo llegar a ser un 20% menos el consumo de combustible.**

**Los RCCP son básicamente intercambiadores de calor convectivos que se diseñan muy similares a los RCSP. Sin embargo, la posibilidad de postcombustión provee la posibilidad de controlar la producción de vapor, dentro de la capacidad del sistema de quemadores, de forma independiente al modo de operación de la turbina de gas.**

### **RECUPERADORES DE CALOR CON MAXIMA POSTCOMBUSTION (RCCMP)**

**Un RCCMP es esencialmente un generador de vapor convencional con aire suministrado por la descarga de la turbina. Un RCCMP con un exceso de aire de 10% puede producir de 6 a 7 veces el vapor que se obtiene con un RCSP, y debido a que parte del aire utilizado para la combustión está precalentado por la turbina el combustible requerido en un RCCMP puede ser 7 o 8% menor al requerido en un generador de vapor convencional.**

**Dado que este tipo de recuperadores pueden generar una cantidad muy grande de vapor, existen muy pocas aplicaciones en la industrias, ya que se superan las relaciones calor/electricidad de los procesos con gran facilidad. Las aplicaciones más comunes de los RCCMP utilizan pequeñas turbinas de gas.**

**A continuación se hace mención a algunos puntos importantes para la selección y diseño de los recuperadores de calor.**

### **OPTIMIZACION DE LOS RECUPERADORES**

**La optimización de los recuperadores de calor debe seguir las siguientes condiciones, que pueden llegar a ser contradictorias:**

- Se debe conseguir la mayor eficiencia en la utilización del calor en los gases.
- Las pérdidas de presión en los haces de tubos debe ser mínima para no afectar la potencia de salida y eficiencia de la turbina de gas.
- Se debe evitar disminuir la temperatura de los gases a la salida del recuperador por debajo de la temperatura mínima de corrosión (entre 120 y 150 °C), que es cuando se alcanza el punto de rocío del ácido sulfúrico.

Cumplir al máximo los puntos anteriores es particularmente difícil, debido a que la transferencia de calor a bajas temperaturas se realiza prácticamente por medio de convección, ya que el mecanismo de radiación es casi nulo, y para obtener una máxima utilización del calor contenido en los gases se deben tener pequeñas diferencias de temperaturas entre los gases a la salida del recuperador y el agua o vapor, lo que provoca que la superficie de intercambio de calor requerida sea grande. Esto trae consigo una caída de presión grande del lado gases, afectando la potencia de la turbina, a menos que la velocidad del gas sea baja; lo que incrementa nuevamente la superficie de intercambio de calor. Sin embargo, este problema puede ser solucionado usando tubos aletados y de diámetro pequeño. Además otro efecto que se logra con tubos de diámetro pequeño es que existe una pequeña cantidad de agua en el evaporador y la capacidad térmica puede ser baja y favorecer así los cambios rápidos de carga.

Por otro lado, cuando se diseña un recuperador de calor debe tenerse en cuenta no alcanzar la temperatura mínima de corrosión. Esto es, garantizar que todas las superficies en contacto con los gases deben tener una temperatura superior al punto de rocío de ácido sulfúrico y cuando el combustible utilizado está libre de azufre el límite es determinado por el punto de rocío del agua.

Sin embargo, debido a que la transferencia de calor del lado gases es menor que la transferencia del lado agua, por un factor de aproximadamente 100, es práctica común asumir que la temperatura del metal de los tubos es la misma temperatura que la del agua o vapor y ya que el ataque por corrosión no es rápido si la temperatura disminuye ligeramente por abajo del punto de rocío del ácido sulfúrico y la temperatura de la superficie de los tubos es realmente siempre unos cuantos grados superior que la temperatura del agua, la temperatura del agua de alimentación cuando se utilizan combustibles con azufre puede ser de 5 a 10°C por abajo del punto de rocío teórico. Sin embargo, introducir agua de alimentación lo más caliente posible siempre trae consigo ahorros energéticos en la operación del recuperador.

### ESTIMACION DE LA GENERACION DE VAPOR

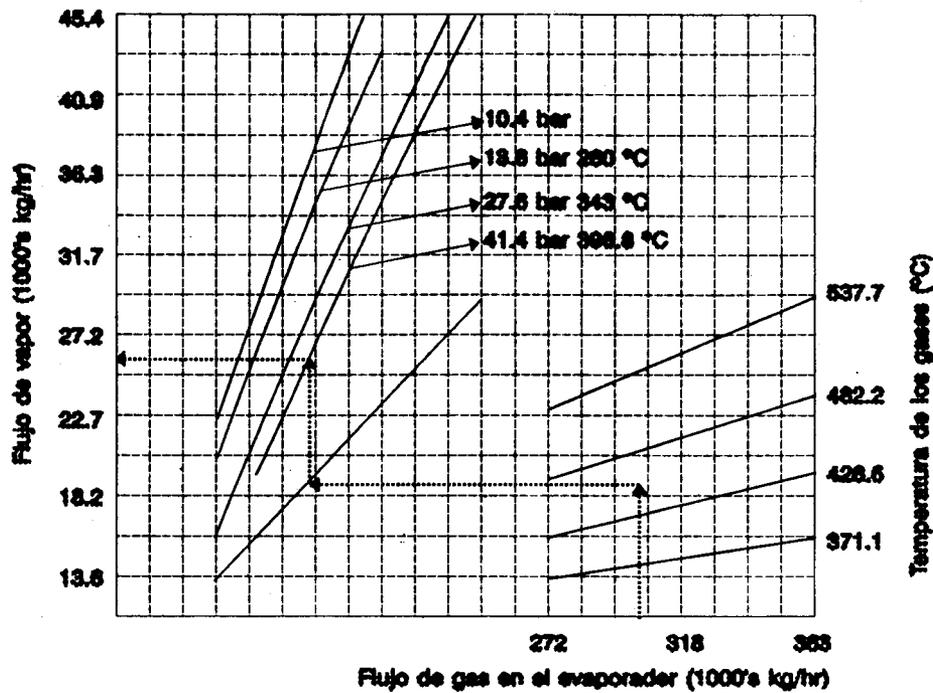
Para estimar la generación de vapor en estudios preliminares, se pueden aplicar cualquiera de los siguientes dos métodos.

El primero consiste en asumir una efectividad del 85 al 87% para la combinación de evaporador y sobrecalentador. Donde la efectividad es simplemente la relación de la caída de temperaturas del gas al pasar a través del evaporador y sobrecalentadores y la caída de que debería haber ocurrido si el gas que sale del evaporador hubiese sido enfriado a la temperatura de saturación del vapor dentro del evaporador.

El segundo método es el de considerar un "pinch point" de 10 a 15°C, es decir una diferencia entre la temperatura de los gases saliendo del evaporador y la temperatura de saturación correspondiente al vapor generado en el mismo elemento.

En la siguiente figura se muestra la generación de vapor para un RCSP basada en una efectividad del evaporador y sobrecalentador del 85%. Estas curvas permiten una estimación rápida del flujo de vapor para un determinado rango de condiciones del vapor y diferentes temperaturas y flujos de gases de salida de la turbina.

### GENERACION DE VAPOR VS FLUJO Y TEMPERATURA DE GASES PARA UN RECUPERADOR SIN POSTCOMBUSTION

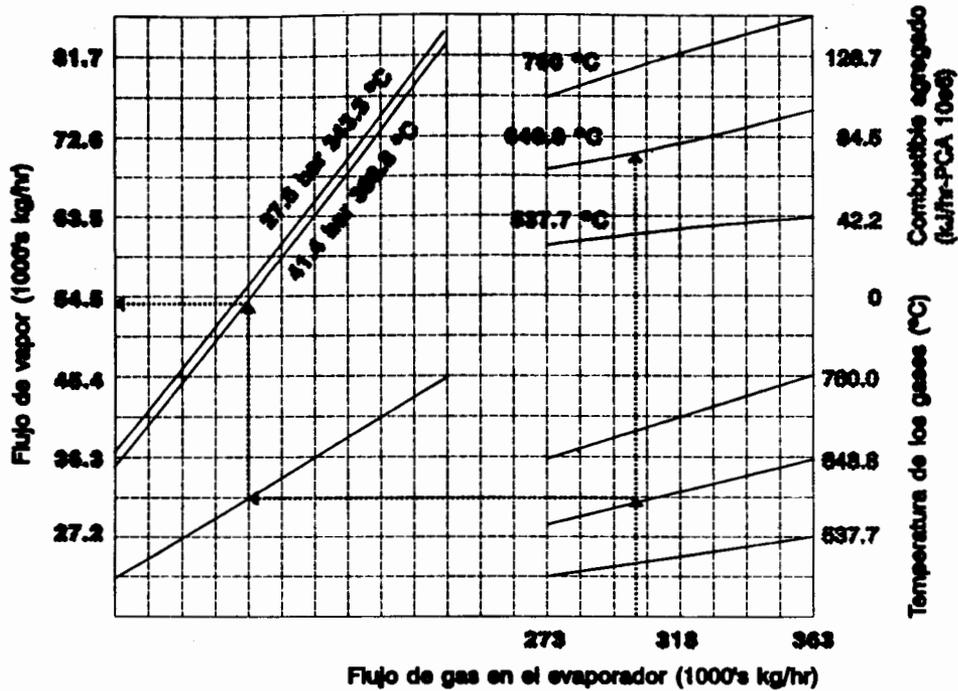


BASE : 85 % de efectividad en el evaporador y en el sobrecalentador

Figura 2.19

En la siguiente figura se muestra la generación de vapor para un RCCP basada en una efectividad del evaporador y sobrecalentador del 85% y una temperatura de gases antes de la postcombustión de 454°C. Estas curvas como las anteriores permiten una estimación rápida del flujo de vapor para un determinado rango de condiciones del vapor y diferentes temperaturas y flujos de gases de salida de la turbina.

## GENERACION DE VAPOR CON ADICION DE COMBUSTIBLE PARA UN RECUPERADOR CON POSTCOMBUSTION



**BASE :** 85 % de eficiencia del evaporador y el sobrecalentador  
Temperatura del gas antes de la combustión igual a 684°C

Figura 2.20

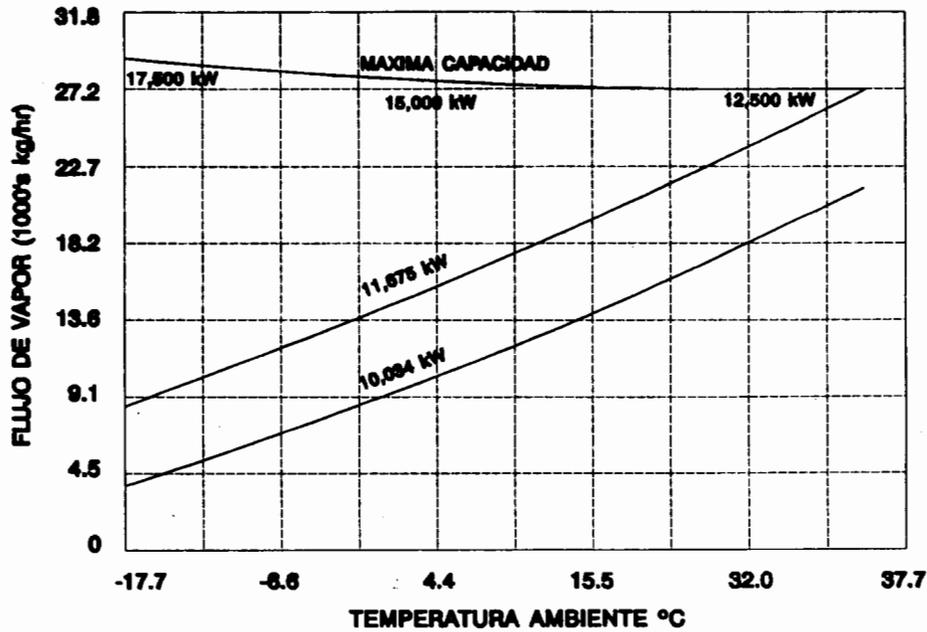
### EFFECTO DE LA TEMPERATURA AMBIENTE Y LA POTENCIA DE LA TURBINA DE GAS EN LA GENERACION DE VAPOR

La variación de la temperatura ambiente afecta las condiciones de la descarga de la turbina de gas y éstas reflejan en la generación de vapor para el caso de un RCSP.

Si la turbina opera a su máxima capacidad a cualquier temperatura ambiente, los kilogramos por hora de vapor generado se incrementan a menores temperaturas ambientes. Ahora bien si la turbina de gas opera a una potencia constante entonces existe una disminución de la capacidad de producción de vapor a menor temperatura ambiente.

Esta característica inherente proporciona un incentivo para que el diseñador proyecte el sistema para que se utilice a temperaturas ambientes bajas la máxima potencia de la turbina, si esto es posible; lo anterior se muestra en a siguiente figura.

### FLUJO DE VAPOR vs TEMPERATURA AMBIENTE Y CARGA DE LA TURBINA

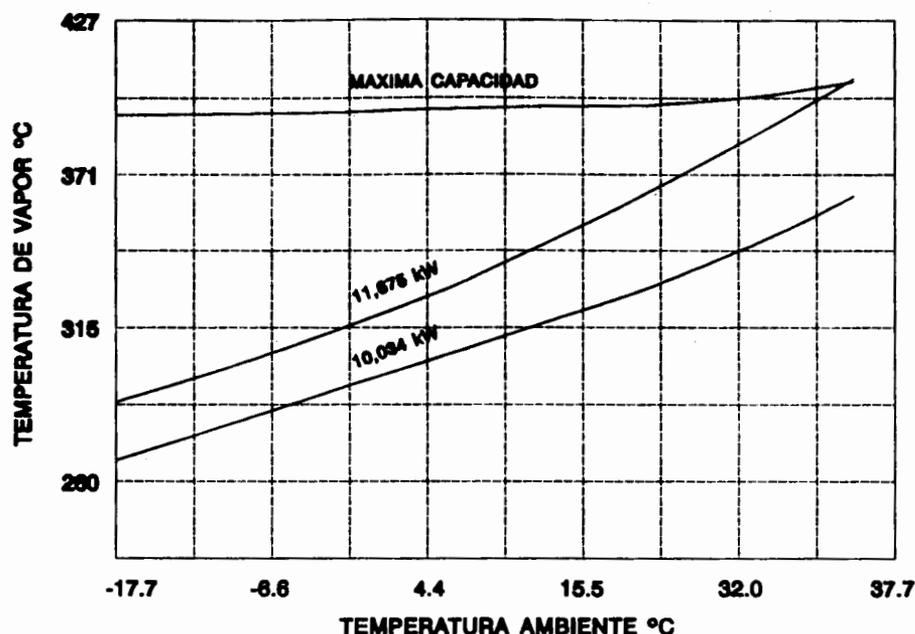


BASE : 1200 kW NEMA GT a nivel del mar con 76 mm H<sub>2</sub>O a la entrada y 254 H<sub>2</sub>O de caída de presión a la salida. Evaporador diseñado para 27240 kg/hr a 41.5 bar y 366.6 °C y 36.3 °C temperatura ambiente.

Figura 2.21

Por otra parte, la temperatura ambiente tiene poco efecto en la temperatura del vapor cuando la turbina opera a máxima capacidad, pero a potencia constante la temperatura del vapor decrece conforme disminuye la ambiente.

## TEMPERATURA DE VAPOR vs TEMPERATURA AMBIENTE Y CARGA DE LA TURBINA



BASE : Las mismas condiciones de la figura anterior.

Figura 2.22

Las variaciones que se observan en las dos figuras anteriores están basadas en una operación a presión constante.

Por lo tanto, en aplicaciones donde las turbinas de gas no pueden ser operadas a máxima capacidad y se requiere una generación de vapor constante un RCCP debe ser considerado.

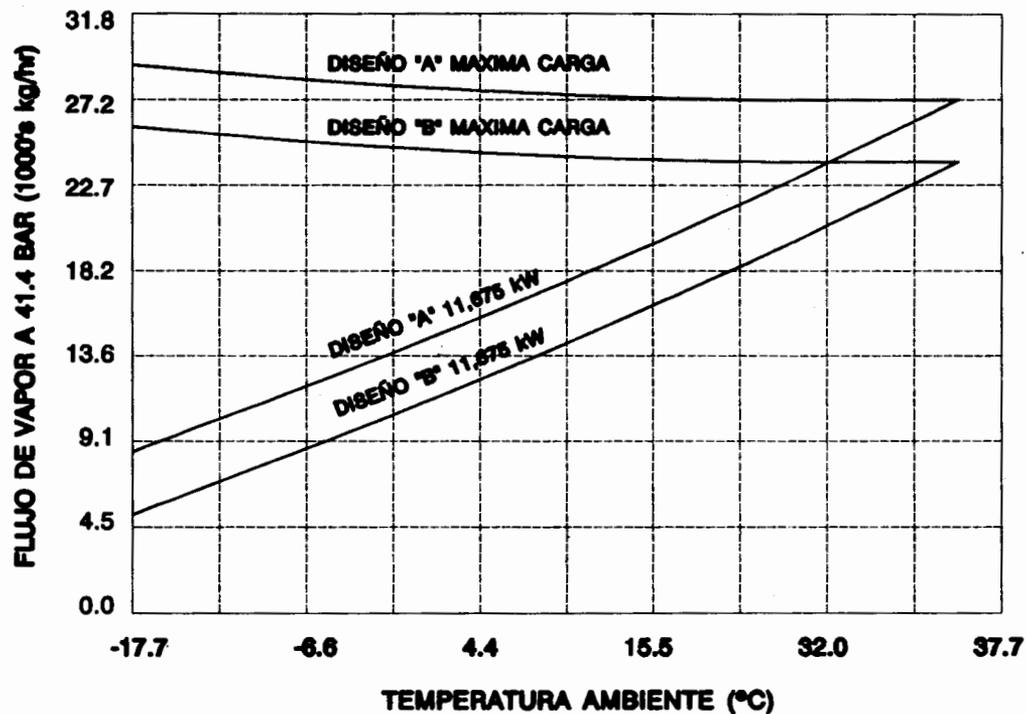
### EFEECTO DEL FLUJO DE GASES Y TEMPERATURA EN LA DESCARGA DE LA TURBINA

Tal como los cambios en la temperatura ambiente afectan el flujo de gases y temperatura de los mismos de salida de cualquier turbina, afectando la generación de vapor, el flujo de aire de diseño de las turbinas también afecta la capacidad de generación de vapor.

En la siguiente figura se muestra la capacidad de generación de vapor de dos turbinas A y B que tienen dos diferentes flujos de aire de diseño, están conectadas a dos recuperadores iguales, generan vapor a la misma presión, tienen el mismo consumo de combustible y son de la misma potencia pero la turbina B tiene 10% más de flujo aire.

Se puede observar en dicha figura que se tiene mayor cantidad de vapor con la turbina A lo que significa que si se necesita la diferencia de vapor (entre las turbinas A y B) se debe elegir la turbina A.

### EFFECTO DEL FLUJO DE AIRE DE DISEÑO EN LA CAPACIDAD DE GENERACION DE VAPOR



BASE : El flujo de aire de diseño de la turbina "B" es 10 % mayor al de la turbina "A" y la temperatura de los gases de salida es 18.3 °C menor que la de la turbina "A".

Figura 2.23

## 2.6 CARACTERISTICAS INHERENTES A CADA ESQUEMA

### 2.6.1. Indices utilizados para comparar las instalaciones de cogeneración

Para poder comparar la eficiencia de los sistemas de cogeneración entre sí y de éstos con el sistema convencional de generación, se utilizan diferentes índices, de los que los tres más empleados son los que se citarán a continuación.

#### Indice de Calor Neto (Net Heat Rate).

Este índice expresa la relación entre el combustible utilizado que se puede atribuir a la energía eléctrica producida, y la producción de electricidad de las instalaciones. El combustible que se atribuye a la energía eléctrica generada se calcula restando, del combustible total utilizado, el que hubiera sido necesario para producir el vapor generado en una caldera de vapor convencional.

Evidentemente, cuanto más bajo es el valor de este índice, significa que tanto más eficiente se ha utilizado el combustible para la generación de energía eléctrica. Como se ve, está ligado con el denominado Consumo Térmico Unitario (Heat Rate) de una planta de potencia convencional que, como se sabe, es el inverso del rendimiento de la planta.

#### Indice Energía Calor/Eléctrica (Power to Heat Rate)

Esta relación también se utiliza a la inversa, es decir expresada como Electricidad/Calor y su manejo es de forma indistinta.

Es la relación entre la energía eléctrica y calor producido, es decir la energía térmica. Es un índice de gran importancia para saber, en cada caso, el tipo de tecnología que se puede aplicar según las curvas de demanda de la energía eléctrica y térmica.

La siguiente tabla muestra las relaciones típicas que se obtienen en los tres tipos básicos de instalaciones de cogeneración más importantes.

TECNOLOGIA	MW <sub>e</sub> /MW <sub>t</sub>
Motor Diesel	0.6 - 1.2
Turbina de gas	2.3 - 4.8
Turbina de vapor de contrapresión	4.4 - mayores

Tabla 2.3

### Indice de Combustible Ahorrado (Fuel Saving Rate)

Este coeficiente representa el combustible desplazado de las grandes centrales para la producción de electricidad por unidad de vapor de proceso producido. El combustible ahorrado por kWh de electricidad generada es la diferencia entre el heat rate de la planta de potencia estándar (que se puede considerar de 3) y el índice de calor neto, de la planta de cogeneración dividido por el índice energía eléctrica/calor, es decir,

$$ICA = (HR_s - ICN) IEC$$

donde

ICA = Indice de combustible ahorrado  
 HR<sub>s</sub> = Heat Rate de la planta de potencia estándar  
 ICN = Indice de calor neto  
 IEC = Indice de energía/calor

Mientras el ICN muestra la manera en que el combustible es utilizado para generar electricidad, el ICA indica los ahorros brutos de combustible.

Un sistema de cogeneración puede presentarse atractivo bajo el punto de vista de uno de los índices y desfavorable para otro.

Así, comparando los valores típicos para las distintas tecnologías de cogeneración, se llega a la conclusión de que, si bien las turbinas de vapor producen electricidad muy eficientemente, el ICN es bajo, sin embargo no producen una gran cantidad de electricidad extra, ya que el IEC es bajo. Si todo el vapor de proceso necesario pudiera ser generado por cogeneración, se ahorraría más combustible utilizando un motor diesel que turbina de vapor. Por su parte, en el motor diesel el IEC es muy elevado, y este es precisamente uno de sus inconvenientes.

Lo anterior se puede ver de manera esquemática en las siguientes figuras.

## AHORRO DE ENERGIA PRIMARIA EN FUNCION DE LA RELACION CALOR / ELECTRICIDAD

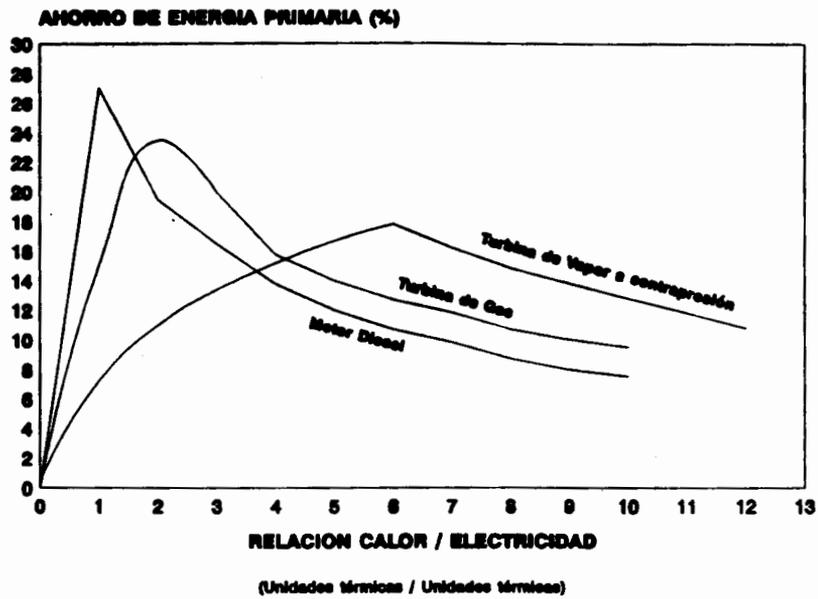


Figura 2.24

## RENDIMIENTO DE SISTEMAS DE COGENERACION EN FUNCION DE LA RELACION CALOR / ELECTRICIDAD

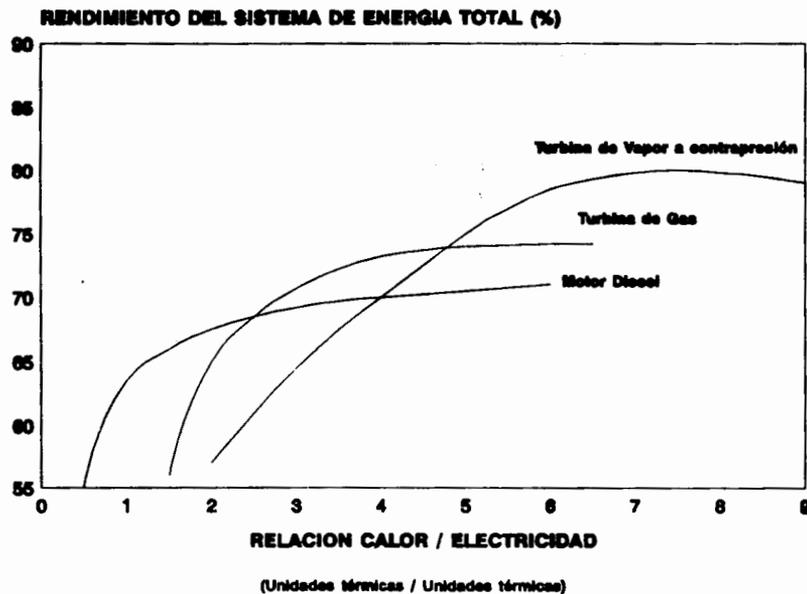


Figura 2.25

## 2.6.2. Condiciones de las corrientes energéticas

A continuación se muestran los diagramas de Sankey tanto de la planta convencional de generación de electricidad como de los principales sistemas de cogeneración.

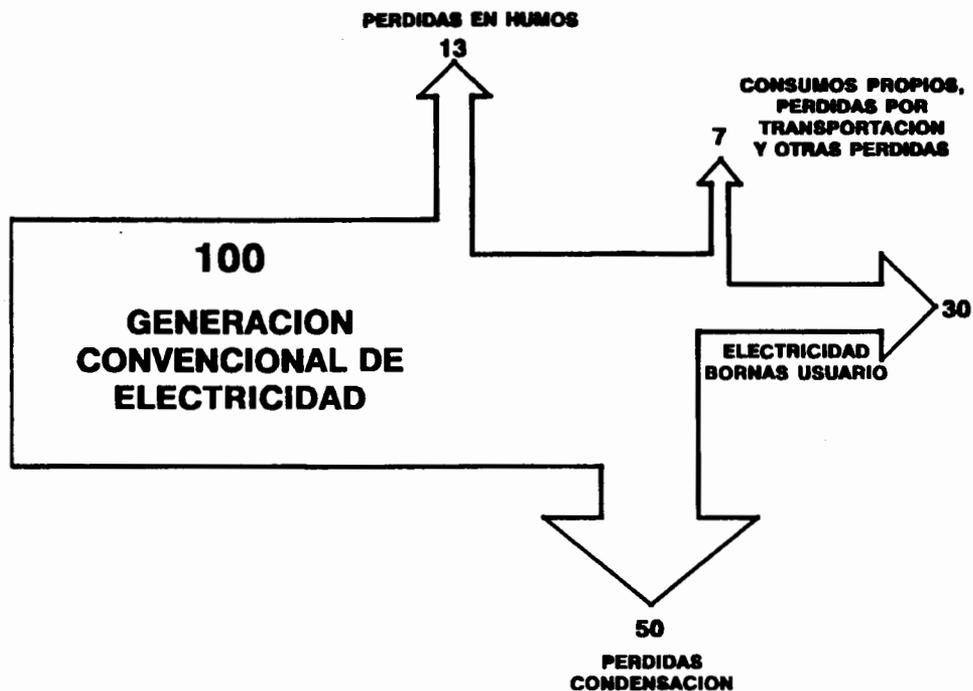


Figura 2.26

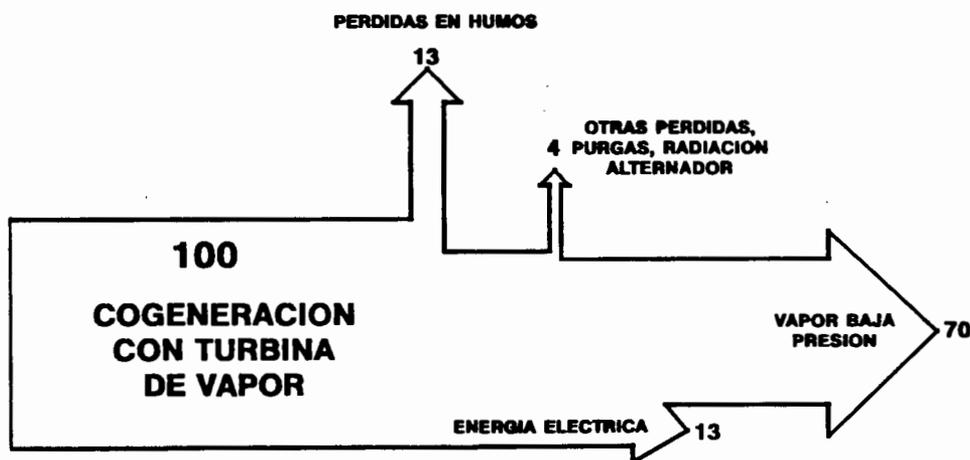


Figura 2.27

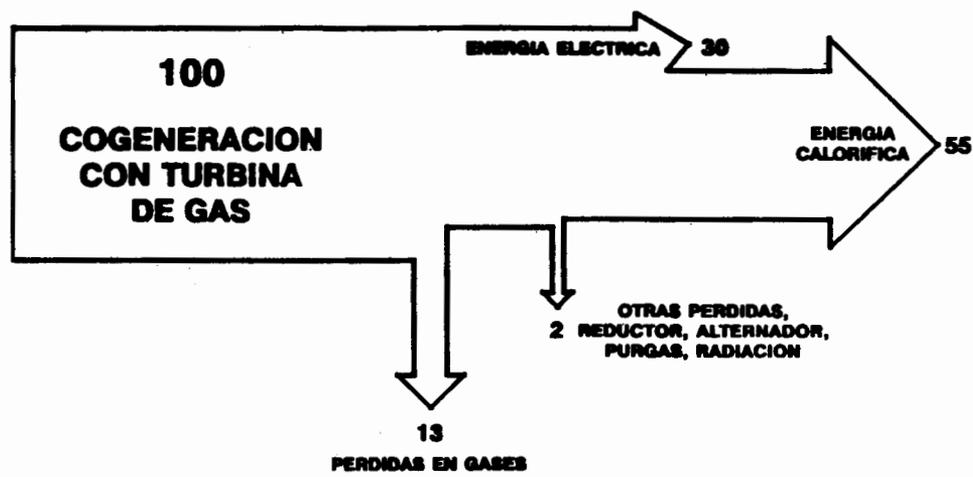


Figura 2.28

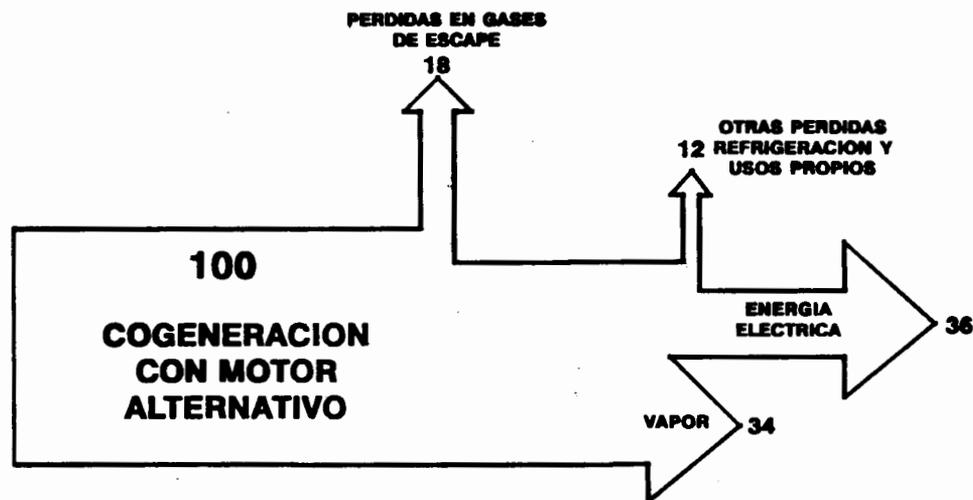


Figura 2.29

Además se pueden agregar las siguientes características de cada tipo de esquema.

### **Turbina de Vapor de Contrapresión**

- Alto costo de inversión.
- No consume agua de enfriamiento.
- Genera poca energía eléctrica en comparación con el consumo de vapor de proceso.
- El consumo de vapor de proceso define la capacidad generada. Considerando extracciones se puede obtener un poco más de flexibilidad.
- Alta disponibilidad.
- Equipo de limpieza de gases de muy alto costo si no se quema gas.
- No permite variación grande y brusca de vapor a proceso.

### **Turbina de Vapor de extracción/condensación.**

- Muy alto costo de inversión.
- Alto consumo de agua de enfriamiento, excepto si se usa un aerocondensador.
- Operación muy flexible. Permite control de potencia y vapor de proceso al mismo tiempo y en forma independiente.
- Buena eficiencia térmica.
- Mayor generación de electricidad al compararse con una turbina de contrapresión y con el mismo consumo de vapor de proceso.
- Alta disponibilidad.
- Equipo de limpieza de gases de muy alto costos si no se quema gas.
- Permite variación brusca de vapor a proceso.

### **Turbina de Gas con Caldera de Recuperación.**

- Bajo costo de inversión.
- No consume agua de enfriamiento.
- Baja eficiencia sobre todo a cargas parciales.
- Cantidad fija de vapor de proceso, la alternativa con combustión de combustible adicional es un poco más flexible.
- Baja inversión en equipo de limpieza de gases por quemar gas.
- No permite variación grande de vapor a proceso.
- Mínimo requerimiento de espacio. Fácil de instalar o desmontar.
- Tiempo de arranque muy corto.

### **Planta de Ciclo Combinado.**

- Mediano costo de inversión.
- Consumo medio de agua de enfriamiento.
- Muy alta eficiencia térmica.
- Operación muy flexible con turbina de vapor de extracción y condensación.
- Alta producción de electricidad con relación al vapor de proceso.
- Muy baja emisión de contaminantes al quemar gas.
- Permite variación grande y bruscas de vapor a proceso.
- Tiempo de arranque muy corto en la parte de turbogas.

### **Motor Alternativo Diesel.**

- Bajo costo de inversión.
- Consumo medio de agua de enfriamiento.
- Alta eficiencia térmica.
- Generación térmica principalmente de agua caliente.
- Operación poco flexible la carga térmica depende fuertemente de la generación eléctrica.
- Alta producción de electricidad con relación a la carga térmica.
- Mediana emisión de contaminantes.
- Tiempo de arranque muy corto.
- Requiere poco espacio para su instalación.
- Tiempo corto de montaje.
- Capacidades desde unos cuantos kW.



### **2.6.3. Paquetes de Cogeneración (PC).**

Los paquetes de cogeneración han demostrado ser económicamente rentables en pequeñas industrias, granjas, balnearios, baños públicos y grandes edificios, tales como universidades, hospitales y hoteles. Básicamente están constituidos por primoteres, sistemas de recuperación de calor, sistemas de rechazo de calor y equipo de control. Con la ventaja de ser módulos prefabricados pudiéndose transportar e instalar fácilmente.

Quizás el aspecto más destacado de estos módulos es su potencial para usos muy amplios. Las unidades pueden ser proyectadas a la medida de cada usuario.

Fué hasta principios de 1980 que el concepto de paquetes de cogeneración comenzó a tener auge. Los PC consisten en una unidad integrada que se traslada y se arma en el sitio deseado, los costos de diseño se prorratan sobre las diversas unidades, así como una importante reducción en los costos de fabricación por tenerse líneas de ensamblaje en serie.

Actualmente existen módulos de PC en rangos de generación desde 6 kilowatts hasta un poco más de un megawatt.

Aunque existen módulos con turbina de gas y con turbinas de vapor de 600 o 700 kilowatts. Los primotores normalmente son motores reciprocantes ya que la mayoría de éstos paquetes están basados en variaciones de los motores automotrices y que operan con gas natural.

Los PC de usualmente hasta 150 kilowatts proporcionan únicamente agua caliente, ya que el enfriamiento con ebullición y generación de vapor no se encuentran generalmente en paquetes de estas capacidades.

Los pequeños PC usan generadores de inducción y debido a esto no son capaces de operar independientemente, aunque existen algunos con excitadores estáticos. Los generadores síncronos se utilizan para varios cientos de kilowatts o más.

Estos paquetes no incluyen, en los modelos de bajas capacidades, sistemas de control de calor, por lo que no pueden operar a su capacidad nominal cuando no se tienen requerimientos de carga térmica. Los dispositivos de control de calor se tienen normalmente en capacidades de 100 kilowatts o más.

Los controles representan una de las áreas de mayor innovación tecnológica dentro de los PC, debido a la integración de microprocesadores en sus sistemas básicos que ofrecen varias funciones:

- Seguridad en la operación
- Monitoreo de la salida del generador y algunas veces controlando la interconexión con la red
- Acumula información para planear los mantenimientos programados
- Monitorea la operación del equipo indicando las fallas que se presentan
- Registra la operación del módulo proporcionando la información necesaria para maximizar el ahorro de energía en la instalación.
- Muchos de estos sistemas incluyen sistemas de telecomunicación que permiten monitorear y controlar la operación de varios módulos de forma remota.

Algunos de los módulos cuentan con sistemas de refrigeración por absorción integrados en los PC, lo cual les da una gran flexibilidad debido a que los sistemas de refrigeración proveen una carga térmica adicional durante los periodos en que no existen demandas térmicas de proceso, permitiendo lo anterior incrementar las horas de operación anuales y los ahorros asociados a la utilización del calor de desecho. Solamente sistemas de absorción de un efecto son utilizados en los módulos de PC.

### **3. CONSIDERACIONES DE DISEÑO DE LOS SISTEMAS**

El diseño de un sistema de cogeneración deberá realizarse para cada caso de aplicación y el desarrollo del diseño será un proceso iterativo. Inicialmente varios esquemas podrán ser propuestos; sin embargo, el más atractivo será analizado en detalle.

Un análisis detallado considera las variaciones en el tiempo de los requerimientos térmicos y eléctricos, el comportamiento de los primotores a diferentes cargas, el costo y la disponibilidad de diferentes combustibles y los costos de operación y capital.

A continuación, se mencionarán algunas reglas generales que pueden ser de ayuda.

Como se vió en los capítulos anteriores existen tres tipos de primotores comercialmente disponibles para emplearse en sistemas de cogeneración: turbinas de vapor, turbinas de gas y motores reciprocantes. Cada una tiene sus características particulares y la elección del tipo de primotor a emplear dependerá de las consideraciones técnicas y económicas de cada aplicación.

Durante los 10 últimos años se ha visto que los motores reciprocantes han acaparado el mercado de pequeñas instalaciones, las turbinas de gas el mercado de las aplicaciones de varios megawatts.

Los requerimientos térmicos del usuario determinarán el primotor a seleccionar. La calidad de los requerimientos térmicos y la relación calor/electricidad deberán considerarse.

La calidad térmica se mide mediante la constancia de la presión y temperatura. Las turbinas de gas y de vapor proporcionan una alta calidad térmica donde éstas últimas proveen más altas presiones y temperaturas que las turbinas de gas, las que requieren de recuperadores de calor con postcombustión para alcanzar valores similares de presiones y temperaturas; los motores reciprocantes se encuentran limitados en este aspecto ya que su recuperación de calor está limitada.

Las turbinas de vapor ofrecen gran flexibilidad respecto a la relación calor/electricidad de salida. La posibilidad de extraer vapor a diferentes presiones permite al sistema acoplarse casi a cualquier demanda de calor/electricidad. Las turbinas de gas en combinación con recuperadores de calor con postcombustión también ofrecen gran variedad de relaciones térmicas y eléctricas pero no tan altas como las de las turbinas de vapor. Los motores reciprocantes ofrecen las relaciones más bajas.

La eficiencia eléctrica es también importante, los motores reciprocantes son los más eficientes en tamaños de pocos megawatts o menores. Los motores de baja velocidad y gran capacidad tienen eficiencias de alrededor del 40%, las turbinas de gas de 3.5 megawatts o más son altamente eficientes. Las turbinas de vapor pueden alcanzar eficiencias adecuadas en sistemas de 10 MW en adelante.

**El tipo de trabajo es de gran importancia para la selección de los primotores. Los motores reciprocantes han demostrado ser superiores en aplicaciones de cargas pico. Las turbinas de vapor encuentran su aplicación en cargas base, ya que si se operan en cargas pico se incrementan sus costos de mantenimiento porque requieren de mantenimientos mayores en intervalos menores.**

**Los motores reciprocantes se aplican en rangos de los 10 a los 1,500 kilowatts; para rangos hasta 3,000 kilowatts se emplean motores reciprocantes de alta velocidad así como turbinas de gas. En este rango la decisión entre uno u otro depende de los requerimientos térmicos y la disponibilidad de equipos en el mercado. Las turbinas se emplean para rangos de varios megawatts en adelante.**

**El tamaño de los primotores dependerá de la rentabilidad asociada con los siguientes modos de operación.**

**Un sistema de cogeneración es tanto más eficiente cuanto mayor sea la cantidad del calor aprovechada, es por esto que el dimensionamiento de un sistema de cogeneración óptimo deberá estar basado en la premisa de satisfacer al 100% la energía térmica que el proceso demande. Esto trae consigo tres posibles escenarios.**

**El primero, en el que se abastece al 100% de energía térmica al proceso y se tiene un déficit de energía eléctrica, es decir que se deberá comprar energía a la red eléctrica de igual forma que como se realizaba antes de cogenerar, aunque en menor cantidad de como se venía haciendo, permitiendo lo anterior tener ahorros en la facturación por concepto de consumo y demanda máxima, además de poderse presentar la posibilidad de cambiar de tarifa y potencia contratada.**

**El segundo escenario es cuando al abastecer la demanda térmica del proceso se tengan excedentes eléctricos, con lo cual se deberá vender éste ya sea a la red o bien a otra empresa cercana, logrando con ello tener ingresos económicos además de los ahorros en energéticos.**

**El tercer escenario es cuando se abastece la energía térmica y no existe excedente o déficit de energía eléctrica; este escenario es "imposible" en un proceso industrial real.**

**Si bien los dos primeros escenarios anteriores son los que se podrían llamar idóneos, también se pudiera tener el caso que por situaciones de requerimientos exigentes de continuidad del proceso ó falta de capacidad de abastecimiento de la empresa suministradora de electricidad, se tuviese que cogenerar el 100% la demanda eléctrica y contar con excedente térmico; se podrá mantener el punto óptimo de la instalación siempre y cuando se tenga un receptor que pueda consumir la energía, ya sea otro proceso ó bien mediante la venta de esta energía a otra industria.**

**Por otro lado, es también muy importante tomar en cuenta la magnitud y tipo de la planta de tratamiento de agua necesaria para abastecer a la tecnología de cogeneración que se utilizará.**

Como se observa en la siguiente tabla en virtud de la presión a la cual se genera el vapor se impone una determinada calidad del agua que se suministra a los equipos de generación de vapor.

**LIMITES DE CONCENTRACION RECOMENDADOS PARA AGUA DE CALDERAS**

Presión de vapor de salida del generador ( $P_{\text{vapor}}$ ) (Psi)	Sólidos Totales, ppm	Alcalinidad Total, ppm	Sólidos en Suspensión, ppm
0-300	3500	700	300
301-450	3000	600	250
451-600	2500	500	150
601-750	2000	400	100
751-900	1500	300	60
901-1000	1250	250	40
1001-1500	1000	200	20
1501-2000	750	150	10
2001- y más altos	500	100	5

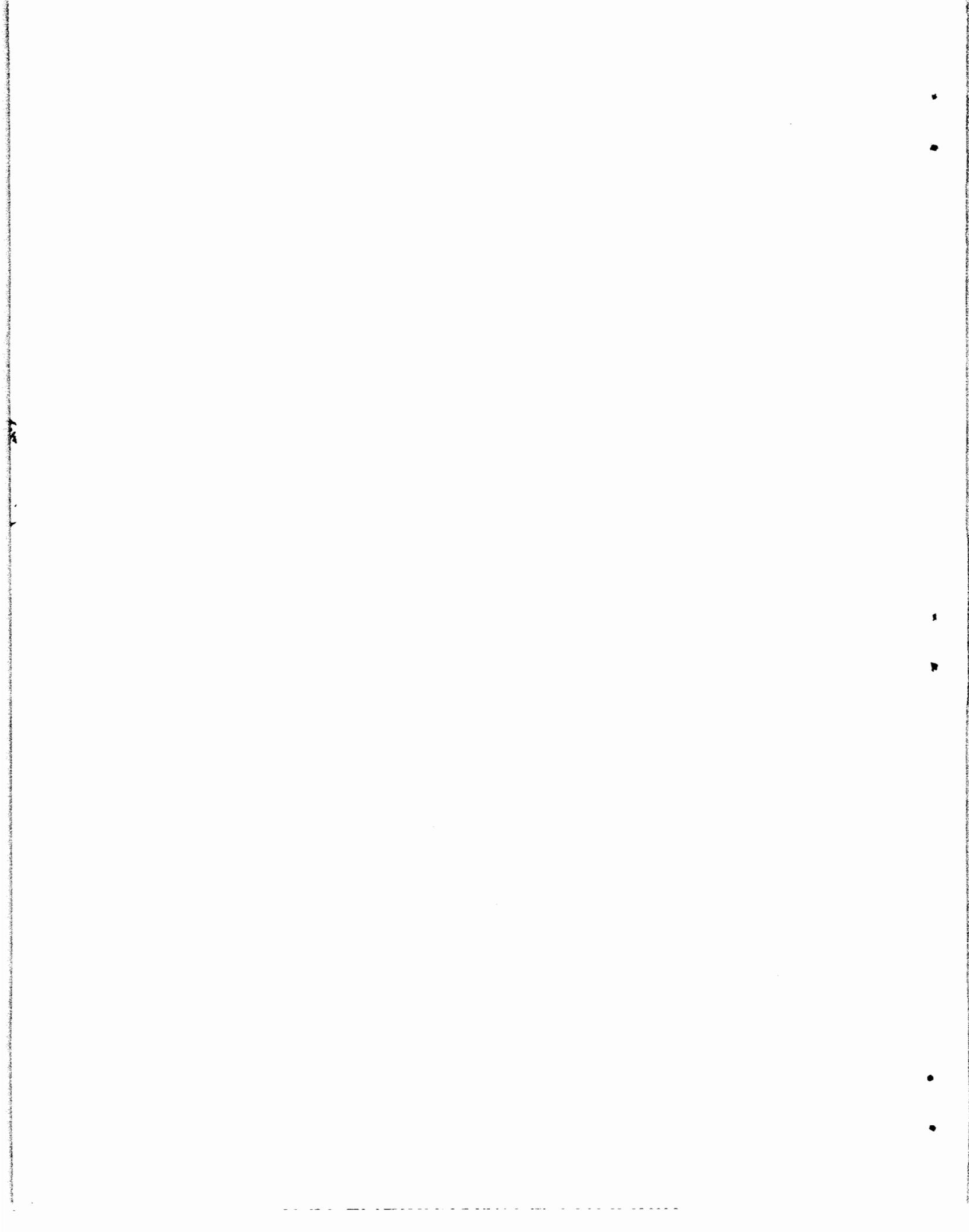
Tabla 3.1

En los equipos de generación de vapor en los cuales se utiliza el condensado proveniente de algún proceso limpio (expansión en una turbina), sólo se requiere la incorporación de pequeñas cantidades de agua cruda (0.5 al 3%), para reemplazar la que se sale del sistema en forma de condensado o por pérdidas de vapor; por lo tanto, el tratamiento del agua es mínimo siendo la planta de tratamiento y el costo del proceso de bajo costo.

Sin embargo, en las plantas industriales que consumen un elevado porcentaje de la producción de vapor en sus procesos de trabajo, puede llegar a necesitarse agua de reposición (ó tratamiento de los condensados) en cantidades que varían de un 90% al 100% del flujo total de agua de alimentación, ocasionando con esto gastos de inversión y costos de operación que pueden llegar a ser puntos determinantes para definir la rentabilidad de un proyecto de cogeneración.

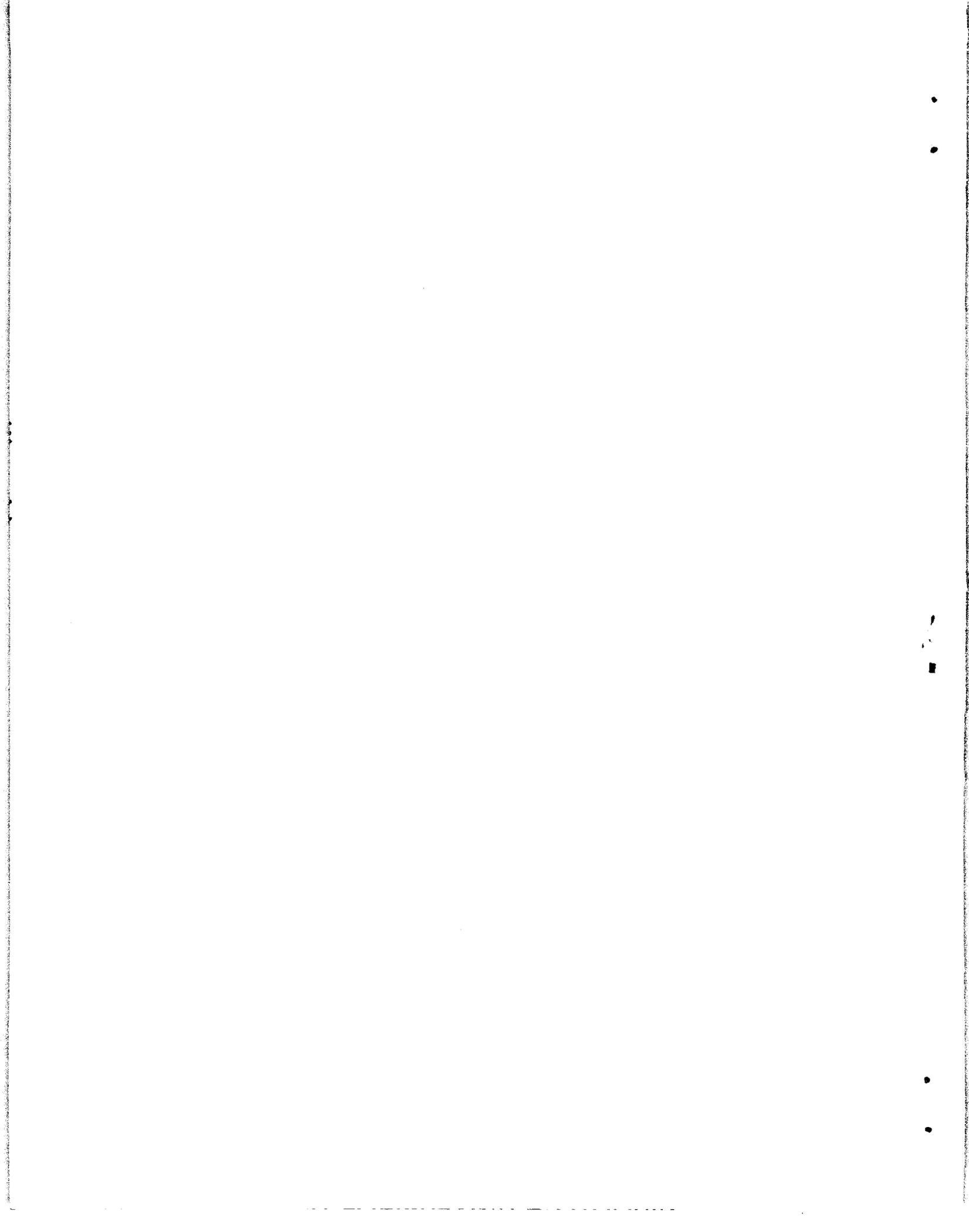
Otro punto no menos importante a tomar en cuenta en el diseño de un proyecto de cogeneración es el referente a los niveles de tensión de generación y utilización de la energía eléctrica.

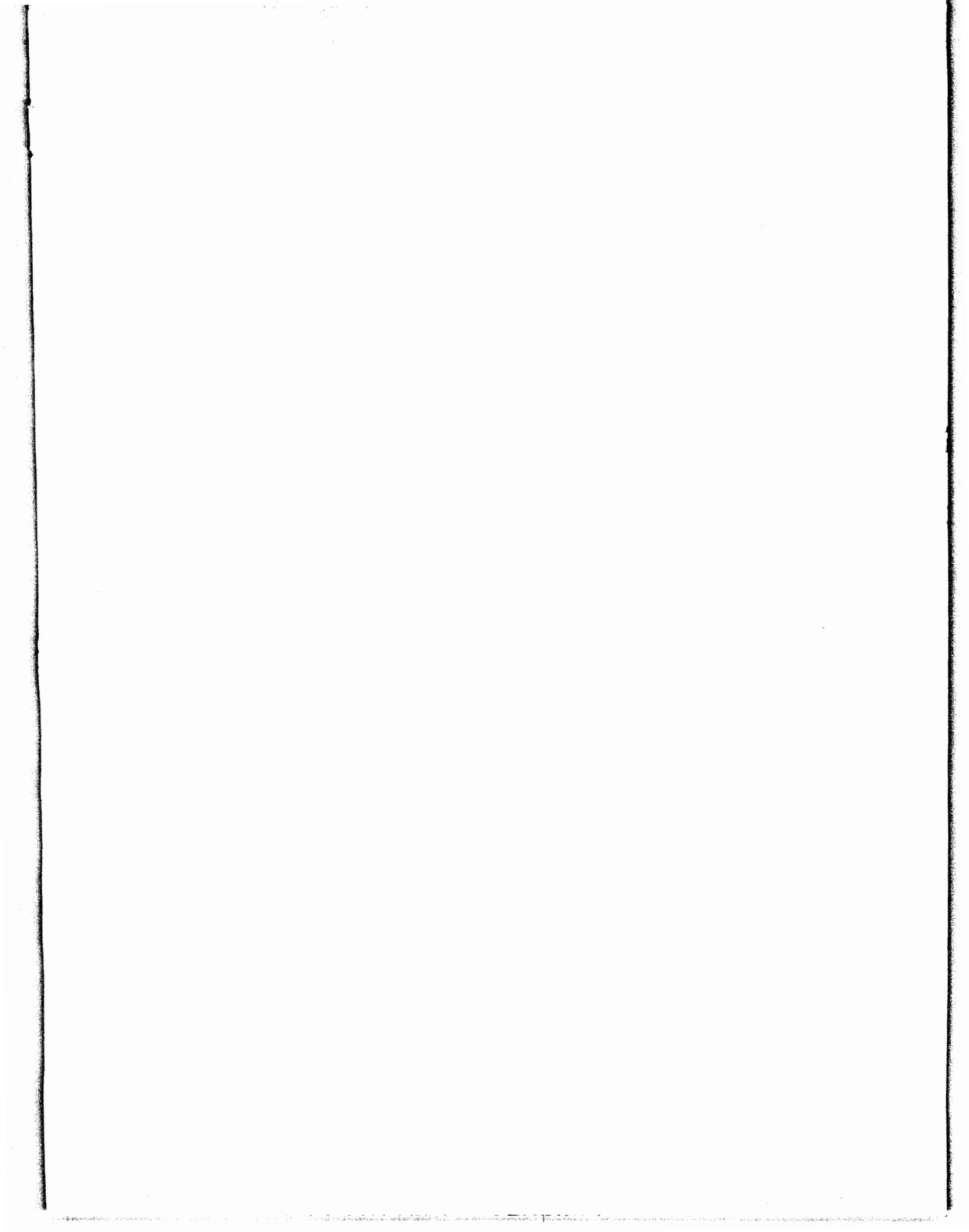
Ya que se deberán uniformizar la tensión de utilización lo más posible con objeto de no tener gran cantidad de transformadores reductores y elevadores para evitar los costos de inversión y mantenimiento innecesarios.



## **BIBLIOGRAFIA.**

- 1.- Orlando Joseph A.: "Cogeneration Planner's Handbook", the fairmont press,inc., 1991, pag 17-71 y 91-107.
- 2.- Kehlhofer Rolf.: "Combined-Cycle Gas&Steam Turbine Power Plants", the fairmont press,inc., 1991, pag 171-207.
- 3.- Pedro Miranda.: "Construcción y Manejo de los Motores Diesel", Gustavo Gili, S.A., Barcelona 1977, pag 15-77.
- 4.- Van Wylen Gordon y Sonntag Richard E.: "Fundamentos de Termodinámica", Limusa 1979, pag 321-387.
- 5.- De Maria Eduardo.: "Turbinas de gas", Curso de Actualización, AMIME 1987.
- 6.- Buendía Eduardo y Monedero Arturo.: "La Cogeneración en las plantas industriales", AMIME Ene-Feb 1992, pag 4-10.
- 7.- Mark's.: "Manual del Ingeniero Mecánico", Mcgraw-Hill, 2º Ed. 1982.
- 8.- Lucchil Roberto.: "Criterios de selección de plantas de cogeneración", CONAE, Primeras Jornadas de cogeneración, jun 1992.
- 9.- Maquinaria IGSA, S.A.: "Desarrollo y Operación de un Sistema de Cogeneración con Turbinas a Gas con Inyección de Vapor en Ciclo Cheng.", CONAE, Primeras Jornadas de cogeneración, jun 1992.





F/DEPFI/CE/No.6/1992/EJ.4



715160