

La eficiencia energética en los sistemas térmicos

en el contexto de nuestra sustentabilidad energética y ambiental

Córdoba, 4 de Septiembre de 2009

Ing. Alberto Fushimi, UNC,1960. MSc.,UNLP,2000
Profesor de Postgrado, UNLa, IPA
Director de pasantes, convenio TYC SA – UNLP
Miembro Titular, Academia de la Ing. de la P.B.A.
E-mail: alberto.fushimi@gmail.com



Resumen general

Eficiencia energética en sistemas térmicos

1. Estado actual de nuestra eficiencia energética.
 2. Conocimientos básicos necesarios.
 3. Algunos casos de nuestra realidad.
 - 4. Modelización de sistemas térmicos.**
 5. Pautas para una actualización acorde a los paradigmas actuales.
- 
- A stylized, layered mountain range graphic in shades of teal and blue, located in the bottom right corner of the slide.

2. Breve repaso de los conocimientos necesarios



Energía.

- ◆ Tradicionalmente se definió la energía como “capacidad de producción de trabajo mecánico”. Pero trabajo es solo una de las formas en que se presenta la energía.
- ◆ La energía de un sistema es una magnitud física abstracta, asociada a las propiedades del mismo, referida a su capacidad de transformación en trabajo u otras formas de energía. (mecánica, cinética o potencial, térmica, química, eléctrica, etc.)
- ◆ La energía es una magnitud conservatriz, no se crea ni destruye, solo puede transformarse de una forma a otra. (Primer Principio de la Termodinámica)
- ◆ Existen relaciones cuantitativas entre las diferentes formas de energía, por ejemplo entre la térmica y mecánica. Si la conversión es total (100%):

$$1 \text{ kWh} = 860 \text{ kcal.}$$

Segundo Principio de la Termodinámica

- ◆ El análisis completo de los sistemas térmicos necesariamente debe incluir las consideraciones del Segundo Principio de la Termodinámica por cuanto la **calidad de la energía térmica** depende de su temperatura y esto es de suma importancia para el URE.
- ◆ 1 kcal de calor no tiene valor si está a la temperatura de sus alrededores, pero si está a 1000°C puede transferir calor o trabajo como efecto energético útil, y consecuentemente tiene valor.
- ◆ Una caldera de generación de vapor de una central termoeléctrica tiene un rendimiento muy alto, mas del 90%, pero en la transferencia de la energía química del combustible al agua como energía térmica, el vapor producido solo conserva menos del 50% de la exergía del recurso (combustible) utilizado. Idealmente la cantidad de energía transferida es total (100%), pero la calidad de la energía antes y después de la transferencia es muy diferente. (degradación)

Generación de calor en calderas y hornos convencionales

Entrada: combustible (gas) + aire

Gases de combustión a 1500°C +

Salida: Vapor de agua saturado

Vapor industrial de 10 bar a 180°C

Alrededores a 40°C

El “desequilibrio” de $1500 - 40 = 1460^{\circ}\text{C}$
se reduce a $180 - 40 = 140^{\circ}\text{C}$

Es una enorme degradación (pérdida de valor).
Irracionalidad que se produce en las calderas y hornos convencionales.

Una caldera, aunque con 90%+ de rendimiento es
INEFICIENTE !!!

Uso Racional de la Energía o Eficiencia Energética

Persiguen el mismo objetivo:
“Hacer mas con menos”, y minimizando
los efectos ambientales adversos.

Desde ese punto de vista podemos considerarlos
sinónimos

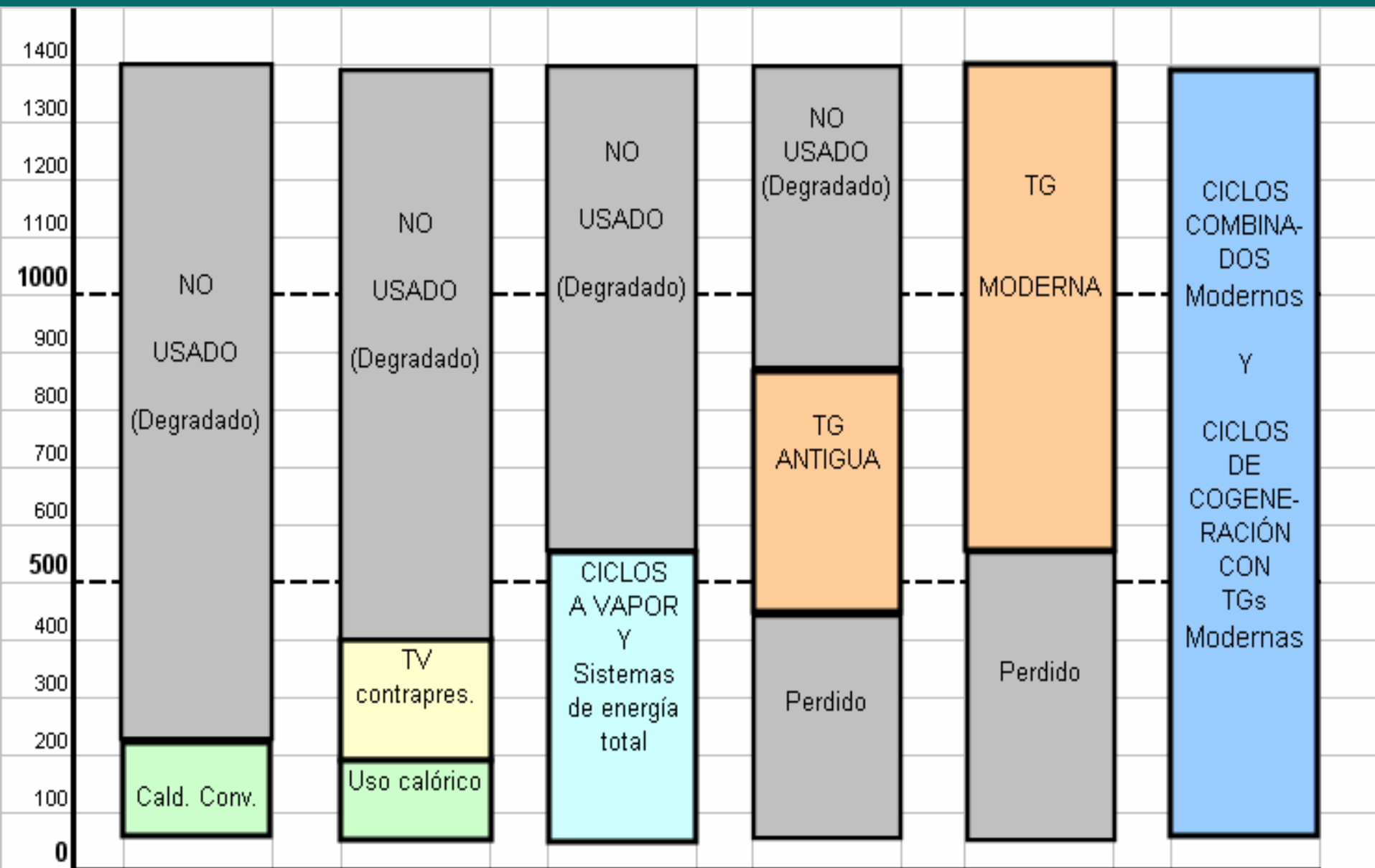
A stylized, layered mountain range graphic in shades of teal and blue, located in the bottom right corner of the slide.

URE por el II Principio

- ◆ No es posible la interacción entre dos sistemas convencionales si no existe un desequilibrio entre ambos. El mismo puede ser:

en Energía cinética	de velocidades
en Energía mecánica potencial	de nivel o presiones
en Energía eléctrica	de potenciales eléctricos
en Energía térmica	de temperaturas
- ◆ Si no existe ninguno de ellos el primero se denomina “sistema muerto restricto” con relación al segundo, siendo imposible la transferencia de energía entre ellos en ninguna de sus formas.
- ◆ El desequilibrio es pues el “driving force” de la energía que la moviliza y valoriza, se la conoce como “exergía” para diferenciarla de la “anergía”, o energía inútil y sin valor práctico.
- ◆ Pero en los procesos reales la exergía tiende a transformarse en anergía, lo que se conoce como “degradación de la energía” “destrucción de exergía”, “irreversibilidad”, etc.
- ◆ El URE por el II Principio apunta a evitar esto en lo posible.

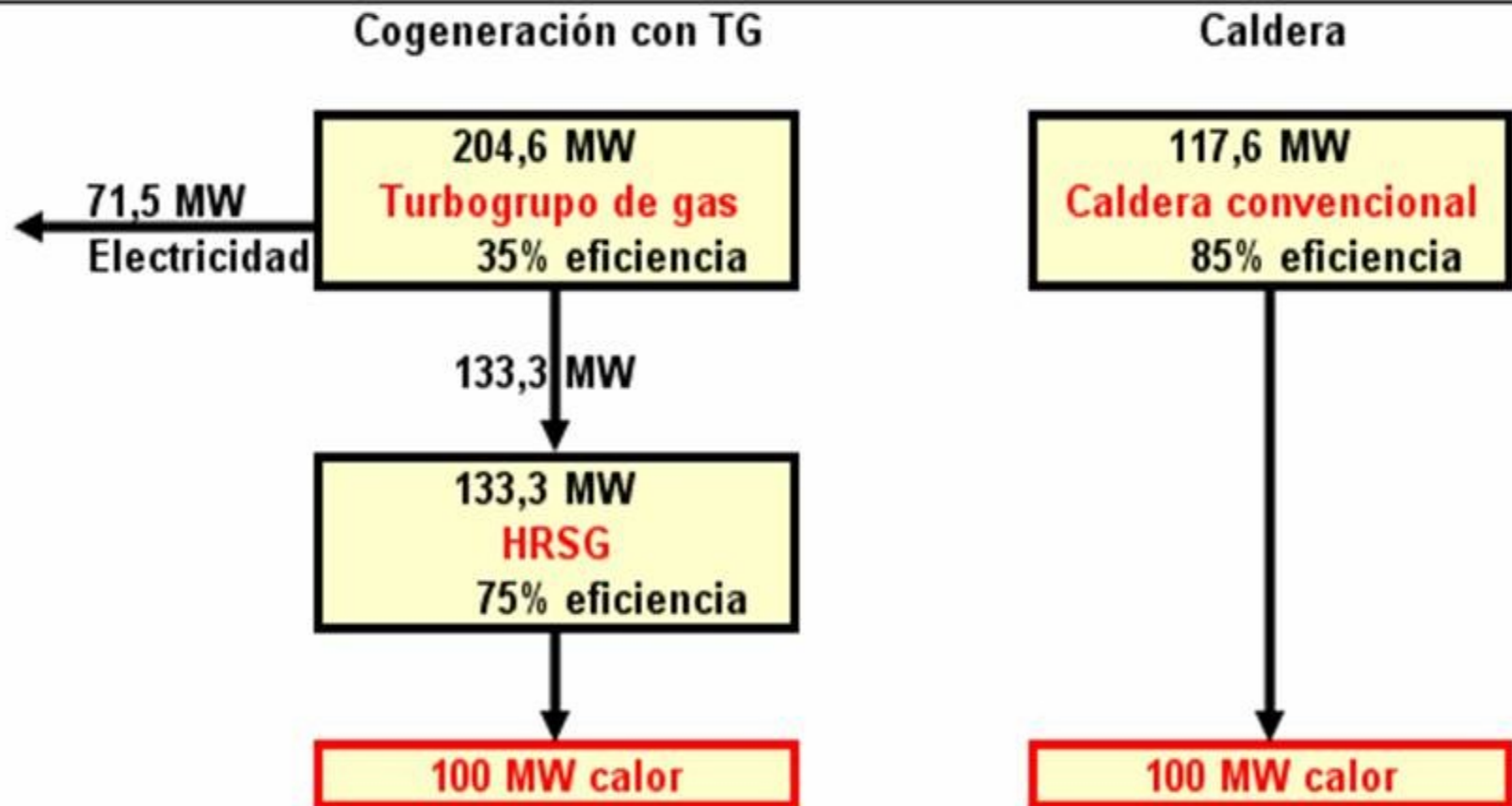
RANGOS DE UTILIZACIÓN DEL DESEQUILIBRIO UTILIZABLE



Procesos Monopropósito e Integrados

- ◆ Típicamente, y referido al recurso combustible, los motores térmicos simples son ineficientes, y los procesos calóricos son degradatorios, ambas características son intrínsecas.
- ◆ La posibilidad de sustituir los procesos tradicionales por ciclos integrados es de suma importancia en la mejora de la eficiencia energética. Esto bien hecho es un fuerte desafío a la creatividad puesto que la mayoría de los casos a resolver son específicos, y no es hacer mas de lo mismo, sino BUSCAR LA INNOVACIÓN, Y LA EXCELENCIA.
- ◆ Los principales ciclos integrados de utilización masiva son el ciclo combinado y la cogeneración. A la luz de los actuales paradigmas en el campo energético, es evidente que estos ciclos DEBEN DESPLAZAR a los ineficientes sistemas monopropósito, en especial aquellos de una cierta magnitud, aunque esto no ha sido suficientemente entendido ni implementado por quienes debieran estar involucrados.

COGENERACIÓN: Efecto de la degradación.
Se obtiene trabajo mecánico con una eficiencia marginal muy elevada, si se la reduce intercalando una TG



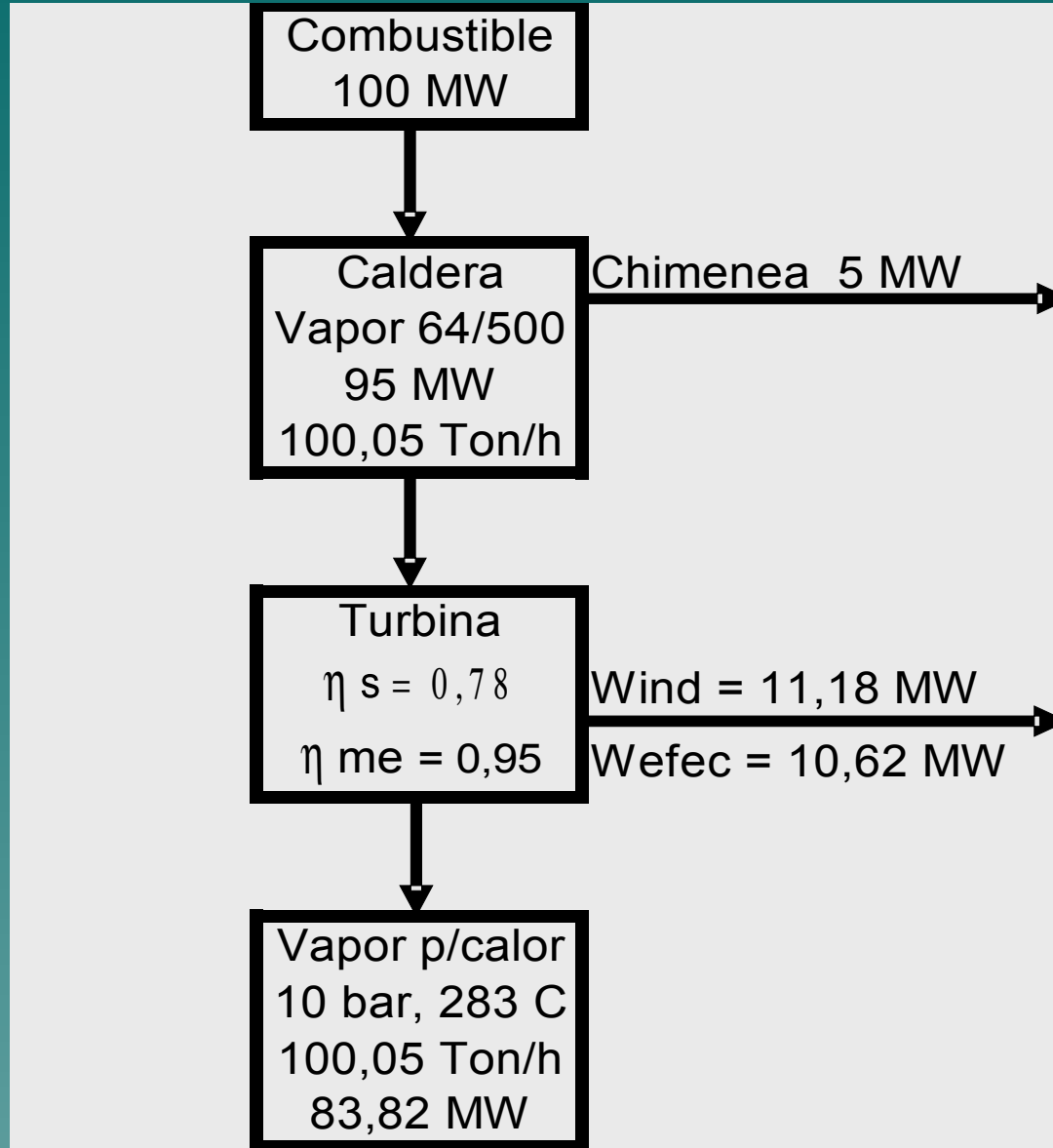
Diferencia en consumo de combustible:
Diferencia en producción de electricidad:
Eficiencia marginal de generación eléctrica:

$204,6 - 117,6 = 87 \text{ MW}$
 $71,5 \text{ MW}$
 $82,2\%$

Sistema integrado a vapor (antiguo)

Alto rendimiento (95%), poca producción de trabajo (11%)

(Porque el vapor fue degradado por la caldera antes de ingresar a la TV)



Recapitulación.

La energía no se crea ni destruye (1^{er} Principio)

Esto permite los balances (relaciones cuantitativas). Las medidas de eficiencia energética apuntan a **evitar derroches o pérdidas**, son obvias y se las conoce como “housekeeping”.

No es posible convertir totalmente el calor en trabajo (2^o Principio). Esto indica que en la optimización de un sistema térmico se debe:

Maximizar el rango de temperaturas en que opera.

Minimizar las irreversibilidades en los procesos.

Son menos obvios, y poco o nada se ha hecho al respecto en el País.

Análisis de sistemas térmicos mediante su modelización computacional en hoja de cálculo

Modelización de sistemas térmicos

- ◆ Modelizar un sistema térmico es establecer los algoritmos necesarios para poder obtener los parámetros de performances del sistema en función de los parámetros de diseño (modelo de diseño), y de operación (modelo de simulación operativa).
- ◆ Para ello, se debe comenzar definiendo el “esquema conceptual” del sistema, o sea las unidades que la constituyen, y las interacciones entre ellas. La confección de un diagrama ayuda a la comprensión de la funcionalidad del sistema.
- ◆ Los algoritmos son básicamente cálculos simples de balances de materia y energía en los puntos singulares, correlaciones de predicción de propiedades termodinámicas y procesos, de transferencia térmica, funciones lógicas, de búsqueda, procesos iterativos de cálculo, etc. que deben ser ordenados convenientemente.

Modelización de sistemas térmicos en hojas de cálculo

- ◆ El software de la hoja de cálculo es de fácil disponibilidad, se encuentra en los paquetes comunes de Oficina
- ◆ Contiene todas las herramientas y las funciones necesarias para la modelización de sistemas térmicos.
- ◆ Es posible el planteamiento de cálculos iterativos simples, pero es el talón de Aquiles del método.
- ◆ La programación es simple, en general no requiere el conocimiento de un lenguaje en particular.
- ◆ Su formato en páginas de libros para cada archivo permite ordenar los temas del modelo
- ◆ Los componentes de los sistemas pueden estar en módulos genéricos, para facilitar la modelización.
- ◆ La tabulación de los valores de interés, y graficación son de fácil realización.
- ◆ Posee facilidades de dibujo suficientes para diagramas mímicos para la introducción de valores de la variables, y presentación de resultados

CICLOS COMBINADOS

Ciclos dedicados, y

Ciclos repotenciados

A stylized, layered mountain range graphic in shades of teal and blue, located in the bottom right corner of the slide.

Diferencia entre consumos de gas de una central a vapor y de ciclo combinado

	Central convenc.a vapor	Central ciclo combin.
Rendimiento neto	35%	55%
Consumo específico	2457,1 kcal/kWh	1563,6 kcal/kWh
Potencia en bornes	1000000 kW	1000000 kW
Dm ³ gas de 8400 PCI	292,5 Dm ³ /hora	186,1 Dm ³ /hora
Dm ³ /dia	7020,4 Dm ³ /dia	4467,5 Dm ³ /dia
Ahorro por dia y millón de k	2,55 MM.m ³ /dia	

No todos los CC tiene la misma eficiencia:
Hay CC de 1, 2 y 3 presiones + RH.

Confección de un modelo de CC de 1 presión

Se requieren básicamente tres módulos:

- ◆ 1. Módulo TGs (base de datos de TGs)
- ◆ 2. Módulo HRSG (SH + VAP + ECO)
- ◆ 3. Módulo ExpansTV (turbina de vapor)

y una hoja resumen del modelo, en este caso sin diagrama, por su simplicidad.

Parte del MÓDULO TGs (GTW Handbook 2009)

[illegible]

Tabla del GTW año 2005. Unidades ordenadas por potencias crecientes

	Fabricante	Tipo	Año	Potencia kW	C.Esp kc/kWh	Relac Comp	Caudal kg/s	Velocid rpm	Temp Escape	Costos		Peso Ton	Dimensiones (m)		
										U\$S	\$/kW		L	A	H
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	Vericor	VPS1	1974	504	4127,3	10,5	3,58	1500/1800	487	492408	977	9,07	4,27	2,74	4,27
2	Kawasaki	S2A-01	1979	848	4336,4	8,5	5,08	1500/1800	474	ND	ND	1,48	2,13	1,22	1,22
3	Ebara	ST6L-795	1986	878	3484,2	7,4	3,22	33000	589	ND	ND	0,10	1,22	0,30	0,61
4	Pratt & Whitney	ST6L-795	1986	878	3484,2	7,4	3,22	33000	589	ND	ND	0,10	1,22	0,30	0,61
5	Ebara	ST6L-813	1978	848	3300,9	8,5	3,90	33000	566	737760	870	0,14	1,22	0,61	0,61
6	Pratt & Whitney	ST6L-813	1978	848	3300,9	8,5	3,90	33000	566	ND	ND	0,14	1,22	0,61	0,61
7	Mitsui	SB5	1987	1080	3374,3	10	4,99	26600	492	ND	ND	1,00	1,83	1,52	0,91
8	Motor Sich - Progress (5	TV3-137	1999	1100	3441,1	7,5	7,30	15000	421	ND	ND	0,29	2,13	0,61	0,61
9	Turbomach	Saturn 20	1985	1204	3533,8	6,7	6,53	1500/1800	506	961996	799	14,00	6,10	1,83	2,74
10	Solar Turbines	Saturn 20	1985	1210	3534,3	6,8	6,53	22516	504	ND	ND	8,98	6,10	1,83	2,13
11	Kawasaki	M1A-13X	2001	1425	3644,7	9,6	7,89	1500/1800	523	ND	ND	3,94	3,05	1,22	3,05
12	Kawasaki	M1A-13	1989	1485	3551,9	9,4	8,03	1500/1800	521	ND	ND	3,27	2,44	1,52	2,13
13	Kawasaki	M1A-13D	1995	1485	3588,0	9,6	7,94	1500/1800	531	1136025	765	3,41	2,44	1,22	2,13

Parte del MÓDULO HRSG

(Esquema conceptual: SH + VAP + ECO.)

PROGRAMA DE DISEÑO TERMICO DE HRSG SIMPLE DE UNA PRESION ESQUEMA ECONOMIZADOR + VAPORIZADOR + SOBRECALENTADOR

Presion del vapor SH:	50 Bara	Perdidas de calor HRSG:	1,50%
Temperatura vapor SH:	440 oC	Purgas de caldera HRSG:	2,00%
ΔP en Sobrecalentador AP:	1 Bara		
Caudal Sobrecalentado *****:	12,5 kg/seg	Approach:	10 oC
	45 Ton/hora	Entalpia del approach:	41,87 kJ/kg
ÚT min.sobrecalentador:	57,2 oC		
Pinch resultante: *****	12,95 oC	Presion bomba BFW:	56,1 Bara
		Temperatura BFW:	45,77 oC
Caudal de gases:	113,28 kg/s	Entalpia BFW:	192,90 kJ/kg
Temp. de gases:	497,24 oC		

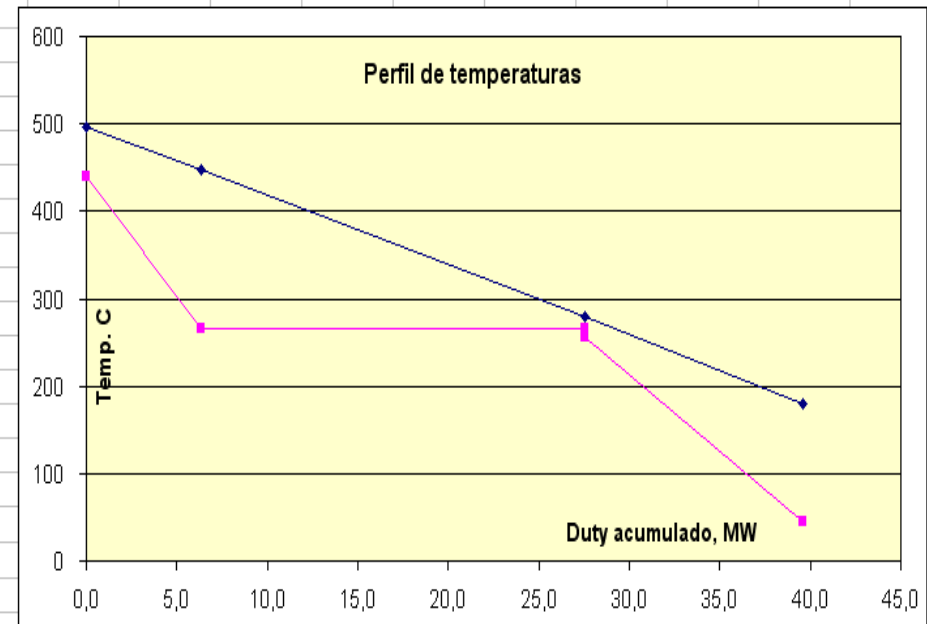
Parametros del agua y el vapor

	Pre.Domo	Tsat	Hsat	Hliq	Psobrec	Tsobrec	Hsobrec	Entropia
	Bara	oC	kJ/kg	kJ/kg	Bara	oC	kJ/kg	kJ/kg/K
Vapor Saturado	51,0	265,63	2,79E+03	1162,42				
Vapor Sobrecalent.					50,0	440	3292,76	6,7860

BALANCE ENTALPICO DE LA CALDERA DE RECUPERACION

SOBRECALENTADOR

	Gases de combustion			Sistema agua / vapor				Diferenc.
	Temp	Entalp	Duty	Temp	Entalp	Caudal	Duty	Temperat.
Entrada	497,2	538,14		265,6	2792,67			57,2
Escape turbina AP	ΔH =	56,01			500,09	12,5		
Salida	447,8	482,13	6,34E+03	440,0	3292,76		6,25E+03	182,2



VAPORIZADOR

Pinch = 12,95 oC *****

	Gases de combustion			Sistema agua / vapor				Diferenc.
	Temp	Entalp	Duty	Temp	Entalp	Caudal	Duty	Temperat.
Entrada	447,8	482,13		255,6	1120,55	12,75	Liquido	182,2
Vaporizador de AP	ΔH =	187,38	2,12E+04	ΔH =	1672,13	12,5	2,09E+04	
Salida:	278,6	294,75		265,6	2792,67	12,5	Vapor	12,9
				265,6	1162,42	0,25	Purgas	

ECONOMIZADOR

	Gases de combustion			Sistema agua / vapor				Diferenc.
	Temp	Entalp	Duty	Temp	Entalp	Caudal	Duty	Temperat.
Entrada	278,6	294,75		45,8	192,90			22,9
Vaporizador de MP:	ΔH =	105,98	1,20E+04	ΔH =	927,65	12,750	1,18E+04	
Salida:	180,0	188,77		255,6	1120,55			134,3

MÓDULO ExpansTV: expansión del vapor en TVs

EXPANSIÓN DEL VAPOR EN TURBINAS									
Presión de admisión:		50	bar	Entalpía al final de la expansión ide		2149,22	kJ/kg		
Temperatura de admisión:		440	oC	Entalpía al final de la expansión rea		2377,93	kJ/kg		
Entalpía del vapor de adimisór		3292,76	kJ/kg	Salto entálpico isoentrópico:		1143,54	kJ/kg		
Presión de escape:		0,1	bar	Salto entálpico real:		914,83	kJ/kg		
Rendimiento isoentrópico		80,00%		Temperatura de escape:		45,77	oC		
Rendimiento mecánico:		92,00%		Potencia indicada:		11435,36	kW		=
Caudal de vapor en expansión		45000	kg/hora	Potencia efectiva:		10520,53	kW		=
1	Vapor fin expans. isoentr		HUM	Título al final de la expansión real:		91,35%			
1	Vapor fin expans. real		HUM	TSR:		3,15	kg/kWh		
						ASR:	3,94	kg/kWh	

Fin de la expansión isoentrópica							Fin de la expansión real del vapor				
Vapor sobrecalentado			Vapor húmedo		Resultante		Escape sobrecalent.		Vapor húmedo		Resultante
Vapor	Temperatura no vál				Corrida		Corrida no válida				Corrida
Admis	Corrida no válida				Válida		Temperatura no válida				Válida
Temper	440,00	-57,95	-57,95	45,77	45,77	45,77	-41,44	-41,44	45,77	45,77	45,77
Presi	50,00	0,10		0,10	0,10	0,10	0,10		0,10	0,10	0,10
Temp. sat	264,34	45,77		45,77	45,77	45,77	45,77		45,77	45,77	45,77
H liquid. s	1155,96	191,49		191,49	191,49	191,49	191,49		191,49	191,49	191,49
H vapor s	2793,42	2584,92		2584,92	2584,92	2584,92	2584,92		2584,92	2584,92	2584,92
H vapor S	3292,76	2246,79		Vap.húm	2149,22	2149,22	2377,93	2377,93	2584,86	2377,93	2377,93
Entropi	6,78602	6,78602	6,78602		6,78602	6,78602	7,37728		7,50314	7,50314	7,50314
	Ùh ideal	1045,97			1143,54	1143,54	$\Delta h_i - \Delta h_r =$		228,71		1143,54
	Ùh real	836,77			914,83	914,83	914,83				914,83
	Título:	85,87%			81,80%	81,80%	91,35%			91,35%	91,35%
	725,20	1,45		1,45			1,45		1,45		
	507,80	114,39		114,39			114,39		114,39		
	496,97	82,32		82,32			82,32		82,32		
	1200,96	1111,32		1111,32			1111,32		1111,32		
	49,35	0,10		0,10			0,10		0,10		
	713,15	215,20		318,92			231,71		318,92		
	786,46	536,64		617,38			567,96		617,38		

CC con una vieja TG PG 5371 PA. RESUMEN

Análisis de un ciclo combinado de una presión. Módulos "TGs", "HRSG", y "ExpansTV" (No se consideró el desaireador)

Turbina de gas:

Fabricante: Bahrat Heavy Electricals
 Tipo: 5371 (PA)
 Año: 1998
 Potencia ISO: 26300 kW
 Consumo específico: 3021,48 kcal/kWh
 Rendimiento calculado: 28,5%
 Caudal de gases: 122,47 kg/s =
 Temperatura de gases: 487,2 °C
 Precio en U\$S de 2008: 10467400 U\$S
 Costo específico: 398 U\$S/kWh
 Índice de compresión: 10,5
 Velocidad: 5100 rpm
 Peso aproximado: 11582,4 Ton
 Dimensiones aprox. L (m): 11,5824 m
 Dimensiones aprox. A (m): 3,3528 m
 Dimensiones aprox. H (m): 3,6576 m
 Observaciones:

Menú Nr

150

ISO

Condiciones locales

23202,0 kW
 3129,3 kcal/kWh
 27,5%
 113,28 kg/s
 497,2 °C

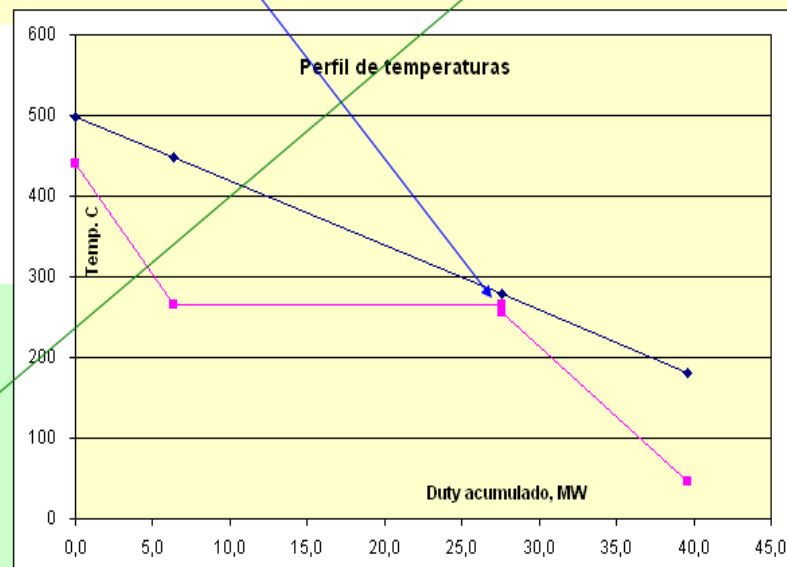
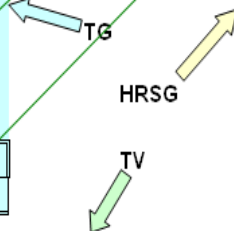
Temperatura 20 °C
 Altitud 200 m
 Contrapresión 20 mbar

Item	Potencia	Rendim	Caudal gas.	Temp gas
Factores por temperatura, altitud y contrapresión:	0,882	0,966	0,925	1,021

Caldera de recuperación HRSG:

Presión del vapor SH: 50 Bara
 Temperatura vapor SH: 440 °C
 ÚP en Sobrecalentador AP: 1 Bara
 Caudal Sobrecalentado: 12,5 Kg/seg
 ÚT min.sobrecalentador: 45 Ton/hora
 Pinch resultante: 57,2 °C
 Caudal de gases: 113,3 Kg/s
 Temp. de gases: 497,2 °C

Perdidas de calor HRSG: 1,50%
 Purgas de caldera HRSG: 2,00%
 Approach: 10 °C
 Entalpia del approach: 41,87 KJ/Kg
 Presión bomba BFW: 56,1 Bara
 Temperatura BFW: 45,8 °C
 Entalpia BFW: 192,90 KJ/Kg



EXPANSIÓN DEL VAPOR EN TURBINAS

Presión de admisión: 50 bar
 Temperatura de admisión: 440 °C
 Entalpia del vapor de admisión: 3292,76 kJ/kg
 Presión de escape: 0,1 bar
 Rendimiento isoentrópico: 0,8
 Rendimiento mecánico: 0,92
 Caudal de vapor en expansión: 45000 kg/hora
 Vapor fin expans. isoentr: HUM
 Vapor fin expans. real: HUM

Entalpia al final de la expansión id: 2149,2 kJ/kg
 Entalpia al final de la expansión re: 2377,9 kJ/kg
 Salto entálpico isoentrópico: 1143,5 kJ/kg
 Salto entálpico real: 914,8 kJ/kg
 Temperatura de escape: 45,8 °C
 Potencia indicada: 11435,4 kW
 Potencia efectiva: 10520,5 kW
 Título al final de la expansión real: 91,4%
 TSR: 3,15 kg/kWh
 ASR: 3,94 kg/kWh

Ciclo combinado:

Potencia operativa TG: 23202 kW
 Potencia operativa TV: 10521 kW
 Potencia en bornes TG + TV: 33723 kW

Rendimiento de la TG: 27,5%
 Consumo de combustible TG: 84425 kW = 8643,6 m³/h = 207,4 Dm³/día
 Rendimiento (bornes): 39,94%

Ciclo combinado de dos presiones sin recalentamiento

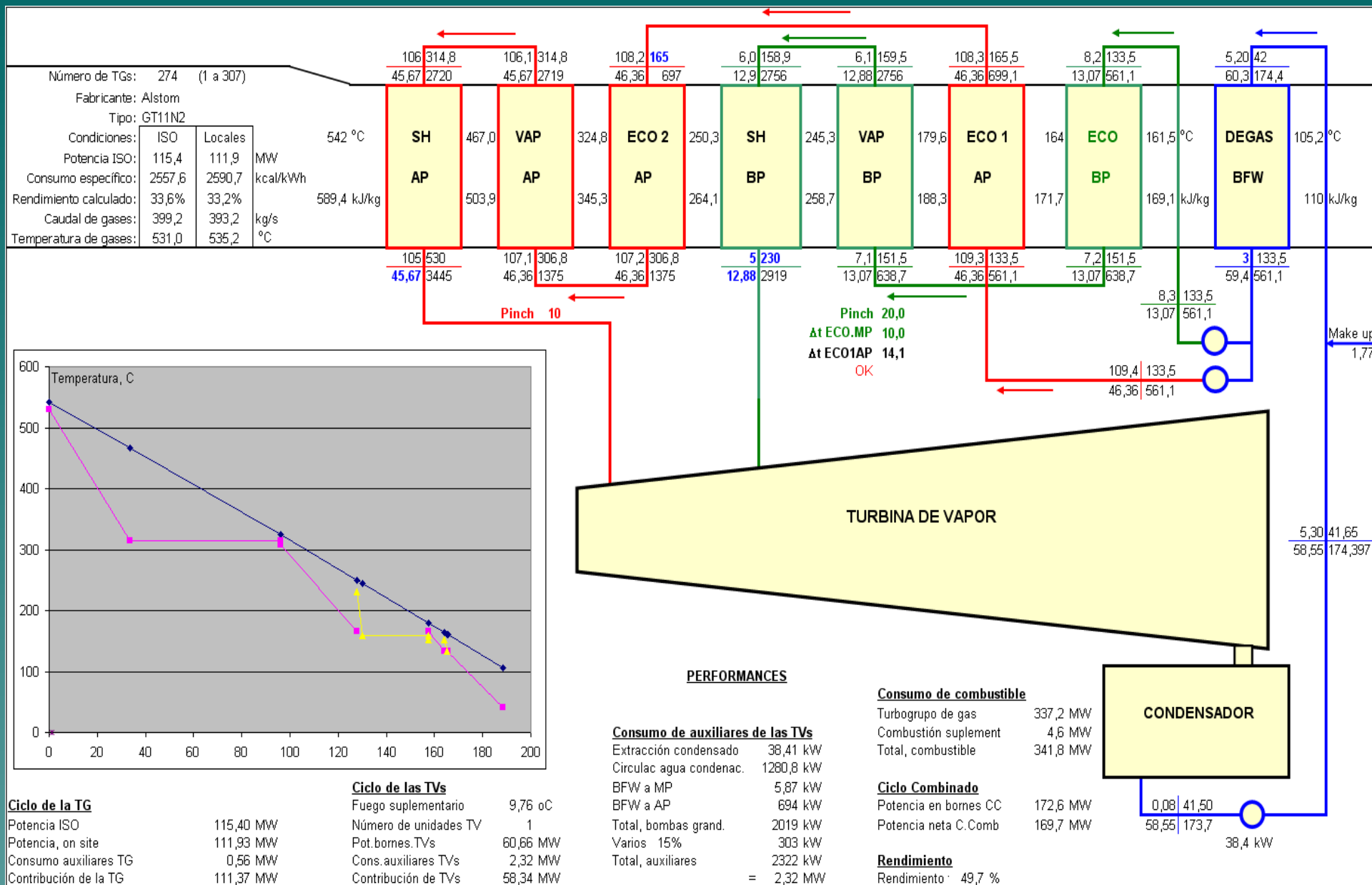
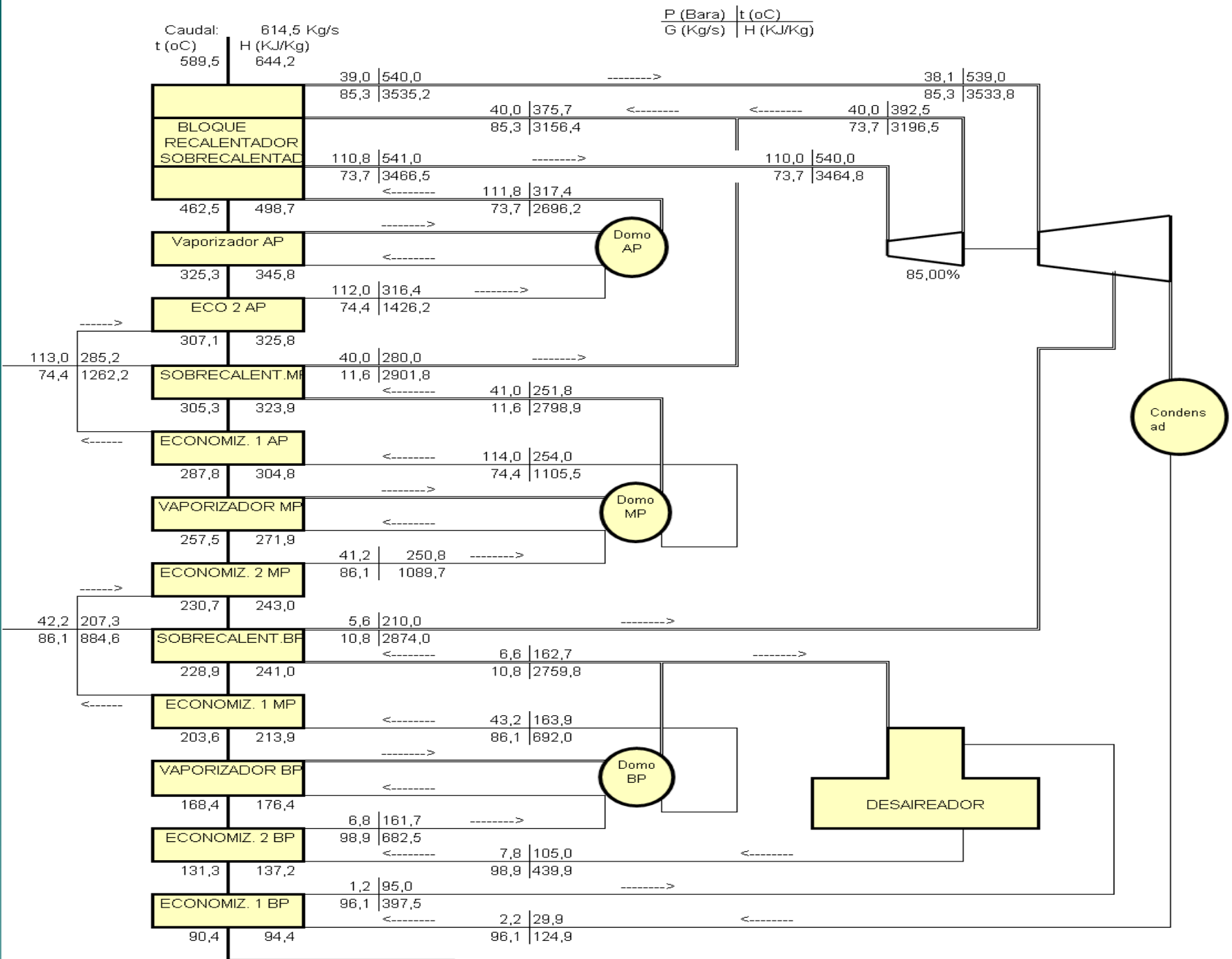


Figura 2: Diagrama térmico y características principales del ciclo de vapor repotenciado a ciclo combinado con HRSG de dos presiones conectado al escape del turbogrupos de GT11N2

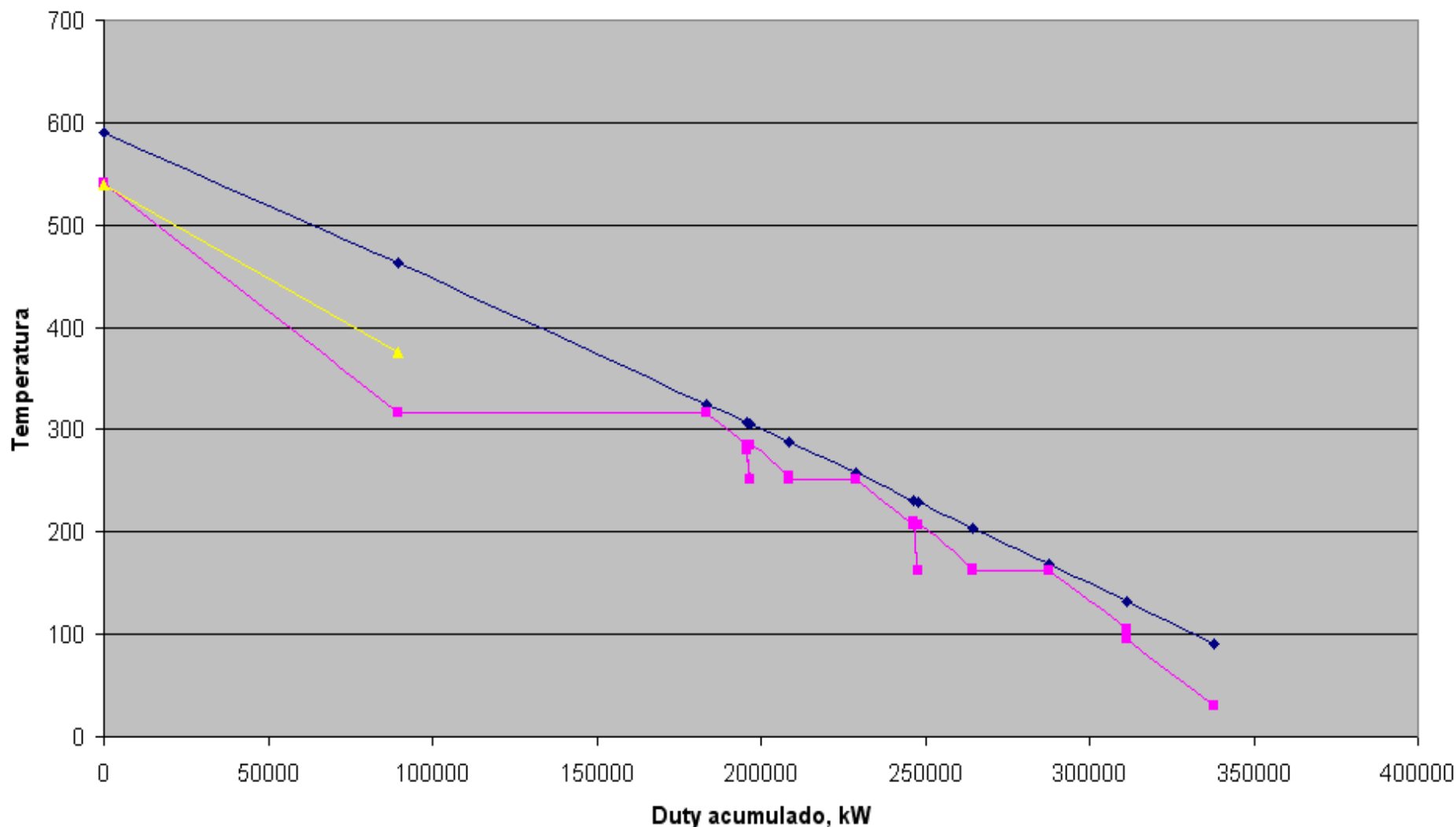
BOTTOMING DE UN CICLO COMBINADO DE TRES PRESIONES



HRSG de 13 paquetes de un CC de tres presiones con recalentamiento.

1 TG PG 9331FA de 226.5MW Potencia neta 330.7 MW, Rendimiento neto 55.7%

Perfil de Temperaturas HRSG



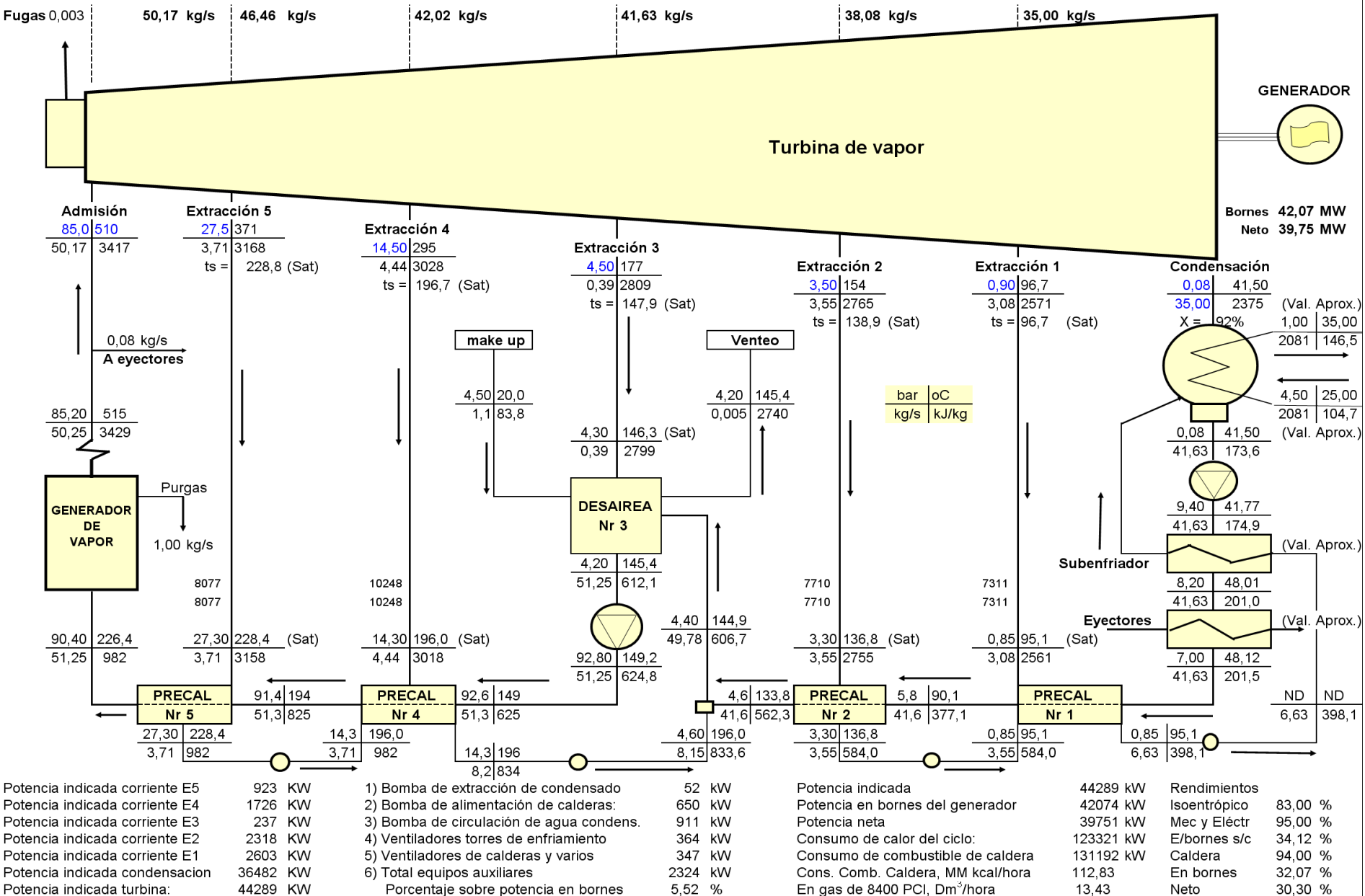
Datos del GTW Handbook 2009 sobre CCs grandes

Model	Year	Net Plant Output	Heat Rate Btu/kWh	Net Plant Efficiency	Heat Rate kJ/kWh	Condenser Pressure (Hg)	Gas Turbine Power	Steam Turbine Power	No. & Type Gas Turbine	Comments
Rolls-Royce (60 Hz)										
Trent 60 DLE	1996	64 601 kW	6497 Btu	52.5%	6855 kJ	1.9 inch Hg	50 492 kW	15 211 kW	1 x Trent	4"/10" losses, 2P steam
Trent 60 DLE	1996	90 326 kW	6816 Btu	50.1%	7191 kJ	1.9 inch Hg	50 492 kW	41 791 kW	1 x Trent	duct fired to 750C
2 x Trent 60 DLE	1996	129 899 kW	6462 Btu	52.8%	6818 kJ	1.9 inch Hg	100 984 kW	31 115 kW	2 x Trent	4"/10" losses, 2P steam
Trent 60 WLE	2001	75 257 kW	6688 Btu	51.0%	7056 kJ	1.9 inch Hg	59 474 kW	17 104 kW	1 x Trent	5"/10" losses, 2P steam
Trent 60 WLE ISI	2001	77 233 kW	6754 Btu	50.5%	7126 kJ	1.9 inch Hg	62 452 kW	16 156 kW	1 x Trent	5"/10" losses, 2P steam
Trent 60 WLE	2001	101 899 kW	6957 Btu	49.0%	7340 kJ	1.9 inch Hg	59 474 kW	44 776 kW	1 x Trent	duct fired to 730C
Trent 60 WLE ISI	2001	107 499 kW	7044 Btu	48.4%	7432 kJ	1.9 inch Hg	62 452 kW	47 583 kW	1 x Trent	duct fired to 730C
2 x Trent 60 WLE	2001	149 239 kW	6757 Btu	50.5%	7129 kJ	2.4 inch Hg	118 948 kW	33 229 kW	2 x Trent	5"/10" losses, 2P steam
2 x Trent 60 WLE ISI	2001	153 432 kW	6901 Btu	49.4%	7281 kJ	2.4 inch Hg	124 904 kW	31 490 kW	2 x Trent	5"/10" losses, 2P steam
Siemens Energy (50/60 Hz)										
SCC-600 1x1	1981	36 100 kW	6815 Btu	50.1%	7185 kJ	****	24 770 kW	11 300 kW	1 x SGT-600	dual pressure, no reheat
SCC-600 2x1	1981	73 150 kW	6726 Btu	50.7%	7100 kJ	****	49 540 kW	23 610 kW	2 x SGT-600	dual pressure, no reheat
SCC-700 1x1	1998	41 280 kW	6672 Btu	51.1%	7041 kJ	****	29 060 kW	12 220 kW	1 x SGT-700	dual pressure, no reheat
SCC-700 2x1	1998	83 630 kW	6587 Btu	51.8%	6950 kJ	****	58 120 kW	25 510 kW	2 x SGT-700	dual pressure, no reheat
SCC-800 1x1	1998	66 500 kW	6353 Btu	53.7%	6703 kJ	****	46 000 kW	21 400 kW	1 x SGT-800	dual pressure, no reheat
SCC-800 2x1	1998	135 100 kW	6273 Btu	54.4%	6618 kJ	****	92 100 kW	44 400 kW	2 x SGT-800	dual pressure, no reheat
SCC-900 1x1	1982	71 500 kW	7140 Btu	47.8%	7530 kJ	****	48 000 kW	25 000 kW	1 x SGT-900	dual pressure, no reheat
SCC-900 2x1	1982	143 500 kW	7110 Btu	48.0%	7500 kJ	****	96 000 kW	50 500 kW	2 x SGT-900	dual pressure, no reheat
Siemens Energy (50 Hz)										
SCC5-2000E 1x1	1981	251 000 kW	6535 Btu	52.2%	6895 kJ	****	163 800 kW	91 100 kW	1 x SGT5-2000E	dual pressure, no reheat
SCC5-2000E 2x1	1981	505 000 kW	6502 Btu	52.5%	6860 kJ	****	327 600 kW	184 900 kW	2 x SGT5-2000E	dual pressure, no reheat
SCC5-4000F*	1995	423 000 kW	5842 Btu	58.4%	6164 kJ	****	****	****	1 x SGT5-4000F	triple pressure, reheat
SCC5-8000H*	2009	530 000 kW	5687 Btu	60.0%	6000 kJ	****	340 000 kW	185 000 kW	****	****
*single shaft										
SCC5-4000F 2x1	1995	848 000 kW	5836 Btu	58.5%	6158 kJ	****	557 400 kW	288 700 kW	2 x SGT5-4000F	triple pressure, reheat
Siemens Energy (60 Hz)										
SCC6-5000F 1X1	1989	295 700 kW	5990 Btu	57.0%	6320 kJ	****	196 400 kW	105 300 kW	1 x SGT6-5000F	triple pressure, reheat
SCC6-5000F 2X1	1989	598 000 kW	5950 Btu	57.3%	6280 kJ	****	392 800 kW	217 400 kW	2 x SGT6-5000F	triple pressure, reheat
Solar Turbines (50/60 Hz)										
STAC 60	1993	7 257 kW	8800 Btu	38.8%	9095 kJ	****	5 670 kW	1 800 kW	1 x Taurus 60	all gross ratings (not net)
STAC 70	1994	9 298 kW	8460 Btu	40.3%	8630 kJ	****	7 520 kW	2 045 kW	1 x Taurus 70	STAC designs are based on

Repotenciación a ciclo combinado de un ciclo de vapor



Ciclo de vapor típico, repotenciar a CC ?



Repotenciación simple de 1 presión

Número: 253 Tipo: Rel.compre
 TURBOGRUPO: MS9001E 12,8
 Potencia: 124082 kW.elect
 Caudal gases: 414,45 kg/s
 Temperatura gases: 546,16 oC
 Número de unidades: 1

370,49 MW 370,49 MW (PCI)

0,000 MW

t (oC)	H (kJ/kg)
546	Propuesta
546,2	594,15
472,8	510,4
317,0	336,7
277,4	293,5

85 | 510,0

Caudal a TV: 180,61 Ton/hora

50,2 kg/s

Pinch = 12,8 C

50,2 | 3427,2

87,0 | 296,1

50,2 | 1332,1

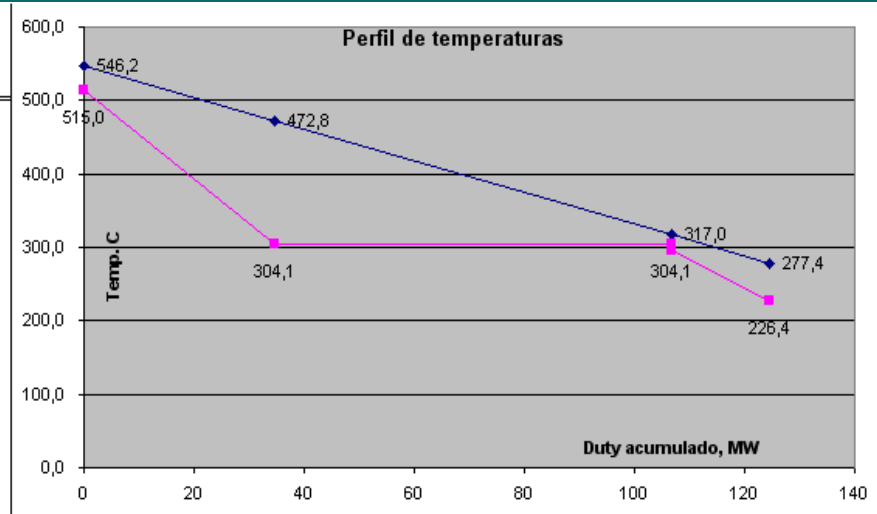
89,4 | 296,1

51,3 | 1318,9

87,0 bar
0,8 Purgas

90,4 | 226,4

51,3 | 972,9



TURBOGRUPO DE VAPOR

Corrientes de extracción para el precalentamiento regenerativo del agua de alimentación de caldera.

Aprox. 30% del caudal de admisión

PRECALENTAMIENTO REGENERATIVO

0,08 | 41,50
35,0 | 2328,56

Características de una repotenciación simple de TV

Principales características de esta repotenciación:

- 1) Al conservar las extracciones para el precalentamiento, los caudales pasantes de vapor son los de la TV
- 2) La turbina de vapor puede desarrollar su potencia nominal. Si se conserva la caldera, el sistema opera sin la TG
- 3) Al no usar el precalentamiento con gases de combustión, estos salen del HRSG a temperaturas muy elevadas

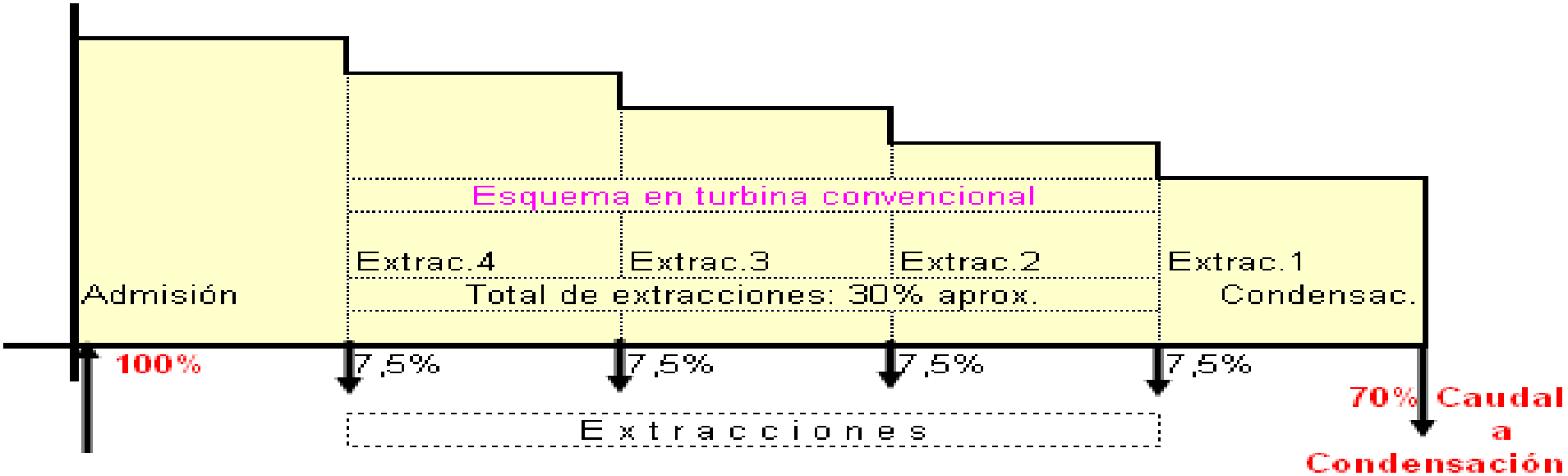
4) Si se utiliza la PG9171E resultan:	Potencia en bornes de la TG:	122,8 MW
	Potencia en bornes de la TV:	42,1 MW
	Total en bornes:	164,9 MW
	Rendimiento:	46,9 %
	Rendimiento de la TG sola:	33,3 %

Vapor satur.generable HRSG con pinch = 15C		
20 bar	10 bar	5 bar
Ton/h	Ton/h	Ton/h
41,1	63,4	81,2

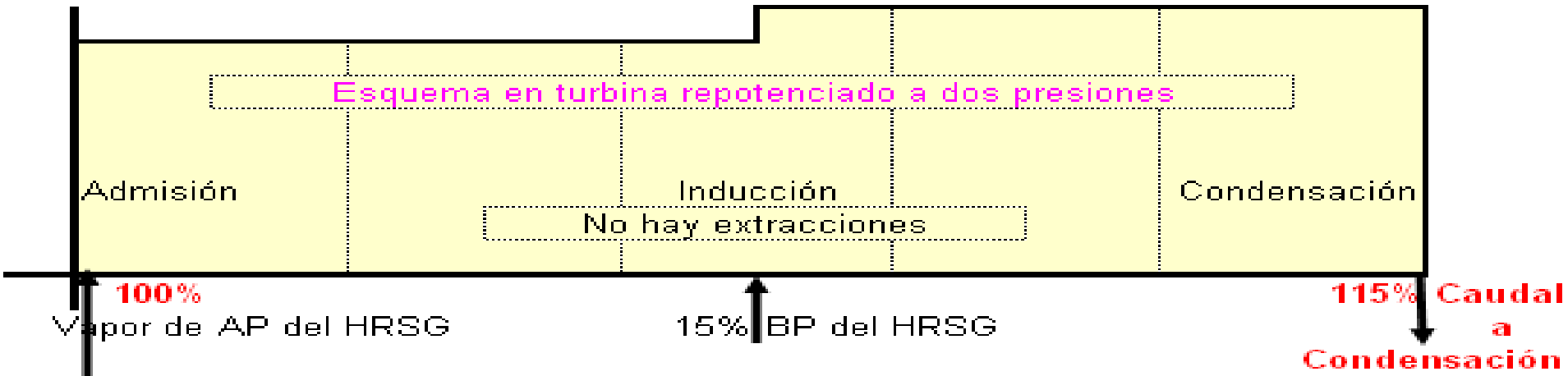
Temperatura chimenea HRSG p/generación vapor		
20 bar	10 bar	5 bar
°C	°C	°C
206,3	168,4	139,2

Esquema de caudales máxicos de vapor pasante por la turbina de vapor en repotenciación de 2 presiones

Caudales



Caudales

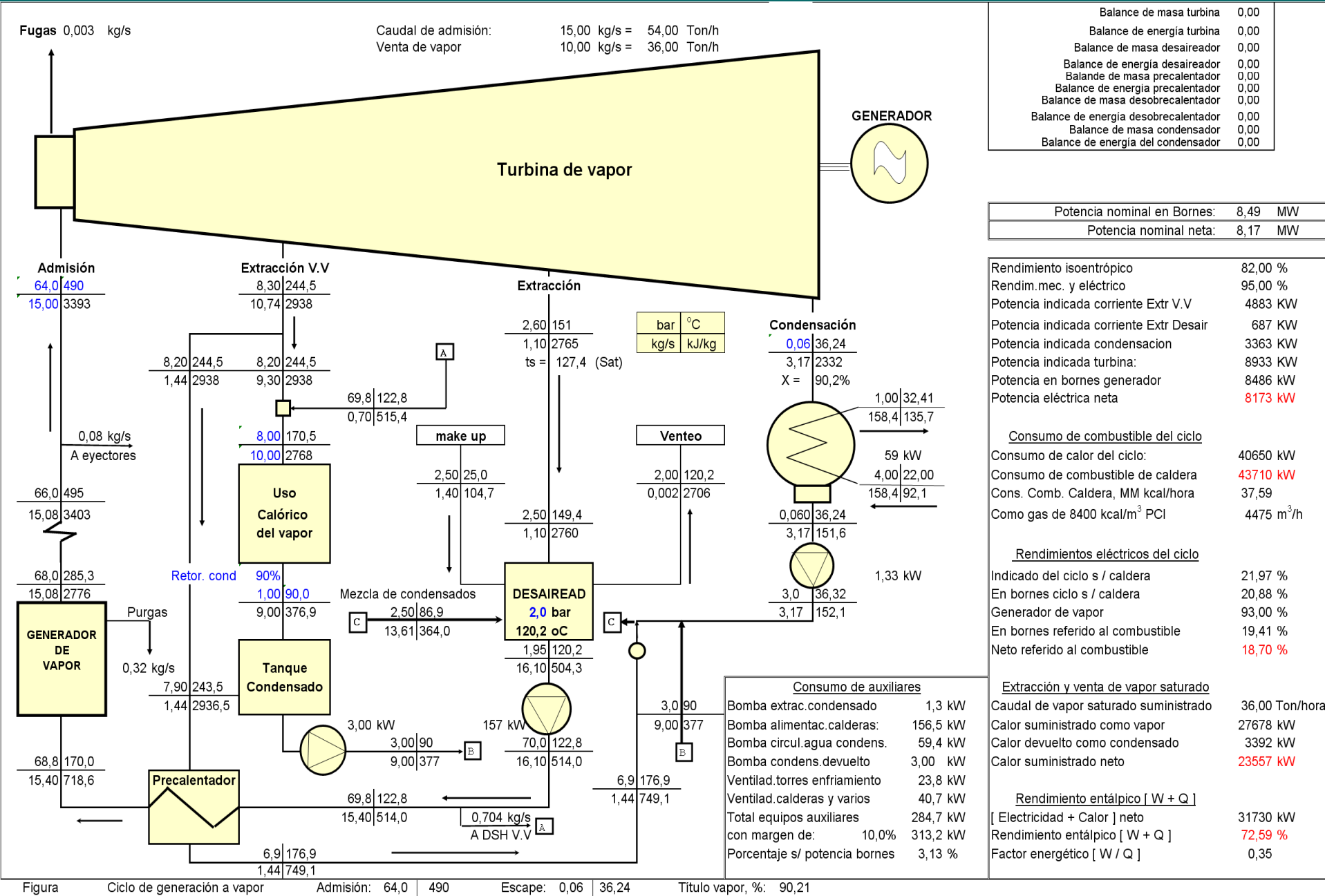


Utilización del calor de baja exergía
de turbinas de vapor para su aplicación
en usos calóricos, evitando que estos sean
producidos quemando mas combustibles.

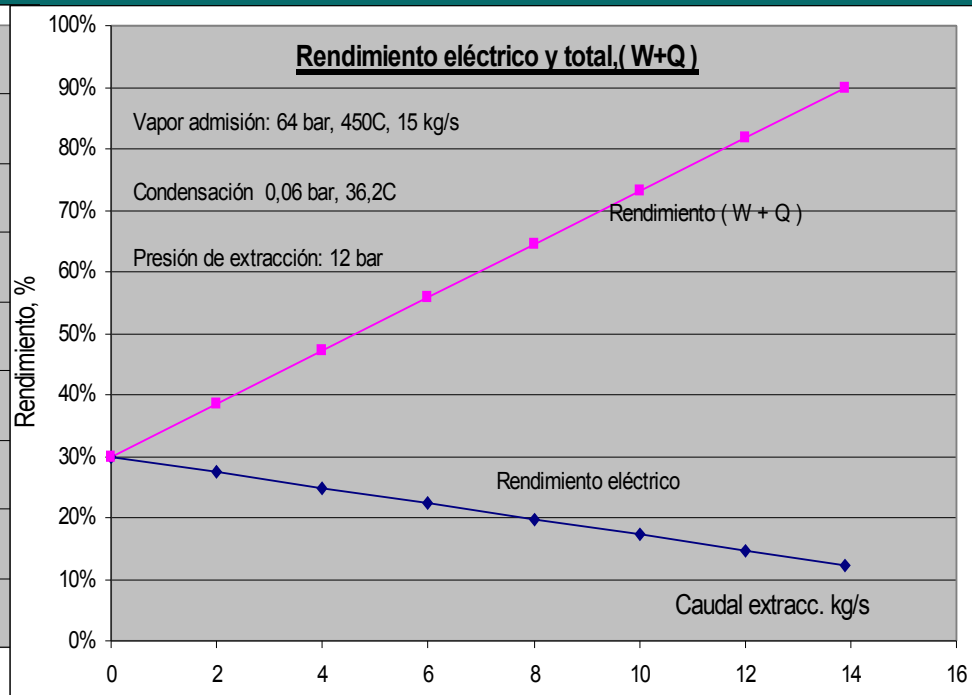
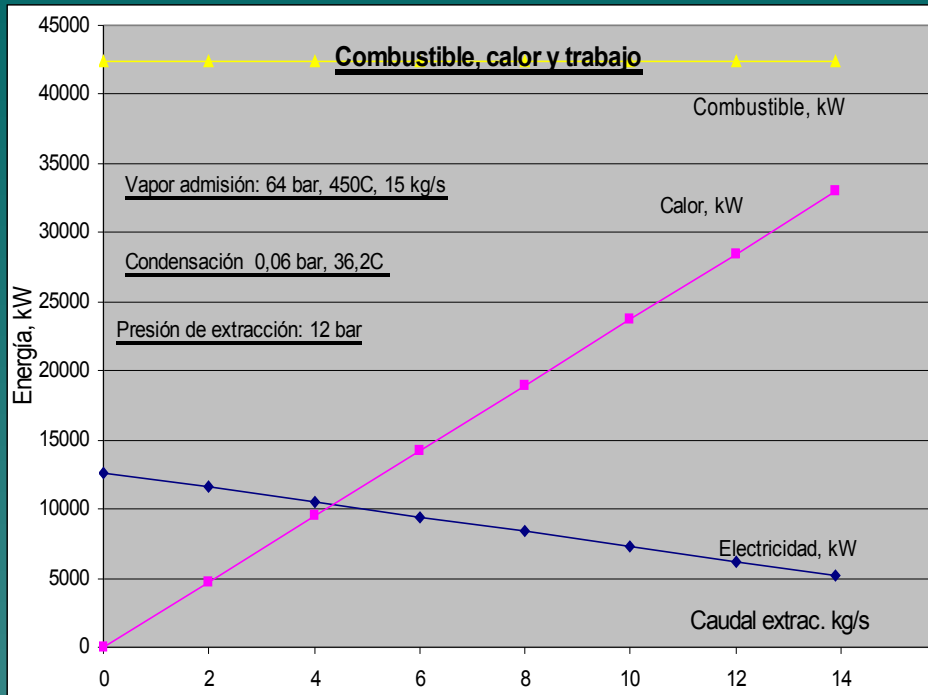
[Concepto de “Combustible Evitado”]

A stylized, dark teal silhouette of a mountain range is located in the bottom right corner of the slide, partially overlapping the text area.

Extracción para venta de vapor. Modelo de análisis



Resumen. Extracción para venta de vapor



Vapor a venta		Flujos de energía			Flujos financieros, y beneficio			
Presión	Caudal	Combust	Vapor	Electric	Combust	Vapor	Electric	Benefic
bar	kg/s	kW	kW	kW	1	1,25	3,394	\$
4	0	45654	0	13450	45654	0	45654	0
4	2	45655	4853	12653	45655	5816	42946	3108
4	4	45656	9306	11855	45656	11633	40238	6215
4	6	45657	13959	11057	45657	17449	37531	9323
4	8	45658	18612	10260	45658	23266	34823	12431
4	10	45659	23266	9462	45659	29082	32116	15538
4	12	45660	27919	8664	45660	34898	29408	18646

Vapor a venta		Flujos de energía			Flujos financieros, y beneficio			
Presión	Caudal	Combust	Vapor	Electric	Combust	Vapor	Electric	Benefic
bar	kg/s	kW	kW	kW	1	1,25	3,361	\$
20	0	40605	0	12082	40605	0	40605	0
20	2	40607	4768	10872	40607	5960	36536	1889
20	4	40609	9536	9661	40609	11920	32466	3778
20	6	40611	14304	8450	40611	17880	28397	5666
20	8	40613	19072	7239	40613	23840	24328	7555
20	10	40615	23840	6028	40615	29800	20258	9444
20	12	40617	28608	4817	40617	35760	16189	11333

COGENERACIÓN INDUSTRIAL

Cogeneración con TVs,

Cogeneración con TGs, y

Cogeneración con CCs

A stylized, layered mountain range graphic in shades of teal and blue, located in the bottom right corner of the slide.

Presentación de tres opciones
de abastecimiento energético
“electricidad + calor”
a una Industria

- 1) Convencional, compra de electricidad + caldera
- 2) Reemplazo del “let down station” por TV contrapresión.
- 3) Reemplazo de la caldera por un grupo TG + HRSG

Demanda de energía de una industria:

VAPOR

5 Ton/h vapor de AP, 42 bar, 254.7°C
95 Ton/h vapor de BP, 8 bar, 170°C

CONDENSADO DEVUELTO

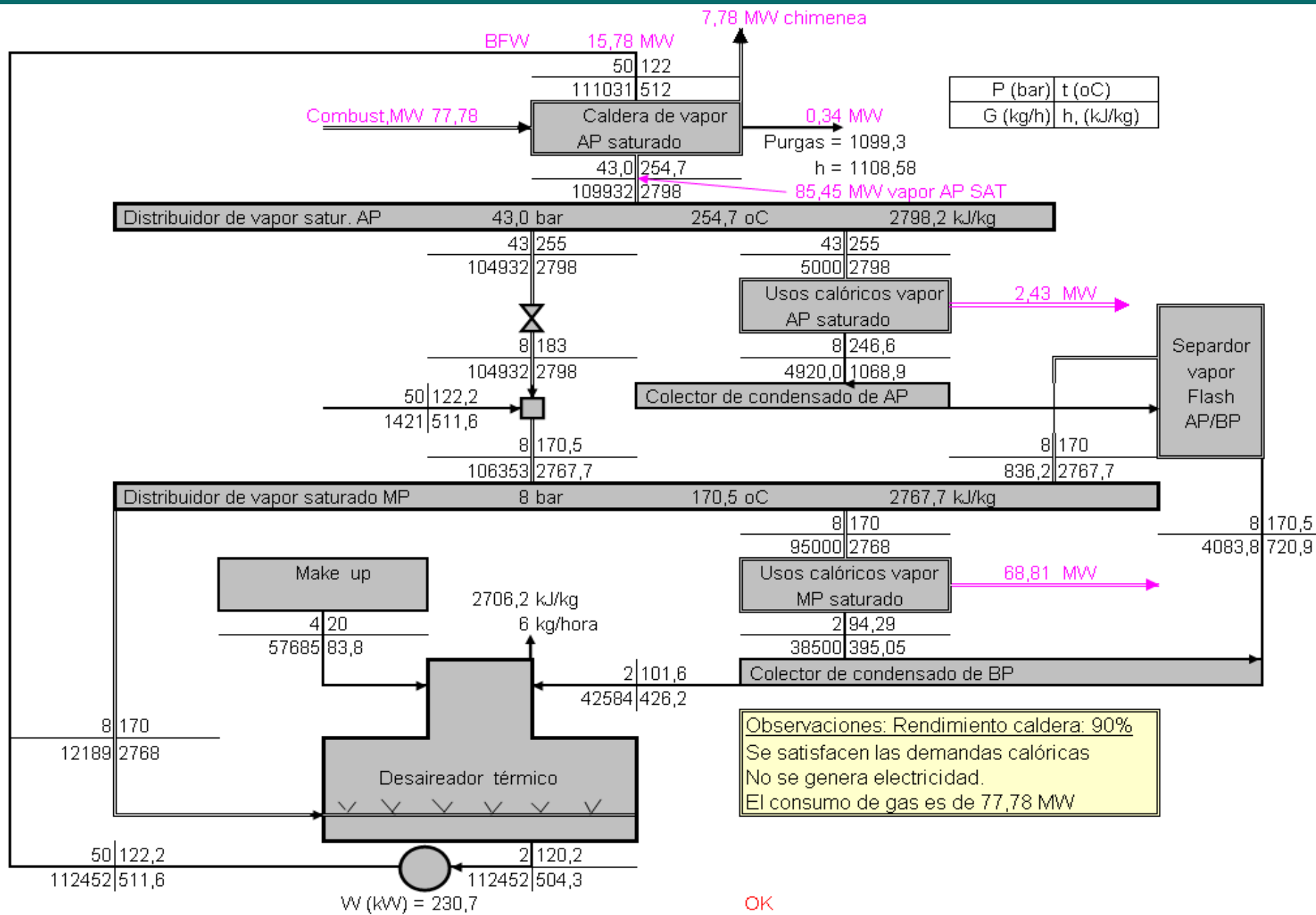
4.9 Ton/h de líquido a 246.6°C
38.5 Ton/h de líquido a 94.3°C

ELECTRICIDAD

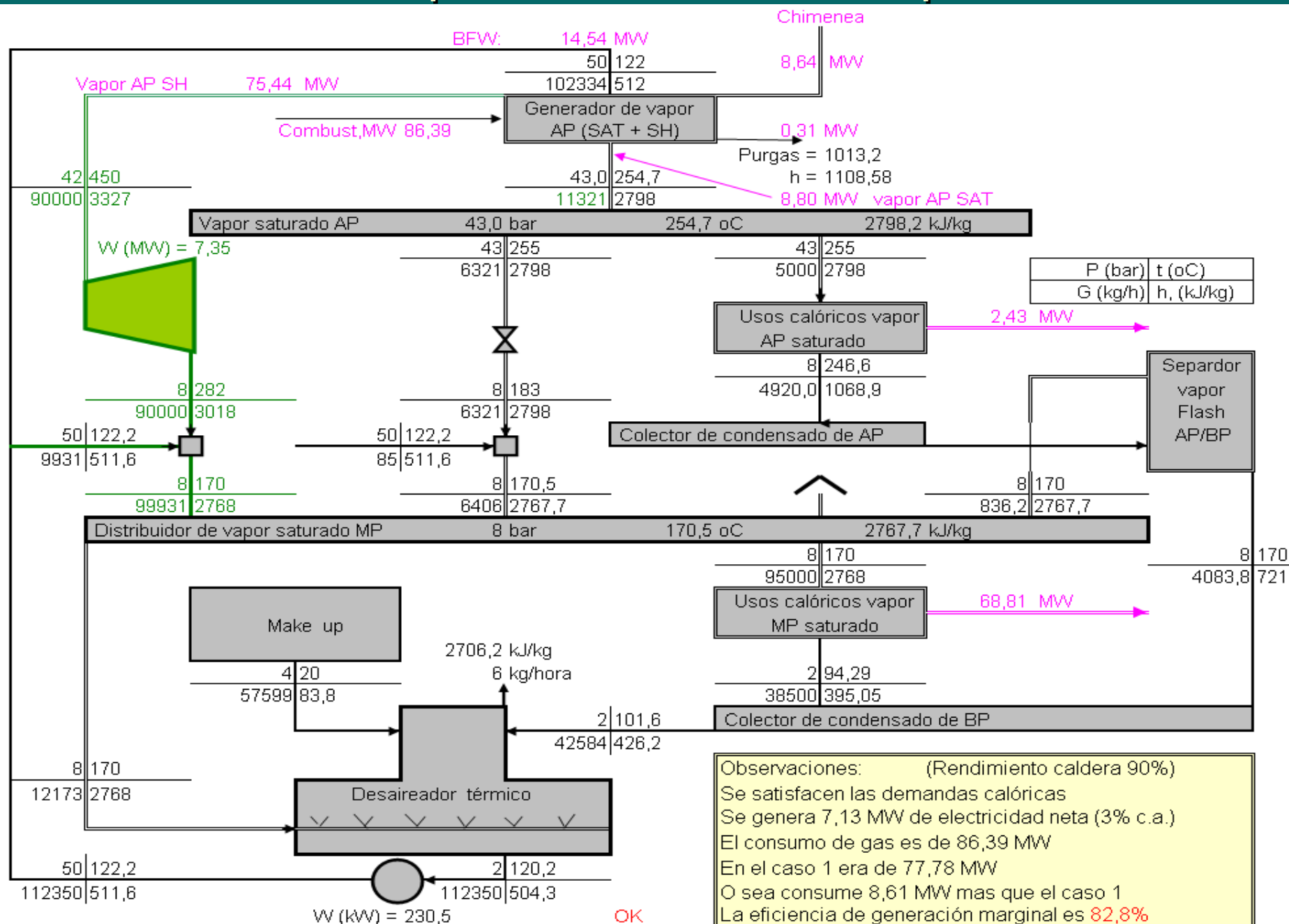
30 MW, se genera, o compra a terceros

Se presentan 3 esquemas: convencional, con TV y con TG

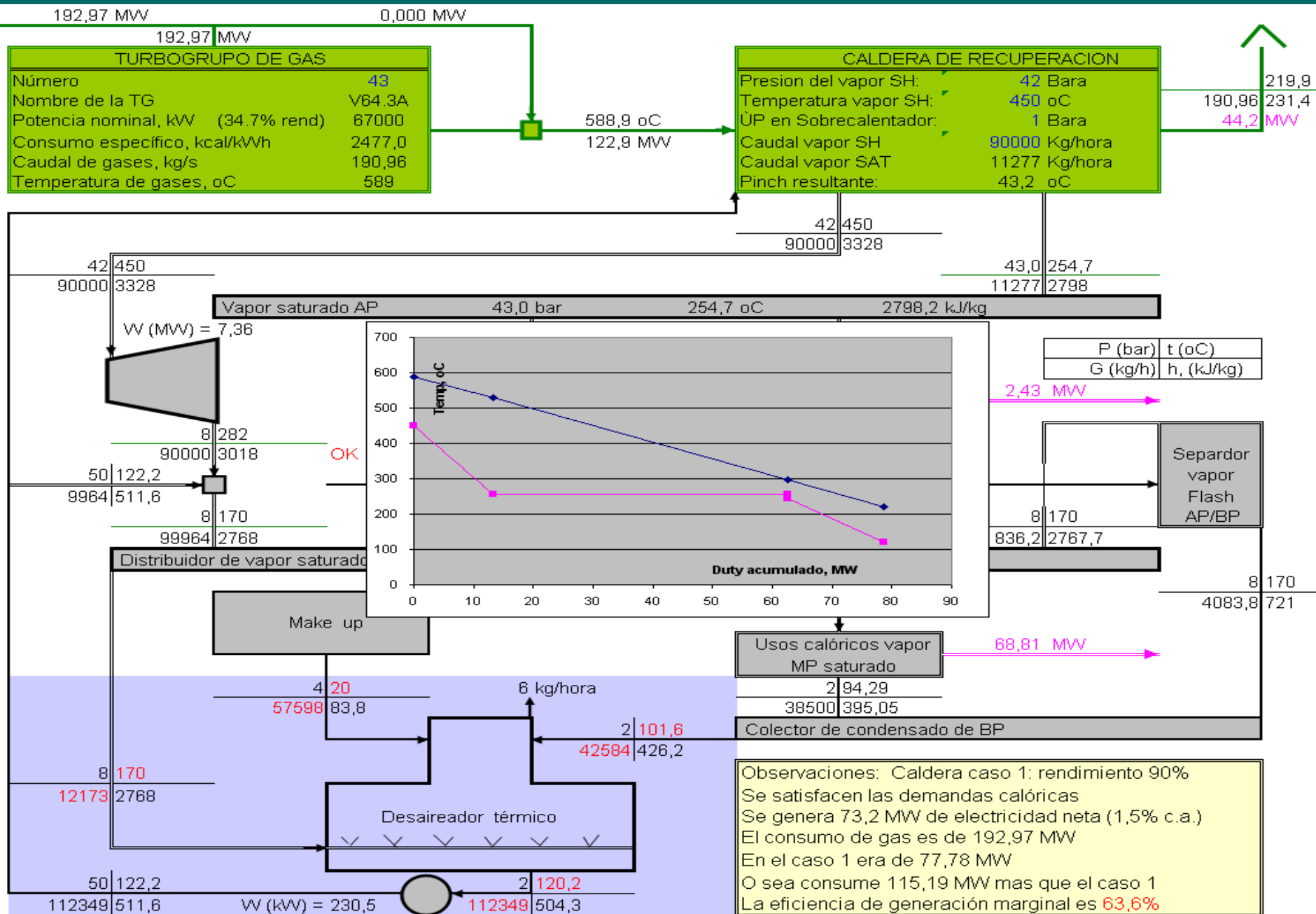
Compra de gas y electricidad



Generación parcial con TV contrapresión



Reemplazo de caldera por TG + HRSG de 1 presión



Observar lo siguiente: Pinch 43 C. Temp. Chimenea: 220 C. Vapor al desaireador: mas de 12 Ton/h. Hay todavía espacio para mejoras

Conclusiones de la comparación de los 3 casos

- 1 La superposición de la generación eléctrica a una utilización calórica de un combustible, permite lograr eficiencias muy elevadas. La “destrucción de exergía” que ocurría en el **LDS** es parcialmente recuperada por la turbina de vapor, como trabajo (o electricidad)
- 2 La magnitud del trabajo recuperado por TV es reducido debido a la degradación ya producida antes del **LDS**.
- 3 Al reemplazar **la caldera** por la **TG + HRSG** se reduce la destrucción de exergía en la caldera y el sistema puede producir mucho mas trabajo (caso 3).
(7 MW en el caso 2 y 73 MW en el caso 3)
- 4 En el caso 3 se observa una **pérdida elevada** por la chimenea del HRSG (mas de 200°C) que puede ahorrar unas 10 Ton/h de vapor de 10 bar (desaireador), o buscando otras aplicaciones fuera del sistema.
- 5 En cada caso se debe **“armar el rompecabezas”** si se quiere diseñar un buen sistema. **Esto requiere buena formación y mucha creatividad.**

Generación de vapor industrial. Necesidad de flexibilidad.

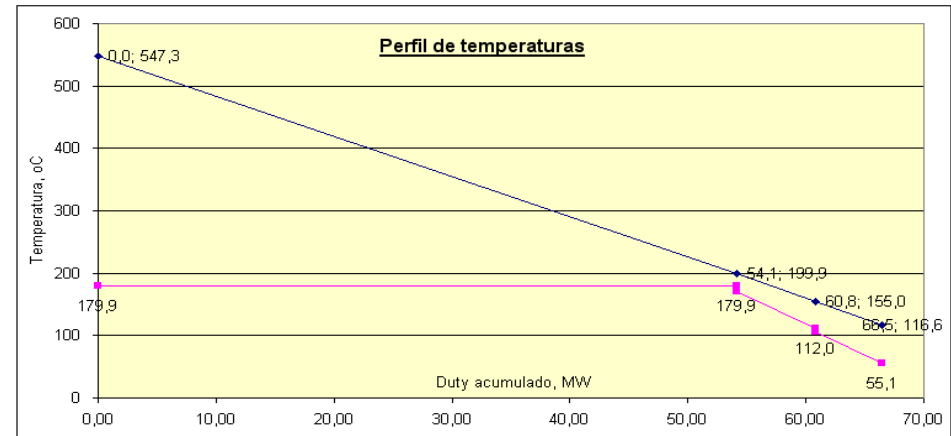
150	PG 5371 PA
154	RB211 G62
161	SGT-700
165	MF-221
167	Vectra-G40
168	LM2500PR
169	DR-81GP

172	H-25
173	MS5002 E
175	RB211-GT61
178	PGT25+G4
183	LM6000PD
185	PG 6581 B
187	MS 6001B

194	DR-63G PC
205	SGT-800
210	SGT-900
212	DR-63G PG
217	SwiftPac 50
222	Trent 60 DEL
227	GT8C2

Condiciones "at the site"	Altura	60	m.snm
	Temperatura	15	oC
	Contrapresión	20	mbar

P (bara)	t (oC)
G (kg/s)	H (kJ/kg)



Número:	185	12,2 Rel.compres
TURBOGRUPO:	PG 6581 (B)	31,78%
Potencia:	41,43	MW.efect
Caudal gases:	141,75	kg/s
Temperatura gases:	547,3	oC
Número de unidades:	1	

9,767 MWh/Dm³ gas 8400 PCI

130,37	MV	130,37	MV (PCI)
13347	m³/h	13347	m³/h
320338	m³/día	320338	m³/día

t (oC)	H (kJ/kg)
--------	-----------

300	Propuesta
-----	-----------

547,3	595,4
-------	-------

199,9	210,0
-------	-------

155,0	162,1
-------	-------

118,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

116,6	121,74071
-------	-----------

0,000 MVV

0 m³/h

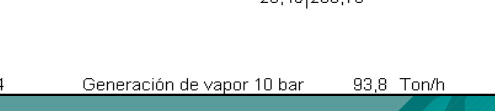
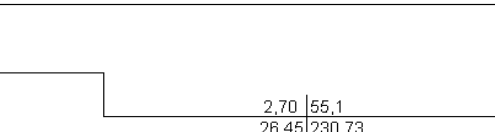
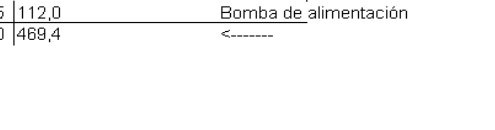
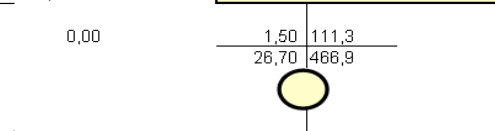
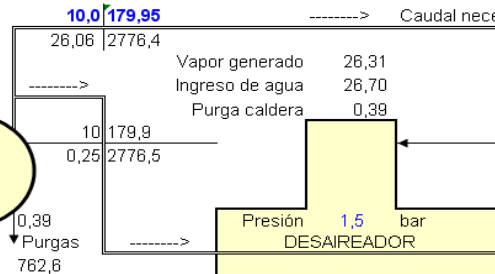
0 m³/día

Domo	0,00
Desaireador	0,00

Pinch point = 20,0 oC

Caudal necesario: 93,8 Ton/hora

VAPOR AP A PLANTA 72,35



Balance input-output e indicadores cualitativos del sistema	
Tipo de turbogrupo de gas:	PG 6581 (B)
Potencia ISO, MW	42,1
Potencia operativa TG (On Site):	41,43
Consumo auxiliares total:	0,29
Electricidad neta:	41,14
Combustible Turbogruppo Gas	130,37
Combustible suplementario:	0,00
Total, combustible:	130,37
	= 13347 m³/h
Calor recuperado, como vapor en HRSG	66,48
Rendimiento térmico del HRSG	78,8%
Contribución suministro de vapor HRSG	93,8 Ton/h
Total outputs (W + Q) netos:	107,62
Rendimiento térmico global:	82,55%
Relación Electr./Calor - Sk	0,62
Rendimientos de referencia	
Rendimiento eléctrico	35%
Rendimiento caldera	85%
Relación:	41%
Consumo convencional p / generación eléctric	117,53
Consumo convencional p / generación calor ut	78,21
Consumo convencional total	195,74
Ahorro de recursos:	33,4%

Turbogrupo PG 6581 (B) Gener.Eléctric.: 41,14 Generación de vapor 10 bar 93,8 Ton/h T gas = 547,3 Tmax = 547,3 Wneta = 41,14 W/Q = 0,819

Flexibilización de un sistema TG + HRSG

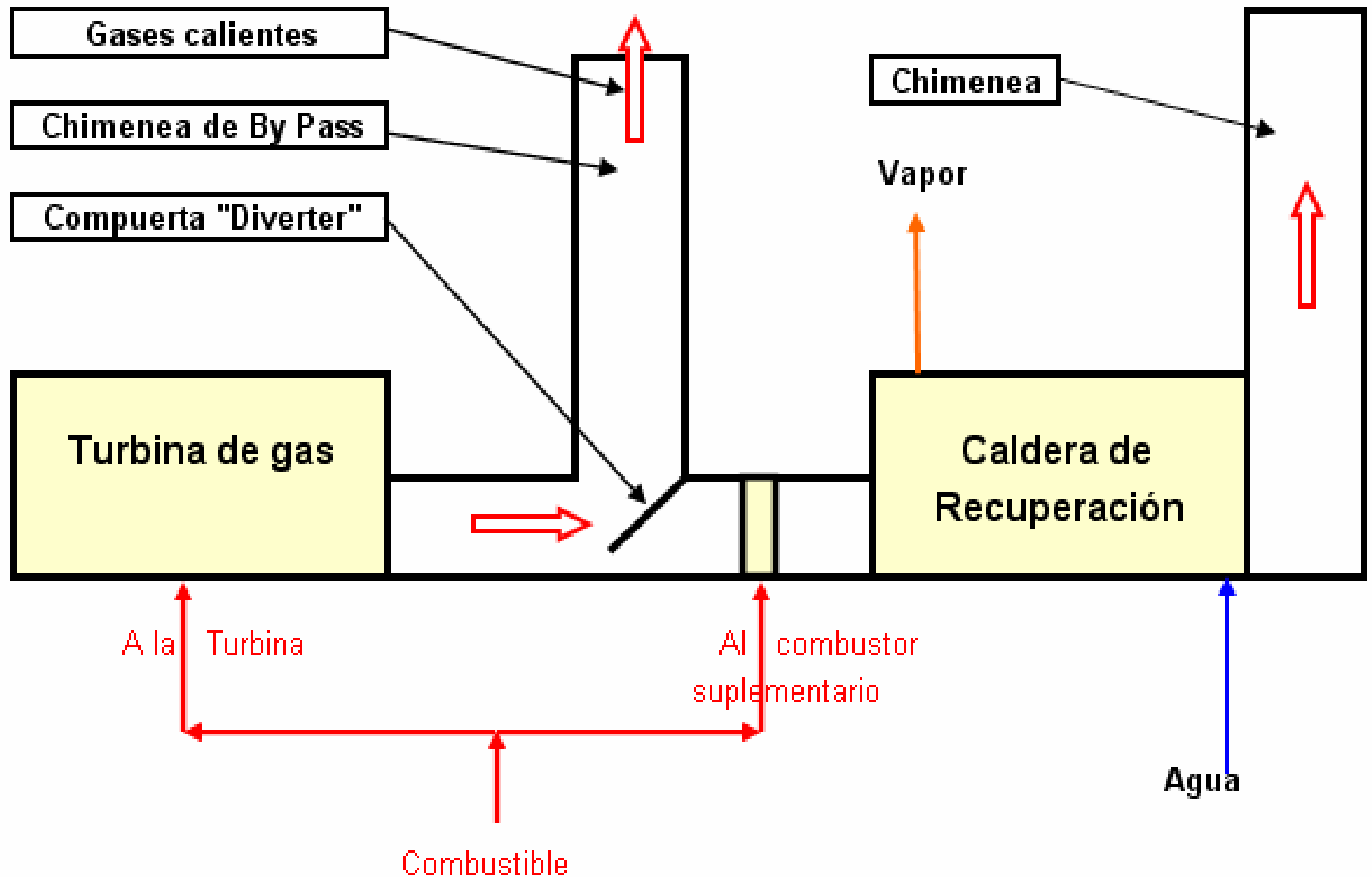
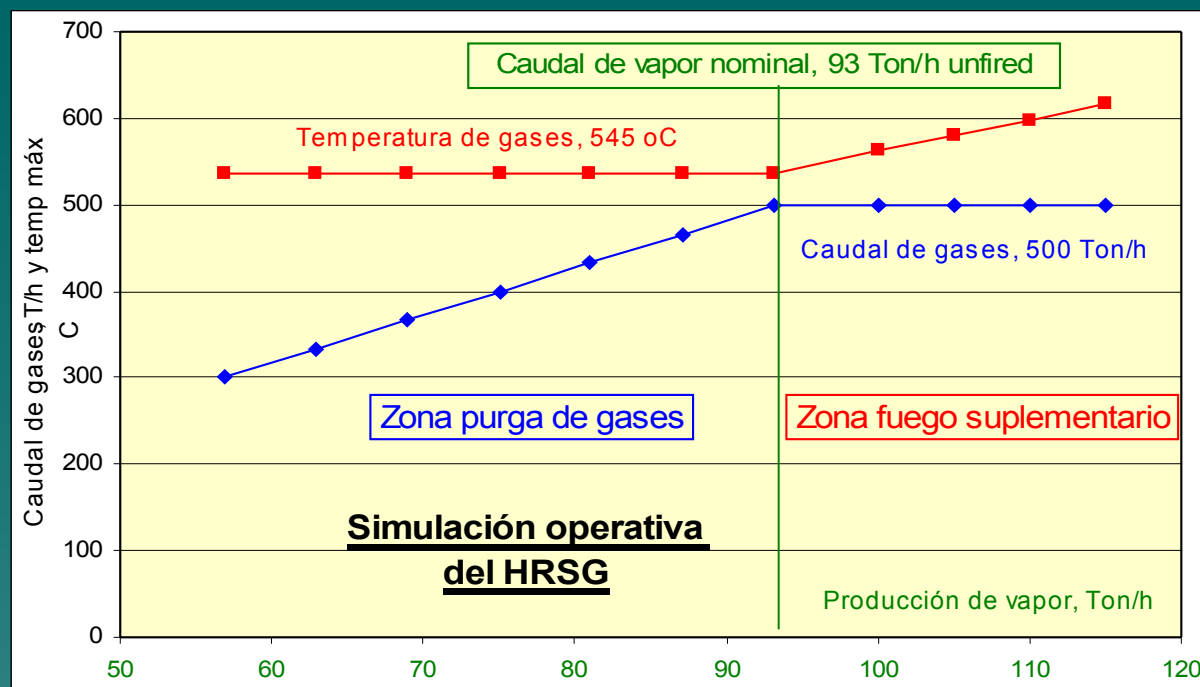


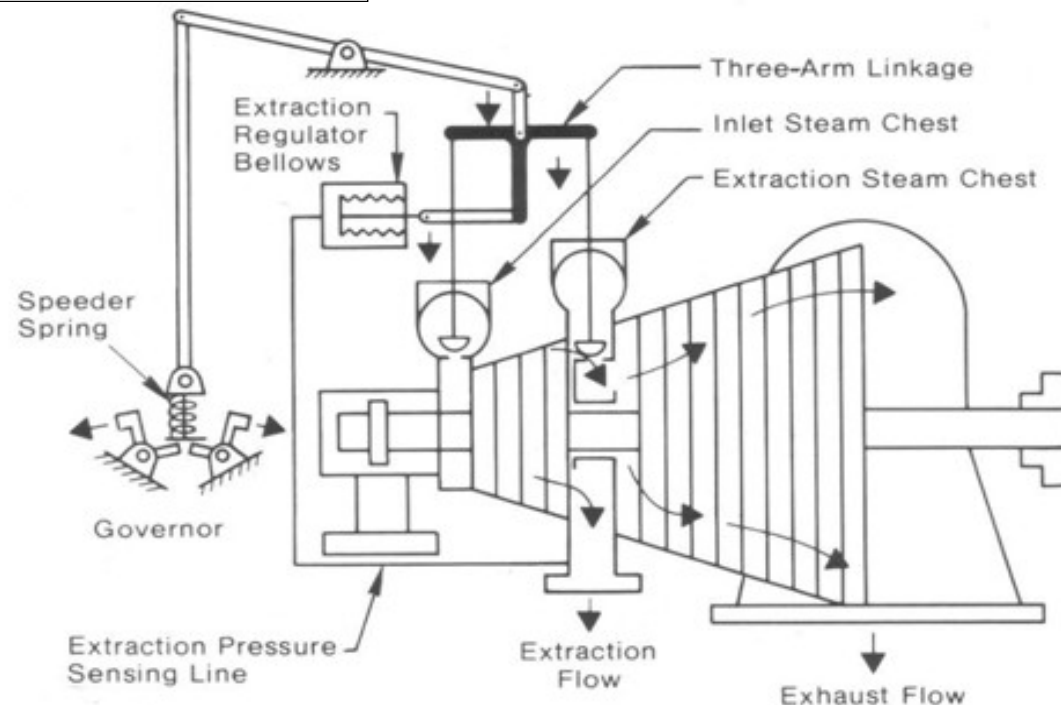
Figura 2: Mecanismos de flexibilización de un sistema TG + HRSG



Caudales de gas (color azul) y temperatura de gases (color rojo) para caudales de vapor menores y mayores que el caudal “Unfired”

Turbina de vapor de condensación con una extracción controlada operando con plena admisión, y condensando el excedente de vapor cuando hubiera.

La TG+HRSG debe ser de unas 120 Ton/h unfired de vapor SH de AP.



Flexibilización de un sistema TG + HRSG con 1 TV

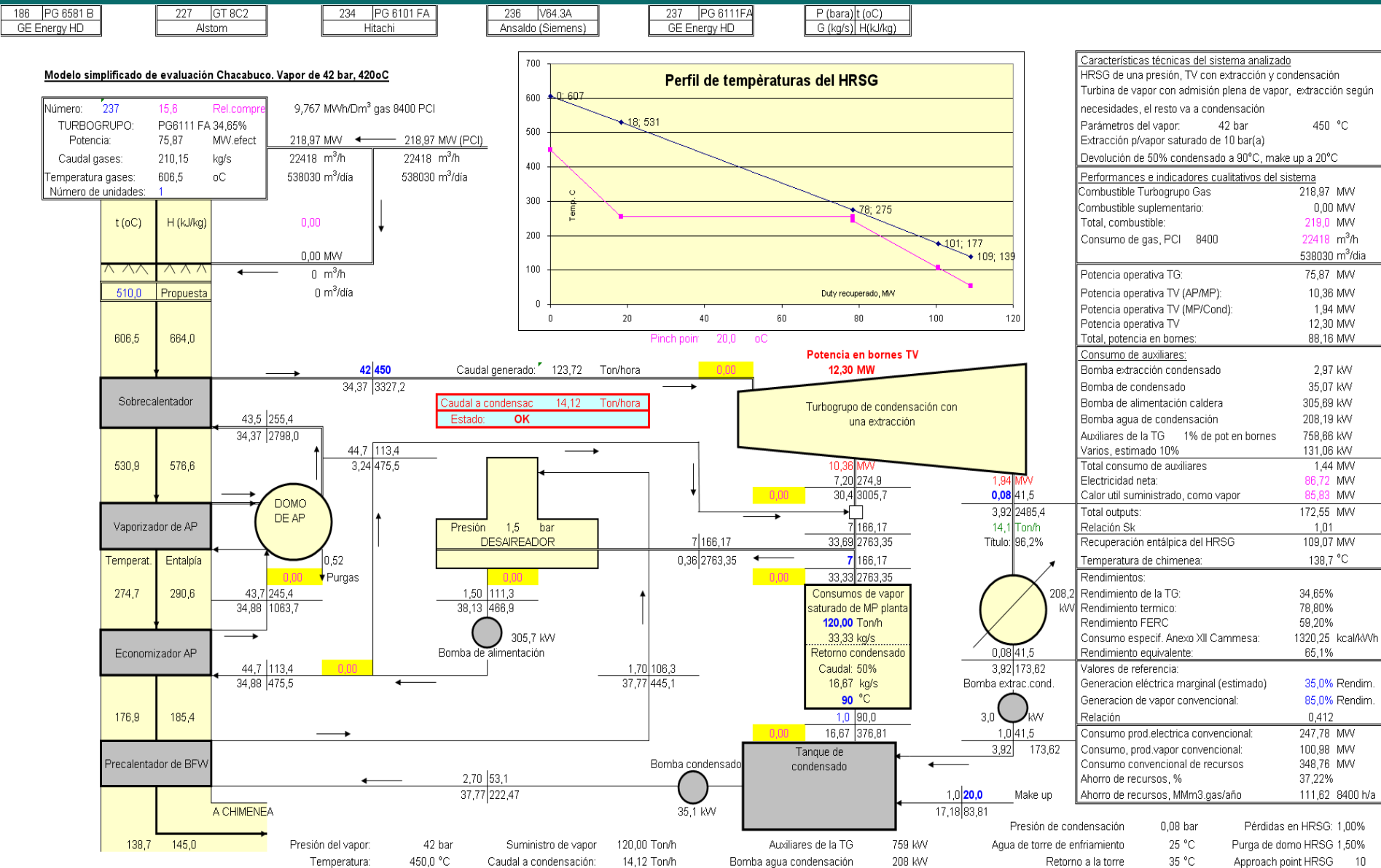
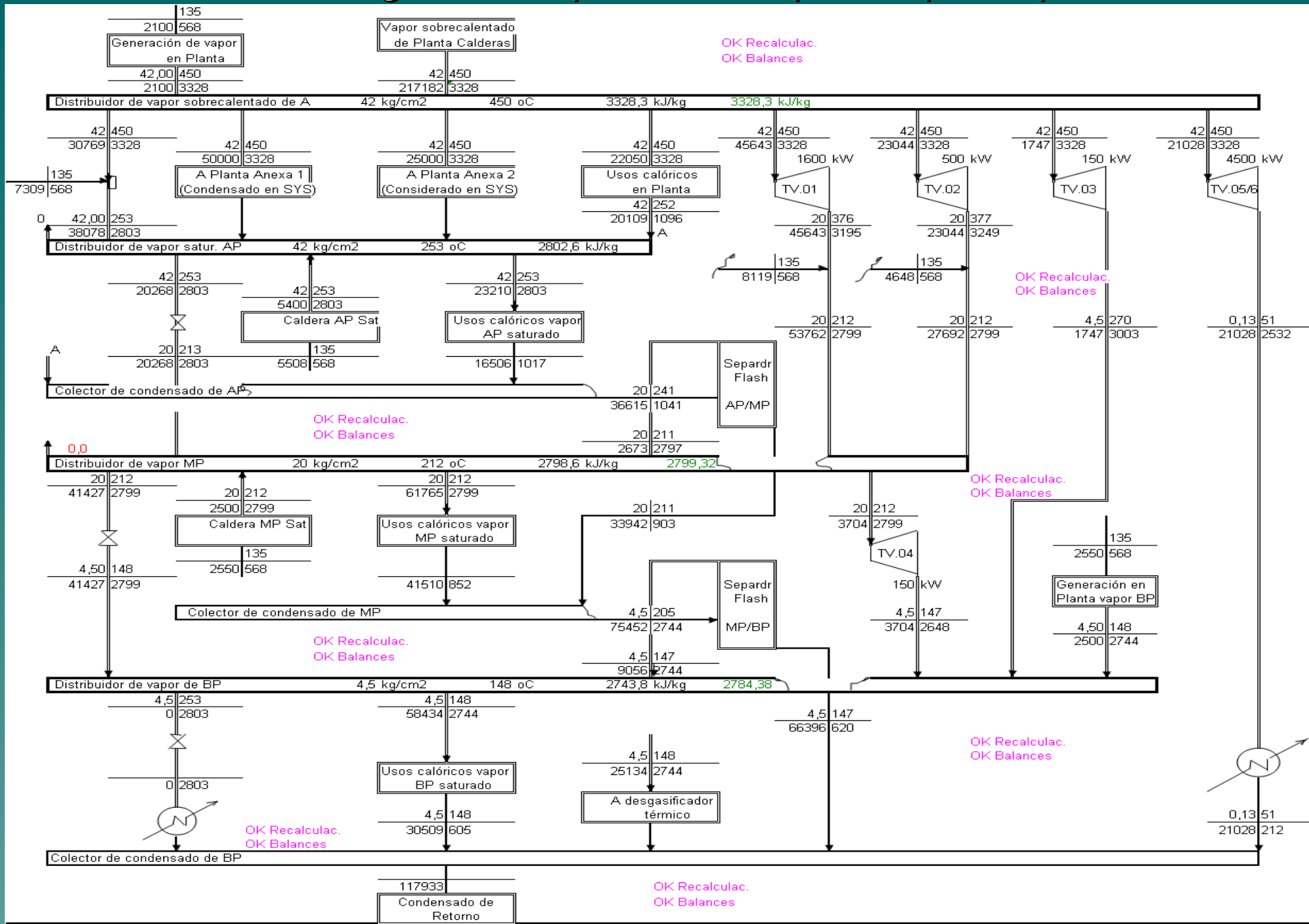
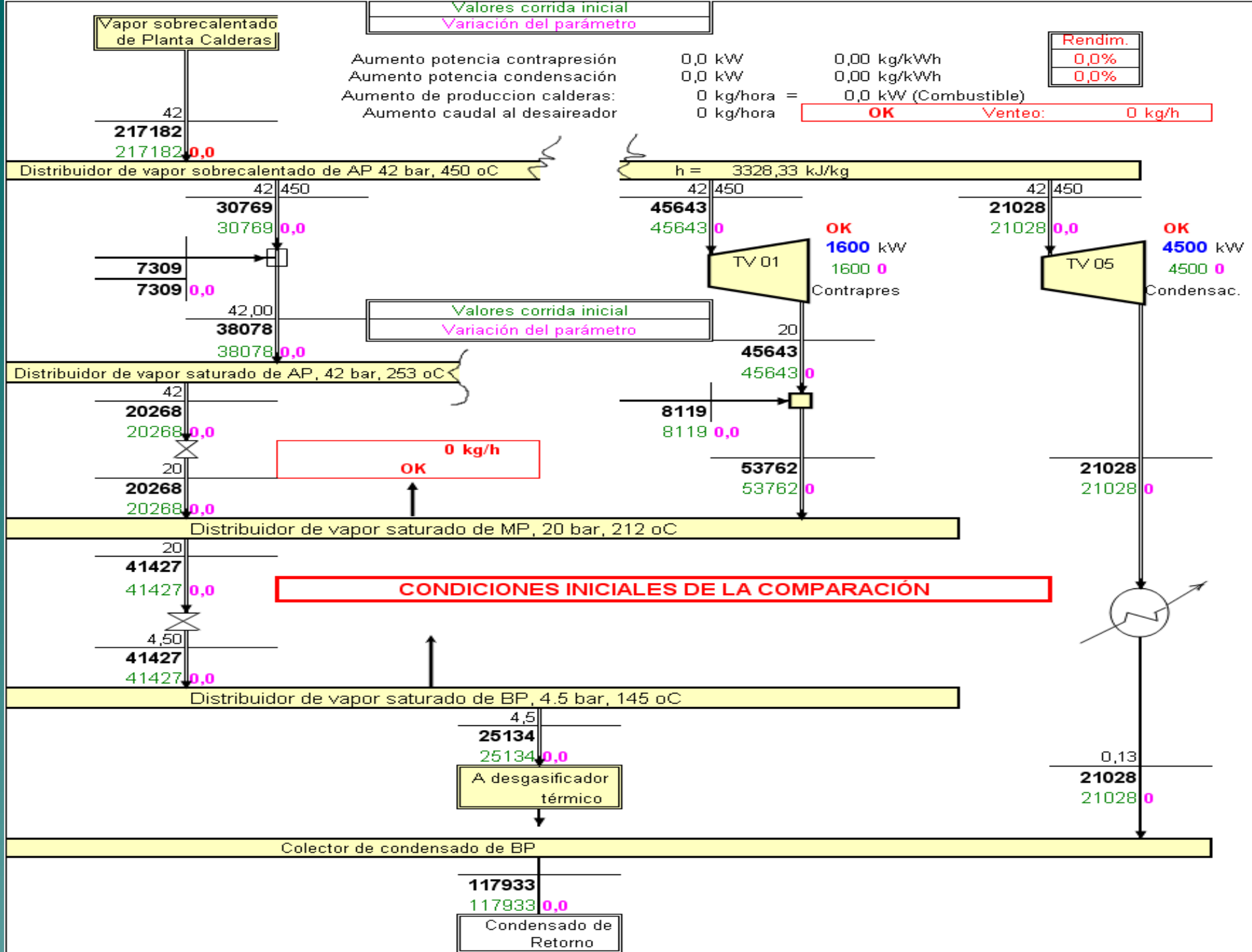
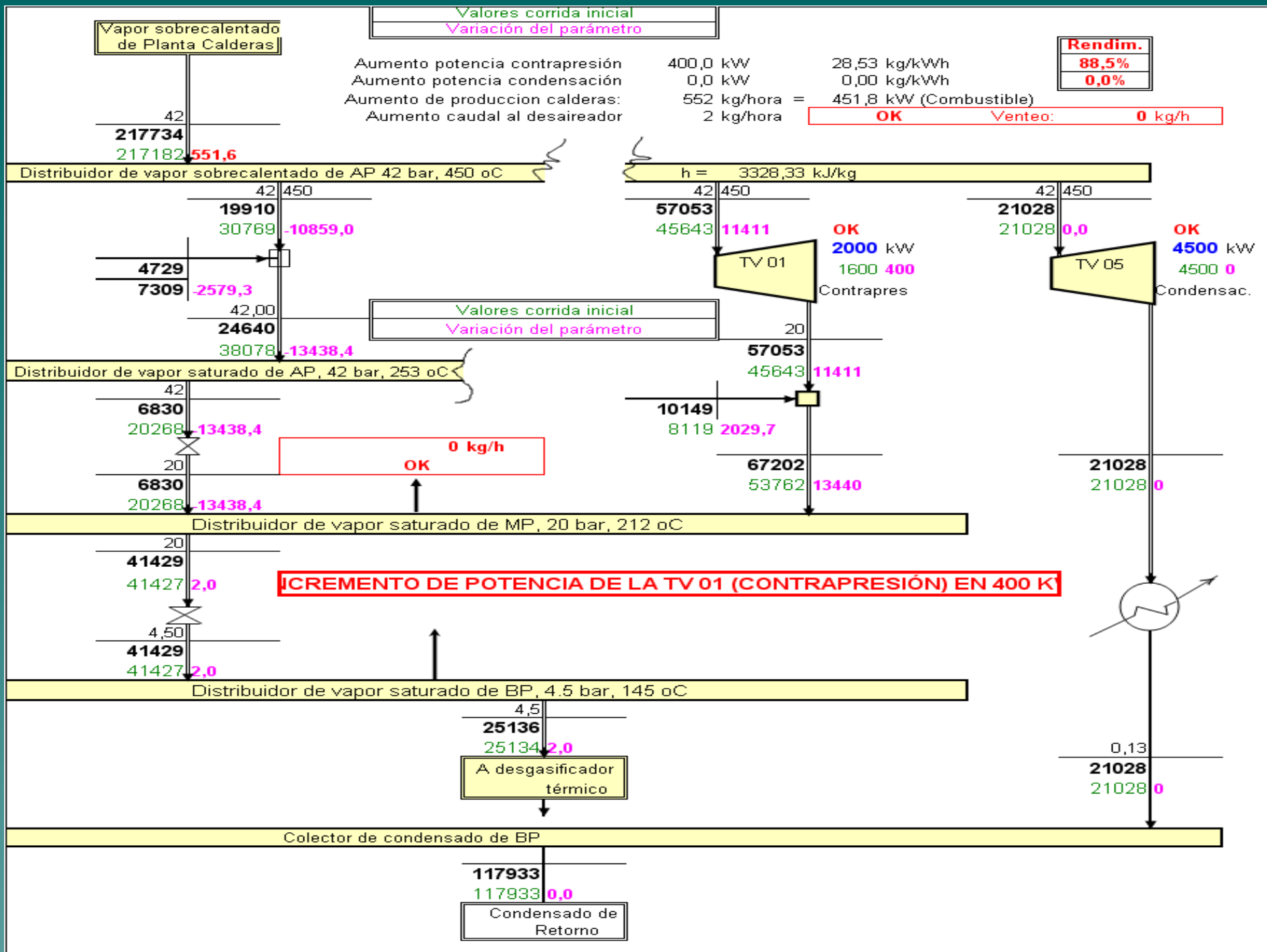


Figura 8: diagrama del sistema TG + HRSG + TV, para la TG GE PG 6111FA, con turbina de condensación con una extracción, para una demanda de vapor saurado de 7 bar y 120 Tn/h de caudal

Sistema antiguo de vapor de una planta petroquímica







Vapor sobrecalentado de Planta Calderas

Valores corrida inicial
Variación del parámetro

Aumento potencia contrapresión
Aumento potencia condensación
Aumento de producción calderas:
Aumento caudal al desaireador

0,0 kW
400,0 kW
2286 kg/hora = 1872,5 kW (Combustible)
499 kg/hora

Rendim.

0,0%
21,4%

OK Venteo: 0 kg/h

42

219468

217182 2286,2

Distribuidor de vapor sobrecalentado de AP 42 bar, 450 oC

42 450

31173

30769 403,5

7404

7309 95,9

42,00

38577

38078 499,4

Distribuidor de vapor saturado de AP, 42 bar, 253 oC

42

20767

20268 499,4

20

20767

20268 499,4

Distribuidor de vapor saturado de MP, 20 bar, 212 oC

20

41926

41427 499,4

4,50

41926

41427 499,4

Distribuidor de vapor saturado de BP, 4.5 bar, 145 oC

4,5

25633

25134 499,4

A desgasificador térmico

Colector de condensado de BP

119815

117933 1882,6

Condensado de Retorno

h = 3328,33 kJ/kg

42 450

45643

45643 0

TV 01

OK 1600 kW

1600 0

Contrapres

20

45643

45643 0

8119

8119 0,0

53762

53762 0

42 450

22911

21028 1882,6

TV 05

OK 4900 kW

4500 400

Condensac.

22911

21028 1883



0,13

22911

21028 1883

Como puede observarse, disponer del modelo de lo que se quiere analizar, si bien puede ser trabajoso si se quieren tener en cuenta todas las condiciones de borde específicas de cada caso, permite obtener las conclusiones necesarias.

En los ejemplos vistos se vislumbran ya algunas oportunidades de mejoras de sistemas térmicos que son posibles, aunque no fáciles, siendo de suma importancia la formación, creatividad y buen criterio del analista. Debemos formar jóvenes con estas habilidades.